

Министерство науки и высшего образования Российской Федерации
Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение
высшего образования
«Сибирский государственный индустриальный университет»

ПОЯСНИТЕЛЬНАЯ ЗАПИСКА

выпускной квалификационной работы:

«Пути повышения эффективности работы паросиловой установки»

ОБУЧАЮЩИЙСЯ _____
(подпись)

Александрова О. А.

допущен к защите в государственной экзаменационной комиссии «__» июля 2019 г.

Руководитель канд. тех. наук, доцент _____ Михайличенко Т. А.
(подпись)

Заведующий кафедрой канд. тех. наук, доцент _____ Коротков С. Г.
(подпись)

Директор ИМиМ д-р. тех. наук, проф. _____ Галевский Г. В.
(подпись)

Новокузнецк
2019 г.

Министерство науки и высшего образования Российской Федерации

Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение
высшего образования
«Сибирский государственный индустриальный университет»

Кафедра теплоэнергетики и экологии

УТВЕРЖДАЮ

Заведующий кафедрой

_____ Коротков С. Г.

(подпись)

« ____ » _____ 2019 г.

ЗАДАНИЕ

на выпускную квалификационную работу
обучающегося Александровой Ольги Александровны

группы МТ-15

Тема работы: «Пути повышения эффективности работы паросиловой
установки» _____

Утверждена приказом от 22.01.2019 г. № 25-об

Характер работы: аналитическая работа _____

Срок сдачи обучающимся законченной работы « ____ » июля 2019г.

Исходные условия и данные к работе: $P_1 = 2,0$ МПа, $t_1 = 400$ °С, $P'_1 = 9,0$ МПа,
 $t'_1 = 530$ °С, $P_{\text{ВПИ}} = 0,6$ МПа, $t_{\text{ВПИ}} = 400$ °С, $P'_{\text{ВПИ}} = 2,7$ МПа, $t'_{\text{ВПИ}} = 530$ °С, $P_2 = 4$ кПа;
современные _____ литературные
данные _____

Цель, задачи работы: поиск методов повышения эффективности работы
паросиловой установки; _____

1. схема и принцип работы ПСУ; _____

2. исследование аналитическим и расчётным способом термодинамической
эффективности цикла при изменении начальных параметров пара, использовании
вторичного перегрева и регенеративного цикла. _____

Содержание работы: Введение; Общая часть; Цикл Ренкина; Способы повышения КПД паротурбинного цикла; Повышение давления и температуры рабочего тела перед турбиной; Промежуточный перегрев пара; Регенеративный цикл; Теплофикация; Схема и принцип работы ПСУ; Основные элементы ПСУ; Котлоагрегат; Паровые турбины; Конденсационные устройства; Основные типы ТЭС; Технологическая схема КЭС; Технологическая схема ТЭЦ; Специальная часть Исходные данные для расчёт цикла ПСУ; Расчёт цикла ПСУ на перегретом паре; Расчёт цикла ПСУ на перегретом паре с повышенными начальными параметрами пара; Расчёт циклов ПСУ с вторичным перегревом; Расчёт циклов ПСУ с регенеративным подогревом питаельной воды; Заключение; Список источников; Приложение А Технологическая схема ТЭС, работающей на твердом топливе.

Предполагаемое использование результатов: в действующих системах теплоснабжения, в которых используются ПСУ.

Перечень графического материала: Титульный лист презентации; Цель и задачи выпускной квалификационной работы; Схема ПТУ на влажном насыщенном паре; Схема паротурбинной установки; T-s и p-v - диаграммы цикла Ренкина; КПД цикла Ренкина; Цикл ПТУ с промежуточным перегревом пара; Цикл ПТУ с регенеративным подогревом воды; Теплофикационный цикл ПТУ; Расчёт цикла ПСУ: Параметры в характерных точках цикла на перегретом паре; Основные характеристики процессов цикла на перегретом паре; Параметры в характерных точках цикла с вторичным перегревом пара; Параметры в характерных точках регенеративного цикла; Заключение.

Консультанты по работе с указанием относящихся к ним разделов работы: -

Нормоконтроль: Михайличенко Т. А..

Руководитель _____
(подпись)

Задание к исполнению принял _____ « ____ » _____ 2019 г.

АННОТАЦИЯ НА РУССКОМ ЯЗЫКЕ

Александрова О.А. Пути повышения эффективности работы паросиловой установки: выпускная квалификационная работа по направлению подготовки «Теплоэнергетика и теплотехника» (13.03.01). — Новокузнецк, 2019. — 65 с., табл. 12, ил. 23, источников 21, приложений 1, презентация - 15 слайдов.

В процессе выполнения выпускной квалификационной работы с целью повышения экономичности паросиловой установки рассмотрено основное оборудование установки, представлены способы повышения эффективности, работы паросиловой установки, сделан сравнительный анализ рассчитанных характеристик термодинамической эффективности цикла при изменении начальных параметров состояния пара, использовании вторичного перегрева и регенеративного цикла.

С проведением расчетов и анализа термодинамических показателей паросиловой установки, работающей по циклу Ренкина, было получено, что термодинамический КПД таких установок очень низок. Но так как термический вид энергии очень распространен, необходимо использовать методы повышения эффективности работы паросиловой установки, которые позволяют увеличить КПД на 5-20%.

Результаты работы могут быть использованы в действующих системах теплоснабжения, в которых задействованы паросиловые установки.

Исполнитель

(подпись)

Александрова О. А.

АННОТАЦИЯ НА АНГЛИЙСКОМ ЯЗЫКЕ

Aleksandrova O.A. Ways to improve the efficiency of the steam power plant: final qualifying work in the direction of preparation "Heat power and heat engineering" (13.03.01). - Novokuznetsk, 2019. - 65 p., Table. 12, il. 23, sources 21, annex 1, presentation - 15 slides.

In the course of executing the qualification work in order to improve the efficiency of the steam power plant, the main equipment of the plant was considered, ways to improve the efficiency of the steam power plant were presented, a comparative analysis of the calculated characteristics of the thermodynamic efficiency of the cycle when changing the initial parameters of the steam state, using the secondary overheating and regenerative cycle was made.

With calculations and analysis of the thermodynamic parameters of a steam power plant operating on the Rankine cycle, it was found that the thermodynamic efficiency of such plants is very low. But since the thermal form of energy is very common, it is necessary to use methods to improve the efficiency of the steam power plant, which allow an increase in efficiency by 5-20%.

The results of the work can be used in existing heating systems, which involve steam power plants.

The executor

(signature)

Aleksandrova O.A.

СОДЕРЖАНИЕ

Введение.....	8
1 Общая часть.....	10
1.1 Цикл Ренкина.....	10
1.2 Способы повышения КПД паротурбинного цикла.....	12
1.2.1 Повышение давления и температуры рабочего тела перед турбиной.....	12
1.2.2 Промежуточный перегрев пара.....	14
1.2.3 Регенеративный цикл.....	15
1.2.4 Теплофикация.....	17
1.3 Схема и принцип работы ПСУ.....	21
1.4 Основные элементы ПСУ.....	22
1.4.1 Котлоагрегат.....	22
1.4.2 Паровые турбины.....	26
1.4.3 Конденсационные устройства.....	29
1.5 Основные типы ТЭС.....	32
1.5.1 Технологическая схема КЭС.....	35
1.5.2 Технологическая схема ТЭЦ.....	38
2 Специальная часть.....	41
2.1 Исходные данные для расчёта цикла ПСУ.....	41
2.1.1 Расчёт цикла ПСУ на перегретом паре.....	41
2.1.2 Расчёт цикла ПСУ на перегретом паре с повышенными начальными параметрами пара.....	44
2.1.3 Расчёт циклов ПСУ с вторичным перегревом.....	47
2.1.4 Расчёт циклов ПСУ с регенеративным подогревом питаельной воды...56	56
Заключение.....	61
Список источников.....	63
Приложение А Технологическая схема ТЭС, работающей на твердом топливе...65	65

ВВЕДЕНИЕ

Основу энергетики России составляют тепловые электростанции (ТЭС). Они производят 68% (2018г.) всей электрической энергии. Современная тепловая электростанция сложный энергокомплекс, в котором тепловая энергия выделяется при сжигании органического топлива, преобразуется в механическую, а затем с помощью электрогенератора в электрическую.

В качестве рабочего тела в теплоэнергетических и в промышленных установках широко используется водяной пар. Он производится в котлоагрегатах при заданном постоянном давлении, диапазон изменения которого колеблется в широких пределах. Паросиловая установка (ПСУ) является основой современных тепловых электростанций. Основным циклом в паросиловой установке является цикл Ренкина [1].

Электрическая энергия считается основой современной цивилизации. Можно без преувеличения сказать, что без электрической энергии невозможна нормальная жизнь современного общества. Электрическая энергия широко используется в промышленности для приведения в действие самых различных механизмов и непосредственно в технологических процессах, на транспорте, в быту. Работа современных средств связи - телеграфа, телефона, радио, телевидения - основана на применении электрической энергии. Без нее невозможно было бы развитие кибернетики, вычислительной и космической техники и т.д.

Основные отличительные свойства электрической энергии состоят в том, что она может легко передаваться на большие расстояния и относительно просто с малыми потерями преобразовываться в другие виды энергии.

Электроэнергия вырабатывается на специальных предприятиях - электростанциях, преобразующих в электрическую другие виды энергии: химическую энергию топлива, энергию воды и ветра, атомную энергию и др. Выработанная электростанцией электроэнергия передается по воздушным или кабельным линиям электросетей различным потребителям - промышленным, коммунальным, сельскохозяйственным, бытовым и т.д.

В зависимости от используемого вида энергии различают электростанции тепловые, гидравлические, ветровые, атомные и др.

На тепловых электростанциях используется твердое, жидкое и газообразное топливо. В зависимости от рода первичного двигателя, приводящего во вращение электрический генератор, тепловые электростанции можно подразделить на станции с паровыми турбинами, с двигателями внутреннего сгорания и с газовыми турбинами. Станции с паровыми турбинами, кроме того, подразделяются на конденсационные (КЭС) и теплофикационные (ТЭЦ). Конденсационные электростанции снабжают потребителей только электрической энергией, а теплофикационные электростанции — электрической и тепловой энергией [2].

1 Общая часть

1.1 Цикл Ренкина

В современной стационарной теплоэнергетике в основном используются паровые теплоэлектростанции. На долю паротурбинных электростанций приходится более 80% вырабатываемой электроэнергии. На паровых теплоэлектростанциях в качестве рабочего тела, как правило, используется водяной пар, что объясняется наличием и низкой стоимостью воды. На рисунке 1 показана схема ПСУ.

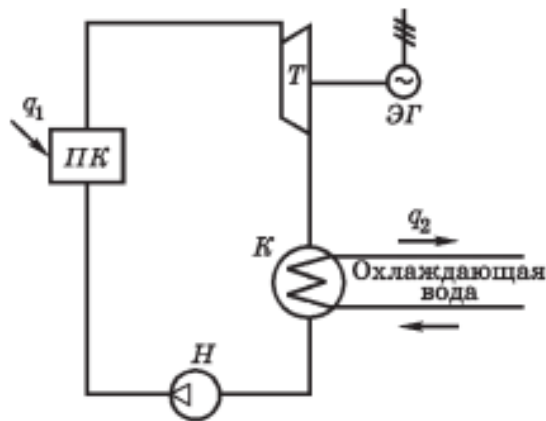


Рисунок 1- Принципиальная схема паровой теплосиловой установки

Перегретый пар с параметрами p_1 , T_1 , h_1 поступает в паровую турбину Т из парового котла. При расширении в сопловом аппарате пар приобретает значительную кинетическую энергию, которая в роторе турбины превращается в техническую работу. Механическая энергия турбины в генераторе ЭГ преобразуется в электрическую энергию. После турбины пар с давлением p_2 и энтальпией h_2 поступает в конденсатор К, который является теплообменником, в трубах которого вода охлаждает пар. Тепло в количестве q_2 отводится в конденсатор, в результате чего пар конденсируется. Конденсат закачивается в котел насосом Н, и цикл повторяется снова. Таким образом, характерной особенностью ПСУ является фазовое превращение рабочего тела в цикле.

Рассмотрим описанный замкнутый процесс в $p - v$ -, $T - s$ - и $h - s$ -координатах (рисунок 2).

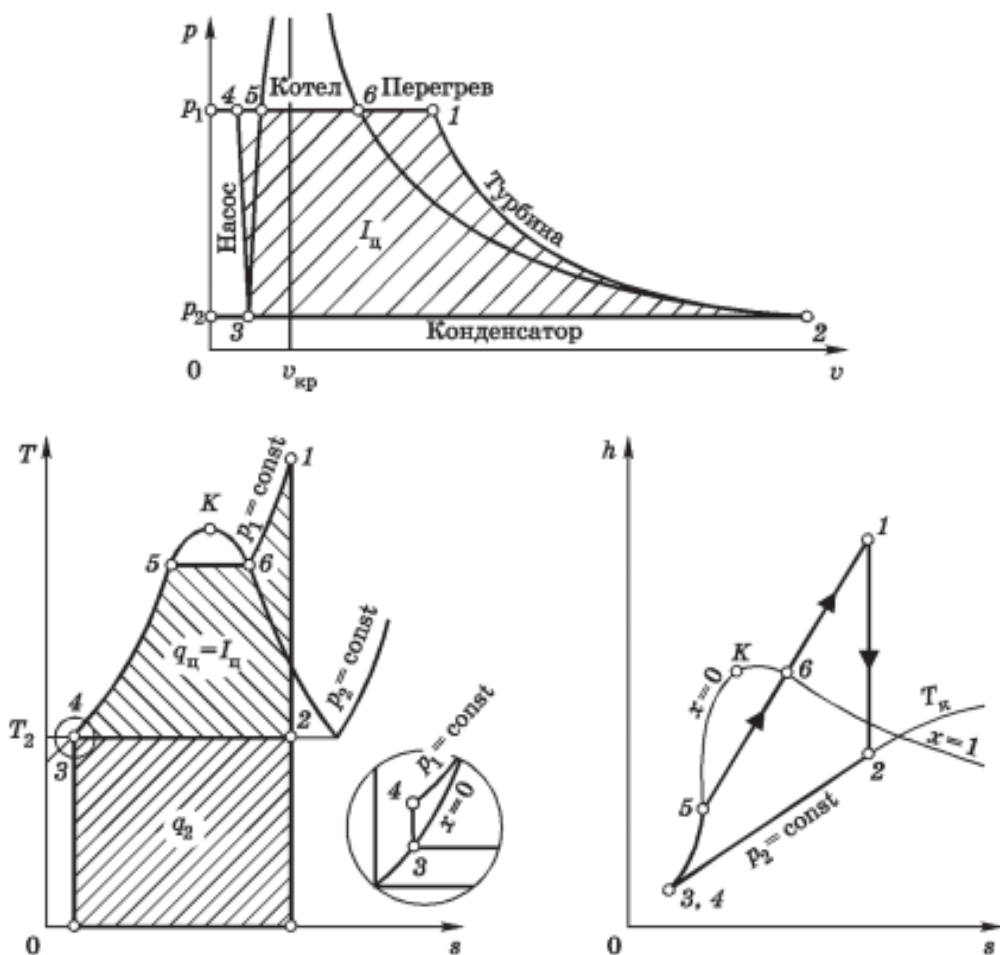


Рисунок 2 – Цикл Ренкина в $p - v$ -, $T - s$ - и $h - s$ -координатах

Точка 4 соответствует состоянию рабочего тела перед паровым котлом. В котле происходят процессы нагревания жидкости (4-5), парообразования (5-6) и перегрева пара (6-1). Теплота q_1 , подведенная к 1 кг рабочего тела в изобарном процессе, равна разности энтальпий в конечной и начальной точках процесса $q_1 = h_1 - h_4$.

Процесс адиабатического расширения (1-2) осуществляется в паровой турбине. В результате перегретый пар превращается в сухой насыщенный, а затем во влажный с параметрами точки 2. Пар конденсируется при постоянном давлении (процесс 2-3). Изобары в области влажного пара также являются изотермами, то есть на участке 2-3 давление p_2 и температура T_2 остаются неизменными. Причем количество тепла $q_2 = h_2 - h_3$ отводится от рабочего тела в окружающую среду.

Процесс 3-4 подачи конденсата в котел с помощью насоса обозначен как изохора, так как вода почти несжимаема. Точки 3 и 4 на $T - s$ - и $h - s$ -диаграммах не

совпадают, но это отклонение настолько мало, что им пренебрегают. Сформированный таким образом термодинамический цикл называется циклом Ранкина (по имени шотландского физика, предложившего его в середине прошлого века).

Термический коэффициент полезного действия (КПД) цикла Ранкина

$$\eta_t = \frac{(h_1 - h_4) - (h_2 - h_3)}{h_1 - h_3}. \quad (1)$$

Как отмечалось, можно принять, что $h_3 = h_k$, тогда

$$\eta_t = \frac{h_1 - h_2}{h_1 - h_3} = \frac{h_1 - h_2}{h_1 - h_k}, \quad (2)$$

где h_k - энтальпия конденсата в точке 3. Выражение в числителе $h_1 - h_2$ равняется работе l_y цикла.

Из приведенной выше формулы следует, что термический КПД цикла Ранкина определяется значениями энтальпии пара до турбины h_1 и после нее h_2 и энтальпии воды h'_k , при температуре конденсации пара t_2 . Поэтому при определении значения η_t цикла ПСУ удобно пользоваться $h - s$ - диаграммой [3].

1.2 Способы повышения КПД паротурбинного цикла

1.2.1 Повышение давления и температуры рабочего тела перед турбиной

Чтобы повысить термический КПД ПСУ, необходимо расширить пределы рабочего процесса, а именно увеличить давление и температуру перегретого пара (т. е. увеличить значение h_1) и снизить давление p_2 пара за турбиной (рисунок 3). На современных тепловых электростанциях начальное давление составляет $p_1 = 13-16$ МПа (также используется сверхкритическое давление 24 МПа), температура пара составляет $t_1 = 535 \dots 565$ °С. Давление пара за турбиной $p_2 = 3-5$ кПа.

Под начальными параметрами пара понимают температуру и давление пара перед турбиной, и соответствующие параметры пара на выходе из паровых котлов. Паротурбинные электростанции на органическом топливе используют перегретый пар, состояние которого определяется температурой и давлением. В свою очередь,

давление пара однозначно определяет температуру насыщения. Тем самым, начальные параметры пара сводятся к двум температурам: перегретого и насыщенного пара.

Повышение начальных параметров пара, что позволяет увеличить КПД цикла и устанавливаемый теплоперепад, является одним из основных источников экономии топлива на электростанциях.

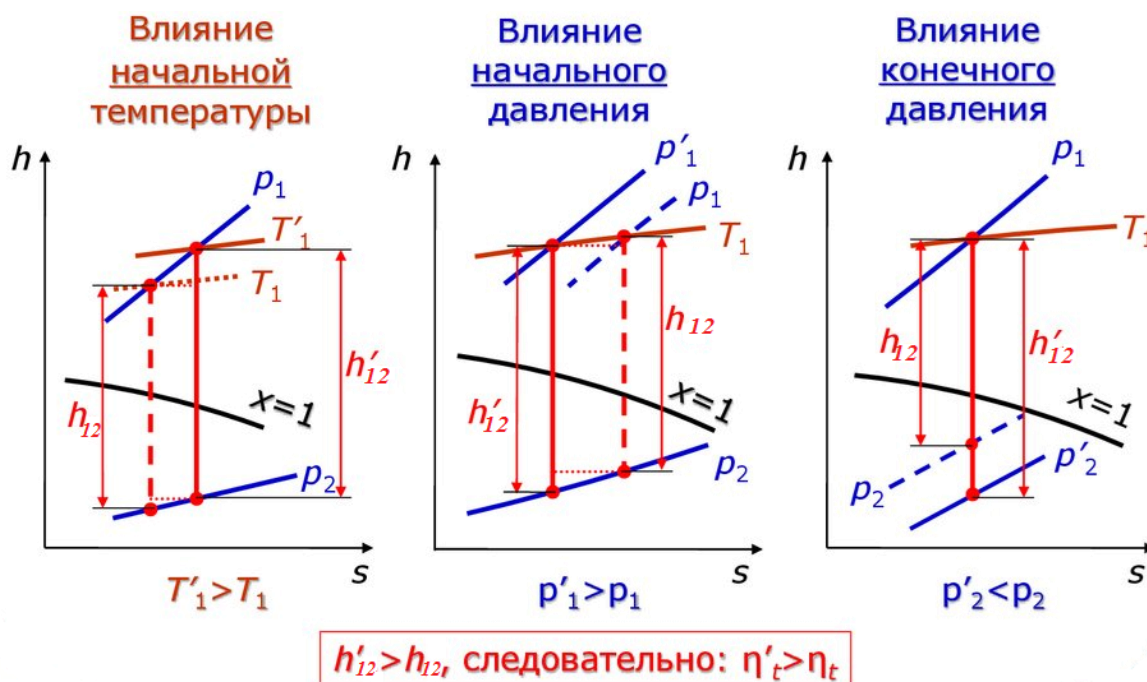


Рисунок 3 – h – s – диаграммы с изменениями параметров пара

Повышение начальной температуры пара, благоприятно в цикле Ренкина и в циклах, используемых на паротурбинных ТЭС и атомных электростанциях, практически ограничено прочностью и технологическими свойствами металлов, их надежностью в работе, экономическими условиями, их удорожанием с ростом температуры, особенно при переходе к лучшему классу стали.

Повышение начального давления пара способствует повышению КПД цикла водяного пара. Термодинамически одновременное увеличение начальной температуры и начального давления пара наиболее эффективно. Если исходить из прочностных свойств металла, то для заданного класса (и марки) стали при увеличении начальной температуры необходимо снизить начальное давление пара,

чтобы обеспечить необходимый уровень надежности оборудования. Увеличение начального давления пара (при данной температуре) позволяет, наряду с возможным улучшением тепловой экономичности электростанции, увеличить мощность оборудования при его возможных размерах (габаритах). Увеличение плотности пара с увеличением его давления позволяет существенно увеличить его массовый расход и работу, выполняемую им в проточной части турбины, размеры которой ограничены конструктивными условиями.

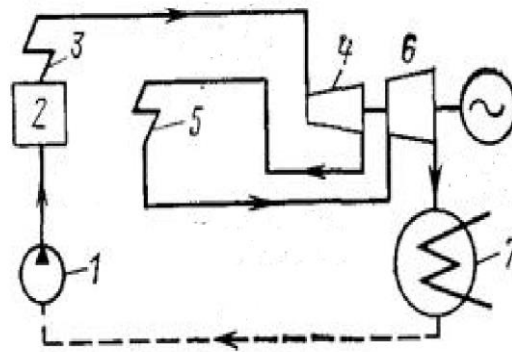
С повышением температуры, с уменьшением плотности пара и увеличением его удельного объема потери на трение уменьшаются, высота лопастей увеличивается, относительные потери из-за утечки пара через зазоры ступеней турбины уменьшаются и конечная влажность пара снижается. Поэтому с повышением начальной температуры значение η_{oi} возрастает.

Увеличение начального давления пара действует в обратном направлении: плотность пара увеличивается, его удельный объем и высота лопастей уменьшаются, увеличиваются потери из-за утечек через зазоры в ступени турбины; увеличивается конечная влажность пара.

В реальном процессе работы пара в турбине конечная влажность пара не должна превышать около 12%; такое ограничение обусловлено эрозией последних лопаток с каплями влаги, выделяющимися из общего потока пара, а также снижением эффективности последних ступеней, работающих на влажном паре [4].

1.2.2 Промежуточный перегрев пара

Как же сохранить преимущество высокого давления пара и при этом получить необходимую степень его сухости в конце процесса расширения? Для этого вводится промежуточный перегрев пара при ступенчатом процессе расширения (рисунок 4). Перегретый пар сначала расширяется до определенного значения в цилиндре высокого давления. Затем возвращается в промежуточный пароперегреватель для повторного перегрева. И вновь поступает в последующий цилиндр низкого давления.



1 – питательный насос; 2 – котёл; 3 – пароперегреватель; 4 – часть высокого давления турбины; 5 – промежуточный пароперегреватель; 6 – часть низкого давления турбины; 7 – конденсатор

Рисунок 4 – Схема ПТУ с промежуточным перегревом пара

На диаграммах (рисунок 5) это выглядит так: помимо пика перегрева пара мы видим и пик промежуточного перегрева. В современных ПТУ применяется однократный промежуточный перегрев пара [5].

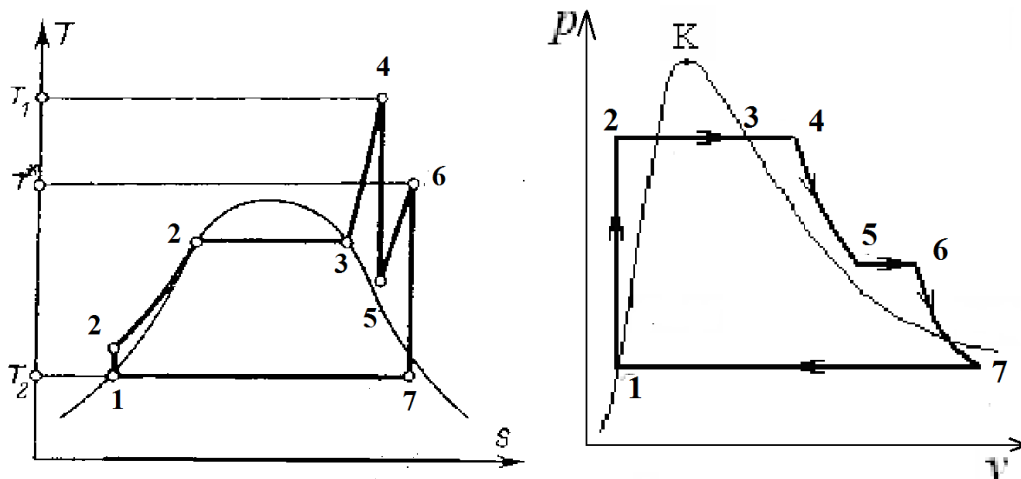
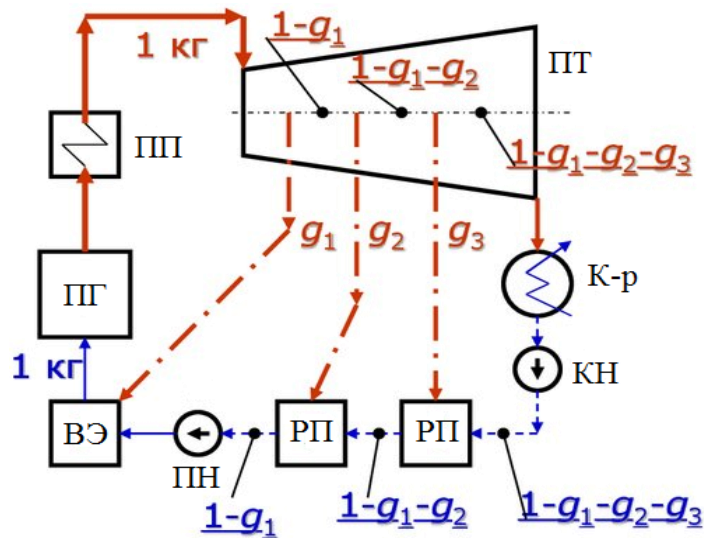


Рисунок 5 – T - s и p - v - диаграммы с промежуточным перегревом пара

1.2.3 Регенеративный цикл

Термический КПД цикла Ренкина можно повысить, также используя регенеративный подогрев питательной воды (рисунок 6). Для увеличения средней температуры при подводе теплоты в паротурбинной установке большое значение

имеет повышение температуры питательной воды, т.е. температуры, с которой начинается подвод теплоты. При этом имеется в виду, что нагрев воды до указанной температуры может быть осуществлён многоступенчатым нагревом пара, отбираемого из промежуточных ступеней турбины, после того как он произвел работу в предшествующих циклах.



ПГ – парогенератор; ПП – пароперегреватель; ПТ – паровая турбина; К-р – конденсатор; КН - конденсатный насос; РП – регенеративный подогреватель; ПН – питательный насос; ВЭ – водяной экономайзер; g – отборы греющего пара из турбины

Рисунок 6 – ПТУ с регенеративным подогревом питательной воды

Питательная вода из конденсатора подаётся в регенеративные подогреватели. Здесь она подогревается отработавшим паром, который отбирается с промежуточных ступеней турбины. Теперь в подогретом виде питательная вода подаётся в парогенератор.

Процесс расширения от точки 4 до точки 5 (см. рисунок 7) происходит, как в цикле с пароперегревателем, а нижняя часть адиабаты 5-6 заменяется линией 5-7, равноудалённой линии 1-2 нагрева воды в котле и соответствующей отбору теплоты от пара в процессе его расширения. В таком цикле осуществляется подогрев питательной воды до температуры t_2 (линия 1-2) теплотой, выделяющейся при

охлаждении и конденсации пара. Количество теплоты, переданной от продуктов сгорания в котле, уменьшается на значение, характеризуемое площадью $1'122'$, а количество отводимой в конденсаторе теплоты уменьшается на значение, пропорциональное площади $7'766'$.

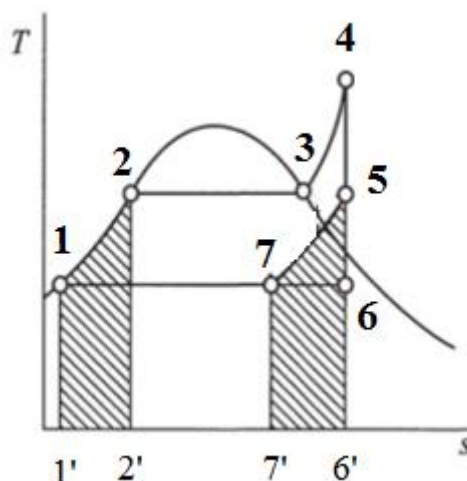


Рисунок 7- T-s диаграмма с регенеративным подогревом питательной воды

С увеличением числа отборов пара и ступеней подогрева воды КПД турбоустановки повышается, однако стоимость подогревательной установки возрастает. С учетом этих факторов для современных крупных турбоустановок принимают до семи - девяти регенеративных отборов пара.

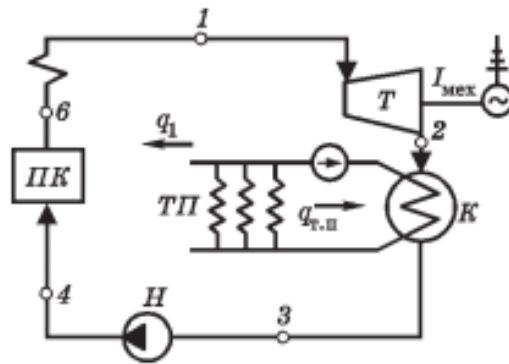
Конечная температура подогрева воды, отвечающая наибольшему КПД при оптимальном распределении подогрева воды между ступенями, является теоретически предельной температурой регенеративного подогрева воды. Повышение этой температуры приведет к повышению температуры уходящих газов и уменьшению КПД котла [6].

1.2.4 Теплофикация

Эффективность топлива, сжигаемого в паросиловой установке, можно повысить, если удаляемую теплоту (а она составляет не менее половины количества теплоты, подведенной от источника с более высокой температурой) использовать для отопления и горячего водоснабжения или для различных технологических

процессов. В конденсационных электростанциях, предназначенных для выработки только электрической энергии, охлаждающая вода после конденсатора имеет температуру 20...35 °С, и использовать теплоту этой воды (ввиду низкой температуры она называется низкопотенциальной теплотой) практически сложно. Для нужд отопления, горячего водоснабжения и т. п. температура воды должна быть 80...100 °С. Этого можно достигнуть, если повысить давление пара p_2 , выходящего из турбины. Такие турбины называют турбинами с ухудшенным вакуумом. Если давление p_2 выше атмосферного, то турбины называют турбинами с противодавлением. Обычно давление пара за турбиной 0,10-0,15 МПа, в то время как на станциях без отпуска теплоты потребителям $p_2 = 3-5$ кПа.

Станция, вырабатывающая одновременно электрическую энергию и теплоту для внешнего теплоснабжения, называется теплоэлектроцентралью (ТЭЦ). Схема такой станции изображена на рисунок 8. Диаграмма теплофикационного цикла в Т - s-координатах показана на рисунок 9. На принципиальной схеме (рисунок 8) цифры соответствуют наиболее характерным точкам на диаграмме (см. рисунок 9). Количество теплоты, которое можно использовать для отопления технологических процессов различных производств и т. д., определяется площадью 2 - 4 - 8 - 7 - 2. Уменьшение полезной работы вследствие повышения давления за тепловой машиной равно площади 2 - 2' - 4' - 4 - 2. Поэтому термический КПД такого цикла ниже, чем у конденсационной установки, но общее использование теплоты значительно больше.



ПК – паровой котёл; Т – паровая турбина; К – конденсатор; Н – насос; ТП – тепловой потребитель

Рисунок 8- Схема установки для совместной выработки электрической энергии и теплоты без регулирования отбора пара из турбины

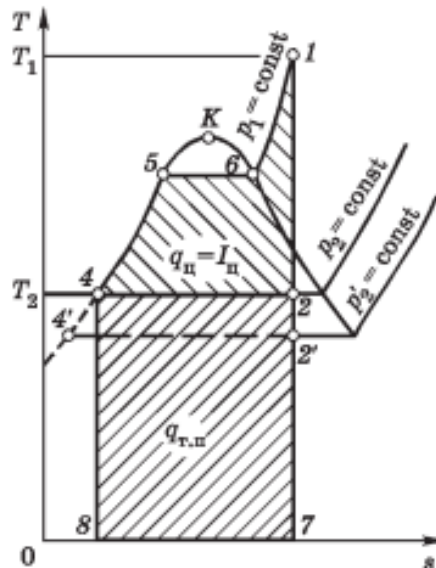


Рисунок 9 – Диаграмма теплофикационного цикла в T – s - координатах

Характеристикой теплосиловых установок, вырабатывающих электрическую и тепловую энергию (ТЭЦ), служит коэффициент использования теплоты

$$\eta_{и.т.} = \frac{l_э - q_2}{q_1} \quad (3)$$

где $l_э$ - работа цикла, используемая до получения электрической энергии; q_2 - теплота, отпускаемая потребителю; q_1 - подведенная теплота от источника. Теоретически коэффициент использования теплоты $\eta_{и.т.}$ может иметь значение, равное единице, а в реальных условиях достигает значений 0,6-0,8.

Существенный недостаток тепловых станций, работающих по схеме, изображенной на рис. 8, заключается в том, что электрическая мощность и тепловая мощность (количество отпускаемой теплоты за единицу времени) не являются независимыми друг от друга. В то же время графики тепловой и электрической энергий могут не совпадать во времени. Более рациональны в этом отношении ТЭЦ, на которых применяют конденсационные турбины с промежуточными регулируемым отборами пара при давлениях, необходимых для потребителей теплоты. Отбор называется регулируемым, поскольку система регулирования обеспечивает независимость параметров отбираемого пара от расхода пара через турбину. Одна из таких схем показана на рисунке 10. Часть пара $d_{отб}$ при давлении $p_{отб}$ отбирается из промежуточных ступеней турбины и направляется потребителям. Остальная часть пара $(1 - d_{отб})$ поступает в конденсатор. Отпускаемые потребителю теплота и электрическая энергия у турбин с регулируемым отбором пара могут изменяться независимо друг от друга.

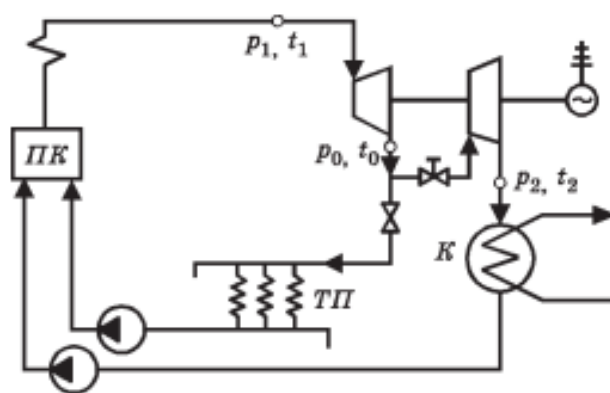


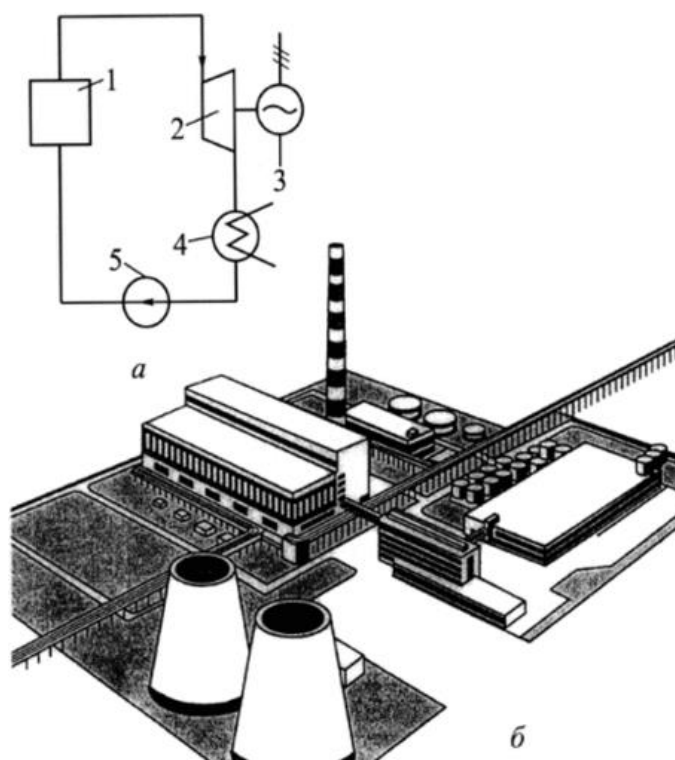
Рисунок 10 – Схема установки с турбиной с регулируемым отбором пара

При необходимости предусматривается два или три регулируемых отбора с разными параметрами пара. При этом, как правило, для технологических потребностей отбирается пар при более высоком давлении, а для систем отопления и горячего водоснабжения - при более низком [7].

1.3 Схема и принцип работы ПСУ

На современных тепловых электростанциях большой мощности тепло преобразуется в работу в циклах, в которых в качестве основного рабочего тела используется водяной пар высокого давления и температуры. Водяной пар вырабатывается парогенераторами (паровыми котлами), в печах которых сжигаются различные виды органического топлива: уголь, мазут, газ и т. Д.

Термодинамический цикл преобразования тепла в работу с использованием водяного пара был предложен в середине 19 века инженером и физиком У. Ренкиным. Принципиальная тепловая схема конденсационной электростанции, работающей по циклу Ренкина, показана на рисунке 11 а, её общий вид показан на рисунке 11 б.



а - принципиальная тепловая схема; б - общий вид

Рисунок 11- ТЭС, работающая по циклу Ренкина

В парогенераторе 1 за счет тепла сгоревшего топлива вода, закачиваемая в парогенератор насосом 5, преобразуется в водяной пар, который затем поступает в турбину 2, которая вращает электрический генератор 3. Тепловая энергия пара превращается в турбине в механическую работу, которая в свою очередь

превращается в электроэнергию в генераторе. Из турбины отработанный пар поступает в конденсатор 4, где пар конденсируется (превращается в воду). Насос 5 нагнетает конденсат в парогенератор, соединяя цикл.

На рисунке 12 показан цикл Ренкина на перегретой паре в p, v и T, s -диаграммах, состоящий из следующих процессов:

- изобара 4 - 5 - 6 - 1 - процесс нагрева, испарения воды и перегрева пара в парогенераторе за счет подводимой теплоты сгорания топлива q_1 ;
- адиабата 1 - 2 - процесс расширения пара в турбине с совершением полезной внешней работы;
- изобара 2 - 3 - процесс конденсации отработанного пара с отводом тепла q_2 охлаждающей водой;
- адиабата 3 - 4 - процесс сжатия конденсата питательным насосом до первоначального давления в парогенераторе с затратой подводимой извне работы.

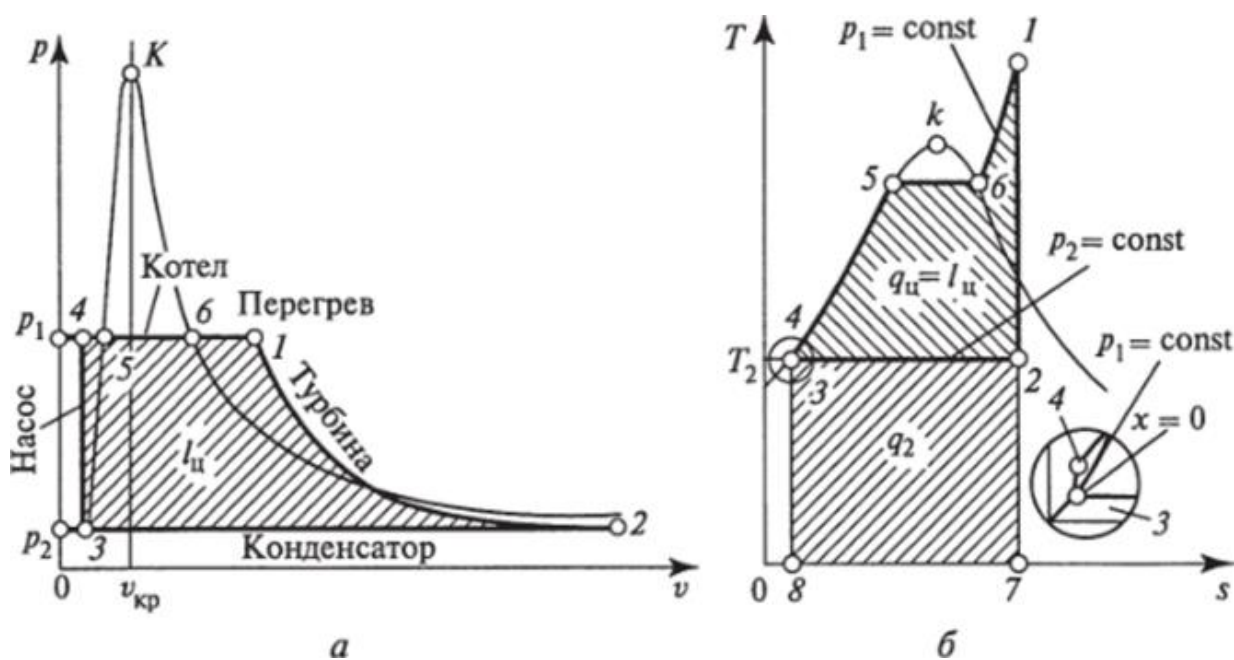


Рисунок 12 - Цикл Ренкина на перегретом паре в p, v - (а) и T, s - диаграммах (б)

1.4 Основные элементы ПСУ

1.4.1 Котлоагрегат

Котельная установка состоит из котельного и вспомогательного оборудования. Устройства, предназначенные для производства пара или горячей

воды высокого давления за счет теплоты, выделяемой при сжигании топлива, или теплоты, поступающей от других источников (обычно с горячими газами), называются котельными установками. Они делятся соответственно на паровые и водогрейные котлы. Котельные агрегаты, которые используют (то есть используют) тепло газов из печей или других основных и побочных продуктов различных технологических процессов, называются котлами - утилизаторами.

Котел включает в себя: топку, пароперегреватель, экономайзер, воздухоподогреватель, каркас, кирпичную кладку, теплоизоляцию, обшивку.

Вспомогательным оборудованием считается: пылеулавливающие устройства, устройства для очистки поверхностей нагрева, топливоприготовления и топливоподдачи, оборудование для удаления шлака и золы, устройства для сбора пыли и других газов, воздухопроводы и газоходы, трубопроводы пара, топлива и воды, гарнитуру, арматуру, автоматику, приборы и устройства контроля и защиты, водоочистное оборудование и дымоход.

Арматура включает в себя регулирующие и запорные устройства, предохранительные и водяные клапаны, манометры, устройства индикации воды.

Гарнитура включает в себя люки, гляделки, лазы, заслонки, шиберы. Здание, в котором расположены котлы, называется котельной.

Комплекс устройств, включающий котельный агрегат и вспомогательное оборудование, называется котельной установкой.

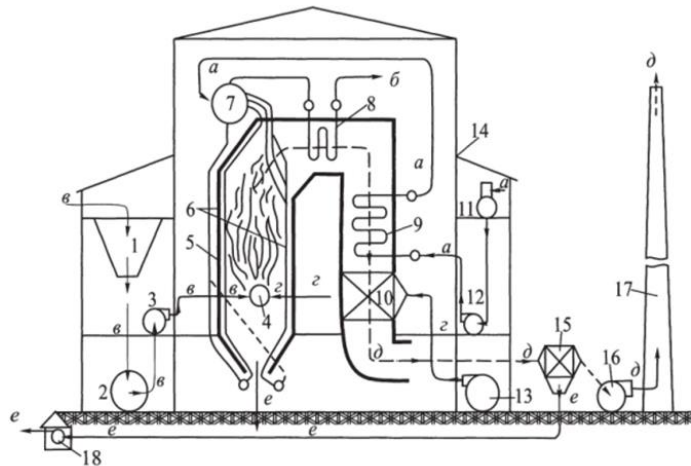
В зависимости от типа сжигаемого топлива и других условий, некоторые из этого вспомогательного оборудования могут отсутствовать.

Котельные, которые снабжают паром турбины тепловых электростанций, называются электростанциями. Для подачи пара для промышленных потребителей и отопления зданий в некоторых случаях создаются специальные производственные и отопительные котельные установки.

На котельных установках используется в качестве источников теплоты природное и техногенное топливо (уголь, жидкие и газообразные продукты нефтехимической переработки, природные и доменные газы и т. д.), дымовые газы

промышленных печей и других устройств, солнечная энергия, энергия ядерного деления (уран, плутоний) и т. д. ,

Технологическая схема котельной с барабанным паровым котлом, работающим на пылевидном угле, показана на рисунке 13.



а — водяной тракт; б — перегретый пар; в — топливный тракт; г — путь движения воздуха; д — тракт продуктов сгорания; е — путь золы и шлака; 1 — бункер топлива; 2 — углеразмольная мельница; 3 — мельничный вентилятор ; 4 — горелка; 5 — контур топки и газоходов котельного агрегата; 6 — экраны топки; 7 — барабан; 8 — пароперегреватель; 9 — водяной экономайзер; 10 — воздухоподогреватель; 11 — бак запаса воды с деаэрационным устройством ; 12 — питательный насос; 13 — вентилятор; 14 — контур здания котельной (помещения котельного отделения); 15 — золоулавливающее устройство ; 16 — дымосос; 17 — дымовая труба; 18 — насосная для откачки золошлаковой пульпы

Рисунок 13 - Технологическая схема котельной установки

После дробления топливо из хранилища направляется в бункер 1 сырого угля, из которого оно направляется в систему аылеприготовления, в которой имеется мельница для измельчения угля 2. Пылеобразное топливо транспортируется по трубам в потоке воздуха в горелки 4 топки 5, расположенные в котельной 14. Вторичный воздух также подается в горелки вентилятором 13 (обычно через

воздухонагреватель 10). Вода для подачи котла подается в его барабан 7 с помощью подающего насоса 12 из резервуара 11 для питательной воды, который имеет деаэрационное устройство. Перед подачей воды в барабан она нагревается в водяном экономайзере 9. Испарение воды происходит в трубопроводной системе 6. Сухой насыщенный пар из барабана поступает в перегреватель 8, и затем поступает к потребителю.

Топливо-воздушная смесь, подаваемая горелками в камеру сгорания (топку) парового котла, горит, образуя высокотемпературный (1500°C) факел, излучающий тепло на трубы 6, расположенные на внутренней поверхности стенок камеры. Это поверхности испарительного нагрева, называемые экранами. Отведя часть тепла к экранам, дымовые газы с температурой около 1000°C проходят через верхнюю часть заднего экрана, трубы которой расположены с большими интервалами (эта часть называется фестом), и обтекают пароперегреватель. Затем продукты сгорания движутся через экономайзер, воздухонагреватель и покидают котел с температурой чуть выше 100°C . Газы, выходящие из котла, очищаются от золы в устройстве 15 сбора золы, и дымососом 16 выходят в атмосферу через дымовую трубу 17. Пылевидная зола, полученная из дымовых газов, и шлак, попадающий в нижнюю часть топки, удаляются, как правило, в потоке воды через каналы и затем образующаяся пульпа откачивается с помощью специальных насосов 18 и удаляется через трубопроводы.

На рисунке 13 показано, что котловой агрегат барабанного типа состоит из топочной камеры и газоходов, барабана, поверхностей нагрева под давлением от рабочей среды (воды, пароводяной смеси, пара), воздухонагревателя, соединительных труб и воздухопроводов. Поверхности нагрева под давлением включают в себя экономайзер, испарительные элементы, образованные главным образом экранами топки и фестом, и пароперегреватель. Все поверхности нагрева котла, включая воздухоподогреватель, обычно бывают трубчатыми. Только некоторые мощные паровые котлы имеют воздухонагреватели другой конструкции. Испаряющиеся поверхности соединены с барабаном и вместе с трубами, соединяющими барабан с нижними коллекторами экранов, образуют

циркуляционный контур. В барабане происходит разделение пара и воды; к тому же, большой запас воды в нем повышает надежность работы котла.

Нижняя трапециевидная часть печи котельного агрегата называется холодной воронкой - она охлаждает частично спеченный зольный остаток, который выпадает из факела, который в виде шлака попадает в специальное приемное устройство. Газомазутные котлы не имеют холодной воронки. Газовый канал, в котором расположены экономайзер и подогреватель воздуха, называется конвективным (конвективная шахта), в котором тепло передается воде и воздуху в основном за счет конвекции. Нагревательные поверхности, встроенные в этот газовый канал, называемые хвостовыми, позволяют снизить температуру продуктов сгорания от 500–700 ° С, после перегревателя почти до 100 ° С, т. е. более полно использовать тепло сжигаемого топлива.

Вся система трубопроводов и барабан котла поддерживаются каркасом, состоящим из колонн и поперечных балок. Топка и дымоходы защищены от внешних тепловых потерь футеровкой - слоем огнеупорных и изоляционных материалов. С наружной стороны кирпичной кладки стенки котла имеют газонепроницаемую обшивку стальным листом, чтобы не допускать присосов в печь избыточного воздуха и выбивания запыленных горячих продукты сгорания, содержащих токсичные компоненты [8].

1.4.2 Паровые турбины

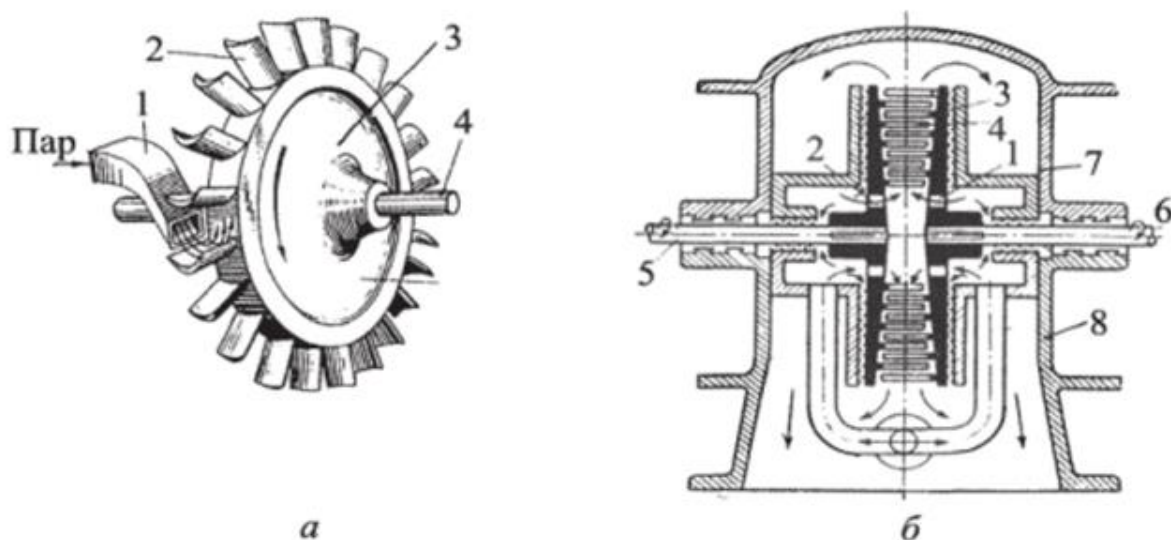
Паровые турбины являются основным типом тепловых двигателей (двигателей), используемых для привода электрогенераторов современных тепловых электростанций.

По сравнению с другими типами тепловых двигателей (паровые двигатели, двигатели внутреннего сгорания и газовые турбины) паровые турбины имеют ряд существенных преимуществ: постоянная частота вращения вала, возможность получения частоты вращения, которая равна частоте электрического генератора, экономически выгодная работа и большая концентрация единичных мощностей в одной установке. Кроме того, паровые турбины относительно просты в

обслуживании и имеют возможность изменять рабочую мощность в широком диапазоне электрических нагрузок.

Принцип работы паровой турбины заключается в преобразовании тепловой энергии пара, поступающего от парогенератора, в кинетическую энергию потока пара, который, воздействуя на рабочее колесо турбины, заставляет его вращаться, отдавая часть своей энергии.

Принципиальная схема работы пара в турбине показана на рисунке 14 а. Пар, поступающий из парогенератора в турбину, сначала проходит через сопла 1, где его потенциальная энергия преобразуется в кинетическую энергию потока, после чего он направлен с высокой скоростью на лопасти ротора 2, расположенные на ободе диска (ротора) 3, или на специальный барабан, закрепленный на валу 4 турбины.



а— турбина аксиальная: 1 — сопло; 2 — лопатки; 3 — диск; 4 — вал;

б— турбина радиального типа: 1 — подвод пара; 2 — диски;

3,4 — рабочие лопатки; 5,6 — валы; 7,8 — корпус

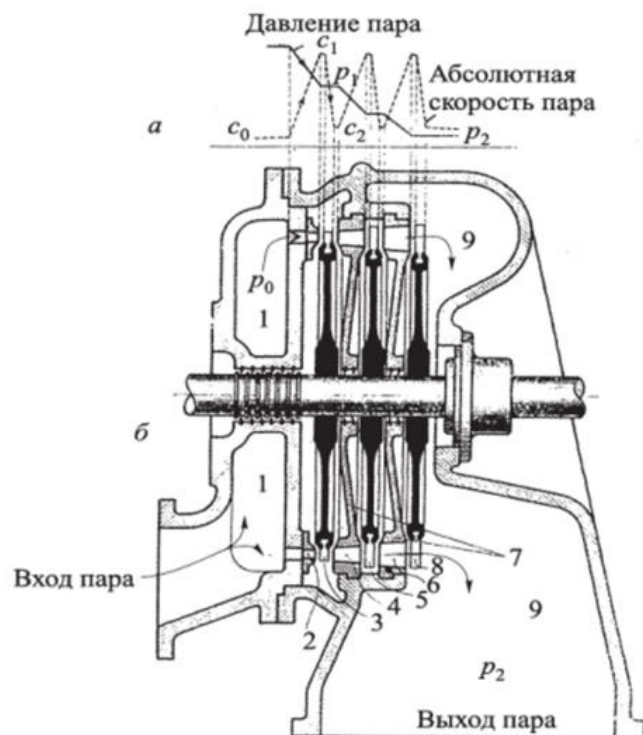
Рисунок 14 - Принципиальная схема работы пара в турбине

По направлению потока пара различают осевые или аксиальные турбины, в которых поток направлен вдоль оси ротора, и радиальные, в которых поток направлен от центра к периферии ротора (см. рисунок 14 б).

Лопастни имеют изогнутую форму и вместе образуют систему криволинейных каналов (так называемая рабочая решетка). Когда пар вращается в каналах таких решеток, появляются центробежные и реактивные силы, которые вращают диск (ротор) и связанный с ним вал, соединенный через электрическую муфту с электрическим генератором (или другим рабочим механизмом, таким как насос, компрессор, воздуходувка и т. д.).

В конструкции турбины имеются два основных элемента: каналы сопла (сопловые решетки) и рабочие колеса с лопатками, которые образуют рабочие решетки. Сопловое устройство вместе с соответствующими рабочими лопастями образует ступень давления. Поэтому рассматриваемая простейшая турбина (см. рисунок 14 а) называется одноступенчатой. При работе тепловых электростанций перепады теплоты в турбинах с высокими начальными и низкими конечными параметрами пара могут достигать высоких значений - 1200–1500 кДж / кг. Поэтому многоступенчатые турбины используются для создания мощных и эффективных турбин. В качестве примера на рисунке 15 показана схема активной турбины с тремя ступенями давления (дискового типа).

Если преобразование потенциальной энергии пара в кинетическую происходит только в сопловых решетках, то этот принцип работы пара в турбине называется активным, а соответствующие ступени турбины называются активными ступенями. Если преобразование потенциальной энергии пара происходит не только в сопле (неподвижных), но и во вращающихся рабочих решетках, то этот принцип пара называется реактивным, а соответствующие ступени реактивными [9].



а — изменение давления пара и абсолютной скорости пара; б — поперечный разрез турбины; 1,9 — камеры свежего и отработавшего пара; 2,4,6 — сопла; 3,5,8 — рабочие лопатки; 7 — диафрагмы.

Рисунок 15 - Активная турбина с тремя ступенями давления

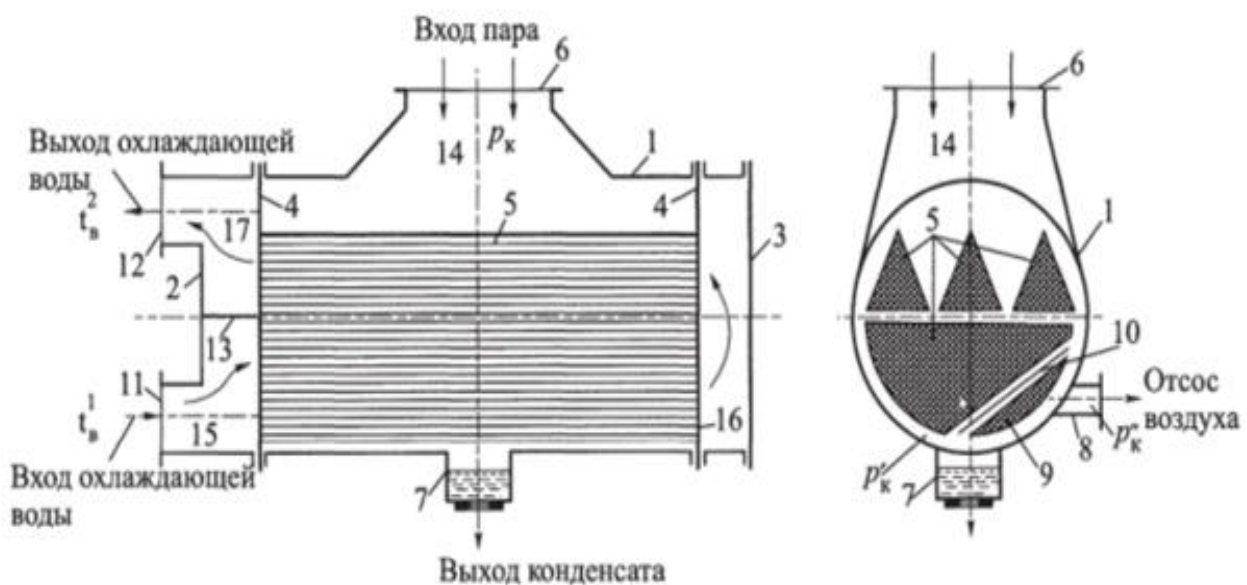
1.4.3 Конденсационные устройства

Из термодинамики известно, что тепловая эффективность цикла паровой турбины тем выше, чем ниже температура пара в конце расширения. Чтобы получить низкую температуру на выходе из турбины, как следует из свойств водяного пара, давление должно быть ниже атмосферного, то есть должен быть создан вакуум. Это достигается конденсацией отработанного пара, охлаждаемого циркулирующей водой; конденсат откачивается насосами. Во время конденсации скрытая теплота парообразования отработанного пара принимается циркулирующей водой, температура которой повышается.

Для конденсации пара, выходящего из турбины, к турбине подключен специальный теплообменник - конденсатор. Вакуум в конденсаторе создается путем конденсации пара с использованием охлаждающей воды и отсоса воздуха с

помощью эжекторов, вакуумных насосов и т. д. Пар можно конденсировать либо непосредственно, смешиваясь с охлаждающей водой (смешивающие конденсаторы), либо охлаждаясь в поверхностных теплообменниках (поверхностные конденсаторы).

В турбинных установках электростанций используются только поверхностные конденсаторы, поскольку они обеспечивают как сохранение количества конденсата, так и требуемое качество с точки зрения солесодержания, что очень важно для питания мощных высокопроизводительных котельных установок. Схема устройства поверхностного конденсатора приведена на рисунке 16.



1—корпус; 2, 3—крышки водяных камер; 4—трубные доски; 5—конденсаторные трубки; 6—приёмный паровой патрубок; 7—конденсатосборник; 8—патрубок отсоса паровоздушной смеси; 9—воздухоохладитель; 10—паронаправляющий щит; 11, 12—входной и выходной патрубки для воды; 13—разделительная перегородка; 14—паровое пространство конденсатора; 15÷17—соответственно входная, поворотная и выходная камеры охлаждающей воды.

Рисунок 16 - Схема поверхностного конденсатора

Пар из турбины поступает в корпус конденсатора 1 через горловину 14, имеющую фланец 6 для соединения с турбиной. В цилиндрической части конденсатора установлена система труб охлаждения 5, закрепленных с обеих

сторон в трубчатых досках 4. Система труб расположена в корпусе 1, так что камеры 15 и 16 образованы с обеих сторон между трубными трубками и крышками корпусов 2 и 3. Охлаждающая вода через подающую трубу 11 поступает в нижнюю часть камеры 15 (впускная камера), проходит через нижний пучок труб и входит в другую поворотную камеру 16. Из поворотной камеры вода проходит через верхний пучок труб в противоположном направлении и удаляется по верхней части выходной камеры 17, отделенной перегородкой 13 от входной камеры, через трубу 12.

Конденсаторы с такой схемой движения воды в двух направлениях называются двусторонними. Аналогичным образом могут быть изготовлены как односторонние, так и трех- и четырехходовые конденсаторы.

Пар, омывая холодные наружные поверхности охлаждающих труб, конденсируется на них, отдавая тепло, и образующийся конденсат поступает в нижнюю часть 7 конденсатора, а оттуда он откачивается специальным насосом через трубу. Этот насос называется конденсатным, а насос, который качает охлаждающую воду через трубную систему конденсатора, является циркуляционным.

Конденсатор должен быть герметичен. Наличие даже небольших неплотностей приводит к всасыванию воздуха из окружающей среды, что снижает вакуум и может резко ухудшить процесс теплообмена.

Для поддержания необходимого вакуума в паровом пространстве конденсатора через трубу 8 осуществляется непрерывное всасывание воздуха. Поскольку определенное количество неконденсированного пара (паровоздушной смеси) может быть удалено вместе с воздухом, в месте всасывания воздуха часть трубок 9 отделена перегородками 10, образующими воздухоохладитель. В этой части поверхности трубы должна происходить более интенсивная конденсация пара, чтобы количество пара в удаляемой паровоздушной смеси было минимальным.

Конденсат, образующийся в конденсаторе, используется для питания котлов и поэтому имеет большую ценность, особенно в установках с высокими параметрами пара, которые требуют использования исключительно высококачественной

питательной воды. По этой причине конденсаторы должны иметь высокую плотность не только в воздухе, но и в охлаждающей воде [10].

1.5 Основные типы ТЭС

В настоящее время для выработки электроэнергии используются следующие типы электростанций:

- тепловые электростанции (ТЭС), которые подразделяются на конденсационные (КЭС), теплофикационные (теплоэлектроцентрали - ТЭЦ) и газовые турбины (ГТУ). Крупные КЭС, обслуживающие потребителей на большой территории страны, называются государственными районными электростанциями (ГРЭС);
- гидроэлектростанции (ГЭС) и гидроаккумулирующие электростанции (ГАЭС);
- атомные электростанции (АЭС);
- гелиоэлектростанции или солнечные электростанции (СЭС);
- геотермальные электростанции (ГТЭС);
- дизельные электростанции (ДЭС);
- приливные электростанции (ПЭС);
- ветряные электростанции (ВЭС).

Большая часть электроэнергии (как в России, так и в мировой энергетике) вырабатывается тепловыми электростанциями, атомными электростанциями и гидроэлектростанциями. Состав электростанций различного типа в зависимости от установленной мощности зависит от наличия и расположения гидроэнергетических и теплоэнергетических ресурсов на всей территории страны, их технико-экономических характеристик, в том числе стоимости транспортировки топлива, а также технико-экономических показателей электростанций.

Рассмотрим некоторые особенности электростанций, которые в той или иной степени необходимо учитывать при их строительстве и эксплуатации.

Тепловые конденсационные электростанции строятся по возможности в местах, удобных для подачи воды и добычи топлива. Они изготовлены из

нескольких блоков (котел - турбогенератор - повышающий трансформатор) мощностью от 200 до 1200 МВт, которые вырабатывают энергию в сети напряжением 110–750 кВ. Особенностью блоков КЭС является то, что они недостаточно маневренны: подготовка к запуску, поворот, синхронизация и формирование нагрузки требуют 3-6 часов. Поэтому они предпочитают работать с равномерными нагрузками в пределах от номинальной до технической минимальной нагрузки. Минимум определяется типом топлива и конструкцией агрегата. КПД КЭС не превышает 32-40%. Они существенно влияют на окружающую среду - они загрязняют атмосферу, меняют тепловой режим источников водоснабжения.

Теплофикационные электростанции строятся рядом с потребителями тепла, при этом обычно используется привозное топливо. Эти электростанции работают наиболее экономно (коэффициент использования тепла достигает 60–70%) с нагрузкой, соответствующей потреблению тепла и минимальному пропуску пара к части низкого давления турбин и конденсаторам. Мощность блоков составляет 30–250 МВт. Станции с агрегатами до 60 МВт включительно выполняются в тепломеханической части с поперечными связями для пара и воды, в электрической части - с шинами 6-10 кВ и подачей значительной части электроэнергии в местную распределительную сеть. Станции с агрегатами 100–250 МВт относятся к блочному типу с выходом мощности в сеть перенапряжения. ТЭЦ, как и КЭС, значительно влияют на окружающую среду [11].

В Приложении А приведена технологическая схема тепловой электростанции, работающей на твердом топливе.

Топливо (уголь) подается к электростанции в железнодорожных вагонах. Оно поступает в разгрузочное устройство 1, откуда с помощью ленточных транспортеров 2 направляется на склад 3, где установлен кран-перегрузчик 4. Ленточными транспортерами 6 топливо со склада или от разгрузочного устройства подается к дробилкам 5, где измельчается до кусков размером не более 15 мм. Измельченное топливо поступает в бункеры сырого угля 7, откуда с помощью питателей сырого угля 8 оно подается в углеразмольные мельницы 9, где

происходит его размол. Размолотый продукт воздухом транспортируется в сепаратор пыли 10, где осуществляется отделение тонких фракций от крупных. Крупные фракции поступают вновь в мельницу, а тонкие в циклон 11. Из циклона пыль по пылевым шнекам 13 направляется в бункер пыли 14, а воздух по трубопроводу 12 - на мельничный вентилятор 15. Из бункера пыли смесь пыли и воздуха пылепитателями подается в горелки 17 котла 16. Паровой котел включает в себя топочную камеру 18, пароперегреватель 19, водяной экономайзер 20 и воздухоподогреватель 21. Воздух в котел подается дутьевым вентилятором 22. Дымовые газы от котла отводятся в золоуловитель 23 и дымососом 24 сбрасываются в дымовую трубу 25. Зола и шлак от котла по шлако- и золосмывным каналам 26, 27 отводятся на золоотвал, расположенный за территорией станции. Пар от котла по паропроводам 28 направляется к паровой турбине 31, вал которой соединен с электрическим генератором 32. Пар промежуточного перегрева подводится и отводится по трубопроводам 29, 30. Под турбиной расположен конденсатор 33, где происходит конденсация отработавшего в турбине пара. Конденсат из конденсатора откачивается конденсатными насосами 34, прокачивается через регенеративные подогреватели низкого давления 35 и подается в деаэратор 36. В деаэраторе происходит удаление из воды агрессивных газов. Вода из деаэратора поступает в бак-аккумулятор 37, а из него - к питательным насосам 38. Под давлением, создаваемым питательными насосами, питательная вода прокачивается через регенеративные подогреватели высокого давления 39, где подогревается паром, отбираемым из турбины, и по трубопроводам 40 поступает в водяной экономайзер котла. Для подачи воды на охлаждение пара в конденсаторах и другие нужды на берегу водоисточника устанавливается насосная станция 41, оснащенная очистными устройствами 42 и насосами 43. Подвод и отвод охлаждающей воды осуществляется по трубопроводам 44 и 45. Для очистки добавочной воды цикла электростанции предусмотрены фильтры химического обессоливания 46. Отпуск теплоты потребителям с горячей водой производится от сетевых подогревателей 47. Технологическая схема производства включает в себя также электрическое распределительное устройство собственных нужд 48, электрические мостовые

краны 49 для обслуживания оборудования и повышающие электрические трансформаторы 50 для отвода электроэнергии. На современных ТЭС используется перегретый пар с температурой 540 - 560 °С и давлением до 23,5 МПа. Поэтому предъявляются высокие требования к применяемым для изготовления оборудования, трубопроводов и арматуры материалам, а также к управлению режимами работы оборудования, которое осуществляется на современных ТЭС управляющими вычислительными машинами [12].

1.5.1 Технологическая схема КЭС

На рисунке 17 представлена упрощенная схема энергоблока КЭС, который представляет собой отдельную электростанцию с ее основным и вспомогательным оборудованием и центр управления - блочный щит. Соединения между соседними блоками вдоль производственных линий обычно не предусмотрены. Построение КЭС на блочной основе дает определенные технико-экономические преимущества, а именно:

- использование высоких и сверхвысоких параметров пара облегчается благодаря более простой системе паропроводов, что особенно важно для разработки мощных агрегатов;
- технологическая схема электростанции становится все проще и понятнее, в результате чего повышается надежность работы и облегчается её использование;
- уменьшает возможность использования резервного теплового оборудования;
- сокращен объем строительно-монтажных работ;
- снижение капитальных затрат на строительство электростанций;
- обеспечивает удобное расширение силовой установки, а новые агрегаты при необходимости могут отличаться от предыдущих по своим параметрам.

Технологическая схема КЭС состоит из нескольких систем: подача топлива, подготовка топлива, основной пароводяной контур вместе с парогенератором и турбиной, циркуляция водоснабжения, очистка воды; сбор улавливание и удаление золы; электрическая часть станции.

Электроэнергия, вырабатываемая электростанцией, подает на напряжение 110-220 кВ, и только часть ее берется для собственных нужд через вспомогательный трансформатор, подключенный к клеммам генератора.

Крупнейшая КЭС в настоящее время имеет мощность до 4 млн. кВт; строятся электростанции мощностью 4 млн. - 6,4 млн. кВт с энергоблоками 500 и 800 МВт. Максимальная мощность КЭС определяется условиями водоснабжения и влиянием выбросов станции в окружающую среду.

Современные КЭС очень активно влияют на окружающую среду: атмосферу, гидросферу и литосферу. Влияние на атмосферу отражается в большом расходе кислорода на сжигание топлива и выделении значительных количеств продуктов сгорания. Это, прежде всего, газообразные оксиды углерода, серы и азота, некоторые из которых обладают высокой химической активностью. Летучая зола, проходя через золоуловители, загрязняет воздух. Наименьшее загрязнение атмосферы (для станций одинаковой мощности) наблюдается при сжигании газа, а наибольшее - при сжигании твердого топлива с низкой теплотворной способностью и высоким содержанием золы. Также необходимо учитывать большой унос тепла в атмосферу, а также электромагнитные поля, создаваемые электрическими установками высокого и сверхвысокого напряжения.

КЭС загрязняет гидросферу большими массами теплой воды, сбрасываемой из конденсаторов турбин, а также промышленными стоками, хотя они тщательно очищаются.

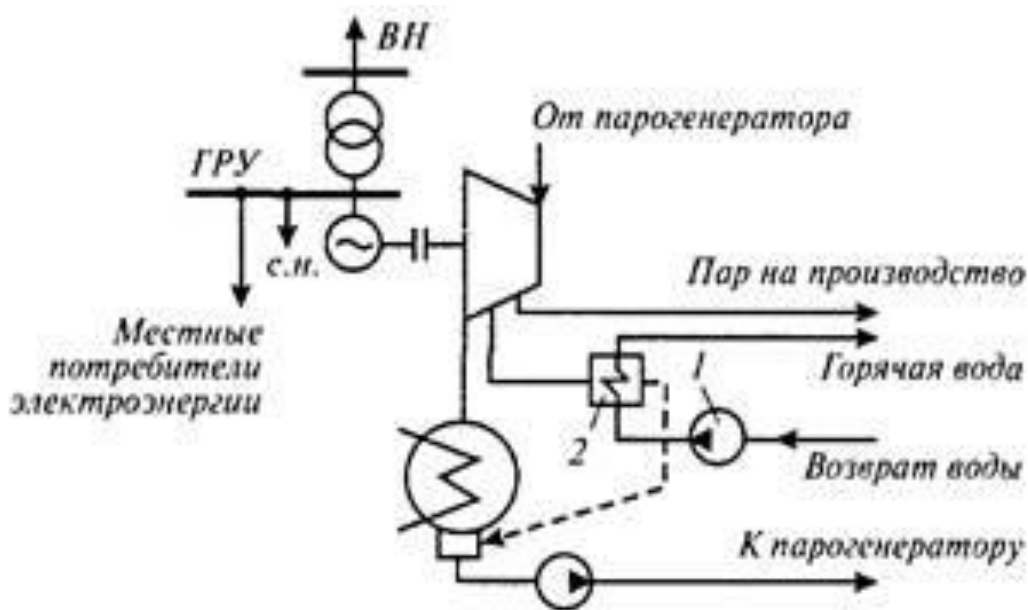
Для литосферы влияние КЭС не только на то, что для станции извлекаются большие массы топлива, земля отчуждается и застраивается, но и на то, что для захоронения больших масс золы и шлака требуется много места (при сжигании твердого топлива).

Воздействие КЭС на окружающую среду чрезвычайно велико. Например, о масштабах теплового загрязнения воды и воздуха можно судить по тому факту, что около 20% тепла, которое вырабатывается в котле при сжигании всей массы топлива, теряется за пределами станции. Учитывая объемы производства электроэнергии на КЭС, объемы сжигаемого топлива, можно предположить, что они

способны влиять на климат крупных регионов страны. В то же время в современных условиях решается задача утилизации части тепловыделений путем обогрева теплиц и создания подогреваемого прудового промысла. Зола и шлаки используются при производстве строительных материалов и т. д. [13].

1.5.2 Технологическая схема ТЭЦ

Особенности технологической схемы ТЭЦ показаны на рисунке 18. Части схемы, которые по своей структуре аналогичны таковым для КЭС, здесь не показаны. Основное отличие заключается в специфике парового контура и добавлении отдельной группы оборудования, которая называется теплофикационной установкой. В состав отопительной установки входят: сетевые обогреватели (бойлеры); сетевые насосы первой (подкачивающие насосы) и второй ступени; конденсатные насосы для отвода конденсата пара; трубопроводная система; запорная и регулирующая арматура.



1 — сетевой насос; 2 — сетевой подогреватель

Рисунок 18 - Особенности технологической схемы ТЭЦ

Часть пара при расширении в турбине (с параметрами $p_{отб} = 0,9—1,2$ МПа) отбирается и отводится в сетевой пароводяной нагреватель 2, через который сетевой

насос 1 приводит воду, используемую для отопления зданий и для других нужд городского хозяйства и промышленных предприятий.

Производство пара поставляется, когда рядом со станцией находятся промышленные предприятия, которым требуется пар для этого процесса. Количество, забираемое с промежуточных ступеней паровой турбины, определяется потребностью тепловых потребителей в горячей воде и паре.

Использование частично отработанного пара из промежуточных ступеней турбины для теплофикации уменьшает количество пара, поступающего в его конденсатор, и, как следствие, потери тепла от циркулирующей воды. Все тепло, содержащееся в горячей воде и паре, которые поступают со станции на теплофикацию, считается полезным тепловыделением.

Коэффициент использования тепла теплоэлектроцентралями (η_t), который учитывает подачу потребителям обоих видов энергии - электрической и тепловой - достигает 60–70% и более. Этот показатель характеризует общее энергопотребление топлива на теплоэлектроцентралях. Очевидно, что экономическая эффективность эксплуатации ТЭЦ зависит от величины отбора пара на теплофикацию. С уменьшением количества пара, поступающего в конденсаторы теплофикационных турбин, увеличивается КПД ТЭЦ.

Следует отметить, что минимально возможное количество пара, проходящего через последние ступени турбины и поступающего в конденсатор, указывается изготовителем турбины из соображений работы ее последних ступеней. В случае полного отсутствия подачи тепла на теплофикацию турбины работают в режиме конденсации, при этом КПД установки обычно не превышает 30–35%.

Из вышесказанного следует, что наиболее экономичным режимом работы ТЭЦ является ее работа по графику потребления тепла, т.е. при регулировании подачи пара в турбины, соответственно, путем выбора его для теплофикации с минимальным пропуском пара к конденсатору.

Поскольку режимы работы тепловых и электрических потребителей различны, реализация этого режима работы ТЭЦ возможна только тогда, когда она работает

параллельно с другими электростанциями энергосистемы, тепловой и гидроэлектрической.

Специфика электрической части ТЭЦ определяется расположением электростанции вблизи центров электрических нагрузок. В этих условиях часть электроэнергии может быть подана в окрестную сеть непосредственно под напряжением генератора. Для этой цели на электростанции обычно создается генераторная установка (ГРУ) с распределительным щитом (см. рис. 8). Избыточная мощность подается, как в случае КЭС, в энергосистему на повышенном напряжении.

Существенной особенностью ТЭЦ также является увеличение мощности теплового оборудования по сравнению с электрической мощностью электростанции. Это обстоятельство предопределяет большее относительное потребление электроэнергии на собственные нужды, чем на КЭС.

Расположение ТЭЦ в основном в крупных промышленных центрах повышает требования к охране окружающей среды. Таким образом, для снижения вредных выбросов от ТЭЦ целесообразно по возможности использовать в основном газообразное или жидкое топливо, а также высококачественные угли [14].

2 Специальная часть

2.1 Исходные данные для расчёта цикла ПСУ

В основе работы тепловой электростанции лежит цикл паротурбинной установки (цикл Ренкина), расчет которого сводится к определению начальных и конечных параметров процессов, составляющих цикл: давления P , удельного объема v , температуры T , энтальпии i , энтропии s и внутренней энергии U [15]. Таблица с исходными данными для расчёта представлена ниже.

Таблица 1- Исходные данные для расчета

P_1 , МПа	t_1 , °С	P'_1 , МПа	t'_1 , °С	$P_{впп}$, МПа	$t_{впп}$, °С	$P'_{впп}$, МПа	$t'_{впп}$, °С	P_2 , МПа
2,00	400	9,00	530	0,6	400	2,7	530	0,004

2.1.1 Расчёт цикла ПСУ на перегретом паре

Для определения параметров характерных точек цикла используем i -диаграмму и таблицы водяного пара [15]. Результаты представляем в виде таблицы 2. Паросиловая установка представлена на рисунке 19.

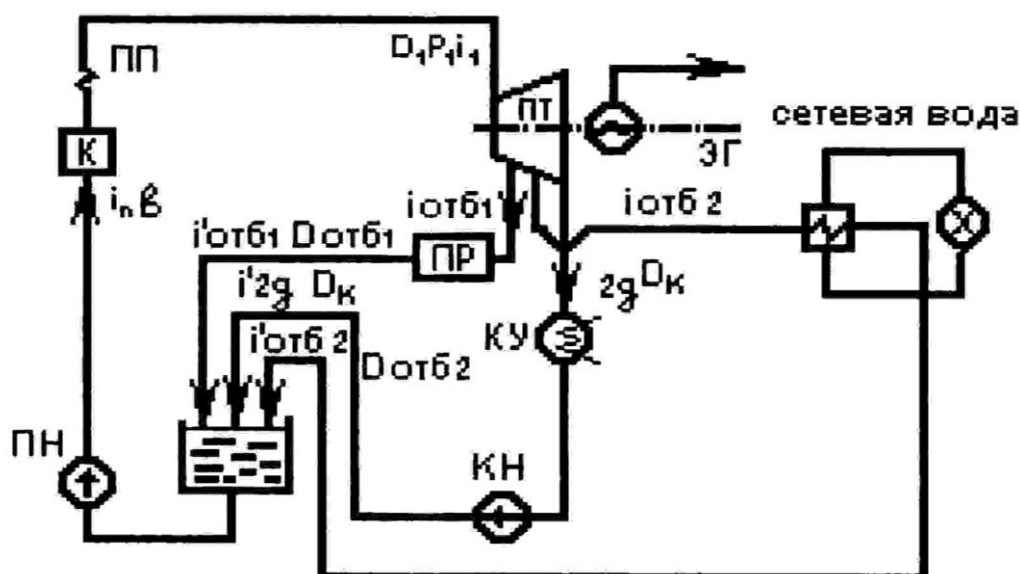


Рисунок 19 – Расчетная схема ТЭЦ

Таблица 2 – Параметры характерных точек цикла

Точки цикла	Состояние рабочего тела	P, кПа	t, °C	i, кДж/кг	v, м³/кг	S, кДж/кг·К	U, кДж/кг	X
1	Перегретый пар	2000	400	3248,1	0,1512	7,1285	2945,7	1
2	Влажный насыщенный пар	4	28,98	2145,42	28,96	7,1285	2029,58	0,83
3	Конденсат	4	29,8	124,94	0,0010043	0,4341	125	0
4	Жидкость	2000	30	127	0,0009966	0,4341	124,9	0
5	Кипящая жидкость	2000	212,37	908	0,0011766	2,4468	905,7	0
6	Сухой насыщенный пар	2000	212,37	2797,4	0,09953	6,3373	2598,3	1

Внутренняя энергия U рассчитывается по формуле, кДж/кг:

$$U = i - Pv. \quad (4)$$

Степень сухости влажного пара после турбины (в точке 2):

$$x_2 = \frac{s_x - s'}{s'' - s'} = \frac{7,1285 - 0,4341}{8,4573 - 0,4341} = 0,83 \quad (5)$$

Далее следует определить изменение внутренней энергии, энтальпии, энтропии, а также количество использованного тепла и работу для каждого процесса цикла. При расчете использовать данные таблицы 1 и известные аналитические зависимости [16]:

- для изохорного процесса $q_v = \Delta U$;
- для изобарного процесса $q_p = \Delta i$;
- для изотермического процесса $q_t = T \cdot \Delta S$.

Работа процесса определяется по формуле:

$$\ell = q - \Delta U. \quad (7)$$

Полученные в расчетах результаты свести в таблицу 3, учитывая знаки (+) и (-).

Таблица 3 – Основные характеристики процессов цикла

Процессы	ΔU	Δi	ΔS	q	ℓ
	кДж/кг	кДж/кг	кДж/кгК	кДж/кг	кДж/кг
1-2	-916,12	-1102,68	-0,0035	0	916,12
2-3	-1908,174	-2024,01	-6,7026	-2024,01	-115,836
3-4	-2,004	0	0	-2,004	0
4-5	786,845	787,19	2,0244	787,19	0,345
5-6	1692,093	1888,8	3,8905	1888,8	196,707
6-1	347,36	450,7	0,7912	450,7	103,34
Сумма	0	0	0	1100,676	1100,676

Примечание – Проверка: суммарное изменение ΔU , Δi , ΔS в цикле должно быть равным нулю.

Для заданного цикла полезное тепло определяется следующим образом:

$$q_{\text{ц}} = q_{\text{подв}} - q_{\text{отв}}, \quad (8)$$

где $q_{\text{подв}}$ – подведенное тепло (сумма q со знаком + из таблицы 2), кДж/кг;

$q_{\text{отв}}$ – отведенное тепло (сумма q со знаком – из таблицы 2), кДж/кг.

Полезная работа цикла:

$$\ell = \ell_{\text{расш}} - \ell_{\text{сж}}, \quad (9)$$

где $\ell_{\text{расш}}$ – работа расширения пара (сумма ℓ со знаком +), кДж/кг;

$\ell_{\text{сж}}$ – работа, затраченная на сжатие пара (сумма ℓ со знаком –), кДж/кг.

Термический КПД цикла:

$$\eta_t = \frac{q_{\text{ц}}}{q_{\text{подв}}} \cdot 100\% = \frac{1100,676}{3126,69} \cdot 100\% = 35,2\% \quad (10)$$

Проверкой правильности заполнения таблицы 2 должно быть равенство:

$$q_{\text{ц}} = \ell_{\text{ц}}.$$

Теоретический удельный расход пара d_0 необходимый для выработки одного кВт·ч электроэнергии:

$$d_0 = \frac{3600}{q_{ц}} = \frac{3600}{1100,676} = 3,3 \text{ кг/(кВт·ч)} \quad (11)$$

Теоретический удельный расход тепла q_0 , необходимый для выработки одного кВт·ч [17]:

$$q_0 = d_0 \cdot q_{\text{подв}} = 3,3 \cdot 3126,69 = 10318,1 \text{ кДж/(кВт·ч)} \quad (12)$$

2.1.2 Расчёт цикла ПСУ на перегретом паре с более высокими начальными параметрами пара

Тепловые схемы ТЭС непрерывно совершенствуются с целью повышения КПД и снижения удельного расхода топлива. Достигается это следующим образом: использование высокой температуры пара $t'_1 = 530 \text{ }^\circ\text{C}$ и соответствующего этой температуре оптимального давления пара $P'_1 = 9 \text{ МПа}$. Результаты показаны в виде таблицы 4.

Таблица 4 – Параметры характерных точек цикла

Точки цикла	Состояние рабочего тела	P, кПа	t, °C	i, кДж/кг	v, м ³ /кг	S, кДж/кг·К	U, кДж/кг	X
1	Перегретый пар	9000	530	3461,2	0,03862	6,7541	3113,6	1
2	Влажный насыщенный пар	4	29,8	2045, 2	26, 3	6,7541	1940	0,79
3	Конденсат	4	29,8	121,41	0,001004	0,4224	121,406	0
4	Жидкость	9000	29,8	121,41	0,001004	0,4224	112,4	0
5	Кипящая жидкость	9000	303,3	1364,2	0,0014179	3,2875	1351,4	0
6	Сухой насыщенный пар	9000	303,3	2719,3	0,02094	5,6168	2530,84	1

Теоретическое адиабатное расширение пара происходит при постоянной энтропии $s_1 = s_2 = 6,7541$ кДж/(кг·К) до давления $P_2 = 4$ кПа и температуры $t_2 = 29,8$ °С (определяется из таблиц по давлению P_2).

Состояние пара после турбины (в точке 2) соответствует влажному насыщенному, для которого энтропия находится по формуле:

$$s_2 = s_x = s' \cdot (1 - x) + s'' \cdot x \quad (13)$$

где энтропия воды на линии насыщения при давлении $P_2 = 4$ кПа по таблицам $s' = 0,4341$ кДж/(кг·К) и энтропия сухого насыщенного пара $s'' = 8,4573$ кДж/(кг·К).

Тогда степень сухости влажного пара после турбины (в точке 2):

$$x_2 = \frac{s_x - s'}{s'' - s'} = \frac{6,7541 - 0,4341}{8,4573 - 0,4341} = 0,79. \quad (14)$$

Тогда энтальпия влажного пара после турбины:

$$i_2 = i' \cdot (1 - x) + i'' \cdot x = 124,94 \cdot (1 - 0,79) + 2555,6 \cdot 0,79 = 2045,2 \text{ кДж/кг}, \quad (13)$$

где $i' = 124,94$ кДж/кг – энтальпия воды на линии насыщения и $i'' = 2555,6$ кДж/кг – энтальпия сухого насыщенного пара, взятые также из таблиц свойств воды и водяного пара при давлении $P_2 = 4$ кПа.

Параметры пара на выходе из турбины:

$$i_2 = 2045,2 \text{ кДж/кг}; \quad (15)$$

$$x_2 = 0,79;$$

$$v_2 = v' + x \cdot (v'' - v') = 0,0010043 + 0,79 \cdot (33,237 - 0,0010043) = 26,3 \text{ м}^3/\text{кг}$$

где $v' = 0,0010043$ м³/кг – объём воды на линии насыщения и $v'' = 33,237$ м³/кг – объём сухого насыщенного пара при давлении $P_2 = 4$ кПа.

Энтальпия и энтропия воды в состоянии насыщения ($x = 0$) на входе в насос при давлении $P_2 = 4$ кПа и температуре $t_2 = 29,8$ °С:

$$i_3 = 124,94 \text{ кДж/кг}$$

$$s_3 = 0,4341 \text{ кДж/кг·К}.$$

Значения s_4 , h_4 , t_4 , V_4 при сжатии воды в насосе практически не изменяются, поэтому процесс можно считать адиабатно-изохорным.

Параметры рабочего тела в точке 5 определяются по давлению $P_4 = 9000$ кПа.

Значения s_6 , h_6 , t_6 , V_6 пара после котла соответствуют давлению $P_5 = 9000$ кПа и температуре $t_5 = 303,3^\circ\text{C}$ из таблицы перегретого пара.

Изменение внутренней энергии, энтальпии, энтропии, количество использованного тепла и работа для каждого процесса цикла определяется точно также как в расчёте на перегретом паре.

Полученные результаты сводятся в таблицу 5.

Таблица 5 – Основные характеристики процессов цикла

Процессы	ΔU	Δi	ΔS	q	ℓ
	кДж/кг	кДж/кг	кДж/кгК	кДж/кг	кДж/кг
1-2	-1173,6	-1416	0	0	1173,6
2-3	-1818,6	-1923,79	-6,3317	-1923,79	-105,2
3-4	-9,006	0	0	-9,006	0
4-5	1239	1242,79	2,0244	1242,79	3,79
5-6	1179,44	1355,1	2,3293	1355,1	175,66
6-1	582,76	741,9	1,1373	741,9	159,14
Сумма	0	0	0	1406,9	1406,9

Термический КПД цикла:

$$\eta_t = \frac{q_{ц}}{q_{подв}} \cdot 100\% = \frac{1406,9}{3339,8} \cdot 100\% = 42,1\% \quad (16)$$

Теоретический удельный расход пара d_0 необходимый для выработки одного кВт·ч электроэнергии:

$$d_0 = \frac{3600}{q_{ц}} = \frac{3600}{1406,9} = 2,6 \text{ кг}/(\text{кВт}\cdot\text{ч}) \quad (17)$$

Теоретический удельный расход тепла q_0 , необходимый для выработки одного кВт·ч:

$$q_0 = d_0 \cdot q_{подв} = 2,6 \cdot 3339,8 = 8683,5 \text{ кДж}/(\text{кВт}\cdot\text{ч}) \quad (18)$$

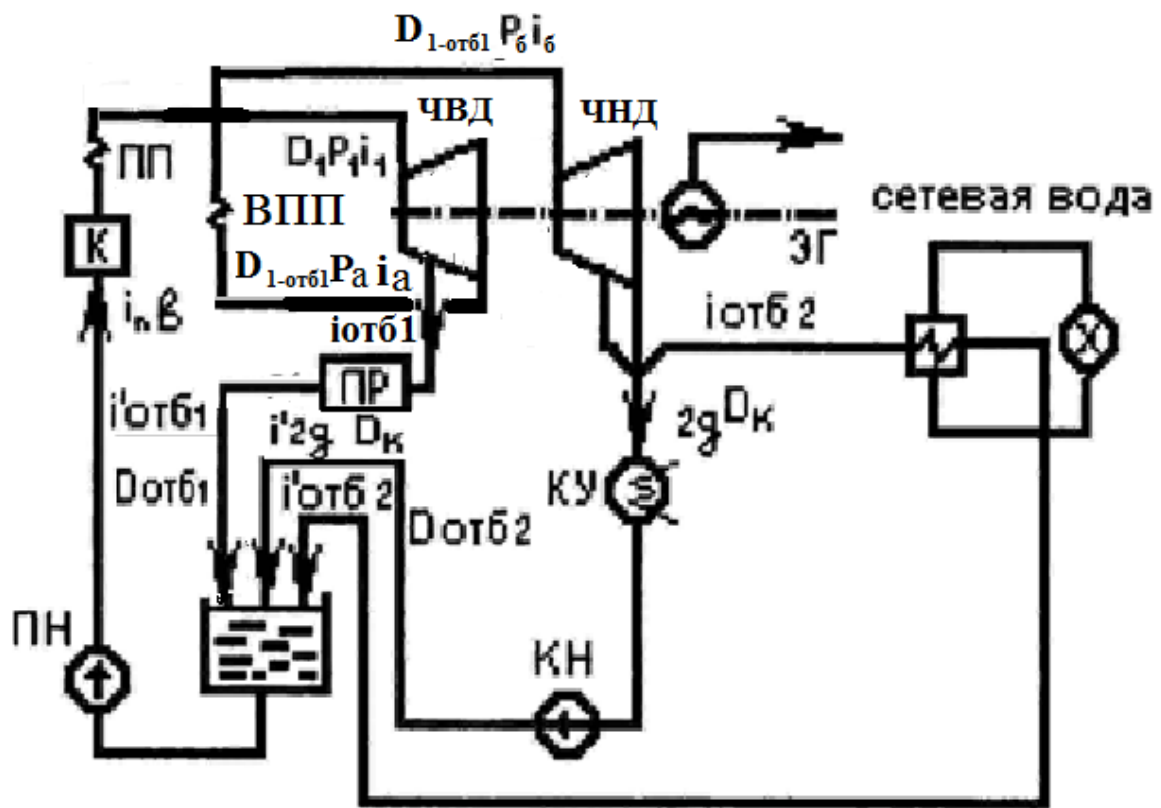
Целесообразность применения пара высоких начальных параметров подтверждается расчётом, где КПД теоретического цикла Ренкина составляет 42,1 %. Однако при этом повышается влажность пара на последних ступенях турбины.

Современные паросиловые установки обычно работают на паре с высокими начальными параметрами, повышение которых ограничивается качествами материалов для деталей котлов и турбин. Дальнейшее повышение экономичности цикла возможно при условии:

1. организации промежуточного перегрева пара;
2. применения регенеративных циклов, в которых питательная вода, поступающая в котлоагрегат, нагревается паром, частично отбираемым при его расширении из турбины [18].

2.1.3 Расчёт циклов ПСУ с вторичным перегревом

В этом цикле используется многоступенчатая турбина, состоящая из цилиндра высокого давления и низкого давления (рисунок 20). Пар из парового котла направляется сначала в цилиндр высокого давления, где расширяясь, совершает работу. После этого пар возвращается в промежуточный пароперегреватель, где осушается и нагревается до более высокой температуры (но уже при более низком и постоянном давлении) и поступает в цилиндр низкого давления, где, продолжая расширяться, снова совершает работу.



ПК - паровой котел, ПП - пароперегреватель; ВПП - вторичный пароперегреватель;
 ЧВД – часть высокого давления; ЧНД – часть низкого давления; КУ –
 конденсационная установка; Н - насос; ЭГ - электрический генератор

Рисунок 20 - Схема паротурбинной установки с вторичным пароперегревателем

Степень сухости пара при давлении $P_1 = 2000$ кПа в точке $x_2 = 0,83$, это означает, что в таком влажном паре содержится 83 % сухого насыщенного пара и 17 % капель конденсата. Чем меньше степень сухости пара, тем ниже внутренний относительный КПД турбины. Кроме того, капли воды, летящие с высокой скоростью вместе с потоком пара, ударяются о поверхность рабочих лопаток турбины и вызывают эрозию, то есть механическое разрушение. Учитывая все это, минимально допустимая степень сухости пара на выходе из турбины должна быть не ниже $x = 0,86..0,88$. Поэтому в части высокого давления турбины пар расширяется от $P_1 = 2000$ кПа до $P_{ВПП} = 600$ кПа, после чего перегревается в промежуточном пароперегревателе парогенератора до температуры $t_{ВПП} = 400$ °С.

Окончательное расширение пара происходит в части низкого давления. Это повышает степень сухости пара на выходе из турбины до $x_6 = 0,92$ (рисунок 21), что приводит к возрастанию внутреннего относительного КПД турбины. Кроме того, увеличивается и термический КПД ПТУ из-за возрастания средней температуры подвода тепла в цикле ПТУ, благодаря введению промежуточного перегрева пара [19].

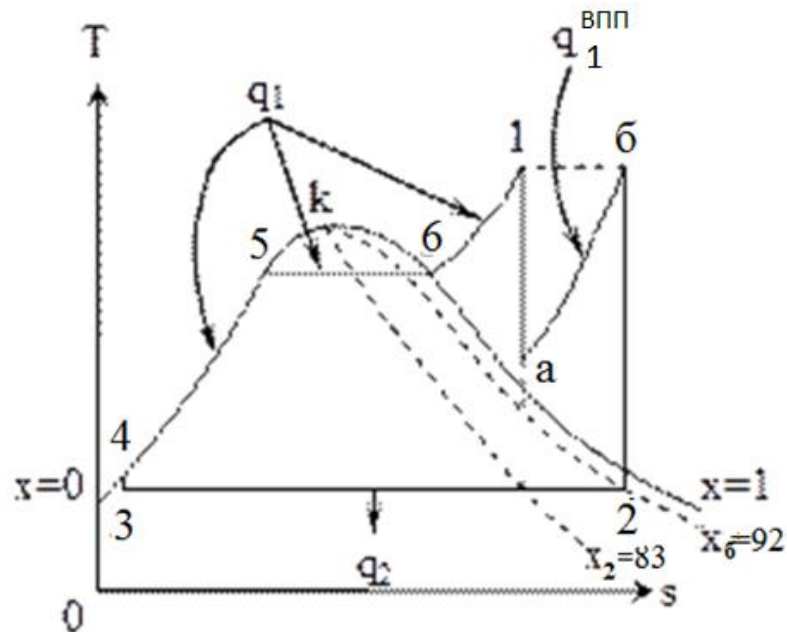


Рисунок 21 – T-s – диаграмма с вторичным перегревом пара

Определялись основные параметры воды и водяного пара и заносились в таблицу 6.

Таблица 6 - Параметры в характерных точках цикла ПСУ при работе на перегретом насыщенном паре с вторичным перегревом

Точки цикла	Состояние рабочего тела	P, кПа	t, °C	i, кДж/кг	v, м ³ /кг	S, кДж/кг·К	U, кДж/кг	X
1	Перегретый пар	2000	400	3248,1	0,1512	7,1285	2945,7	1
a	Перегретый пар	600	210	2876,8	0,4349	7,1285	2615,9	1
б	Перегретый пар	600	400	3271,8	0,6172	7,7944	2901,5	1
2	Влажный насыщенный пар	4	29,8	2361,2	30,578	7,7944	2238,9	0,92
3	Конденсат	4	29,8	124,94	0,0010043	0,4341	125	0
4	Жидкость	2000	30	127	0,0009966	0,4341	124,9	0
5	Кипящая жидкость	2000	212,37	908	0,0011766	2,4468	905,7	0
6	Сухой насыщенный пар	2000	212,37	2797,4	0,09953	6,3373	2598,3	1

Энтропия пара на выходе из пароперегревателя остаётся без изменений по P_1 и t_1 :

$$s = 7,1285 \text{ кДж/кг}\cdot\text{К}.$$

Давление вторичного перегрева пара:

$$P_{ВП} = 0,3 \cdot P_1 = 0,3 \cdot 2000 = 600 \text{ кПа.} \quad (19)$$

Энтальпия, объём и температура пара на выходе из ЧВД турбины определяется по таблицам свойств воды и водяного пара [16] по $P_{ВП}$ и $s_1 = s_a$:

$$t_a = 210 \text{ }^\circ\text{C};$$

$$i_a = 2876,8 \text{ кДж/кг.}$$

Теоретическое расширение пара в ЧНД турбины (процесс 1-а) изображается вертикальной линией $s_1 = s_a$.

i_6, s_6, v_6 на выходе из ВПП турбины находим из таблиц по $P_{ВП}$ и t_6 :

$$i_6 = 3271,8 \text{ кДж/кг};$$

$$s_6 = 7,7944 \text{ кДж/кг}\cdot\text{К};$$

$$v_6 = 0,6172 \text{ м}^3/\text{кг}.$$

Теоретическое адиабатное расширение пара происходит при постоянной энтропии $s_6 = s_2 = 7,7944 \text{ кДж/кг}\cdot\text{К}$ до давления $P_2 = 4 \text{ кПа}$ и температуры $t_2 = 29,8 \text{ }^\circ\text{C}$ (определяется из таблиц по давлению P_2).

Из is -диаграммы процесса на рисунке 22 видно, что состояние пара после турбины (в точке 2) соответствует влажному насыщенному, для которого энтропия находится по формуле:

$$s_2 = s_x = s' \cdot (1 - x) + s'' \cdot x \quad (20)$$

где энтропия воды на линии насыщения при давлении $P_2 = 4 \text{ кПа}$ по таблицам $s' = 0,4341 \text{ кДж/кг}\cdot\text{К}$ и энтропия сухого насыщенного пара $s'' = 8,4573 \text{ кДж/кг}\cdot\text{К}$. Тогда степень сухости влажного пара после турбины (в точке 2):

$$x_2 = \frac{s_x - s'}{s'' - s'} = \frac{7,7944 - 0,4341}{8,4573 - 0,4341} = 0,92 \quad (21)$$

Тогда энтальпия влажного пара после турбины:

$$i_2 = i' \cdot (1 - x) + i'' \cdot x = 124,94 \cdot (1 - 0,92) + 2555,6 \cdot 0,92 = 2361,2 \text{ кДж/кг}, \quad (21)$$

где $i' = 124,94 \text{ кДж/кг}$ – энтальпия воды на линии насыщения и $i'' = 2555,6 \text{ кДж/кг}$ – энтальпия сухого насыщенного пара, взятые также из таблиц свойств воды и водяного пара при давлении $P_2 = 4 \text{ кПа}$.

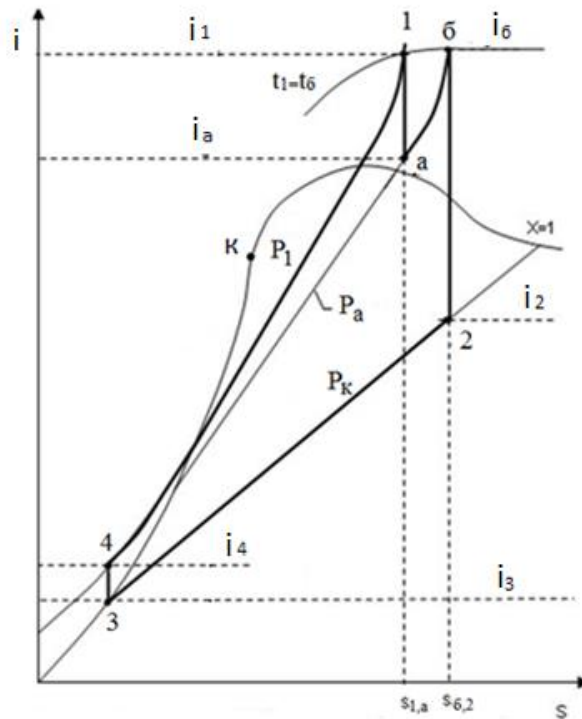


Рисунок 22 - i - s -диаграмма с вторичным перегревом пара

Параметры пара на выходе из турбины:

$$i_2 = 2361,2 \text{ кДж/кг}; \quad (22)$$

$$x_2 = 0,92;$$

$$v_2 = v' + x \cdot (v'' - v') = 0,0010043 + 0,92 \cdot (33,237 - 0,0010043) = 30,578 \text{ м}^3/\text{кг}$$

где $v' = 0,0010043 \text{ м}^3/\text{кг}$ – объём воды на линии насыщения и $v'' = 33,237 \text{ м}^3/\text{кг}$

– объём сухого насыщенного пара при давлении $P_2 = 4 \text{ кПа}$.

Энтальпия и энтропия воды в состоянии насыщения ($x = 0$) на входе в насос при давлении $P_2 = 4 \text{ кПа}$ и температуре $t_2 = 29,8^\circ\text{C}$:

$$i_3 = 124,94 \text{ кДж/кг}$$

$$s_3 = 0,4341 \text{ кДж/кг}\cdot\text{К}.$$

Энтальпия, температура и объём воды на выходе из насоса находятся по давлению $P_1 = 2000 \text{ кПа}$ и энтропии $s_3 = 0,4341 \text{ кДж/кг}\cdot\text{К}$:

$$i_4 = 127 \text{ кДж/кг};$$

$$t_4 = 30^\circ\text{C};$$

$$v_4 = 0,0009966 \text{ м}^3/\text{кг}.$$

Значения s_4 h_4 t_4 V_4 при сжатии воды в насосе практически не изменяются, поэтому процесс можно считать адиабатно-изохорным.

Параметры рабочего тела в остальных точках процесса остаются без изменений (см. процесс без вторичного перегрева).

Определяем изменение внутренней энергии, энтальпии, энтропии, количество использованного тепла и работу для каждого процесса цикла точно также как в расчёте на перегретом паре.

Полученные результаты сводятся в таблицу 7.

Таблица 7 – Основные характеристики процессов цикла с вторичным перегревом пара

Процессы	ΔU	Δi	ΔS	q	ℓ
	кДж/кг	кДж/кг	кДж/кгК	кДж/кг	кДж/кг
1-а	-329,8	-371,3	0	0	329,8
а-б	285,6	395	0,6659	395	109,4
б-2	-662,6	-910,6	0	0	662,6
2-3	-2114	-2236,3	-7,3603	-2236,3	-122,3
3-4	-0,1	2,06	0	-0,1	0
4-5	780,8	781	2,0127	781	0,2
5-6	1692,6	1889,4	3,8905	1889,4	196,8
6-1	347,4	450,7	0,7912	450,7	103,3
Сумма	0	0	0	1279,9	1279,9

Термический КПД цикла:

$$\eta_{t \text{ ВПП}} = \frac{q_{\text{ц}}}{q_{\text{подв}}} \cdot 100\% = \frac{1279,9}{3516,2} \cdot 100\% = 36,4\% \quad (23)$$

Теоретический удельный расход пара d_0 необходимый для выработки одного кВт·ч электроэнергии [17]:

$$d_0 = \frac{3600}{q_{\text{ц}}} = \frac{3600}{1279,9} = 2,8 \text{ кг/(кВт·ч)} \quad (24)$$

Теоретический удельный расход тепла q_0 , необходимый для выработки одного кВт·ч:

$$q_0 = d_0 \cdot q_{\text{подв}} = 2,8 \cdot 3516,2 = 9845,4 \text{ кДж/(кВт·ч)} \quad (25)$$

Проводятся подобный расчёт только с повышенными начальными параметрами. Данные заносятся в таблицы 8 и 9.

Таблица 8 - Параметры в характерных точках цикла ПСУ с повышенными начальными параметрами и вторичным перегревом

Точки цикла	Состояние рабочего тела	P, кПа	t, °C	i, кДж/кг	v, м ³ /кг	S, кДж/кг·К	U, кДж/кг	X
1	Перегретый пар	9000	530	3461,2	0,03862	6,7541	3113,6	1
a	Перегретый пар	2700	330	3080,5	0,1055	6,7541	2795,7	1
б	Перегретый пар	2700	530	3528,7	0,1458	7,4087	3135	1
2	Влажный насыщенный пар	4	29,8	2239,6	28,916	7,4087	2123,9	0,87
3	Конденсат	4	29,8	121,41	0,001004	0,4224	121,406	0
4	Жидкость	9000	29,8	121,41	0,001004	0,4224	112,4	0
5	Кипящая жидкость	9000	303,3	1364,2	0,0014179	3,2875	1351,4	0
6	Сухой насыщенный пар	9000	303,3	2719,3	0,02094	5,6168	2530,84	1

Таблица 9 – Основные характеристики процессов цикла с вторичным перегревом пара

Процессы	ΔU	Δi	ΔS	q	ℓ
	кДж/кг	кДж/кг	кДж/кгК	кДж/кг	кДж/кг
1-а	-317,9	-380,7	0	0	317,9
а-б	339,3	448	0,6546	448	108,7
б-2	-1011,1	-1289,1	0	0	1011,1
2-3	-2003	-2118,2	-6,9863	-2118,2	-115,2
3-4	-9,006	0	0	-9,006	0
4-5	1239	1242,79	2,0244	1242,79	3,79
5-6	1179,44	1355,1	2,3293	1355,1	175,66
6-1	582,8	741,9	1,1373	741,9	159,1
Сумма	0	0	0	1660,6	1660,6

Термический КПД цикла:

$$\eta_{т\text{ ВПП}} = \frac{q_{ц}}{q_{подв}} \cdot 100\% = \frac{1660,6}{3339,8} \cdot 100\% = 49,7\% \quad (26)$$

Теоретический удельный расход пара d_0 необходимый для выработки одного кВт·ч электроэнергии [17]:

$$d_0 = \frac{3600}{q_{ц}} = \frac{3600}{1660,6} = 2,2 \text{ кг/(кВт·ч)} \quad (27)$$

Теоретический удельный расход тепла q_0 , необходимый для выработки одного кВт·ч:

$$q_0 = d_0 \cdot q_{подв} = 2,2 \cdot 3339,8 = 7347,6 \text{ кДж/(кВт·ч)} \quad (28)$$

2.1.4 Расчёт циклов ПСУ с регенеративным подогревом питательной воды

ПСУ работает на перегретом паре, при этом используется регенерация с одним отбором пара.

В данном цикле используется отработавший пар для подогрева воды, полученной после конденсации основного парового потока. При этом конденсат греющего пара смешивается с основным потоком питательной воды. Процесс показан на рисунке 23 в P-v, T-s, i-s – диаграммах. Параметры точек показаны в таблице 10.

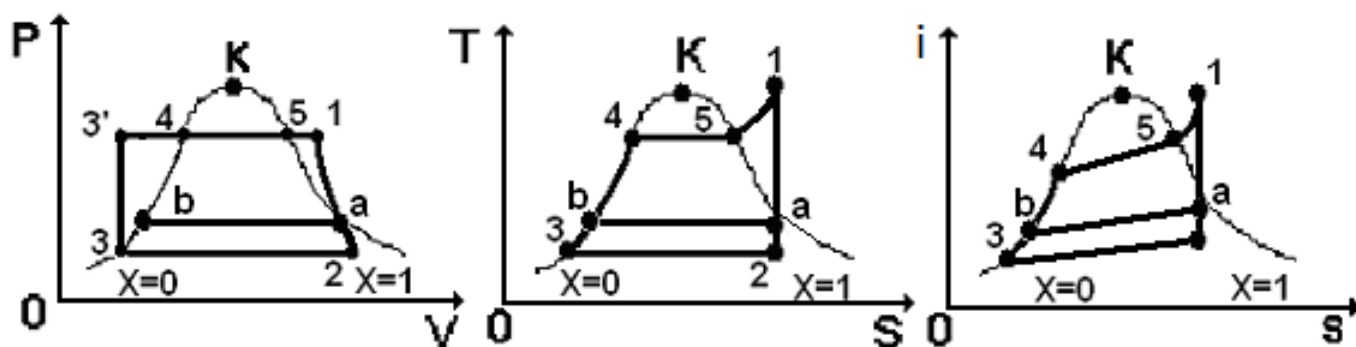


Рисунок 23 – P-v, T-s, i-s -диаграммы с регенеративным подогревом воды

Таблица 10 - Параметры в характерных точках регенеративного цикла ПСУ

Точки цикла	Состояние рабочего тела	P, кПа	t, °C	i, кДж/кг	v, м ³ /кг	S, кДж/кг·К	U, кДж/кг	X
1	Перегретый пар	2000	400	3248,1	0,1512	7,1285	2945,7	1
а	Влажный насыщенный пар	204,9	121,1	2686,1	0,8574	7,1285	2510,4	0,99
б	Конденсат	204,9	121,1	508	0,0010615	1,5384	507,8	0

Продолжение таблицы 10

2	Влажный насыщенный пар	4	28,98	2145,42	28,96	7,1285	2029,58	0,83
3	Конденсат	4	29,8	124,94	0,0010043	0,4341	125	0
4	Жидкость	2000	30	127	0,0009966	0,4341	124,9	0
5	Кипящая жидкость	2000	212,37	908	0,0011766	2,4468	905,7	0
6	Сухой насыщенный пар	2000	212,37	2797,4	0,09953	6,3373	2598,3	1

Для определения давлений отборов используется принцип равномерного подогрева воды в подогревателях, обеспечивающий максимальное значение термического КПД цикла ПСУ.

Количество регенеративных подогревателей $n=1$.

$$\Delta t_{\text{ОПТ}} = \frac{t_0^H - t_K}{n+1} = \frac{212,37 - 29,8}{2} = 91,3 \text{ } ^\circ\text{C}. \quad (29)$$

Температуры воды на выходе из подогревателя:

$$t_a^H = t_0^H - \Delta t_{\text{ОПТ}} = 212,37 - 91,3 = 121,1 \text{ } ^\circ\text{C}. \quad (30)$$

По данной температуре находится давление отбора:

$$P_a \text{ (по } t_1^H) = 204,9 \text{ кПа.}$$

Степень сухости влажного пара отбора турбины (в точке а):

$$x_a = \frac{s_x - s'}{s'' - s'} = \frac{7,1285 - 1,5384}{7,1205 - 1,5384} = 0,99. \quad (31)$$

Тогда энтальпия влажного пара отбора турбины:

$$i_a = i' \cdot (1 - x) + i'' \cdot x = 508 \cdot (1 - 0,99) + 2708,1 \cdot 0,99 = 2686,1 \text{ кДж/кг.} \quad (32)$$

Объём пара отбора турбины:

$$v_a = v' + x \cdot (v'' - v') = 0,0010615 + 0,99 \cdot (0,86603 - 0,0010043) = 0,8574 \text{ м}^3/\text{кг.}$$

Энтальпия, энтропия и объём воды в состоянии насыщения ($x=0$) на выходе из подогревателя Π_1 при давлении P_1 :

$$i_6 = 508 \text{ кДж/кг};$$

$$s_6 = 1,5384 \text{ кДж/кг}\cdot\text{К};$$

$$v_6 = 0,0010615 \text{ м}^3/\text{кг}.$$

Доля отобранного пара:

$$\alpha = \frac{h_b - h_3}{h_a - h_3} = \frac{508 - 124,94}{2686,1 - 124,94} = 0,15. \quad (33)$$

Полезная работа в регенеративном цикле:

$$\begin{aligned} \ell &= (h_1 - h_2) - \alpha \cdot (h_a - h_2) = (3248,1 - 2145,42) - 0,15 \cdot (2686,1 - 2145,42) \\ &= 1021,6 \text{ кДж/кг}. \end{aligned} \quad (34)$$

Количество подведенной теплоты в данном цикле:

$$q_1 = h_1 - h_6 = 3248,1 - 508 = 2740,1 \text{ кДж/кг}. \quad (35)$$

Удельный отвод теплоты в конденсаторе:

$$q_2 = h_2 - h_3 = 2145,42 - 124,94 = 2020,5 \text{ кДж/кг}. \quad (36)$$

Термический КПД цикла Ренкина :

$$\eta_t = \frac{q_{\text{ц}}}{q_{\text{подв}}} \cdot 100\% = \frac{1021,6}{2740,1} \cdot 100\% = 37,3\% \quad (37)$$

Теоретический удельный расход пара d_0 необходимый для выработки одного кВт*ч электроэнергии [17]:

$$d_0 = \frac{3600}{q_{\text{ц}}} = \frac{3600}{1021,6} = 3,5 \text{ кг}/(\text{кВт}\cdot\text{ч}) \quad (38)$$

Теоретический удельный расход тепла q_0 , необходимый для выработки одного кВт*ч:

$$q_0 = d_0 \cdot q_{\text{подв}} = 3,5 \cdot 2740,1 = 9590,4 \text{ кДж}/(\text{кВт}\cdot\text{ч}). \quad (39)$$

Аналогично рассчитывается цикл с повышенными параметрами. Результаты приведены в таблице 11.

Таблица 11 - Параметры в характерных точках регенеративного цикла ПСУ

Точки цикла	Состояние рабочего тела	P, кПа	t, °C	i, кДж/кг	v, м ³ /кг	S, кДж/кг·К	U, кДж/кг	X
1	Перегретый пар	9000	530	3461,2	0,03862	6,7541	3113,6	1
a	Перегретый пар	718,3	166	2789,9	0,3942	6,7541	2506,7	1
б	Конденсат	718,3	166	702	0,0011095	2,0022	701,2	0
2	Влажный насыщенный пар	4	29,8	2045,2	26,3	6,7541	1940	0,79
3	Конденсат	4	29,8	121,41	0,001004	0,4224	121,406	0
4	Жидкость	9000	29,8	121,41	0,001004	0,4224	112,4	0
5	Кипящая жидкость	9000	303,3	1364,2	0,0014179	3,2875	1351,4	0
6	Сухой насыщенный пар	9000	303,3	2719,3	0,02094	5,6168	2530,84	1

Доля отобранного пара:

$$\alpha = \frac{h_b - h_3}{h_a - h_3} = \frac{702 - 121,41}{2789,9 - 121,41} = 0,22. \quad (40)$$

Полезная работа в регенеративном цикле:

$$\begin{aligned} \ell &= (h_1 - h_2) - \alpha \cdot (h_a - h_2) = (3461,2 - 2045,2) - 0,22 \cdot (2789,9 - 2045,2) = \\ &= 1252,2 \text{ кДж/кг}. \end{aligned} \quad (41)$$

Количество подведенной теплоты в данном цикле:

$$q_1 = h_1 - h_6 = 3461,2 - 702 = 2759,2 \text{ кДж/кг}. \quad (42)$$

Удельный отвод теплоты в конденсаторе:

$$q_2 = h_2 - h_3 = 2045,2 - 121,41 = 1923,8 \text{ кДж/кг}. \quad (43)$$

Термический КПД цикла Ренкина :

$$\eta_t = \frac{q_{ц}}{q_{подв}} \cdot 100\% = \frac{1123,4}{2759,2} \cdot 100\% = 45,4 \%$$
 (44)

Теоретический удельный расход пара d_0 необходимый для выработки одного кВт*ч электроэнергии:

$$d_0 = \frac{3600}{q_{ц}} = \frac{3600}{1252,2} = 2,9 \text{ кг/(кВт}\cdot\text{ч)}$$
 (45)

Теоретический удельный расход тепла q_0 , необходимый для выработки одного кВт*ч:

$$q_0 = d_0 \cdot q_{подв} = 2,9 \cdot 2759,2 = 8001,7 \text{ кДж/(кВт}\cdot\text{ч)}$$
 (46)

Выводы по расчетам представлены в таблице 12.

Таблица 12 - Результаты расчетов

Параметры цикла	Цикл паротурбинной установки					
	С перегретым паре	С повышенными начальными параметрами	С ВПП	С повышенными начальными параметрами и ВПП	Регенерация	Регенерация с повышенными параметрами
Количество подведенной теплоты q_1 , кДж/кг	3126,69	3339,8	3516,2	3787,7	2740,1	2759,2
Количество отведенной теплоты q_2 , кДж/кг	2024,01	1932,8	2236,3	2127,2	2020,5	1923,8
Полученная работа в цикле $l_{ц}$, кДж/кг	1100,676	1406,9	1279,9	1660,6	1021,6	1252,2
Теоретический удельный расход пара d_0 , кг/кВт·ч	3,3	2,6	2,8	2,2	3,5	2,9
Теоретический удельный расход тепла q_0 , кДж/ кВт·ч	10318,1	8683,5	9845,4	7347,6	9590,4	8001,7
Термический КПД цикла, η_t , %	35,2	42,1	36,4	49,7	37,3	45,4

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Технологический процесс преобразования энергии основного рабочего тела тепловых электростанций осуществляется в теплоэнергетическом оборудовании, объединенным между собой в соответствии с тепловой схемой. Тепловые схемы тепловых электростанций постоянно совершенствуются с целью повышения КПД и снижения удельного расхода топлива. Это достигается следующим образом:

1. Использование высокой температуры пара и оптимального давления пара, соответствующего этой температуре. Дальнейшее повышение температуры ограничено не только прочностными условиями материалов, но и началом термической диссоциации воды, что приводит к появлению в теплоносителе атомарных кислорода и водорода, приводящих к коррозии и охрупчиванию стали.

2. Применение оптимальных с точки зрения технико-экономических показателей конечного давления пара в паротурбинной установке составляет 3-4 кПа. Снижение вакуума в конденсаторе приводит к увеличению термического КПД паротурбинной установки. В то же время увеличение скорости циркуляции, необходимой для снижения давления в конденсаторе или снижение температуры, приводит к увеличению конденсата на поверхности, мощности системы охлаждения. Поэтому оптимальное давление в конденсаторе является результатом технико-экономического анализа.

3. Использование промежуточного подогрева пара повышает термический КПД цикла и снижает конечную влажность пара на последних ступенях паровой турбины. Температура промежуточного перегрева пара чаще всего принимается равной температуре перегрева пара, а давление составляет 0,15-0,25 от давления пара.

4. Использование регенеративного подогрева питательной воды котла паром из отборов паротурбинного агрегата, что снижает расход пара и безвозвратные потери тепла в конденсаторе.

5. Использование оптимальных схем отпуска теплоты на теплофикацию [20].

В конденсационной паровой турбине отработавший пар поступает в конденсатор, где он конденсируется и передает скрытую теплоту парообразования охлаждающей воде. Это тепло, составляющее 55–65% тепла, подаваемого в котел, теряется бесполезно, поскольку температура охлаждающей воды на выходе из конденсатора лишь незначительно (на 10–15 ° С) превышает атмосферную. В то же время для бытовых и технологических нужд (например, для отопления зданий, подогрева и сушки материалов) требуется относительно низкая температура теплоносителя (100–150 ° С), в качестве которого может служить пар, который отработал в турбине до давления, требуемого потребителям тепла. В этом случае теплота конденсации отработанного пара может быть полностью использована в технологических устройствах для нагрева воды или сушки материалов, а конденсат возвращается в турбинный цикл. Тем самым, одновременное производство электрической энергии и тепла на одной и той же теплосиловой установке является более выгодным, чем раздельное.

Рассчитав паротурбинную установку, работающую по циклу Ренкина, видно, что термический КПД таких установок очень низок (около 35%). Но так как термический вид энергии очень распространен, необходимо искать методы повышения КПД ПСУ. Было представлено несколько способов повышения термического КПД. За счёт повышения начальных параметров пара КПД увеличилось на 19% , вторичного перегрева 3-18%, регенерации 6-8% [21].

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННОЙ ЛИТЕРАТУРЫ

1. Теплотехника/ М.М. Хазен, Г.А. Матвеев, М.Е. Грицевский, Ф.П.Казакевич/ Под ред. Г.А. Матвеева. – Москва: Высшая школа, 1981. - 480 с.
2. Общая энергетика: Учеб. пособие для сред. проф. образования: Учеб. пособие для студ. высш. учеб. заведений / Геннадий Федорович Быстрицкий. — Москва: Издательский центр «Академия», 2005. — 208 с.
3. Амерханов Р.А., Драганов Б.Х. Теплотехника: учебник для вузов. – 2-е изд., перераб. и доп. – Москва: 2006. – 432 с.
4. Трухний А.Д. Стационарные паровые турбины. – 2-е изд. перераб. и доп. - Москва: Энергоатомиздат., 1990. – 640с.
5. Арсеньев Г.В. Энергетические установки: Учеб. Для вузов по спец. «Электроснабжение». – Москва: Высшая школа, 1991. – 335с.
6. Теплотехника: учебник для вузов / Гуляев В. А., Вороненко Б. А., Корнюшко Л. М. и др. – Санкт-Петербург: Издательство «РАПП», 2009. – 352 с.
7. Рыжкин В.Я. Тепловые электрические станции: Учебник для теплоэнерг. спец. вузов. - Москва: Энергия, 1967. - 400 с.
8. Щегляев А.В. Паровые турбины. (Теория теплового процесса и конструкция турбин) Изд. 4-е, переработ. Москва, «Энергия», 2004. – 345с.
9. Самойлович Г.С. Современные паровые турбины. – Москва: «Государственное энергетическое издательство», 2005. – 403с.
10. Общая энергетика: Учеб. пособие для сред. проф. образования: Учеб. пособие для студ. высш. учеб. заведений / Геннадий Федорович Быстрицкий. — Москва: Издательский центр «Академия», 2005. — 208 с.
11. Основы энергетике : учебник / Г.Ф. Быстрицкий. —3-е изд., стер. — Москва : КНОРУС, 2012. — 352 с.
12. Тепловые электрические станции: учебник для вузов. / В.Д. Буров, Е.В. Дорохов, Д.П. Елизаров и др.; под ред. В.М. Лавыгина, А.С. Седлова, СВ. Цанева. — 3-е изд., стереот. — Москва : Издательский дом МЭИ, 2009. — 466 с.

13. Бойко, Е.А., Тепловые электрические станции (Паротурбинные энергетические установки): Справочное пособие / Е.А. Бойко, К.В. Баженов, П.А. Грачев.- Красноярск: ИПЦ КГТУ, 2006.-152 с.

14. Общая энергетика (Производство тепловой и электрической энергии) : учебник / Г.Ф. Быстрицкий, Г.Г. Гасангаджиев, В.С. Кожиченков. — Москва: КНОРУС, 2013. — 408 с.

15. Теплотехника: учебник для вузов / В.Н. Луканин [и др.]; под ред. С.Л. Луканина. – Москва: Высшая школа, 1999. – 671 с.

16. Термодинамические свойства воды и водяного пара : справочное издание / под ред. С.Л. Ривкина и А.А. Александрова. – Москва: Энергоатомиздат, 1984. – 80 с.

17. Теплотехника и применение теплоты в сельском хозяйстве : [Учеб. по инж. спец. сел. хоз-ва] / Б. Х. Драганов, А. В. Кузнецов, С. П. Рудобашта; Под ред. Б. Х. Драганова. - Москва : Агропромиздат, 1990. - 462 с.

18. Карминский В.Д. Техническая термодинамика и теплопередача. Курс лекций. Москва: Маршрут, 2005. 224 с.

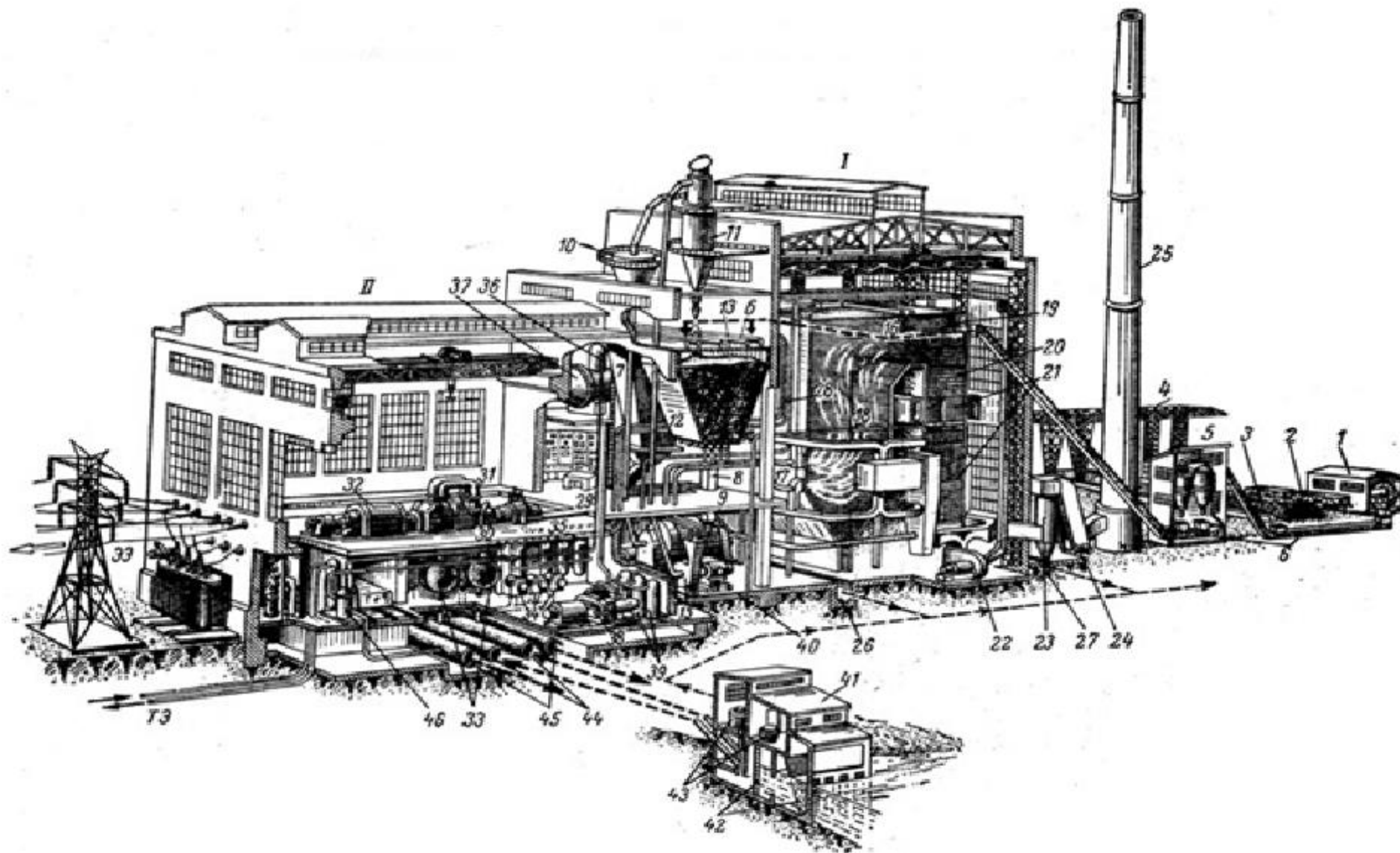
19. Смирнов А.Д., Антипов К.М. Справочная книжка энергетика. - Москва: Энергоатомиздат, 1987 – 276 с.

20. Архаров А. М. , Исаев С. И. , Кожинов И. А. и др. Под общ. ред. Крутова В. И. Теплотехника: Учебник для студентов и вузов. - Москва : Машиностроение, 1986. – 432 с.

21. Паровые и газовые турбины для электростанций: учебник для вузов / А.Г. Костюк, В.В. Фролов, А.Е. Булкин, А.Д. Трухний ; под ред. А.Г. Костюка. — Москва: Издательский дом МЭИ, 2016. — 557 с.

Приложение А

Технологическая схема ТЭС, работающей на твердом топливе



Министерство науки и высшего образования Российской Федерации
Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение
высшего образования
«Сибирский государственный индустриальный университет»

Кафедра теплоэнергетики и экологии

ГРАФИЧЕСКАЯ ЧАСТЬ

выпускной квалификационной работы:

«Пути повышения эффективности работы паросиловой установки»

ОБУЧАЮЩИЙСЯ _____
(подпись)

Александрова О. А.

допущен к защите в государственной экзаменационной комиссии «___» июля 2019 г.

Руководитель к.т.н., доцент _____ Михайличенко Т.А.
(подпись)

Заведующий кафедрой к.т.н., доцент _____ Коротков С. Г.
(подпись)

Директор Института
металлургии
и материаловедения д.т.н., профессор _____ Галевский Г.В.
(подпись)

Нормоконтроль к.т.н., доцент _____ Михайличенко Т.А.
(подпись)

Новокузнецк
2019 г.

Формат	№ слайда	Обозначение	Наименование	Кол.	Примечание		
A4	1		Тема выпускной квалификационной работы	1			
A4	2		Цель и задачи выпускной квалификационной работы	1			
A4	3		Схема ПТУ на влажном насыщенном паре	1			
A4	4		Схема паротурбинной установки на перегретом паре	1			
A4	5		T-s и p-v - диаграммы цикла Ренкина	1			
A4	6		КПД цикла Ренкина	1			
A4	7		Цикл ПТУ с промежуточным перегревом пара	1			
A4	8		Цикл ПТУ с регенеративным подогревом воды	1			
A4	9		Теплофикационный цикл ПТУ	1			
A4	10		Параметры в характерных точках цикла на перегретом паре	1			
A4	11		Основные характеристики процессов цикла на перегретом паре	1			
A4	12		Параметры в характерных точках цикла с вторичным перегревом пара	1			
A4	13		Параметры в характерных точках регенеративного цикла	1			
A4	14		Заключение	1			
СибГИУ.2019.13.03.01.15140.ВКР							
Изм.	Лист	№ док.	Подп.	Дата			
Разраб.		Александрова О.А.					
Пров.		Михайличенко Т.А.					
Н.контр.		Михайличенко Т.А.					
Зав.каф.		Коротков С.Г.					
Пути повышения эффективности работы паросиловой установки					Лит.	Лист	Лист
					У	2	16
					Кафедра ТЭиЭ Гр. МТ-15		

Министерство науки и высшего образования РФ
ФГБОУ ВО
«Сибирский государственный индустриальный
университет»

Тема выпускной квалификационной работы:
**«Пути повышения эффективности работы
паросиловой установки»**

Выполнил: обучающийся гр. МТ-15 Александрова О. А.
Руководитель: к. т. н., доцент Михайличенко Т. А.

Цель и задачи выпускной квалификационной работы:

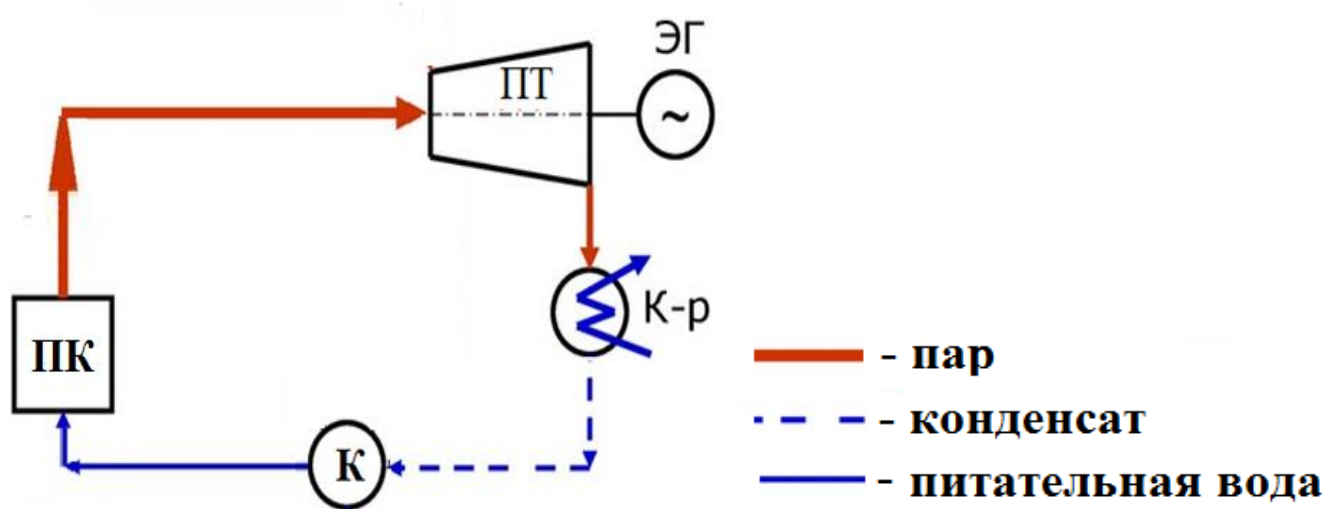
Цель ВКР:

Поиск методов повышения эффективности
работы паросиловой установки

Задачи ВКР:

- ✓ Схема и принцип работы ПСУ;
- ✓ Исследование аналитическим и расчётным
способом термодинамической
эффективности цикла при изменении
начальных параметров пара, использовании
вторичного перегрева и регенеративного
цикла.

Схема паротурбинной установки на влажном насыщенном паре



ПК- паровой котел;

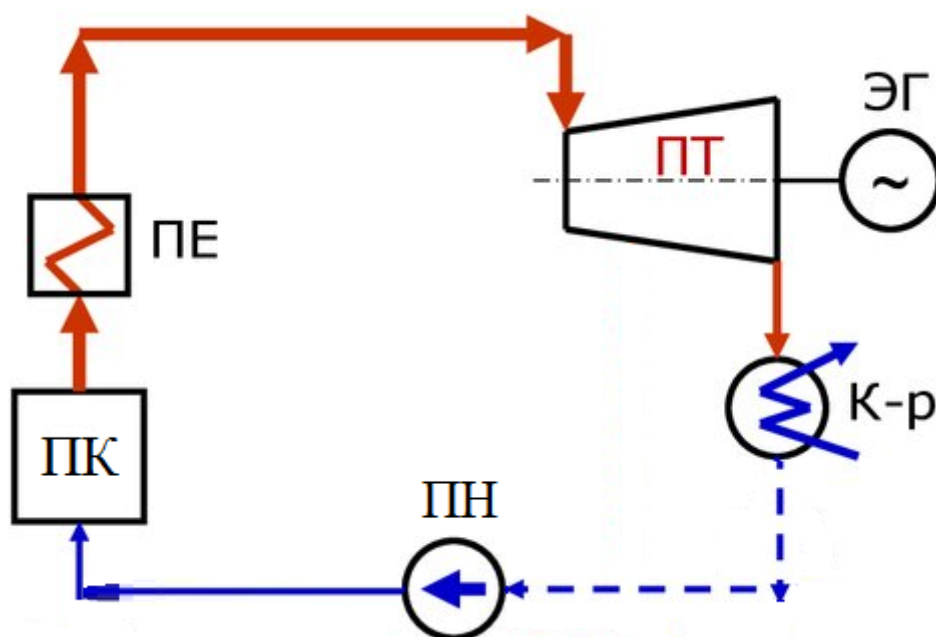
ПТ- паровая турбина;

ЭГ – электрогенератор;

К-р – конденсатор;

К- компрессор.

Схема паротурбинной установки на перегретом паре



ПК- паровой котел;

ПЕ- пароперегреватель;

ПТ- паровая турбина;

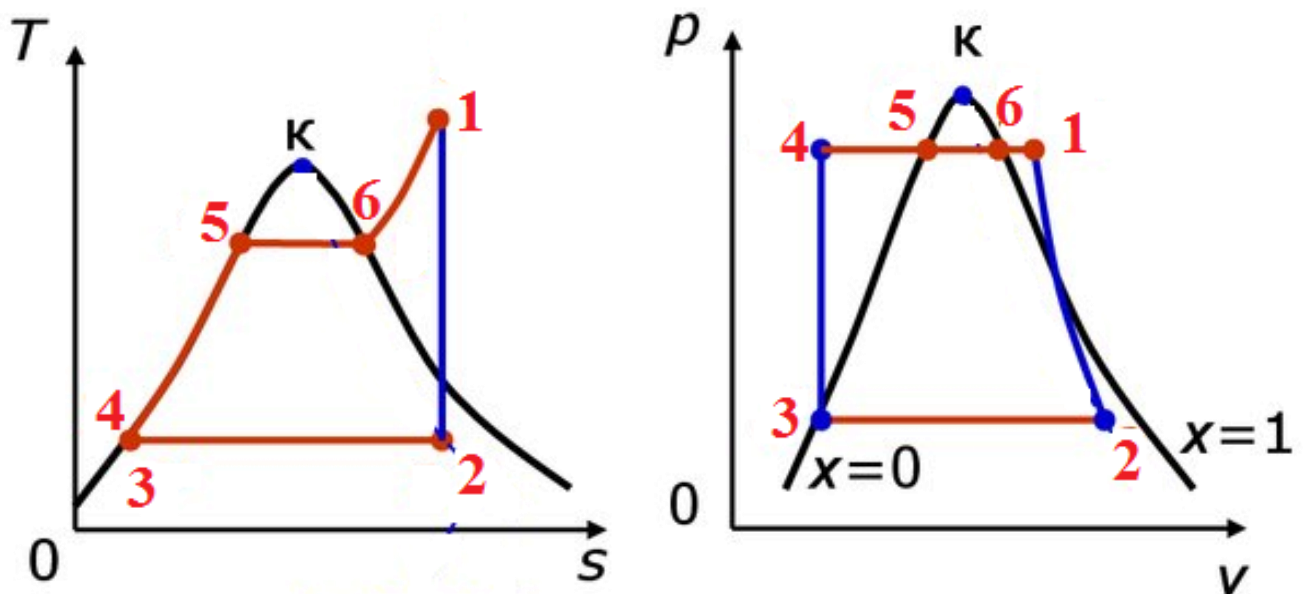
ЭГ – электрогенератор;

К-р – конденсатор;

К- компрессор;

ПН- питательный насос.

T-s и p-v - диаграммы цикла Ренкина



1-2 – адиабатическое расширение пара в турбине;

2-3 – изобарно - изотермическая конденсация пара в конденсаторе;

3-4 – изохорно - адиабатическое сжатие воды в питательном насосе;

4-5 – изобарный нагрев воды;

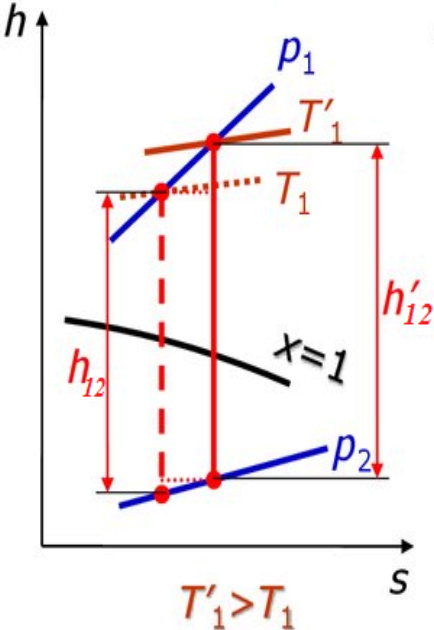
5-6 – изобарно - изотермическое парообразование в котле;

6-1 – изобарный перегрев пара в пароперегревателе.

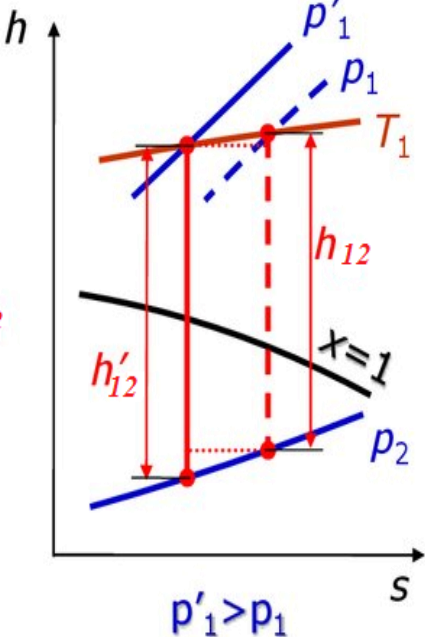
КПД цикла Ренкина

$$\eta_t = \frac{(h_1 - h_2) - (h_4 - h_3)}{h_1 - h_4}$$

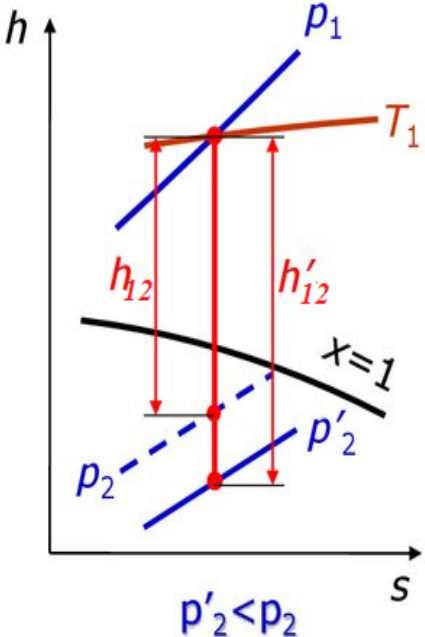
Влияние начальной температуры



Влияние начального давления

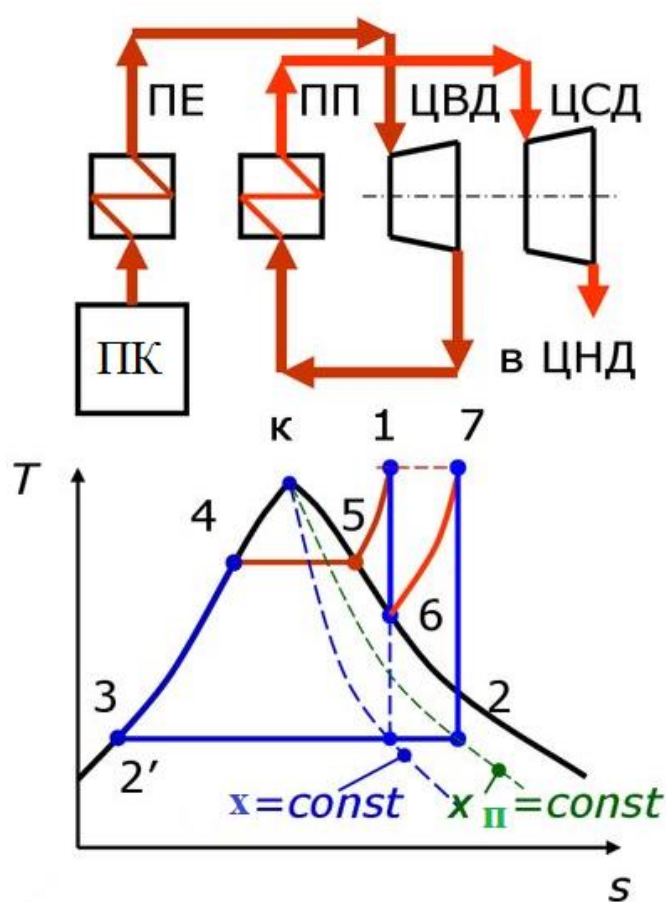


Влияние конечного давления



$h'_{12} > h_{12}$, следовательно: $\eta'_t > \eta_t$

Цикл ПТУ с промежуточным перегревом пара



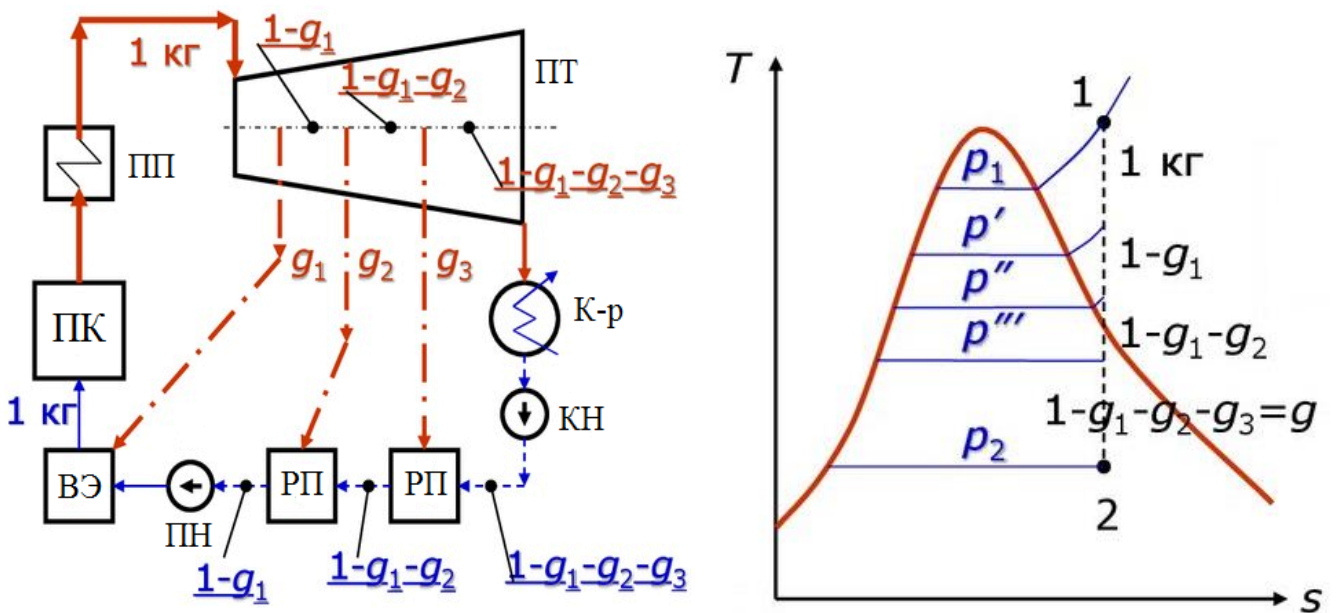
6-7 – промперегрев;

1-6 – адиабатическое расширение пара в ЦВД;

7-2 - адиабатическое расширение пара в ЦСД и ЦНД.

$x_{II} > x$, поэтому $\eta_{тп} > \eta_t$

Цикл ПТУ с регенеративным подогревом ВОДЫ



g_1, g_2, g_3 - отборы греющего пара из турбины

Параметры в характерных точках цикла на перегретом паре

Точки цикла	Состояние рабочего тела	P, кПа	t, °C	i, кДж/кг	v, м ³ /кг	S, кДж/кг·К	U, кДж/кг	X
1	Перегретый пар	2000	400	3248,1	0,1512	7,1285	2945,7	1
2	Влажный насыщенный пар	4	29,8	2145,42	28,96	7,1285	2029,58	0,83
3	Конденсат	4	29,8	124,94	0,0010043	0,4341	125	0
4	Жидкость	2000	30	127	0,0009966	0,4341	124,9	0
5	Кипящая жидкость	2000	212,37	908	0,0011766	2,4468	905,7	0
6	Сухой насыщенный пар	2000	212,37	2797,4	0,09953	6,3373	2598,3	1

Основные характеристики процессов цикла на перегретом паре

Процессы	ΔU	Δi	ΔS	q	ℓ
	кДж/кг	кДж/кг	кДж/кгК	кДж/кг	кДж/кг
1-2	-916,12	-1102,68	-0,0035	0	916,12
2-3	-1908,174	-2024,01	-6,7026	-2024,01	-115,836
3-4	-2,004	0	0	-2,004	0
4-5	786,845	787,19	2,0244	787,19	0,345
5-6	1692,093	1888,8	3,8905	1888,8	196,707
6-1	347,36	450,7	0,7912	450,7	103,34
Сумма	0	0	0	1100,676	1100,676

Примечание – Проверка: суммарное изменение ΔU , Δi , ΔS в цикле должно быть равным нулю.

Параметры в характерных точках цикла с вторичным перегревом пара

Точки цикла	Состояние рабочего тела	P, кПа	t, °C	i, кДж/кг	v, м ³ /кг	S, кДж/кг·К	U, кДж/кг	X
1	Перегретый пар	2000	400	3248,1	0,1512	7,1285	2945,7	1
a	Перегретый пар	600	210	2876,8	0,4349	7,1285	2615,9	1
б	Перегретый пар	600	400	3271,8	0,6172	7,7944	2901,5	1
2	Влажный насыщенный пар	4	29,8	2361,2	30,578	7,7944	2238,9	0,92
3	Конденсат	4	29,8	124,94	0,0010043	0,4341	125	0
4	Жидкость	2000	30	127	0,0009966	0,4341	124,9	0
5	Кипящая жидкость	2000	212,37	908	0,0011766	2,4468	905,7	0
6	Сухой насыщенный пар	2000	212,37	2797,4	0,09953	6,3373	2598,3	1

Параметры в характерных точках регенеративного цикла

Точки цикла	Состояние рабочего тела	P, кПа	t, °C	i, кДж/кг	v, м ³ /кг	S, кДж/кг·К	U, кДж/кг	X
1	Перегретый пар	2000	400	3248,1	0,1512	7,1285	2945,7	1
a	Влажный насыщенный пар	204,9	121,1	2686,1	0,8574	7,1285	2510,4	0,99
б	Конденсат	204,9	121,1	508	0,0010615	1,5384	507,8	0
2	Влажный насыщенный пар	4	28,98	2145,42	28,96	7,1285	2029,58	0,83
3	Конденсат	4	29,8	124,94	0,0010043	0,4341	125	0
4	Жидкость	2000	30	127	0,0009966	0,4341	124,9	0
5	Кипящая жидкость	2000	212,37	908	0,0011766	2,4468	905,7	0
6	Сухой насыщенный пар	2000	212,37	2797,4	0,09953	6,3373	2598,3	1

Заключение

Параметры цикла	Цикл паротурбинной установки					
	С перегретым паром	С повышенными начальными параметрами	С ВПП	С повышенными начальными параметрами и ВПП	Регенерация	Регенерация с повышенными параметрами
Количество подведенной теплоты q_1 , кДж/кг	3126,69	3339,8	3516,2	3787,7	2740,1	2759,2
Количество отведенной теплоты q_2 , кДж/кг	2024,01	1932,8	2236,3	2127,2	2020,5	1923,8
Полученная работа в цикле l_c , кДж/кг	1100,676	1406,9	1279,9	1660,6	1021,6	1252,2
Теоретический удельный расход пара d_0 , кг/кВт·ч	3,3	2,6	2,8	2,2	3,5	2,9
Теоретический удельный расход тепла q_0 , кДж/кВт·ч	10318,1	8683,5	9845,4	7347,6	9590,4	8001,7
Термический КПД цикла, η_t , %	35,2	42,1	36,4	49,7	37,3	45,4