

Федеральное государственное автономное
образовательное учреждение
высшего образования
«СИБИРСКИЙ ФЕДЕРАЛЬНЫЙ УНИВЕРСИТЕТ»

Политехнический институт

Тепловые электрические станции

УТВЕРЖДАЮ

Заведующий кафедрой

Е.А. Бойко

подпись

инициалы, фамилия

" ___ " _____ 2016 г.

БАКАЛАВРСКАЯ РАБОТА

13.03.01– «Теплоэнергетика и теплотехника»

Проект модернизации Иркутской ТЭЦ-10 (г. Ангарск)

Руководитель	_____	<u>ст. преподаватель</u>	<u>В.В. Криворучко</u>
	подпись, дата	должность, ученая степень	инициалы, фамилия
Выпускник	_____		<u>А.А. Измайлович</u>
	подпись, дата		инициалы, фамилия
Нормоконтролер	_____		<u>П.В. Шишмарев</u>
	подпись, дата		инициалы, фамилия
Технический контроль	_____		<u>С.А. Михайленко</u>
	подпись, дата		инициалы, фамилия

Красноярск 2016 г.

Федеральное государственное автономное
образовательное учреждение
высшего образования
«СИБИРСКИЙ ФЕДЕРАЛЬНЫЙ УНИВЕРСИТЕТ»

Политехнический институт

Тепловые электрические станции

УТВЕРЖДАЮ
Заведующий кафедрой

_____ _____
подпись инициалы, фамилия
« ____ » _____ 20 ____ г

ЗАДАНИЕ

НА ВЫПУСКНУЮ КВАЛИФИКАЦИОННУЮ РАБОТУ

в форме бакалаврской работы

Студенту _____ Измайловичу Артему Антоновичу _____

Группа ЗФЭ 11-01Б Направление (специальность) 13.03.01

_____ Теплоэнергетика и теплотехника _____

Тема выпускной квалификационной работы Проект модернизации Иркутской ТЭЦ-10 (г. Ангарск)

Утверждена приказом по университету №5636/с от 27 апреля 2016 года

Руководитель ВКР В.В. Криворучко, ст. преподаватель, политехнический институт

Исходные данные для ВКР Проект модернизации Иркутской ТЭЦ-10 (г. Ангарск), максимальная теплофикационная нагрузка – 1110 МВт, бурый уголь разреза Азейского месторождения.

Перечень разделов ВКР:

- Описание модернизируемого объекта;
- Анализ и расчет исходной тепловой схемы турбоустановки К-150-130 ;
- Анализ и расчет модернизированной тепловой схемы турбоустановки К-150-130;
- Выбор основного и вспомогательного оборудования паротурбинной установки;
- Расчет паропровода отборного пара;
- Компоновка нового оборудования в машзале;
- Техничко-экономические расчеты;

Перечень графического материала:

Лист 1 – Принципиальная тепловая схема К-150-130;

Лист 2 – Компоновка оборудования в турбинном цехе;

Лист 3 – Бойлерная установка БУ-1Б план на отм +9.00 м.;

Лист 4 – Бойлерная установка БУ-1Б трубопровод 4-го отбора;

Лист 5 – Принципиальная тепловая схема К-150-130 до модернизации;

Руководитель ВКР _____

подпись

В.В. Криворучко _____

инициалы и фамилия

Задание принял к исполнению _____

подпись, инициалы и фамилия студента

А.А. Измайлович _____

« 16 » « мая » 2016 г.

РЕФЕРАТ

Выпускная квалификационная работа по теме: «Проект модернизации Иркутской ТЭЦ-10 (г. Ангарск), содержит 76 страниц текстового документа, 15 использованных источников; 13 рисунков, 7 таблиц, приложения, 4 листа графического материала.

Ключевые слова: МОДЕРНИЗАЦИЯ, ТУРБИНА, ТУРБОУСТАНОВКА, БОЙЛЕРНАЯ, ПИКОВАЯ ВОДОГРЕЙНАЯ КОТЕЛЬНАЯ, МОНТАЖ, ТЕПЛОВАЯ НАГРУЗКА, МОЩНОСТЬ, КОМПОНОВКА.

Объектом модернизации является Иркутская ТЭЦ-10 в г. Ангарске, в плане замещения тепловой мощности пиковой водогрейной котельной теплом из нерегулируемых отборов турбины конденсационного типа.

Цель работы - замена отработавшей ресурс пиковой водогрейной котельной, эксплуатирующуюся с 1962 года, на вновь смонтированную бойлерную установку, запитанную от нерегулируемых отборов конденсационной турбины К-150-130.

В процессе работы рассмотрены вопросы, связанные с техническим обоснованием типа и параметров отборного пара вновь устанавливаемой бойлерной установки, компоновкой бойлерной установки, расчёт тепловой схемы турбины в базовом режиме и режиме после модернизации, расчёт паропровода отборного пара.

В результате определены факторы определяющие технико-экономический эффект при реализации данного проекта.

Достигнуты технико-экономические показатели:

- 1) снижение удельного расхода условного топлива по отпуску электроэнергии;
- 2) общий экономический эффект 41,25 млн.руб;
- 3) окупаемость 0,78 года.

СОДЕРЖАНИЕ

ВВЕДЕНИЕ.....	4
1 Описание модернизируемого объекта	5
1.1 Характеристика станции.....	5
1.2 Необходимость модернизации	8
1.3 Обоснование.....	9
1.4 Монтаж бойлерной установки	9
2 Анализ и расчет исходной тепловой схемы турбоустановки К-150-130	10
2.1 Анализ исходной тепловой схемы турбоустановки К-150-130.....	10
2.2 Расчет исходной тепловой схемы паротурбинной установки.....	12
2.3 Составление сводной таблицы параметров пара и воды	16
2.4 Расчет схемы отпуска теплоты	19
2.5 Предварительная оценка расхода пара на турбину	20
2.6 Расчёт вспомогательных элементов тепловой схемы	21
2.7 Составление общих уравнений материального баланса	21
2.8 Составление и решение уравнений материального и теплового балансов подогревателей регенеративной системы.....	22
2.9 Проверка материального баланса рабочего тела в схеме	26
2.10 Определение расхода пара на турбину	27
2.11 Проверка мощности	28
2.12 Расчет показателей тепловой экономичности.....	28
3. Анализ и расчет модернизированной тепловой схемы турбоустановки К-150-130	31
3.1 Анализ модернизированной тепловой схемы турбоустановки К-150-130	31
3.2 Построение температурного графика	33
3.3 Расчет тепловой схемы паротурбинной установки	35
3.4 Составление сводной таблицы параметров пара и воды	39
3.5 Расчет схемы отпуска теплоты	40
3.6 Предварительная оценка расхода пара на турбину	43
3.7 Расчёт вспомогательных элементов тепловой схемы	44
3.8 Составление общих уравнений материального баланса	44
3.9 Составление и решение уравнений материального и теплового балансов подогревателей регенеративной системы.....	45
3.10 Проверка материального баланса рабочего тела в схеме	49
3.11 Определение расхода пара на турбину	50
3.12 Проверка мощности	51
3.13 Уточнение значений давления пара в отборах по уравнению Стодола-Флюгеля.....	51
3.14 Расчет показателей тепловой экономичности.....	53
4 Выбор основного и вспомогательного оборудования паротурбинной установки	56
4.1 Выбор парогенератора.....	56
4.2 Выбор насосов	56

4.3	Выбор деаэратора питательной воды.....	57
4.4	Выбор регенеративных подогревателей	58
4.5	Выбор сетевых подогревателей.....	61
4.6	Выбор электрогенератора.....	63
4.7	Выбор вспомогательных теплообменников	63
5	Расчет паропровода отборного пара	65
5.1	Гидравлический расчет.....	65
5.2	Механический расчет.....	66
5.3	Расчет изоляции трубопровода.....	67
5.4	Расчет тепловых удлинений паропровода.....	69
5.5	Расчет самокомпенсации	69
6	Компоновка нового оборудования в машзале.....	71
7	Технико-экономические расчеты	71
7.1	Исходные данные	71
7.2	Расчет экономических показателей.....	71
7.2.1	Капитальные затраты.....	71
7.2.2	Экономия средств, полученная от замены топлива	72
7.3	Вывод.....	75
	ЗАКЛЮЧЕНИЕ	76
	СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ	77

ВВЕДЕНИЕ

Россия занимает одно из наиболее важных мест в развитии энергетики. Для этого есть все необходимые предпосылки: огромные запасы газа, угля, гидроресурсы; географически она расположена таким образом, что через нее можно наиболее эффективно транспортировать грузы и передавать информацию из Европы в Азию и обратно.

В России сосредоточено 30% общемировых прогнозных ресурсов угля–5,3 трлн. т. Основные разведанные запасы угля сосредоточены в пределах Кузнецкого и Канско–Ачинского бассейнов, а прогнозные ресурсы–Тунгусского и Ленского бассейнов.

Теплоэнергетика является основой энергетического комплекса подавляющего большинства стран мира. По выработке электроэнергии Россия занимает второе место в мире (после США), а ее доля в мировом электроэнергетическом балансе оценивается в 8-9% (для сравнения: США-26%, Япония-8, Китай-7, Германия-5, Канада-4).

Несмотря на то, что у тепловых электростанций масса недостатков, связанных с загрязнением окружающей среды и высокой себестоимостью электроэнергии, они используются повсеместно. Причина такой популярности – универсальность ТЭС. Тепловые электростанции могут работать на различных видах топлива и при проектировании обязательно учитывается какие энергоресурсы являются оптимальными для данного региона.

С помощью тепловых электростанций производится около 90% всей мировой электроэнергии. При этом на долю ТЭС использующих в качестве топлива нефтепродукты приходится производство 39% всей мировой энергии, ТЭС работающих на угле–27%, а на долю газовых тепловых электростанций–24% сгенерированного электричества. В некоторых странах существует сильная зависимость ТЭС от одного вида топлива.

Для организации рационального энергосбережения потребителей большое значение имеет теплофикация, являющаяся наиболее совершенным методом централизованного теплоснабжения и одним из основных путей снижения удельного расхода топлива на выработку электрической энергии.

Среди всех субъектов Российской Федерации наиболее мощный энергетический потенциал наблюдается в Иркутской области, где располагаются несколько крупных станций, вырабатывающих электроэнергию. Общая мощность всех местных электростанций достигает 13,6 ГВт, что составляет 6-8% энергетических мощностей всего государства.

В городе Ангарске для обеспечения необходимыми видами энергии была построена Иркутская ТЭЦ–10.

1 Описание модернизируемого объекта

1.1 Характеристика станции

Иркутская ТЭЦ–10 расположена в г. Ангарске Иркутской области.

Иркутская ТЭЦ–10 – тепловая электрическая станция с установленной электрической мощностью 1110 МВт и тепловой мощностью 563 Гкал. Станция входит в состав ОАО «Иркутскэнерго», которая включает в себя 3 гидроэлектростанции, 12 теплоэлектроцентралей, 2 котельные.

Ангарск является промышленным городом, входит в первую тройку наиболее промышленно развитых городов Приангарья. Он дает около 15 % общеобластного объема продукции и услуг, занимая по этому показателю третье место в Иркутской области, уступая только Братску и Иркутску. [1]

Промышленность является основой городской экономики. На ее долю приходится более 80 % суммарного объема производимых в Ангарске продукции и услуг, на долю строительства-6,9 %, транспорта и связи-2,9 %. [2]

Нефтехимия. Самым крупным промышленным предприятием данной отрасли и всего города является ОАО «Ангарская нефтехимическая компания» (АНХК), вырабатывающая из сырой нефти бензин, дизельное топливо, мазуты, масла и др. Это предприятие является одним из крупнейших в Сибири среди предприятий по переработке нефти и выпуску нефтепродуктов. Оно также крупнейший налогоплательщик. Его платежи в доходной части городского бюджета составляют около 30 %, а областного-6 %.

Кроме АНХК в городе действует еще ряд предприятий нефтехимической и химической промышленности, которые до акционирования входили в состав ПО «АНОС».

ОАО «Ангарский завод бытовой химии» введено в строй в 1967 г. Оно производит широкий ассортимент продукции для населения синтетические моющие и чистящие средства, клеи, различные растворители и разбавители, пластилин, лакокрасочные материалы, термоусадочную пищевую пленку, пластмассовую посуду и др.

ОАО «Ангарский завод полимеров» производит бензол, этилен, пропилен, полистирол, полиэтилен и др.

ОАО «Ангарский азотно-туковый завод» выпускает азотно-кальциево-магниевые удобрения, аммиачную селитру, аммиачную воду, азотную неконцентрированную кислоту и др.

Атомная промышленность. Вторым по величине и вкладу в экономику города предприятием является Ангарский электролизный химический комбинат одно из ведущих производств атомной промышленности России. Его основная продукция обогащенный (по изотопу U235) до 3-5 % гексафторид урана. Комбинат производит также для зарубежных партнеров озонобезопасные хладоны и трифлаты, другие фторорганические соединения и калибровочные смеси, а также оптические и сцинтилляционные монокристаллы для приборов дозиметрического контроля. С 2006 г. предприятие исключено из перечня особо

режимных объектов, и на его базе планируется создание международного центра по обогащению урана.

Машиностроение. Данная отрасль представлена несколькими предприятиями, среди которых выделяется ОАО «Восточно-Сибирский машиностроительный завод» (бывший ремонтно-механический завод ПО «АНОС»), производящее оборудование для нефтехимического, нефтегазового, горнодобывающего комплексов, а также для других базовых отраслей региона. Действуют также ОАО «Ангарский завод низковольтных комплектных устройств» (разработка и производство различного электрооборудования), а также ряд других, не столь крупных машиностроительных и ремонтно-механических предприятий.

Строительство и промышленность строительных материалов. Эти отрасли продолжают вносить заметный вклад в экономику города. Еще на начальных этапах развития Ангарска крупное промышленное и гражданское строительство способствовало формированию в городе мощной строительной базы. Вдоль Ангары, в пределах промышленной зоны, размещены крупнейшие в регионе Ангарский цементно-горный комбинат (ныне ОАО «Ангарскцемент»), завод строительных материалов и керамический завод.

Мощная строительная база позволяла строительным организациям Ангарска, прежде всего АУС-16, выполнять строительные-монтажные работы в других городах области и за ее пределами (в Байкальске, Саянске, Краснокаменске, возводить жилье в Иркутске и Ташкенте). ОАО «Ангарское управление строительства» и сегодня является крупнейшей строительной организацией Иркутской области (ее иногда называют третьим градообразующим предприятием Ангарска).

Легкая промышленность. Представлена ОАО «Ангарская швейная фабрика». Первую продукцию фабрика дала в 1956 г., сейчас она выпускает верхнюю одежду взрослого и детского ассортимента. Кроме того, данная отрасль представлена небольшими швейными предприятиями и ателье, а также городской типографией - крупным полиграфическим предприятием, действующим со дня основания Ангарска.

Среди предприятий пищевой промышленности выделяются фабрика мороженого «Ангария», Ангарский мясокомбинат, молочный комбинат «Ангарский», ОАО «Каравай», а также недавно построенный пивзавод «СанИнБев». Продукция данных производителей известна далеко за пределами города. Малый бизнес. В городе действует около 1,4 тыс. небольших предприятий, на которых заняты 6 тыс. чел. Их вклад в общегородской объем продукции и услуг оценивается в 10 % при доле занятых 16 %. Основная масса малых предприятий охватывает сферу торговли и общественного питания (примерно 60 %), в сфере производства занято не более 10%.

Энергетика. Данная отрасль представлена тремя крупными ТЭЦ, которые строились одновременно с комбинатами для их тепло- и электрообеспечения. Например, ТЭЦ-9 возводилась для теплообеспечения нефтехимического комбината, а ТЭЦ-10-для обеспечения электроэнергией АЭХК. Сейчас все станции входят в состав «Иркутскэнерго».

На станциях существует определенный резерв электрических и тепловых мощностей, позволяющий размещать в Ангарске новые производства.

Таблица 1.1 - Характеристики ТЭЦ города Ангарска

Станция	Мощность		Используемый в качестве топлива уголь
	Электрическая, МВт	Тепловая, Гкал в час	
ТЭЦ-1	185	1268	Азейский и черемховский
ТЭЦ-9	475	2 505	Азейский и мугунский
ТЭЦ-10	1 110	556	Черемховский, азейский и мугунский

ЖКХ. Общая площадь жилищного фонда в Ангарске составляет 5 140 тыс. м² (по состоянию на 2008 г.), или 10,2 % жилищного фонда Иркутской области. Основная его часть (98 %) полностью благоустроена.

Ангарск является самым газифицированным городом Иркутской области с уровнем газификации жилищного фонда 96 % (в среднем по области — 17 %). Здесь имеется централизованная система газоснабжения, охватывающая около 100 тыс. квартир. Общая протяженность газовых сетей для подачи сетевого газа потребителям составляет 80 км (в целом по области около 200 км).

Таблица 1.2 - Общестанционные технико-экономические показатели

Показатель	Размерность	2008год
КПД станции (брутто)	%	38,97
КПД котла (брутто)	%	91,3
КПД турбины (брутто)	%	43,19
Удельный расход условного топлива на производство электроэнергии	г/кВтч	386,0
Расход электроэнергии на собственные нужды	%	7,38
Себестоимость электрической энергии	руб./МВтч	432,70
Себестоимость тепловой энергии	руб./Гкал	347,99

Первый блок станции был введен в 1959 году, последний, восьмой по счету - в 1962 году. Строительство тепловой электростанции было связано с развитием промышленности в регионе и с увеличением потребности в тепловой и электрической энергии. Всего на станции за этот период были установлены 7 агрегатов мощностью 150 МВт производства ХТГЗ и один мощностью 60 МВт производства ЛМЗ. [3]

ТЭЦ-10 вырабатывает два вида энергии: тепловую и электрическую. Тепловая энергия полностью используется в инфраструктуре города, предусматривая собой тепло, отпущенное с сетевой водой и паром на производство.

При отпуске горячей воды применяются сетевые подогревательные установки, состоящие из одного или нескольких отдельных подогревателей (в зависимости от количества отпускаемого тепла).

Теплофикационная установка, служащая для подогрева сетевой воды, состоит из:

- бойлерных установок;
- схемы подпитки теплосети;
- сетевых насосов;
- трубопроводов прямой, обратной и подпиточной воды;
- водогрейных котлов.

1. Бойлерные установки блоков предназначены для подогрева сетевой воды от температуры 70 °С до 130 °С.

2. Тепловая сеть так же должна подпитываться. Поэтому рассмотрим схему подпиточной воды, которая включает в себя следующее оборудование:

- два деаэратора подпитки теплосети,
- три подогревателя подпиточной воды,
- подпиточный насос,
- три перекачивающих насоса из аккумуляторных баков,
- два аккумуляторных бака.

Деаэраторы подпитки теплосети предназначены для удаления из подпиточной воды коррозионно–активных газов: кислорода свободной двуокиси углерода, также связанной двуокиси углерода путем термического разложения бикарбонатов, растворенных в подпиточной воде.

Характеристика деаэраторов: тип ДСП–400 , с двумя деаэрационными колонками.

Аккумуляторные баки предназначены для создания рабочего и аварийного резерва подпиточной воды, т.е. для компенсации небаланса между водоразбором из теплосети и производительностью установки по подготовке подпиточной воды. Емкость баков - 2000 м³.

Сетевые насосы предназначены для подачи обратной сетевой воды через бойлерные установки блоков.

Характеристика сетевых насосов установленных на теплосети Иркутской ТЭЦ–10:

- 1, 2, 3, 5 – ЦН – 1000, Q 1000 м³, H=230 м.в. ст.,
- 4, 4а – Д – 1250 – 125 , Q = 1250 м³, H=125 м.в. ст.,
- 7 - 10НМК – 2, Q=1000 м³, H=180 м.в. ст.

Для покрытия пиковых нагрузок, в зимнее время года, служит пиковая водогрейная котельная производительностью 80 Гкал/час.

1.2 Необходимость модернизации

Для покрытия пиковых нагрузок, в зимнее время года, служит пиковая водогрейная котельная производительностью 80 Гкал/час. В состав основного оборудования пиковой котельной входит: 2 котла ПТВМ–100, циркуляционные насосы НКУ, дутьевые вентиляторы, сетевые насосы (центробежного типа) и другое оборудование. Подогрев сетевой воды производится от температуры 70 °С на входе котла до температуры 150 °С на выходе в пиковом режиме работы.

Без включения в работу котла ПТВМ можно обеспечить подогрев сетевой воды не выше 130⁰С, что по температурному графику теплосети соответствует температуре наружного воздуха минус 25 градусов.

Согласно СНиП 2.01.01-82 «Строительная климатология и геофизика» для города Иркутска количество часов за отопительный период со среднесуточной температурой наружного воздуха ниже минус 25 градусов составляет 475 часов.

Пиковая котельная работает на мазуте марки М–100. Мазут на сегодняшний день очень дорогой, (его стоимость на январь 2016 г. составляла 13.200 рублей) и котельная требует реконструкции, т.к. была построена в 1962 году, а реконструкция требует немалых капиталовложений. Однако пиковая котельная требует не только реконструкции, но и в связи со старением оборудования - постоянных капиталовложений.

Предлагается заменить ее бойлерной установкой теплопроизводительностью 80 Гкал/час, которая будет находиться в работе при температуре наружного воздуха минус 25 градусов и ниже.

Кроме того, в связи с ежемесячными выводами в ремонт одного из энергоблоков вместе с бойлерной теплопроизводительностью 30 Гкал/час в отопительный период 5640 часов, согласно СНиП 2.01.01-82. бойлерная будет замещать выведенную в ремонт бойлерную группу.

Бойлерная установка состоит из четырех подогревателей сетевой воды, которую можно смонтировать на одном из блоков станции.

1.3 Обоснование

При замене котельной на бойлерную установку имеется ряд положительных эффектов:

- экономия средств за счет замены дорогостоящего мазута на уголь.
- уменьшение экологических платежей за счет уменьшения выбросов серы.

1.4 Монтаж бойлерной установки

Проектируемую бойлерную установку предлагается смонтировать на одном из блоков станции. Бойлерная установка может быть запитана от отборов конденсационной турбины. Отборы пара, идущие на бойлерную установку, с цилиндра низкого давления не превышают допустимо возможные отборы пара. Тем самым не ухудшая, а улучшая экономичность турбины. В связи с тем, что происходит полная выработка всех ресурсов отбираемого пара.

2 Анализ и расчет исходной тепловой схемы турбоустановки К-150-130

2.1 Анализ исходной тепловой схемы турбоустановки К-150-130

Паровая турбина К-150-130 конденсационная с промежуточным перегревом пара, представляет собой двухцилиндровый одновальный агрегат с двумя выхлопами пара в один конденсатор.

Номинальная мощность – 150 МВт.

Число оборотов – 3000об/мин.

Расчёт тепловой схемы турбины был произведён для работы при следующих параметрах:

а) свежий пар: давление – 12,75 МПа; температура – 540°С

б) пар после промперегрева: давление (перед блок-клапанами) 3,2 МПа; температура – 540°С (и при условии, что разница температур пара после промперегрева слева и справа, на входе в цилиндр не превышает 15°С).

Расчётное давление в конденсаторе при номинальной нагрузке - 0,0343 бар при температуре охлаждающей воды 12 °С.

Минимальное целесообразное давление в конденсаторе при номинальной нагрузке - 0,0027 МПа.

Максимально допустимое давление в конденсаторе при номинальной нагрузке – 0,01 МПа.

Цилиндр высокого давления (ЦВД) разделительной диафрагмой разделен на две части:

а) часть высокого давления (ЧВД), в первой части выполнена двустенной – цилиндр в цилиндре. Во внутреннем цилиндре расположены одновенечная регулирующая ступень и четыре ступени давления. Внутренний цилиндр установлен в наружном на четырех опорных площадках, расположенных у горизонтального разъема.

Внутренний цилиндр зафиксирован от смещений в наружном цилиндре шпонками и пазами, как в осевом, так и в поперечном направлениях. Шестая и седьмая ступени давления расположены в отдельной обойме, которая совместно с разделительной диафрагмой образует камеру для отвода пара на промперегрев;

б) часть среднего давления (ЧСД) имеет восемь ступеней давления. Разделительная диафрагма совместно с обоймой восьмой - одиннадцатой ступеней образует камеру для подвода пара после промперегрева.

Цилиндр высокого давления двумя лапами – со стороны паровпуска и двумя лапами – со стороны выхлопа опирается на стул переднего подшипника и на корпус цилиндра низкого давления. В лапах имеются пазы, фиксирующие цилиндр по отношению к стулу и цилиндру низкого давления в осевом направлении. В поперечном направлении корпус ЦВД фиксируется шпонками, расположенными в вертикальной плоскости.

Цилиндр низкого давления (ЦНД) выполнен в два потока пара, каждый из которых имеет по шесть ступеней. Цилиндр низкого давления состоит из обоймы (собственно ЦНД) и выхлопного патрубка.

Турбина имеет шесть отборов пара, характеристика которых при номинальном режиме работы приведена в таблице 2.1:

Таблица 2.1 - Характеристика паровых отборов турбины К-150-130

Номер отбора	Давление отбора, МПа	Назначение отбора в схеме регенерации
1	3,4	ПВД №1
3	1,26	ПВД №2 и деаэратор 6 бар
5	0,46	ПНД-3
6	0,313	ПНД-4, ВСП
7	0,121	ПНД-5, НСП
8	0,034	ПНД-6

В связи с модернизацией ЦВД турбоагрегата, выполненной в 1980 году, был ликвидирован второй отбор, а во время проведения реконструкции системы регенерации блока в 1982 году был отглушен четвертый отбор.

Тепловой схемой турбоустановки предусмотрена двухступенчатая сетевая установка, предназначенная для снабжения потребителя горячей водой с температурой до 130 °С для нужд теплофикации.

Производительность установки 12 Гкал/ч обеспечивается работой двух сетевых подогревателей: основного и пикового.

Принципиальная тепловая схема турбоустановки представлена на рисунке 2.1

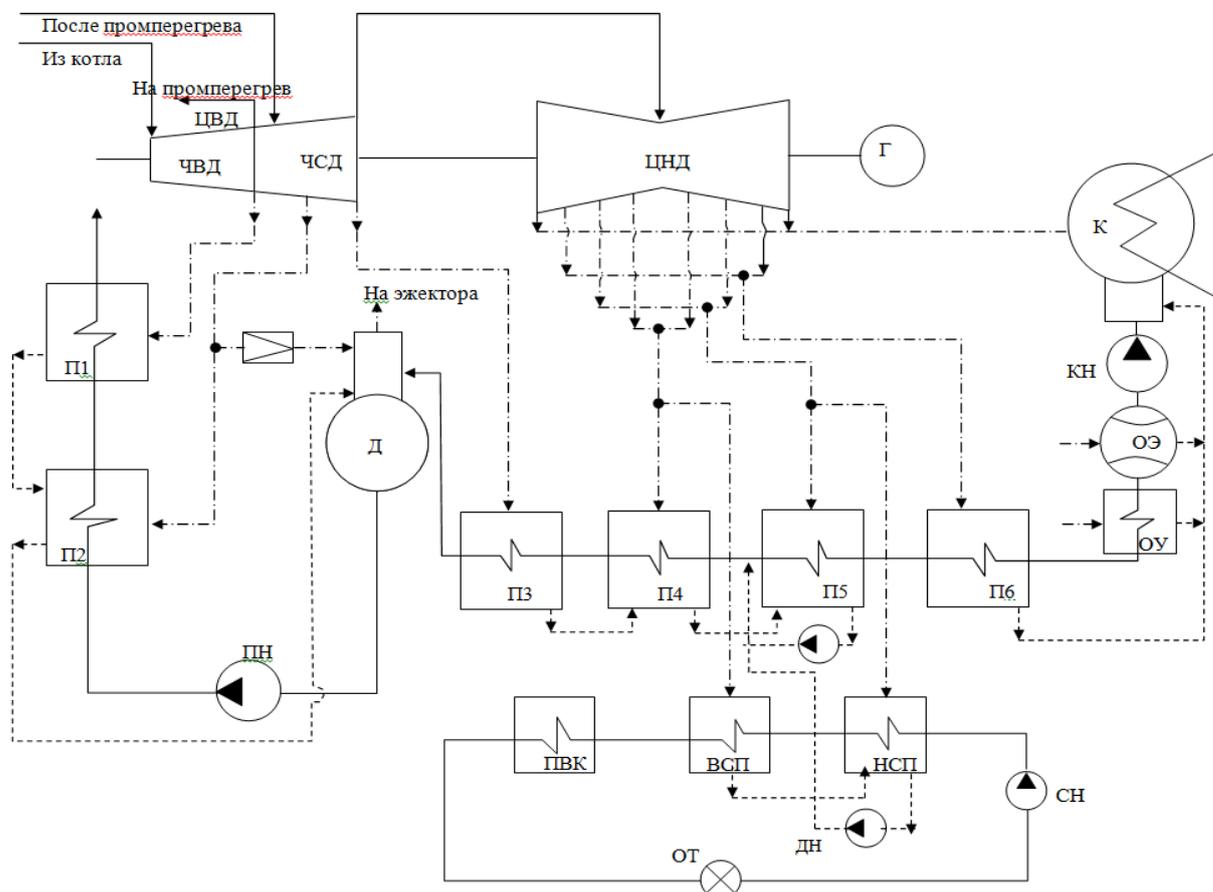


Рисунок 2.1 - Тепловая схема турбины К-150-130 до модернизации

2.2 Расчет исходной тепловой схемы паротурбинной установки

2.2.1 Построение процесса расширения пара в турбине

Определяем точку 0 с заданными параметрами пара перед стопорным клапаном турбины $P_0=12,75$ МПа, $t_0=540^\circ\text{C}$ и энтальпию h_0 .

$$h_0=3460,9 \text{ кДж/кг}$$

Определяем точку 0' за регулируемыми клапанами турбины на пересечении энтальпии h_0 с давлением P'_0 . P'_0 меньше P_0 на величину потери от дросселирования в стопорном (СК) и регулирующих (РК) клапанах (3-5% от P_0) и определяется как

$$P'_0=(0,97\div 0,95)\cdot P_0, \quad (2.1)$$

$$P'_0=0,95\cdot 127,5=12,11 \text{ МПа}$$

Определяем давление пара за ЧВД (на схеме это P_1) и точку 1t; в конце изоэнтропийного процесса расширения пара в ЧВД.

$$h_{1t}=3076,2 \text{ кДж/кг}$$

Располагаемый теплоперепад ЧВД :

$$H_{0\text{ЧВД}} = h_0 - h_{1t}=3460,9-3076,2=384,7 \text{ кДж/кг}, \quad (2.2)$$

Действительный теплоперепад ЦВД:

$$H_{\text{ЦВД}} = H_{0\text{ЧВД}}\cdot\eta_{0\text{ЧВД}}=384,7\cdot 0,845=325,1 \text{ кДж/кг}, \quad (2.3)$$

Энтальпия $h_1 = h_0 - H_{\text{ЦВД}}$ на пересечении с P_1 дает точку 1 в конце действительного процесса в ЧВД.

$$h_1=3460,9-325,1=3135,8 \text{ кДж/кг}$$

На пересечении давления $P_{\text{III}} = 32\text{бар}$ с заданной температурой $t_{\text{III}}=545^\circ\text{C}$ находим точку III с энтальпией $h_{\text{III}}=3556,4 \text{ кДж/кг}$.

Определяем давление пара P'_{III} на входе в ЧСД с учетом потерь давления $2\div 4\%$ в отсечных клапанах (ОК) как

$$P'_{\text{III}}=(0,98\div 0,96) P_{\text{III}}, \quad (2.4)$$

$$P'_{\text{III}}=0,97\cdot 32=3,1 \text{ Мпа}$$

На пересечении h_{III} с P'_{III} определяем точку III' на входе в ЧСД.

Определяем давление пара за ЧСД (для схемы это P_5) и точку 5t в конце изоэнтропийного процесса расширения пара в ЦСД.

$$h_{5t} = 2979,7 \text{ кДж/кг}$$

Располагаемый теплоперепад ЧСД:

$$H_{0\text{чсд}} = h_{\text{III}} - h_{5t} = 3556,4 - 2979,7 = 576,7 \text{ кДж/кг}, \quad (2.5)$$

Действительный теплоперепад ЧСД:

$$H_{i\text{чсд}} = H_{0\text{чсд}} \cdot \eta_{0i\text{чсд}} = 576,7 \cdot 0,879 = 506,9 \text{ кДж/кг}, \quad (2.6)$$

Энтальпия $h_5 = h_{\text{III}} - H_{i\text{чсд}}$ на пересечении с P_5 дает точку 5 в конце действительного процесса в ЧСД.

$$h_5 = 3556,4 - 506,9 = 3049,5 \text{ кДж/кг}$$

На пересечении процесса ПП'-5 с давлением третьего $P_3 = 12,6$ бар, определяем энтальпию пара h_3 .

$$h_3 = 3330,3 \text{ кДж/кг}$$

Определяем давление пара на входе в ЦНД с учетом потерь давления $2 \div 5\%$ в ресиверных паропроводах между ЧСД и ЦНД как

$$P'_5 = (0,98 \div 0,95) \cdot P_5 = 0,95 \cdot 0,46 = 0,437 \text{ МПа}, \quad (2.7)$$

Определяем давление пара на выходе из ЦНД P'_k с учетом $2 \div 5\%$ от P_k потери давления в выхлопном патрубке турбины как:

$$P'_k = (1,02 \div 1,05) \cdot P_k = 1,05 \cdot 0,0343 = 0,036 \text{ МПа}, \quad (2.8)$$

На пересечении h_5 и P'_5 определяем точку 5' на входе в ЦНД. На пересечении изоэнтропийного процесса из точки 5' с давлением P'_k определяем теоретическую точку за ЦНД k_t и энтальпию h_{kt} .

$$h_{kt} = 2245,7 \text{ кДж/кг}$$

Располагаемый теплоперепад ЦНД:

$$H_{0\text{цнд}} = h_5 - h_{kt} = 3049,5 - 2245,7 = 803,8 \text{ кДж/кг}, \quad (2.9)$$

Действительный теплоперепад ЦНД

$$H_{i\text{цнд}} = H_{0\text{цнд}} \cdot \eta_{0i\text{цнд}} = 803,8 \cdot 0,866 = 696,1 \text{ кДж/кг}, \quad (2.10)$$

Энтальпия $h_k = h_5 - H_{i\text{цнд}}$ на пересечении с P'_k дает точку k' в конце действительного процесса в ЦНД, $k' - k$ – процесс дросселирования пара в выхлопном патрубке при постоянной энтальпии h_k .

$$h_k = 3049,5 - 696,1 = 2353,4 \text{ кДж/кг}$$

На пересечении процесса 5–к' с давлениями шестого $P_6 = 3,3 \text{ бар}$, седьмого $P_7 = 1,27 \text{ ба}$ и восьмого $P_8 = 0,34 \text{ бар}$ отборов определяем энтальпии пара в этих отборах h_6 , h_7 , h_8 .

$$h_6 = 2988,8 \text{ кДж/кг}; h_7 = 2809,8 \text{ кДж/кг}; h_8 = 2617,5 \text{ кДж/кг};$$

Действительный теплоперепад турбины:

$$H_i = H_{i\text{чвд}} + H_{i\text{чсд}} + H_{i\text{цнд}} = 325,1 + 506,9 + 696,1 = 1528,1 \text{ кДж/кг}, \quad (2.11)$$

Процесс расширения пара в турбине представлен на рисунке 2.2.

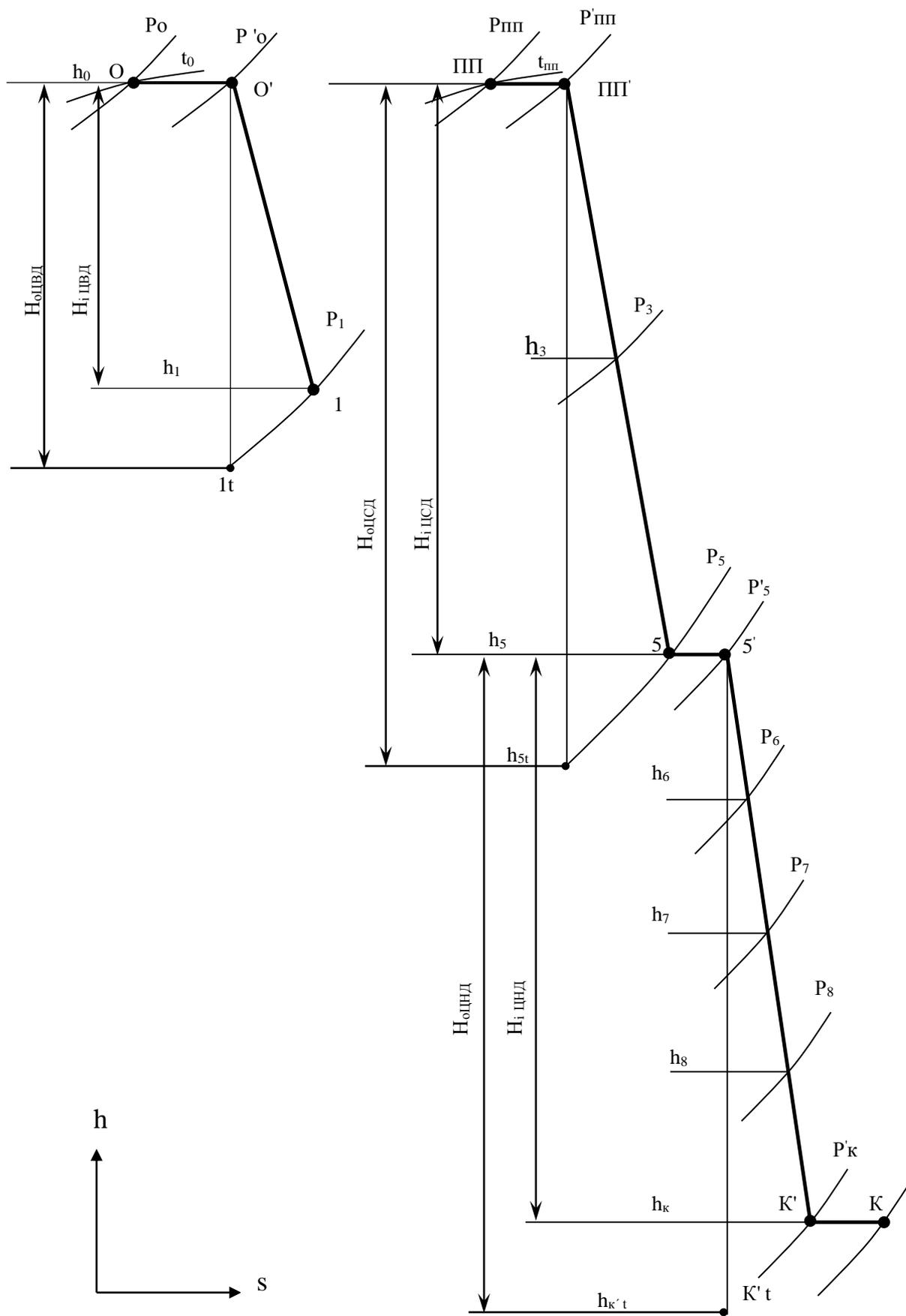


Рисунок 2.2 - Процесс расширения пара в турбине К-150-130
в h,s - диаграмме (исходная схема)

2.3 Составление сводной таблицы параметров пара и воды

В таблицу параметров пара, конденсата и воды сводятся параметры пара в характерных точках процесса в турбине, а также параметры пара, конденсата, питательной и сетевой воды для подогревателей схемы, деаэратора и конденсатора.

В первую очередь в таблицу заносятся ранее найденные параметры пара, дренажа и сетевой воды для сетевых подогревателей. В описанной схеме параметры пара и дренажа в П4 и П5 равны этим параметрам в сетевых подогревателях.

Определяем значения давлений в подогревателях с учетом потерь давления в паропроводах как

$$P_{ni} = (0,92 \div 0,95) \cdot P_{omoi}, \quad (2.12)$$

$$P_{П1} = (0,92 \div 0,95) \cdot 3,4 = 3,128 \div 3,23,$$

принимаем $P_{П1} = 3,23 \text{ МПа}$.

$$P_{П2} = (0,92 \div 0,95) \cdot 1,26 = 1,16 \div 1,21,$$

Принимаем $P_{П2} = 1,2 \text{ МПа}$.

Для деаэратора $P_{П} = P_{Д} = 0,6 \text{ МПа}$,

$$P_{П3} = (0,92 \div 0,95) \cdot 0,46 = 0,42 \div 0,437,$$

принимаем $P_{П3} = 0,437 \text{ МПа}$.

$$P_{П4} = (0,92 \div 0,95) \cdot 0,33 = 0,3036 \div 0,313,$$

принимаем $P_{П4} = 0,313 \text{ МПа}$.

$$P_{П5} = (0,92 \div 0,95) \cdot 0,127 = 0,1168 \div 0,121,$$

принимаем $P_{П5} = 0,121 \text{ МПа}$,

$$P_{П6} = (0,92 \div 0,95) \cdot 0,034 = 0,03128 \div 0,032,$$

принимаем $P_{П6} = 0,032 \text{ МПа}$.

Значение давления питательной воды $P_{пв}$, основного конденсата $P_{ок}$ и сетевой воды $P_{св}$ в подогревателях приближенно определяются как давления за питательным, конденсатным и сетевым насосами по формулам:

$$P_{ПВ} = (1,3 \div 1,5) \cdot P_0 = (1,3 \div 1,5) \cdot 12,7 = 16,5 \div 19, \quad (2.13)$$

принимаем $P_{ПВ} = 17 \text{ МПа}$.

$$P_{ОК} = (1,4 \div 1,7) \cdot P_{Д} = (1,4 \div 1,7) \cdot 0,6 = 0,84 \div 1,2, \quad (2.14)$$

принимаем $P_{ОК} = 1,0 \text{ МПа}$.

$$P_{СВ} = 1 \div 1,5 \text{ МПа},$$

принимаем $P_{СВ} = 1,0 \text{ МПа}$.

Значения энтальпии питательной воды $h_{пв}$, основного конденсата $h_{ок}$ и сетевой воды $h_{св}$ определяются по соответствующим значениям температур и давлений по h, s - диаграмме. Для деаэратора, конденсатора параметры воды и основного конденсата равны параметрам насыщения.

Значение удельной работы 1 кг пара, идущего в j -й отбор турбины, определяется по формуле $H_j = h_0 - h_j$ для отборов ЦВД, $H_j = h_0 - h_j + \Delta h_{мн}$ - для j -го отбора ЦСД и ЦНД при наличии промежуточного перегрева пара.

$$H_1 = h_0 - h_1 = 3460,9 - 3135,8 = 325,1 \text{ кДж / кг}, \quad (2.15)$$

$$H_3 = h_0 - h_3 + \Delta h_{мн} = 3460,9 - 3330,3 + 420,6 = 551,2 \text{ кДж / кг}, \quad (2.16)$$

$$H_5 = h_0 - h_5 + \Delta h_{мн} = 3460,9 - 3049,5 + 420,6 = 832 \text{ кДж / кг}, \quad (2.17)$$

$$H_6 = h_0 - h_6 + \Delta h_{мн} = 3460,9 - 2988,8 + 420,6 = 892,7 \text{ кДж / кг}, \quad (2.18)$$

$$H_7 = h_0 - h_7 + \Delta h_{мн} = 3460,9 - 2809,8 + 420,6 = 1071,7 \text{ кДж / кг}, \quad (2.19)$$

$$H_8 = h_0 - h_8 + \Delta h_{мн} = 3460,9 - 2617,5 + 420,6 = 1264 \text{ кДж / кг}, \quad (2.20)$$

$$H_K = h_0 - h_K + \Delta h_{III} = 3460,9 - 2353,4 + 420,6 = 1528,1 \text{ кДж / кг}, \quad (2.21)$$

Значение коэффициента недовыработки мощности паром, идущим в j -й отбор турбины, определяется по формуле

$$y_i = \frac{H_i - H_j}{H_i} \quad (2.22)$$

$$y_i = \frac{H_i - H_j}{H_i} = \frac{1528,1 - 325,1}{1528,1} = 0,787 \quad (2.23)$$

$$y_3 = \frac{H_i - H_3}{H_i} = \frac{1528,1 - 551,2}{1528,1} = 0,639 \quad (2.24)$$

$$y_5 = \frac{H_i - H_5}{H_i} = \frac{1528,1 - 832}{1528,1} = 0,456 \quad (2.25)$$

$$y_6 = \frac{H_i - H_6}{H_i} = \frac{1528,1 - 892,7}{1528,1} = 0,416 \quad (2.26)$$

$$y_7 = \frac{H_i - H_7}{H_i} = \frac{1528,1 - 1071,7}{1528,1} = 0,299 \quad (2.27)$$

$$y_8 = \frac{H_i - H_8}{H_i} = \frac{1528,1 - 325,1}{1528,1} = 0,173 \quad (2.28)$$

$$y_K = \frac{H_i - H_K}{H_i} = \frac{1528,1 - 1528,1}{1528,1} = 0 \quad (2.29)$$

Таблица 2.2 - Сводная таблица параметров пара и воды

Точка процесса в турбине	Элементы тепловой схемы	Пар в турбине (отборе)		Пар в подогревателе	Дренаж греющего пара		Питательная, сетевая вода, основной конденсат			Удельная работа отбора	Коэффициент недовыработки	
		$P_{отб}$	$h_{отб}$	P_n	t_n	h'	$t_{не}$	$P_{не}$	$h_{не,ок,св}$			h_j
		МПа	кДж/кг	МПа	$^{\circ}C$	кДж/кг	$^{\circ}C$	МПа	кДж/кг			кДж/кг
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	
0	-	12,7	3460,9	-	-	-	-	-	-	-	-	-
0'	-	12,1	3460,9	-	-	-	-	-	-	-	-	-
1	П1	3,4	3135,8	3,23	238	1027,9	235	17	1016,2	325,1	0,787	
ПП	-	3,2	3556,4	-	-	-	-	-	-	-	-	-
3	П2	1,26	3330,3	1,2	194,7	828,6	191,7	17	822	551,2	0,639	
3	Д	1,26	3330,3	0,6	158,8	670,5	158,8	0,6	670,5	551,2	0,639	
5	П3	0,46	3049,5	0,437	146,8	618,6	143,8	1,0	605,9	832	0,456	
6	П4	0,33	2988	0,313	135	567,7	132	1,0	555,4	892,7	0,416	
7	П5	0,127	2809,8	0,121	105	440,2	102	1,0	428,2	1071,7	0,299	
8	П6	0,034	2617,5	0,032	70,6	295,5	67,6	1,0	367,6	1264	0,173	
K'	К	0,0034 3	2353,4	0,003 43	26	111,8	26	0,0034 3	111,8	1528,1	0	
6	ВСП	0,33	2988	0,313	135	567,7	132	1,0	555,4	892,7	0,416	
7	НСП	0,127	2809,8	0,121	105	440,2	102	1,0	428,2	1071,7	0,299	

2.4 Расчет схемы отпуска теплоты

На рисунке 2.3 представлена расчетная схема сетевой установки. В схеме предусмотрен каскадный слив дренажа из ВСП в НСП, из СП в линию основного конденсата за ПНД 5.

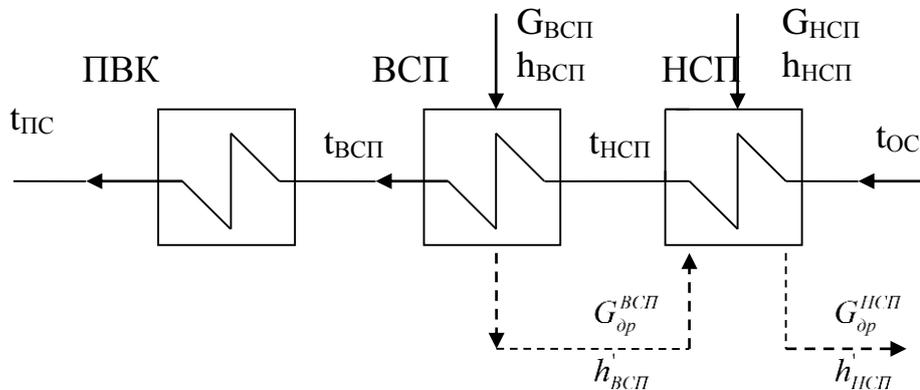


Рисунок 2.3 - Сетевая подогревательная установка

Сетевая установка состоит из ВСП, НСП и ПВК, который предназначен для покрытия пиковых нагрузок (согласно температурному графику теплосети). Греющей средой для ВСП является пар из 6 отбора, для НСП-7 отбора.

Целью расчета схемы отпуска сетевой воды является определение расходов сетевой воды $G_{св}$, пара на ВСП $D_{всп}$ и НСП $D_{нсп}$ и тепловой нагрузки ПВК $Q_{пвк}$.

Расчет этой схемы следует начать с разбивки полной тепловой нагрузки $Q_{от}$ по ступеням подогрева сетевой воды $Q_{всп}$, $Q_{нсп}$, учитывая, что тепловая нагрузка любого подогревателя при постоянной теплоемкости воды C_v пропорциональна нагреву воды в ней. Откуда следует, что

$$\frac{Q_{от}}{t_{пс} - t_{ос}} = \frac{Q_{нсп}}{t_{нсп} - t_{ос}} = \frac{Q_{всп}}{t_{всп} - t_{нсп}} = \frac{Q_{пвк}}{t_{пс} - t_{всп}} = G_{св} \cdot C_v, \quad (2.30)$$

где $t_{пс}$, $t_{ос}$ – температуры прямой на входе в теплосеть и обратной на выходе сетевой воды, которые определяются по температурному графику, представленному на рисунке 2.5.

Это уравнение позволяет определить $G_{св}$ в кг/с, $Q_{всп}$ и $Q_{нсп}$ в кВт.

Расходы греющего пара из отборов на ВСП и НСП определяется из уравнений их тепловых балансов

$$\text{ВСП: } G_{всп} \cdot (h_{всп} - h'_{всп}) \cdot \eta_{п} = Q_{всп}, \quad (2.31)$$

$$\text{НСП: } G_{нсп} \cdot (h_{нсп} - h'_{нсп}) + G_{др}^{всп} \cdot (h'_{всп} - h'_{нсп}) = Q_{нсп} / \eta_{п}, \quad (2.32)$$

где $h_{ВСП}$, $h_{НСП}$ – энтальпии греющего пара отборов; $h'_{ВСП}$, $h'_{НСП}$ – энтальпии дренажей ВСП и НСП (все эти энтальпии имеются в табл.2); $G_{др}^{ВСП}$ – расход дренажа конденсата из ВСП; $\eta_{п}$ – КПД сетевых подогревателей, принимается $0,98 \div 0,99$.

Тепловая нагрузка сетевых подогревателей $Q_{СП}=14$ МВт, расход сетевой воды $G_{СВ}$:

$$G_{СВ} = \frac{Q_{от}}{C_s \cdot (t_{ПС} - t_{ОС})} = \frac{14000}{4,21 \cdot (130 - 70)} = 56,6 \text{ кг/с}, \quad (2.33)$$

Тепловая нагрузка подогревателей:

$$Q_{НСП} = 56,6 \cdot 4,21 \cdot (100 - 70) = 7000 \text{ кВт},$$

$$Q_{ВСП} = 56,6 \cdot 4,21 \cdot (130 - 100) = 7000 \text{ кВт},$$

$$Q_{ВСП} = 56,6 \cdot 4,21 \cdot (150 - 130) = 5000 \text{ кВт}$$

Расходы пара на сетевые подогреватели:

$$G_{ВСП} = \frac{7000}{(2988,8 - 567,7) \cdot 0,98} = 3,0 \text{ кг/с}$$

$$[G_{НСП} \cdot (2809,8 - 440,2) + 3 \cdot (567,7 - 440,2)] \cdot 0,98 = 7000$$

$$G_{НСП} = 2,9 \text{ кг/с}$$

$$G_{дрНСП} = G_{НСП} + G_{дрВСП} = 3 + 2,9 = 5,9 \text{ кг/с}, \quad (2.34)$$

2.5 Предварительная оценка расхода пара на турбину

Для расчета тепловой схемы в относительных единицах необходимо все расходы, полученные при расчете схем отпуска пара и тепла в абсолютных единицах $D_{ВСП}$, $D_{НСП}$, в относительные $\alpha_{ВСП}$, $\alpha_{НСП}$. Необходимый при этом расход D_0 можно приближенно оценить по формуле

$$G'_0 = K_p \cdot \left[\frac{N_э \cdot 10^3}{H_i \cdot \eta_m \cdot \eta_g} + \sum (D_j \cdot Y_j) \right], \quad (2.35)$$

где $N_э$ – заданная электрическая мощность в МВт;

H_i – действительный теплоперепад турбины в кДж/кг;
 η_m , η_g – КПД механический и электрогенератора (могут быть приняты 0,98-0,995);

G'_j – расходы пара из отборов турбины на сетевые подогреватели ВСП, НСП в кг/с;

Y_j – коэффициенты недовыработки мощности соответствующих отборов из таблицы 3;

K_p – коэффициент регенерации.

Коэффициент регенерации зависит от многих факторов и находится в пределах от 1 до 1,4.

Примем $K_p=1,18$

$$G'_0 = 1,18 \cdot \left[\frac{150 \cdot 10^3}{1528,1 \cdot 0,99 \cdot 0,99} + 3 \cdot 0,416 + 2,9 \cdot 0,299 \right] = 120,7 \text{ кг/с}$$

$$\alpha_{всп} = \frac{G_{всп}}{G'_0} = \frac{3}{120,7} = 0,0249, \quad (2.36)$$

$$\alpha_{нсп} = \frac{2,9}{120,7} = \frac{2,9}{120,7} = 0,024$$

$$\alpha_{дрнсп} = \frac{5,9}{120,7} = 0,0489$$

2.6 Расчёт вспомогательных элементов тепловой схемы

К вспомогательным элементам относятся расширители и охладители продувки, испарители и конденсаторы испарителей, деаэраторы добавочной воды, охладители эжекторов и пара уплотнений.

Охладители эжекторов (ОЭ) и уплотнений (ОУ) служат для конденсации пара из эжекторов и уплотнений турбины, при этом проходящий через них основной конденсат $\alpha_{ок}$ подогревается.

Подробный расчет ОЭ и ОУ обычно не производится, но подогрев основного конденсата в них учитывается приближенно. С учетом этого подогрева температура основного конденсата после ОЭ и ОУ

$$t_{ок} = t_{нк} + (\Delta t_{оэ} + \Delta t_{оу}), \quad (2.37)$$

где $t_{нк}$ - температура насыщения в конденсаторе;

$\Delta t_{оэ}$ – подогрев основного конденсата в ОЭ, принимается 3-5 °С;

$\Delta t_{оу}$ – подогрев основного конденсата в ОУ, принимается 1-3 °С.

Энтальпия основного конденсата при этой температуре может быть определена как:

$$h_{ок} = 4,2 \cdot t_{ок}, \quad (2.38)$$

Она необходима при расчете первого по ходу основного конденсата ПНД.

$$t_{ок} = 26 + 3 + 3 = 32^\circ\text{C}$$

$$h_{ок} = 4,2 \cdot 32 = 134,4 \text{ кДж/кг.}$$

2.7 Составление общих уравнений материального баланса

Материальные балансы по пару.

Относительный расход пара на турбину:

$$\alpha_0 = 1.$$

Относительный расход пара на турбоустановку:

$$\alpha_{\text{ТУ}} = \alpha_0 = 1$$

Относительный расход пара из парогенератора равен

$$\alpha_{\text{ПГ}} = \alpha_{\text{ТУ}} + \alpha_{\text{УТ}} + \alpha_{\text{УПл}}, \quad (2.39)$$

$\alpha_{\text{УПл}}$ – расход пара из уплотнений турбины, принимается $0,02 \div 0,04$;

$$\alpha_{\text{ПГ}} = 1 + 0,01 + 0,04 = 1,05$$

Материальные балансы по воде.

Относительный расход питательной воды в парогенератор:

$$\alpha_{\text{ПВ}} = \alpha_{\text{ПГ}} = 1,05$$

Материальный баланс добавочной воды.

Относительный расход добавочной воды, компенсирующей потери рабочего тела на ТЭС, определяется в общем случае как

$$\alpha_{\text{ДВ}} = \alpha_{\text{ВН}} + \alpha_{\text{Внеш}}, \quad (2.40)$$

где $\alpha_{\text{ВН}}$ – относительные внутренние потери рабочего тела, определяются как

$$\alpha_{\text{ВН}} = \alpha_{\text{УТ}} + \alpha_{\text{В}} + \alpha_{\text{ПИ}}, \quad (2.41)$$

$\alpha_{\text{УТ}}$ – относительный расход утечек, принимается $0,005-0,012$;

$\alpha_{\text{В}}$ – относительный расход продувочной воды, сбрасываемый из расширителя в канализацию, в прямоточных котлах отсутствует;

$\alpha_{\text{ПИ}}$ – относительный расход продувки испарителя, в данной схеме отсутствует.

$$\alpha_{\text{ВН}} = \alpha_{\text{УТ}} = 0,01$$

$\alpha_{\text{Внеш}}$ – относительные внешние потери рабочего тела, в нашей схеме отсутствуют.

$$\alpha_{\text{ДВ}} = \alpha_{\text{ВН}} = 0,01$$

2.8 Составление и решение уравнений материального и теплового балансов подогревателей регенеративной системы

Расчет группы ПВД

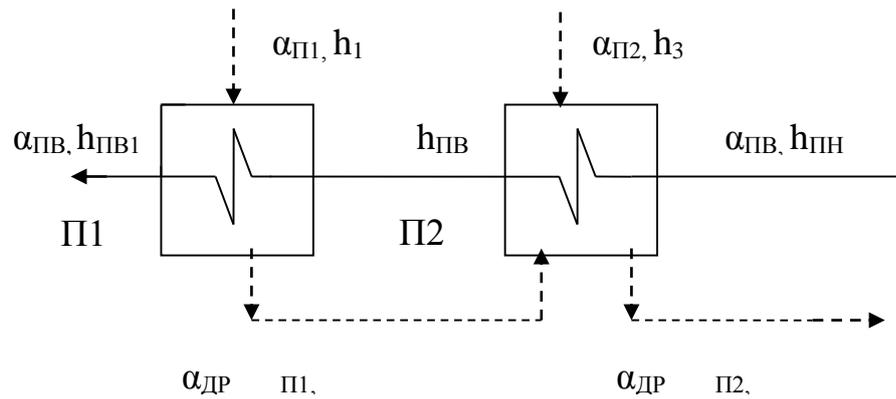


Рисунок 2.4 - Расчетная схема группы ПВД

Подогреватель П1

$$\left[\alpha_{П1} \cdot (h_1 - h_1') \right] \cdot \eta_n = \alpha_{ПВ} \cdot (h_{ПВ1} - h_{ПВ3}), \quad (2.42)$$

где: $\alpha_{П1}$ – относительный расход пара на подогреватель;

$$\left[\alpha_{П1} \cdot (3135,8 - 1027,9) \right] \cdot 0,98 = 1,05 \cdot (1016,2 - 822)$$

$$\alpha_{П1} = 0,0987$$

$$\alpha_{дрП1} = 0,098'$$

Подогреватель П2

$$\left[\alpha_{П2} \cdot (h_3 - h_3') + \alpha_{дрП1} \cdot (h_1' - h_3') \right] \cdot \eta_n = \alpha_{ПВ} \cdot (h_{ПВ3} - h_{ПН}), \quad (2.43)$$

$$h_{ПН} = (h_3' + \Delta h_{ПН}) \quad (2.44)$$

Повышение энтальпии питательной воды определяем по формуле:

$$\Delta h_{ПН} = v_d \cdot (P_{нс} - P_d) \cdot 10^3, \quad (2.45)$$

где: v_d – удельный объем воды в деаэраторе.

$P_{нс}, P_d$ – давления питательной воды и в деаэраторе в МПа.

$$\Delta h_{ПН} = 0,0011006 \cdot (16 - 0,6) \cdot 10^3 = 16,9 \text{ кДж / кг},$$

$$\left[\alpha_{П2} \cdot (3330,3 - 828,6) + 0,0987 \cdot (1027,9 - 828,6) \right] \cdot 0,98 = 1,05 \cdot (822 - 687,4),$$

$$h_{ПН} = (670,5 + 16,9) = 687,4 \text{ кДж / кг},$$

$$\alpha_{П2} = 0,0498,$$

$$\alpha_{\text{дрП2}} = 0,0498 + 0,0987 = 0,1485$$

Расчет деаэратора

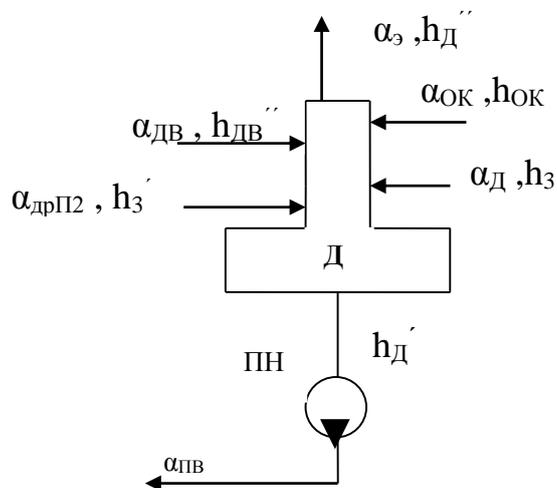


Рисунок 2.5 - Расчетная схема деаэратора

$$\alpha_{\text{д}} + \alpha_{\text{дрП2}} + \alpha_{\text{ОК}} + \alpha_{\text{дв}} = \alpha_{\text{ПВ}} + \alpha_{\text{э}} \quad (2.46)$$

$$\alpha_{\text{д}} + 0,1485 + \alpha_{\text{ОК}} + 0,01 = 1,05 + 0,006$$

$$\alpha_{\text{д}} + 1,05 + 0,006 - 0,1485 - 0,01 - \alpha_{\text{ОК}} = 0,8975 - \alpha_{\text{ОК}}$$

$$\left(\alpha_{\text{д}} \cdot h_3 + \alpha_{\text{дрП2}} \cdot h_3' + \alpha_{\text{ОК}} \cdot h_{\text{ОК3}} + \alpha_{\text{дв}} \cdot h_{\text{дв}} \right) \cdot \eta = \alpha_{\text{нв}} \cdot h_{\text{д}}' + \alpha_{\text{э}} \cdot h_{\text{д}}'', \quad (2.47)$$

$$\left[(0,8975 - \alpha_{\text{ОК}}) \cdot 3330,3 + 0,1485 \cdot 828,6 + 0,01 \cdot 126 + \alpha_{\text{ОК}} \cdot 605,9 \right] \cdot 0,99$$

$$\alpha_{\text{ОК}} = 0,8756$$

$$\alpha_{\text{д}} = 0,8975 - 0,8756 = 0,0219$$

Расчет группы ПНД

Подогреватель П5

$$\left[\alpha_{П5} \cdot (h_7 - h_7') + \alpha_{опП4} \cdot (h_6' - h_7') \right] \cdot \eta_c = \alpha_{OK}^* \cdot (h_{OK7} - h_{OK8}), \quad (2.56)$$

$$\left[\alpha_{П5} \cdot (2809,8 - 440,2) + (0,2235 - 0,004 \cdot (424,6 + 13,6 \cdot \alpha_{опП5})) \cdot (567,7 - 440,2) \right] \cdot 0,98 = (0,8267 - \alpha_{опП5}) \cdot (428,2 - 367,6)$$

$$\alpha_{П5} = 0,0187 - 0,0258 \cdot \alpha_{опП5},$$

$$\left[\alpha_{П5} \cdot (2809,8 - 440,2) + (0,2235 - 0,004 \cdot (424,6 + 13,6 \cdot \alpha_{опП5})) \cdot (567,7 - 440,2) \right] \cdot 0,98 = (0,8267 - \alpha_{опП5}) \cdot (428,2 - 367,6) \quad (2.57)$$

$$\alpha_{П5} = \alpha_{опП5} - \alpha_{опП4} = \alpha_{опП5} - (0,2235 - 0,0004 \cdot (424,6 + 13,6 \cdot \alpha_{опП5})) = 1,0054 \cdot \alpha_{опП5} - 0,0537 \quad (2.58)$$

$$0,0187 - 0,0258 \cdot \alpha_{опП5} = 1,0054 \cdot \alpha_{опП5} - 0,0535, \quad (2.59)$$

$$\alpha_{опП5} = 0,07$$

$$\alpha_{П5} = 0,0187 - 0,0258 \cdot 0,07 = 0,0169$$

$$h_{cm} = 424,6 + 13,6 \cdot 0,07 = 425,6 \text{ кДж / кг}$$

$$\alpha_{П4} = 0,2046 - 0,0004 \cdot 425,6 = 0,0344$$

$$\alpha_{OK}^* = 0,8267 - 0,07 = 0,7567$$

Подогреватель П6

$$\alpha_{П6} \cdot (h_8 - h_8') \cdot \eta_n = \alpha_{OK}^* \cdot (h_{OK8} - h_{OK}^*) \quad (2.60)$$

$$\alpha_{П6} \cdot (2617,5 - 295,5) \cdot 0,98 = 0,7567 \cdot (367,6 - 134,4),$$

$$\alpha_{П6} = 0,0775$$

2.9 Проверка материального баланса рабочего тела в схеме

$$\alpha_1 = \alpha_{П1} = 0,0987,$$

$$\alpha_3 = \alpha_{П2} + \alpha_{Д} = 0,0498 + 0,0219 = 0,0717,$$

$$\alpha_5 = \alpha_{П3} = 0,0189,$$

$$\alpha_6 = \alpha_{П4} + \alpha_{BCП} = 0,0344 + 0,0249 = 0,0593,$$

$$\alpha_7 = \alpha_{П5} + \alpha_{HCP} = 0,0169 + 0,024 = 0,0409,$$

$$\alpha_8 = \alpha_{П6} = 0,0775$$

Определяем расход пара в конденсатор.

$$\alpha_k = 1 - \sum \alpha_j, \quad (2.61)$$

где $\sum \alpha_j$ – сумма расходов во все отборы турбины.

$$\sum \alpha_j = 0,0987 + 0,0717 + 0,0189 + 0,0593 + 0,0409 + 0,0775 = 0,367, \quad (2.62)$$

$$\alpha_k = 1 - 0,367 = 0,633$$

Этот же расход α_k можно определить, с другой стороны, из материального баланса конденсатора и точки смешения перед конденсатным насосом как

$$\alpha'_k = \alpha_{OK}^* - \sum \alpha_{слив}, \quad (2.63)$$

где α_{OK}^* – относительный расход основного конденсата на входе в группу ПНД, определяется при расчете группы ПНД;

$\sum \alpha_{слив}$ – сумма относительных расходов, сливаемых в конденсатор и в точку смешения перед конденсатным насосом.

$$\alpha'_k = \alpha_{OK}^* - \alpha_{\text{э}} - \alpha_{\text{унл}} - \alpha_{\text{дрП6}} = 0,7567 - 0,006 - 0,04 - 0,0775 = 0,6332, \quad (2.64)$$

Относительная ошибка:

$$\delta \alpha_k = \frac{|\alpha_k - \alpha'_k|}{\alpha_k} \cdot 100\% = \frac{|0,633 - 0,6332|}{0,633} \cdot 100\% = 0,03\%, \quad (2.65)$$

2.10 Определение расхода пара на турбину

Расход пара на турбину определяется по формуле

$$G_0 = \frac{N_s \cdot 10^3}{\left[H_i \cdot \eta_m \cdot \eta_e \cdot (1 - \sum \alpha_j \cdot Y_j) \right]}, \quad (2.66)$$

где все входящие в формулу величины определены ранее.

$$\sum \alpha_j Y_j = 0,0987 \cdot 0,787 + 0,0717 \cdot 0,639 + 0,0189 \cdot 0,459 + 0,0593 \cdot 0,416 + 0,0409 \cdot 0,299 + 0,0775 \cdot 0,173 = 0,18242, \quad (2.67)$$

$$G_0 = \frac{150 \cdot 10^3}{\left[1528,1 \cdot 0,99 \cdot 0,99 \cdot (1 - 0,18242) \right]} = 122,5 \text{ кг} / \text{с},$$

$$\delta G_0 = \frac{|120,7 - 122,5|}{120,7} \cdot 100\% = 1,5\%, \quad (2.68)$$

Переводим относительные расходы в абсолютные:

$$G_1 = \alpha_1 \cdot G_0 = 0,0987 \cdot 122,5 = 12,1 \text{ кг/с}, \quad (2.69)$$

$$G_3 = \alpha_2 \cdot G_0 = 0,0717 \cdot 122,5 = 8,8 \text{ кг/с}, \quad (2.70)$$

$$G_5 = \alpha_3 \cdot G_0 = 0,0189 \cdot 122,5 = 2,3 \text{ кг/с}, \quad (2.71)$$

$$G_6 = \alpha_4 \cdot G_0 = 0,0593 \cdot 122,5 = 7,3 \text{ кг/с}, \quad (2.72)$$

$$G_7 = \alpha_5 \cdot G_0 = 0,0409 \cdot 122,5 = 5,0 \text{ кг/с}, \quad (2.73)$$

$$G_8 = \alpha_6 \cdot G_0 = 0,0775 \cdot 122,5 = 9,5 \text{ кг/с}, \quad (2.74)$$

$$G_k = \alpha_k \cdot G_0 = 0,633 \cdot 122,5 = 77,5 \text{ кг/с} \quad (2.75)$$

2.11 Проверка мощности

Правильность расчета расходов можно определить по расчетной электрической мощности.

$$N'_9 = G_0 \cdot (\alpha_k \cdot H_i + \sum \alpha_j \cdot H_j) \cdot \eta_m \cdot \eta_e, \quad (2.76)$$

$$\sum \alpha_j \cdot H_j = 0,0987 \cdot 325,1 + 0,0717 \cdot 551,2 + 0,0189 \cdot 832 + \\ + 0,0593 \cdot 892,7 + 0,0409 \cdot 1071,7 + 0,0775 \cdot 1264 = 246,2 \text{ кДж/кг}, \quad (2.77)$$

$$N'_9 = 122,5 \cdot (0,633 \cdot 1528,1 + 246,2) \cdot 0,99 \cdot 0,99 = 150014 \text{ кВт},$$

$$\delta N = \frac{|150000 - 150014|}{150000} \cdot 100\% = 0,01\% < 1\%,$$

2.12 Расчет показателей тепловой экономичности

Основными отчетными показателями ТЭС являются удельные расходы условного топлива на отпущенные электро-и теплоэнергии.

Тепловая нагрузка парогенератора, кВт:

$$Q_{ПГ} = G_0 \cdot [\alpha_{ПГ} \cdot (h_0 - h_{не}) + \alpha_{нн} \cdot \Delta h_{нн}], \quad (2.78)$$

где h_0 , $h_{пв}$ – энтальпии пара на входе в турбину, питательной воды на входе в парогенератор, кДж/кг;

$\alpha_{ПГ}$ – относительный расход пара из парогенератора;

$\alpha_{пп}$ – относительный расход пара через промежуточный пароперегреватель;

$\Delta h_{пп}$ – повышение энтальпии в промежуточном пароперегревателе.

$$Q_{пг} = 122,5 \cdot [1,05 \cdot (3460,9 - 1016,2) + 0,9013 \cdot 420,6] = 360888 \text{ кВт}$$

Полная тепловая нагрузка турбоустановки, кВт

$$Q_{ТУ} = G_0 \cdot [(\alpha_{мв} + \alpha_{мл}) \cdot (h_0 - h_{нв}) + \alpha_{пп} \cdot \Delta h_{пп} + \alpha_{дв} \cdot (h_{дв} - h_{нв})], \quad (2.79)$$

где $\alpha_{дв}$ – относительный расход добавочной воды;

$h_{дв}$ – энтальпия добавочной воды.

$$Q_{ТУ} = 122,5 \cdot [(1 + 0,04) \cdot (3460,9 - 1016,2) + 0,9013 \cdot 420,6 + 0,01 \cdot (126 - 1016,2)] = 356802 \text{ кВт}$$

Тепловая нагрузка турбоустановки на отопление:

$$Q_T = \frac{Q_{от}^{сн}}{\eta_n} = \frac{14000}{0,98} = 14286 \text{ кВт} \quad (2.80)$$

где $Q_{от}^{сн}$ – тепловая нагрузка сетевых подогревателей

Тепловая нагрузка турбоустановки по производству электроэнергии:

$$Q_{ТУ}^э = Q_{ТУ}^э - Q_T = 356802 - 14286 = 342516 \text{ кВт} \quad (2.81)$$

КПД турбоустановки по производству электроэнергии:

$$\eta_{мп}^э = \frac{N_э'}{Q_{мв}^э} = \frac{150014}{342516} = 0,438 \quad (2.82)$$

КПД трубопроводов:

$$\eta_{мп} = \frac{Q_{ТУ}}{Q_{пг}} = \frac{356802}{360888} = 0,9887 \quad (2.83)$$

КПД станции по отпуску электроэнергии

$$\eta_c^э = \eta_{мп}^э \cdot \eta_{мп} \cdot \eta_{нв} \cdot (1 - k_{сн}) = 0,438 \cdot 0,9887 \cdot 0,9 \cdot (1 - 0,04) = 0,3742 \quad (2.84)$$

Удельный расход условного топлива по отпуску электроэнергии:

$$b_s^{омн} = \frac{123}{\eta_c^э} = \frac{123}{0,3742} = 328,72 \text{ г.у.т. / кВт} \cdot \text{ч}, \quad (2.85)$$

КПД станции по отпуску теплоты:

$$\eta_c^m = \eta_{nz} \cdot \eta_{mp} \cdot \eta_n = 0,9 \cdot 0,9887 \cdot 0,98 = 0,872, \quad (2.86)$$

Удельный расход условного топлива по отпуску теплоты:

$$b_m^{omn} = \frac{34,1}{\eta_c^m} = \frac{34,1}{0,872} = 39,1 \text{ кг.у.т} / \text{ГДж}, \quad (2.87)$$

3 Анализ и расчет модернизированной тепловой схемы турбоустановки К-150-130

3.1 Анализ модернизированной тепловой схемы турбоустановки К-150-130

Паровая турбина К-150-130, конденсационная, с промежуточным перегревом пара, представляет собой двухцилиндровый одновальный агрегат с двумя выхлопами пара в один конденсатор.

Номинальная мощность – 150 МВт.

Число оборотов – 3000об/мин.

Расчёт тепловой схемы турбины был произведён для работы при следующих параметрах:

а) свежий пар: давление – 12,75МПа; температура – 540°С

б) пар после промперегрева: давление (перед блок-клапанами)

3,2 МПа; температура – 540°С (и при условии, что разница температур пара после промперегрева слева и справа, на входе в цилиндр не превышает 15°С).

Расчётное давление в конденсаторе при номинальной нагрузке - 0,0343 бар при температуре охлаждающей воды 12 °С.

Минимальное целесообразное давление в конденсаторе при номинальной нагрузке - 0,0027 МПа.

Максимально допустимое давление в конденсаторе при номинальной нагрузке – 0,01 МПа.

Цилиндр высокого давления (ЦВД) разделительной диафрагмой разделен на две части:

а) часть высокого давления (ЧВД), в первой части выполнена двустенной – цилиндр в цилиндре. Во внутреннем цилиндре расположены одновенечная регулирующая ступень и четыре ступени давления. Внутренний цилиндр установлен в наружном на четырех опорных площадках, расположенных у горизонтального разъема.

Внутренний цилиндр зафиксирован от смещений в наружном цилиндре шпонками и пазами, как в осевом, так и в поперечном направлениях. Шестая и седьмая ступени давления расположены в отдельной обойме, которая совместно с разделительной диафрагмой образует камеру для отвода пара на промперегрев;

б) часть среднего давления (ЧСД) имеет восемь ступеней давления. Разделительная диафрагма совместно с обоймой восьмой - одиннадцатой ступеней образует камеру для подвода пара после промперегрева.

Цилиндр высокого давления двумя лапами – со стороны паровпуска и двумя лапами – со стороны выхлопа опирается на стул переднего подшипника и на корпус цилиндра низкого давления. В лапах имеются пазы, фиксирующие цилиндр по отношению к стулу и цилиндру низкого давления в осевом направлении. В поперечном направлении корпус ЦВД фиксируется шпонками, расположенными в вертикальной плоскости.

Цилиндр низкого давления (ЦНД) выполнен в два потока пара, каждый из которых имеет по шесть ступеней. Цилиндр низкого давления состоит из обоймы (собственно ЦНД) и выхлопного патрубка.

Турбина имеет семь отборов пара, характеристика которых при номинальном режиме работы приведена в таблице:

Таблица 3.1 - Характеристика паровых отборов турбины К-150-130

Номер отбора	Давление отбора, МПа	Назначение отбора в схеме регенерации
1	3,4	ПВД №1
3	1,26	ПВД №2 и деаэратор 6 бар
4	0,742	ПБ2
5	0,46	ПНД-3, ПБ1
6	0,33	ПНД-4, ОБ2
7	0,121	ПНД-5, ОБ1
8	0,034	ПНД-6

Тепловой схемой турбоустановки предусмотрена четырехступенчатая сетевая установка, предназначенная для снабжения потребителя горячей водой с температурой до 150⁰С для нужд теплофикации.

Производительность установки 80 Гкал/ч обеспечивается работой четырех последовательно включенных по сетевой воде бойлеров. Это:

- основной бойлер ОБ-1;
- основной бойлер ОБ-2;
- пиковые бойлера ПБ-1,2.

Греющей средой для ОБ-1 является пар из 7 отбора, для ОБ-2–6 отбора, для ПБ-1-5 отбора и для ПБ-2-4 отбора.

Схема дренажных трубопроводов бойлерной предполагает множество различных режимов отвода дренажа бойлеров, основными являются:

- каскадный слив с отводом дренажа в конденсатор ТГ-1 (при малых тепловых нагрузках);
- каскадный слив с откачкой дренажа конденсатными насосами в линию основного конденсата ТГ-1.

В связи с вводом в эксплуатацию новой бойлерной установки, запитанной по пару от отборов турбины, старая сетевая установка производительностью 12 Гкал/час отглушена от схем энергоблока. Для обеспечения тепловых нагрузок при разгрузках станции запитана от общестанционного коллектора.

Принципиальная тепловая схема турбоустановки после представлена на рисунке - 3.1

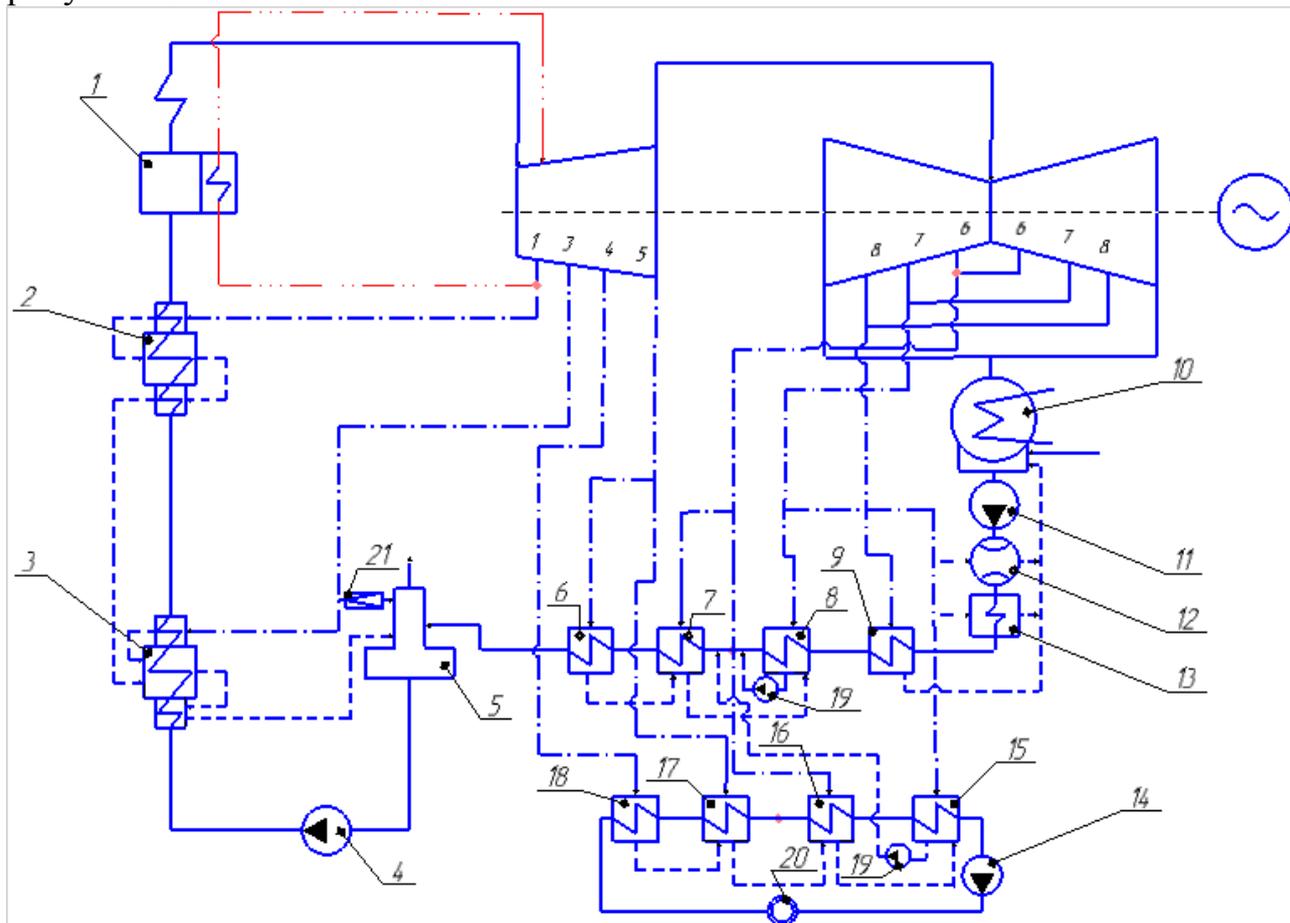
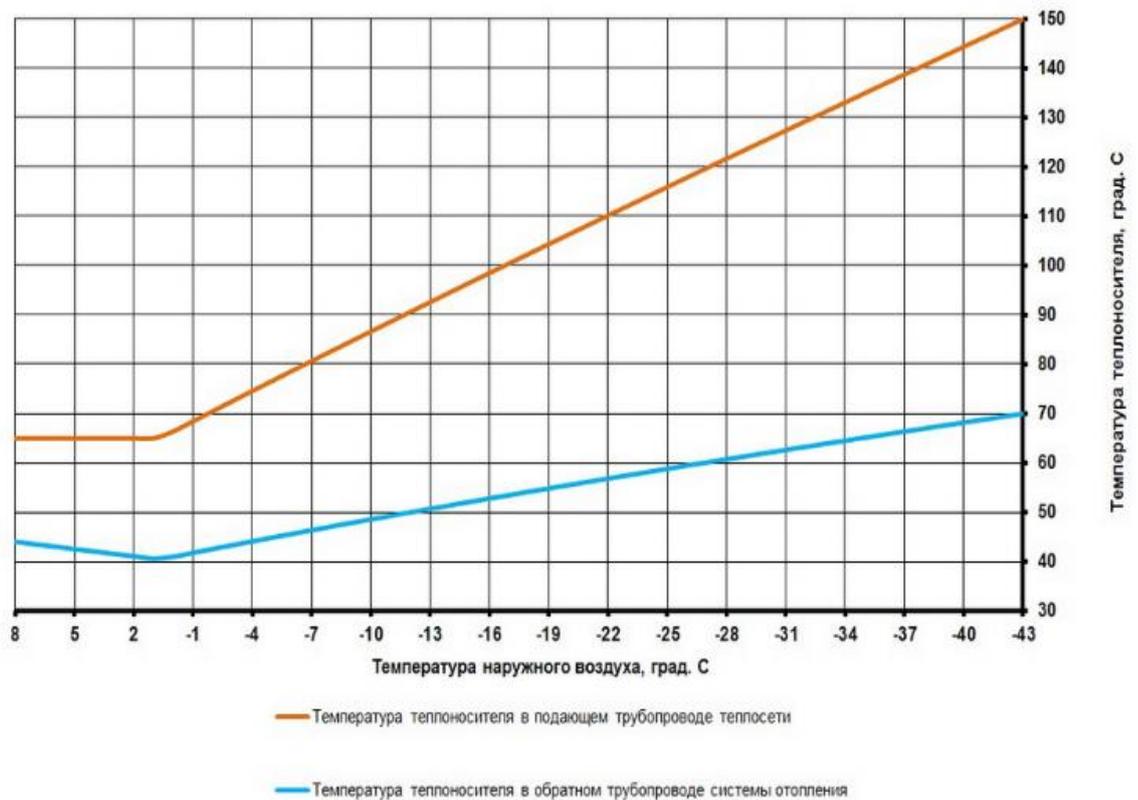


Рисунок 3.1 - Модернизированная тепловая схема турбоустановки

3.2 Построение температурного графика

По заданию температурный график теплосети 150/70 представленный на рисунке - 3.2 Приняв равномерный подогрев сетевой воды в элементах сетевой установки, находим температуры сетевой воды на выходе из сетевых подогревателей.



Рисунке 3.2 - Температурный график 150-70С⁰ г. Ангарска для открытой системы.

$$t_{OB2} = t_{OC} + \frac{t_{ПС} - t_{OC}}{4} = 70 + \frac{150 - 70}{4} = 90^{\circ}\text{C}, \quad (3.1)$$

$$t_{OB2} = t_{OB1} + \frac{t_{ПС} - t_{OC}}{4} = 90 + \frac{150 - 70}{4} = 110^{\circ}\text{C}, \quad (3.2)$$

$$t_{ПБ1} = t_{OB2} + \frac{t_{ПС} - t_{OC}}{4} = 110 + \frac{150 - 70}{4} = 130^{\circ}\text{C}, \quad (3.3)$$

$$t_{ПБ2} = t_{ПБ1} + \frac{t_{ПС} - t_{OC}}{4} = 130 + \frac{150 - 70}{4} = 150^{\circ}\text{C}, \quad (3.4)$$

Приняв недогрев до температуры насыщения 10°C, находим давления в сетевых подогревателях.

$$t_s^{OB1} = 90 + 10 = 100^{\circ}\text{C},$$

$$P_s^{OB1} = 0,1013\text{МПа},$$

$$t_s^{OB2} = 110 + 10 = 120^{\circ}\text{C},$$

$$P_s^{OB2} = 0,1984\text{МПа},$$

$$t_s^{ПБ1} = 130 + 10 = 140^{\circ}\text{C},$$

$$P_s^{НСП} = 0,36\text{МПа},$$

$$t_s^{ПБ2} = 150 + 10 = 160^{\circ}\text{C},$$

$$P_s^{НСП} = 0,618\text{МПа},$$

Определяем значения давлений в отборах с учетом потерь давления в паропроводах как

$$P_{\text{ОТБ}_j} = (1,02 \div 1,05)P_{\text{ОТБ}_j}, \quad (3.5)$$

$$P_1 = 1,05 \cdot 0,1013 = 0,1063 \text{ МПа},$$

$$P_2 = 1,05 \cdot 0,1984 = 0,21 \text{ МПа},$$

$$P_3 = 1,05 \cdot 0,36 = 0,38 \text{ МПа},$$

$$P_4 = 1,05 \cdot 0,62 = 0,65 \text{ МПа},$$

В соответствии с определенными значениями давлений в отборах подключаем сетевые подогреватели: ОБ1 к отбору №7, ОБ2 к отбору №6, ПБ1 к отбору №5 и ПБ2 к отбору №4, введенному вновь в эксплуатацию.

Давление пара в сетевых подогревателях регулируется электрическими задвижками, установленными непосредственно на паропроводах отборного пара. Управление электроприводами задвижек осуществляется с блочного щита.

3.3 Расчет тепловой схемы паротурбинной установки

Построение процесса расширения пара в турбине

Определяем точку 0 с заданными параметрами пара перед стопорным клапаном турбины $P_0=12,75$ МПа, $t_0=540^\circ\text{C}$ и энтальпию h_0 .

$$h_0=3460,9 \text{ кДж/кг}$$

Определяем точку 0' за регулируемыми клапанами турбины на пересечении энтальпии h_0 с давлением P'_0 . P'_0 меньше P_0 на величину потери от дросселирования в стопорном (СК) и регулирующих (РК) клапанах (3-5% от P_0) и определяется как

$$P'_0 = (0,97 \div 0,95) \cdot P_0, \quad (3.6)$$

$$P'_0 = (0,95 \div 127,5 = 12,11 \text{ МПа},$$

Определяем давление пара за ЧВД (на схеме это P_1) и точку 1t; в конце изоэнтропийного процесса расширения пара в ЧВД.

$$h_{1t}=3076,2 \text{ кДж/кг}$$

Располагаемый теплоперепад ЧВД :

$$H_{0\text{чвд}} = h_0 - h_{1t} = 3460,9 - 3076,2 = 384,7 \text{ кДж/кг}, \quad (3.7)$$

Действительный теплоперепад ЦВД:

$$H_{\text{цвд}} = H_{0\text{чвд}} \cdot \eta_{0\text{чвд}} = 384,7 \cdot 0,845 = 325,1 \text{ кДж/кг}, \quad (3.8)$$

Энтальпия $h_1 = h_0 - H_{i_{чсд}}$ на пересечении с P_1 дает точку 1 в конце действительного процесса в ЧВД.

$$h_1 = 3460,9 - 325,1 = 3135,8 \text{ кДж/кг}$$

На пересечении давления $P_{III} = 3,2 \text{ МПа}$ с заданной температурой $t_{III} = 540^\circ\text{C}$ находим точку III с энтальпией $h_{III} = 3556,4 \text{ кДж/кг}$.

Определяем давление пара P'_{III} на входе в ЧСД с учетом потерь давления $2 \div 4\%$ в отсечных клапанах (ОК) как

$$P'_{III} = (0,98 \div 0,96) \cdot P_{III}, \quad (3.9)$$

$$P'_{III} = 0,97 \cdot 3,2 = 3,1 \text{ МПа}$$

На пересечении h_{III} с P'_{III} определяем точку III' на входе в ЧСД.

Определяем давление пара за ЧСД (для схемы это P_5) и точку 5t в конце изоэнтропийного процесса расширения пара в ЦСД.

$$h_{5t} = 2979,7 \text{ кДж/кг}$$

Располагаемый теплоперепад ЧСД:

$$H_{0чсд} = h_{III} - h_{5t} = 3556,4 - 2979,7 = 576,7 \text{ кДж/кг}, \quad (3.10)$$

Действительный теплоперепад ЧСД:

$$H_{iчсд} = H_{0чсд} \cdot \eta_{0iчсд} = 576,7 \cdot 0,879 = 506,9 \text{ кДж/кг}, \quad (3.11)$$

Энтальпия $h_5 = h_{III} - H_{iчсд}$ на пересечении с P_5 дает точку 5 в конце действительного процесса в ЧСД.

$$h_5 = 3556,4 - 506,9 = 3049,5 \text{ кДж/кг}$$

На пересечении процесса III' - 5 с давлением третьего $P_3 = 0,126 \text{ МПа}$, четвертого $P_4 = 0,742 \text{ бар}$ определяем энтальпию пара в этих отборах h_3, h_4 .

$$h_3 = 3330,3 \text{ кДж/кг}; \quad h_4 = 3150,991 \text{ кДж/кг}$$

Определяем давление пара на входе в ЦНД с учетом потерь давления $2 \div 5\%$ в рессиверных паропроводах между ЧСД и ЦНД как

$$P'_5 = (0,98 \div 0,95) \cdot P_5 = 0,95 \cdot 0,46 = 0,437 \text{ МПа}, \quad (3.12)$$

Определяем давление пара на выходе из ЦНД $P'_к$ с учетом $2 \div 5\%$ от $P_к$ потери давления в выхлопном патрубке турбины как

$$P'_к = (1,02 \div 1,05) \cdot P_к = 1,05 \cdot 0,0343 = 0,036 \text{ МПа}, \quad (3.13)$$

На пересечении h_5 и P_5' определяем точку $5'$ на входе в ЦНД. На пересечении изоэнтропийного процесса из точки $5'$ с давлением P_k' определяем теоретическую точку за ЦНД k_t и энтальпию h_{kt} .

$$h_{kt}=2245,7 \text{ кДж/кг}$$

Располагаемый теплоперепад ЦНД:

$$H_{0_{\text{ЦНД}}}=h_5-h_{kt}=3049,5-2245,7=803,8 \text{ кДж/кг}, \quad (3.14)$$

Действительный теплоперепад ЦНД

$$H_{i_{\text{ЦНД}}}=H_{0_{\text{ЦНД}}} \cdot \eta_{0i_{\text{ЦНД}}}=803,8 \cdot 0,866=696,1 \text{ кДж/кг}, \quad (3.15)$$

Энтальпия $h_k=h_7-H_{i_{\text{ЦНД}}}$ на пересечении с P_k' дает точку K' в конце действительного процесса в ЦНД, $K' - K$ – процесс дросселирования пара в выхлопном патрубке при постоянной энтальпии h_k .

$$h_k=3049,5-696,1=2353,4 \text{ кДж/кг}$$

На пересечении процесса $5 - K'$ с давлениями шестого $P_6=0,33$ МПа, седьмого $P_7=0,127$ МПа и восьмого $P_8=0,034$ МПа отборов определяем энтальпии пара в этих отборах h_4 , h_5 , h_6 .

$$h_6=2988,8 \text{ кДж/кг}; h_7=2809,8 \text{ кДж/кг}; h_8=2617,5 \text{ кДж/кг}.$$

Действительный теплоперепад турбины:

$$H_1=H_{1_{\text{чвд}}} + H_{1_{\text{чсд}}} + H_{i_{\text{ЦНД}}}=325,1+506,9+696,1=1528,1 \text{ кДж/кг}, \quad (3.16)$$

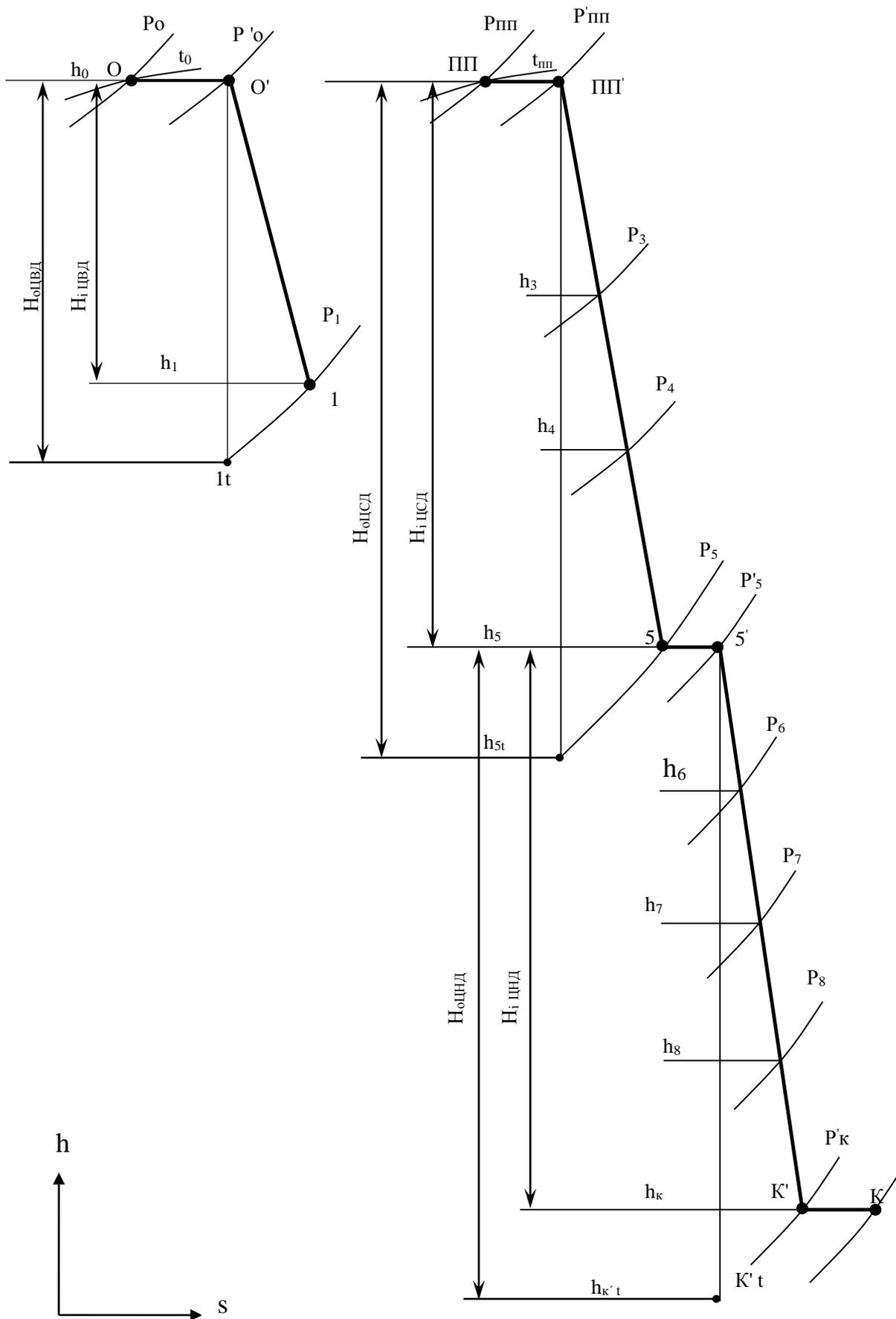


Рисунок 3.3 - Процесс расширения пара в турбине К-150-130 в h, s - диаграмме (модернизированная схема)

3.4 Составление сводной таблицы параметров пара и воды

$$H_1 = h_0 - h_1 = 3460,9 - 3135,8 = 325,1 \text{кДж} / \text{кг}, \quad (3.17)$$

$$H_3 = h_0 - h_3 + \Delta h_{III} = 3460,9 - 3330,3 + 420,6 = 551,2 \text{кДж} / \text{кг}, \quad (3.18)$$

$$H_4 = h_0 - h_4 + \Delta h_{III} = 3460,9 - 3150,991 + 420,6 = 730,5 \text{кДж} / \text{кг}, \quad (3.19)$$

$$H_5 = h_0 - h_5 + \Delta h_{III} = 3460,9 - 3049,5 + 420,6 = 832 \text{кДж} / \text{кг}, \quad (3.20)$$

$$H_6 = h_0 - h_6 + \Delta h_{III} = 3460,9 - 2988,8 + 420,6 = 892,7 \text{кДж} / \text{кг}, \quad (3.21)$$

$$H_7 = h_0 - h_7 + \Delta h_{III} = 3460,9 - 2809,8 + 420,6 = 1071,7 \text{кДж} / \text{кг}, \quad (3.22)$$

$$H_8 = h_0 - h_8 + \Delta h_{III} = 3460,9 - 2617,5 + 420,6 = 1264 \text{кДж} / \text{кг}, \quad (3.23)$$

$$H_K = h_0 - h_K + \Delta h_{III} = 3460,9 - 2353,4 + 420,6 = 1528,1 \text{кДж} / \text{кг}, \quad (3.24)$$

Значение коэффициента недовыработки мощности паром, идущим в j-й отбор турбины, определяется по формуле

$$y_i = \frac{H_i - H_j}{H_i}, \quad (3.25)$$

$$y_i = \frac{H_i - H_j}{H_i} = \frac{1528,1 - 325,1}{1528,1} = 0,787, \quad (3.26)$$

$$y_3 = \frac{H_i - H_3}{H_i} = \frac{1528,1 - 551,2}{1528,1} = 0,639, \quad (3.27)$$

$$y_4 = \frac{H_i - H_4}{H_i} = \frac{1528,1 - 730,5}{1528,1} = 0,521, \quad (3.28)$$

$$y_5 = \frac{H_i - H_5}{H_i} = \frac{1528,1 - 832}{1528,1} = 0,456, \quad (3.29)$$

$$y_6 = \frac{H_i - H_6}{H_i} = \frac{1528,1 - 892,7}{1528,1} = 0,416, \quad (3.30)$$

$$y_7 = \frac{H_i - H_7}{H_i} = \frac{1528,1 - 1071,7}{1528,1} = 0,299, \quad (3.31)$$

$$y_8 = \frac{H_i - H_8}{H_i} = \frac{1528,1 - 1264}{1528,1} = 0,173, \quad (3.32)$$

$$y_K = \frac{H_i - H_K}{H_i} = \frac{1528,1 - 1528,1}{1528,1} = 0 \quad (3.33)$$

Таблица 3.2 - Сводная таблица параметров пара и воды

Элементы тепловой схемы	Пар в турбине (отборе)		Пар в подогрев ателе	Дренаж греющего пара		Питательная, сетевая вода, основной конденсат			Удель ная рабо та отбо ра	Кэф фици ент недов ыраб отки
	$P_{отб}$	$h_{отб}$	P_n	t_n	h'	$t_{нв}$	$P_{нв}$	$h_{нв,ок,св}$	h_j	y_j
	МПа	кДж/кг	МПа	$^{\circ}C$	кДж/кг	$^{\circ}C$	МПа	кДж/к г	кДж/ кг	-
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
-	12,7	3460,9	-	-	-	-	-	-	-	-
-	12,1	3460,9	-	-	-	-	-	-	-	-
П1	3,4	3135,8	3,23	238	1027,9	235	17	1016,2	325,1	0,787
-	3,2	3556,4	-	-	-	-	-	-	-	-
П2	1,26	3330,3	1,2	194,7	828,6	191,7	17	822	551,2	0,639
Д	1,26	3330,3	0,6	158,8	670,5	158,8	0,6	670,5	551,2	0,639
П3	0,46	3049,5	0,437	146,8	618,6	143,8	1,0	605,9	832	0,456
П4	0,33	2988	0,313	135	567,7	132	1,0	555,4	892,7	0,416
П5	0,127	2809,8	0,121	105	440,2	100	1,0	428,2	1071, 7	0,299
П6	0,034	2617,5	0,032	70,6	295,5	67,6	1,0	367,6	1264	0,173
К	0,00343	2353,4	0,00343	26	111,8	26	0,003 43	111,8	1528, 1	0
ПБ2	0,742	3150,99	0,62	160	675,89	150	1,0	632,49	730,5	0,521
ПБ1	0,46	3049,5	0,36	140	588,79	130	1,0	546,83	832	0,456
ОБ2	0,33	2988	0,2	120	503,29	110	1,0	461,96	892,7	0,416
ОБ1	0,127	2809,8	0,1013	100	418,72	90	1,0	377,68	1071, 7	0,299

3.5 Расчет схемы отпуска теплоты

На рисунке 3.5. представлена расчетная схема сетевой установки. В схеме предусмотрен каскадный слив дренажа из ВСП в НСП, из СП в линию основного конденсата за ПНД-5.

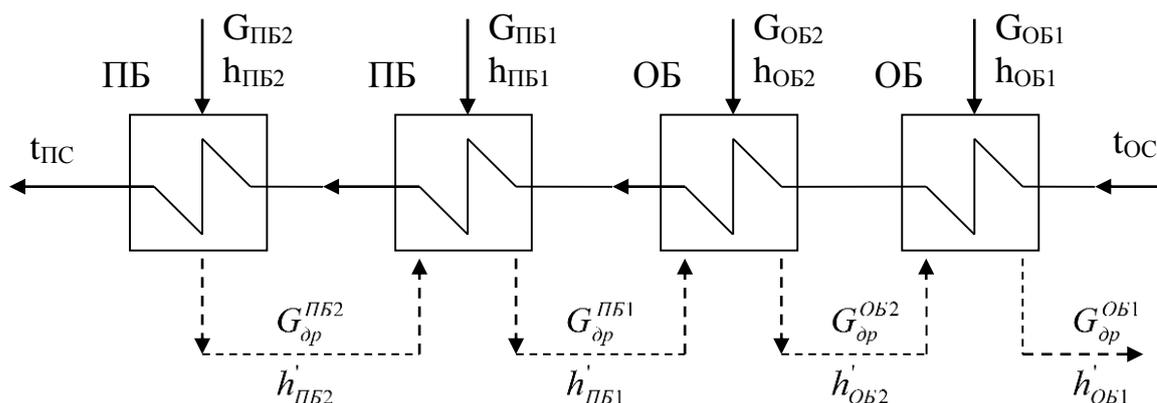


Рисунок 3.4 - Сетевая подогревательная установка

Бойлерная установка состоит из четырех последовательно включенных по сетевой воде бойлеров. Это:

- основной бойлер ОБ-1;
- основной бойлер ОБ-2;
- пиковые бойлера ПБ-1,2.

Греющей средой для ОБ-1 является пар из 7 отбора, для ОБ-2 – 6 отбора, для ПБ-1-5 отбора и для ПБ-2-4 отбора.

Целью расчета схемы отпуска сетевой воды является определение расходов сетевой воды $G_{св}$, пара на ПБ2 - $G_{ПБ2}$, ПБ1 - $G_{ПБ1}$, ОБ2 - $G_{ОБ2}$, ОБ1 - $G_{ОБ1}$.

Расчет этой схемы следует начать с разбивки полной тепловой нагрузки $Q_{от}$ по ступеням подогрева сетевой воды $Q_{всп}$, $Q_{нсп}$, учитывая, что тепловая нагрузка любого подогревателя при постоянной теплоемкости воды C_v пропорциональна нагреву воды в ней. Откуда следует, что

$$\frac{Q_{от}}{t_{пс} - t_{ос}} = \frac{Q_{нсп}}{t_{нсп} - t_{ос}} = \frac{Q_{всп}}{t_{всп} - t_{нсп}} = \frac{Q_{пвк}}{t_{пс} - t_{всп}} = G_{св} \cdot C_v, \quad (3.34)$$

где $t_{пс}$, $t_{ос}$ – температуры прямой на входе в теплосеть и обратной на выходе сетевой воды, которые определяются по графику.

Это уравнение позволяет определить $G_{св}$ в кг/с, $Q_{ОБ1,2}$ и $Q_{ПБ1,2}$ в кВт.

Расходы греющего пара из отборов на ОБ1, ОБ2 и ПБ1, ПБ2 определяется из уравнений их тепловых балансов

$$\text{ПБ2: } G_{ПБ2} \cdot (h_{ПБ2} - h'_{ПБ2}) \cdot \eta_{п} = Q_{ПБ2}, \quad (3.35)$$

$$\text{ПБ1: } G_{ПБ1} \cdot (h_{ПБ1} - h'_{ПБ1}) + G_{др}^{ПБ1} \cdot (h'_{ПБ1} - h'_{ПБ1}) = Q_{ПБ1} / \eta_{п}, \quad (3.36)$$

$$\text{ОБ2: } G_{ОБ2} \cdot (h_{ОБ2} - h'_{ОБ2}) + G_{др}^{ПБ1} \cdot (h'_{ПБ1} - h'_{ОБ2}) = Q_{ОБ2} / \eta_{п}, \quad (3.37)$$

$$\text{ОБ1: } G_{\text{ОБ1}} \cdot (h_{\text{ОБ1}} - h'_{\text{ОБ1}}) + G_{\text{ДР}}^{\text{ОБ2}} \cdot (h'_{\text{ОБ2}} - h'_{\text{ОБ1}}) = Q_{\text{ОБ1}} / \eta_{\text{П}}, \quad (3.38)$$

где $h_{\text{ВСП}}, h_{\text{НСП}}$ – энтальпии греющего пара отборов; $h'_{\text{ВСП}}, h'_{\text{НСП}}$ – энтальпии дренажей ВСП и НСП (все эти энтальпии имеются в табл.3); $G_{\text{ДР}}^{\text{ВСП}}$ – расход дренажа конденсата из ВСП; $\eta_{\text{П}}$ – КПД сетевых подогревателей, принимается $0,98 \div 0,99$

Тепловая нагрузка сетевых подогревателей $Q_{\text{СП}} = 80 \text{ Гкал/ч} = 93 \text{ МВт}$, расход сетевой воды $G_{\text{СВ}}$:

$$G_{\text{СВ}} = \frac{Q_{\text{ом}}}{C_{\text{г}} \cdot (t_{\text{ПС}} - t_{\text{ОС}})} = \frac{93000}{4,21 \cdot (150 - 70)} = 276,128 \text{ кг/с}, \quad (3.39)$$

Тепловая нагрузка подогревателей:

$$Q_{\text{ОБ1}} = 276,128 \cdot 4,21 \cdot (90 - 70) = 23249,98 \text{ кВт},$$

$$Q_{\text{ОБ2}} = 276,128 \cdot 4,21 \cdot (110 - 90) = 23249,98 \text{ кВт},$$

$$Q_{\text{ПБ1}} = 276,128 \cdot 4,21 \cdot (120 - 110) = 23249,98 \text{ кВт},$$

$$Q_{\text{ПБ2}} = 276,128 \cdot 4,21 \cdot (150 - 120) = 23249,98 \text{ кВт},$$

Расходы пара на сетевые подогреватели:

$$G_{\text{ПБ2}} = \frac{Q_{\text{ПБ2}}}{(h_{\text{ПБ2}} - h'_{\text{ПБ2}}) \cdot \eta_{\text{П}}} = \frac{23249,98}{(3150,991 - 675,89) \cdot 0,98} = 9,39354 \text{ кг/с} \quad (3.40)$$

$$[G_{\text{ПБ1}}(3049,5 - 588,79) + 9,3935 \cdot (675,98 - 588,79)] \cdot 0,98 = 23249,98 \text{ кг/с},$$

$$G_{\text{ПБ1}} = 9,3088 \text{ кг/с}.$$

$$G_{\text{ДРПБ1}} = 9,39354 + 9,3088 = 18,7 \text{ кг/с},$$

$$[G_{\text{ОБ2}}(2988,8 - 503,29) + 18,7 \cdot (588,79 - 503,29)] \cdot 0,98 = 23249,98 \text{ кг/с},$$

$$G_{\text{ОБ2}} = 8,9017 \text{ кг/с},$$

$$G_{\text{ДРОБ2}} = 18,7 + 8,9017 = 27,6 \text{ кг/с},$$

$$[G_{\text{ОБ1}}(2809,8 - 418,72) + 27,6 \cdot (503,29 - 418,72)] \cdot 0,98 = 23249,98 \text{ кг/с},$$

$$G_{\text{ОБ1}} = 8,9456 \text{ кг/с},$$

$$G_{\text{ДРОБ1}} = 27,6 + 8,9456 = 36,546 \text{ кг/с}$$

3.6 Предварительная оценка расхода пара на турбину

Для расчета тепловой схемы в относительных единицах необходимо все расходы, полученные при расчете схем отпуска пара и тепла в абсолютных единицах $G_{всп}$, $G_{нсп}$, в относительные $\alpha_{всп}$, $\alpha_{нсп}$. Необходимый при этом расход G_0 можно приближенно оценить по формуле:

$$G'_0 = K_p \cdot \left[\frac{N_э \cdot 10^3}{H_i \cdot \eta_m \cdot \eta_e} + \sum (D_j \cdot Y_j) \right], \quad (3.41)$$

где $N_э$ – заданная электрическая мощность в МВт;

H_i – действительный теплоперепад турбины в кДж/кг;

η_m, η_e – КПД механический и электрогенератора (могут быть приняты 0,98-0,995);

D_j – расходы пара из отборов турбины на сетевые подогреватели ВСП, НСП в кг/с;

Y_j – коэффициенты недовыработки мощности соответствующих отборов из таблицы 2;

K_p – коэффициент регенерации.

Коэффициент регенерации зависит от многих факторов и находится в пределах от 1 до 1,4.

Примем $K_p=1,18$

$$G'_0 = 1,18 \cdot \left[\frac{150 \cdot 10^3}{1528,1 \cdot 0,99 \cdot 0,99} + 9,3935 \cdot 0,521 + 9,3088 \cdot 0,456 + 8,9 \cdot 0,416 + 8,9456 \cdot 0,299 \right] =$$

$$= 136,49 \text{ кг/с} = 491 \text{ т/ч}$$

Максимальный пропуск пара на турбину равен 516 тонн в час, что больше необходимого расхода пара на турбину при работе бойлерной установки.

$$\alpha_{ПБ2} = \frac{G_{ПБ2}}{G'_0} = \frac{9,3935}{136,49} = 0,06882, \quad (3.42)$$

$$\alpha_{ПБ1} = \frac{G_{ПБ1}}{G'_0} = \frac{9,3088}{136,49} = 0,0682, \quad (3.43)$$

$$\alpha_{ОБ2} = \frac{G_{ОБ2}}{G'_0} = \frac{8,9}{136,49} = 0,0652, \quad (3.44)$$

$$\alpha_{ОБ1} = \frac{G_{ОБ1}}{G'_0} = \frac{8,9456}{136,49} = 0,06554, \quad (3.45)$$

$$\alpha_{\text{ДР}}^{\text{ОБ1}} = \frac{36,546}{136,49} = 0,26775,$$

3.7 Расчёт вспомогательных элементов тепловой схемы

К вспомогательным элементам относятся расширители и охладители продувки, испарители и конденсаторы испарителей, деаэраторы добавочной воды, охладители эжекторов и пара уплотнений.

Охладители эжекторов (ОЭ) и уплотнений (ОУ) служат для конденсации пара из эжекторов и уплотнений турбины, при этом проходящий через них основной конденсат $\alpha_{\text{ок}}$ подогревается.

Подробный расчет ОЭ и ОУ обычно не производится, но подогрев основного конденсата в них учитывается приближенно. С учетом этого подогрева температура основного конденсата после ОЭ и ОУ

$$t_{\text{ок}} = t_{\text{нк}} + (\Delta t_{\text{оэ}} + \Delta t_{\text{оу}}), \quad (3.46)$$

где $t_{\text{нк}}$ - температура насыщения в конденсаторе;

$\Delta t_{\text{оэ}}$ – подогрев основного конденсата в ОЭ, принимается 3-5 °С;

$\Delta t_{\text{оу}}$ – подогрев основного конденсата в ОУ, принимается 1-3 °С.

Энтальпия основного конденсата при этой температуре может быть определена как:

$$h_{\text{ок}} = 4,2 \cdot t_{\text{ок}}, \quad (3.47)$$

Она необходима при расчете первого по ходу основного конденсата ПНД.

$$t_{\text{ок}} = 26 + 3 + 3 = 32^\circ\text{C}$$

$$h_{\text{ок}} = 4,2 \cdot 32 = 134,4 \text{ кДж/кг.}$$

3.8 Составление общих уравнений материального баланса

Материальные балансы по пару.

Относительный расход пара на турбину:

$$\alpha_0 = 1.$$

Относительный расход пара на турбоустановку:

$$\alpha_{\text{ТУ}} = \alpha_0 = 1$$

Относительный расход пара из парогенератора равен:

$$\alpha_{\text{ПГ}} = \alpha_{\text{ТУ}} + \alpha_{\text{УГ}} + \alpha_{\text{УПл}}, \quad (3.48)$$

$\alpha_{\text{УПл}}$ – расход пара из уплотнений турбины, принимается 0,02 ÷ 0,04;

$$\alpha_{\text{ПГ}} = 1 + 0,01 + 0,04 = 1,05$$

Материальные балансы по воде

Относительный расход питательной воды в парогенератор:

$$\alpha_{\text{ПВ}} = \alpha_{\text{ПГ}} = 1,05$$

Материальный баланс добавочной воды

Относительный расход добавочной воды, компенсирующей потери рабочего тела на ТЭС, определяется в общем случае как

$$\alpha_{\text{ДВ}} = \alpha_{\text{ВН}} + \alpha_{\text{Внеш}}, \quad (3.49)$$

где $\alpha_{\text{ВН}}$ – относительные внутренние потери рабочего тела, определяются как

$$\alpha_{\text{ВН}} = \alpha_{\text{УТ}} + \alpha_{\text{В}} + \alpha_{\text{ПИ}} \quad (3.50)$$

$\alpha_{\text{УТ}}$ – относительный расход утечек, принимается 0,005-0,012;

$\alpha_{\text{В}}$ – относительный расход продувочной воды, сбрасываемый из расширителя в канализацию, в прямоточных котлах отсутствует;

$\alpha_{\text{ПИ}}$ – относительный расход продувки испарителя, в данной схеме отсутствует.

$$\alpha_{\text{ВН}} = \alpha_{\text{УТ}} = 0,01$$

$\alpha_{\text{Внеш}}$ – относительные внешние потери рабочего тела, в нашей схеме отсутствуют.

$$\alpha_{\text{ДВ}} = \alpha_{\text{ВН}} = 0,01$$

3.9 Составление и решение уравнений материального и теплового балансов подогревателей регенеративной системы

Расчет группы ПВД

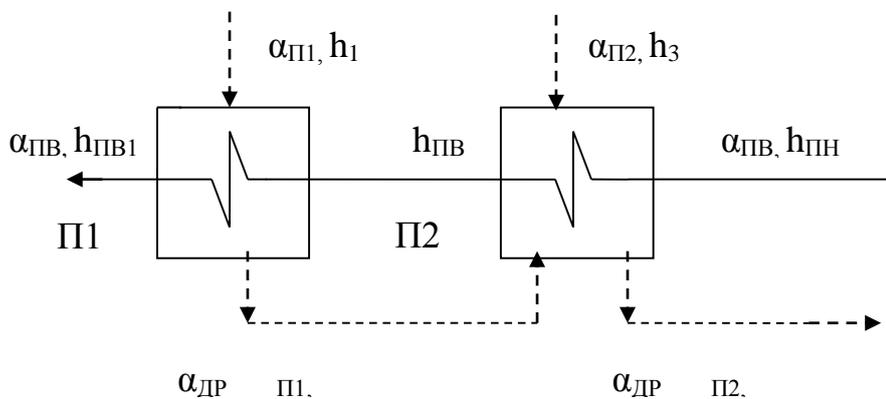


Рисунок 3.5 - Расчетная схема группы ПВД

Подогреватель П1

$$\left[\alpha_{П1} \cdot (h_1 - h_1') \right] \cdot \eta_n = \alpha_{ПВ} \cdot (h_{ПВ1} - h_{ПВ3}), \quad (3.51)$$

где $\alpha_{П1}$ – относительный расход пара на подогреватель;

$$\left[\alpha_{П1} \cdot (3135,8 - 1027,9) \right] \cdot 0,98 = 1,05 \cdot (1016,2 - 822)$$

$$\alpha_{П1} = 0,0987 \quad \alpha_{опП1} = 0,0987$$

Подогреватель П2

$$\left[\alpha_{П2} \cdot (h_3 - h_3') + \alpha_{опП1} \cdot (h_1' - h_3') \right] \cdot \eta_n = \alpha_{ПВ} \cdot (h_{ПВ3} - h_{ПН}), \quad (3.52)$$

$$h_{ПН} = (h_3' + \Delta h_{ПН}), \quad (3.53)$$

Повышение энтальпии питательной воды определяем по формуле

$$\Delta h_{ПН} = v_d \cdot (P_{нс} - P_d) \cdot 10^3, \quad (3.54)$$

где v_d – удельный объем воды в деаэраторе.

$P_{ПВ}$, P_d – давления питательной воды и в деаэраторе в МПа.

$$\Delta h_{ПН} = 0,0011006 \cdot (16 - 0,6) \cdot 10^3 = 16,9 \text{ кДж / кг},$$

$$h_{ПН} = (670,5 + 16,9) = 687,4 \text{ кДж / кг},$$

$$\left[\alpha_{П2} \cdot (3330,3 - 828,6) + 0,0987 \cdot (1027,9 - 828,6) \right] \cdot 0,98 = 1,05 \cdot (822 - 687,4),$$

$$\alpha_{П2} = 0,0498,$$

$$\alpha_{опП2} = 0,0498 + 0,0987 = 0,1485$$

Расчет деаэратора

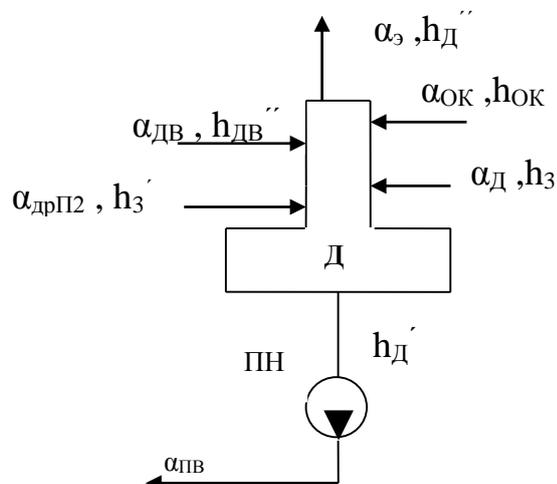


Рисунок 3.6 - Расчетная схема деаэратора

$$\alpha_{\partial} + \alpha_{\text{опП2}} + \alpha_{\text{ОК}} + \alpha_{\text{о6}} = \alpha_{\text{ПВ}} + \alpha_{\text{3}}, \quad (3.55)$$

$$\alpha_{\partial} + 0,1485 + \alpha_{\text{ОК}} + 0,01 = 1,05 + 0,006,$$

$$\alpha_{\text{Д}} + 1,05 + 0,006 - 0,1485 - 0,01 - \alpha_{\text{ОК}} = 0,8975 - \alpha_{\text{ОК}}, \quad (3.56)$$

$$(\alpha_{\partial} \cdot h_3 + \alpha_{\text{опП2}} \cdot h_3' + \alpha_{\text{ОК}} \cdot h_{\text{ОК3}} + \alpha_{\text{о6}} \cdot h_{\text{о6}}) \cdot \eta = \alpha_{\text{нс}} \cdot h_{\partial}' + \alpha_{\text{3}} \cdot h_{\partial}'', \quad (3.57)$$

$$\left[(0,8975 - \alpha_{\text{ОК}}) \cdot 3330,3 + 0,1485 \cdot 828,6 + 0,01 \cdot 126 + \alpha_{\text{ОК}} \cdot 605,9 \right] \cdot 0,99 =$$

$$= 1,05 \cdot 670,5 + 0,006 \cdot 2756,1$$

$$\alpha_{\text{ОК}} = 0,8756,$$

$$\alpha_{\text{Д}} = 0,8975 - 0,8756 = 0,0219$$

Расчет группы ПНД

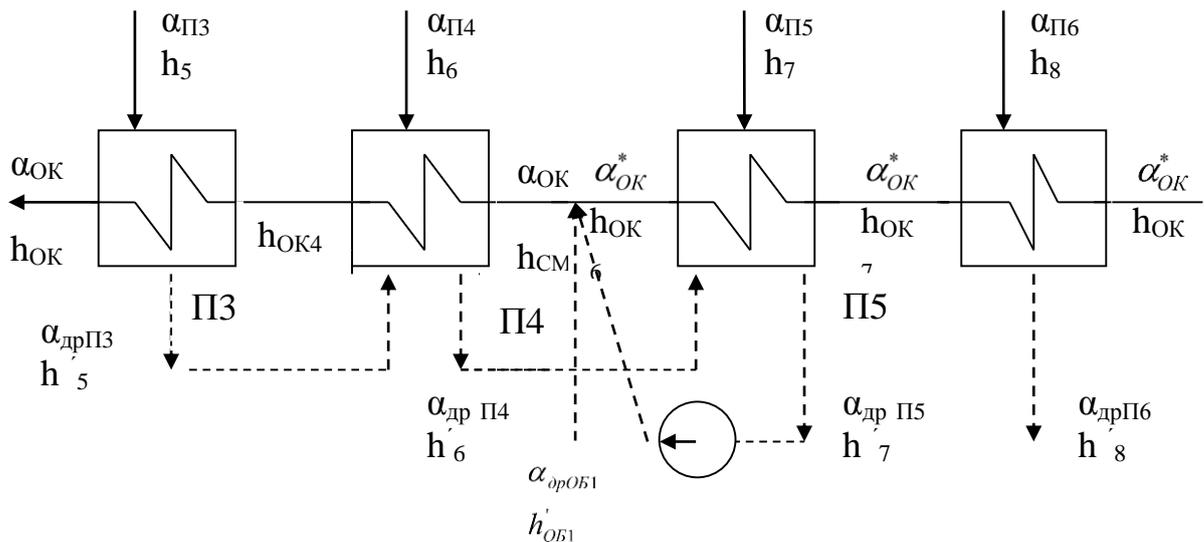


Рисунок 3.7 - Расчетная схема группы ПНД

Подогреватель П3

$$\alpha_{\text{П3}} \cdot (h_5 - h_5') \cdot \eta_n = \alpha_{\text{ОК}} \cdot (h_{\text{ОК5}} - h_{\text{ОК6}}), \quad (3.58)$$

$$\alpha_{\text{П3}} \cdot (3049,5 - 618,6) \cdot 0,98 = 0,8756 \cdot (605,9 - 555,4),$$

$$\alpha_{\text{П3}} = 0,0189$$

Подогреватель П4

$$[\alpha_{П4} \cdot (h_6 - h_6') + \alpha_{опП3} \cdot (h_5' - h_6')] \cdot \eta_n = \alpha_{OK} \cdot (h_{OK6} - h_{cm}), \quad (3.59)$$

$$[\alpha_{П4} \cdot (2988,8 - 567,7) + 0,0189 \cdot (618,6 - 567,7)] \cdot 0,98 = 0,8756 \cdot (555,4 - h_{cm}),$$

$$\alpha_{П4} = 0,2046 - 0,0004 \cdot h_{cm} \quad (3.60)$$

$$\alpha_{опП4} = 0,2235 - 0,0004 \cdot h_{cm}, \quad (3.61)$$

точка смешения:

$$\alpha_{OK}^* + \alpha_{опОБ1} + \alpha_{опП5} = \alpha_{OK}, \quad (3.62)$$

$$\alpha_{OK}^* = 0,8756 - 0,26775 - \alpha_{опП5} = 0,60784 - \alpha_{опП5}, \quad (3.63)$$

$$[(0,60784 - \alpha_{опП5}) \cdot (h_{OK7} + \alpha_{опОБ1} + h_{нОБ1} + \alpha_{опП5} \cdot h_7')] \cdot \eta_c = \alpha_{OK} \cdot h_{cm}, \quad (3.64)$$

$$[(0,60784 - \alpha_{опП5}) \cdot (428,5 + 0,26775 \cdot 418,72 + \alpha_{опП5} \cdot 440,2)] \cdot 0,99 = 0,8756 \cdot h_{cm} \quad (3.65)$$

$$h_{cm} = (421,037 + 13,57 \cdot \alpha_{опП5}), \quad (3.66)$$

Подогреватель П5

$$[\alpha_{П5} \cdot (h_7 - h_7') + \alpha_{опП4} \cdot (h_6' - h_7')] \cdot \eta_c = \alpha_{OK}^* \cdot (h_{OK7} - h_{OK8}), \quad (3.67)$$

$$\left[\alpha_{П5} \cdot (2809,8 - 440,2) + (0,2235 - 0,004 \cdot (421,037 + 13,57 \cdot \alpha_{опП5})) \cdot (567,7 - 440,2) \right] \cdot 0,98 = \quad (3.68)$$

$$= (0,6078 - \alpha_{опП5}) \cdot (428,2 - 367,6)$$

$$\alpha_{П5} = 0,01274 - 0,0258 \cdot \alpha_{опП5},$$

$$0,01284 - 0,025808 \cdot \alpha_{опП5} = 1,0054 \cdot \alpha_{опП5} - 0,05508, \quad (3.70)$$

$$\alpha_{опП5} = 0,0658,$$

$$\alpha_{опП5} = 0,01284 - 0,025808 \cdot 0,0658 = 0,01114,$$

$$h_{cm} = 421,037 + 13,57 \cdot 0,0658 = 421,188 \text{ кДж / кг},$$

$$\alpha_{П4} = 0,2046 - 0,0004 \cdot 421,037 = 0,0361,$$

$$\alpha_{OK}^* = 0,6078 - 0,0658 = 0,54204$$

Подогреватель П6

$$\alpha_{П6} \cdot (h_8 - h_8') \cdot \eta_n = \alpha_{OK}^* \cdot (h_{OK8} - h_{OK}^*), \quad (3.71)$$

$$\alpha_{П6} \cdot (2617,5 - 295,5) \cdot 0,98 = 0,54204 \cdot (367,6 - 134,4),$$

$$\alpha_{П6} = 0,0544$$

3.10 Проверка материального баланса рабочего тела в схеме

$$\alpha_1 = \alpha_{П1} = 0,0987,$$

$$\alpha_3 = \alpha_{П2} + \alpha_{Д} = 0,0498 + 0,0219 = 0,0717,$$

$$\alpha_4 = \alpha_{ПБ2} = 0,0688,$$

$$\alpha_5 = \alpha_{П3} + \alpha_{ПБ1} = 0,0189 + 0,0682 = 0,0871,$$

$$\alpha_6 = \alpha_{П4} + \alpha_{ОБ2} = 0,0361 + 0,06521 = 0,10133,$$

$$\alpha_7 = \alpha_{П5} + \alpha_{ОБ1} = 0,01114 + 0,06554 = 0,07667,$$

$$\alpha_8 = \alpha_{П6} = 0,0544$$

Определяем расход пара в конденсатор.

$$\alpha_k = 1 - \sum \alpha_j, \quad (3.72)$$

где $\sum \alpha_j$ – сумма расходов во все отборы турбины.

$$\begin{aligned} \sum \alpha_j &= 0,0987 + 0,0717 + 0,0688 + 0,0871 + 0,10133 + 0,07667 + 0,0544 = \\ &= 0,5587, \end{aligned} \quad (3.73)$$

$$\alpha_k = 1 - 0,5587 = 0,4413$$

Этот же расход α_k можно определить, с другой стороны, из материального баланса конденсатора и точки смешения перед конденсатным насосом как

$$\alpha_k' = \alpha_{OK}^* - \sum \alpha_{слив}, \quad (3.74)$$

где α_{OK}^* – относительный расход основного конденсата на входе в группу ПНД, определяется при расчете группы ПНД;

$\sum \alpha_{слив}$ – сумма относительных расходов, сливаемых в конденсатор и в точку смешения перед конденсатным насосом .

$$\alpha'_k = \alpha_{OK}^* - \alpha_{\mathcal{E}} - \alpha_{\text{ynл}} - \alpha_{\text{дpлr}} = 0,54204 - 0,006 - 0,04 - 0,0544 = 0,4416, \quad (3.75)$$

Относительная ошибка:

$$\delta\alpha_k = \frac{|\alpha_k - \alpha'_k|}{\alpha_k} \cdot 100\% = \frac{|0,4413 - 0,4416|}{0,4413} \cdot 100\% = 0,07\% < 0,5\%, \quad (3.76)$$

3.11 Определение расхода пара на турбину

Расход пара на турбину определяется по формуле:

$$G_0 = \frac{N_g \cdot 10^3}{[H_i \cdot \eta_m \cdot \eta_e \cdot (1 - \sum \alpha_j \cdot Y_j)]}, \quad (3.77)$$

где все входящие в формулу величины определены ранее.

$$\sum \alpha_j Y_j = 0,0987 \cdot 0,787 + 0,0717 \cdot 0,639 + 0,0871 \cdot 0,456 + 0,06822 \cdot 0,521 + 0,10133 \cdot 0,416 + 0,0766 \cdot 0,299 + 0,0544 \cdot 0,173 = 0,2732, \quad (3.78)$$

$$G_0 = \frac{150 \cdot 10^3}{[1528,1 \cdot 0,99 \cdot 0,99 \cdot (1 - 0,2732)]} = 137,8 \text{ кг/с},$$

$$\delta G_0 = \frac{|136,5 - 137,8|}{136,5} \cdot 100\% = 0,9\% < 2\%,$$

Переводим относительные расходы в абсолютные:

$$G_1 = \alpha_1 \cdot G_0 = 0,0987 \cdot 137,8 = 13,6 \text{ кг/с}, \quad (3.79)$$

$$G_3 = \alpha_3 \cdot G_0 = 0,0717 \cdot 137,8 = 9,9 \text{ кг/с}, \quad (3.80)$$

$$G_4 = \alpha_4 \cdot G_0 = 0,0682 \cdot 137,8 = 9,39 \text{ кг/с}, \quad (3.81)$$

$$G_5 = \alpha_5 \cdot G_0 = 0,0871 \cdot 137,8 = 12 \text{ кг/с}, \quad (3.82)$$

$$G_6 = \alpha_6 \cdot G_0 = 0,1013 \cdot 137,8 = 13,96 \text{ кг/с}, \quad (3.83)$$

$$G_7 = \alpha_7 \cdot G_0 = 0,0766 \cdot 137,8 = 10,6 \text{ кг/с}, \quad (3.84)$$

$$G_8 = \alpha_8 \cdot G_0 = 0,0544 \cdot 137,8 = 7,49 \text{ кг/с}, \quad (3.85)$$

$$G_k = \alpha_k \cdot G_0 = 0,441 \cdot 137,8 = 60,76 \text{ кг/с}, \quad (3.86)$$

3.12 Проверка мощности

Правильность расчета расходов можно определить по расчетной электрической мощности.

$$N'_9 = G_0 \cdot (\alpha_k \cdot H_i + \sum \alpha_j \cdot H_j) \cdot \eta_m \cdot \eta_2, \quad (3.87)$$

$$\sum \alpha_j \cdot H_j = 0,0987 \cdot 325,1 + 0,0717 \cdot 551,2 + 0,0871 \cdot 832 + 0,0682 \cdot 0,521 + 0,1013 \cdot 892,7 + 0,0766 \cdot 1071,7 + 0,0544 \cdot 1264 = 435,21 \text{ кг/с}, \quad (3.88)$$

$$N'_9 = 137,8 \cdot (0,441 \cdot 1528,1 + 435,21) \cdot 0,99 \cdot 0,99 = 149793 \text{ кВт},$$

$$\delta N = \frac{|150000 - 149793|}{150000} \cdot 100\% = 0,13\% < 1\%,$$

3.13 Уточнение значений давления пара в отборах по уравнению Стодола-Флюгеля

Расходы пара по отсекам турбины до модернизации тепловой схемы:

$$G_I = G_0 = 441 \text{ т/ч};$$

$$G_{II} = 397,44 \text{ т/ч};$$

$$G_{III} = 365,76 \text{ т/ч};$$

$$G_V = 357,48 \text{ т/ч};$$

$$G_{VI} = 331 \text{ т/ч};$$

$$G_{VII} = 313 \text{ т/ч};$$

$$G_{VIII} = 278 \text{ т/ч}.$$

Расходы пара по отсекам турбины после модернизации:

$$G_I = G_0 = 496 \text{ т/ч};$$

$$G_{II} = 447 \text{ т/ч};$$

$$G_{III} = 411,4 \text{ т/ч};$$

$$G_{IV} = 377,6 \text{ т/ч};$$

$$G_V = 335 \text{ т/ч};$$

$$G_{VI}=284,2 \text{ т/ч};$$

$$G_{VII}=246,1 \text{ т/ч};$$

$$G_{VIII}=219 \text{ т/ч}.$$

Уравнение Стодола-Флюгеля для конденсационной турбины:

$$d_0 = \frac{G}{G_0} = \frac{P_{01}}{P_{00}}, [4, 91,] \quad (3.89)$$

где P_{00} – давление пара, соответствующее расчетному расходу пара G_0 ;

P_{01} – давление пара, соответствующее новому расходу пара G .

$$P_{01}=d_{0I} \cdot P_{001}=1,12 \cdot 3,4=3,8 \text{ МПа}, \quad (3.90)$$

$$P_{03}=d_{0II} \cdot P_{003}=1,12 \cdot 1,26=1,4 \text{ МПа}, \quad (3.91)$$

$$P_{05}=d_{0III} \cdot P_{005}=0,9 \cdot 0,46=0,41 \text{ МПа}, \quad (3.92)$$

$$P_{06}=d_{0V} \cdot P_{006}=0,93 \cdot 0,33=0,31 \text{ МПа}, \quad (3.93)$$

$$P_{07}=d_{0VI} \cdot P_{007}=0,86 \cdot 0,127=0,11 \text{ МПа}, \quad (3.94)$$

$$P_{08}=d_{0VII} \cdot P_{008}=0,79 \cdot 0,034=0,027 \text{ МПа}, \quad (3.95)$$

Давления в сетевых подогревателях

$$P_{ni} = (0,92 \div 0,95) \cdot P_{omoi}, \quad (3.96)$$

$$P_{04}^{IIБ2} = (0,92 \div 0,95) \cdot 0,74 = 0,68 \div 0,703,$$

Принимаем $P_{04}^{IIБ2} = 0,68 \text{ МПа}$.

$$P_{05}^{IIБ2} = (0,92 \div 0,95) \cdot 0,41 = 0,38 \div 0,389,$$

Принимаем $P_{05}^{IIБ1} = 0,38 \text{ МПа}$,

$$P_{06}^{IIБ2} = (0,92 \div 0,95) \cdot 0,31 = 0,29 \div 0,3,$$

Принимаем $P_{06}^{IIБ2} = 0,29 \text{ МПа}$,

$$P_{07}^{IIБ1} = (0,92 \div 0,95) \cdot 0,11 = 0,1012 \div 0,105,$$

Принимаем $P_{07}^{ПБ1} = 0,1013 \text{ МПа}$,

При построении температурного графика теплосети (п.3.2.) были определены температуры сетевой воды на выходе из сетевых подогревателей, температуры насыщения и давления в сетевых подогревателях.

$$t_s^{ОБ1} = 90 + 10 = 100^\circ\text{C}, \quad P_s^{ОБ1} = 0,1013 \text{ МПа},$$

$$t_s^{ОБ2} = 110 + 10 = 120^\circ\text{C}, \quad P_s^{ОБ2} = 0,1984 \text{ МПа},$$

$$t_s^{ПБ1} = 130 + 10 = 140^\circ\text{C}, \quad P_s^{ПБ1} = 0,36 \text{ МПа},$$

$$t_s^{ПБ2} = 150 + 10 = 160^\circ\text{C}, \quad P_s^{ПБ2} = 0,618 \text{ МПа},$$

Как видно из расчетов, значения давлений, полученные при изменившемся расходе пара, изменились незначительно и удовлетворяют условиям подключения сетевых подогревателей к данным отборам.

3.14 Расчет показателей тепловой экономичности

Основными отчетными показателями ТЭС являются удельные расходы условного топлива на отпущенные электро-и теплоэнергию.

Тепловая нагрузка парогенератора:

$$Q_{ПГ} = G_0 \cdot [(\alpha_{ПГ} \cdot (h_0 - h_{нс}) + \alpha_{пн} \cdot \Delta h_{пн})], \quad (3.97)$$

где h_0 , $h_{пв}$ – энтальпии пара на входе в турбину, питательной воды на входе в парогенератор, кДж/кг;

$\alpha_{ПГ}$ – относительный расход пара из парогенератора;

$\alpha_{пн}$ – относительный расход пара через промежуточный пароперегреватель;

$\Delta h_{пн}$ – повышение энтальпии в промежуточном пароперегревателе.

$$Q_{ПГ} = 137,8 \cdot [1,05 \cdot (3460,9 - 1016,2) + 0,9013 \cdot 420,6] = 405962 \text{ кВт}$$

Полная тепловая нагрузка турбоустановки:

$$Q_{ТУ} = G_0 \cdot [(\alpha_{мв} + \alpha_{дв}) \cdot (h_0 - h_{нс}) + \alpha_{пн} \cdot \Delta h_{пн} + \alpha_{ДВ} (h_{дв} - h_{нс})], \quad (3.98)$$

где $\alpha_{ДВ}$ – относительный расход добавочной воды;

$h_{дв}$ – энтальпия добавочной воды.

$$Q_{ТУ} = 137,8 \cdot [(1 + 0,04) \cdot (3460,9 - 1016,2) + 0,9013 \cdot 420,6 +$$

$$+ 0,01 \cdot (126 - 1016,2)] = 401366 \text{ кВт}$$

Тепловая нагрузка турбоустановки на отопление:

$$Q_T = \frac{Q_{om}^{cn}}{\eta_n} = \frac{93000}{0,98} \text{ кВт}, \quad (3.99)$$

где Q_{om}^{cn} – тепловая нагрузка сетевых подогревателей

Тепловая нагрузка турбоустановки по производству электроэнергии: (3.100)

$$Q_{TV}^3 = Q_{TV} - Q_T = 401366 - 94898 = 306468 \text{ кВт},$$

КПД турбоустановки по производству электроэнергии: (3.101)

$$\eta_{my}^3 = \frac{N_3'}{Q_{my}^3} = \frac{149793}{306468} = 0,489,$$

КПД трубопроводов: (3.102)

$$\eta_{mp} = \frac{Q_{TV}}{Q_{ПГ}} = \frac{401366}{405962} = 0,9887,$$

КПД станции по отпуску электроэнергии: (3.103)

$$\eta_c^3 = \eta_{my}^3 \cdot \eta_{my} \cdot \eta_{nc} \cdot (1 - k_{cn}) = 0,489 \cdot 0,9887 \cdot 0,9 \cdot (1 - 0,04) = 0,418,$$

Удельный расход условного топлива по отпуску электроэнергии:

$$b_3^{omn} = \frac{123}{\eta_c^3} = \frac{123}{0,418} = 294,25 \text{ г.у.т. / кВт} \cdot \text{ч}, \quad (3.104)$$

КПД станции по отпуску теплоты: (3.105)

$$\eta_c^m = \eta_{nc} \cdot \eta_{mp} \cdot \eta_n = 0,9 \cdot 0,9887 \cdot 0,98 = 0,872,$$

Удельный расход условного топлива по отпуску теплоты:

$$b_m^{omn} = \frac{34,1}{\eta_c^m} = \frac{34,1}{0,872} = 39,1 \text{ кг.у.т. / ГДж}, \quad (3.106)$$

Таблица 3.3 - Сравнение показателей тепловой экономичности до и после модернизации

Показатели	До модернизации	После модернизации
Тепловая нагрузка парогенератора, кВт	360888	405962
Полный расход тепла на турбоустановку, кВт	356802	401366
Расход тепла на турбоустановку по производству электроэнергии	342516	306468

КПД турбоустановки по производству электроэнергии	0,438	0,489
КПД трубопроводов	0,9887	0,9887
КПД блока по отпуску электроэнергии	0,3742	0,418
Удельный расход условного топлива по отпуску электроэнергии, т.у.т./кВт·ч	328,7	294,25

4 Выбор основного и вспомогательного оборудования паротурбинной установки

4.1 Выбор парогенератора

По паропроизводительности $D=1,05 \cdot 3,6 \cdot 137,8=520,88$ т/ч выбираем 2 прямоточных котла с промперегревом ПК-24 с характеристиками: паропроизводительность 270 т/ч; температура пара 545 °С, абсолютное давление 13 МПа, температура промежуточного перегрева пара 545 °С [5, табл. 3.3, с 143].

4.2 Выбор насосов

Питательные насосы

Выбираются на подачу питательной воды при максимальной мощности блока с запасом не менее 5 %. Расчетный напор питательного насоса должен превышать давление пара на выходе из котла с учетом потерь давления в тракте и необходимой высоты подъема воды.

$$H = \frac{\Delta P}{\rho \cdot g}, \quad (4.1)$$

где $\Delta P = P_{\text{вых}} - P_{\text{вх}}$ – разница давлений на выходе и входе насоса.

$$P_{\text{вых}} = P_0^k + \Delta P_{\text{ПК}} + P_c, \quad (4.2)$$

где $P_0^k = 13 \text{ МПа}$ – давление в котле;

$\Delta P_{\text{ПК}} = 0,5 \text{ МПа}$ – запас давления на открытие предохранительных клапанов.

$$P_c = P_{\text{КПП}} + P_{\text{ТР}} + P_{\text{ПВД}} + P_{\text{ЭК}}, \quad (4.3)$$

$$P_c = 0,1 + 0,2 + 0,45 + 0,55 = 1,3 \text{ МПа}$$

где $P_{\text{КПП}} = 0,1 \text{ МПа}$ – сопротивление клапана питания котла,

$P_{\text{ТР}} = 0,2 \text{ МПа}$ – сопротивление трубопроводов от насоса до котла,

$P_{\text{ЭК}} = 0,55 \text{ МПа}$ – сопротивление экономайзера котла,

$P_{\text{ПВД}} = 0,45 \text{ МПа}$ – гидравлическое сопротивление ПВД.

$$P_{\text{вых}} = 13 + 0,5 + 1,3 = 14,8 \text{ МПа},$$

$$P_{\text{вх}} = P_d - P_c^{\text{БК}} = 0,6 - 0,01 = 0,59 \text{ МПа} \quad (4.5)$$

$$\Delta P = 14,8 - 0,59 = 14,2 \text{ МПа},$$

$$H = \frac{14,2 \cdot 10^6}{905,5 \cdot 9,8} = 1601 \text{ м.вод.ст}$$

Максимальная подача питательного насоса

$$V = 1,05 \cdot G \cdot \nu \cdot 3600 = 1,05 \cdot 141,5 \cdot 0,00109 \cdot 3600 = 583 \text{ м}^3 / \text{ч}, \quad (4.6)$$

Выбираем 2 питательных насоса ПЭ-580-180/200.

Конденсатные насосы.

Выбирают с одним резервным насосом: два насоса с подачей, равной 100% полной или три насоса с подачей, равной 50 %. Расчетная подача конденсатных насосов определяется по формуле:

$$G_K = 1,2 \cdot G_K^{\text{max}} = 1,2 \cdot 77,5 = 93 \text{ кг} / \text{с} \quad (4.7)$$

Подача конденсатного насоса:

$$V = G_K \cdot \nu \cdot 3600 = 1,05 \cdot 93 \cdot 0,001 \cdot 3600 = 352 \text{ м}^3 / \text{ч}, \quad (4.8)$$

Напор КН определяем по формуле:

$$H_{KH} = k \cdot [H_{\Gamma} + 9,8 \cdot (P_{\text{д}} - P_{\text{к}}) + H_c], \quad (4.9)$$

где H_{Γ} – высота подъема воды от уровня в конденсаторе до деаэратора, м;

H_c – суммарное гидравлическое сопротивление во всасывающей и нагревательных линиях.

$$H_c = 4 \cdot H_{\text{ПВД}} + H_{\text{ТР}} + H_{\text{ОВ}} + H_{\text{ПТ.КЛ}} = 4 \cdot 7,5 + 5,5 + 1,5 + 4,0 = 41 \text{ м.вод.ст}, \quad (4.10)$$

$$H_{KH} = 1,2 \cdot [18 + 9,8 \cdot (0,6 - 0,0034) + 41] = 77 \text{ м.вод.ст}$$

Выбираем 2 конденсатных насоса КСВ-500-150.

Сетевые насосы

Установка сетевых насосов возможна в виде насосной группы без привязки к конкретным турбинам. В этом случае резервный насос устанавливается при числе рабочих насосов не более трех. При большем числе работающих насосов резервный не требуется.

Расчетная подача сетевых насосов определяется по формуле

$$V = 1,2 \cdot G_{\text{СВ}} \cdot \nu \cdot 3600 = 1,2 \cdot 276,13 \cdot 0,00109 = 1300 \text{ м}^3 / \text{ч}, \quad (4.11)$$

Выбираем 3 сетевых насоса 10НМК-2с характеристиками: производительность - 720 м³/час, напор - 170 м.в.ст..

4.3 Выбор деаэратора питательной воды

Суммарная производительность деаэраторов выбирается по максимальному расходу питательной воды. На каждый блок устанавливается, по возможности, один деаэратор с одной или двумя колонками с рабочим давлением 0,59-1,29 МПа. Емкость баков деаэраторов должна быть на 15%

больше запаса питательной воды, который составляет: для блочных электростанций не менее 3÷5 минут, для электростанций с поперечными связями - не менее 7 минут работы при остановке конденсатных насосов.

Номинальная производительность деаэратора:

$$G_D = G_{ПВ} \cdot 3,6 = 1,05 \cdot 137,8 \cdot 3,6 = 507 \text{ м}^3 / \text{ч}, \quad (4.12)$$

Емкость бака:

$$V_{бака} = 1,15 \cdot G_D \cdot \nu \cdot 3,5 \cdot 60 = 1,15 \cdot 140,7 \cdot 0,0011 \cdot 3,5 \cdot 60 = 37,19 \text{ м}^3, \quad (4.13)$$

где ν - удельный объем воды, $\nu = f(P_D, t_D) = f(0,6 \text{ МПа}; 158,8^\circ \text{C}) = 0,0011 \text{ м}^3 / \text{кг}$.

Выбираем деаэратор ДП - 500М - 2 ;

Номинальная производительность – 138,9 кг/с.

Вместе с деаэратором выбираем бак типа БДП-65-1-3.

4.4 Выбор регенеративных подогревателей

Как правило, применяется одноконтурная схема подогревателей; на каждый регенеративный отбор должен устанавливаться один корпус подогревателя. В энергоблоках ТЭС и АЭС применяются поверхностные и смешивающие регенеративные подогреватели; смешивающие используются в качестве подогревателей низкого давления.

Регенеративные подогреватели выбираются в соответствии с давлением по паровой и водяной стороне, расходом воды и поверхностью нагрева, которая определяется в результате теплового расчета подогревателя на основании данных расчета тепловой схемы.

Подогреватели низкого давления

ПНД-1

Рабочее давление воды в трубной системе: $P_{ПВ} = 1 \text{ МПа}$.

Рабочее давление пара в корпусе: $P_{П1} = 0,032 \text{ МПа}$.

$$G_{OK} = 91,6 \text{ кг} / \text{с}$$

$$\Delta t_{CP,Л} = \frac{\Delta t_{\delta} - \Delta t_m}{\ln \frac{\Delta t_{\delta}}{\Delta t_m}}, \quad (4.14)$$

$$\Delta t_{CP,Л} = \frac{(70,6 - 32) - (70,6 - 67,6)}{\ln \left(\frac{38,6}{3} \right)} = 13,96^\circ \text{C};$$

$$Q = 91,6 - 4,21 \cdot (67,6 - 32) = 13969,03 \text{ кВт}$$

$$F = \frac{Q}{k \cdot \Delta t_{CP.L}} = \frac{13696,032}{3 \cdot 13,96} = 327 \text{ м}^2, \quad (4.15)$$

где k – коэффициент теплопередачи. Принимаем $k = 3 \text{ кВт/м}^2 \text{ } ^\circ\text{C}$
 Выбираем ПН-250-4

ПНД-2

Рабочее давление воды в трубной системе: $P_{ПВ} = 1 \text{ МПа}$.

Рабочее давление пара в корпусе: $P_{П1} = 0,121 \text{ МПа}$.

$$G_{OK} = 91,6 \text{ кг} / \text{с}$$

$$\Delta t_{CP.L} = \frac{\Delta t_{\delta} - \Delta t_{\text{м}}}{\ln \frac{\Delta t_{\delta}}{\Delta t_{\text{м}}}} \quad (4.16)$$

$$\Delta t_{CP.L} = \frac{(105 - 67,6) - (105 - 102)}{\ln \left(\frac{37,4}{3} \right)} = 13,23^\circ\text{C}$$

$$Q = 91,6 - 4,21 \cdot (102 - 67,6) = 13234 \text{ кВт}$$

$$F = \frac{Q}{k \cdot \Delta t_{CP.L}} = \frac{13234}{3 \cdot 13,23} = 323 \text{ м}^2 \quad (4.17)$$

где k – коэффициент теплопередачи. Принимаем $k = 3 \text{ кВт/м}^2 \text{ } ^\circ\text{C}$
 Выбираем ПН-250-4

ПНД-3

Рабочее давление воды в трубной системе: $P_{ПВ} = 1 \text{ МПа}$.

Рабочее давление пара в корпусе: $P_{П1} = 0,313 \text{ МПа}$.

$$G_{OK} = 105 \text{ кг} / \text{с}$$

$$\Delta t_{CP.L} = \frac{\Delta t_{\delta} - \Delta t_{\text{м}}}{\ln \frac{\Delta t_{\delta}}{\Delta t_{\text{м}}}} \quad (4.18)$$

$$\Delta t_{CP.L} = \frac{(135 - 102) - (135 - 132)}{\ln \left(\frac{33}{3} \right)} = 12,67^\circ\text{C}$$

$$Q = 105 - 4,21 \cdot (132 - 102) = 13230 \text{ кВт}$$

$$F = \frac{Q}{k \cdot \Delta t_{CP,Л}} = \frac{13230}{3 \cdot 12,67} = 348 \text{ м}^2 \quad (4.19)$$

где k – коэффициент теплопередачи. Принимаем $k = 3 \text{ кВт/м}^2 \text{ } ^\circ\text{C}$
 Выбираем ПН-250-4

ПНД-4

Рабочее давление воды в трубной системе: $P_{ПВ} = 1 \text{ МПа}$.

Рабочее давление пара в корпусе: $P_{П1} = 0,437 \text{ МПа}$.

$$G_{OK} = 105 \text{ кг/с}$$

$$\Delta t_{CP,Л} = \frac{\Delta t_{\delta} - \Delta t_{\text{м}}}{\ln \frac{\Delta t_{\delta}}{\Delta t_{\text{м}}}},$$

$$\Delta t_{CP,Л} = \frac{(143,8 - 132) - (146,8 - 143,8)}{\ln \left(\frac{14,8}{3} \right)} = 7,4^\circ\text{C}$$

$$Q = 105 - 4,21 \cdot (143,8 - 132) = 5203 \text{ кВт}$$

$$F = \frac{Q}{k \cdot \Delta t_{CP,Л}} = \frac{5203,8}{3 \cdot 7,4} = 234 \text{ м}^2$$

где k – коэффициент теплопередачи. Принимаем $k = 3 \text{ кВт/м}^2 \text{ } ^\circ\text{C}$
 Выбираем ПН-250-4

Выбор подогревателей высокого давления

ПВД-1

Рабочее давление воды в трубной системе: $P_{ПВ} = 17 \text{ МПа}$.

Рабочее давление пара в корпусе: $P_{П1} = 1,2 \text{ МПа}$.

$$G_{OK} = 141,5 \text{ кг/с}$$

$$\Delta t_{CP,Л} = \frac{\Delta t_{\delta} - \Delta t_{\text{м}}}{\ln \frac{\Delta t_{\delta}}{\Delta t_{\text{м}}}},$$

$$\Delta t_{CP,Л} = \frac{(194,7 - 158,8) - (194,7 - 191,7)}{\ln \left(\frac{35,9}{3} \right)} = 13,25^\circ\text{C}$$

$$Q = 141,5 - 4,21 \cdot (191,7 - 158,8) = 19552 \text{ кВт}$$

$$F = \frac{Q}{k \cdot \Delta t_{CP,Л}} = \frac{19552}{2,5 \cdot 13,25} = 590 \text{ м}^2$$

где k – коэффициент теплопередачи. Принимаем $k = 2,5 \text{ кВт/м}^2 \text{ } ^\circ\text{C}$
Выбираем ПВ-425/230-1

ПВД-2

Рабочее давление воды в трубной системе: $P_{ПВ} = 17 \text{ МПа}$.

Рабочее давление пара в корпусе: $P_{П1} = 3,23 \text{ МПа}$.

$$G_{OK} = 141,5 \text{ кг/с},$$

$$\Delta t_{CP,Л} = \frac{\Delta t_{\delta} - \Delta t_{\text{м}}}{\ln \frac{\Delta t_{\delta}}{\Delta t_{\text{м}}}},$$

$$\Delta t_{CP,Л} = \frac{(238 - 191,7) - (238 - 235)}{\ln \left(\frac{46,3}{3} \right)} = 15,95^\circ\text{C}$$

$$Q = 141,5 - 4,21 \cdot (235 - 191,7) = 25733 \text{ кВт}$$

$$F = \frac{Q}{k \cdot \Delta t_{CP,Л}} = \frac{25733}{2,5 \cdot 15,95} = 645 \text{ м}^2$$

где k – коэффициент теплопередачи. Принимаем $k = 2,5 \text{ кВт/м}^2 \text{ } ^\circ\text{C}$
Выбираем ПВ-425/230-1

4.5 Выбор сетевых подогревателей

ПБ-2

Номинальный расход воды: $G_{CB} = 276,13 \text{ кг/с}$;

Номинальный расход пара: $G_{ВСП} = 9,39 \text{ кг/с}$;

Рабочее давление воды в трубной системе $P_{CB} = 1 \text{ МПа}$;

Рабочее давление пара в корпусе: $P_{ВСП} = 0,62 \text{ МПа}$

$$\Delta t_{CP,Л} = \frac{\Delta t_{\delta} - \Delta t_{\text{м}}}{\ln \frac{\Delta t_{\delta}}{\Delta t_{\text{м}}}},$$

$$\Delta t_{CP,Л} = \frac{(160 - 130) - (160 - 150)}{\ln \left(\frac{30}{10} \right)} = 18,2^\circ\text{C}$$

Поверхность теплообмена:

$$F = \frac{Q}{k \cdot \Delta t_{CP,Л}} = \frac{23249,98}{2,5 \cdot 18,2} = 425 \text{ м}^2$$

где κ – коэффициент теплопередачи. Принимаем $\kappa = 3 \text{ кВт/м}^2 \text{ } ^\circ\text{C}$.

Выбираем ПСВ-500-14-23 [5, с.425].

Характеристики подогревателя: давление пара 1.47 МПа; температура пара 197.4 $^\circ\text{C}$; номинальный расход пара 45 кг/с; давление воды 2.35 МПа; температура воды на входе 120-130 $^\circ\text{C}$; температура воды на выходе 180 $^\circ\text{C}$; номинальный расход воды 416,7 кг/с.

ПБ-1

Номинальный расход воды: $G_{CB} = 276,13 \text{ кг/с}$;

Номинальный расход пара: $G_{BCП} = 9,31 \text{ кг/с}$;

Рабочее давление воды в трубной системе $P_{CB} = 1 \text{ МПа}$;

Рабочее давление пара в корпусе: $P_{BCП} = 0,36 \text{ МПа}$

$$\Delta t_{CP,Л} = \frac{\Delta t_{\delta} - \Delta t_{м}}{\ln \frac{\Delta t_{\delta}}{\Delta t_{м}}},$$

$$\Delta t_{CP,Л} = \frac{(140 - 110) - (140 - 130)}{\ln \left(\frac{30}{10} \right)} = 18,2^\circ\text{C}$$

Поверхность теплообмена:

$$F = \frac{Q}{k \cdot \Delta t_{CP,Л}} = \frac{23249,98}{3 \cdot 18,2} = 426 \text{ м}^2$$

где κ – коэффициент теплопередачи. Принимаем $\kappa = 3 \text{ кВт/м}^2 \text{ } ^\circ\text{C}$.

Выбираем ПСВ-500-14-23 [5, табл. 5.34, с. 425].

Характеристики подогревателя: давление пара 1.47 МПа; температура пара 197.4 $^\circ\text{C}$; номинальный расход пара 45 кг/с; давление воды 2.35 МПа; температура воды на входе 120-130 $^\circ\text{C}$; температура воды на выходе 180 $^\circ\text{C}$; номинальный расход воды 416,7 кг/с.

ОБ-2

Номинальный расход воды: $G_{CB} = 276,13 \text{ кг/с}$;

Номинальный расход пара: $G_{BCП} = 8,9 \text{ кг/с}$;

Рабочее давление воды в трубной системе $P_{CB} = 1 \text{ МПа}$;

Рабочее давление пара в корпусе: $P_{BCП} = 0,2 \text{ МПа}$

$$\Delta t_{CP,Л} = \frac{\Delta t_{\delta} - \Delta t_{м}}{\ln \frac{\Delta t_{\delta}}{\Delta t_{м}}},$$

$$\Delta t_{CP,Л} = \frac{(120 - 90) - (120 - 110)}{\ln \left(\frac{30}{10} \right)} = 18,2^\circ\text{C}$$

Поверхность теплообмена:

$$F = \frac{Q}{k \cdot \Delta t_{CP,Л}} = \frac{23249,98}{3 \cdot 18,2} = 426,6 \text{ м}^2$$

где k – коэффициент теплопередачи. Принимаем $k = 3 \text{ кВт/м}^2 \text{ } ^\circ\text{C}$.

Выбираем ПСВ-500-3-23 [5, с. 425].

Характеристики подогревателя: давление пара 0,37 МПа; температура пара 142,9 $^\circ\text{C}$; номинальный расход пара 28,47 кг/с; давление воды 2,35 МПа; температура воды на входе 70-95 $^\circ\text{C}$; температура воды на выходе 130 $^\circ\text{C}$; номинальный расход воды 416,7 кг/с.

ОБ-1

Номинальный расход воды: $G_{CB} = 276,13 \text{ кг/с}$;

Номинальный расход пара: $G_{BCП} = 8,9 \text{ кг/с}$;

Рабочее давление воды в трубной системе $P_{CB} = 1 \text{ МПа}$;

Рабочее давление пара в корпусе: $P_{BCП} = 0,2 \text{ МПа}$

$$\Delta t_{CP,Л} = \frac{\Delta t_{\delta} - \Delta t_{\text{м}}}{\ln \frac{\Delta t_{\delta}}{\Delta t_{\text{м}}}},$$

$$\Delta t_{CP,Л} = \frac{(120 - 90) - (120 - 110)}{\ln \left(\frac{30}{10} \right)} = 18,2 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Поверхность теплообмена:

$$F = \frac{Q}{k \cdot \Delta t_{CP,Л}} = \frac{23249,98}{3 \cdot 18,2} = 426,6 \text{ м}^2$$

где k – коэффициент теплопередачи. Принимаем $k = 3 \text{ кВт/м}^2 \text{ } ^\circ\text{C}$.

Выбираем ПСВ-500-3-23 [5, с. 425].

Характеристики подогревателя: давление пара 0,37 МПа; температура пара 142,9 $^\circ\text{C}$; номинальный расход пара 28,47 кг/с; давление воды 2,35 МПа; температура воды на входе 70-95 $^\circ\text{C}$; температура воды на выходе 130 $^\circ\text{C}$; номинальный расход воды 416,7 кг/с.

4.6 Выбор электрогенератора

Выбираем по номинальной мощности электрогенератор типа ТВ2-150-2.

4.7 Выбор вспомогательных теплообменников

Конденсатор, основной эжектор, охладитель пара из концевых камер уплотнений выбираем из прототипа турбины К-160-130.

Конденсатор К-150-9115 – поверхностный;

Два основных пароструйных трехступенчатых эжектора типа ЭП-3-600-4;

Пусковой эжектор типа ЭП-1-80;
Эжектор уплотнений типа ЭУ-2;
Маслоохладители типа МО-53-4.

5 Расчет паропровода отборного пара

Исходные данные:

1. Расход пара в четвертый отбор: $G_4 = 9,39 \text{ кг/с} = 33,8 \text{ т/ч}$;
2. Давление пара в отборе: $P_4 = 7,42 \text{ бар}$
3. Температура пара в отборе: $t_4 = 378^\circ \text{C}$;
4. Длина трубопровода: $L_4 = 39,5 \text{ м}$.

Трубопроводы тепловых электростанций служат связями между отдельными элементами тепловой схемы (котлом и турбиной, вспомогательным оборудованием и т.д.)

В технический расчет трубопровода входит:

1. гидравлический расчет;
2. механический расчет;
3. расчет удлинений;
4. расчет компенсации;
5. расчет тепловой изоляции.

5.1 Гидравлический расчет

Целью гидравлического расчета является определение внутреннего диаметра трубопровода и потерь давления по длине трубопровода.

Внутренний диаметр трубопровода определяют по уравнению неразрывности потока пара, протекающего по сечению.

$$G_1 \cdot \varrho = F \cdot \omega \quad (5.1)$$

$$\varrho = f(P_1, t_1) = 0,069 \frac{\text{М}^3}{\text{кг}} - \text{объем пара, [4];}$$

$$F = \frac{\pi \cdot d_p^2}{4} - \text{площадь проходного сечения трубопровода;}$$

$$\omega = 20 \div 60 \frac{\text{М}}{\text{с}} - \text{скорость течения среды, [3];}$$

d_p - расчетный внутренний диаметр трубопровода;

$$d_p = \sqrt{\frac{4 \cdot G \cdot V}{\pi \cdot \omega}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 9,39 \cdot 0,3543}{3,14 \cdot 50}} = 0,292 \quad (5.2)$$

Выбираем стандартную трубу [4] по диаметру условного прохода $D_y = 300 \text{ мм}$, тогда $D_H \times S = 308 \times 4$ и $d_{BH} = D_H - 2 \cdot S = 308 - 2 \cdot 4 = 300 \text{ мм}$. А теперь надо уточнить скорость пара в отборе:

$$\omega = \frac{4 \cdot G_{П4} \cdot \varrho}{\pi (d_{BH})^2} = \frac{4 \cdot 9,39 \cdot 0,3546}{3,14 \cdot (0,3)^2} = \frac{13,319}{0,283} = 47,1 \text{ м/с} \quad (5.3)$$

Потери давления в паропроводе определяем по формуле:

$$\Delta P = \left(\lambda_{mp} \cdot \frac{L}{d_{BH}} + \sum \xi_m \right) \cdot \frac{\omega^2}{2 \cdot V} \cdot 10^{-6}, \quad (5.4)$$

где λ_{mp} - коэффициент, потерь на трение;

ξ_m - коэффициент, местного сопротивления.

Определяем режим течения потока:

$$Re_2 = \left(\frac{120 \cdot d_{BH}}{\Delta} \right)^{1,125} = \left(\frac{120 \cdot 300}{0,3} \right)^{1,125}, \quad (5.5)$$

$$Re_2 = \frac{\omega \cdot d_{BH}}{\nu} = \frac{47,1 \cdot 0,3}{9,0 \cdot 10^{-7}} = 15,7 \cdot 10^6 \quad (5.6)$$

где $\nu = f(P_1, t_1) = 9,0 \cdot 10^{-7} \frac{M^2}{c}$ - кинематическая вязкость среды.

При числах $Re > Re_2$, коэффициент λ_{mp} не зависит от числа Рейнольдса и определяется по формуле

$$\lambda_{mp} = \frac{1}{\left(1,14 + 2 \cdot \lg \left(\frac{d_{BH}}{\Delta} \right) \right)^2} = \frac{1}{\left(1,14 + 2 \cdot \lg \frac{300}{0,3} \right)^2} = 0,0196, \quad (5.7)$$

Коэффициент сопротивления прямого прохода:

Восемь поворотов на 90° : $\xi_{M1} = 8 \cdot 0,3 = 2,4$, [4];

Для входа пара в трубу: $\xi_{M2} = 0,5$, [4];

На паропроводе установлен один обратный клапан и запорная задвижка.

Обратный клапан: $\xi_{об.кл} = 0,4$, [4, с.205];

Запорная задвижка: $\xi_{зад} = 0,4$, [4, с.205];

$$\Delta P = \left(0,0196 \cdot \frac{39,45}{0,3} + 2,4 + 2 \cdot 0,4 + 0,5 \right) \frac{(47,1)^2 \cdot 10^{-6}}{2 \cdot 0,3546} = 0,0196 \text{ МПа}$$

5.2 Механический расчет

Целью механического расчета является определение толщины стенки трубопровода отвечающее условиям прочности. Трубопровод выполнен из стали 12Х1МФ.

Толщина стенки трубопровода:

$$s = \frac{P \cdot d_{BH}}{2 \cdot \varphi \cdot \delta_{дон} + P} + C, \quad (5.8)$$

где P - давление среды;

$\varphi = 1$ - коэффициент, прочности, учитывающий класс и марку стали, наличие и вид сварных швов, [5, с.200];

$\delta_{доп} = 142 \text{ МПа}$ - допускаемые напряжения в металле трубопровода, [5, с. 200];

C - прибавка к толщине;

$$C = C_1 + C_2 + C_3, \quad (5.9)$$

где C_1 прибавка, компенсирующая минусовое отклонение по толщине стенки полуфабриката, а также утонение при штамповке, равная $C_1 = 0,099 \cdot s_0$ - при минусовом отклонении на 10%;

C_2 прибавка, учитывающая искажение правильной геометрической формы окружности в сечении. Для паропроводов $C_2 = 0$;

C_3 прибавка, компенсирующая потери металла в эксплуатации за счет коррозии, эрозии и окалинообразования. Для паропроводов $C_3 = 0$;

s_0 - толщина стенки без учета прибавок:

$$s_0 = \frac{7,42 \cdot 0,3}{2 \cdot 1 \cdot 142 \cdot 7,42} = 0,0011 \text{ м},$$

$$C = 0,099 \cdot 0,0011 + 0 + 0 = 0,00011 \text{ м},$$

$$s = \frac{7,42 \cdot 0,3}{2 \cdot 1 \cdot 142 \cdot 7,42} = 0,00011 = 0,0022 \text{ м},$$

Стандартное значение толщины стенки для выбранного трубопровода:

$$S_{см} = 0,004 \text{ м};$$

Так как $S_{см} > S$, условие прочности выполняется.

5.3 Расчет изоляции трубопровода

Целью расчета изоляции является выбор типа изолирующего материала, определение потерь теплоты и диаметра изолированного трубопровода.

Температура на поверхности не должна превышать $t_{уз} = 48 \text{ }^\circ\text{C}$;

Температура пара равна $t_4 = 378 \text{ }^\circ\text{C}$, следовательно, по этой температуре выбираем изоляционный материал. Выбираем в качестве изолирующего материала – маты минераловатные с обкладкой металлической сеткой № 20 – 0,5, $\delta = 0,6 \text{ мм}$, так как максимальная температура использования составляет $570 \text{ }^\circ\text{C}$. В качестве покрывного слоя изоляционной конструкции принимаем лист из алюминиевых сплавов марки АД – Н толщиной $\delta_{н.с} = 0,7 \text{ мм}$.

Принимаем температуру окружающей среды:

$$t_{о.с} = 25 \text{ }^\circ\text{C}.$$

Средняя температура изоляции:

$$t_{CP} = \frac{t_{II} + t_{III}}{2} = \frac{378 + 48}{2} = 213^{\circ}C, \quad (5.10)$$

Коэффициент теплопроводности для минеральной ваты:

$$\lambda_{III} = 0,043 + 0,00022 \cdot t_{CP} = 0,043 + 0,00022 \cdot 213 = 0,089 \frac{Bm}{M \cdot K}; \quad (5.11)$$

Коэффициент теплоотдачи от стенки к окружающей среде:

$$\alpha_{не} = \alpha_{к} + \alpha_{u}, \quad (5.12)$$

где $\alpha_{к}$ - коэффициент теплоотдачи за счет конвекции;

α_{u} - коэффициент теплоотдачи за счет излучения.

Коэффициент теплоотдачи за счет конвекции:

$$\alpha_{к} = 1,82 \cdot \sqrt[3]{\Delta t}, \quad (5.13)$$

где Δt - разность между температурой поверхности изоляции и температурой окружающей среды:

$$\Delta t = t_{уз} - t_{oc} = 48 - 25 = 23^{\circ}C, \quad (5.14)$$

$$\alpha_{к} = 1,82 \cdot \sqrt[3]{23} = 5,176 \frac{Bm}{M^2 \cdot K}.$$

Коэффициент теплоотдачи за счет излучения:

$$\alpha_{u} = C_n \frac{\left(\frac{T_{уз}}{100}\right)^4 - \left(\frac{T_{oc}}{100}\right)^4}{t_{уз} - t_{oc}}, \quad (5.15)$$

где C_n - коэффициент, зависящий от материала покрывного слоя. Для алюминиевых сплавов $C_n = 1,2 \dots 2,0$, принимаем $C_n = 1,2$.

$$\alpha_{u} = 1,2 \cdot \frac{\left(\frac{(48 + 273)}{100}\right)^4 - \left(\frac{(25 + 273)}{100}\right)^4}{48 - 25} = 1,425 \frac{Bm}{M^2 \cdot K};$$

Коэффициент от стенки к окружающей среде равен

$$\alpha_{не} = 5,176 + 1,425 = 6,601 \frac{Bm}{M^2 \cdot K};$$

Тепловая потеря:

$$q = \alpha_{не} \cdot (t_{уз} - t_{oc}) = 6,601 \cdot (48 - 25) = 151,82 \frac{Bm}{M^2}, \quad (5.16)$$

Толщина изоляционного слоя:

(5.17)

Наружный диаметр трубопровода с изолирующим и покрывным слоем:

$$\delta_{н.из} = d_n + \delta_{из} + \delta_{п.с} = 308 + 2 \cdot 200 + 0,7 = 508,7, \quad (5.18)$$

Площадь изолированного трубопровода находим по формуле:

$$F = \pi \cdot d_{н.из} \cdot L = 3,14 \cdot 0,5087 \cdot 39,4 = 62,93 м^2, \quad (5.19)$$

5.4 Расчет тепловых удлинений паропровода

Целью данного расчета является определение удлинений трубопровода.

Тепловое удлинение одного метра трубопровода δ_t , определяем по формуле

$$\delta_t = \alpha \cdot (t - t_m), \quad (5.20)$$

где $\alpha = 13,0 \cdot 10^{-3} \frac{мм}{м \cdot ^\circ C}$, температурный коэффициент линейного расширения металла, из которого изготовлен трубопровод, [6, с.31];

$t_m = 25^\circ C$, начальная температура нагрева трубопровода, при которой ведется монтаж;

$t = 378^\circ C$, конечная температура нагрева трубопровода (температура транспортируемой среды).

$$\delta_t = 13,0 \cdot 10^{-3} \cdot (378 - 25) = 4,58 \frac{мм}{м}.$$

Удлинение трубопровода:

$$\Delta l = L \cdot \delta_t = 39,4 \cdot 4,58 = 180 мм, \quad (5.21)$$

5.5 Расчет самокомпенсации

Целью данного расчета является определение компенсационной способности трубопровода.

Оценка компенсирующей способности простого трубопровода (без ответвлений) с двумя неподвижными опорами по его концам производится по двум безразмерным параметрам.

$$1. X = \frac{L}{a} - 1, \quad (5.22)$$

где a - расстояние между неподвижными опорами.

$$a = \sqrt{X_e^2 + Y_e^2 + Z_e^2}, \quad (5.23)$$

где X_e^2, Y_e^2, Z_e^2 - координаты одной из неподвижных точек;

$$X_B = 1,6м;$$

$$Y_B = 11,2м;$$

$$Z_B = 12,3м.$$

$$a = \sqrt{1,6^2 + 11,2^2 + 12,3^2} = 16м;$$

$$X = \frac{39,4}{16} - 1 = 1,46.2.$$

$$2. Y = \frac{E \cdot \alpha \cdot t \cdot d_n}{\delta \cdot L}, \quad (5.24)$$

где $E = 197,0 \text{ кгс/см}^2$ - модуль упругости металла при расчетной температуре, [7, с.31].

$$Y = \frac{197,0 \cdot 16,0 \cdot 10^{-3} \cdot 378 \cdot 0,308}{1420 \cdot 39,4} = 0,0066$$

Чертеж трубопровода представлен на графическом листе.

6 Компоновка нового оборудования в машзале

Главным корпусом тепловой электростанции называют главное ее здание, внутри которого размещается основное и связанное с ним вспомогательное энергетическое оборудование, осуществляющее главный технологический процесс преобразования теплоты сгорания топлива в электрическую энергию.

Компоновка нового оборудования в машзале, компонуется следующим образом. По ряду «А» между седьмой и десятой осями устанавливаем четыре сетевых подогревателя, последовательной схемой включения (один за другим). Для удобства эксплуатации и обслуживания регулирующей арматуры предусматриваются специальные площадки и лестницы с перилами высотой 1,1 метра.

Конденсатные насосы вертикального типа устанавливаем непосредственно под сетевыми подогревателями на отметке «0». Сетевые насосы устанавливаются перпендикулярно оси турбины.

Компоновочные решения по месту установки изображены на компоновочных чертежах.

7 Техничко-экономические расчеты

Техничко–экономические расчеты проводятся с целью определения капитальных затрат на строительство, реконструкцию и определения срока окупаемости. В технико-экономических расчетах использованы данные ПТО, ТТЦ, и ОППР Иркутской ТЭЦ-10.

7.1 Исходные данные

Теплота сгорания мазута $Q_{н м}^p=9248,00$ ккал/кг;

Теплота сгорания угля $Q_{н у}^p=3796,20$ ккал/кг;

Цена мазута (на 06.2016) $C_m=13455,19$ руб/т;

Цена угля (на 06.2016) $C_y=684,59$ руб/т.

7.2 Расчет экономических показателей

Для определения эффективности данного проекта используем метод оценки эффективности инвестиций по сроку окупаемости, не учитывающий дисконтирования, исходя из предположения, что затраты вкладываются в объект за период, равный одному году.

Критерии эффективности рассчитываются в этом случае по экономическим показателям первого года эксплуатации, легко и сравнительно точно определяемым.

7.2.1 Капитальные затраты

Первоначальные затраты (капиталовложения) определяются как сумма средств, направляемых на модернизацию:

$$K_{\text{МОД}} = K_1 + K_2 + K_3 + K_4 + K_5 + K_6, \quad (9.1)$$

где $K_1=51668$ рублей – стоимость монтажа металлоконструкций бойлерной установки;

$K_2=576410$ рубля – стоимость монтажа трубопроводов конденсата;

$K_3=1386853$ рубля – стоимость монтажа паропроводов и трубопроводов сетевой воды;

$K_4=109100$ рублей – стоимость монтажа бойлерной установки;

$K_5=252343$ рублей – стоимость монтажа трубопроводов дренажа и воздушников охлаждения;

$K_6=7940300$ рублей – стоимость одного сетевого подогревателя типа ПСВ-500.

Все цены даны с учетом коэффициентов, учитывающим доплату за выполнение работ с вредными условиями труда в турбинном цехе $k=1,08$, коэффициентом, учитывающим доплаты в связи с применением районного коэффициента и северной надбавкой $k=1+0,3+0,3=1,6$ и с учетом погрузо-разгрузочных работ, 5,6%.

$$K_{\text{МОД}} = 51668 + 576410 + 1386853 + 109100 + 252343 + 4 \cdot 7940300 = 32244588 \text{ руб}$$

7.2.2 Экономия средств, полученная от замены топлива

Удельный расход топлива при отпуске тепла от водогрейных котлов ПТВМ – 100:

$$b_m^{\text{омн}} = 163,7 \text{ кг} / \text{Гкал}$$

Количество тепла, отпущенного от водогрейных котлов ПТВМ – 100:

$$Q_T = Q_{\text{от}}^{\text{сн}} \cdot \tau = 80 \cdot 475 = 38000 \text{ Гкал/год}, \quad (9.2)$$

где $\tau = 475$ часов – число часов работы пиковой котельной с полной нагрузкой $Q_{\text{от}}^{\text{сн}} = 80 \text{ Гкал/час}$ согласно СНиП 2.01.01-82 «Строительная климатология и геофизика».

Расход условного топлива (мазута) при отпуске тепла от водогрейных котлов ПТВМ – 100:

$$\alpha_{\text{не}} B_y^M = b_m^{\text{омн}} \cdot Q_T = 163,7 \cdot 38000 \cdot 10^{-3} = 6220,6 \text{ т.у.т/год}, \quad (9.3)$$

Расход натурального топлива (мазута) при отпуске тепла от водогрейных котлов ПТВМ – 100:

$$B_H^M = \frac{B_y^M \cdot 7000}{Q_{HM}^P} = \frac{6220,6 \cdot 7000}{9248} = 4708,5 \text{ т/год}, \quad (9.4)$$

Стоимость израсходованного топлива при отпуске тепла от водогрейных котлов ПТВМ – 100:

$$З_1 = Ц_1 \cdot B_H^M = 8200 \cdot 4708,5 = 38609700 \text{ руб/год} \quad (9.5)$$

Количество тепла, отпущенного от бойлерной установки с полной нагрузкой:

$$Q_T = Q_{om}^{cn} \cdot \tau = 80 \cdot 475 = 38000 \text{ Гкал/год}$$

где $\tau = 475$ часов – число часов работы бойлерной установки с полной нагрузкой
 $Q_{om}^{cn} = 80 \text{ Гкал/час}$ согласно СНиП 2.01.01-82 «Строительная климатология и геофизика».

Удельный расход условного топлива на отпуск тепла от бойлерной установки:

$$b_m^{omn} = 163 \text{ кг / Гкал} \quad (\text{пункт 3.13.10.})$$

Расход условного топлива на отпуск тепла от бойлерной установки:

$$B_y^y = b_m^{omn} \cdot Q_T = 163 \cdot 38000 \cdot 10^{-3} = 6194 \text{ т.у.м/год}.$$

Расход натурального топлива (угля) на отпуск тепла от бойлерной установки:

$$B_H^y = \frac{B_y^y \cdot 7000}{Q_{HM}^P} = \frac{6194 \cdot 7000}{3796,2} = 11421 \text{ т/год}, \quad (9.6)$$

Стоимость израсходованного топлива при отпуске тепла от бойлерной установки:

$$З_2 = Ц_2 \cdot B_H^y = 561,32 \cdot 11421 = 6410835 \text{ руб/год}, \quad (9.7)$$

Суммарная экономия $\Delta З^1$:

$$\Delta З^1 = З_1 - З_2 = 38609700 - 6410835,32 = 32198864 \text{ руб/год}, \quad (9.8)$$

Экономический эффект или снижение оплаты за выбросы

Рассчитаем количество выбросов оксидов серы SO_2 и SO_3 , в пересчете на SO_2 , для обоих видов топлива:

$$M_{SO_2} = 0.02 \cdot B \cdot S^P \cdot (1 - \eta_{SO_2}^1) \cdot (1 - \eta_{SO_2}^2), \quad (9.9)$$

где S^P – содержание серы в исходном топливе на рабочую массу,

$$S_y^P = 0,2\%; S_m^P = 0,475\%;$$

$\eta_{SO_2}^1$ - доля оксидов серы, связываемых в газовом тракте котла,

$$\eta_{so2y}^1=0,2; \eta_{so2m}^1=0,02;$$

$$\eta_{so2}^2 - \text{доля оксидов серы улавливаемая в золоуловителях, } \eta_{so2}^2 = 0;$$

B – расход топлива,

$$B^M = 10m / ч = 2,8кz / c$$

$$B^Y = 24m / ч = 6,7кz / c$$

$$M_{so2}^Y = 0,02 \cdot 6,7 \cdot 10^3 \cdot 0,2 \cdot (1-0,2) \cdot (1-0) = 21,44z / c = 0,07m / ч,$$

$$M_{so2}^M = 0,02 \cdot 2,8 \cdot 10^3 \cdot 0,2 \cdot (1-0,02) \cdot (1-0) = 26,1z / c = 0,093m / ч,$$

Экологические платежи за выбросы загрязняющих веществ:

$$P_M = P_1 \cdot \delta \cdot K_{уд} \cdot M_{so2}^M \cdot \tau = 1025 \cdot 0,093 \cdot 1,68 \cdot 1,3 \cdot 475 = 98890 \text{ руб/год}, \quad (9.10)$$

$$P_Y = P_2 \cdot \delta \cdot K_{уд} \cdot M_{so2}^Y \cdot \tau = 21 \cdot 0,07 \cdot 1,68 \cdot 1,3 \cdot 475 = 1524,9 \text{ руб/год}, \quad (9.11)$$

где P – экологические платежи, руб;

P_1 – норматив платы за выбросы (мазутная зола), руб, $P_1 = 1025 \text{ руб} / m$;

P_2 – норматив платы за выбросы (уголь), руб, $P_2 = 21 \text{ руб} / m$;

M – масса выброса, т/ч;

δ – коэффициент экологической ситуации района, $\delta = 1,68$;

$K_{уд}$ – коэффициент индексации норматива платы, $K_{уд} = 1,3$;

$\tau = 475 \text{ ч/год}$ – число часов работы в пиковом режиме.

Экономия за выбросы загрязняющих веществ

$$\Delta P = P_M - P_Y = 98890 - 1525 = 97365 \text{ руб/год}, \quad (9.12)$$

Экономия средств, полученная от экономии топлива на отпуск электрической энергии

Удельный расход условного топлива по отпуску электроэнергии в базовом режиме, г у. т.

$$b_3^{omn} = \frac{123}{\eta_c^3} = \frac{123}{0,3742} = 328,7z.y.m / кВт \cdot ч \text{ (пункт 2.12.8)} \quad (9.13)$$

Удельный расход условного топлива по отпуску электроэнергии в новом режиме, т. у. т.:

$$b_3^{omn} = \frac{123}{\eta_c^3} = \frac{123}{0,418} = 294,25z.y.m. / кВт \cdot ч \text{ (пункт 3.13.8.)}$$

Расход условного топлива (угля) на отпуск электроэнергии в базовом режиме:

$$B_Y^B = b_Y^B \cdot N_3 = 328,7 \cdot 150 \cdot 10^3 = 49,31m / ч \quad (9.14)$$

Расход условного топлива (угля) на отпуск электроэнергии в новом режиме:

$$B_y^H = b_y^H \cdot N_{\text{э}} = 294,25 \cdot 150 \cdot 10^3 = 44,14 \text{ м/ч} \quad (9.15)$$

Расход натурального топлива (угля) на отпуск электроэнергии в базовом режиме:

$$B_H^B = \frac{B_y^B \cdot 7000}{Q_{\text{НМ}}^P} \cdot \tau = \frac{49,31 \cdot 7000}{3796,2} \cdot 475 = 43189,4 \text{ м/год} \quad (9.16)$$

Расход натурального топлива (угля) на отпуск электроэнергии в новом режиме:

$$B_H^H = \frac{B_y^H \cdot 7000}{Q_{\text{НМ}}^P} \cdot \tau = \frac{44,14 \cdot 7000}{3796,2} \cdot 475 = 38661,16 \text{ м/год} \quad (9.17)$$

$$\Delta B = B_H^B - B_H^H = 43189,4 - 38661,6 = 4528,24 \text{ м/год} \quad (9.18)$$

Экономия от снижения расхода топлива на отпуск электроэнергии:

$$\Delta Z^2 = \Delta B \cdot C_{\text{в}} = 4528,24 \cdot 561,32 = 2541791,68 \text{ руб/год} \quad (9.19)$$

Суммарная экономия составляет

$$\text{Э} = \Delta Z^1 + \Delta P + \Delta Z^2 = 38609700 + 97365 + 2541792 = 41248857 \text{ руб/год} \quad (9.20)$$

Расчет показателей срока окупаемости проекта

Общая формула расчета срока окупаемости:

$$T_{\text{ок}} = \frac{K}{\text{Э}} = \frac{32162642,8}{41248857} = 0,78 \text{ года} = 9,35 \text{ мес} \quad (9.21)$$

7.3 Вывод

В результате экономических расчетов мы получили:

Капвложения в модернизацию $K_{\text{мод}} = 3224588 \text{ руб}$;

экономия средств, полученная от замены топлива $\Delta Z^1 = 32198864,68 \text{ руб}$.;

экономия за выбросы загрязняющих веществ $\Delta P = 97365 \text{ руб/год}$;

экономия от снижения расхода топлива на отпуск электроэнергии $\Delta Z^2 = 2541791,68 \text{ руб/год}$.

Срок окупаемости установки 0,78 года.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Модернизация тепловой схемы Иркутской ТЭЦ-10 в г.Ангарске с целью замещения тепловых мощностей пиковой водогрейной котельной на бойлерную установку, смонтированную на одном из блоков станции и запитанную от нерегулируемых отборов конденсационной турбины К-150-130, привела к ряду положительных эффектов, а именно:

- увеличение КПД блока по отпуску электроэнергии с 37 % до 42 %;
 - снижение удельного расхода условного топлива за счет выработки электроэнергии на тепловом потреблении с $329 \text{ г.у.т./кВт} \cdot \text{ч}$ до $294 \text{ г.у.т./кВт} \cdot \text{ч}$;
 - экономия средств за счет замены топлива на 32,2 млн. руб.;
 - уменьшение экологических платежей за счет уменьшения выброса серы.
- Ежегодная экономия станции при использовании проекта составляет 41,25 млн. руб., что значительно превышает капиталовложения, вложенные в модернизацию.

Таким образом, на основании проделанных расчетов можно сделать вывод, что модернизированная схема отпуска тепла наиболее выгодна по сравнению с базовым вариантом.

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ

1. Продукция и услуги: Иркутская ТЭЦ-10 Режим доступа [http://ru.wikipedia.org/wiki/Иркутская ТЭЦ-10](http://ru.wikipedia.org/wiki/Иркутская_ТЭЦ-10).
2. Продукция и услуги: г. Ангарск Режим доступа <http://ru.wikipedia.org/wiki/Ангарск>
3. Продукция и услуги: Краткая характеристика города Ангарска - Программа комплексного развития систем коммунальной инфраструктуры города Ангарска Режим доступа <http://rud.exdat.com/docs/index-670232.html?page=2>
4. Подборский Л.Н. Турбины тепловых и атомных электростанций: Методическое пособие к курсовому проектированию – Красноярск: ИПК СФУ, 2011. – 150 с.
5. Рыжкин В. Я. Тепловые электрические станции: Учебник для вузов/ Под ред. В. Я. Гиршвельда. – 3 – е изд., пераб. И доп. – М.: Энергоатомиздат, 1987. – 328 с.
6. Соколов Е.Я. Теплофикация и тепловые сети.-М.: Издательство МЭИ, 2001.-472 с.: ил.
7. Никитина И.К. Справочник по трубопроводам тепловых электростанций . – М.: Энергоатомиздат , 1983. – 176 с.
8. Технические материалы Иркутской ТЭЦ-10
9. Стерман Л.С., Лавыгин В.М.,Тишин С.Г. Тепловые и атомные электрические станции.- М.: МЭИ, 2004.-424 с.
10. Рихтер Л. А. и др. «Вспомогательное оборудование тепловых электростанций»: Учебное пособие для вузов /Рихтер Л. А., Елизаров Д. П., Лавыгин В. Н. – М.: Энергоатомиздат, 1987г. - 216с.
11. Григорьев В.А. Зорин В.М. Тепловые и атомные электрические станции. Справочник. - М.: Энергоиздат, 1982. - 624с
12. Никитина И.К. Справочник по трубопроводам тепловых электростанций . – М.: Энергоатомиздат , 1983. – 176 с.
13. Тепловые и атомные электрические станции. Справочник/Под общ.ред. В.А.Григорьева и В.М.Зорина / М.: Энергоиздат, 1982 – 624с.
14. Ривкин С. Л., Александров А.А. «Теплофизические свойства воды и пара». Энергия, 1980.- 424с.
15. Цыганок А. П., Михайленко С. А. Проектирование тепловых электрических станций: Учеб. пособие. – Красноярск, КрПИ, 1991.
16. Тепловой расчет котельных агрегатов (Нормативный метод)/ Под ред. Н. В. Кузнецова и др. – М.: Энергия, 1973.