

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

П о л и т е х н и ч е с к и й и н с т и т у т
Т е п л о в ы е э л е к т р и ч е с к и е с т а н ц и и

УТВЕРЖДАЮ

Заведующий кафедрой

_____ Е.А. Бойко

«___» _____ 2018 г.

БАКАЛАВРСКАЯ РАБОТА

13.03.01 «Теплоэнергетика и теплотехника»

Проект реконструкции Абаканской ТЭЦ

Руководитель	_____	<u>доцент, к.т.н.</u>	<u>А.П. Цыганок</u>
	подпись, дата		
Выпускник	_____		<u>Е.А. Вейт</u>
	подпись, дата		
Технический контроль	_____		<u>С.А. Михайленко</u>
	подпись, дата		
Нормоконтролер	_____		<u>П.В. Шишмарев</u>
	подпись, дата		

Красноярск 2018

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

П о л и т е х н и ч е с к и й и н с т и т у т
Т е п л о в ы е э л е к т р и ч е с к и е с т а н ц и и

УТВЕРЖДАЮ

Заведующий кафедрой

_____ Е.А. Бойко

«___» _____ 2018 г.

ЗАДАНИЕ
НА ВЫПУСКНУЮ КВАЛИФИКАЦИОННУЮ РАБОТУ
в форме _____ бакалаврской работы _____

Студенту Вейт Евгению Александровичу

(фамилия, имя, отчество студента)

Группа ЗФЭ 13-01Б Направление (специальность)

13.03.01

(код)

Теплоэнергетика и теплотехника

(наименование)

Тема выпускной квалификационной работы Проект реконструкции Абаканской ТЭЦ

Утверждена приказом по университету № 6748/с от 10 мая 2018 года

Руководитель ВКР А.П. Цыганок, доцент кафедры «ТЭС» ПИСФУ

(инициалы, фамилия, должность и место работы)

Исходные данные для ВКР объект реконструкции Абаканская ТЭЦ, турбоагрегат Т-100/120-130 ст.№2, режимные характеристики, условия эксплуатации, заводские и станционные инструкции по эксплуатации

Перечень разделов ВКР обоснование реконструкции Абаканской ТЭЦ, расчетная часть, изменения в системе регулирования, экономическая часть, охрана окружающей среды

Перечень графического материала

Лист 1. Промежуточный вал

Лист 2. Принципиальная тепловая схема турбины до реконструкции

Лист 3. Принципиальная тепловая схема турбины после реконструкции

Лист 4. Схема теплофикационной установки

Лист 5. Система регулирования

Руководитель ВКР _____

подпись

А.П. Цыганок

Задание принял к исполнению _____

подпись

Е.А. Вейт

« ____ » _____ 2018 г.

РЕФЕРАТ

Выпускная квалификационная работа по теме «Проект реконструкции Абаканской ТЭЦ» содержит 69 страниц текстового документа, 17 использованных источников, 5 листов графического материала.

ПАРОВАЯ ТУРБИНА, ТЕПЛОВАЯ СХЕМА, РЕКОСТРУКЦИЯ, ПРОТИВОДАВЛЕНИЕ, ТЕХНИКО-ЭКОНОМИЧЕСКИЕ ПОКАЗАТЕЛИ, ПРОМЕЖУТОЧНЫЙ ВАЛ, СИСТЕМА РЕГУЛИРОВАНИЯ, ОХРАНА ОКРУЖАЮЩЕЙ СРЕДЫ.

Объект реконструкции – филиал «Абаканская ТЭЦ» АО «Енисейская ТГК (ТГК-13)».

Цели реконструкции:

- увеличение тепловой мощности станции;
- повышение надежности теплоснабжения Абакана;
- повышение экономичности существующего оборудования.

В результате расчетов и анализа определен наиболее оптимальный вариант реконструкции Абаканской ТЭЦ.

Произведен расчет принципиальной тепловой схемы и технико-экономических показателей до и после реконструкции. Произведен механический расчет устанавливаемого промежуточного вала. Произведено сравнение с альтернативными вариантами реконструкции. Рассмотрена работа системы регулирования в режиме работы реконструируемой турбины с противодавлением. Произведена экономическая оценка реконструкции. Также рассмотрены вопросы охраны окружающей среды.

Полученные результаты расчётов показали техническую и экономическую привлекательность рассматриваемого варианта реконструкции Абаканской ТЭЦ.

СОДЕРЖАНИЕ

Введение.....	3
1 Технико-экономическое обоснование реконструкции.....	4
1.1 Краткая характеристика турбины и условия её эксплуатации.....	4
1.2 Обзор литературных данных.....	5
1.3 Обоснование реконструкции	6
2 Расчетная часть.....	7
2.1 Характеристика тепловой схемы и данные для расчета	7
2.2 Расчет принципиальной тепловой схемы до реконструкции	9
2.3 Расчёт технико-экономических показателей до реконструкции.....	26
2.4 Описание реконструкции	30
2.5 Расчёт принципиальной тепловой схемы после реконструкции	32
2.6 Расчёт технико-экономических показателей после реконструкции.....	42
2.7 Механический расчет промежуточного вала	44
2.8 Другие методы увеличения тепловой мощности.....	47
3 Изменения в системе регулирования	50
3.1 Общие описание системы регулирования турбины	50
3.2 Схема системы регулирования турбины и ее работа в режиме с противодавлением	51
4 Экономическая оценка эффективности проекта реконструкции ТЭС	55
4.1 Технико-экономическое обоснование.....	55
4.2 Расчёт капитальных вложений	56
4.3 Оценка экономической эффективности капитальных вложений	62
5 Охрана окружающей среды.....	65
5.1 Общие положения	65
5.2 Мероприятия по охране воздушного бассейна	65
5.3 Охрана водного бассейна	66
Заключение	68
Список использованных источников	69

ВВЕДЕНИЕ

Абаканская ТЭЦ - тепловая электрическая станция в г. Абакан, входит в состав АО «Енисейская ТГК (ТГК-13)».

Абаканская ТЭЦ является основным источником тепловой энергии города Абакана, Республики Хакасии.

При действующих нарастающих темпах строительства жилья и развития промышленности в городе Абакане возникает непрерывный рост тепловой нагрузки и потребность в тепловой энергии.

В настоящей работе рассмотрен вариант реконструкции Абаканской ТЭЦ с переводом турбоагрегата Т-100/120-130 ст.№2 на режим работы с противодавлением, что позволяет существенно повысить тепловую мощность. Противодавление организуется путём отключения цилиндра низкого давления, заменой ротора низкого давления промежуточным валом. Отбор пара на противодавление организован на дополнительно устанавливаемый подогреватель сетевой воды.

1 Технико-экономическое обоснование реконструкции

1.1 Краткая характеристика турбины и условия её эксплуатации

Турбоагрегат Т-100/120-130 ст.№2, производства ТМЗ г. Свердловск, введен в эксплуатацию в 1984 году. Турбина работает с генератором ТВФ-120-2У3 производства АО «ЭЛСИБ» с напряжением 10,5 кВ.

При работе по тепловому графику температура подогрева питательной воды составляет 235°С. Турбина имеет два теплофикационных отбора, осуществленных из цилиндра среднего давления (ЦСД), давление пара в отборах регулируется поворотной диафрагмой, установленной на выхлопе из ЦСД.

1.2 Обзор литературных данных

Современные ТЭЦ работают, как правило, на турбинах с отбором пара, основным преимуществом которых является возможность работы по независимому графику электрической и тепловой нагрузок, что было особенно важно при недостаточном развитии линий электропередачи.

В тепловой схеме ТЭЦ с отбором пара полностью сохранено все оборудование КЭС, хотя ЧНД, конденсатор, циркуляционный насос, градирня, регенеративные подогреватели НД и вся система водоснабжения работают при конденсационном режиме лишь 2000-2500 часов в год.

1.2.1 ТЭЦ с противодавлением + КЭС (летом)

Осуществить отдельную теплофикационную и конденсационную выработку электроэнергии для малых и средних городов и поселков при условиях, оптимальных для каждого режима, возможно в системе “ТЭЦ с противодавлением + КЭС”. Турбина с противодавлением по сути и является подлинно теплофикационной, так как у нее все тепло отработавшего пара идет для отопления и коэффициент использования тепла топлива с учетом КПД котла составляет практически 90%.

Турбина с противодавлением работает жестко по тепловому графику нагрузки, являющемуся обычно достаточно стабильным и определяющим электрическую мощность станции. Такая работа возможна, как и в случае районных отопительных котельных, при включении станции в кольцо высоковольтной ЛЭП в летнее время или при колебаниях электрической нагрузки, но уже при наличии по сравнению с котельной дополнительной, собственной выработки электроэнергии на ТЭЦ с противодавлением в отопительный период.

Важным преимуществом ТЭЦ с противодавлением является простота тепловой схемы. У турбины с противодавлением отсутствует ЧНД турбины,

являющаяся самой крупной частью турбин, а также не нужны конденсаторы и часть регенеративных подогревателей НД. Важно, что для турбин с противодавлением все отработанное тепло отводится сетевой водой для теплоснабжения, поэтому полностью отпадает потребность в охлаждающей воде для конденсаторов, т.е. не нужны весьма дефицитные источники охлаждающей воды, циркуляционные насосы, снимается проблема "теплового загрязнения" рек или озер, а при обратном водоснабжении, характерном для городов, отпадают громоздкие градирни, вызывающие повышенную влажность, а зимой обледенение.

При противодавлении выше атмосферного в системе полностью отсутствует вакуум и, следовательно, прекращаются присосы воздуха в тракт питательной воды.

Для турбины с противодавлением конечный объем пара на выходе сокращается в 20-25 раз по сравнению с конденсационной, что делает турбину с противодавлением весьма компактной [14]. Сравнение массогабаритных характеристик турбин приведено в таблице 1.1.

Таблица 1.1 – Сравнение массогабаритных характеристик турбин

Параметр	Турбина с противодавлением ПТ-80/100-130/13	Турбина с отбором пара Т-100/120-130
Длина турбины, м	9	18,6
Масса турбины, т	189	390

Следует отметить, что в противоположность турбинам с отбором пара число часов использования турбин с противодавлением ограничивается отопительным сезоном, что составляет 5000-5500 часов в год. Это увеличивает приведенные капитальные затраты на отпускаемую электроэнергию, однако из-за резкого снижения самих капитальных затрат вопрос о капитальной составляющей стоимости электроэнергии для ТЭЦ с противодавлением требует специального исследования. Вместе с тем экономия топлива при использовании турбин с противодавлением столь велика, что снижение топливной составляющей стоимости электроэнергии компенсирует возможные изменения капитальной составляющей. Кроме того, и на ТЭЦ с отбором пара все конденсационное оборудование работает всего 2000-2500 часов в год.

От ТЭЦ обычно осуществляется также горячее водоснабжение, соответствующее 15-20 % тепловой нагрузки. Летом оно может быть организовано при наличии двух или трех турбин с противодавлением только от одной турбины при частичной нагрузке или от пикового водогрейного котла.

Так же как для котельной, газовое горючее требуется для ТЭЦ с противодавлением только в отопительный сезон, а электроэнергия, получаемая летом, от внешней КЭС может производиться на твердом топливе или на АЭС. В противоположность котельной для района ТЭЦ с противодавлением внешняя электроэнергия требуется не весь год, а только летом, когда общая нагрузка электростанций несколько снижается.

При необходимости в случае аварий или ремонтов можно использовать турбину с противодавлением летом и как резервную мощность, предусматривая возможность воздушного охлаждения воды сетевого подогревателя.

Так как ТЭЦ с противодавлением работает только в отопительный сезон, то облегчаются вопросы экологии, поскольку летом отсутствуют выбросы уходящих газов в отличие от ТЭЦ с отбором пара, работающих круглый год.

Разработка регулирования электрической мощности ТЭЦ при постоянной тепловой нагрузке делает возможным использование ТЭЦ с противодавлением в маневренных режимах.

Широкая замена котельных на ТЭЦ с противодавлением позволит применить энергосберегающую технологию в энергетике.

1.2.2 Выводы

Совмещение теплофикационного и конденсационного режимов в турбинах с отбором пара приводит к существенным потерям в каждом из режимов. Поэтому отдельное осуществление этих режимов в системе "ТЭЦ с противодавлением + КЭС-240 (летом)" позволяет значительно повысить эффективность электротеплоснабжения.

Для ТЭЦ с противодавлением все тепло отводится в сетевых подогревателях, поэтому отпадают: ЧНД турбины, конденсаторы, циркуляционные насосы, а главное, не нужны источники водоснабжения и градирни, что делает эти ТЭЦ компактными и позволяет размещать их вблизи жилых районов.

Турбины с противодавлением достаточно эффективны при начальных давлениях пара 3,5-13 МПа для ТЭЦ малой и средней мощности, что делает целесообразным применение их вместо системы "отопительная котельная + КЭС (круглый год)" и малоэффективных ТЭЦ с отбором пара при начальных давлениях ниже 13 МПа.

1.3 Обоснование реконструкции

Интенсивный рост коммунального хозяйства и строительство жилья, миграция из северных районов, переход от котельных к централизованному теплоснабжению в городе Абакане привело к возникновению дефицита тепла. В связи с этим появилась проблема увеличения единичной тепловой мощности турбоагрегатов.

Вопрос об увеличении единичной тепловой мощности решается путём перевода турбины типа «Т» в режим работы с противодавлением.

Так же положительно судить о реконструкции позволяет обзор литературных данных [2] и её экономическая целесообразность, которую показывают последующие расчёты.

2 Расчетная часть

2.1 Характеристика тепловой схемы и данные для расчета

Принципиальная тепловая схема с турбиной Т-100/120-130 представлена на рисунке 2.1. Как видно из тепловой схемы отпуск тепла осуществляется следующим образом: пар из двух теплофикационных регулируемых отборов подаётся на две сетевые подогревательные установки, включённые последовательно. Горячая вода на отопление подогревается в двух сетевых подогревателях и пиковом водогрейном котле (ПВК).

Система регенерации состоит из четырёх подогревателей низкого давления, деаэратора и трёх подогревателей высокого давления. Слив дренажа из подогревателей высокого давления – каскадный (без использования дренажных насосов) в предвключённый деаэратор.

В схеме используется котёл барабанного типа. Из котла организована непрерывная продувка. Для уменьшения потерь тепла продувочная вода направляется в двухступенчатый расширитель непрерывной продувки, а затем – в регенеративный подогреватель химически очищенной воды из химводоочистки (ХВО) и сбрасывается в канализацию. Из сепаратора первой ступени (РНП №1) выпар направляется в деаэратор, из сепаратора второй ступени (РНП № 2) – в подогреватель низкого давления № 6.

Пар с уплотнений поступает в сальниковый подогреватель (ОУ), а из основных эжекторов конденсатора – в охладитель эжекторного пара (ОЭ), что способствует дополнительному подогреву основного конденсата.

Заводские данные для турбины Т-100/120-130 [1]:

Электрическая мощность $W_э = 100$ МВт;

Тепловая мощность отопительных отборов $Q_{от}^{баз} = 150$ МВт (129 Гкал/ч);

Начальные параметры пара:

Давление $P_0 = 127,5$ бар;

Температура $t_0 = 555$ °С;

Давление в отборах:

$P_{отб1} = 33,2$ бар;

$P_{отб2} = 22,8$ бар;

$P_{отб3} = 12,2$ бар;

$P_{отб4} = 5,7$ бар;

$P_{отб5} = 2,94$ бар;

$P_{отб6} = 0,59 \div 2,45$ бар;

$P_{отб7} = 0,49 \div 1,96$ бар;

Давление в конденсаторе турбины $P_к = 0,053$ бар;

Расчётные значения внутреннего относительного КПД по отсекам:

$\eta_{oi}^{ПВД} = 81,5\%$, $\eta_{oi}^{ПСД} = 91\%$, $\eta_{oi}^{ПНД} = 87,8\%$;

КПД дросселирования пара в регулирующих органах по отсекам:

$$\eta_{др}^{ЦВД} = 95\%, \eta_{др}^{ЦСД} = 95\%, \eta_{др}^{ЦНД} = 97\%;$$

Электромеханический КПД $\eta_{эм} = 0,98$;

КПД транспорта $\eta_{тр} = 0,98$;

Расход продувочной воды $\alpha_{прод} = 1,5\%$ от $D_{пр}$;

Расход пара на собственные нужды машинного отделения $\alpha_{сн}^{мз} = 1,2\%$ от D_T ;

Расход пара на собственные котельного цеха $\alpha_{сн}^{кп} = 1,25\%$ от D_T ;

Потеря давления пара в трубопроводах до регенеративных подогревателей – 5%;

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

Температура воды, сливаемой из подогревателя химочищенной воды в техническую канализацию $t_{сл} = 60\text{ }^\circ\text{C}$;

Внутристанционные потери конденсата $\alpha_{ут} = 1,1\%$ [3];

Нагрев воды в сальниковом и эжекторном подогревателях $\Delta t_{эж} + \Delta t_{сп} = 6\text{ }^\circ\text{C}$;

КПД подогревателей поверхностного типа $\eta_{то} = 98\%$;

Недогрев воды до температуры насыщения в ПВД $\vartheta_{пвд} = 2\text{ }^\circ\text{C}$;

Недогрев воды до температуры насыщения в ПНД $\vartheta_{пнд} = 4\text{ }^\circ\text{C}$;

Температурный график теплосети для г. Абакан $150/70\text{ }^\circ\text{C}$ [3].

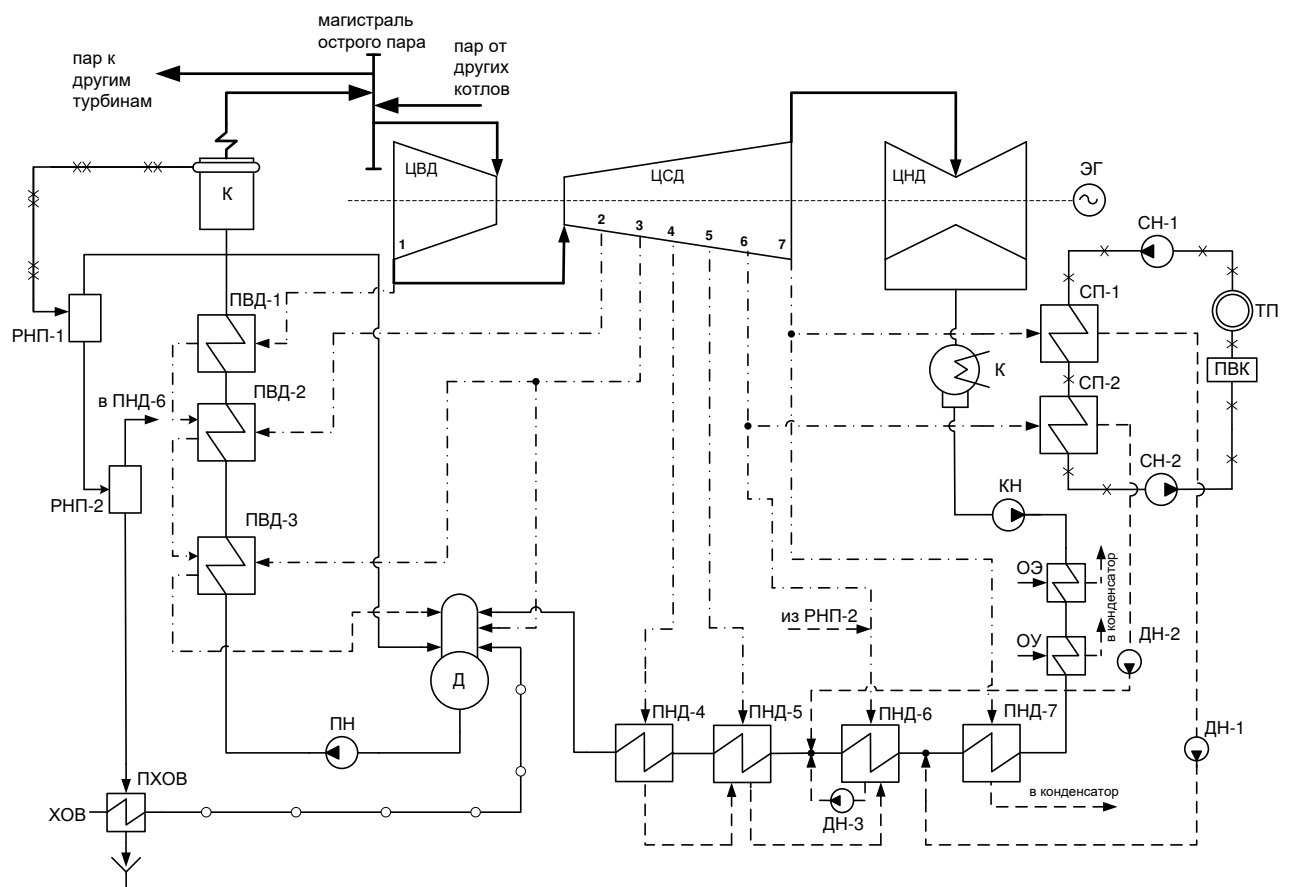


Рисунок 2.1 – Принципиальная тепловая схема турбины Т-100/120-130

2.2 Расчет принципиальной тепловой схемы до реконструкции

2.2.1 Построение процесса расширения пара

Находим на i -s диаграмме (см. рисунок 2.2) точку A_0 . С учётом дросселирования пара в регулирующих органах ЦВД давление пара на входе в проточную часть P'_0 , Мпа, определяем по формуле

$$P'_0 = P_0 \cdot \eta_{др}^{ЦВД}, \quad (2.1)$$

$$P'_0 = 12,75 \cdot 0,95 = 12,11.$$

Теоретический процесс расширения пара от давления P'_0 до давления P_1 , соответствующего давлению за ЦВД, изображается линией $A'B_0$. При действительном процессе расширения энтальпию пара в точке “В” i_B , кДж/кг, определяем по формуле

$$i_B = i_{A'} - (i_{A'} - i_{B_0}) \cdot \eta_{oi}^{ЦВД}, \quad (2.2)$$

где $i_{B_0} = 3089,3$ кДж/кг – энтальпия пара в конце теоретического процесса расширения [4];

$$i_{A'} = 3487 \text{ кДж/кг – энтальпия острого пара [4];}$$

$$i_B = 3487 - (3487 - 3089,3) \cdot 0,815 = 3162,9.$$

С учетом дросселирования пара в ЦСД, давление в точке “В” P'_1 , МПа, определяем по формуле

$$P'_1 = P_1 \cdot \eta_{др}^{ЦСД}, \quad (2.3)$$

где $\eta_{др}^{ЦСД} = 0,95$ – потери от дросселирования в цилиндре среднего давления;

$$P'_1 = 3,32 \cdot 0,95 = 3,15.$$

Энтальпию в точке “С” i_C , кДж/кг, определяем по формуле

$$i_C = i_B - (i_B - i_{C_0}) \cdot \eta_{oi}^{ЦСД}, \quad (2.4)$$

где $i_B = 3162,9$ кДж/кг – энтальпия пара перед ЦСД [4];

$$i_{C_0} = 2442,2 \text{ кДж/кг – теоретическая энтальпия пара за ЦСД [4];}$$

$$i_c = 3162,9 - (3162,9 - 2442,2) \cdot 0,91 = 2507,1 .$$

С учетом дросселирования пара в ЦНД, давление в точке “С” P_7' , МПа, определяем по формуле

$$P_7' = P_7 \cdot \eta_{оп}^{ЦНД} , \quad (2.5)$$

где $\eta_{оп}^{ЦНД} = 0,97$ – потери от дросселирования в ЦНД;

$$P_7' = 0,112 \cdot 0,97 = 0,108 .$$

Энтальпию в точке “D” i_D , кДж/кг, определяем по формуле

$$i_D = i_c - (i_c - i_{D_0}) \cdot \eta_{oi}^{ЦНД} , \quad (2.6)$$

где $i_c = 2500,6$ кДж/кг – энтальпия пара перед ЦНД [4];

$i_{D_0} = 2131,2$ кДж/кг – теоретическая энтальпия пара за ЦНД при давлении в конденсаторе $P_k = 0,0053$ МПа [4];

$$i_c = 2500,6 - (2500,6 - 2131,2) \cdot 0,887 = 2176,2 .$$

Используя значения давления в отборах, находим на i -s диаграмме энтальпию пара в отборах.

Процесс расширения пара в турбине представлен на рисунке 2.2.

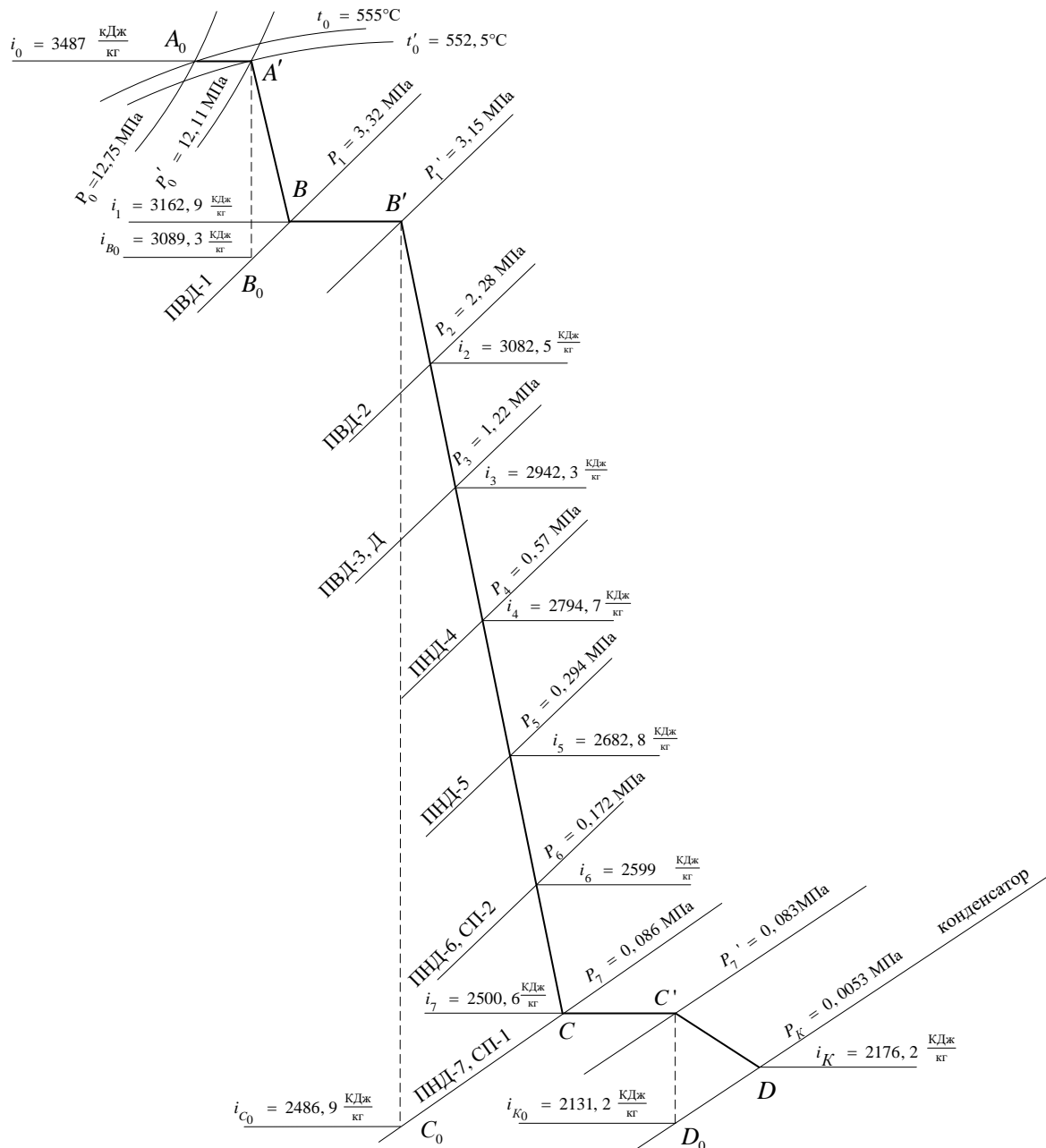


Рисунок 2.2 – Процесс расширения пара в турбине

2.2.2 Определение параметров по элементам схемы

Определение параметров подогревателя высокого давления ПВД-1 [9]. Давление пара в отборе 3,32 МПа. Принимая потерю давления в паропроводе 5 % [2], давление пара у подогревателя $P_{ПВД1}$, МПа, определяем по формуле

$$P_{ПВД1} = 33,2 \cdot 0,95 = 31,5. \quad (2.7)$$

Температуру питательной воды за подогревателем с учётом недогрева $t_{нев}$, °С, определяем по формуле

$$t_{не} = t_n - \theta, \quad (2.8)$$

где θ – недогрев в ПВД, °С [2];

$$t_{не} = 236,6 - 2 = 234,6.$$

Энтальпию питательной воды $\bar{t}_{не}$, кДж/кг, определяем по формуле

$$\bar{t}_{не} = t_{не} \cdot C_e, \quad (2.9)$$

$$\bar{t}_{не} = 234,6 \cdot 4,186 = 982,2.$$

Использованный теплоперепад на турбине h , кДж/кг, определяем по формуле

$$h = i_0 - i_{отб}, \quad (2.10)$$

где $i_{отб}$ – энтальпия греющего пара, кДж/кг [4];

$$h = 3487 - 3162,9 = 324,1,$$

Также определяем параметры по другим элементам схемы. Результаты сводим в таблицу 2.1.

Таблица 2.1 – Параметры элементов тепловой схемы

Наименование величины	ПВД1	ПВД2	ПВД3	Д	ПНД4	ПНД5	СП2	ПНД6	СП1	ПНД7	К
Давление пара в отборе турбины, МПа	3,32	2,28	1,22	1,22	0,57	0,294	0,172	0,172	0,086	0,086	0,0053
Энтальпия греющего пара, кДж/кг	3162,9	3082,5	2942,3	2942,3	2794,7	2682,7	2599	2599	2500,6	2500,6	2178,2
Давление пара у подогревателя, МПа	3,154	2,166	1,159	0,6	0,541	0,279	0,164	0,164	0,081	0,081	0,0053
Температура конденсата (насыщения) греющего пара, °С	236,6	216,4	186,4	158,8	154,9	131,1	114	114	94	94	33,9
Энтальпия конденсата греющего пара, кДж/кг	1021,6	927,3	791,5	670,5	653,3	551,1	478,3	478,3	393,8	393,8	142,1
Температура воды за подогревателем, °С	234,6	214,4	184,4	158,8	150,9	127,1	110	110	90	90	–
Энтальпия воды за подогревателем, кДж/кг	982,2	897,7	771,9	664,8	631,5	532,1	460,5	460,5	376,7	376,7	–
Использованный теплоперепад, кДж/кг	324,1	40,5	544,7	544,7	692,3	804,2	888	888	986,4	98,4	1310,7

2.2.3 Расчет установки по подогреву сетевой воды

Схема подогрева сетевой воды представлена на рисунке 2.3.

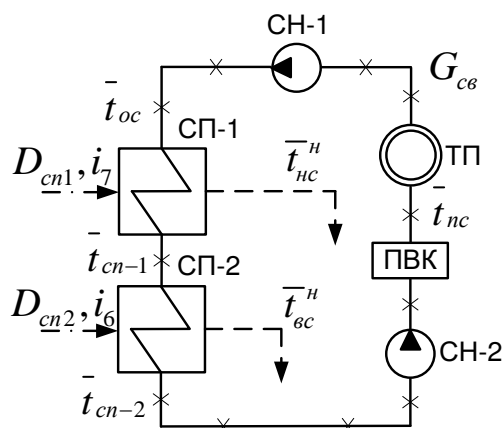


Рисунок 2.3 – Схема подогрева сетевой воды

Расход сетевой воды $G_{св}$, кг/с, определяем по формуле

$$G_{св} = \frac{Q_{от}^{max}}{C_е \cdot \Delta t}, \quad (2.11)$$

где $C_е$ – теплоемкость воды, кДж/кг·град;

$$G_{св} = \frac{300000}{4,186 \cdot (150 - 70)} = 895,8.$$

Тепловую нагрузку пикового водогрейного котла, МВт, определяем по формуле

$$Q_{пвк} = Q_{от}^{max} - Q_{отб}^{мур}, \quad (2.12)$$

$$Q_{пвк} = 300 - 150 = 150.$$

Коэффициент теплофикации

$$\alpha_{ТЭЦ} = \frac{Q_{отб}^{мур}}{Q_{от}^{max}}, \quad (2.13)$$

$$\alpha_{ТЭЦ} = \frac{150}{300} = 0,5.$$

Энтальпию обратной сетевой воды \bar{t}_{oc} , кДж/кг, определяем по формуле

$$\bar{t}_{oc} = t_{oc} \cdot C_g, \quad (2.14)$$

$$\bar{t}_{oc} = 70 \cdot 4,186 = 293,02.$$

Энтальпию сетевой воды после верхнего сетевого подогревателя \bar{t}_{cn-2} , кДж/кг, определяем по формуле

$$\bar{t}_{cn-2} = \bar{t}_{oc} + \frac{Q_{омб}^{myp}}{G_{св}}, \quad (2.15)$$

$$\bar{t}_{cn-2} = 293,02 + \frac{150000}{895,8} = 460,4.$$

Температуру сетевой воды после верхнего сетевого подогревателя t_{cn-2} , °С, определяем по формуле

$$t_{cn-2} = \frac{\bar{t}_{cn-2}}{C_g}, \quad (2.16)$$

$$t_{cn-2} = \frac{460,4}{4,186} = 110.$$

Принимая недогрев сетевой воды в верхнем сетевом подогревателе $\vartheta = 4$ °С [3], температура насыщения конденсирующего пара верхнего сетевого подогревателя t_{δ}^{cn-2} составляет 114 °С. Давление пара в корпусе верхнего сетевого подогревателя P_{cn-2}' составляет 1,64 бар [4].

Давление пара в отборе турбины $P_{cn-2}^{омб}$ с учетом потери давления в трубопроводе 5% составляет 1,72 бар [4].

Температуру сетевой воды после нижнего сетевого подогревателя t_{cn-1} , °С, определяем по формуле

$$t_{cn-1} = t_{oc} + \frac{t_{cn-2} - t_{oc}}{2}, \quad (2.17)$$

$$t_{cn-1} = 70 + \frac{110 - 70}{2} = 90.$$

Принимая недогрев сетевой воды в нижнем сетевом подогревателе $\vartheta = 4$ °С [3], температура насыщения конденсирующего пара нижнего сетевого подогревателя t_{δ}^{cn-1} составляет 94 °С. Давление пара в корпус нижнего сетевого подогревателя P_{cn-1}' составляет 0,815 бар [4].

Энтальпию сетевой воды после нижнего сетевого подогревателя, кДж/кг, определяем по формуле

$$\bar{t}_{cn-1} = t_{nc-1} \cdot C_a, \quad (2.18)$$

$$\bar{t}_{cn-1} = 90 \cdot 4,186 = 376,7.$$

Давление пара в отборе турбины $P_{cn-1}^{омб}$ с учетом потери давления в трубопроводе 5% составляет 0,86 бар [4].

Нагрузку верхнего сетевого подогревателя Q_{cn-2} , кВт, равную нагрузке нижнего сетевого подогревателя Q_{cn-1} , кВт, определяем по формуле

$$Q_{cn} = Q_{омб}^{myp} / 2, \quad (2.19)$$

$$Q_{cn} = 150000 / 2 = 75000.$$

Расход пара на верхний сетевой подогреватель ПСГ-2 D_{cn2} , кг/с, определяем по формуле

$$D_{cn2} = \frac{Q_{cn}}{(i_6 - \bar{t}_{ec}^n) \cdot \eta_{то}}, \quad (2.20)$$

где $\eta_{то}$ – КПД теплообменника;

$$D_{cn2} = \frac{75000}{(2599 - 478,3) \cdot 0,98} = 36,1.$$

Расход пара на нижний сетевой подогреватель ПСГ-1 D_{cn1} , кг/с, определяем по формуле

$$D_{cn1} = \frac{Q_{cn}}{(i_7 - \bar{t}_{nc}^n) \cdot \eta_{то}}, \quad (2.21)$$

$$D_{cn1} = \frac{75000}{(2500,6 - 393,8) \cdot 0,98} = 36,3.$$

2.2.4 Определение предварительного расхода пара на турбину

Коэффициент недоиспользования мощности отопительного отбора для нижнего сетевого подогревателя y_{n1} , определяем по формуле

$$y_{t1} = \frac{i_{cn-1} - i_k}{i_0 - i_k}, \quad (2.22)$$

$$y_{t1} = \frac{2500,6 - 2176,2}{3487 - 2176,2} = 0,323.$$

Коэффициент недоиспользования мощности отопительного отбора для верхнего сетевого подогревателя y_{t2} , определяем по формуле

$$y_{t2} = \frac{i_{cn-2} - i_k}{i_0 - i_k}, \quad (2.23)$$

$$y_{t2} = \frac{2599 - 2176,2}{3487 - 2176,2} = 0,247.$$

Принимая коэффициент регенерации K_p равным 1,158 [9], расход пара на турбину D_m , кг/с, определяем по формуле

$$D_m = K_p \cdot \left(\frac{W_{\varepsilon}}{H_i \cdot \eta_{\varepsilon m}} + y_{m1} \cdot D_{m1} + y_{m2} \cdot D_{m2} \right), \quad (2.24)$$

где H_i – теплоперепад срабатываемый турбиной, кДж/кг;
 $\eta_{\varepsilon m}$ – электромеханический КПД;

$$D_m = 1,159 \cdot \left(\frac{100000}{1310,7 \cdot 0,97} + 0,323 \cdot 36,1 + 0,247 \cdot 36,3 \right) = 115.$$

2.2.5 Баланс пара и воды

Расход пара на эжектор $D_{\varepsilon ж}$, кг/с, принимаем 0,5 % от расхода пара на турбину и определяем по формуле

$$D_{\varepsilon ж} = 0,005 \cdot D_m, \quad (2.25)$$

$$D_{\varepsilon ж} = 0,005 \cdot 115 = 0,6.$$

Расход пара на уплотнение турбины $D_{упл}$, кг/с, определяем по формуле

$$D_{упл} = 0,01 \cdot D_m, \quad (2.26)$$

$$D_{\text{упл}} = 0,01 \cdot 115 = 1,1.$$

Утечки пара и конденсата $D_{\text{ум}}$, кг/с, определяем по формуле

$$D_{\text{ум}} = \frac{\alpha_{\text{ум}}}{100} \cdot D_m, \quad (2.27)$$

где $\alpha_{\text{ум}}$ – доля потери конденсата [2];

$$D_{\text{ум}} = \frac{1,1}{100} \cdot 115 = 1,3.$$

Расход пара на собственные нужды $D_{\text{сн}}$, кг/с, определяем по формуле

$$D_{\text{сн}} = \frac{\alpha_{\text{сн}}^{\text{МЗ}} + \alpha_{\text{сн}}^{\text{КЦ}}}{100} \cdot D_m, \quad (2.28)$$

где $\alpha_{\text{сн}}^{\text{МЗ}}$ – расход пара на собственные нужды машинного отделения [2];
 $\alpha_{\text{сн}}^{\text{КЦ}}$ – расход пара на собственные нужды котельного цеха [2];

$$D_{\text{сн}} = \frac{1,2 + 1,2}{100} \cdot 115 = 2,8.$$

Расход перегретого пара $D_{\text{не}}$, кг/с, определяем по формуле

$$D_{\text{не}} = D_m + D_{\text{эжс}} + D_{\text{упл}} + D_{\text{ум}} + D_{\text{сн}}, \quad (2.29)$$

$$D_{\text{не}} = 115 + 0,6 + 1,1 + 1,3 + 2,8 = 120,8.$$

Расход продувочной воды $G_{\text{пр}}$, кг/с, определяем по формуле

$$G_{\text{пр}} = \frac{\alpha_{\text{пр}}}{100} \cdot D_{\text{не}}, \quad (2.30)$$

где $\alpha_{\text{пр}}$ – коэффициент продувки котлоагрегата [2];

$$G_{\text{пр}} = \frac{1,5}{100} \cdot 12,8 = 1,8.$$

Расход питательной воды с учетом продувки $G_{\text{не}}$, кг/с, определяем по формуле

$$G_{нв} = D_{нв} + G_{np}, \quad (2.31)$$

$$G_{нв} = 120,8 + 1,8 = 122,6.$$

2.2.6 Расчёт расширителей непрерывной продувки

Из уравнений материального и теплового баланса для первой ступени расширителя количество вторичного пара D_{c1} , кг/с, определяем по формуле

$$D_{c1} = \frac{G_{np} \cdot (\bar{t}_{np} - \bar{t}'_{np})}{r_1}, \quad (2.32)$$

где \bar{t}_{np} – энтальпия воды в барабане котлоагрегата при $P_0 = 150$ бар, кДж/кг [4];
 \bar{t}'_{np} – энтальпия продувочной воды, сливаемой из первой ступени расширителя, кДж/кг [4];

r_1 – теплота парообразования при давлении $P_0 = 0,6$ Мпа, кДж/кг [4];

$$D_{c1} = \frac{1,8 \cdot (1610,1 - 670,5)}{2085,6} = 0,8.$$

Схема расширителей непрерывной продувки представлена на рисунке 2.4.

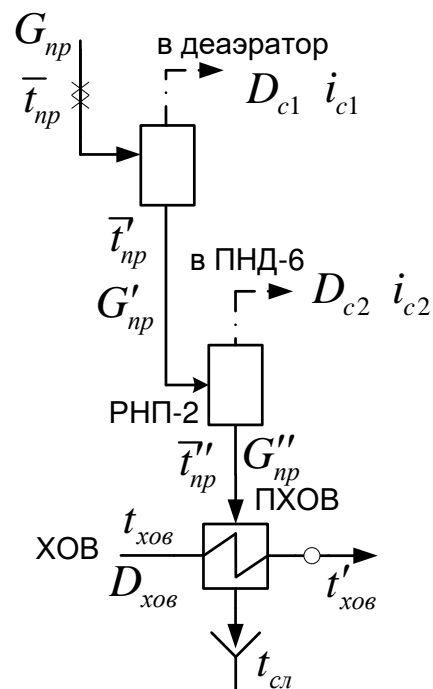


Рисунок 2.4 – Расчетная схема расширителей непрерывной продувки

Расход продувочной воды в расширитель второй ступени G'_{np} , кг/с, определяем по формуле

$$G'_{np} = G_{np} - D'_{em}, \quad (2.33)$$

$$G'_{np} = 1,8 - 0,8 = 1.$$

Из уравнений материального и теплового баланса для второй ступени расширителя количество вторичного пара D_{c2} , кг/с, определяем по формуле

$$D_{c2} = \frac{G'_{np} \cdot (\bar{t}'_{np} - \bar{t}''_{np})}{r_2}, \quad (2.34)$$

где \bar{t}'_{np} – энтальпия продувочной воды, поступающей из первой ступени, кДж/кг [4];

\bar{t}''_{np} – энтальпия продувочной воды, сливаемой из второй ступени расширителя, кДж/кг [4];

r_2 – теплота парообразования при давлении $P_6 = 0,164$ Мпа, кДж/кг [4];

$$D_{c2} = \frac{1,15 \cdot (670,5 - 478,3)}{2218,8} = 0,1.$$

Количество воды, сливаемой в техническую канализацию G''_{np} , кг/с, определяем по формуле

$$G''_{np} = G'_{np} - D''_{em}, \quad (2.35)$$

$$G''_{np} = 1 - 0,1 = 0,9.$$

Количество химически очищенной воды, подаваемой в деаэратор $D_{хов}$, кг/с, определяем по формуле

$$D_{хов} = G''_{np} + D_{yt} + D_{сн}, \quad (2.36)$$

$$D_{хов} = 0,9 + 1,3 + 2,8 = 4,9.$$

Из уравнения подогревателя ПХОВ температуру химически очищенной воды на выходе из подогревателя $t'_{хов}$, °С, определяем по формуле

$$t'_{хов} = t_{хов} + \frac{G''_{np} \cdot (t''_{np} - t_{сл})}{D_{хов}}, \quad (2.37)$$

где t''_{np} – температура продувочной воды расширителя второй ступени, °С [5];
 $t_{хов}$ – температура химически очищенной воды на входе в ПХОВ, °С [2];
 $t_{сл}$ – температура продувочной воды, сливаемая в техническую канализацию после подогревателя химически очищенной воды, °С [2];

$$t'_{хов} = 30 + \frac{0,9 \cdot (114,3 - 60)}{4,9} = 40.$$

2.2.7 Расчёт подогревателей высокого давления

Схема включения ПВД представлена на рисунке 2.5.

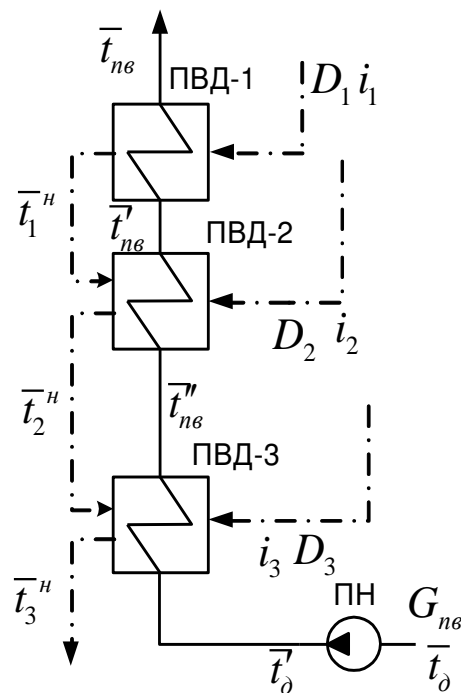


Рисунок 2.5 – Схема включения ПВД

Уравнение теплового баланса для ПВД-1

$$D_1 \cdot (i_1 - \bar{t}_1^H) \cdot \eta_{то} = G_{нв} \cdot (\bar{t}_{нв} - \bar{t}'_{нв}). \quad (2.38)$$

Расход пара на ПВД-1 D_1 , кг/с, определяем по формуле

$$D_1 = \frac{G_{нв} \cdot (\bar{t}_{нв} - \bar{t}'_{нв})}{(i_1 - \bar{t}_1^H) \cdot \eta_{то}}, \quad (2.39)$$

$$D_1 = \frac{122,6 \cdot (982,2 - 897,7)}{(3162,9 - 1021,6) \cdot 0,98} = 4,9.$$

Уравнение теплового баланса для ПВД-2

$$(D_2 \cdot (i_1 - \bar{t}_2^H) + D_1 \cdot (\bar{t}_1^H - \bar{t}_2^H)) \cdot \eta_{\text{то}} = G_{\text{не}} \cdot (\bar{t}'_{\text{не}} - \bar{t}''_{\text{не}}). \quad (2.40)$$

Расход пара на ПВД-2 D_2 , кг/с, определяем по формуле

$$D_2 = \frac{G_{\text{не}} \cdot (\bar{t}'_{\text{не}} - \bar{t}''_{\text{не}}) - D_1 \cdot (\bar{t}_1^H - \bar{t}_2^H) \cdot \eta_{\text{то}}}{(i_2 - \bar{t}_2^H) \cdot \eta_{\text{то}}}, \quad (2.41)$$

$$D_2 = \frac{122,6 \cdot (897,7 - 771,9) - 4,9 \cdot (1021,6 - 927,3) \cdot 0,98}{(3082,5 - 927,3) \cdot 0,98} = 7,1.$$

Уравнение теплового баланса для ПВД-3

$$(D_3 \cdot (i_3 - \bar{t}_3^H) + (D_1 + D_2) \cdot (\bar{t}_2^H - \bar{t}_3^H)) \cdot \eta_{\text{то}} = G_{\text{не}} \cdot (\bar{t}'_{\text{не}} - \bar{t}'_0). \quad (2.42)$$

Перепад энтальпий на питательном насосе $\Delta \bar{t}_{\text{ни}}$, кДж/кг, определяем по формуле

$$\Delta \bar{t}_{\text{ни}} = \frac{\Delta P \cdot \nu \cdot 10^2}{\eta_{\text{н}}}, \quad (2.43)$$

где ν – удельный объем воды, м³/кг [4];

$\eta_{\text{н}}$ – КПД питательного насоса [6];

ΔP – перепад давления на питательном насосе, бар, определяем по формуле

$$\Delta P = P_{\text{н}} - P_0, \quad (2.44)$$

где P_0 – давление на всасе, бар (давление в деаэраторе);

$P_{\text{н}}$ – давление на напоре, бар, определяем по формуле [3];

$$P_{\text{н}} = P_0 \cdot 1,4, \quad (2.45)$$

$$P_{\text{н}} = 140 \cdot 1,3 = 182,$$

$$\Delta P = 182 - 6 = 176,$$

$$\Delta \bar{t}_{nu} = \frac{176 \cdot 0,0011 \cdot 10^2}{0,75} = 25,5.$$

Энтальпию питательной воды на входе в ПВД-3 с учетом нагрева ее в ПН \bar{t}'_o , кДж/кг, определяем по формуле

$$\bar{t}'_o = \bar{t}_o + \Delta \bar{t}_{nu}. \quad (2.46)$$

$$\bar{t}'_o = 670,5 + 25,5 = 696.$$

Расход пара на ПВД-3 D_3 , кг/с, определяем по формуле

$$D_3 = \frac{G_{ns} \cdot (\bar{t}'_{ns} - \bar{t}'_o) - (D_1 + D_2) \cdot (\bar{t}'_2 - \bar{t}'_3) \cdot \eta_{то}}{(i_3 - \bar{t}'_3) \cdot \eta_{то}}, \quad (2.47)$$

$$D_3 = \frac{122,6 \cdot (771,9 - 696) - (7,1 + 4,9) \cdot (927,3 - 791,5) \cdot 0,98}{(2942,3 - 791,5) \cdot 0,98} = 3,6.$$

2.2.8 Расчёт деаэратора

Схема включения деаэратора представлена на рисунке 2.6.

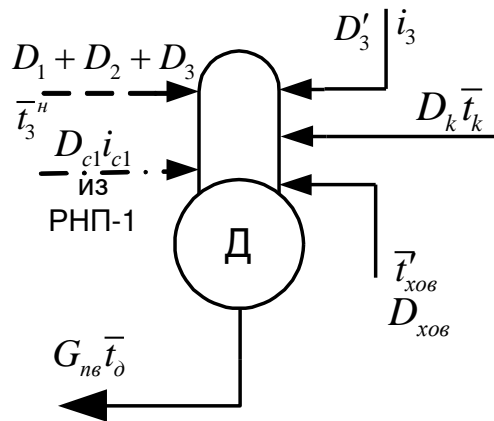


Рисунок 2.6 – Схема включения деаэратора

Уравнения материального и теплового балансов для деаэратора имеют вид

$$\begin{cases} D'_3 + D_{cl} + (D_1 + D_2 + D_3) + D_k + D_{хов} = G_{нс} \\ D'_3 \cdot i_3 + D_{cl} \cdot i_{cl} + (D_1 + D_2 + D_3) \cdot \bar{t}'_3 + D_k \cdot \bar{t}_k + D_{хов} \cdot \bar{t}'_{хов} = G_{нс} \cdot \bar{t}_o \end{cases} \quad (2.48)$$

Подставляя известные значения расходов, кг/с, и энтальпий, кДж/кг, получаем систему

$$\begin{cases} D'_3 + 0,8 + (4,9 + 7,1 + 3,6) + D_k + 4,9 = 122,6 \\ D'_3 \cdot 2942,3 + 0,8 \cdot 2756,1 + (4,9 + 7,1 + 3,6) \cdot 791,5 + D_k \cdot 631,5 + 4,9 \cdot 167,4 = 122,6 \cdot 670,5 \end{cases}$$

Из решения системы уравнений получаем, что расход пара на деаэратор D'_3 равняется 1,2 кг/с, а расход основного конденсата D_k составляет 99,9 кг/с.

2.2.9 Расчёт подогревателей низкого давления

Уравнение теплового баланса для ПНД-4 имеет вид

$$D_4 \cdot (i_4 - \bar{t}_4^H) \cdot \eta_{то} = D_k \cdot (\bar{t}_k - \bar{t}_k^7). \quad (2.49)$$

Схема включения ПНД-4 изображена на рисунке 2.7.

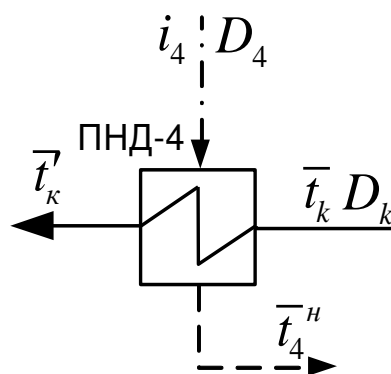


Рисунок 2.7 – Схема включения ПНД-4

Расход пара на ПНД-4 D_4 , кг/с, определяем по формуле

$$D_4 = \frac{D_k \cdot (\bar{t}_k - \bar{t}_k^7)}{(i_4 - \bar{t}_4^H) \cdot \eta_{то}}, \quad (2.50)$$

$$D_4 = \frac{99,9 \cdot (631,5 - 532,1)}{(2794,7 - 653,3) \cdot 0,98} = 4,7.$$

Схема включения ПНД-5,6,7 изображена на рисунке 2.8.

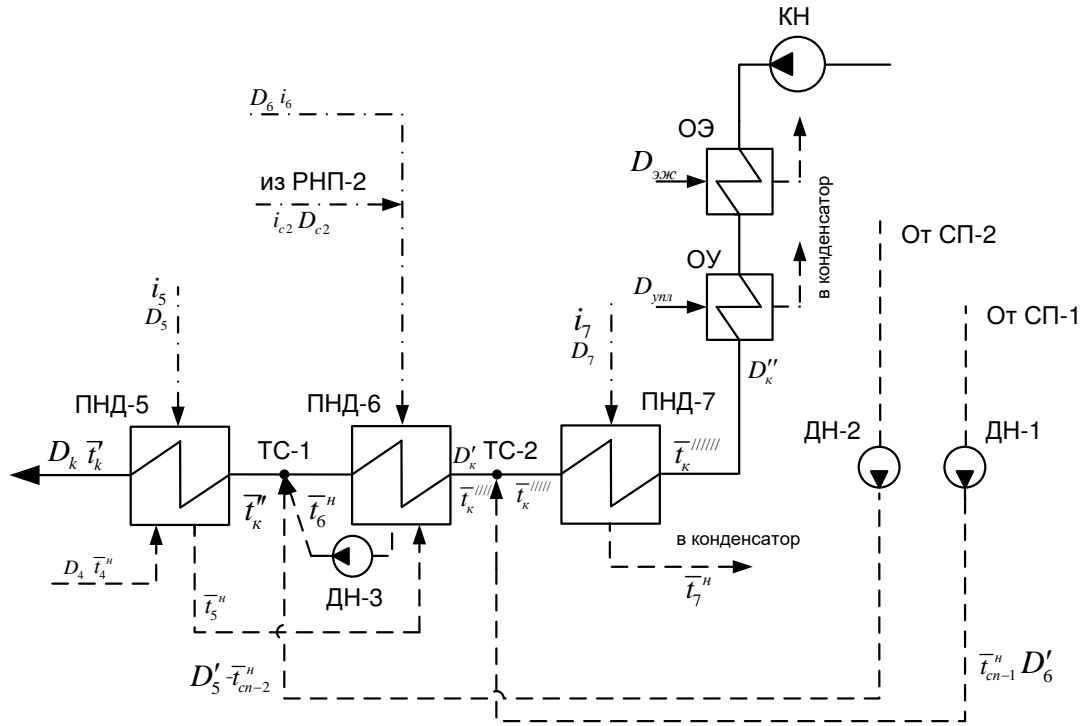


Рисунок 2.8 – Схема включения подогревателей низкого давления

Уравнение теплового и материального баланса для ПНД-5, ПНД-6, ПНД-7, ТС-1 и ТС-2

$$\left\{ \begin{array}{l}
 D_5 \cdot (i_5 - \bar{t}_5'') \cdot \eta + D_4 \cdot (\bar{t}_4'' - \bar{t}_5'') \cdot \eta = D_k \cdot (\bar{t}_k' - \bar{t}_k'') \\
 D_k = D'_k + D_4 + D_5 + D_{c2} + D_6 + D_5' \\
 D_k \cdot \bar{t}_k'' = (D_4 + D_5 + D_6 + D_{c2}) \cdot \bar{t}_6'' + D'_k \cdot \bar{t}_k''' + D_5' \cdot \bar{t}_{cn-2}'' \\
 D_6 \cdot (i_6 - \bar{t}_6'') \cdot \eta + D_{c2} \cdot (i_{c2} - \bar{t}_6'') \cdot \eta + (D_4 + D_5) \cdot (\bar{t}_5'' - \bar{t}_6'') \cdot \eta = D'_k \cdot (\bar{t}_k''' - \bar{t}_k''''') \\
 D'_k = D'_6 + D''_k \\
 D'_k \cdot \bar{t}_k'''' = D'_6 \cdot \bar{t}_7'' + D''_k \cdot \bar{t}_k'''' \\
 D_7 \cdot (i_7 - \bar{t}_7'') \cdot \eta = D''_k \cdot (\bar{t}_k'''' - \bar{t}_k''''')
 \end{array} \right. \quad (2.51)$$

В охладителе эжектора и охладителе уплотнений основной конденсат нагревается на 6°C [5]. Подставляя известные значения расходов, кг/с, и энтальпий, кДж/кг, получаем систему

$$\left\{ \begin{array}{l} D_5 \cdot (2682,8 - 551,1) \cdot 0,98 + 4,7 \cdot (653,3 - 551,1) \cdot 0,98 = 99,9 \cdot (532,1 - \bar{t}_k'') \\ 99,9 = D'_k + 4,7 + D_5 + 0,1 + D_6 + 36,1 \\ 99,9 \cdot \bar{t}_k'' = (4,7 + D_5 + D_6 + 0,1) \cdot 478,3 + D'_k \cdot 460,4 + 36,1 \cdot 478,3 \\ D_6 \cdot (2599 - 478,3) \cdot 0,98 + 0,1 \cdot (2697,1 - 478,3) \cdot 0,98 + \\ + (4,7 + D_5) \cdot (551,1 - 478,3) \cdot 0,98 = D'_k \cdot (460,4 - \bar{t}_k''''') \\ D'_k = 36,3 + D''_k \\ D'_k \cdot \bar{t}_k'''' = 36,3 \cdot 393,8 + D''_k \cdot 376,7 \\ D_7 \cdot (2500,6 - 393,8) \cdot 0,98 = D''_k \cdot (376,7 - 167,1) \end{array} \right.$$

Из решения системы уравнений получаем, что расход пара на ПНД-5 D_5 составляет 2,8 кг/с, расход пара на ПНД-6 D_6 составляет 1,5 кг/с, а расход пара на ПНД-7 D_7 составляет 1,8 кг/с. Расход основного конденсата ПНД-6 после второй точки смешения D'_k равняется 54,7 кг/с, расход основного конденсата перед первой точкой смешения D''_k составил 18,3 кг/с. Энтальпия после первой точки смешения \bar{t}_k'' равняется 468,5 кДж/кг, а энтальпия после второй точки смешения \bar{t}_k'''' равняется 388,1 кДж/кг.

Расхода пара в конденсатор $D_{к-р}$, кг/с, определяем по формуле

$$D_{к-р} = D''_k - D_{эжс} - D_{унл} - D_7, \quad (2.52)$$

$$D_{к-р} = 18,3 - 0,6 - 1,1 - 1,8 = 14,7.$$

Уточнённый расход пара на турбину D'_m , кг/с, определяем по формуле

$$D'_m = D_1 + D_2 + D_3 + D_\delta + D_4 + D_5 + D_6 + D_7 + D_{к-р} + D_{сн1} + D_{сн2}, \quad (2.53)$$

$$D'_m = 4,9 + 7,1 + 3,6 + 1,2 + 4,7 + 2,8 + 1,5 + 1,8 + 14,7 + 36,1 + 36,3 = 115,1.$$

Погрешность расчета по расходу пара δ_n , %, определяем по формуле

$$\delta_n = \left| \frac{D_m - D'_m}{D_m} \right| \cdot 100\%, \quad (2.54)$$

$$\delta_n = \left| \frac{115 - 115,1}{115,1} \right| \cdot 100\% = 0,087\% < 2\%.$$

Погрешность расчета δ_n составила 0,08 %, что допустимо [8].

Проверку по балансу мощности W_p , кВт, определяем по формуле

$$W_p = (D_1 \cdot (i_0 - i_1) + D_2 \cdot (i_0 - i_2) + (D_3 + D_d) \cdot (i_0 - i_3) + D_4 \cdot (i_0 - i_4) + D_5 \cdot (i_0 - i_5) + (D_6 + D_{cn2}) \cdot (i_0 - i_6) + (D_7 + D_{cn1}) \cdot (i_0 - i_7) + D_{\kappa-p} \cdot (i_0 - i_{\kappa})) \cdot \eta_{эм}, \quad (2.55)$$

$$W_p = (4,9 \cdot (3487 - 3162,9) + 7,1 \cdot (3487 - 3082,5) + (3,6 + 1,2) \cdot (3487 - 2942,3) + 4,7 \cdot (3487 - 2794,7) + 2,8 \cdot (3487 - 2682,7) + (1,5 + 36,1) \cdot (3487 - 2599) + (1,8 + 36,3) \cdot (3487 - 2500,6) + 14,7 \cdot (3487 - 2178,2)) \cdot 0,97 = 99995,9.$$

Погрешность расчета по электрической мощности δ_s , %, определяем по формуле

$$\delta_s = \left| \frac{W - W_p}{W} \right| \cdot 100\%, \quad (2.56)$$

$$\delta_s = \left| \frac{100000 - 99995,9}{100000} \right| \cdot 100\% = 0,004\% < 2\%.$$

Погрешность расчета δ_s составила 0,004%, что допустимо [8].

2.3 Расчёт технико-экономических показателей до реконструкции

Расчет ведется по новой методике определения технико-экономических показателей [8].

Расход тепла на турбоустановку Q_{my} , кВт, определяем по формуле

$$Q_{my} = D_m \cdot (i_0 - \bar{t}_{не}) + D_{c1} \cdot (i_{c1} - \bar{t}_{не}) + D_{c2} \cdot (i_{c2} - \bar{t}_{не}) - D_{хов} \cdot (\bar{t}_{не} - \bar{t}'_{хов}), \quad (2.57)$$

$$Q_{my} = 115 \cdot (3487 - 982,2) + 0,8 \cdot (2756,1 - 982,2) + 0,1 \cdot (2697,1 - 982,2) - 4,9 \cdot (982,2 - 167,4) = 285683,5.$$

Затраченную теплоту на сетевые подогреватели Q_m , кВт, определяем по формуле

$$Q_m = D_{cn1} \cdot (i_7 - \bar{t}_{нс}^H) + D_{cn2} \cdot (i_6 - \bar{t}_{сc}^H), \quad (2.58)$$

$$Q_m = 36,1 \cdot (2599 - 478,3) + 36,3 \cdot (2500,6 - 393,8) = 153061,2.$$

Расход тепла турбоустановкой на производство электроэнергии $Q_{my}^э$, кВт, определяем по формуле

$$Q_{my}^э = Q_{my} - Q_m, \quad (2.59)$$

$$Q_{my}^{\circ} = 285683,5 - 153061,2 = 132622,3.$$

Тепловую нагрузку котлоагрегата Q_{ne} , кВт, определяем по формуле

$$Q_{ne} = D_{ne} \cdot (i_{ne} - \bar{t}_{ng}) + D_{np} \cdot (\bar{t}_{np} - \bar{t}_{ng}), \quad (2.60)$$

где i_{ne} – энтальпия перегретого пара, кДж/кг [4];

$$Q_{ne} = 120,8 \cdot (3489,5 - 982,2) + 1,8 \cdot (1610,1 - 982,2) = 303958.$$

Полный расход натурального топлива B , кг/с, определяем по формуле

$$B = \frac{Q_{ne}}{Q_n^p \cdot \eta_{ng}}, \quad (2.61)$$

где Q_n^p – низшая теплота сгорания топлива, кДж/кг [7];

η_{ng} – КПД парогенератора [6];

$$B = \frac{303958}{15280 \cdot 0,9209} = 21,601.$$

Принимая мощность собственных нужд блока e_{cn} равным 8% [8], отпущенную мощность W_{omn} , кВт, определяем по формуле

$$W_{omn} = W_{\circ} - e_{cn} \cdot W_{\circ}, \quad (2.62)$$

$$W_{omn} = 100000 - 0,08 \cdot 100000 = 92000.$$

Мощность собственных нужд, затраченная только на производство электроэнергии $W_{\circ\circ}^{ch}$, кВт, определяем по формуле

$$W_{\circ\circ}^{ch} = e_{\circ\circ}^{ch} \cdot W_{\circ}, \quad (2.63)$$

где $e_{\circ\circ}^{ch} = 0,05$ – доля электроэнергии, затраченная на производство энергии на собственные нужды [8];

$$W_{\circ\circ}^{ch} = 0,05 \cdot 100000 = 5000.$$

Коэффициент ценности тепла верхнего теплофикационного отбора ξ_{bc} определяем по формуле

$$\xi_{bc} = \frac{i_6 - i_k}{i_0 - i_k} \cdot \left(1 + K \cdot \left(\frac{i_0 - i_6}{i_0 - i_k} \right) \right), \quad (2.64)$$

где K – коэффициент, зависящий от давления пара перед турбоагрегатом [8];

$$\xi_{bc} = \frac{2500,6 - 2176,2}{3487 - 2176,2} \cdot \left(1 + 0,4 \cdot \left(\frac{3487 - 2500,6}{3487 - 2176,2} \right) \right) = 0,322.$$

Коэффициент ценности тепла нижнего теплофикационного отбора ξ_{nc} определяем по формуле

$$\xi_{nc} = \frac{i_7 - i_k}{i_0 - i_k} \cdot \left(1 + K \cdot \left(\frac{i_0 - i_7}{i_0 - i_k} \right) \right), \quad (2.65)$$

$$\xi_{nc} = \frac{2599 - 2176,2}{3487 - 2176,2} \cdot \left(1 + 0,4 \cdot \left(\frac{3487 - 2599}{3487 - 2176,2} \right) \right) = 0,41.$$

Увеличение расхода тепла на производство электроэнергии за счет отборов пара ΔQ_{omb}^o , кВт, определяем по формуле

$$\Delta Q_{omb}^o = D_{cn1} \cdot (i_7 - \bar{t}_{nc}^H) \cdot (1 - \xi_{nc}) + D_{cn2} \cdot (i_6 - \bar{t}_{bc}^H) \cdot (1 - \xi_{bc}), \quad (2.66)$$

$$\Delta Q_{omb}^o = 36,1 \cdot (2599 - 478,3) \cdot (1 - 0,41) + 36,3 \cdot (2500,6 - 393,8) \cdot (1 - 0,322) = 97052,5.$$

Расход тепла на собственные нужды турбоагрегата Q_{my}^{ch} , кВт, определяем по формуле

$$Q_{my}^{ch} = 0,05 \cdot Q_{my}, \quad (2.67)$$

$$Q_{my}^{ch} = 285683,5 \cdot 0,05 = 14284,2.$$

Коэффициент отнесения затрат топлива энергетическими котлоагрегатами на производство электроэнергии K_3 , определяем по формуле

$$K_3 = \frac{Q_{my}^o + \Delta Q_{omb}^o + Q_{my}^{ch}}{Q_{my}^o + \Delta Q_{omb}^o + Q_{my}^{ch} + Q_m}, \quad (2.68)$$

$$K_3 = \frac{132622,3 + 1284,2 + 97052,5}{132622,3 + 1284,2 + 97052,5 + 153061,2} = 0,614.$$

Расход натурального топлива на выработку электроэнергии $B_э$, кг/с, определяем по формуле

$$B_э = B \cdot K_э \cdot \frac{W_{omn}}{W_э - W_{ээ}^{ch}}, \quad (2.69)$$

$$B_э = 21,601 \cdot 0,614 \cdot \frac{92000}{100000 - 5000} = 12,854.$$

Расход натурального топлива пикового водогрейного котла $B_{пвк}$, кг/с, определяем по формуле

$$B_{пвк} = \frac{Q_{пвк} \cdot 10^3}{Q_{н}^p \cdot \eta_{п2}}, \quad (2.70)$$

$$B_{пвк} = \frac{150 \cdot 10^3}{15280 \cdot 0,91} = 10,788.$$

Расход натурального топлива на выработку тепла B_t , кг/с, определяем по формуле

$$B_t = B + B_{пвк} - B_э, \quad (2.71)$$

$$B_t = 21,601 + 10,788 - 12,854 = 19,535.$$

Удельный расход натурального топлива на выработку электроэнергии $b_э$, кг/(кВт·ч), определяем по формуле

$$b_э = \frac{3600 \cdot B_э}{W_{omn}}, \quad (2.72)$$

$$b_э = \frac{3600 \cdot 12,854}{92000} = 0,503.$$

Удельный расход натурального топлива на выработку тепла без учета ПВК b_t , кг/ГДж, определяем по формуле

$$b_t = \frac{B_t - B_{пвк}}{Q_{отб}^{туп}} \cdot 10^6, \quad (2.73)$$

$$b_t = \frac{19,535 - 10,788}{150000} \cdot 10^6 = 58,313.$$

Удельный расход натурального топлива на выработку тепла b_t в пересчете из кг/ГДж в т.н.т./Гкал составляет 0,244 т.н.т./Гкал. При расчете на условное топливо удельный расход на выработку электроэнергии b_e составляет 0,262 кг/(кВт·ч), на выработку тепла b_t составляет 30,4 кг/ГДж (0,13 т.у.т./Гкал).

2.4 Описание реконструкции

2.4.1 Цели и задачи реконструкции

Реконструкция турбины Т-100-130 проводится с целью перевода турбоагрегата на сезонный или круглогодичный режим работ с противодавлением, что позволит увеличить экономичность работы турбоустановки, за счёт исключения потерь тепла в конденсаторе с циркуляционной водой, при этом уменьшается расход электрической энергии на собственные нужды ТЭЦ; на привод циркуляционных и конденсатных насосов; кроме того, исключается подача рабочего пара на эжектор, отсасывающий воздух из конденсатора, и соответственно возрастает отпуск пара на подогрев сетевой воды теплофикационной установки, следовательно, возрастает мощность теплофикационных отборов, т.е. увеличивается тепловая нагрузка турбоустановки [13].

На режиме противодавления турбоагрегат будет эксплуатироваться 3350 часов в год (не исключается и круглогодичная эксплуатация).

В процессе реконструкции необходимо решить следующие технические задачи:

- 1) Предусмотреть сезонное отключение подачи пара в цилиндр низкого давления турбины, с заменой штатного ротора низкого давления промежуточным валом (и наоборот).
- 2) Внести изменения в тепловую схему турбоустановки, схему уплотнений, схему дренажей и продувки.
- 3) Обосновать режим пуска турбоагрегата при работе на противодавлении.

2.4.2 Объём реконструкции

2.4.2.1 Объём реконструкции по турбине

При реконструкции турбоагрегата необходимо выполнить следующие работы:

1. Снять ресивер.
2. Вскрыть цилиндр низкого давления.
3. Произвести замену штатного ротора низкого давления на промежуточный вал (или наоборот).

4. Проверить центровку валопровода.
5. На перепускных трубах, между цилиндром среднего давления и цилиндром низкого давления установить съёмные заглушки (при переходе на конденсационный режим снять заглушки, установить рессивер).
6. Закрыть цилиндр низкого давления.

2.4.2.2 Объём реконструкции по тепловой схеме

После реконструкции должно выполняться следующее требование: тепловая схема реконструированной турбоустановки должна обеспечивать возможность работы как с пропуском пара в конденсатор, так и с отключением цилиндра низкого давления и подачей пара на подогреватель сетевой воды (работа в режиме противодействия) [14].

При этом предусматривается замена штатного ротора низкого давления промвалом. Для этого в тепловую схему турбоустановки необходимо внести изменения.

Установить дополнительный сетевой подогреватель ПСГ-3 вблизи теплофикационной установки турбины.

Организовать каскадный слив дренажа из верхнего сетевого подогревателя ПСГ-2 в нижний ПСГ-1. Дренажи из последнего направить в точку смешения. Трубопровод слива дренажа из ПСГ-3 врезать в линию основного конденсата (линия слива дренажа из ПСГ-1) после ПНД-6. После реконструкции линия возврата основного конденсата не меняется.

Предусмотреть трубопроводы для отвода дренажей продувки, дренажей штоков регулирующих клапанов и обратных клапанов на паропроводах отборов в соответствующие стационарные коллекторы дренажей.

Предусмотреть трубопровод сброса выпара из второй ступени расширителя непрерывной продувки в подогреватель ПНД-6.

Для обеспечения сезонного переключения схемы необходимо установить дополнительную арматуру:

- Вентили на трубопроводах отсоса дренажей из сальникового подогревателя и сальникового охладителя в бак низших точек.
- Задвижки на линиях отвода дренажей штоков регулирующих клапанов и обратных клапанов на паропроводах отборов установить в соответствии с выбранными трубопроводами дренажей.
- На линии выхлопа паровоздушной смеси из ПНД-6 установить вентиль.

2.4.3 Необходимые переключения в схеме турбоагрегата

При переходе с конденсационного режима на режим работы с противодействием, в тепловой схеме произвести следующие переключения:

1. Отключить конденсатор и относящееся к нему вспомогательное оборудование с трубопроводами и арматурой.
2. Закрывать арматуру на паропроводе отбора на ПНД-6.
3. Закрывать подачу пара на задние концевые уплотнения.
4. Открыть задвижки на трубопроводах дренажей на сальниковом подогревателе и сальниковом охладителе в бак низших точек, отсоединить дренажи от конденсатора существующими задвижками.
5. Открыть выпуск паровоздушной смеси из подогревателя ПНД-6 в атмосферу.

При переводе турбоагрегата с противодавления на конденсационный режим все вышеперечисленные переключения в тепловой схеме произвести в обратном порядке.

2.5 Расчёт принципиальной тепловой схемы после реконструкции

2.5.1 Описание ПТС после реконструкции

Принципиальная тепловая схема турбины Т-100-130 после реконструкции состоит из трёх подогревателей высокого давления, деаэратора, трёх подогревателей низкого давления, теплофикационной установки по подогреву сетевой воды, состоящей в свою очередь из трёх сетевых подогревателей ПСГ-1,2 и 3 и пикового водогрейного котла.

Подогреватель низкого давления ПНД-7 отключен, соответственно отключен и отбор пара на него; кроме этого отключен охладитель эжектора, так как пар не поступает в конденсатор, и основные эжектора не работают.

В группе подогревателей высокого давления слив дренажа - каскадный, и из ПВД-3 дренаж сливается в деаэратор. В него также поступает конденсат после теплофикационной установки. Кроме этого в деаэратор поступает добавочная вода из цеха химводоочистки и выпар из первой ступени сепаратора непрерывной продувки.

Слив дренажа из ПСГ-2 (верхний сетевой подогреватель) в нижний сетевой подогреватель ПСГ-1 и далее, из последнего в точку смешения между пятым и шестым подогревателями низкого давления в линию основного конденсата. В эту же точку смешения сливается дренаж греющего пара из четвертого, пятого и шестого подогревателей низкого давления с помощью дренажного насоса.

2.5.2 Расчёт ПТС после реконструкции

2.5.2.1 Процесс расширения пара в турбине

В расчёте принимаем, что энтальпия питательной воды на выходе из подогревателя ПВД-1 та же, что и до реконструкции, тогда при одинаковом

расходе питательной воды и одинаковой энтальпии на выходе из деаэрата расчёт группы подогревателей высокого давления не изменится, то есть расход острого пара на эту группу останется таким же, как и до реконструкции. Кроме этого, давление и энтальпия в этих отборах остались прежними, как и до реконструкции.

В схеме сепараторов (расширителей непрерывной продувки) изменений не произошло. Химически очищенная вода подаётся в деаэратор, как и до реконструкции.

Процесс расширения пара в турбине изменится лишь в том, что исключается теплоперепад в части низкого давления. Процесс расширения пара в турбине после реконструкции представлен на рисунке 2.9.

Расчёт тепловой схемы турбины после реконструкции проводится с целью определения расходов пара на подогреватели низкого давления и, на дополнительно установленный, сетевой подогреватель ПСГ-3.

Все данные для расчёта тепловой схемы после реконструкции взяты из таблицы 2.1.

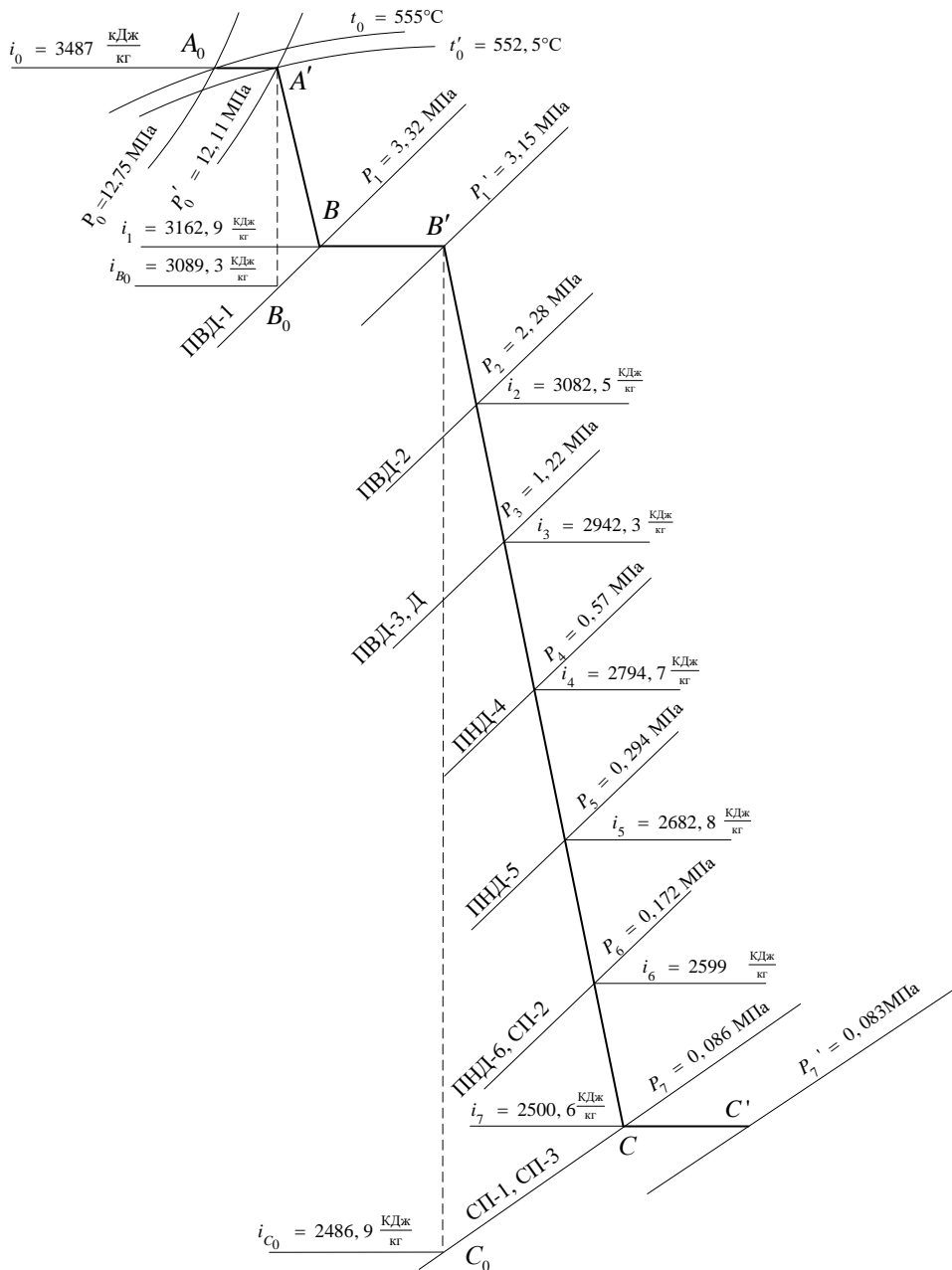


Рисунок 2.9 - Процесс расширения пара в турбине после реконструкции

Отбор пара на сетевой подогреватель ПСГ-1 осуществляется за последней ступенью цилиндра среднего давления, следовательно, параметры пара на выхлопе из цилиндра среднего давления те же, что и в отборе на ПСГ-1. Таким образом, параметры в отборе на сетевой подогреватель ПСГ-3, те же что и в отборе на ПСГ-1. Теми же остались и параметры пара в деаэратор, поэтому пересчитывать будем только группу ПНД. Расход пара на сетевой подогреватель ПСГ-3 и его тепловую нагрузку определим после расчёта тепловой схемы.

Данные для расчёта принципиальной тепловой схемы берём из таблицы 2.2.

Таблица 2.2 – Параметры элементов тепловой схемы после реконструкции

Наименование величины	ПВД1	ПВД2	ПВД3	Деаэ-ратор	ПНД4	ПНД5	СП2	ПНД6	СП1	СП3
Давление пара в отборе турбины, МПа	3,32	2,28	1,22	1,22	0,57	0,294	0,172	0,172	0,086	0,086
Энтальпия греющего пара, кДж/кг	3162,9	3082,5	2942,3	2942,3	2794,7	2682,7	2599	2599	2500,6	2500,6
Давление пара у подогревателя, МПа	3,154	2,166	1,159	0,6	0,541	0,279	0,164	0,164	0,081	0,081
Температура конденсата (насыщения) греющего пара, °С	236,6	216,4	186,4	158,8	154,9	131,1	114	114	94	94
Энтальпия конденсата греющего пара, кДж/кг	1021,6	927,3	791,5	670,5	653,3	551,1	478,3	478,3	393,8	393,8
Температура воды за подогревателем, °С	234,6	214,4	184,4	158,8	150,9	127,1	110	110	90	90
Энтальпия воды за подогревателем, кДж/кг	982,2	897,7	771,9	664,8	631,5	532,1	460,5	460,5	376,7	376,7
Использованный теплоперепад, кДж/кг	324,1	40,5	544,7	544,7	692,3	804,2	888	888	986,4	986,4

2.5.2.2 Расчёт подогревателей низкого давления

Уравнение теплового баланса для ПНД-4 имеет вид

$$D_4 \cdot (i_4 - \bar{t}_4^H) \cdot \eta_{то} = D_k \cdot (\bar{t}_k - \bar{t}_k^7). \quad (2.74)$$

Схема включения ПНД-4 изображена на рисунке 2.10.

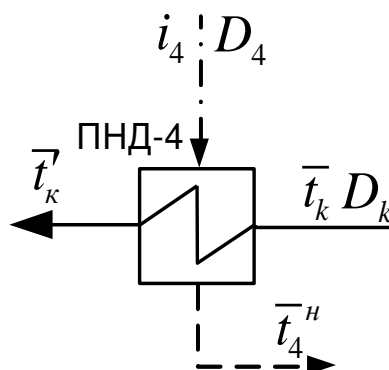


Рисунок 2.10 – Схема включения ПНД-4

Расход пара на ПНД-4 D_4 , кг/с, определяем по формуле

$$D_4 = \frac{D_k \cdot (\bar{t}_k - \bar{t}_k^7)}{(i_4 - \bar{t}_4^H) \cdot \eta_{то}}, \quad (2.75)$$

$$D_4 = \frac{99,9 \cdot (631,5 - 532,1)}{(2794,7 - 653,3) \cdot 0,98} = 4,7.$$

Схема включения ПНД-5,6 и СП-3 изображена на рисунке 2.11.

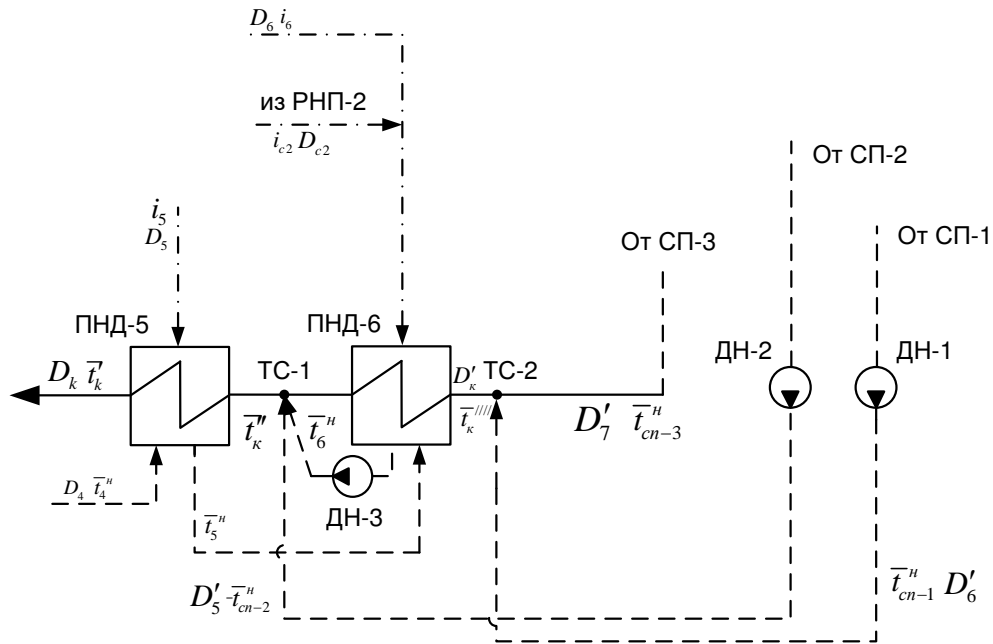


Рисунок 2.11 – Схема включения подогревателей низкого давления

Уравнение теплового и материального баланса для ПНД-5, ПНД-6, СП-3, ТС-1 и ТС-2

$$\begin{cases}
 D_5 \cdot (i_5 - \bar{t}_5'') \cdot \eta + D_4 \cdot (\bar{t}_4'' - \bar{t}_5'') \cdot \eta = D_k \cdot (\bar{t}_k' - \bar{t}_k'') \\
 D_k = D'_k + D_4 + D_5 + D_{c2} + D_6 + D'_5 \\
 D_k \cdot \bar{t}_k' = (D_4 + D_5 + D_6 + D_{c2}) \cdot \bar{t}_6'' + D'_k \cdot \bar{t}_k''' + D'_5 \cdot \bar{t}_{cn-2}'' \\
 D_6 \cdot (i_6 - \bar{t}_6'') \cdot \eta + D_{c2} \cdot (i_{c2} - \bar{t}_6'') \cdot \eta + (D_4 + D_5) \cdot (\bar{t}_5'' - \bar{t}_6'') \cdot \eta = D'_k \cdot (\bar{t}_k''' - \bar{t}_k''''') \\
 D'_k = D'_6 + D'_7 \\
 D'_k \cdot \bar{t}_k''''' = D'_6 \cdot \bar{t}_7'' + D'_7 \cdot \bar{t}_7''
 \end{cases} \quad (2.76)$$

Подставляя известные значения расходов, кг/с, и энтальпий, кДж/кг, получаем систему

$$\begin{cases}
 D_5 \cdot (2682,8 - 551,1) \cdot 0,98 + 4,7 \cdot (653,3 - 551,1) \cdot 0,98 = 99,9 \cdot (532,1 - \bar{t}_k') \\
 99,9 = D'_k + 4,7 + D_5 + 0,1 + D_6 + 36,1 \\
 99,9 \cdot \bar{t}_k' = (4,7 + D_5 + D_6 + 0,1) \cdot 478,3 + D'_k \cdot 460,4 + 36,1 \cdot 478,3 \\
 D_6 \cdot (2599 - 478,3) \cdot 0,98 + 0,1 \cdot (2697,1 - 478,3) \cdot 0,98 + \\
 + (4,7 + D_5) \cdot (551,1 - 478,3) \cdot 0,98 = D'_k \cdot (460,4 - \bar{t}_k''''') \\
 D'_k = 36,3 + D'_7 \\
 D'_k \cdot \bar{t}_k''''' = 36,3 \cdot 393,8 + D'_7 \cdot 393,8
 \end{cases}$$

Из решения системы уравнений получаем, что расход пара на ПНД-5 D_5 составляет 2,8 кг/с, расход пара на ПНД-6 D_6 составляет 1,4 кг/с, расход пара на СП-3 D_7' составляет 16,8 кг/с. Расход основного конденсата ПНД-6 после второй точки смешения D_k' равняется 54,8 кг/с. Энтальпия после первой точки смешения \bar{t}_k'' равняется 468,5 кДж/кг, а энтальпия после второй точки смешения \bar{t}_k''' равняется 393,8 кДж/кг.

Уточнённый расход пара на турбину D_m' , кг/с, определяем по формуле

$$D_m' = D_1 + D_2 + D_3 + D_0 + D_4 + D_5 + D_6 + D_{cn1} + D_{cn2} + D_{cn3}, \quad (2.77)$$

$$D_m' = 4,9 + 7,1 + 3,6 + 1,2 + 4,7 + 2,8 + 1,5 + 36,5 + 36,3 + 16,8 = 115,1.$$

Погрешность расчета по расходу пара δ_n , %, определяем по формуле

$$\delta_n = \left| \frac{D_m - D_m'}{D_m} \right| \cdot 100\%, \quad (2.78)$$

$$\delta_n = \left| \frac{115 - 115,1}{115,1} \right| \cdot 100\% = 0,087\% < 2\%.$$

Погрешность расчета δ_n составила 0,08 %, что допустимо [8].

Электрическая мощность W_3 , кВт, определяем по формуле

$$W_3 = (D_1 \cdot (i_0 - i_1) + D_2 \cdot (i_0 - i_2) + (D_3 + D_0) \cdot (i_0 - i_3) + D_4 \cdot (i_0 - i_4) + D_5 \cdot (i_0 - i_5) + (D_6 + D_{cn2}) \cdot (i_0 - i_6) + (D_{cn3} + D_{cn1}) \cdot (i_0 - i_7)) \cdot \eta_{эм}, \quad (2.79)$$

$$W_p = (4,9 \cdot (3487 - 3162,9) + 7,1 \cdot (3487 - 3082,5) + (3,6 + 1,2) \cdot (3487 - 2942,3) + 4,7 \cdot (3487 - 2794,7) + 2,8 \cdot (3487 - 2682,7) + (1,5 + 36,1) \cdot (3487 - 2599) + (16,8 + 36,3) \cdot (3487 - 2500,6)) \cdot 0,97 = 95368,4.$$

После реконструкции электрическая мощность турбины W_3 снижается со 100 МВт до 95,4 МВт.

2.5.2.3 Выбор сетевого подогревателя

Расход сетевой воды через ПСГ-3 $G_{сг2}$, кг/с, определяем по формуле

$$G_{сг2} = \frac{D_{сг3} \cdot (i_7 - \bar{t}_{сг3}''') \cdot \eta_{то}}{t_{сг3} - t_{ос}}, \quad (2.80)$$

$$G_{св2} = \frac{16,8 \cdot (2500,6 - 393,8) \cdot 0,98}{376,7 - 293} = 413,1.$$

Тепловая нагрузка сетевого подогревателя ПСГ-3 $Q_{сн-3}$, кВт, определяем по формуле

$$Q_{сн-3} = G_{св2} \cdot (\bar{t}_{сн-3} - \bar{t}_{ос}), \quad (2.81)$$

$$Q_{сн-3} = 413,1 \cdot (376,7 - 293) = 34589.$$

Выбираем сетевой подогреватель ПСГ-1300-3-8-II [12] с поверхностью теплообмена 1300 м². Поверхность теплообмена выполнена в виде прямых латунных трубок диаметром 24×1 мм длиной 6 м, концы которых развальцованы в трубных досках. Конденсатный насос выбираем типа КсВ 200-220 [12].

2.5.3 Зависимость мощности турбины от расхода острого пара

Зависимость тепловой мощности турбины от расхода острого пара строим по трём конкретным точкам, для расходов пара:

- 1) Номинальный расход пара $D_m = 414,1$ т/ч (115 кг/с);
- 2) Максимальный расход пара $D_m = 485$ т/ч (134,7 кг/с);
- 3) Промежуточный расход пара $D_m = 242,5$ т/ч (67,4 кг/с).

В качестве промежуточного расхода пара выбираем расход пара равный 50% от максимального.

Расчёт электрической и тепловой мощности турбины при номинальном расходе пара $D_m = 423,7$ т/ч (117,7 кг/с) выполнен в разделе расчет ПТС после реконструкции.

Во всех расчётах принимаем 2% от расхода острого пара на утечки, что все утечки происходят из деаэратора с энтальпией деаэрированной воды.

Данные по тракту питательной воды берутся из таблицы 2.2.

В данном расчёте зависимость мощности турбины от расхода острого пара определяется электрическая и тепловая мощность турбоагрегата, расход пара в регенеративные отборы, расход пара на теплофикационную установку, расход сетевой воды.

Результаты расчётов ПТС при максимальном и промежуточном расходе пара сведены в таблицу 2.3.

Таблица 2.3 – Результаты расчётов ПТС при максимальном и промежуточном расходе пара

Наименование величины	Формула	Значение при максимальном расходе пара	Значение при промежуточном расходе пара
Тепловая мощность отопительных отборов, кВт	$Q_{om}^{баз}$	170	75
Расход сетевой воды, кг/с	$G_{св} = \frac{Q_{om}^{max}}{C_6 \cdot \Delta t}$	1015,3	447,9
Расход пара на верхний сетевой подогреватель ПСГ-2, кг/с	$D_{сн2} = \frac{Q_{сн}}{(i_6 - \bar{t}_{вс}^n) \cdot \eta_{то}}$	40,9	18
Расход пара на нижний сетевой подогреватель ПСГ-1, кг/с	$D_{сн1} = \frac{Q_{сн}}{(i_7 - \bar{t}_{нс}^n) \cdot \eta_{то}}$	41,2	18,2
Расход пара на эжектор, кг/с	$D_{эж} = 0,005 \cdot D_m$	0,674	0,337
Расход пара на уплотнение турбины, кг/с	$D_{упл} = 0,01 \cdot D_m$	1,347	0,674
Утечки пара и конденсата, кг/с	$D_{ум} = \frac{\alpha_{ум}}{100} \cdot D_m$	1,482	0,741
Расход пара на собственные нужды, кг/с	$D_{сн} = \frac{\alpha_{сн}^{МЗ} + \alpha_{сн}^{КЦ}}{100} \cdot D_m$	3,233	1,617
Расход перегретого пара, кг/с	$D_{пв} = D_m + D_{эж} + D_{упл} + D_{ум} + D_{сн}$	141,458	70,729
Расход продувочной воды, кг/с	$G_{np} = \frac{\alpha_{np}}{100} \cdot D_{пв}$	2,122	1,061
Расход питательной воды с учетом продувки, кг/с	$G_{пв} = D_{пв} + G_{np}$	143,58	70,729
Количество вторичного пара для первой ступени расширителя, кг/с	$D_{c1} = \frac{G_{np} \cdot (\bar{t}_{np} - \bar{t}_{np}')}{r_1}$	0,956	0,478
Расход продувочной воды в расширитель второй ступени, кг/с	$G'_{np} = G_{np} - D'_{эм}$	1,166	0,583
Количество вторичного пара для второй ступени расширителя, кг/с	$D_{c2} = \frac{G'_{np} \cdot (\bar{t}_{np} - \bar{t}_{np}'')}{r_2}$	0,101	0,05
Количество воды, сливаемой в техническую	$G''_{np} = G'_{np} - D''_{эм}$	1,065	0,532

Окончание таблицы 2.3

Наименование величины	Формула	Значение при максимальном расходе пара	Значение при промежуточном расходе пара
канализацию, кг/с			
Количество химически очищенной воды, подаваемой в деаэрагор, кг/с	$D_{хов} = G''_{np} + D_{ум} + D_{сн}$	5,78	2,89
Температура химически очищенной воды на выходе из подогревателя, °С	$t'_{хов} = t_{хов} + \frac{G''_{np} \cdot (t''_{np} - t_{сл})}{D_{хов}}$	40	40
Расход пара на ПВД-1, кг/с	$D_1 = \frac{G_{нг} \cdot (\bar{t}_{нг} - \bar{t}'_{нг})}{(i_1 - \bar{t}_1^H) \cdot \eta_{то}}$	5,785	2,892
Расход пара на ПВД-2, кг/с	$D_2 = \frac{G_{нг} \cdot (\bar{t}_{нг} - \bar{t}''_{нг}) - D_1 \cdot (\bar{t}_1^H - \bar{t}_2^H) \cdot \eta_{то}}{(i_2 - \bar{t}_2^H) \cdot \eta_{то}}$	8,299	4,149
Расход пара на ПВД-3, кг/с	$D_3 = \frac{G_{нг} \cdot (\bar{t}_{нг} - \bar{t}'_0) - (D_1 + D_2) \cdot (\bar{t}_2^H - \bar{t}_3^H) \cdot \eta_{то}}{(i_3 - \bar{t}_3^H) \cdot \eta_{то}}$	4,278	2,139
Расход пара на деаэрагор	D'_3 , формула (2.48)	1,433	0,716
Расход основного конденсата, кг/с	D_k , формула (2.48)	117,05	58,525
Расход пара на ПНД-4, кг/с	$D_4 = \frac{D_k \cdot (\bar{t}_k - \bar{t}'_k)}{(i_4 - \bar{t}_4^H) \cdot \eta_{то}}$	5,548	2,774
Расход пара на ПНД-5, кг/с	D_5 , формула (2.76)	3,305	1,672
Расход пара на ПНД-6, кг/с	D_6 , формула (2.76)	1,691	0,919
Расход пара на СП-3, кг/с	D'_7 , формула (2.76)	22,316	15,892
Расход основного конденсата ПНД-6, кг/с	D'_k , формула (2.76)	65,506	35,065
Энтальпия после первой точки смешения, кДж/кг	\bar{t}_k'' , формула (2.76)	468,3	467,6
Энтальпия после второй точки смешения, кДж/кг	\bar{t}_k''' , формула (2.76)	393,8	393,8
Электрическая мощность, МВт	W_3 , формула (2.79)	111827,	56132,
Расход сетевой воды через ПСГ-3, кг/с	$G_{св2} = \frac{D_{сн3} \cdot (i_7 - \bar{t}_{сн-3}^H) \cdot \eta_{то}}{\bar{t}_{сн-3} - t_{ос}}$	550,3	391,9
Тепловая нагрузка сетевого подогревателя ПСГ-3	$Q_{сн-3} = G_{св2} \cdot (\bar{t}_{сн-3} - t_{ос})$	46074,6	32811,4

Найденные величины электрической мощности, тепловой мощности и расхода сетевой воды при соответствующем расходе острого пара сведены в таблицу 2.4.

Таблица 2.4 - Зависимость мощности турбины от расхода острого пара

Расход острого пара D_m , кг/с	Электрическая мощность $N_э$, кВт	Тепловая мощность $Q_{отб}^{макс}$, кВт	Расход сетевой воды $G_{св}$, кг/с
67,4	56131,8	75000	839,8
117,7	95368,4	150000	1309
134,7	111826,8	170000	1565,6

По результатам расчётов строятся:

- кривые зависимости электрической $N_э = f(D_m)$ и тепловой мощности $Q_{отб}^{макс} = f(D_m)$ от расхода острого пара, рисунок 2.12;
- кривая зависимости расхода сетевой воды от тепловой мощности турбины $G_{св} = f(Q_{отб}^{макс})$, рисунок 2.13.

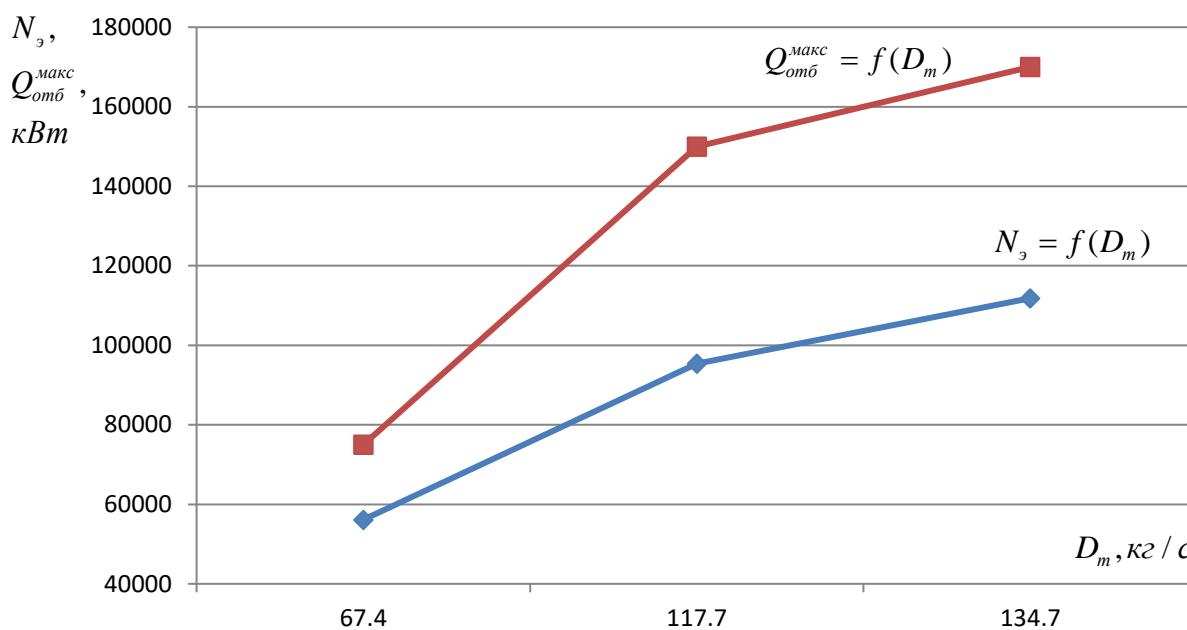


Рисунок 2.12 – Зависимость электрической и тепловой мощности от расхода острого пара

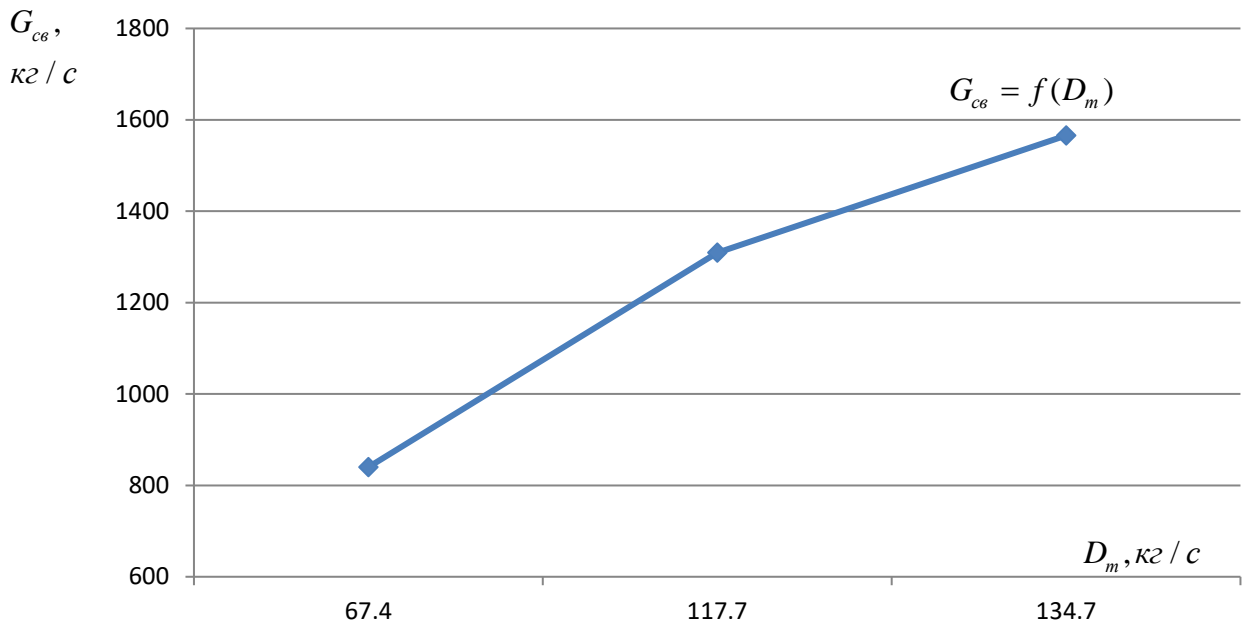


Рисунок 2.13 – Зависимость расхода сетевой воды от тепловой мощности турбины

2.6 Расчёт технико-экономических показателей после реконструкции

Расчет технико-экономических показателей после реконструкции также ведется по новой методике определения технико-экономических показателей аналогично расчету технико-экономических показателей до реконструкции.

Результаты расчетов технико-экономических показателей после реконструкции сведены в таблицу 2.5.

Таблица 2.5 - Результаты расчётов технико-экономических показателей после реконструкции

Наименование величины	Формула	Значение
Расход тепла на турбоустановку, кВт	$Q_{my} = D_m \cdot (i_0 - \bar{t}_{нс}) + D_{c1} \cdot (i_{c1} - \bar{t}_{нс}) + D_{c2} \cdot (i_{c2} - \bar{t}_{нс}) - D_{хов} \cdot (\bar{t}_{нс} - \bar{t}_{хов})$	285682,6
Затраченная теплота на сетевые подогреватели, кВт	$Q_m = D_{cn1} \cdot (i_7 - \bar{t}_{нс}^H) + D_{cn2} \cdot (i_6 - \bar{t}_{вс}^H) + D_{cn3} \cdot (i_7 - \bar{t}_{нс}^H)$	188356,1
Расход тепла турбоустановкой на производство электроэнергии, кВт	$Q_{my}^p = Q_{my} - Q_m$	973265
Тепловая нагрузка котлоагрегата, кВт	$Q_{не} = D_{не} \cdot (i_{не} - \bar{t}_{нс}) + D_{np} \cdot (\bar{t}_{np} - \bar{t}_{нс})$	303957,1
Полный расход натурального топлива, кг/с	$B = \frac{Q_{не}}{Q_H^p \cdot \eta_{нз}}$	21,601

Окончание таблицы 2.5

Наименование величины	Формула	Значение
Отпущенная мощность, кВт	$W_{omn} = W_3 - e_{ch} \cdot W_3$	87738,9
Мощность собственных нужд, затраченная только на производство электроэнергии, кВт	$W_{33}^{ch} = e_{33}^{ch} \cdot W_3$	4768,4
Коэффициент ценности тепла верхнего теплофикационного отбора	$\xi_{bc} = \frac{i_6 - i_k}{i_0 - i_k} \cdot \left(1 + K \cdot \left(\frac{i_0 - i_6}{i_0 - i_k} \right) \right)$	0,136
Увеличение расхода тепла на производство электроэнергии за счет отборов пара, кВт	$\Delta Q_{omb}^3 = D_{cn2} \cdot (i_6 - \bar{t}_{bc}^H) \cdot (1 - \xi_{bc})$	66145,8
Расход тепла на собственные нужды турбоагрегата, кВт	$Q_{my}^{ch} = 0,05 \cdot Q_{my}$	14284,1
Коэффициент отнесения затрат топлива энергетическими котлоагрегатами на производство электроэнергии	$K_3 = \frac{Q_{my}^3 + \Delta Q_{omb}^3 + Q_{my}^{ch}}{Q_{my}^3 + \Delta Q_{omb}^3 + Q_{my}^{ch} + Q_m}$	0,486
Расход натурального топлива на выработку электроэнергии, кг/с	$B_3 = B \cdot K_3 \cdot \frac{W_{omn}}{W_3 - W_{33}^{ch}}$	10,157
Расход натурального топлива пикового водогрейного котла, кг/с	$B_{пвк} = \frac{Q_{пвк} \cdot 10^3}{Q_n^p \cdot \eta_{nc}}$	10,788
Расход натурального топлива на выработку тепла, кг/с	$B_m = B + B_{пвк} - B_3$	22,232
Удельный расход натурального топлива на выработку электроэнергии	$b_3 = \frac{3600 \cdot B_3}{W_{omn}}$	0,417
Удельный расход натурального топлива на выработку тепла без учета ПВК	$b_m = \frac{B_m - B_{пвк}}{Q_{omb}^{myr}} \cdot 10^6$	62

Удельный расход натурального топлива на выработку тепла b_t в пересчете из кг/ГДж в т.н.т./Гкал составляет 0,26 т.н.т./Гкал. При расчете на условное топливо удельный расход на выработку электроэнергии b_e составляет 0,217 кг/(кВт·ч), на выработку тепла b_t составляет 32,322 кг/ГДж (0,135 т.у.т./Гкал).

Для сравнения технико-экономических показателей до и после реконструкции сведем полученные данные в таблицу 2.6.

Таблица 2.6 - Сравнение технико-экономических показателей до и после реконструкции

Наименование	До реконструкции	После реконструкции
Электрическая мощность турбины, кВт	100000	95368,4
Тепловая мощность турбины, кВт	150000	184589
Удельный расход условного топлива на выработку эл. энергии, кг/(кВт·ч)	0,262	0,217
Удельный расход условного топлива на выработку тепла, т.у.т./Гкал	0,13	0,135

Как видно из расчетов, удельный расход условного топлива на выработку электроэнергии после реконструкции значительно ниже, чем до реконструкции, при небольшом увеличении значения удельного расхода условного топлива на выработку тепла, что свидетельствует о высокой экономической эффективности реконструкции.

2.7 Механический расчет промежуточного вала

2.7.1 Описание системы роторов

При разработке проекта реконструкции турбины Т-100-130, с переводом её на режим с ухудшенным вакуумом можно рассматривать два варианта реконструкции:

а) Ротор низкого давления заменен промвалом, на который вместо дисков устанавливаются компенсирующие грузы, что дает возможность получить значения критических скоростей такого вала близкие к значениям критических скоростей ротора низкого давления. Что в свою очередь, даёт возможность сохранить значения критических скоростей системы роторов на заданном уровне. Грузы имеют форму дисков постоянного сечения.

Недостатки этого варианта: необходимость изготовить цилиндрические диски довольно большого диаметра из материала, соответствующего уровню напряжений в них, что усложняет и удорожает реконструкцию.

б) Ротор низкого давления заменяется гладким промвалом, что значительно упрощает и удешевляет реконструкцию.

При замене ротора низкого давления промвалом, значение двух низших частот системы роторов "ротор высокого (среднего) давления – промвал - генератор", то есть до 3000 об/мин, практически не изменяются, поскольку они определяются критическими скоростями ротора генератора и ротора высокого давления соответственно. Значение критической скорости системы, определяемой ротором. низкого давления составляет 2440 об/мин.

При замене ротора низкого давления промвалом эта скорость возрастает до 4770 об/мин для системы на жестких опорах, и до 3820 об/мин для системы на податливых опорах. Податливость опор принята почти предельной и составляет 6,67 мк/т [16].

Таким образом, можно сделать вывод, что второй вариант реконструкции, а именно: замена ротора низкого давления промвалом, удовлетворяет необходимым требованиям по отстройке критических скоростей: критические скорости системы роторов с промвалом имеют достаточные запасы от резонанса с рабочим числом оборотов. С технологической точки зрения этот вариант проще и дешевле.

Ниже приведен приближенный расчет максимального угла закручивания промвала при действии на ротор генератора десятикратного вращающего момента, эквивалентного электродинамическому моменту поля ротора генератора при его коротком замыкании.

2.7.2 Расчет угла закручивания

Удельный угол закручивания промвала φ/l должен удовлетворять условию [16]

$$\varphi/l < [\varphi], \quad (2.82)$$

где φ - угол закручивания, рад;
 $l=3560$ мм - длина вала между опорами;
 $[\varphi]=0,3^\circ$ - допустимый угол закручивания, град/м.

Угол закручивания промвала φ , рад, определяется по формуле

$$\varphi = \frac{M_{кр} \cdot l}{G \cdot J_p}, \quad (2.83)$$

где $G=0,81 \cdot 10^6$ кгс/см² - модуль упругости второго рода;
 $J_p = \pi \cdot 46^4$ - полярный момент инерции сечения вала;
 $M_{кр}$ - крутящий момент, кгс·см.

Крутящий момент валопровода при трехфазном коротком замыкании определяется по формуле

$$M_{кр} = \frac{(J_1 + J_2 + J_м) \cdot M_{кз}}{J_1 + J_2 + J_3 + J_м} + \left[1 - \frac{J_1 + J_2 + J_м}{J_1 + J_2 + J_3 + J_м} \right] \cdot (M_1 + M_2) \cdot 10^3, \quad (2.84)$$

где $J_1 = 12470$ кгс·см·сек² - массовый момент инерции ротора высокого давления [16];

$J_2 = 1490$ кгс·см·сек² - массовый момент инерции промвала [16];

$J_м = 3986$ кгс·см·сек² - массовый момент инерции трех полумуфт [16];

$J_3 = 34930$ кгс·см·сек² - массовый момент инерции ротора генератора [16];

$M_2 = 0$ - крутящий момент промвала;

M_1 - крутящий момент от паровых усилий ротора высокого давления, кгс·см

$$M_1 = 97400 \cdot \frac{N_{чвд}}{n}, \quad (2.85)$$

где $N_{чвд} = 107,5$ МВт - максимальная мощность части высокого давления;

$n = 3000$ об/мин - рабочее число оборотов;

$$M_1 = 97400 \cdot \frac{107,5}{3000} = 3490,1.$$

$M_{кз}$ - момент электромагнитных сил, действующих на ротор генератора при трехфазном коротком замыкании, кгс·см

$$M_{кз} = 10 \cdot M_n, \quad (2.86)$$

где $M_n = 32,5 \cdot 10^5$ кгс·см - номинальный крутящий момент на роторе генератора;

$$M_{кз} = 10 \cdot 32,5 \cdot 10^5 = 3,25 \cdot 10^7.$$

Крутящий момент валопровода, кгс·см

$$M_{кр} = \frac{(12470 + 1490 + 3986) \cdot 3,25 \cdot 10^7}{12470 + 1490 + 34930 + 3986} + \left[1 - \frac{12470 + 1490 + 3986}{12470 + 1490 + 34930 + 3986} \right] \times \\ \times (3490,1 + 0) \cdot 10^3 = 133,36 \cdot 10^5.$$

Угол закручивания, рад

$$\varphi = \frac{133,36 \cdot 10^5 \cdot 356 \cdot 32}{0,81 \cdot 10^6 \cdot \pi \cdot 46^4} = 0,0133 = 0,764^\circ.$$

Удельный угол закручивания, град/м

$$\varphi / l = 0,764^\circ / 3,56 = 0,215^\circ < [\varphi] = 0,3^\circ.$$

Полученный удельный угол закручивания меньше допустимого. Таким образом, выполненный расчет угла закручивания промвала дает возможность говорить о целесообразности установки данного вала взамен ротора низкого давления при эксплуатации турбины в режиме противодавления.

2.8 Другие методы увеличения тепловой мощности

2.8.1 Отключение ПВД

При отключении ПВД и сохранении неизменной паровой нагрузки блока пар, поступавший ранее в ПВД, используется для дополнительной выработки энергии в турбине. В этом случае выработка дополнительной теплоэнергии будет осуществляться при пониженной энтальпии питательной воды, а значит, с увеличенным удельным расходом тепла. Снижение экономичности работы турбоагрегата связано также с увеличением выходной потери последней ступени турбины и ухудшением вакуума из-за повышения расхода пара в конденсатор.

Достоинством рассмотренного метода получения пиковой мощности является то, что она получается практически без дополнительных капитальных вложений. Необходимо только предусмотреть запас по максимальной мощности генератора и возможность некоторой форсировки котлоагрегатов, в частности предусмотреть запас по напору и производительности вентиляторов и дымососов. Препятствием к использованию данного способа получения пиковой мощности могут явиться ограничения по пропускной способности (по перегрузке) последних ступеней турбины. Данный способ перегрузки паротурбинных установок обеспечивает экономию расчетных затрат по сравнению с другими способами покрытия пиковых нагрузок [15].

2.8.2 Использование встроенных теплофикационных пучков

Современные теплофикационные турбины позволяют при некоторых режимах полностью исключить потери тепла с охлаждающей водой, так что их тепловая экономичность становится такой же, как и для турбин с противодавлением. Для этой цели часть поверхности конденсатора выделяется в специальный теплофикационный пучок, в трубки которого может подаваться вода

как циркуляционная, так и из тепловой сети или добавочная вода. Поверхность встроенного пучка составляет примерно 15% общей поверхности конденсатора. Он komponуется в средней части конденсатора между двумя основными боковыми пучками охлаждения.

Теплофикационные пучки рассчитаны на утилизацию тепла минимально-вентиляционного расхода пара в конденсатор, а также тепла пара, поступающего на теплообменники на линии рециркуляции (сальниковые подогреватели, охладители пара эжекторов), которое с конденсатом из линии рециркуляции и с дренажом из данных теплообменников сбрасывается в конденсатор и при номинальных расходах пара на турбину может быть соизмеримым по величине с теплом минимально-вентиляционного расхода пара

Таким образом, теплофикационные пучки используются для подогрева сетевой или добавочной воды при работе турбин по тепловому графику, т.е. при заданной величине регулируемых отборов и минимальном расходе пара в конденсатор. При этом по сравнению с работой конденсатора на циркуляционной воде достигается экономия тепла в цикле ТЭЦ. При значительных расходах пара в конденсатор турбины работают с нормальным вакуумом при подаче через теплофикационный пучок и основную поверхность конденсатора циркуляционной воды. Использование в этих случаях теплофикационного пучка для подогрева сетевой воды экономически не оправдывается в связи с ухудшением вакуума и значительным потреблением мощности в ступенях ЧНД, так что удельная выработка электроэнергии на базе теплового потребления для потока пара, поступающего в конденсатор, становится меньше, чем для нижнего отопительного отбора. Исключение может представить случай подогрева в конденсаторе больших потоков холодной подпиточной воды в системе открытого теплоснабжения. Кроме того, на промышленно-отопительных ТЭЦ со значительным расходом добавочной воды для восполнения потерь в цикле возможна работа турбин с нормальным вакуумом при параллельной подаче циркуляционной воды через основную поверхность конденсатора и сырой воды для химводоочистки через теплофикационный пучок, что обеспечивает частичную утилизацию тепла отработавшего пара.

Использование теплофикационных пучков для подогрева сетевой воды с переводом турбин в чисто теплофикационный режим работы связано с ухудшением вакуума и снижением экономичности и мощности ЧНД. Поэтому эффективность этого мероприятия зависит от величины минимально-вентиляционного расхода пара, температуры и количества воды, подаваемой в пучок, и различна для разных температур наружного воздуха. Более эффективно использование теплофикационных пучков в зимний период. В этом случае при полной загрузке отопительных отборов включение теплофикационных пучков приводит к уменьшению расхода топлива на пиковые котлы и является абсолютно выгодным. Однако в переходный период использование теплофикационных пучков снижает нагрузку отопительных отборов, что при наличии потребления мощности в ступенях ЧНД приводит к уменьшению суммарной выработки электроэнергии на базе теплового потребления. Поэтому в переходный период

использование теплофикационных пучков менее эффективно, а при некоторых условиях может даже оказаться неоправданным [15].

2.8.3 Выводы

Наиболее выгодным решением является реконструкция турбины Т-100/120-130 с переводом её в режим с ухудшенным вакуумом.

Использование встроенных теплофикационных пучков в конденсаторе нецелесообразно так как количество подпиточной воды теплосети недостаточно для того чтобы отказаться от циркуляционной воды, а при этом неизбежны потери в холодном источнике.

Отключение ПВД целесообразно для покрытия пиковых нагрузок, экономичность станции при этом значительно уменьшается.

В регионе расположения Абаканской ТЭЦ расположены крупные энергогенерирующие предприятия и острый дефицит электроэнергии отсутствует. Из этого следует, что Абаканской ТЭЦ выгоднее работать по тепловому графику, а не электрическому и вследствие этого перевод турбоагрегата Т-100/120-130 в режим работы с противодавлением экономически целесообразен.

3 Изменения в системе регулирования

3.1 Общие описание системы регулирования турбины

Система регулирования турбин Т-100/120-130 имеет следующие характерные решения:

1. Система построена по принципу связанного независимого регулирования заданных параметров. Передаточные числа и времена сервомоторов обеспечивают автономность регулирования на основных регионах.

2. Связи между всеми элементами регулирования гидравлические, обеспечивающие как в статике, так и в динамике линейность характеристик схемы и их независимость от параметров рабочей жидкости (масла), причем управляющие дроссели расположены как на сливах, так на ее подводах.

3. Промежуточные сервомоторы беспружинные, проточные, выполненные в виде вращающихся дифференциальных поршней заодно с золотниками.

4. Регулирование скорости гидродинамическое. Импульсным элементом регулятора скорости является безрасходный импульсный насос (импеллер), жестко соединенный с валом турбины.

5. Датчики регуляторов скорости и давления однотипные, упругие, бесстартерные, мембранно-ленточные, не имеющие никаких трущихся или вращающихся частей, очень просты в настройке и стабильны в работе.

6. Синхронизатор регулятора скорости, кроме обычных функций (изменение числа оборотов или нагрузки), выполняет операции по управлению органами защиты, регулирующими и стопорными клапанами.

7. Регулирование давления изодромное. Регулятор отопительных отборов с широким диапазоном давлений при значительно сниженном нижнем пределе. Изодромное устройство особенно целесообразно при работе турбины в режиме с противодавлением, когда для устойчивой работы системы требуется повышенная неравномерность.

8. Снижение динамического заброса частоты вращения ротора турбины при сбросах нагрузки за счет:

- движение поршня главного сервомотора клапанов высокого давления с максимальной скоростью на возможно большем участке хода благодаря специально введенной нелинейности в характеристике обратной связи, которая проявляется при резком изменении числа оборотов;

- закрытия регулирующей диафрагмы в момент сброса нагрузки как на режимах с отборами пара, так и чисто конденсационном.

9. Обеспечение возможности работы турбины с регулируемыми отборами пара как с независимым изменением электрической и тепловой нагрузок, так и по тепловому графику (на режиме с противодавлением).

10. Обеспечение возможности поддержания давления поочередно в одном из двух отопительных отборов, в том числе при ступенчатом подогреве сетевой воды и расширенном диапазоне регулируемого давления при помощи одного регулятора давления и одной регулирующей диафрагме.

11. Защита турбины от разгона выполняется с двумя кольцевыми бойками и двумя золотниками. Имеется возможность отдельного расхаживания их над нагрузкой, причем турбина всегда остается под защитой бойка [14].

3.2 Схема системы регулирования турбины и ее работа в режиме с противодавлением

Схема системы регулирования турбины Т-100-130 после реконструкции, в связи с переводом ее для работы в режиме с противодавлением, не изменяется, так как данный режим работы по тепловому графику предусмотрен для этого типа турбин заводом.

На этом режиме регулирующая диафрагма должна быть закрыта и зафиксирована в таком положении, чтобы изменение нагрузки не приводило к ее открытию. Устройство, переводящее турбину на этот режим, выводит из работы сервомотор регулирующих диафрагм и позволяет регулятору давления почти полностью перемещать клапаны ЧВД для того, чтобы сохранить необходимую точность поддержания давления (неравномерность) и дополнительно предохранить турбину от аварийного повышения давления в камере отбора.

Система регулирования турбины Т-100-130 (рисунок 3.1) имеет два регулятора - регулятор скорости 1 и регулятор давления 3. Регулятор скорости получает импульс от импеллера, размещённого в насосной группе. При изменении частоты вращения ротора турбины изменяется давление масла за импеллером. Изменение давления воспринимается мембраной регулятора скорости. Жёстко скреплённая с мембраной лента, имеющая прогиб на рабочем ходу, примерно в 10 раз больше, чем мембрана, управляет сливом масла из сопла. Изменение слива через сопло служит импульсом для перемещения золотника регулятора скорости, который при своём движении изменяет сливы масла в линиях, управляющих перемещениями золотников 9 главных сервомоторов.

Масло к камерам поршней этих золотников подводится как через имеющийся на поршнях тангенциальные щели (дрессели 11), так и через дрессели 12 - обратные связи главных сервомоторов. Сливками из камер поршней управляют золотники регуляторов 1 и 3.

При перемещении золотника регулятора скорости 1 в обеих линиях В и Н управления главными сервомоторами парораспределения частей высокого и низкого давления происходит одновременно либо повышения, либо понижения давления масла. При перемещении золотника регулятора давления 3 в одну линию подаётся команда на увеличение давления, в другую - на понижение.

Одновременная подача команды в обе линии определяется принципом связанности регулирования; направление и величина команды, передаваемой в каждую линию, определяется принципом независимости регулирования.

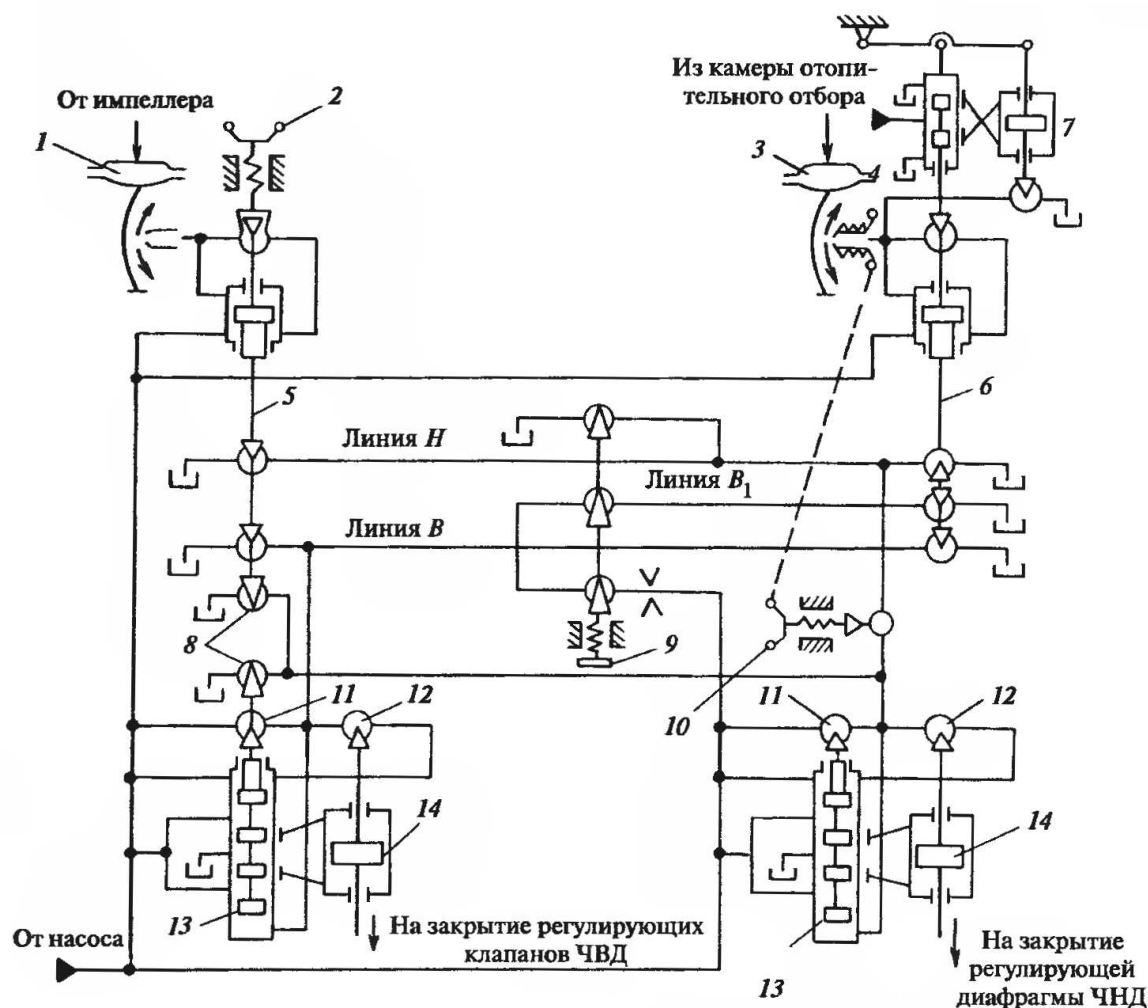
Устройство 9 для перевода турбины на режим с противодавлением представляет собой заблокированные в одном золотнике дрессели. Это устройство называется переключателем на режим с противодавлением. При перемещении

маховичком золотника переключателя вниз его верхний дроссель открывает большой слив из линии 8, что вызывает полное перемещение поршня сервомотора ЧВД до нижнего упора и закрытие регулирующих диафрагм. Открывающийся через дроссель слив настолько велик, что увеличение подвода масла в эту линию через обратную связь 11 не восстанавливает в ней давления. Поэтому золотник 13 опускается вниз из среднего отсечного положения, стремясь восстановить давление подводом масла через дроссель 12. Однако этого подвода также недостаточно для восстановления давления в линии Н, вследствие чего золотник 13 доходит до упора. Смещение вниз золотника приводит к постоянному соединению полости над поршнем сервомотора 14 с напорной линией, а полости над поршнем - с линией всасывания насоса, чем обеспечивается плотное прижатие поршня к нижнему упору не зависимо от перемещения золотников регуляторов 1 и 3.

Второй дроссель переключателя 9 соединяет линию В дополнительной линией В₁ («дополнительный этаж ЧВД» в корпусе блока регуляторов). На линии В₁ у золотника регулятора давления 3 имеется дроссель действующий в ту же сторону, что и нижний дроссель относительно основной линии В. Таким образом на линию В теперь действуют два дросселя, поэтому при том же перемещении золотника регулятора 3 поршень сервомотора ЧВД будет перемещаться на больший ход, чем это было на обычном режиме с отбором пара. Вследствие этого, несмотря на то, что компенсация изменения расхода пара в отбор осуществляется на режиме работы по тепловому графику только органами парораспределения ЧВД, без участия регулирующих диафрагм, общая неравномерность регулирования давления почти не возрастает. Суммарная площадь окон, расположенных на сливах сразу в двух этажах, позволяет регулятору давления, в этом случае при своём рабочем ходе почти полностью перемещать клапаны ЧВД, поддерживая нагрузку в широком диапазоне.

В режиме с противодавлением для более эффективного воздействия на систему регулирования при сбросах нагрузки, золотник регулятора скорости устанавливается около положения холостого хода, за которым его окна открывают большие сливы из линии В. Что бы при этом не произошло закрытия регулирующих клапанов и обеспечивалось управление клапанами регулятором давления, на рассматриваемом режиме нижний дроссель переключателя 9 открывает постоянную подпитку линии В.

Выключатель 10 конструктивно соединён с приводом сопла регулятора 3. При выключении сервомотора сначала отодвигается сопло, а затем закрывается дроссель 11. Отход сопла от ленты увеличивает слив масла из полости над поршнем золотника 6. Золотник поднимается вверх до упора, так как, несмотря на увеличение подвода масла через тангенциальные щели (дроссель), давление над золотником не восстанавливается. Происходит выключение регулятора 3, после чего изменение прогиба ленты не сказывается на положении золотника ввиду того, что даже при уменьшении прогиба зазор между лентой и соплом остаётся настолько большим, что давление в полости над поршнем золотника при этом не изменяется.



1 - регулятор частоты вращения (скорости), 2 - задатчик регулятора частоты вращения, 3 - регулятор давления отопительного отбора, 4 - задатчик регулятора давления, 5 - золотник регулятора частоты вращения, 6 - золотник регулятора давления, 7 - изодромное устройство регулятора давления, 8 - дроссели воздействия на сервомотор ЧНД при сбросах нагрузки, 9 - переключатель на режим с противодавлением, 10 - выключатель сервомотора ЧНД, 11 - дроссели обратной связи (самовыключения) промежуточного сервомотора отсечного золотника, 12 - дроссели обратной связи главного сервомотора, 13 - отсечные золотники, 14 - главные сервомоторы

Рисунок 3.1 - Принципиальная схема регулирования турбин Т-100-130

Когда дроссель 10 закрыт, то камера над золотником 13 сервомотора ЧНД оказывается отрезанной от сливов линии Н, в то время как подводы масла через дроссели 11 и 12 сохраняются. Давление в камере под золотником возрастает, золотник 13 идёт до упора вверх, открывая доступ масла под поршень сервомотора ЧНД и слив масла из полости над поршнем. Поршень сервомотора доходит до упора вверх, регулирующие диафрагмы полностью открываются. Такое положение имеет место при работе турбины на чисто конденсационном режиме [13].

Таким образом, система регулирования турбины претерпевает незначительные изменения, а именно: при переводе турбины в режим работы с противодавлением, сервомотор ЧНД воздействует не на регулируемую диафрагму (на её закрытие), а на соответствующую арматуру, установленную на перепускных паропроводах, между цилиндрами среднего и низкого давления.

4 Экономическая оценка эффективности проекта реконструкции ТЭС

4.1 Техничко-экономическое обоснование

Экономическая оценка мероприятий по реконструкции и техническому перевооружению существующих ТЭС предлагаем расчет коммерческой эффективности инвестиций, направляемых на данные цели, которая определяется на основе анализа хозрасчетных показателей предприятий [17].

Для оценки коммерческой эффективности рассчитываются показатели, устанавливающие соотношения финансовых затрат и результатов, обусловленных реализацией инвестицией инвестиционного проекта: чистый доход, срок окупаемости, рентабельность.

В таблице 4.1 представлены производственные результаты, достигаемые при проведении реконструкции. В данном подразделе представлены наиболее важные технико-экономические характеристики необходимые для дальнейшей оценки стоимости производственных характеристик и расчёта экономического эффекта при реконструкции.

Таблица 4.1 – Производственные результаты при реконструкции

Наименование показателей	Условное обозначение	Способ расчёта	Значение показателей	
			до реконструкции	после реконструкции
Число часов работы в год, час	$T_{уст}$	Данные станции	6500	6500
Отпущенная электрическая мощность, МВт	W_{omn}	Расчет ТЭП	92	86,215
Годовой недоотпуск электрической энергии, тыс. МВт·ч	ΔW_{omn}	$\Delta W_{omn} = T_{уст} \cdot (W_{omn}^{dp} - W_{omn}^{np})$	-37602,5	
Тепловая нагрузка, Гкал/час	$Q_{от}$	Расчет ТЭП	128,977	165,787
Годовой дополнительный отпуск тепловой энергии, тыс. Гкал	$\Delta Q_{от}$	$\Delta Q_{от} = T_{уст} \cdot (Q_{от}^{dp} - Q_{от}^{np})$	239265	

При выполнении реконструкции производственный результат заключается в увеличении выработки и отпуска тепловой энергии потребителям на фоне некоторого снижения выработки и отпуска электрической энергии.

4.2 Расчёт капитальных вложений

Согласно плану реконструкции составляем сметную стоимость работ по смете затрат на реконструкцию (по базовым ценам на ремонт энергетического оборудования), представленную в таблице 4.2. Эти затраты и будут составлять капитальные затраты, требуемые на реконструкцию турбины Т-100-130 ст.№2.

Таблица 4.2 — Смета затрат на реконструкцию турбины Т-100-130 ст.№2

Обоснование	Наименование работ	Кол-во	Цена, руб.	Сумма, руб.
0101011001	Вскрытие корпуса ЦВД	1	30 024	30 024
0101011003	Тоже корпуса ЦСД	1	18 528	18 528
0101030301	Разборка проточн. части ЦВД давления пара 130 атм.	1	34 058	34 058
0101030302	Тоже ЦСД	1	27 346	27 346
0101040101	Разборка проточной части двухпоточного ЦНД	1	22 134	22 134
0102011002	Ремонт крепежа ЦВД по II гр. сложности	1	19 242	19 242
0102040301	Ремонт крепежа ЦСД с заменой до 4 шпилек и 10 гаек	1	25 097	25 097
0103060203	Ремонт с заменой до 30% крепежа разъема ЦНД	1	14 816	14 816
0103010203	Ремонт каминных уплотнений ЦВД с заменой до 50% сегментов	1	13 280	13 280
0103020501	Тоже ЦСД	1	12 781	12 781
0103030503	Ремонт концевых уплотнений ЦНД с заменой до 50% сегментов	1	15 173	15 173
0103040203	Ремонт обойм уплотнений ЦВД с заменой до 50% сегментов	1	66 438	66 438
0103050201	Ремонт обойм уплотнений ЦСД с заменой до 50% сегментов	1	42 662	42 662
0103060502	Ремонт кольца сегментов	2	4 927	9 854
0104010103	Ремонт обойм диафрагм ЦВД с заменой крепежа	1	60 119	60 119
0104030101	Ремонт обойм диафрагм ЦСД с заменой крепежа	1	50 123	50 123
0104050102	Ремонт обойм диафрагм ЦВД с заменой крепежа, к-во обойм св.2 до 5	1	73 792	73 792
0105020103	Ремонт диафрагм ЦВД с заменой уплотн. колец при к-ве ступеней до 10 шт	1	99 103	99 103
0105080502	Ремонт диафрагм ЦСД с восстановлением надбондажных уплотнений, при к-ве ступ. 10 шт.	1	134 411	134 411

Продолжение таблицы 4.2

Обоснование	Наименование работ	Кол-во	Цена, руб.	Сумма, руб.
0105100202	Ремонт диафрагм ЦНД теплоф. турбин 130 атм	1	149 226	149 226
0106010103	Ремонт РВД, к-во ступеней 9 шт.	1	34 058	34 058
0106450103	Ремонт РСД при к-ве ступ. 13-14 шт	1	48 623	48 623
0106630302	Ремонт РНД к-во ступ. до 8 шт.	1	33 915	33 915
0107010403	Ремонт наружного корпуса ЦВД с устранением дефектов металла	1	120 488	120 488
0107040201	Ремонт наружного корпуса ЦСД с устр. дефект. металла	1	123 915	123 915
0107070101	Ремонт наружного корпуса ЦНД	1	36 700	36 700
0107110103	Центровка проточной части ЦВД к-во ступеней св. 15 шт.	1	24 062	24 062
0117110803	То же ЦСД к-во ступени 11-15 шт.	1	132 666	132 666
0107120103	Центровка проточной части 2-х поточного ЦНД	1	22 527	22 527
0107130102	Восстановление радиальных зазоров в концевых и диафрагменныхуплотн. ЦВД	1	96 212	96 212
0107130202	Тоже для ЦСД	1	79 754	79 754
0107130302	Тоже для ЦНД	1	47 481	47 481
0107150501	Ремонт обшивки ЦВД	1	2 652	2 652
0107150502	Ремонт обшивки ЦСД	1	2 984	2 984
0107150503	Ремонт обшивки ЦНД	1	1 785	1 785
0109010803	Ремонт передней опоры (опорной) без замены вкладыша	4	22 027	88 108
0109010202	Ремонт передней опоры (опорно-упорный) без замены вкладыша	2	37 556	75 112
0109020101	Ремонт скользящих поверхностей передней опоры и рамы без снятия корпуса	3	25 418	76 254
0108010403	Контрольная сборка ЦВД	1	35 057	35 057
0108020202	Контрольная сборка ЦСД	1	39 663	39 663
0108030201	Контрольная сборка 2- поточного ЦНД	1	22 919	22 919

Продолжение таблицы 4.2

Обоснование	Наименование работ	Кол-во	Цена, руб.	Сумма, руб.
0108040403	Сборка и закрытие ЦВД	1	77 576	77 576
0108050201	Сборка и закрытие ЦСД	1	62 332	62 332
0108060201	Сборка и закрытие 2-х поточного ЦНД	1	33 772	33 772
0109010303	Ремонт передней опоры при б вкладыша до 300 мм	1	15 387	15 387
0109020101	Опоры и рамы без снятия корпуса подшипника	1	25 418	25 418
0109030402	Ремонт опоры РВД-РСД с подгонкой упорных колодок	1	69 579	69 579
0109040101	Ремонт опоры РВД-РСД без снятия корпуса подшипника	2	57 048	114 096
0109050201	Ремонт опор РСД-РНД	2	34 558	69 116
0109060202	Ремонт опоры РТ-РГ при вынутых роторах	2	19 385	38 770
0109070102	Ремонт опоры РГ выносной без замены вкладыша без выемки ротора при d вкладыша свыше 300 мм	1	17 529	17 529
0109080102	Ремонт 2-х опор ротора возбuditеля при d вкладыша 150 мм без замены вкладышей	2	28 667	57 334
0109090401	Ремонт водородных уплотнений генератора с восстановлением рабочих	2	57 084	114 168
0109100101	Ремонт маслоуловителя ТГ с заменой уплотнительных ножей	3	4 427	13 281
0109110202	Проточка и шлифовка упорного гребня ротора с установкой приспособлений на	2	4 605	9 210
0109140102	Ремонт валоповоротного устройства	1	17 993	17 993
0110010201	Устранение дефектов центровки валопровода с 4-мя роторами	1	52 158	52 158
0110020301	Устранение коленчатости соединения пары роторов т/а	1	59 226	59 226
0110040201	Перецентровка центробежного насоса системы регулирования турбины	1	6 819	6 819
0111020401	Ремонт клапана регулирующего ВД с устранением дефектов металла	9	37 985	341 865

Продолжение таблицы 4.2

Обоснование	Наименование работ	Кол-во	Цена, руб.	Сумма, руб.
0111030101	Ремонт распределительного устройства регулирующих клапанов с заменой изношенных деталей	2	48 731	97 462
0111040101	Ремонт поворотных заслонок с заменой изношенных деталей	1	25 061	25 061
0111050301	Ремонт рычажных связей системы парораспределения	9	2 142	19 278
0111050801	Замена односедельного регулирующего клапана	1	3 784	3 784
0112010902	Снятие характеристик системы регулирования с двумя регулируемыми	1	89 714	89 714
0112011502	Настройка системы регулирования с двумя регулируемыми отборами	1	50 516	50 516
0112011802	Снятие динамических характеристик системы регулирования с двумя ре-	1	69 901	69 901
0112012102	Разборка схемы промывки и сборка системы в рабочее состояние	1	26 561	26 561
0112013002	Определение временных характеристик системы регулирования и защиты от	1	151 939	151 939
0112020401	Ремонт и наладка золотников регулятора скорости	1	25 454	25 454
0112021801	Ремонт и наладка сервомотора автоматического затвора	1	18 314	18 314
0112022001	Ремонт и наладка сервомотора регулирующего клапана	1	17 350	17 350
0113040101	Ремонт эксгаустера с проверкой состояния подшипников и зазоры между крыльчаткой	2	2 285	4 570
0113020102	Ремонт маслобака турбины	1	32 166	32 166
0113030201	Ремонт маслоохладителя с заменой до 30% трубок	2	68 615	137 230
0113070101	Ремонт фильтров масляного бака	10	464	4 640
0114020101	Ремонт вакуумной системы с определен, мест присосов течеискателем	1	179 285	179 285
0115030103	Контрольное измерение вибрации опор т/а	1	3 913	3 913
0115040102	контактных колец электрических машин	1	3 998	3 998
0115060203	причин повышенной вибрации опор	1	45 767	45 767
0115070103	Балансировка валопровода т/а на месте	1	106 922	106 922

Продолжение таблицы 4.2

Обоснование	Наименование работ	Кол-во	Цена, руб.	Сумма, руб.
0201010401	Ремонт подогревателей низкого давления	4	10 204	40 816
0202010401	Ремонт подогревателей высокого давления	3	33 558	100 674
0205020801	Ремонт конденсаторов с заменой 10% трубок	1	58 048	58 048
0206041201	Ремонт пароструйных эжекторов с холодильником	2	9 532	19 064
0104130103 ч.XIV	Очистка внутренней поверхности труб конденсаторов	45,4	2 072	94 069
0104150101 ч.XIV	Очистка внутренней поверхности труб подогревателей сетевой воды	12	1 005	12 060
0103010201, 03,04 ч.III	Ремонт вентилей запорных Ду 10	10	512	5 120
0103010301, 03,04 ч.III	Ремонт вентилей запорных Ду 20	10	740	7 400
0103010401, 03,04 ч.III	Ремонт вентилей запорных Ду 50,65	5	1 399	6 995
0105010103, 04 ч.III	Замена задвижек Ду 50	5	398	1 990
0105010103, 04 ч.III	Замена задвижек Ду 400	2	1 296	2 592
0113010301	Ремонт клапана регулирующего Ду 100	5	1 134	5 670
0113010303,0 4 ч.III	Снятие и установка клапана регулирующего Ду 100	1	1 102	1 102
0116010101 ч.III	Ремонт клапана предохранительного Ду 250/400	2	5 796	11 592
0202010101,0 2,03 ч.III	Ремонт водоуказательных приборов с 1 стеклом в приборе	5	1 397	6 985
021010101,0 2,03 ч.III	Клапаны регулятора уровня и рециркуляции конденсата конденсатора турбины	1	3 621	3 621
0306010101 ч.III	Замена набивки сальниковых уплотнений штоков Ду до 20 мм	20	59	1 180
0306010201 ч.III	Тоже Ду 20-50 мм	30	85	2 550
0306010301 ч.III	Тоже Ду 50-100 мм	10	108	1 080
0306010401 ч.III	Тоже Ду 20-50 мм	10	144	1 440
0306010501 ч.III	Тоже Ду 20-50 мм	5	180	900

Продолжение таблицы 4.2

Обоснование	Наименование работ	Кол-во	Цена, руб.	Сумма, руб.
0306010601 ч.Ш	Тоже Ду 20-50 мм	5	227	1 135
0307010101,0 2,03 ч.Ш	Сервоприводы клапанов типа "КОС" Ду 150	2	1 137	2 274
0307010201,0 2,03 ч.Ш	Тоже Ду 200	2	784	1 568
0307010301,0 2,03 ч.Ш	Тоже Ду 250	1	806	806
0307010401,0 2,03 ч.Ш	Тоже Ду 300	1	949	949
0307010501,0 2,03 ч.Ш	Тоже Ду 400	2	1 007	2 014
0307010901,0 2,03 ч.Ш	Тоже Ду 1200	1	1 397	1 397
0101010102 ч.XV	Снятие тепловой изоляции известково-кремнеземистой	5	1 023	5 115
01010601024. XV	Тоже минераловатной	5	1 271	6 355
0104020 102 ч.XV	Тоже из минераловатных матов с металлической сеткой	5	1 147	5 735
01 04030102 ч.XV	Тоже из матов минераловатных прошивных	5	1 116	5 580
01070101024 ч.XV	Тоже из асбоперлита	3	372	1 116
0104030103 ч.XV	Изоляция матами минераловатными	42	1 798	75 516
0105080103 ч.XV	Изоляция матрацами МКРВ	10	2 728	27 280
01070301034 ч.XV	Напыление изоляции асбестоперлитовое	28	133	3 724
0109050101 ч.XV	Восстановление штукатурного слоя	270	146	39 420
0208010101 ч.XV	Восстановление металлической сетки	270	60	16 200
0109070101 ч.XV	Восстановление стеклотканевого слоя	415	62	25 730
0302030101 ч.І	Зачистка под контроль металла $k=0,01$	985	160	157 600
2601020101	Сборка и разборка металл. лесов	15,3	5 407	82 727
	ИТОГО			5 219 785
	С коэффициентом 1,033 и 1,6			8 627 261

Окончание таблицы 4.2

Обоснование	Наименование работ	Кол-во	Цена, руб.	Сумма, руб.
	Стоимость материалов, машин и механизмов, в т.ч. промвала			14 378 768
	Стоимость ПСГ-2300 (коэффициент удорожания $K_u=160$)	1	55 200	8 832 000
	Стоимость СЭ-100 (коэффициент удорожания $K_u=160$)	1	3 300	528 000
	ИТОГО по смете			32 366 029

Разделы рассчитаны укрупненным методом, исходя из условий, что стоимость работ будет уточнена при реализации.

Размер амортизационных отчислений U_a , млн. руб./год, определяется по следующей формуле

$$U_a = K \cdot H_a, \quad (4.1)$$

где H_a – средняя норма амортизации станции в целом;
 K - суммарные капитальные вложения K , млн. руб.;

$$U_a = 32,366 \cdot 0,073 = 2,363.$$

4.3 Оценка экономической эффективности капитальных вложений

Экономическая оценка мероприятий по проектированию ТЭС предполагает расчёт коммерческой эффективности инвестиций, направляемых на данные цели, которая определяется на основе анализа хозрасчётных показателей предприятий.

Для оценки эффективности рассчитываются показатели, устанавливающие соотношения финансовых затрат и результатов, обусловленных реализацией инвестиций.

Показателями экономической эффективности проекта модернизации являются:

- чистый дисконтированный доход, величина превышения экономических результатов над интегральными затратами;
- срок окупаемости, период начиная с которого первоначальные затраты, связанные с осуществлением модернизации, покрываются суммарными доходами от реконструкции.

При оценке производственного результата применены тарифы по отпуску тепловой T_m и электрической энергии T_e , а также себестоимость тепловой U_m и электрической энергии U_e на текущий период по данным ТЭЦ.

Чистый дисконтированный доход NPV , млн.руб., определяется по следующей формуле [17]

$$NPV = \sum_{n=0}^n [D_{э/э} + D_{м/э} + U_{ам}] \cdot \frac{1}{(1+0,1)^n} - K, \quad (4.2)$$

где $D_{э/э}$ – снижение дохода от продажи электроэнергии, млн.руб./год;
 $D_{м/э}$ – доход от продажи тепловой энергии, млн.руб./год;
 $U_{ам}$ – амортизационные отчисления, млн.руб./год;
 K – капитальные вложения, млн.руб;
 n – текущий год.

Снижение дохода от продажи электроэнергии $D_{э/э}$, млн.руб./год, связанным с уменьшением выработки, определяется по формуле

$$D_{э/э} = (T_э - U_э) \cdot \Delta W_{омн} \cdot 10^{-3}, \quad (4.3)$$

где $T_э$ – тарифная ставка на электрическую энергию, руб./(кВт·ч), по данным ТЭЦ [2];
 $U_э$ – себестоимость отпущенной электрической энергии, руб/(кВт·ч);
 $\Delta W_{омн}$ – годовой недоотпуск электрической энергии, тыс. МВт·ч;

$$D_{э/э} = (1,36 - 0,94) \cdot 37602,5 \cdot 10^{-3} = -18,801.$$

Доход от продажи тепловой энергии $D_{м/э}$, млн.руб./год, определяется по формуле

$$D_{м/э} = (T_m - U_m) \cdot \Delta Q_{от} \cdot 10^{-6}, \quad (4.4)$$

где T_m – тарифная ставка на тепловую энергию, руб./Гкал, по данным ТЭЦ [2];
 U_m – себестоимость отпущенной электрической энергии, руб/(Гкал);
 $\Delta Q_{от}$ – годовой дополнительный отпуск тепловой энергии, тыс. Гкал;

$$D_{м/э} = (805 - 665) \cdot 239265 \cdot 10^{-6} = 33,497.$$

Результаты расчёта срока окупаемости капитальных вложений в проект реконструкции ТЭЦ сведены в таблицу 4.3.

Таблица 4.3 – Оценка экономической эффективности капитальных вложений

Показатели	Расчетный период (год)			
	0	1	2	3
Денежный поток по инвестиционной деятельности – кап. вложения (К), млн. руб.	-32,366	0	0	0
Денежный поток по основной деятельности, млн. руб.	0	17,059	17,059	17,059
Амортизационные отчисления, млн. руб.	0	2,363	2,363	2,363
Снижение дохода от реализации эл/энергии, млн. руб.	0	-18,801	-18,801	-18,801
Доход от реализации т/э, млн. руб.	0	33,497	33,497	33,497
Чистый денежный поток, млн. руб.	-32,366	17,059	17,059	17,059
Коэффициент дисконтирования $\frac{1}{(1+0,1)^n}$	1	0,909	0,826	0,751
Чистый дисконтированный доход, млн. руб.	-32,366	15,507	14,091	12,811
ЧДД нарастающим итогом, млн. руб.	-32,366	-16,859	-2,769	10,043

Так как ЧДД нарастающим итогом становится больше нуля на третьем году, следовательно, срок окупаемости проекта реконструкции ТЭЦ составляет примерно три года.

5 Охрана окружающей среды

5.1 Общие положения

Взаимодействие электростанции с окружающей средой определяется выбросами в атмосферу дымовых газов, тепловыми выбросами и выбросами загрязненных сточных вод.

При сжигании твердого топлива на ТЭЦ наряду с окислами основных горючих элементов углерода и водорода, в атмосферу поступает летучая зола с частицами недогоревшего топлива, сернистый и серный ангидриды, окислы азота, некоторое количество фтористых соединений, а также газообразные продукты неполного сгорания топлива.

Наиболее чувствительными к содержанию оксида серы являются растения. Воздействие токсинов повреждает поверхность листьев и хвои. По отношению к человеку отрицательными являются токсичные туманы при резком возрастании атмосферных загрязнений и неблагоприятных метеорологических условиях. В загрязненных оксидом азота районах у человека снижаются дыхательные функции, повышается респираторная заболеваемость, обнаруживаются изменения в крови.

5.2 Мероприятия по охране воздушного бассейна

Наиболее мощным источником поступления в атмосферу загрязняющих веществ являются дымовые трубы ТЭС. Рассеивание дымовых газов осуществляется через дымовые трубы [10].

В процессе сжигания органического топлива с дымовыми газами в атмосферу поступают:

- зола;
- сернистый ангидрид;
- окислы азота;
- бензапирен;
- пятиокись ванадия (при сжигании мазута);
- оксиды углерода.

Кроме того, с летучей золой в атмосферу поступают токсичные микроэлементы, которых испаряются, а затем конденсируются или адсорбируются на частицах золы при охлаждении топочных газов в тракте котла.

Выбросы золы зависят от количества и зольности потребляемого топлива, а также от совершенства и уровня эксплуатации золоуловителей.

Основными мероприятиями для снижения воздействия ТЭЦ на воздушный бассейн:

- глубокая очистка дымовых газов от золы, сернистых соединений и окислов азота;

- предварительная переработка топлива перед сжиганием с целью извлечения из него сернистых соединений;

- установка высоких дымовых труб в соответствии с санитарными нормами проектирования промышленных предприятий для отвода и рассеивания дымовых газов на значительное расстояние от промышленных объектов и населенных пунктов.

В таблице 5.1 указаны ПДК вредных веществ.

Таблица 5.1 – ПДК вредных веществ

Загрязняющие вещества	ПДК, мг/м ³	
	максимальная разовая	среднесуточная
Сероводород	0,08	0,008
Оксид углерода	0,03	0,001
Оксид азота	0,085	0,085
Сернистый ангидрид	0,5	0,15

Для снижения вредного влияния дымовых газов на окружающую среду на Абаканской ТЭЦ установлены электрофильтры. Степень очистки дымовых газов достигает 98 %. Высота дымовой трубы 120 м.

5.3 Охрана водного бассейна

Правилами охраны поверхностных вод от загрязнений сточными водами установлены предельно допустимые концентрации вредных веществ в воде водоемов и водотоков, взвешенных веществ минерального состава, показатели запаха, вкуса, цвета, реакции рН, содержания кислорода и др., а также допустимый подогрев воды в источнике. Эти требования к составу и свойствам воды не допускают сброса загрязненных сточных вод электростанции в водоемы и водотоки без очистки.

Сточными загрязненными водами электростанции являются: сбросы избыточных вод золошлакоотвалов при гидравлическом удалении золы и шлака, загрязненные маслом и мазутом воды, обмывочные воды мазутных парогенераторов и регенеративных воздухоподогревателей, сбросы химводоочисток и конденсатоочисток турбин и др.

Сложность и высокая стоимость очистки этих вод, а в ряде случаев и невозможность доведения сбросной воды до требуемой кондиции вынуждают, прежде всего, стремиться к всемерному сокращению количества загрязненных вод, повторному использованию сточных вод в системах технического водоснабжения и гидрозолоудаления, а, если позволяют природные условия, к полному использованию сточных вод без сброса в водоемы.

На ТЭЦ применено оборотное водоснабжение с градирнями. Вода, поступающая в газоохладители и маслоохладители турбин, сбрасывается в

градирни. Её загрязнения маслом не происходит из-за того, что давление охлаждающей воды больше давления масла. Охлаждающая вода, поступающая на охлаждение подшипников вспомогательного оборудования, сбрасывается в коллектор замасленных стоков, а из коллектора в канал гидрозолоудаления. В канал также поступает вода после уборки территории и оборудования. Из канала гидрозолоудаления вода багерными насосами перекачивается в чашу золошлакоотвала. В чаше вода отстаивается и поступает в баки осветленной воды. Осветленную воду используют для технических нужд станции (сальниковые уплотнение багерных насосов, гидроуборка полов, ТТЦ).

Воды, поступающие в промливневую канализацию, перекачиваются в очистные сооружения Абакано-Черногорского промузла и там проходят дальнейшую очистку. Шлак и зола поступают на нужды строительства, из шлака изготавливаются шлакоблоки, а из золы цемент, соответствующий марке М-50.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

В данной бакалаврской работе рассмотрен вопрос реконструкции Абаканской ТЭЦ с целью увеличения тепловой мощности и получения дополнительной выработки теплоэнергии.

Основным вариант реконструкции является перевод турбоагрегата Т-100/120-130 ст.№2 на режим работы с противодавлением. Расчёт показывает, что перевод турбины на этот режим уменьшает электрическую мощность турбоагрегата, но значительно увеличивается мощность теплофикационной установки, что особенно важно при присутствии дефицита тепловой энергии в городе Абакане. Перевод турбины на противодавление, наиболее оптимальный вариант для увеличения единичной тепловой мощности турбоагрегата.

В результате реконструкции уменьшается удельный расход топлива на выработку электроэнергии, увеличивается выработка электроэнергии на тепловом потреблении. Перевод турбины на противодавление позволяет значительно улучшить её технико-экономические показатели.

В процессе реконструкции требуется установка дополнительного оборудования (сетевого подогревателя и соответствующей арматуры), что увеличивает капитальные вложения при реконструкции. При экономии топлива и увеличению отпуска тепловой энергии, реконструкция окупится за короткий срок.

Данный вариант реконструкции может быть реализован на Абаканской ТЭЦ при наличии инвестиций.

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ

- 1 Теплоэнергетика и теплотехника: Общие вопросы : Справочник / В. И. Абрамов [и др.]; отв. ред. Т. Х. Маргулова. – 2-е изд. перераб. – М. : Энергоатомиздат, 1989. - 608 с.
- 2 Калафати, Д. Д. Применение турбин с противодавлением как перспективное направление повышения эффективности малых и средних ТЭЦ / Д.Д. Калафати / Теплоэнергетика, № 10, 1992 – 60 с.
- 3 Нормы технологического проектирования тепловых электрических станций. – М. Минэнерго СССР, 1981.
- 4 Ривкин, С. Л. Теплофизические свойства воды и водяного пара: Учеб. для вузов / С. Л. Ривкин, А. А. Александров. – М. : Энергия, 1980. – 424 с.
- 5 Рыжкин, В. Я. Тепловые электрические станции : Учебник для вузов / В. Я. Рыжкин – М. : «Энергоатомиздат», 1987. – 328 с.
- 6 Юренев, В. Н. Теплотехнический справочник. Том 2 Изд. 2-е, перераб. / В.Н. Юренев, П.Д. Лебедев. – М. : Энергия, 1976. - 896 с.
- 7 Кузнецов, Н. В. Тепловой расчет котельных агрегатов (Нормативный метод) / Н. В. Кузнецова. – М. : «Энергия», 1973. – 296 с.
- 8 Михайленко, С. А. Тепловые электрические станции: учебное пособие. 2-е изд. испр. / С. А. Михайленко, А. П. Цыганок. – Красноярск : ИПЦ КГТУ, 2005. – 302 с.
- 9 Цыганок, А. П. Проектирование тепловых электрических станций Учеб. пособие. / А. П. Цыганок, С. А. Михайленко - М. : Красноярск, КрПИ, 1991. – 43 с.
- 10 Куликов, С. М. Расчет содержания вредных веществ в дымовых газах при проектировании котлов и энергетических установок: методическое указание к дипломному проектированию / С. М. Куликов, Е. А. Бойко. - Красноярск, ИПЦ КГТУ, 1995. - 32 с.
- 11 Смирнов, А. Д. Справочная книжка энергетика, 4-е изд., перераб. и доп. / А. Д. Смирнов, К. М. Антипов - М.: Энергоатомиздат, 1984. - 440 с.
- 12 Соловьев, Ю. П. Вспомогательное оборудование паротурбинных электростанций / Ю. П. Соловьев. - М.: Энергоатомиздат, 1983. - 200 с.
- 13 Трухний, А. Д. Стационарные паровые турбины: учеб. - 2-е изд. перераб. и доп. / А. Д. Трухний. - М.: Энергоатомиздат, 1990. - 640 с.
- 14 Бененсон, Е. И. Теплофикационные паровые турбины. / Е. И. Бененсон, Л. С. Иоффе – М.: Энергоатомиздат, 1986. - 270 с.
- 15 Полетавкин, П. Г. Парогазотурбинные установки / П. Г. Полетавкин. - М.: Наука, 1980. - 140 с.
- 16 Механические расчеты по турбине ВК-100-6 ЛМЗ - М.: Ленинград: ЛМЗ, 1960. – 215 с.
- 17 Астраханцева, И. А. Экономическая оценка технических решений: Методические указания по дипломному проектированию для студентов специальности 1005 - «Тепловые электрические станции» / Сост. И. А. Астраханцева; КГТУ. - Красноярск, 1998. - 27 с.

Федеральное государственное автономное
образовательное учреждение
высшего образования
«СИБИРСКИЙ ФЕДЕРАЛЬНЫЙ УНИВЕРСИТЕТ»
Политехнический институт
Тепловые электрические станции

УТВЕРЖДАЮ

Заведующий кафедрой


Е.А. Бойко


«20» 06 2018 г.

БАКАЛАВРСКАЯ РАБОТА

13.03.01 «Теплоэнергетика и теплотехника»

Проект реконструкции Абаканской ТЭЦ


Руководитель


доцент, к.т.н.

А.П. Цыганок

подпись, дата 15.06.18


Выпускник


15.06.18

Е.А. Вейт

подпись, дата

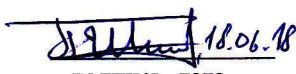
Технический контроль


19.06.18

С.А. Михайленко

подпись, дата

Нормоконтролер


18.06.18

П.В. Шишмарев

подпись, дата

Красноярск 2018

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

Политехнический институт
Тепловые электрические станции

УТВЕРЖДАЮ

Заведующий кафедрой

 Е.А. Бойко

« » 2018 г.

ЗАДАНИЕ
НА ВЫПУСКНУЮ КВАЛИФИКАЦИОННУЮ РАБОТУ
в форме бакалаврской работы

Студенту Вейт Евгению Александровичу

(фамилия, имя, отчество студента)

Группа ЗФЭ 13-01Б Направление (специальность)

13.03.01

(код)

Теплоэнергетика и теплотехника

(наименование)

Тема выпускной квалификационной работы Проект реконструкции Абаканской ТЭЦ

Утверждена приказом по университету № 6748/с от 10 мая 2018 года

Руководитель ВКР А.П. Цыганок, доцент кафедры «ТЭС» ПИСФУ

(инициалы, фамилия, должность и место работы)

Исходные данные для ВКР объект реконструкции Абаканская ТЭЦ, турбоагрегат Т-100/120-130 ст.№2, режимные характеристики, условия эксплуатации, заводские и станционные инструкции по эксплуатации

Перечень разделов ВКР обоснование реконструкции Абаканской ТЭЦ, расчетная часть, изменения в системе регулирования, экономическая часть, охрана окружающей среды

Перечень графического материала

Лист 1. Промежуточный вал

Лист 2. Принципиальная тепловая схема турбины до реконструкции

Лист 3. Принципиальная тепловая схема турбины после реконструкции

Лист 4. Схема теплофикационной установки

Лист 5. Система регулирования

Руководитель ВКР



А.П. Цыганок

подпись

Задание принял к исполнению



Е.А. Вейт

подпись

« 10 » мая 2018 г.