

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

Политехнический институт
Кафедра Тепловые Электрические Станции

УТВЕРЖДАЮ
Заведующий кафедрой
 Е. А. Бойко
подпись инициалы, фамилия
« _____ » _____ 20 ____ г.

БАКАЛАВРСКАЯ РАБОТА

13.03.01 - «Теплоэнергетика и теплотехника»
Проект реконструкции Назаровской ГРЭС

Руководитель	<u> </u> подпись, дата	<u>Доцент к.т.н.</u> должность, ученая степень	<u>С. Р. Янов</u> инициалы, фамилия
Выпускник	<u> </u> подпись, дата		<u>Кириллов Е. В.</u> инициалы, фамилия
Нормоконтролер	<u> </u> подпись, дата		<u>П.В. Шишмарев</u> инициалы, фамилия
Тех. контролер	<u> </u> подпись, дата		<u>С. А. Михайленко</u> инициалы, фамилия

Красноярск 2016

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

Политехнический институт

Кафедра Тепловые Электрические Станции

УТВЕРЖДАЮ

Заведующий кафедрой

_____ Е.А.Бойко _____

подпись инициалы, фамилия

« __ » _____ 20__ г.

ЗАДАНИЕ

НА ВЫПУСКНУЮ КВАЛИФИКАЦИОННУЮ РАБОТУ

в форме бакалаврской работы

Студенту Кириллову Егору Владимировичу

Группа ФЭ 12-01Б

Направление (специальность) 13.03.01 «Теплоэнергетика и теплотехника»

Тема выпускной квалификационной работы Проект реконструкции Назаровской ГРЭС

Утверждена приказом по университету № 5781/с от 28.04.16

Руководитель ВКР С.Р.Янов, Доцент кафедры «ТЭС»

Исходные данные для ВКР: ГРЭС города Назарово, турбина К-500, котел П-49

Перечень разделов ВКР

1. Укрупненный расчет котлоагрегата;
2. Расчет принципиальной тепловой схемы;
3. Расчет технико-экономических показателей;
4. Индивидуальное задание;

Перечень графического или иллюстративного материала с указанием основных чертежей, плакатов, слайдов

Лист 1. Принципиальная схема турбины К-500;

Лист 2. Принципиальная схема турбины К-500 без ВВТО;

Лист 3. Разрез котельного цеха;

Лист 4. Общий вид ОВД-2;

Лист 5. Схема водяной обдувки топки;

Руководитель ВКР

С.Р.Янов

(подпись)

(инициалы и фамилия)

Задание принял к исполнению _____

Е.В.Кириллов

(подпись) (инициалы и фамилия студента)

« ___ » _____ 20__ г

РЕФЕРАТ

Выпускная квалификационная работа по теме «Проект реконструкции Назаровской ГРЭС» содержит 37 страниц текстового документа, 11 использованных источников, 5 листов графического материала

,

Объект – ГРЭС г. Назарово.

Цели работы:

- Расчет принципиальной схемы с ВВТО;
- Реконструкция обдувочных аппаратов;

В результате реконструкции ГРЭС были установлены 2 аппарата дальнобойной обдувки ОВД-2 Красмаш.

СОДЕРЖАНИЕ

Введение.....	3
1 Укрупненный расчет котельного агрегата.....	4
2 Расчет принципиальной тепловой схемы.....	10
2.1 Построение процесса расширения пара в турбине.....	12
2.2 Определение параметров по элементам схемы.....	17
2.3 Расчет установки по подогреву сетевой воды.....	20
2.4 Определение расхода пара на турбину.....	21
2.5 Баланс пара и конденсата.....	22
2.6 Расчет схемы ПВД.....	24
2.7 Расчет деаэратора.....	26
2.8 Расчет точки смешения.....	27
2.9 Расчет регенеративной схемы ПНД.....	27
2.10 Проверка мощности.....	29
3 Расчет технико-экономических показателей работы станции.....	30
4 Индивидуальное задание.....	33
Заключение.....	36
Список используемых источников.....	37

ВВЕДЕНИЕ

В настоящее время по мощности ДПМ блок номер 7 не может нести нагрузку, из-за интенсивного шлакования топки. В связи с этим, делаем модернизацию системы очистки топки. Устанавливаем систему диагностики загрязнения и шлакования «Facos» и два дополнительных дальнобойных аппарата обдувки топочных экранов ОВД-2 Красмаш.

1 Укрупненный расчет котельного агрегата

1.1 Тепловой расчет.

Используя данные из таблицы 1.1 находим тепловую нагрузку котельного агрегата.

Таблица 1.1- Исходные данные

Наименование величины	Численное значение
Расход пара на первичный пароперегреватель $D_{пв}$, т/ч	600
Расход пара на вторичный пароперегреватель $D_{вт}$, т/ч	450
Расход воды на водяной экономайзер низкого давления $G_{вэнд}$, т/ч	300
Энтальпия воды на входе в котел $t_{п'}$, кДж/кг	1117,6
Энтальпия пара на выходе $h_{п''}$, кДж/кг	3343,2
Энтальпия пара на входе во вторичный пароперегреватель $h_{вт'}$, кДж/кг	2989,6
Энтальпия пара на выходе $h_{вт''}$, кДж/кг	3541,52
Энтальпия воды на входе в водяной экономайзер низкого давления $\bar{t}_{вэнд}$, кДж/кг	690,6
Энтальпия воды на выходе $t_{вэнд}''$, кДж/кг	552,55

Тепловая нагрузка первичного пароперегревателя, кВт:

$$Q_{пн} = D_{пн} \cdot (h_{пн} - \bar{t}_{пн}) \quad (1.1)$$

где $D_{пн} = 600$ кг/с-расход острого пара после котла;

$h_{пн} = 3343,2$ кДж/кг-энтальпия острого пара перед турбиной;

$\bar{t}_{пн} = 1117,6$ кДж/кг- энтальпия питательной воды

$$Q_{пн} = 1335360$$

Тепловая нагрузка вторичного пароперегревателя, кВт;

$$Q_{вм} = D_{вм} \cdot (h'_{вм} - h''_{вм}) \quad (1.2)$$

где $D_{вм} = 450$ кг/с-расход пара на промперегрев;

$h''_{вм} = 3541,52$ кДж/кг-энтальпия пара после промперегрева;

$h'_{вм} = 2989,6$ кДж/кг-энтальпия пара до промперегрева;

$$Q_{вм} = 248364$$

Тепловая нагрузка водяного экономайзера низкого давления, кВт

$$Q_{\text{энд}} = G_{\text{энд}} \cdot (\bar{t}_{\text{вых}} - \bar{t}_{\text{вх}}) \quad (1.3)$$

где $G_{\text{энд}} = 300$ кг/с-расходводы на водяной экономайзер низкого завления;

$\bar{t}_{\text{вх}} = 552,55$ кДж/кг-энтальпия воды перед водяным экономайзером низкого давления;

$\bar{t}_{\text{вых}} = 690,6$ кДж/кг-энтальпия воды после экономайзера низкого давления;

$$Q_{\text{энд}} = 41415$$

Тепловая нагрузка котельного агрегата,кВт

$$Q = Q_{\text{нт}} + Q_{\text{вт}} + Q_{\text{энд}} \quad (1.4)$$

где $Q_{\text{нт}} = 893578,4$ кВт-тепловая нагрузка пароперегревателя;

$Q_{\text{вт}} = 182216,38$ кВт-тепловая нагрузка вторичного пароперегревателя;

$Q_{\text{энд}} = 19512,5$ кВт-тепловая нагрузка вторичного пароперегревателя;

$$Q = 1625139$$

1.2 Расчет объемов и энтальпий воздуха и продуктов сгорания топочной камеры

Таблица 1.2 - Исходные данные

Местор ож- дение	Марк а	Рабочая масса топлива, %							Вых од лету чих, V^r , %	Температуры плавления золы, °С			Тепл ота сгора ния Q_H^p , кДж/ кг
		C^p	H^p	S^p	O^p	N^p	W^p	A^p		t_1	t_2	t_3	
Назаро вское	2Б	39	2.5	0.4	12.5	0.5	39. 0	7.9	47.0	1200	1221	1240	12850

Таблица 1.3 – Объем воздуха и продуктов сгорания

Объем воздуха и продуктов сгорания	Назаровский
Объем воздуха, м ³ /кг	3.74
Объем азота, м ³ /кг	2.95
Объем трехатомных газов, м ³ /кг	0.72

Объем водяных паров, м ³ /кг	0.816
Объем продуктов сгорания, м ³ /кг	4.486

Таблица 1.4 – Объемы продуктов сгорания, объемные доли трехатомных газов и концентрация золовых частиц

Название величины и обозначение	Топка
Коэффициент избытка воздуха за поверхностью нагрева, α''	1.25
Объем водяных паров, V_{H_2O} , м ³ /кг	0.831
Полный объем газов, V_G , м ³ /кг	5.38
Объемная доля трехатомных газов, r_{RO_2}	0.133
Объемная доля водяных паров, r_{H_2O}	0.153
Суммарная объемная доля паров, $r_{II} = r_{RO_2} + r_{H_2O}$	0.286
Концентрация золовых частиц, $\mu_{3Л}$, кг/кг	0.00946

Таблица 1.5 – Энтальпии продуктов сгорания

Q ,	H_2^0	H_6^0	$H_{3Л}$	$H_2 = H_2^0 + (\alpha - 1) \cdot H_6^0 + H_{3Л}$
-------	---------	---------	----------	---

°C				Топочная камера, ширмы
100	619.5	493.6	5.42	748.3
200	1255.9	991.5	11.35	1515.2
300	1910.3	1495.4	17.70	2301.9
400	2621.9	2027.8	24.17	3153.1
500	3325.2	2560.6	30.78	3996.2
600	4047.5	3105.7	37.61	4861.6
700	4788.8	3661.5	44.46	5748.6
800	5543.1	4225.9	51.49	6651.1
900	6332.7	4799.6	58.75	7591.3
1000	7103.4	5379.6	66.05	8514.4
1100	7901.0	6004.0	73.64	9475.7
1200	8709.1	6562.8	81.02	10430.8
1300	9528.6	7164.6	91.27	11411.0
1400	10353. 9	7770.7	106.2	12402.9
1500	11188. 2	8379.6	118.05	13401.1
1600	12029. 3	8993.4	128.16	14405.8
1700	12878. 8	9608.8	138.57	15419.6
1800	13730. 5	10225.2	149.25	16436.1
1900	14587. 8	10849.4	160.21	17460.4
2000	15457. 7	11474.3	168.9	18495.3
2100	16318. 6	12103.8	177.68	19522.2
2200	17186. 3	12732.0	0	20369.3
2300	18127. 1	13364.1	0	21468.1

Таблица 1.6 – Тепловой баланс и расход топлива

Тепловой баланс и расход топлива		Назаровский
q_2	%	7.657
q_3	%	0.5
q_4	%	1
q_5	%	0.3
q_6	%	0.738
η_k	%	89.605
B	кг/с	45,99
B_p	кг/с	45,56

Таблица 1.7- Сравнение температуры газов на выходе из топки

	При $\psi_{cp} = 0.3$	При $\psi_{cp} = 0.4$
Температура на выходе из топки , °C	1158	1127

При увеличении коэффициента тепловосприятия топочных экранов температура на выходе из топки уменьшается.

2Расчет принципиальной тепловой схемы

Блок мощностью 500 МВт. Принципиальная тепловая схема включает в себя котельный агрегат марки П-49, турбоагрегат типа К-500-240 и регенеративную схему, представлена на рисунке 2.2

Система регенерации такого блока состоит из 5-и ПНД, деаэрата,ВВТО, и 3-х ПВД. Блок работает по циклу с промежуточным перегревом пара. Пар из цилиндра высокого давления (ЦВД) отводится в промежуточный пароперегреватель котла для вторичного перегрева и возвращается в двухпоточный цилиндр среднего давления (ЦСД). Из ЦСД пар поступает в двухпоточный цилиндр низкого давления, а затем в конденсатор. Для регенеративного подогрева конденсата и питательной воды котлоагрегата турбина снабжена нерегулируемыми отборами пара. Питательная вода подогревается в подогревателях низкого давления (ПНД), в деаэраторе повышенного давления и в трех подогревателях высокого давления. Потери конденсата восполняются обессоленной водой, поступающей в конденсатор турбины.

Для подогрева сетевой воды используется один сетевой подогреватель (СП) который питается отобраным из турбины паром. Пар из уплотнений поступает в сальниковый подогреватель – охладитель уплотнений (ОУ),а из основных эжекторов конденсатора – в охладитель эжекторного пара (ОЭ), что способствует дополнительному обогреву основного конденсата.

Заводские данные турбоагрегата сводим в таблицу 2.1 принятые из [1].

Таблица 2.1 – Заводские данные для турбины К-500-240

Наименование	Величина
1	2
Электрическая мощность W_e , МВт	500
Теплофикационная нагрузка $Q_{отб}^{турб}$, МВт	60
Начальное давление пара P_{01} , МПа	23,54
Начальная температура t_{01} , °С	545
Давление пара промежуточного перегрева $P_{пн}$, МПа	3,5
Температура пара промежуточного перегрева $t_{пн}$, °С	540
Давление пара на выходе в конденсатор P_k , МПа	0.0035
Число регенеративных отборов	9
Давление пара у турбины для привода питательного насоса $P_{пр}^{вход}$, МПа	1,63
Давление пара у турбины для привода питательного насоса $P_{пр}^{выход}$, МПа	0,0065

Продолжение таблицы 2.1

1	2
<p>Рекомендуемые расчетные значения внутреннего относительного КПД турбины блока по отсекам при номинальной мощности:</p> $\eta_{oi}^{цвд}, \%$ $\eta_{oi}^{цсд}, \%$ $\eta_{oi}^{цнд}, \%$	<p>87,5</p> <p>91,4</p> <p>88</p>
<p>Расчетное значение внутреннего относительного КПД турбины для привода насоса $\eta_{oi}^{прив}, \%$</p>	78
<p>Давление пара в нерегулируемых отборах, МПа</p> P_{om1} P_{om2} P_{om3} P_{om4} P_{om5} P_{om6} P_{om7} P_{om8} P_{om9}	<p>5,74</p> <p>4,07</p> <p>1,7</p> <p>1,098</p> <p>0,52</p> <p>0,29</p> <p>0,155</p> <p>0,082</p> <p>0,021</p>

Необходимые данные для расчета тепловой схемы, принятые из [2], сводим в таблицу 2.2.

Таблица 2.2-Данные для расчета тепловой схемы

Наименование	Величина
1	2
Электромеханический КПД $\eta_{эм}, \%$	98
Температура химически очищенной воды $t_{хов}, ^\circ\text{C}$	25
КПД подогревателей поверхностного типа $\eta_{мо}, \%$	98
<p>КПД дросселирования по отсекам турбины</p> $\eta_{ор}^{цвд}, \%$ $\eta_{ор}^{цсд}, \%$ $\eta_{ор}^{цнд}, \%$	<p>95</p> <p>97</p> <p>97</p>
<p>Расход пара на собственные нужды машинного отделения</p> $\alpha_{сн}^{мз}, \%$	1,4
<p>Расход пара на собственные нужды котельного цеха $\alpha_{сн}^{кц}, \%$</p>	1,2
Внутристанционные потери конденсата $\alpha_{ум}, \%$	1,1
Нагрев воды в сальниковом и эжекторном подогревателях $\Delta t_{эж} + \Delta t_{сн}, ^\circ\text{C}$	15

Продолжение таблицы 2.2

1	2
Недогрев воды до температуры насыщения в ПВД $\vartheta_{пвд}, ^\circ\text{C}$	2
Недогрев воды до температуры насыщения в ПНД $\vartheta_{пнд}, ^\circ\text{C}$	4

Определив все основные параметры можно приступить к расчету принципиальной схемы блока.

2.1 Построение процесса расширения пара в турбине

Построение процесса расширения пара начинаем нахождения точки A_0 , соответствующей параметрам пара перед стопорными клапанами $P_{01} = 23.54$ МПа $t_{01} = 565^\circ\text{C}$ (см. таблицу 2.1). С учетом дросселирования пара в регулирующих органах ЦВД давление пара на входе в проточную часть, МПа, составляет:

$$P_0' = P_0 \cdot \eta_{др}^{чвд}; \quad (2.1)$$

где $\eta_{др}^{чвд}$ - КПД дросселирования цилиндра высокого давления, принимаем из таблицы 1.2.

$$P_0' = 23.54 \cdot 0.95 = 22.36;$$

По давлению P_0' и энтальпии h_{A_0} находим на h-s диаграмме точку A_0' . Теоретический процесс расширения пара от давления P_0' до давления P_1 , соответствующего давлению за ЦВД, изображается линией $A_0'B_0$. Энтальпия пара за ЦВД при действительном процессе расширения определяем по следующему выражению, кДж/кг:

$$h_B = h_{A_0} - (h_{A_0} - h_{B_0}) \cdot \eta_{oi}^{чвд}; \quad (2.2)$$

где $h_{A_0} = 3343,2$ -энтальпия пара перед ЦВД (принимается по h-s диаграмме), кДж/кг;

$h_{B_0} = 2930,59$ -энтальпия пара за ЦВД при теоретическом процессе расширения пара, кДж/кг, определяем по [2];

$\eta_{oi}^{чвд}$ -внутренний относительный КПД ЦВД, принимаем из таблицы 2.1.

$$h_B = 3402,7 - (3402,7 - 2930,59) \cdot 0.875 = 2989,6;$$

Давление пара на входе в цилиндр среднего давления, МПа, определяется из следующего выражения:

$$P_2' = P_{om2} \cdot \Delta P_{m1} \cdot \eta_{dp}^{ucd}; \quad (2.3)$$

где η_{dp}^{ucd} -КПД дросселирования цилиндра среднего давления, принимаем из таблицы 1.2;

$\Delta P_{m1} = 9.5\%$ -потери давления в паропроводе промперегрева, принимаем из [2].

$$P_2' = 4.07 \cdot (1 - 0.095) \cdot 0.97 = 3.57;$$

Теоретический процесс расширения пара от давления P_2' до давления P_6 , соответствующего давлению за ЦСД, изображается линией CD_0 . Энтальпия пара за ЦСД при действительном процессе расширения определяем по следующему выражению, кДж/кг:

$$h_{D_0} = h_C - (h_C - h_{D_0}) \cdot \eta_{oi}^{ucd}; \quad (2.4)$$

где $h_C = 3598,4$ -энтальпия пара за регулирующими органами ЦСД, кДж/кг, определяем по [4];

$h_{D_0} = 2868$ -энтальпия пара за ЦСД при теоретическом процессе расширения пара, кДж/кг, определяем по [4];

η_{oi}^{ucd} -внутренний относительный КПД ЦСД, принимаем из таблицы 2.1.

$$h_{D_0} = 3598,4 - (3598,4 - 2868) \cdot 0.914 = 2926,8;$$

Давление пара на входе в цилиндр низкого давления, МПа, определяется из следующего выражения:

$$P_6' = P_{om6} \cdot \eta_{dp}^{un0}; \quad (2.5)$$

где η_{dp}^{un0} -КПД дросселирования цилиндра низкого давления, принимаем из таблицы 2.2.

$$P_6' = 0.29 \cdot 0.97 = 0.281;$$

Теоретический процесс расширения пара от давления P_6' до давления P_k , соответствующего давлению за ЦНД, изображается линией $D'E_0$. Энтальпия пара за ЦНД при действительном процессе расширения определяем по следующему выражению, кДж/кг:

$$h_{E_0} = h_{D'} - (h_{D'} - h_{E_0}) \cdot \eta_{oi}^{un0}; \quad (2.6)$$

где $h_D = 2926,8$ - энтальпия пара за регулирующими органами ЦНД, кДж/кг, определяем по [4];

$h_{E_0} = 2233,7$ - энтальпия пара за ЦНД при теоретическом процессе расширения пара, кДж/кг, определяем по [4];

$\eta_{oi}^{инд}$ - внутренний относительный КПД ЦНД, принимаем из таблицы 2.1.

$$h_{E_0} = 2926,8 - (2926,8 - 2233,7) \cdot 0,88 = 2316,8;$$

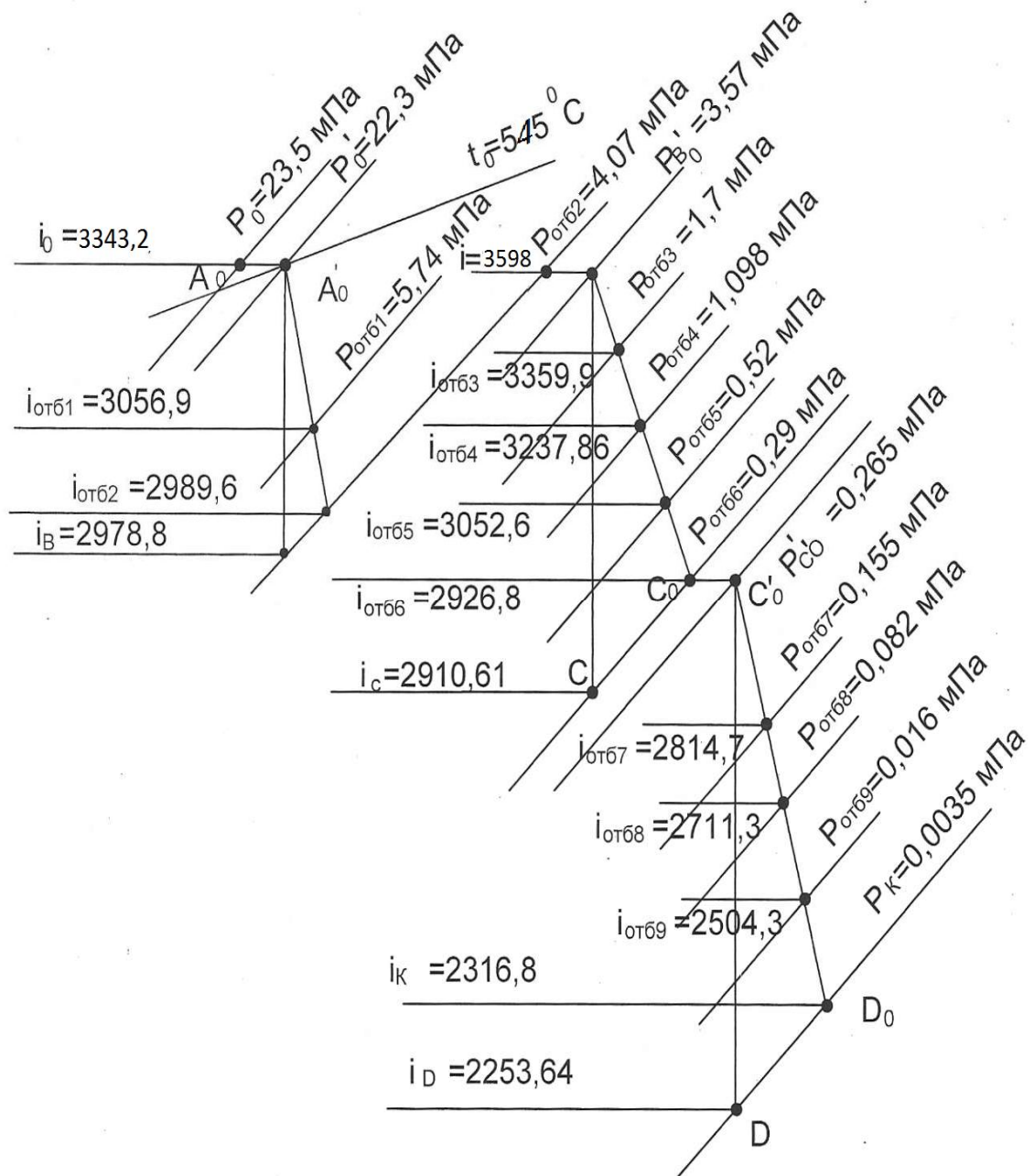


Рисунок 2.1 – Процесс расширения на h-диаграмме

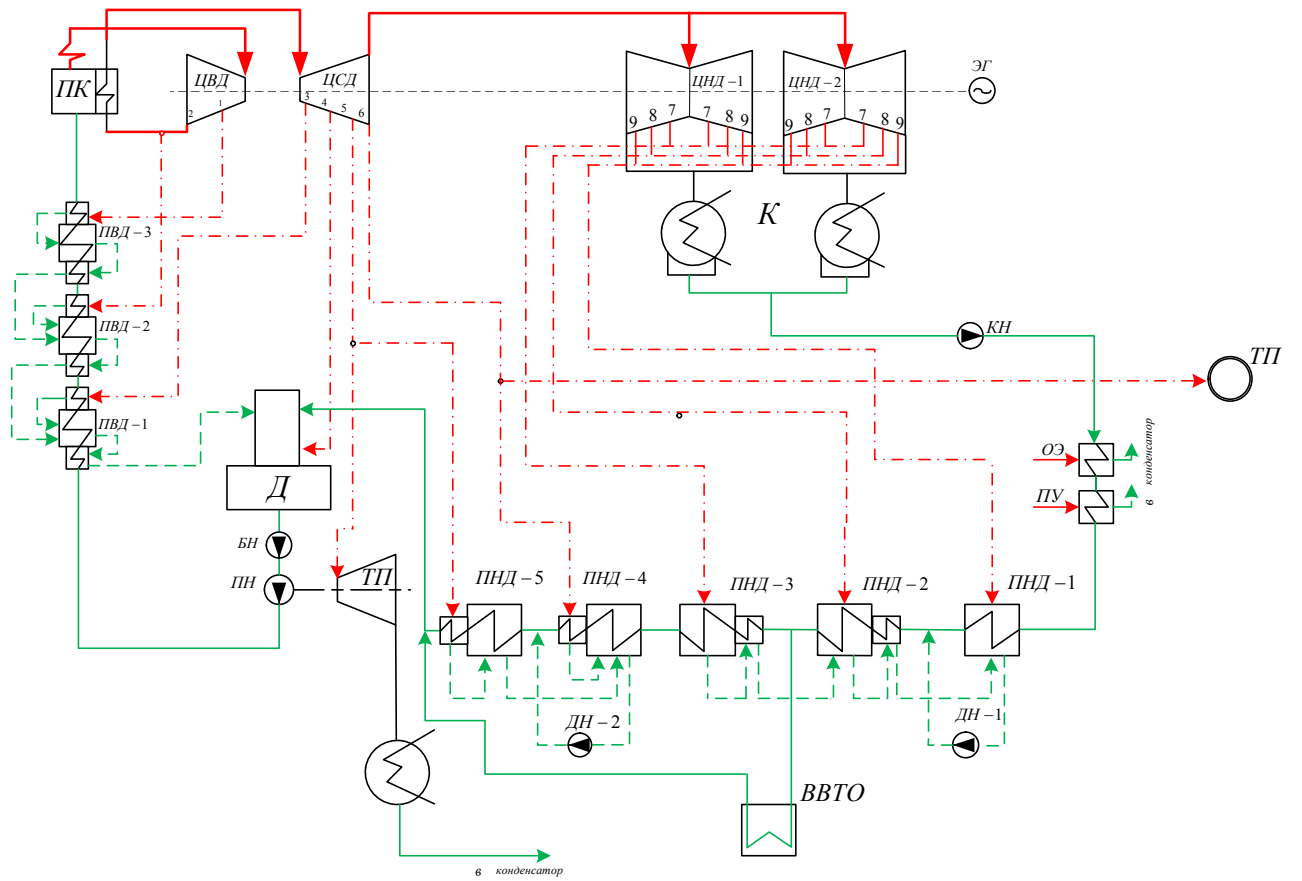


Рисунок 2.2 – Принципиальная тепловая схема с ВВТО

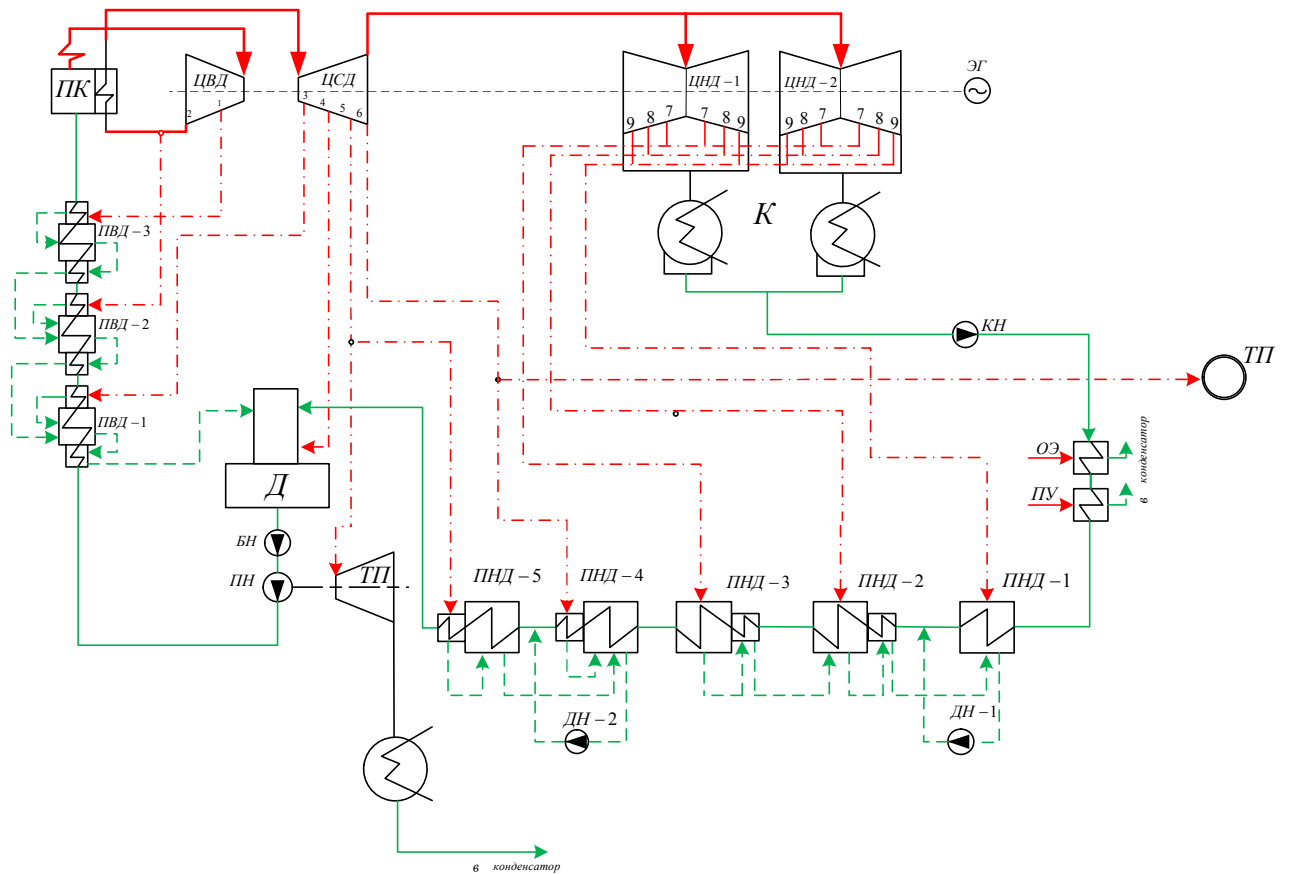


Рисунок 2.3 – Принципиальная тепловая схема без ВВТО

2.2 Определение параметров по элементам схемы

Задачей данного раздела будет являться определение параметров отобранного пара и конденсата перед и за элементами тепловой схемы турбины. Определение параметров начнем с ПВД1. Давление отобранного пара у подогревателя, МПа, с учетом потери давления в трубопроводах от турбины до подогревателя $\Delta P_{mp} = 5\%$ [3], определяется по следующему выражению:

$$P_{ПВД1} = P_{om1} \cdot (1 - \Delta P_{mp}); \quad (2.6)$$

где $P_{om1} = 5,74$ МПа- давление пара в первом отборе, (см. таблицу 1.1).

$$P_{ПВД1} = 5,74 \cdot 0,95 = 5,45;$$

Температура насыщения отобранного пара, $^{\circ}\text{C}$, [4]:

$$t_n^{ПВД1} = 269; \quad (2.7)$$

Энтальпия конденсата греющего пара [4], кДж/кг:

$$\bar{t}_n^{ПВД1} = 1181,96; \quad (2.8)$$

Температура питательной воды за подогревателем определяется по следующему выражению с учетом недогрева, $^{\circ}\text{C}$:

$$t_{ПВД1} = t_n^{ПВД1} - \vartheta_{ПВД}; \quad (2.9)$$

где $\vartheta_{ПВД} = 2^{\circ}\text{C}$ -недогрев воды до температуры насыщения в ПВД, (см. таблицу 1.2);

$$t_{ПВД1} = 269 - 2 = 267;$$

Энтальпия питательной воды за ПВД1 определяется по следующему выражению, кДж/кг:

$$\bar{t}_{ПВД1} = t_{ПВД1} \cdot c_w; \quad (2.10)$$

где $c_w = 4,186 \frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot \text{K}}$ -теплоемкость воды, [4].

$$\bar{t}_{ПВД1} = 267 \cdot 4,186 = 1117,6;$$

Энтальпия греющего пара, кДж/кг, (см. рисунок 2.1):

$$h_{om1} = 3056,9; \quad (2.11)$$

Использованный теплоперепад турбиной до отбора пара на ПВД1, кДж/кг:

$$H_{om1} = h_{A0} - h_{om1}; \quad (2.12)$$

где $h_{A0} = 3402,7$ кДж/кг- энтальпия пара перед входом в ЦВД, (см. рисунок 2.1);

$$H_{om1} = 3343,2 - 3056,9 = 296,3;$$

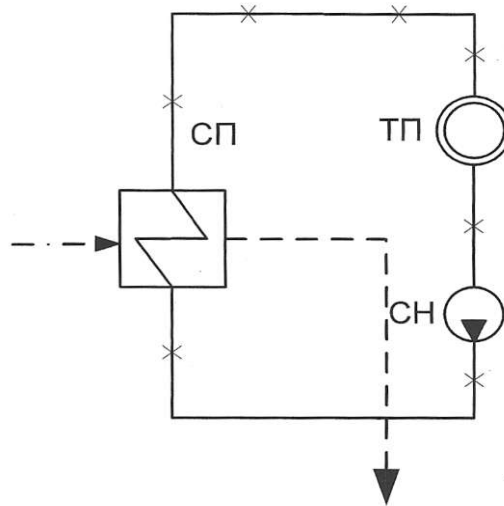
Аналогично определяем параметры по остальным элементам схемы, результаты расчетов сводим в таблицу 2.3. Определив параметры по всем элементам схемы можно приступить к определению расхода пара на турбину и расчету элементов схемы.

Таблица 2.3-Параметры по элементам схемы

Использованный теплоперепад, кДж/кг	Энтальпия нагреваемой среды за подогреватель, кДж/кг	Температура воды за подогреватель, °С	Энтальпия конденсата греющего пара, кДж/кг	Температура насыщенной греющей пара, °С	Давление пара у подогревателя, МПа	Энтальпия отобранной пара, кДж/кг	Давление отобранной пара, МПа	Наименован величины
296,3	1117,6	267	1182	269	5,45	3056,9	5,74	ПВД1
353,6	1029,7	246	1077	248	3,86	2989,6	4,07	ПВД2
535,22	845,7	202	860	204	1,61	3359,9	1,7	ПВД3
657,26	697	165	770,8	182	1,043	3237,86	1,098	Д
852,52	611	140	637	151	0,49	3052,6	0,52	СП5
978,32	619,34	147	637	151	0,49	3052,6	0,52	ПНД5
1090,42	529,1	126	549,4	131	0,276	2926,8	0,29	ПНД4
1193,82	440,23	105	464,5	111	0,147	2814,7	0,155	ПНД3
1398,8	360,16	86	389	93	0,078	2711,3	0,082	ПНД2
1578,32	196,8	47	227	54	0,0152	2504,3	0,016	ПНД1
1610,8	111,8	27	111,8	27	0,0035	2316,8	0,0035	конденсато

2.3 Расчет установки по подогреву сетевой воды

Задачей расчета установки по подогреву сетевой воды является нахождение расхода сетевой воды и греющего пара для подогревателя. Расчетная схема подогрева сетевой воды представлена на рисунке 2.4



ТП- тепловой потребитель; СН - сетевой насос; СП- сетевой подогреватель

Рисунок 2.4-Схема подогрева сетевой воды

Расход сетевой воды, кг/с, определяется по следующему выражению:

$$G_{св} = \frac{Q_{отб}^{мырб}}{c_в \cdot \Delta t}; \quad (2.13)$$

где $Q_{отб}^{мырб}$ -теплофикационная нагрузка на блок, кВт (см. таблицу 2.1)

$c_в$ -теплоемкость воды, [4];

Δt -разность температур прямой и обратной сетевой воды, °С.

$$G_{св} = \frac{60000}{4.1867 \cdot (140 - 70)} = 181,436;$$

Расход греющего пара на сетевой подогреватель определяется по выражению, кг/с:

$$D_{СП} = \frac{G_{св} \cdot \Delta t_{св} \cdot c_в}{(h_{ом5} - \bar{t}_{сн}^4) \cdot \eta_{сн}}; \quad (2.14)$$

где $c_в = 4.186 \frac{кДж}{кг \cdot К}$ -теплоемкость воды, [4];

Δt_{sc} – разность температур сетевой воды до и после верхнего сетевого подогревателя;

$h_{om5} = 3052,6$ кДж/кг-энтальпия отобранного пара на сетевой подогреватель, (см. рисунок 2.1);

$\bar{t}_{cn}^4 = 637$ -энтальпия конденсата греющего пара, кДж/кг, (см. таблицу 2.3);

$\eta_n = 0,98$ -коэффициент полезного действия сетевого подогревателя.

$$D_{СП} = \frac{60000}{(3052,6 - 637) \cdot 0,98} = 25,35;$$

2.4 Определение расхода пара на турбину

Расход пара на турбину определяется по следующему выражению, кг/с:

$$D_m = k_p \cdot \left(\frac{W_\varepsilon}{H_i \cdot \eta_{эм}} + y_{cn} \cdot D_{cn} + y_{mn} \cdot D_{mn} \right); \quad (2.15)$$

где $k_p = 1,22$ -коэффициент регенерации, принимаем из [2];

$W_\varepsilon = 5000000$ кВт - мощность блока, $H_i = 1694,7$ кДж/кг-теплоперепад, срабатываемый турбиной, (см. таблицу 1);

$\eta_{эм} = 0,98$ -электромеханический КПД, принимаем по [3];

$D_{cn} = 16,9$ -расход пара на сетевой подогреватель, кг/с;

y_{cn} -коэффициент недовыработки мощности отопительных отборов, определяется по следующему выражению:

$$y_{cn} = \frac{h_{cn} - h_k}{h_{01} - h_k + q_{mn}}; \quad (2.16)$$

где $h_{cn} = 3052,6$ кДж/кг- энтальпия греющего пара на сетевой подогреватель, (см. таблицу 2.3);

$h_k = 2316,8$ кДж/кг- энтальпия пара на выходе из конденсатора, (см. таблицу 1.3);

$h_{01} = 3052,6$ кДж/кг- энтальпия пара на входе в турбину, (см. рисунок 2.1);

$q_{mn} = h_{B0'} - h_{C0'} = 3598,4 - 2989,6 = 608,8$ кДж/кг- разность энтальпий пара до и после промперегрева, (см. рисунок 2.1).

$$y_{cn} = \frac{3052,6 - 2316,8}{3052,6 - 2316,8 + 608,8} = 0,562 ;$$

где y_{mn} -коэффициент недовыработки мощности отбора на привод питательного насоса, определяется по следующему выражению:

$$y_{mn} = \frac{h_{mn} - h_{\kappa}}{h_{01} - h_{\kappa} + q_{mn}} ; \quad (2.17)$$

где $h_{mn} = 3359,9$ кДж/кг-энтальпия греющего пара на привод питательного насоса, (см. таблицу 2.3);

$h_{\kappa} = 2318,8$ кДж/кг- энтальпия пара на выходе из турбины, (см. таблицу 2.3);

$h_{A0} = 3402,7$ кДж/кг- энтальпия пара на входе в турбину, (см. рисунок 2.1);

$q_{mn} = 608,8$ кДж/кг- разность энтальпий пара до и после промперегрева, (см. рисунок 2.1);

$$y_{mn} = \frac{3359,9 - 2318,8}{3343,2 - 2316,8 + 608,8} = 0,615 ;$$

D_{mn} -расход пара на привод питательного насоса, кг/с, принимаем из заводских параметров[5]: $D_{mn} = 27,47$;

$$D_m = 1,22 \cdot \left(\frac{500000}{1694,7 \cdot 0,98} + 0,562 \cdot 25,35 + 0,615 \cdot 27,47 \right) = 401,5 ;$$

2.5Баланс пара и конденсата

Расход пара на эжектор определяется по следующей формуле, кг/с:

$$D_{\text{эжс}} = \alpha_{\text{эжс}} \cdot D_m ; \quad (2.18)$$

где $\alpha_{\text{эжс}} = 0,006$ -доля пара пошедшего на эжектора [3].

$$D_{\text{эжс}} = 0,006 \cdot 401,5 = 1,408 ;$$

Расход пара на уплотнения турбины, кг/с, определяется по следующему выражению:

$$D_{\text{упл}} = \alpha_{\text{упл}} \cdot D_m ; \quad (2.19)$$

где $\alpha_{\text{эжс}} = 0.01$ -доля пара пошедшего на уплотнения турбоагрегата [3].

$$D_{\text{упл}} = 0.01 \cdot 401,5 = 1,29 ;$$

Утечки пара и конденсата, кг/с:

$$D_{\text{ум}} = \alpha_{\text{ум}} \cdot D_m ; \quad (2.20)$$

где $\alpha_{\text{ум}} = 0.0011$ -доля утечек пара (см. таблицу 2.2).

$$D_{\text{ум}} = 0.011 \cdot 401,5 = 4,416 ;$$

Расход пара на собственные нужды, кг/с:

$$D_{\text{сн}} = \frac{\alpha_{\text{сн}}^{\text{МЗ}} + \alpha_{\text{сн}}^{\text{КО}}}{100} \cdot D_m ; \quad (2.21)$$

где $\alpha_{\text{сн}}^{\text{МЗ}} = 1.2\%$ -доля пара на собственные нужды турбинного отделения (см. таблицу 2.2);

$\alpha_{\text{сн}}^{\text{КО}} = 1.2\%$ -доля пара на собственные нужды котельного отделения (см. таблицу 2.2).

$$D_{\text{сн}} = \frac{1.2+1.2}{100} \cdot 401,5 = 9,636 ;$$

Расход перегретого пара, кг/с:

$$D_{\text{пе}} = D_m + D_{\text{эжс}} + D_{\text{упл}} + D_{\text{ум}} + D_{\text{сн}} ; \quad (2.22)$$

$$D_{\text{пе}} = 401,5 + 1,408 + 1,29 + 4,416 + 9,636 = 418,001 ;$$

$$G_{\text{пе}} = 418,001 ;$$

Расход химически очищенной воды, подаваемой в конденсатор, кг/с:

$$G_{\text{хов}} = D_{\text{ум}} + D_{\text{сн}} ; \quad (2.23)$$

$$G_{\text{хов}} = 4,416 + 9,636 = 14,052 ;$$

2.6 Расчет схемы ПВД

Задачей данного раздела является тепловой расчет всех элементов регенеративной схемы и нахождение расходов отобранного пара и основного конденсата на основе решение тепловых и материальных балансовых уравнений.

На блоке К- 500-240 регенеративная схема ПВД состоит из трех подогревателей, конденсат греющего пара в которых сливается каскадно(рисунок 2.5).

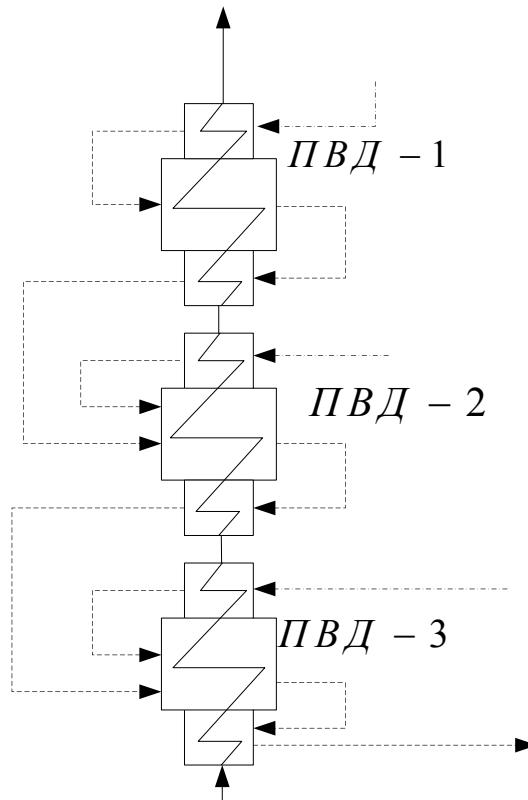


Рисунок 2.5 – Схема включения подогревателей высокого давления

Уравнение теплового баланса для ПВД1 имеет следующий вид:

$$D_{om1} \cdot (h_{om1} - \bar{t}_{o1}) \cdot \eta_n = G_{ng} \cdot (\bar{t}_{ng} - \bar{t}_{ng}'); \quad (2.24)$$

Расход пара на ПВД1 определяется из следующего выражения, кг/с:

$$D_{om1} = \frac{G_{ng} \cdot (\bar{t}_{ng} - \bar{t}_{ng}')}{(h_{om1} - \bar{t}_{o1}) \cdot \eta_n}; \quad (2.25)$$

где $G_{ng} = 418$ кг/с-расход питательной воды, (см. формулу 2.21);

$\bar{t}_{ng} = 1176,6$ кДж/кг-энтальпия питательной воды за подогревателем, (см. таблицу 2.3);

$\bar{t}_{не}' = 1029,7$ кДж/кг-энтальпия питательной воды перед подогревателем, (см. таблицу 2.1);

$h_{om1} = 3056,9$ кДж/кг-энтальпия греющего пара, (см. таблицу 2.1);

$\eta_n = 0.98$ -КПД подогревателя, (см. таблицу 2.2).

$$D_{om1} = \frac{418,001 \cdot (1176,6 - 1029,7)}{(3056,9 - 1182) \cdot 0.98} = 32,09;$$

Уравнение теплового баланса для ПВД2 имеет следующий вид:

$$(D_{om2} \cdot (h_{om2} - \bar{t}_{\partial 2}) + D_{om1} \cdot (\bar{t}_{\partial 1} - \bar{t}_{\partial 2})) \cdot \eta_n = G_{не} \cdot (\bar{t}_{не}' - \bar{t}_{не}''); \quad (2.26)$$

Расход пара на ПВД2 определяется из следующего выражения, кг/с:

$$D_{om2} = \frac{G_{не} \cdot (\bar{t}_{не}' - \bar{t}_{не}'') - D_{om1} \cdot (\bar{t}_{\partial 1} - \bar{t}_{\partial 2}) \eta_n}{(h_{om2} - \bar{t}_{\partial 2}) \cdot \eta_n}; \quad (2.27)$$

где $G_{не} = 418$ кг/с-расход питательной воды, (см. формулу 2.5);

$\bar{t}_{не}'' = 845,7$ кДж/кг-энтальпия питательной воды перед подогревателем, (см. таблицу 2.3);

$\bar{t}_{не}' = 1029,7$ кДж/кг-энтальпия питательной воды за подогревателем, (см. таблицу 2.3);

$h_{om2} = 2989,6$ кДж/кг-энтальпия греющего пара, (см. таблицу 2.3);

$\eta_n = 0.98$ -КПД подогревателя, (см. таблицу 2.2).

$$D_{om2} = \frac{418 \cdot (1029,7 - 845,7) - 32,9 \cdot (1182 - 1077) \cdot 0.98}{(2989,6 - 1077) \cdot 0.98} = 39,23;$$

Уравнение теплового баланса для ПВД3 имеет следующий вид:

$$(D_{om3} \cdot (h_{om3} - \bar{t}_{\partial 3}) + (D_{om1} + D_{om2}) \cdot (\bar{t}_{\partial 2} - \bar{t}_{\partial 3})) \cdot \eta_n = G_{не} \cdot (\bar{t}_{не}'' - \bar{t}_{не}); \quad (2.28)$$

Расход пара на ПВД3 определяется из следующего выражения, кг/с:

$$D_{om3} = \frac{G_{не} \cdot (\bar{t}_{не}'' - \bar{t}_{не}) - (D_{om1} + D_{om2}) \cdot (\bar{t}_{\partial 2} - \bar{t}_{\partial 3}) \eta_n}{(h_{om3} - \bar{t}_{\partial 3}) \cdot \eta_n}; \quad (2.29)$$

где $G_{не} = 418$ кг/с-расход питательной воды, (см. формулу 2.5);

$\bar{t}_{не}'' = 845,7$ кДж/кг-энтальпия питательной воды за подогревателем, (см. таблицу 2.3);

$\bar{t}_{\partial 3} = 860$ кДж/кг-энтальпия питательной воды за подогревателем, (см. таблицу 2.3);

$h_{om3} = 3359,9$ кДж/кг-энтальпия греющего пара, (см. таблицу 2.3);

$\eta_n = 0.98$ -КПД подогревателя, (см. таблицу 2.2);

\bar{t}_{nn} -энтальпия питательной воды после питательного насоса, определяется по следующему выражению:

$$\bar{t}_{nn} = \bar{t}_o + \frac{\Delta P_n \cdot v}{\eta_n}; \quad (2.30)$$

где $\bar{t}_o = 697.14$ кДж/кг-энтальпия питательной воды после деаэрата (см. таблицу 2.3);

$\Delta P_n = 317$ МПа-перепад давлений питательной воды в питательном насосе;

$v = 0.001108$ м³/кг- удельный объем питательной воды [4];

$\eta_n = 0.75$ - КПД питательного насоса, [3].

$$\bar{t}_{nn} = 697.14 + \frac{317 \cdot 0.001108 \cdot 10^2}{0.75} = 741;$$

$$D_{om3} = \frac{418 \cdot (845,7 - 741) - (32,9 + 39,23) \cdot (1077 - 860) \cdot 0.98}{(3359,9 - 860) \cdot 0.98} = 11,6;$$

2.7 Расчет деаэрата

В задачу расчета деаэрационной установки входит нахождение расхода греющего пара и расхода основного конденсата поступающего в деаэратор, для чего необходимо составить уравнение теплового и материального баланса деаэрата. Схема включения деаэрата представлена на рисунке 2.6.

Уравнение материального баланса:

$$G_{не} = D_{om1} + D_{om2} + D_{om3} + G_{ок} + D_{om4}; \quad (2.31)$$

Уравнение теплового баланса:

$$G_{не} \cdot \bar{t}_o = (D_{om1} + D_{om2} + D_{om3}) \cdot \bar{t}_{o3} + G_{ок} \cdot \bar{t}_{ок} + D_{om4} \cdot h_{om4}; \quad (2.32)$$

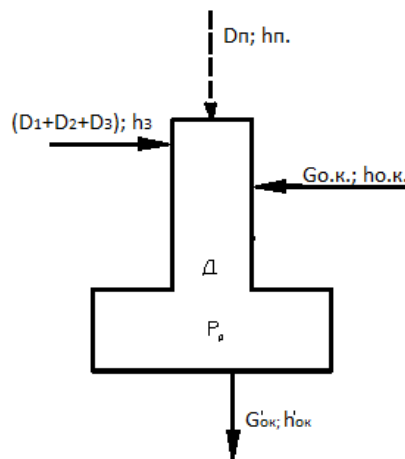


Рисунок 2.6 – Схема включения деаэрата

Объединяем уравнения в одну систему:

$$\begin{cases} G_{не} \cdot \bar{t}_d = (D_{om1} + D_{om2} + D_{om3}) \cdot \bar{t}_{d3} + G_{ок} \cdot \bar{t}_{ок} + D_{om4} \cdot h_{om4}, \\ G_{не} = D_{om1} + D_{om2} + D_{om3} + G_{ок} + D_{om4} \end{cases}, \quad (2.33)$$

где $\bar{t}_{ок} = 615,4$ кДж/кг-энтальпия основного конденсата на входе деаэратор(см. таблицу 2.3);

$G_{не} = 412,3$ кг/с-расход питательной воды (см. формулу 2.5).

2.8 Расчет точки смешения

$$\begin{cases} G_{ок} \cdot 654,059 + D_{om4} \cdot 3237 = 418,001 \cdot 697 - (32,09 + 39,23 + 11,6) \cdot 860 \\ G_{ок} + D_{om4} = 418,001 - 32,09 - 39,23 - 11,6 \end{cases} \quad (2.34)$$

Решаем эту систему методом Крамера и находим неизвестные величины:

$$\begin{cases} G_{ок} = 329,8 \text{ кг} / \text{с} \\ D_{om4} = 5 \text{ кг} / \text{с} \end{cases},$$

2.9 Расчет регенеративной схемы ПНД

Схема включения подогревателей низкого давления представлена на рисунке 2.7.

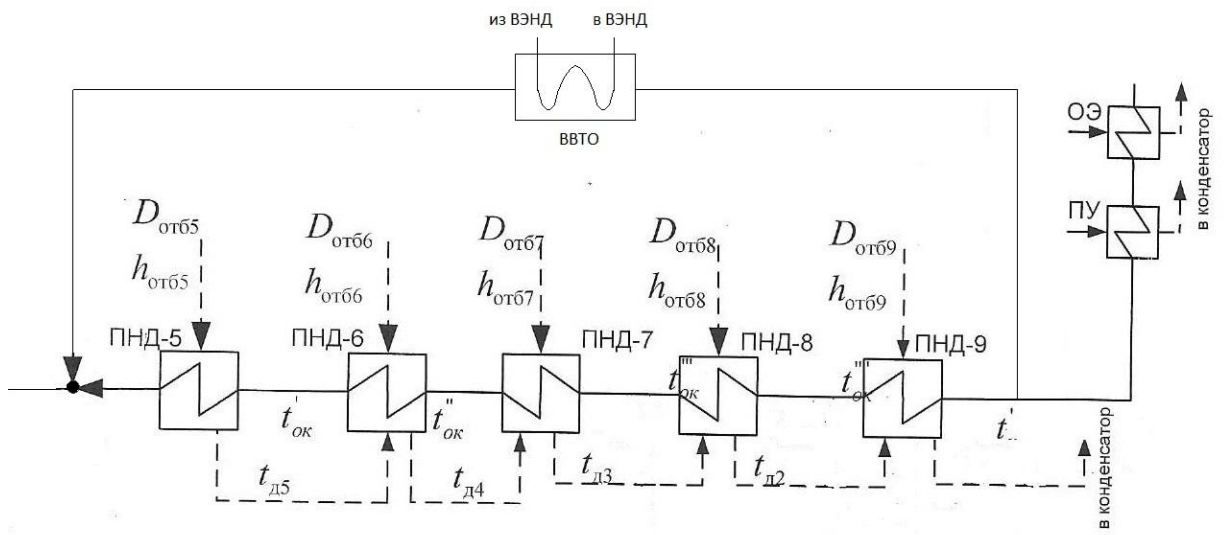


Рисунок 2.7 –Схема включения ПНД

Уравнение теплового и материального балансов для точки смешения ТС-1:

$$\begin{cases} G_{ок} = G_{ок} \cdot 0.7 + G_{ок} \cdot 0.3 \\ G_{ок} \cdot \bar{t}_{см} = G_{ок} \cdot 0.7 \cdot \bar{t}_{БВТО} + G_{ок} \cdot 0.3 \cdot \bar{t}_{пнд5} \end{cases}; \quad (2.35)$$

Решая эти уравнения, находим:

$$\bar{t}_{см} = 156,1;$$

Уравнение теплового баланса для ПНД-5 выглядит следующим образом:

$$D_{ом5} \cdot (h_{ом5} - \bar{t}_{д4}) \cdot \eta_n = G_{ок} \cdot (\bar{t}_{ок} - \bar{t}_{ок}'); \quad (2.36)$$

Расход пара на ПНД-5 определяется из следующего выражения, кг/с:

$$D_{ом5} = \frac{G_{ок} \cdot (\bar{t}_{ок} - \bar{t}_{ок}')}{(h_{ом5} - \bar{t}_{д4}) \cdot \eta_n}; \quad (2.37)$$

где $G_{ок} = 329,8$ кг/с-расход основного конденсата на деаэратор;

$\bar{t}_{ок} = 615,4$ кДж/кг-энтальпия основного конденсата за подогревателем, (см. таблицу 2.3);

$\bar{t}_{ок}' = 529,1$ кДж/кг-энтальпия основного конденсата перед подогревателем, (см. таблицу 2.3);

$h_{ом5} = 3052,6$ кДж/кг-энтальпия греющего пара, (см. таблицу 2.3);

$\eta_n = 0,98$ -КПД подогревателя, (см. таблицу 2.2).

$$D_{ом5} = \frac{329,8 \cdot (619,4 - 529,1)}{(3052,6 - 637) \cdot 0,98} = 12,074;$$

С учетом дренажа ПНД-5, расход греющего пара на ПНД-4 будет составлять, кг/с :

$$D_{ом6} = \frac{G_{ок} \cdot (\bar{t}_{ок}' - \bar{t}_{ок}'') - D_{ом1} \cdot (\bar{t}_{д4} - \bar{t}_{д5}) \eta_n}{(h_{ом6} - \bar{t}_{д5}) \cdot \eta_n}; \quad (2.38)$$

$$D_{ом6} = \frac{329,8 \cdot (440,23 - 360,16) - 12,074 \cdot (637 - 549,4) \cdot 0,98}{(2926,8 - 549) \cdot 0,98} = 10,88;$$

Расход пара на ПНД-3 определяется из следующего выражения, кг/с:

$$D_{om7} = \frac{G_{o.k.} \cdot (h_7 - \bar{t}_{\delta 8}) + (D_{om5} + D_{om6}) \cdot (\bar{t}_{\delta 6} - \bar{t}_{\delta 7}) \cdot \eta_{ПНД}}{h_7 - \bar{t}_{\delta 7}} ; \quad (2.39)$$

$$D_{om7} = \frac{329,8 \cdot (360,16 - 196,8) + (12,0736 + 10,88) \cdot (549,4 - 464,5) \cdot 0,98}{(2814,7 - 464,5)} = 22,09 ;$$

где \bar{t}_{cm} – кДж/кг; \bar{t}_{ok}''' – энтальпия основного конденсата после ПНД-3, кДж/кг.

Расход пара на ПНД-2 определяется из следующего выражения, кг/с:

$$D_{om8} = \frac{G_{o.k.} \cdot (h_8 - \bar{t}_{\delta 9}) - (D_{om5} + D_{om6} + D_{om7}) \cdot (\bar{t}_{\delta 7} - \bar{t}_{\delta 8}) \cdot \eta_{ПНД}}{(h_8 - \bar{t}_{\delta 8})} ; \quad (2.40)$$

$$D_{om8} = \frac{329,8 \cdot (360,16 - 196,8) - (12,07 + 10,88 + 22,09) \cdot (464,5 - 389) \cdot 0,98}{(2711,9 - 389)} = 21,73 ;$$

Расход пара на ПНД-1 определяется из следующего выражения, кг/с:

$$D_{om9} = \frac{G_{o.k.} \cdot (h_9 - \bar{t}_k) - (D_{om5} + D_{om6} + D_{om7} + D_{om8}) \cdot (\bar{t}_{\delta 8} - \bar{t}_{\delta 9}) \cdot \eta_{ПНД}}{(h_9 - \bar{t}_{\delta 9})} ; \quad (2.41)$$

$$D_{om9} = \frac{329,8 \cdot (196,8 - 111,81) - (12,07 + 10,88 + 22,09 + 21,73) \cdot (389 - 127) \cdot 0,98}{(2054,3 - 227)} = 17,8 ;$$

2.10 Проверка мощности

где $D_{эжс} = 2,35$ кг/с-расход пара на эжектора(см. формулу 2.1);

$D_{упн} = 3,92$ кг/с-расход пара на уплотнения(см. формулу 2.2);

$D_{хов} = 13,7$ кг/с-расход химически очищенной воды(см. формулу 2.7);

$D_{mn} = 12,2$ кг/с-расход пара на привод питательного насоса (по заводским параметрам).

Расход пара в конденсатор составит, кг/с:

$$D_k = G_{ок} - D_{om5} - D_{om6} - D_{om7} - D_{om8} - D_{om9} - D_{c.n.} - D_{mn} ; (2.42)$$

$$D_k = 329,8 - (12,0736 + 10,88 + 22,09 + 21,73 + 17,8 + 25,35 + 12,2) = 207,67 ;$$

Проверка по мощности:

$$W = \left(\sum_{i=1}^n D_i^{омб} \cdot H_i^{омб} \right) \cdot \eta_{эм}; \quad (2.43)$$

$$500000 = [32,09 \cdot 286,3 + 39,23 \cdot 353,6 + 11,6 \cdot 535,22 + (5,3 + 12,2) \cdot 657,26 + (25,35 + 12,074) \cdot 968,32 + 10,88 \cdot 1080,42 + 22,09 \cdot 1183,82 + 21,73 \cdot 1390,8 + 17,8 \cdot 1578,2 + 207,67 \cdot 1578,32] \cdot 0,96 = 500989,404$$

$$500000 = 500989,404;$$

Погрешность расчета составляет:

$$\delta = \left| \frac{W - W_p}{W} \right| = \left| \frac{500000 - 500989,404}{500000} \right| \cdot 100\% = 0.198\%; \quad (2.44)$$

Так как погрешность расчета меньше 2% , то расчет можно считать завершенным.

ЗРасчет технико-экономических показателей работы станции

Расход тепла на турбоустановку, кВт:

$$Q_{my} = D_m \cdot (h_{01} - \bar{t}_{нс}) + D_{nn} \cdot (h_{nn}'' - h_{nn}') + G_{xог} \cdot (t_{xог} \cdot c_6 - \bar{t}_{нс}) \quad (3.1)$$

где $D_m = 401,5$ кг/с-расход острого пара на турбину (см. формулу 2.1);

$h_{01} = 3343,2$ кДж/кг-энтальпия острого пара перед турбиной;

$\bar{t}_{нс} = 1117,6$ кДж/кг- энтальпия питательной воды; $D_{nn} = 330,15$ кг/с-расход пара на промперегрев;

$h''_{nn} = 3541,52$ кДж/кг-энтальпия пара после промперегрева;

$h'_{nn} = 2989,6$ кДж/кг-энтальпия пара до промперегрева.

$$Q_{my} = 401,5 \cdot (3343,2 - 1117,6) + 330,15 \cdot (3541,52 - 2989,6) + 14,052 \cdot (25 \cdot 4,186 - 1117,6) = 1085530;$$

Затраченная теплота на сетевой подогреватель, кВт:

$$Q_m = D_{cn} \cdot (h_{om} - \bar{t}_{cn}^n); \quad (3.2)$$

где $D_{cn} = 25,35$ кг/с- расход пара на сетевой подогреватель (см. формулу 2.2);

$h_{om5} = 3052,6$ кДж/кг-энтальпия отобранного пара на сетевой подогреватель (см. таблицу 2.3);

$\bar{t}_{cn}^n = 637$ кДж/кг-энтальпия конденсата греющего пара (см. таблицу 2.3).

$$Q_m = 25,35(3052,6 - 637) = 61233,48 ;$$

Расход тепла турбоустановкой на производство электроэнергии, кВт:

$$Q_{my}^o = Q_{my} - Q_m ; \quad (3.3)$$

$$Q_{my}^o = 1085530,53 - 61233,48 = 1024295,07 ;$$

Тепловая нагрузка котельного агрегата, кВт:

$$Q_{ne} = D_{ne} \cdot (h_{ne} - \bar{t}_{нс}) + D_{mn} \cdot (h_{mn}'' - h_{mn}') + G_{BЭнд} \cdot (\bar{t}_{вых} - \bar{t}_{вх}) ; \quad (3.4)$$

где $D_{ne} = 401,5$ кг/с-расход острого пара после котла (см. формулу 2.4);

$h_{ne} = 3343,2$ кДж/кг-энтальпия острого пара перед турбиной;

$\bar{t}_{нс} = 1117,6$ кДж/кг- энтальпия питательной воды;

$D_{mn} = 330,15$ кг/с-расход пара на промперегрев;

$h_{mn}'' = 3541,52$ кДж/кг-энтальпия пара после промперегрева;

$h_{mn}' = 2989,6$ кДж/кг-энтальпия пара до промперегрева.

$$Q_{ne} = 401,5(3343,2 - 1117,6) + 330,15 \cdot (3541,52 - 2989,6) = 1075614,78 ;$$

Полный расход условного топлива на блок определяется из следующего выражения, кг/с:

$$B^{усл} = \frac{Q_{ne}}{Q_n^{пусл} \cdot \eta_{нг}} ; \quad (3.5)$$

где $Q_n^{пусл} = 29310$ кДж/кг- низшая теплота сгорания условного топлива, принимаем из [4];

$\eta_{нг} = 0.905$ - КПД парогенератора.

Расход условного топлива на выработку электроэнергии определяется по следующему выражению, кг/с:

$$B_{\text{э}}^{\text{усл}} = B^{\text{усл}} \cdot K_{\text{э}} \frac{W_{\text{ом}}}{W - W_{\text{э}}^{\text{сн}}} ; \quad (3.6)$$

$$B_{\text{э}}^{\text{усл}} = 40,45 \cdot 0,947 \cdot \frac{460000}{500000 - 25000} = 37,133 ;$$

Расход условного топлива на отпуск тепла определяется из следующего выражения, кг/с:

$$B_m^{\text{усл}} = B^{\text{усл}} - B_{\text{э}}^{\text{усл}} ; \quad (3.7)$$

$$B_m^{\text{усл}} = 40,45 - 37,133 = 3,31 ;$$

Фактическое значение удельных расходов условного топлива на отпуск электроэнергии и тепла определяются по формулам:

$$b_{\text{э}}^{\text{усл}} = \frac{B_{\text{э}}^{\text{усл}} \cdot 3600}{W_{\text{омн}}} = \frac{37,133 \cdot 3600}{460000} = 0,290 \text{ кг} / \text{кВт} \cdot \text{ч} ; \quad (3.8)$$

$$b_m^{\text{усл}} = \frac{B_m^{\text{усл}} \cdot 10^6}{Q_m^{\text{му}}} = \frac{3,31 \cdot 10^6}{41532} = 80,88 \text{ кг} / \text{ГДж} ; \quad (3.9)$$

Таблица 3.1 – Сравнение принципиальных схем (см.рисунок 2.2;2.3) по технико-экономическим показателям

Показатели	без ВВТО	с ВВТО
Q_m Расход тепла турбоустановку, кВт	1085850	1085830
$Q_{\text{сп}}$ Расход тепла на сетевой подогреватель, кВт	61233,47	61233,48
$Q_{\text{ту}}^{\text{э}}$ Расход тепла на выработку электроэнергии, кВт	1024616,53	1024295,07
$Q_{\text{пк}}$ Тепловая нагрузка котельного агрегата, кВт	1075794,78	1075614,88

Продолжение таблицы 3.1

$B^{усл}$ Расход условного топлива, кг/с	40,56	40,45
$B_э^{усл}$ Расход условного топлива на выработку электроэнергии, кг/с	37,2	37,133
$B_m^{усл}$ Расход условного топлива на выработку тепла, кг/с	3,36	3,31
$b_э^{усл}$ Удельный расход топлива на выработку электроэнергии, кг / кВт·ч	0,291	0,290
$b_m^{усл}$ Удельный расход топлива на выработку тепла, кг / ГДж	80,9	80,88

Вывод: проведя анализ сравнения схем по технико-экономическим показателям, схема с ВВТО является выгоднее, чем без ВВТО.

4 Индивидуальное задание

После проведения модернизации блока номер 7 ГРЭС г. Назарово котла П-49, из опыта эксплуатации были выявлены интенсивные места шлакования топочной камеры:

- фронтного экрана ,высота отложений до 10см;
- тыловой скат холодной воронки,высота отложений от 30см, переходящие в глыбы до 1м;
- топочные ширмы,отложения на боковых поверхностях до 50 см с перекрытием межширмового пространства.

Данные факторы влияют на нагрузку котла,для снижения интенсивности шлакования был рассмотрен вопрос установки аппаратов очистки топочной камеры ОВД-2 Красмаш.

В местах интенсивного шлакования были установлены термовставки,которые позволяют определять время очистки поверхностей нагрева в реальном времени за счет разности температур холодной и горячей стен трубы.

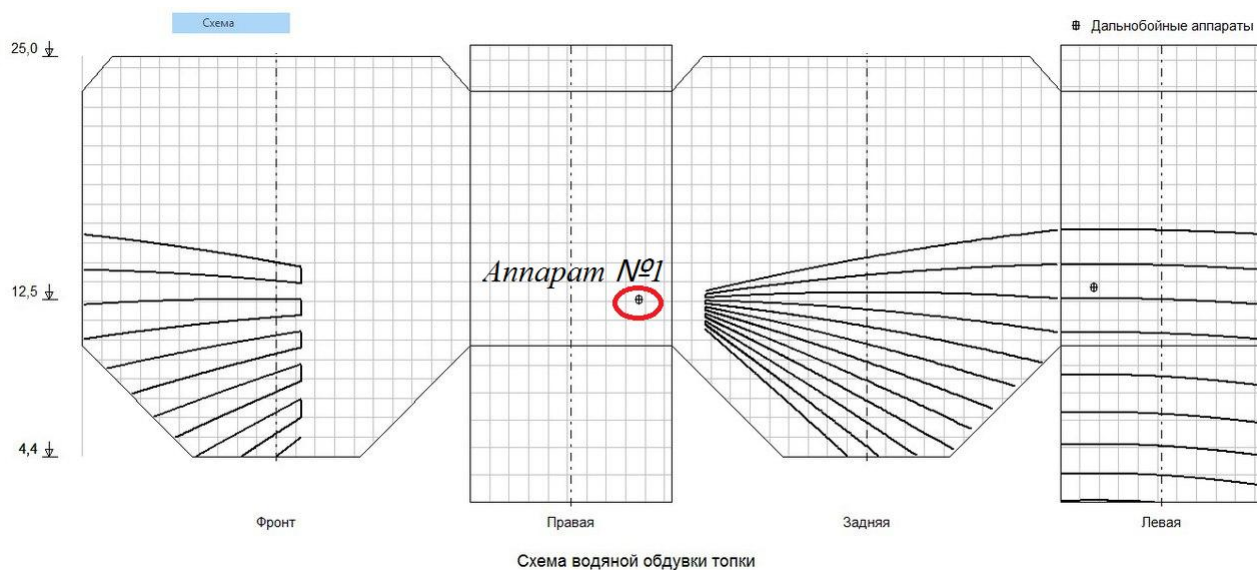


Рисунок 4.1- Место установки аппарата водяной обдувки топки 1, с наглядным изображением зон действия струи воды

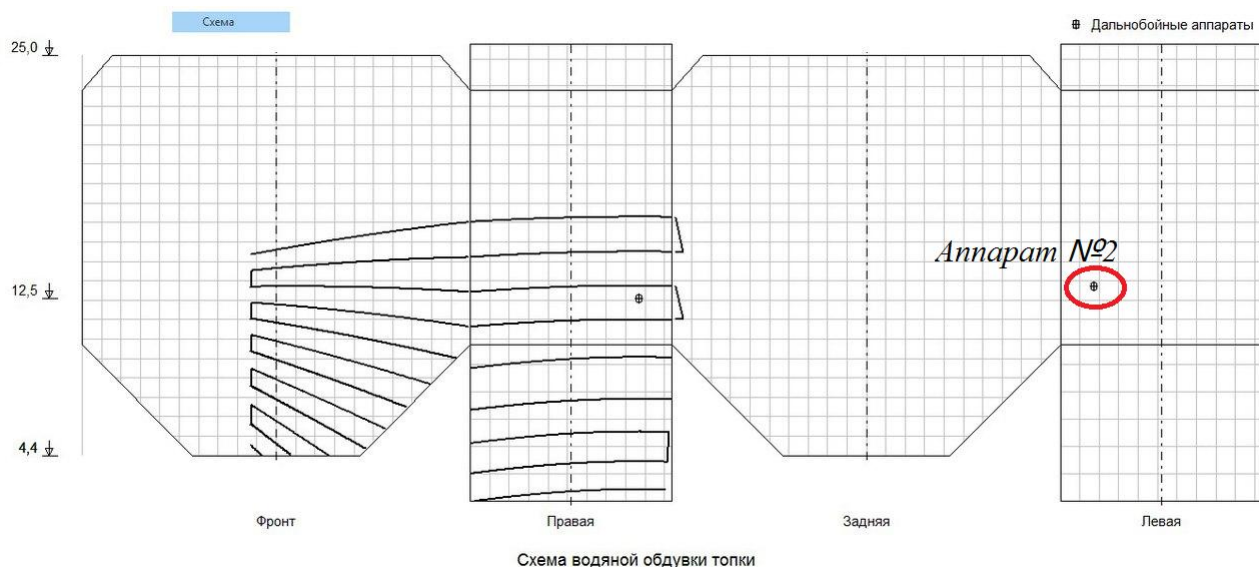


Рисунок 4.2-Место установки аппарата водяной обдувки 2, с наглядным изображением зон действия струи воды

Аппарат дальнобойной обдувки ОВД-2Красмаш выглядят следующим образом.

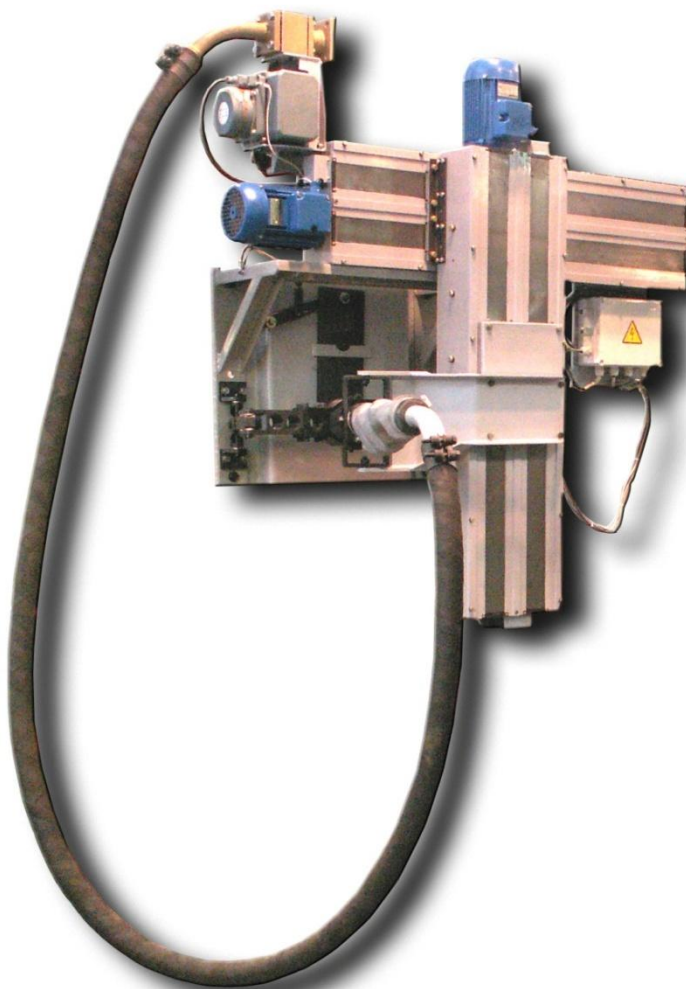


Рисунок 4.3 – Аппарат водяной обдувки ОВД-2 Красмаш

Достоинства аппарата водяной обдувки ОВД-2 Красмаш:

- Обдувают более широкую зону;
- Большой диапазон настройки от 1 до 20м.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Целью данного дипломного проекта являлось рассмотрение вопроса

эффективности установки ВВТО в тепловую схему, и установки дополнительных обдувочных аппаратов марки ОВД-2Красмаш.

При выполнении дипломного проекта были произведены следующие расчеты:

- 1) расчет тепловой схемы паровой турбины К-500-240;
- 2) укрупненный расчет котельного агрегата П-49;
- 3) выбор мест установки обдувочных аппаратов ОВД-2Красмаш;

Устанавливая дополнительные аппараты обдувки мы снижаем температуру на выходе из топки с 1158°C , до 1127°C .

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ

1. Михайленко С.А., Цыганок А.П. Тепловые электрические станции: Учебное пособие. – Красноярск: ИПЦ КГТУ, 2003. 300 с.
2. Цыганок А.П., Михайленко С.А. Проектирование тепловых электрических станций: Учебное пособие. – Красноярск: КРПИ, 1991. 119 с.
3. Тепловые и атомные электрические станции: Справочник / Под ред. В.А. Григорьева и В.М. Зорина. М.: Энергоатомиздат, 1982. 624 с.
4. Цыганок А.П. Тепловые и атомные электрические станции: Учебное пособие: В 2 ч. Ч. 2. – Красноярск: ИПЦ КГТУ, 2000. 123 с.
5. Ривкин С.Л., Александров А.А. Теплофизические свойства воды и водяного пара. – М.: Энергоатомиздат, 1984.
6. Котельный агрегат: Справочно-нормативные данные по курсовому проектированию для студентов специальности 100500 / Сост. И.С.Деринг, В.А. Дубровский, Т.И. Охорзина. – Красноярск: КГТУ, 2000. 40 с.
7. Тепловой расчет котельных агрегатов (Нормативный метод)/ Под ред. Н.В. Кузнецов и др. – М.: Энергия, 1973.
8. Рыжкин В.Я. Тепловые электрические станции - М.: Энергоатомиздат, 1987.
9. Паротурбинные энергетические установки: Отраслевой каталог /Под ред. Н.Н. Ермашов и др.- М.: 1988.
10. Золоулавливающие устройства теплоэлектростанций: конструкции и методы расчетов: Учеб. Пособие. Красноярск: ИПЦ КГТУ, 2001. 80 с.
11. Бойко Е.А., Баженов К.В., Грачев П.А. Тепловые электрические станции: Справочное пособие – Красноярск 2006. 153с.