


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

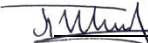
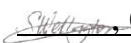


Политехнический институт
институт

Тепловые Электрические Станции
кафедра

УТВЕРЖДАЮ
Заведующий кафедрой
 Е.А. Бойко
« 03 » 07 2020 г.

БАКАЛАВРСКАЯ РАБОТА
13.03.01 «Тепловые электрические станции»

Проект реконструкции схемы энергоснабжения глиноземного завода Ewarton
комплекса Windalco ОК Русал


Руководитель	<u> 03.07.2020</u> подпись, дата	<u>к.т.н. доцент П.В. Шишмарев</u> инициалы, фамилия
Выпускник	<u> 02.07.2020</u> подпись, дата	<u>Ш.Р. Веллингтон</u> инициалы, фамилия
Технический контроль	<u> 03.07.2020</u> подпись, дата	<u>Е.А. Бойко</u> инициалы, фамилия
Нормоконтролер	<u> 03.07.2020</u> подпись, дата	<u>П.В. Шишмарев</u> инициалы, фамилия

Красноярск 2020

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

Политехнический институт
Институт

Тепловые Электрические Станции
Кафедра

УТВЕРЖДАЮ
Заведующий кафедрой
 Е.А. Бойко
« 03 » 07 2020 г.

ЗАДАНИЕ
НА ВЫПУСКНУЮ КВАЛИФИКАЦИОННУЮ РАБОТУ
в форме бакалаврской работы

Студенту Веллингтон Шерри-Энн Ракель
(фамилия, имя, отчество студента)

Группа ФЭ16-01Б Направление (специальность) 13.03.01

код

Теплоэнергетика и Теплотехника

Наименование

Тема выпускной квалификационной работы: Проект реконструкции схемы энергоснабжения глиноземного завода Ewarton комплекса Winalco ОК Русал

Утверждена приказом по университету: 746/с от 27 января 2020 года

Руководитель ВКР: П.В. Шишмарев, доцент, канд. техн. наук, кафедра «ТЭС»
(инициалы, фамилия, должность и место работы)

Исходные данные для ВКР: Турбины с мощностью 6МВт и на 10МВт,
Район размещения: Глиноземный завод Ewarton комплекса Winalco Русал.
Ewarton, St. Catherine, Jamaica, West Indies

Перечень разделов ВКР:

- обоснование актуальности и разработка вариантов реконструкции;
- расчетная часть по расход пара на турбине до и после реконструкции;
- конструкторский расчет теплообменного аппарата;
- расчет экономического эффекта реконструкции.

Перечень графического материала:

- схема: 41,369 бар паровая система
- схема: распределение основного и регенеративного конденсата
- общий план электростанций
- схема теплообменников для 2,413 бар и 6,895 бар

Руководитель ВКР


подпись

П.В. Шишмарев
инициалы, фамилия

Задание принял к исполнению


подпись

Ш.Р. Веллингтон
инициалы, фамилия

« 14 » 06 2020 г.

РЕФЕРАТ

Пояснительная записка к дипломному проекту на тему "Проект реконструкции схемы энергоснабжения глиноземного завода Ewarton комплекса Winalco ОК Русал " содержит 102 страниц, в том числе 9 рисунков, 6 таблиц, 8 источников. Графическая часть состоит из 4 листов.

В рамках бакалаврской работы (ВКР) была разработана реконструкция схемы энергоснабжения глиноземного завода Ewarton комплекса Winalco Русал.

В пояснительной записке была рассчитана конструкция, тепловая схема до и после реконструкции и рассчитаны технико-экономические показатели. По результатам расчетов был проведен сравнительный анализ для определения оптимального теплообменника, необходимого для станции. В пояснительной записке также приводится расчет экономического эффекта реконструкции. Рассмотрены вопросы охраны труда при выполнении работ.

СОДЕРЖАНИЕ

ВВЕДЕНИЕ.....	6
1 ОБОСНОВАНИЕ РЕКОНСТРУКЦИИ ЭНЕРГЕТИЧЕСКОГО ОБЪЕКТА	7
1.1 Обоснование актуальности темы ВКР	7
1.2 Краткое описание объекта реконструкции	7
1.2.1 Электростанция.....	7
1.2.2 Очистка воды в электростанции	8
1.2.3 Характеристики оборудования станции.....	9
1.2.4 Анализ существующей тепловой схемы	10
1.3 Обоснование технических и технологических решений по вариантам реконструкции - SWOT-анализ	12
1.4 Постановка задач	13
1.4.1 Подогреватель поверхностного типа	13
2. РАСЧЕТНАЯ ЧАСТЬ.....	17
2.1 До Реконструкции	17
2.1.1 Расчет расход пара на турбину.....	17
2.1.2 Определение расхода питательной воды	20
2.1.3 Деаэрационная установка	21
2.1.4 Расхода пара	22
2.2 После Реконструкции	23
2.2.1 Расчет расхода греющего пара на теплообменник.....	23
2.2.2 Расхода греющего пара	24
2.2.3 Расчет расход пара из отбора 2,413 бар к потребителю и на теплообменник	25
2.2.4 Определение расхода питательной воды	28
2.2.5 Расхода пара	29

2.2.6	Расчет расход пара из отбора 6,895 бар к потребителю и на теплообменник	30
2.2.7	Определение расхода питательной воды	33
2.2.8	Деаэрационная установка	34
2.2.9	Расхода пара	35
3	ОБЩАЯ ЧАСТЬ	37
3.1	Конструкторский расчет теплообменного аппарата	37
3.1.1	Определение эскизной площади поверхности теплообмена	39
3.1.2	Определение основных конструктивных размеров теплообменного аппарата.....	41
3.1.3	Компоновка трубного пучка.....	43
3.1.4	Компоновка межтрубного пространства.....	44
3.1.5	Определение значений коэффициентов теплопередачи.....	46
3.1.6	Определение эскизной площади поверхности теплообмена	52
3.1.7	Определение основных конструктивных размеров теплообменного аппарата.....	54
3.1.8	Компоновка трубного пучка.....	56
3.1.9	Компоновка межтрубного пространства.....	58
3.1.10	Определение значений коэффициентов теплопередачи.....	60
3.2	Расчет элементов теплообменного аппарата на прочность.....	63
3.2.1	Расчет на прочность корпуса аппарата.....	63
3.2.2	Расчет на прочность крышки водяной камеры.....	63
3.2.3	Расчет на прочность трубных досок	64
3.2.4	Расчет укрепленных отверстий	64
3.2.5	Расчет болтов и шпилек на прочность.....	65
3.2.6	Расчет фланцев	66
3.2.7	Расчет термических напряжений	66
3.2.8	Расчет на прочность крышки водяной камеры.....	70
3.2.9	Расчет на прочность трубных досок	70

3.2.10 Расчет укрепленных отверстий	71
3.2.11 Расчет болтов и шпилек на прочность.....	71
3.2.12 Расчет фланцев	72
3.2.13 Расчет термических напряжений	73
3.3 Безопасность реконструкции	74
4 ЭКОНОМИЧЕСКАЯ ЧАСТЬ	77
4.1 Оценка технико-экономических показателей.....	77
4.1.1 До реконструкций	77
4.1.2 После Реконструкций	82
4.2 Оценка технико-экономической привлекательности проекта	93
4.2.1 До Реконструкций.....	93
4.2.2 После Реконструкций	94
4.2.3 Расчет срока окупаемости.....	96
ЗАКЛЮЧЕНИЕ	99
СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАНИЕ ИСТОЧНИКОВ	100
ПРИЛОЖЕНИЕ А	101

ВВЕДЕНИЕ

Актуальность данной темы проект заключается в повышении КПД паротурбинных установок на предприятии в соответствии с проведенными расчетами и полученной информацией. Этот проект даст необходимые рекомендации по увеличению производства завода.

В связи с истощением топливных ресурсов и ростом цен на них возникает проблема экономного использования топлива. Эту проблему можно решить с помощью современного, более совершенного оборудования. При добавлении теплообменников будет снижен расход пара отопительного агрегата, следовательно, и расход топлива на производство пара.

Расчеты, проведенные на основном и вспомогательном оборудовании силовой установки, подтверждают мой тезис об эффективности установки теплообменников для повышения КПД. С этой установкой, он увеличит температуру питательной воды, подаваемой в котел, таким образом улучшая эффективность.

Пароводяной теплообменник предназначен для нагрева воды, необходимой для питательной воды к котлу, с использованием тепла пара низкого давления, поступающего из выхлопной турбины если пар 2,413 бар.

1 Обоснование реконструкции энергетического объекта

1.1 Обоснование актуальности темы ВКР

Актуальность данной темы ВКР заключается в повышении КПД паротурбинных установок на предприятии в соответствии с проведенными расчетами и полученной информацией. Этот проект даст необходимые рекомендации по увеличению производства завода.

В связи с истощением топливных ресурсов и ростом цен на них возникает проблема экономного использования топлива. Эту проблему можно решить с помощью современного, более совершенного оборудования. При добавлении теплообменников будет снижен расход пара отопительного агрегата, следовательно, и расход топлива на производство пара.

1.2 Краткое описание объекта реконструкции

1.2.1 Электростанция

В Ewarton Works WINDALCO электростанция несет ответственность за снабжение технологической установки Bayer паром, электроэнергией, сжатым воздухом и очищенной водой (бытовой и заводской).

Электростанция Ewarton Works оснащена четырьмя котлами: три типа "sterling" (конверсия пара) и один типизированным пакетированным котлом. Все котлы питаются топливом мазут и производят нагретый пар под давлением 41,37 бар. Котлы соединены с помощью общих коллекторов и подают 41,37 бар пара на три паровые турбины, а также на глиноземный завод при пониженном давлении.

Для нормальной работы турбины меньшая паровая турбина мощностью 6,0 МВт (TG No. 1) на конденсаторе, а две большие турбины с противодавлением (TGNo.2 и TG № 3), блоки имеют базовую нагрузку таким образом, что минимальная нагрузка обеспечивается конденсационным блоком. В отличие от паровой турбины № 1, каждая из паровых турбин № 2 и № 3 могут генерировать до 10 МВт.

Паровая турбина преобразует энергию пара во вращательную механическую энергию, в то время как связанные с ней генераторы преобразуют вращательную механическую энергию в электрическую энергию.

В заводе WINDALCO используются два уровня пара - 6,895 бар и 2 413 бар, поступающие от турбин. Из выхлопа турбины выходит 2,413 бар, а 6,895 бар пара отводится.

Различные секции установки используют различные уровни давления пара. 6,895 бар используется в прокаливании, шаровой мельнице, грязевой канал; 2,413 бар используется в высыпании, хранении глинистого раствора, автомастерская и бак-каустик. Есть секции завода, которые используют как 6,895 бар, так и 2,413 бар уровень пара: испарения, горная промышленность вываривания и фильтрации.

1.2.2 Очистка воды в электростанции

Процесс электростанции сначала начинается с получения воды из шести скважин в этом районе. Три в «Плезант-Фарм» и три в «Виктории». Только два в «Виктории» используются для подачи воды, которая хранится в двух миллионах галлонов резервуаров для хранения воды. Три в «Плезант-Фарм» в основном используются в качестве промывочной воды на заводе, но не используются в технологической системе. Другой колодец в «Виктории» не работает.

Из хранилища емкостью 1 млн. галлонов вода направляется в блок дощелачивания, снятие твёрдости и вода становится более кислой, имея рН около 4,5. Затем декарбонатор очищает воду от содержания углекислого газа с помощью труб, и рН повышается примерно до 6. Затем транспортируется к чистому колодцу.

Каустическая сода добавляют в воду в прозрачном колодце для регулировки рН, перемещающийся это от 6 до 8,2. После этого воду нагнетают от колодца скважины, используя насосы подкачки, к пластификаторам. Вода из умягчителей направляется в печь для охлаждения подшипников. Однако, поскольку эта вода охлаждает подшипники, температура воды начинает повышаться и возвращается в электростанцию для использования в качестве питательной воды в деаэраторах. В деаэраторах происходит выделение

кислорода, смешивание питательной воды из печи, конденсата, возвратной воды из установки и регенерированной воды. Затем вода подается в котел с помощью питательных насосов.

1.2.3 Характеристики оборудования станции

Таблица 1 – Исходные данные для расчета

	Давление (бар)		Температура (°C)	
Перед деаэратором (горячая вода)	2,9		55	
Перед котлом(горячая вода)	2,62		80-90	
После котла (пар)	41,368		350-400	
После турбины (пар)	6,895	2,413	6,895	2,413
			(бар)	(бар)
			250	190

Таблица 2– Процент расходов пара из турбин

	ТУРБИНА 1			ТУРБИНА 2		ТУРБИНА 3	
	ПРОЦЕНТ			ПРОЦЕНТ		ПРОЦЕНТ	
	6,895	2,413	конденсатор	6,895	2,413	6,895	2,413
2019	19%	26%	55%	47%	53%	66%	34%
2018	31%	21%	49%	49%	51%	65%	35%

Таблица 3– Средние расходы питательной воды и пара к котлу в тон/час

	Питательная вода (т/ч)					Пар (т/ч)				
	котел 1	котел 2	котел 3	котел 4	сумма	котел 1	котел 2	котел 3	котел 4	сумма
Сред.	68	68	60	50	247	65	55	58	38	216

1.2.4 Анализ существующей тепловой схемы

Актуальность данного проекта заключается в повышении КПД электростанции за счет повышения КПД котлов путем добавления теплообменника для повышения температуры воды, поступающей в котлы. Необходимость такой модификации обусловлена тем, что на основании информации, полученной с завода, генеральный план электростанции не имеет установленных теплообменников, а также данные из системы Windalco PI показывают, что котлы не работают на оптимальных уровнях.

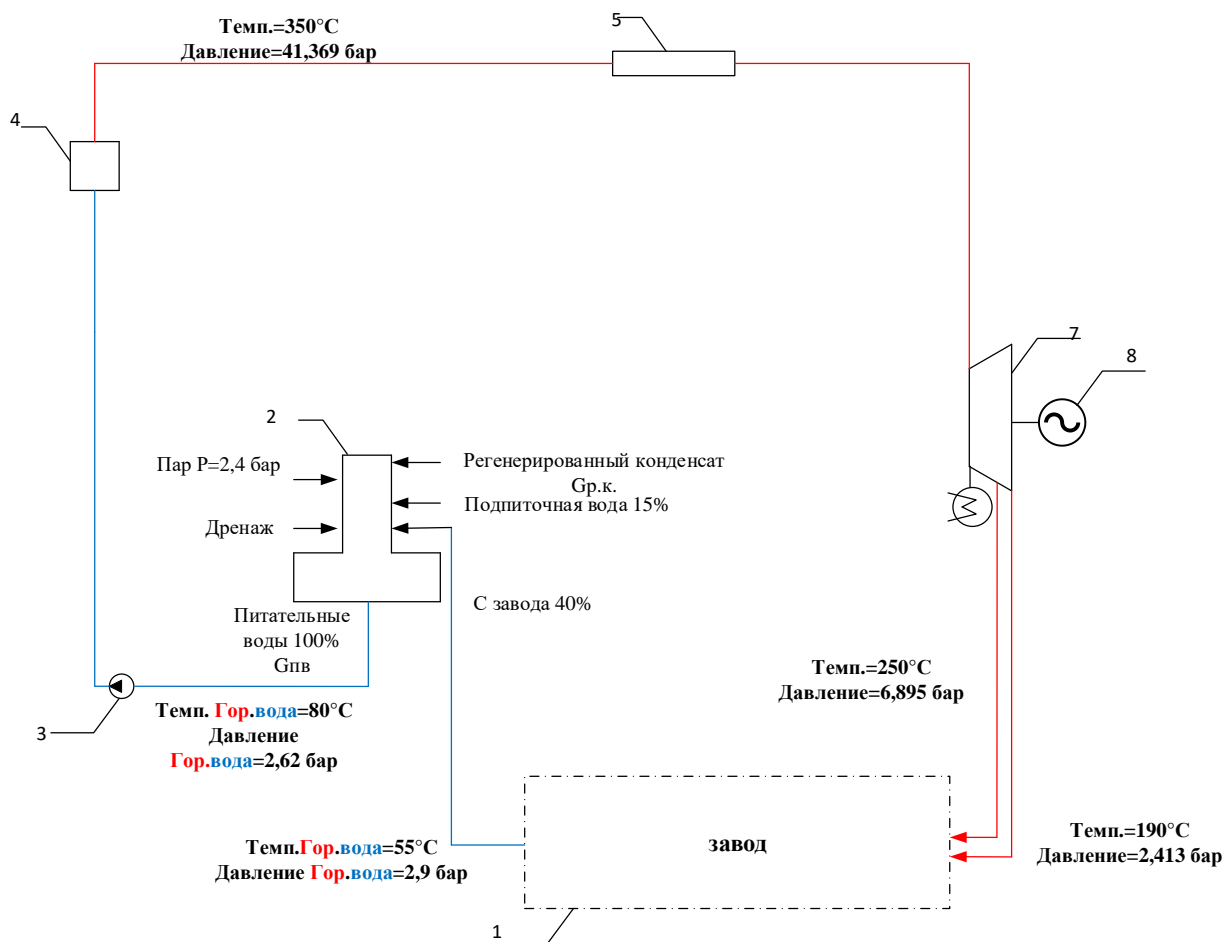


Рисунок 1-Общая схема показания пара к турбине TG №1 от котла 1

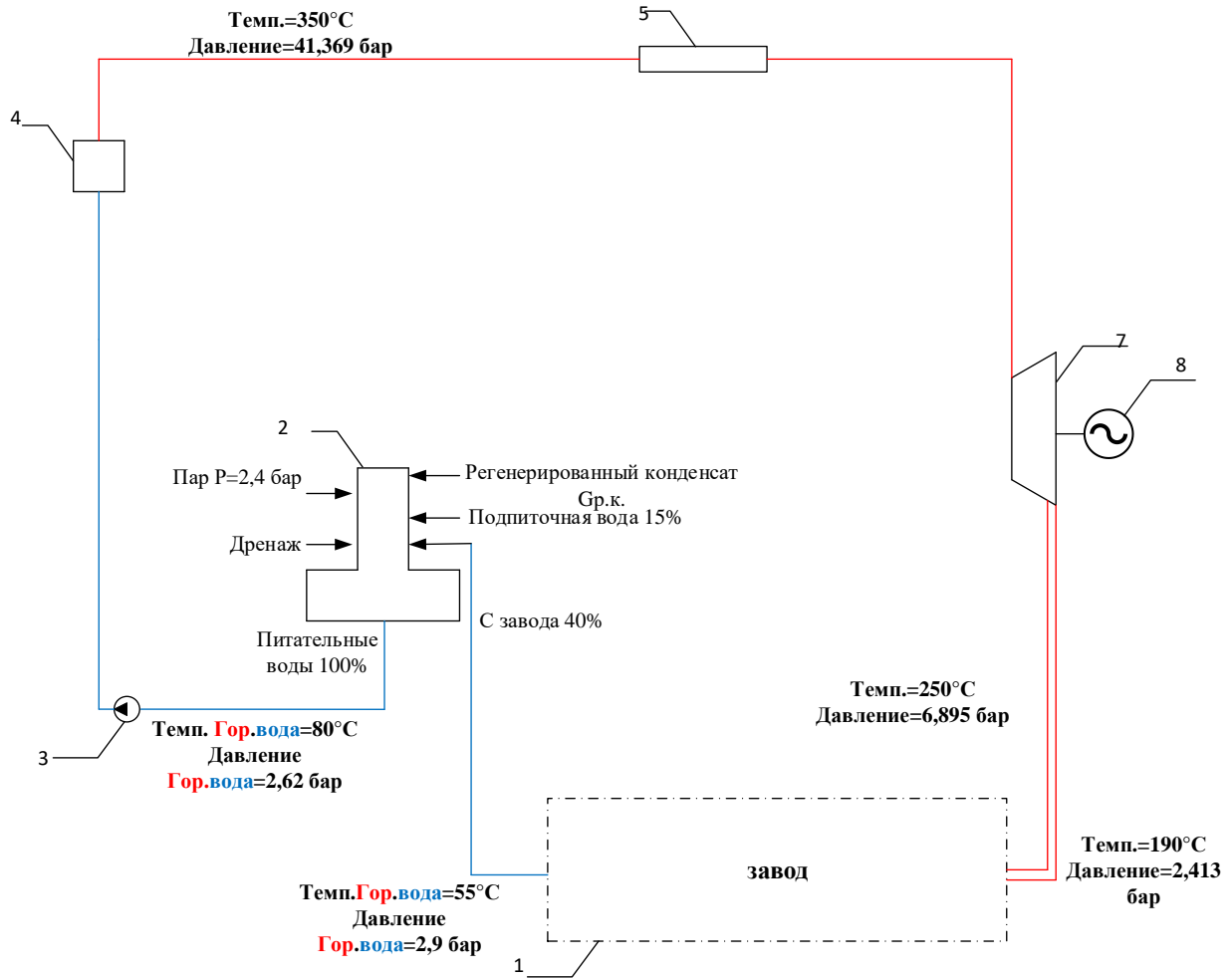


Рисунок 2-Общая схема показания пара к турбине ТГ №2, №3 от котла 2, 3

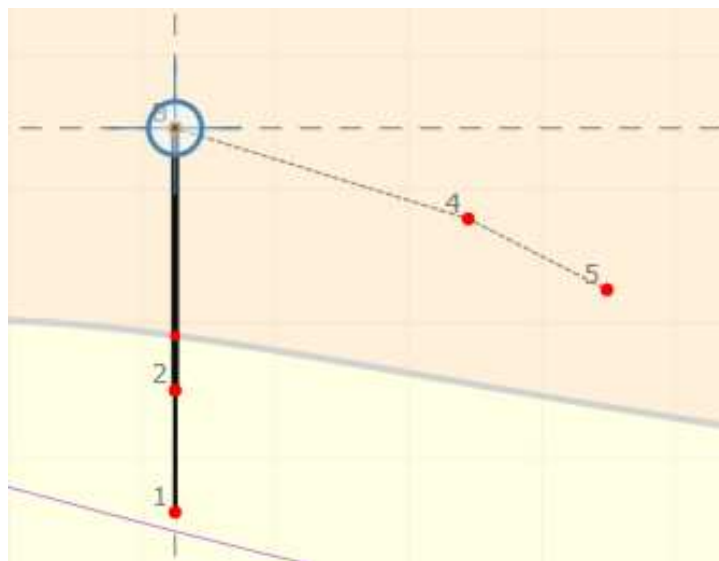


Рисунок 3-Процесс расширения

Таблица 4-Точки на процессе расширения

	Точки	0	1	2	4	5
P, бар		41,37	2,413	6,895	6,895	2,413
t, °C		350	126,25	164,34	250	190
h, кДж/кг		3090,1	2515,4	2697,6	2954,5	2848,5

1.3 Обоснование технических и технологических решений по вариантам реконструкции - SWOT-анализ

Решение заключается в установке теплообменника для повышения температуры питательной воды котла.

S.W.O.T. анализ

Strengths (сильные, стороны)

- Повысит эффективность,
- Увеличит экономическую ценность
- Достигнет оптимальных температур

Weaknesses (слабые, стороны)

- Затраты на установку нового оборудования
- Увеличение затрат на обслуживание

Opportunities (возможности)

- Новое оборудование
- Простое в использовании
- Лучшее знание нового продукта.

Threats (угрозы)

- Поломка оборудования
- Первый раз после установки - отсутствие у персонала станции опыта обслуживания данного оборудования

1.4 Постановка задач

1.4.1 Подогреватель поверхностного типа

Он предназначен для нагрева основного конденсата или питательной воды за счет тепла, отводимого от проточной части паровой турбины. Нагретая вода течет внутри турбинной системы, а нагревательный пар-в межтрубном пространстве.

1.4.1.1 Теплообменники

На заводе могут быть использованы кожухотрубные и пластинчатые теплообменники. Из проведенных расчетов можно будет определить оптимальный теплообменник, который наилучшим образом подойдет для поставленной задачи. Поскольку не только выполненные расчеты помогут принять решение, но и доступное пространство, используемая жидкость (в данном случае вода) и техническое обслуживание.

Кожухотрубные теплообменники -это самый основной и наиболее распространенный тип конструкции теплообменника. Этот тип теплообменника состоит из набора трубок в контейнере, называемом оболочкой. Жидкость, текущая внутри трубок, называется жидкостью со стороны трубок, а жидкость, текущая на внешней стороне трубок, называется жидкостью со стороны корпуса. На концах труб, жидкость стороны трубки отделена от жидкости стороны обсадной трубы листовой (АМИ) трубой. Трубки свернуты и пресс-приспособлены или сварены в лист трубки для того, чтобы обеспечить герметичное уплотнение. В системах, где эти две жидкости находятся под совершенно разными давлениями, жидкость более высокого давления обычно направляется через трубки, а жидкость более низкого давления циркулирует на стороне оболочки. Это связано с экономичностью, поскольку теплообменные трубы могут быть выполнены так, чтобы выдерживать более высокие давления, чем корпус теплообменника, за гораздо меньшую стоимость.

Пластинчатые теплообменники- состоят из пластин (вместо трубок) для разделения горячей и холодной жидкостей. Горячая и холодная жидкости

чередуются между каждой из пластин. Перегородки направляют поток жидкости между пластинами. Поскольку каждая из пластин имеет очень большую площадь поверхности, пластины обеспечивают каждую из жидкостей с чрезвычайно большой площадью теплопередачи. Поэтому пластинчатый теплообменник, по сравнению с аналогичным размером трубчатого и кожухового теплообменника, способен передавать гораздо больше тепла. Это связано с большей площадью, которую пластины обеспечивают над трубами.

Из-за высокой эффективности теплопередачи пластин пластинчатые теплообменники обычно очень малы по сравнению с трубчатым и оболочечными теплообменниками с одинаковой теплоемкостью. Пластинчатые теплообменники не находят широкого применения из-за невозможности надежно герметизировать большие прокладки между каждой из пластин. Из-за этой проблемы пластинчатые теплообменники используются только в небольших системах низкого давления, таких как масляные радиаторы для двигателей.

Для реконструкции было разработано два варианта схем (рисунки 4 и 5). Один из них имеет давление пара, подаваемого на теплообменник, 2,413 бар, а другой-6,895 бар, что будет способствовать улучшению работы станции, как показано ниже.

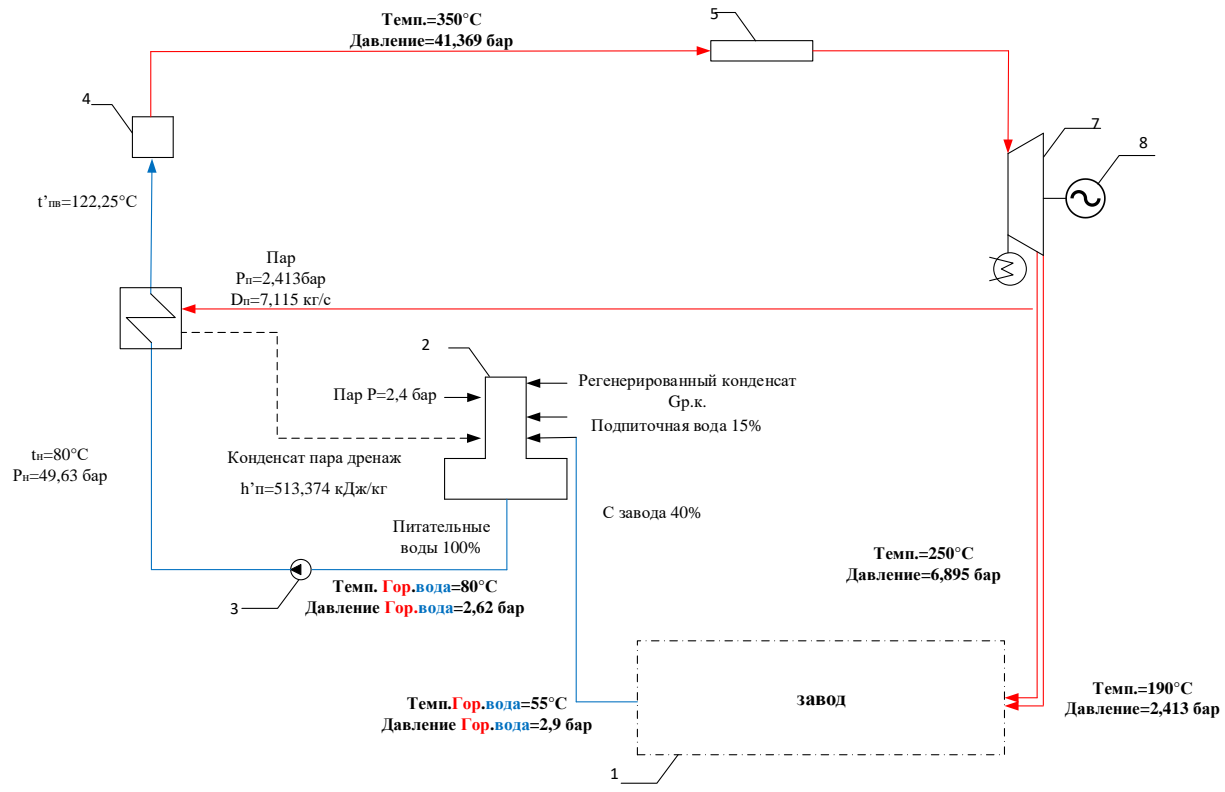


Рисунок 4-Техническая схема подачи пара к турбине ТГ №1 от котла 1 с теплообменником

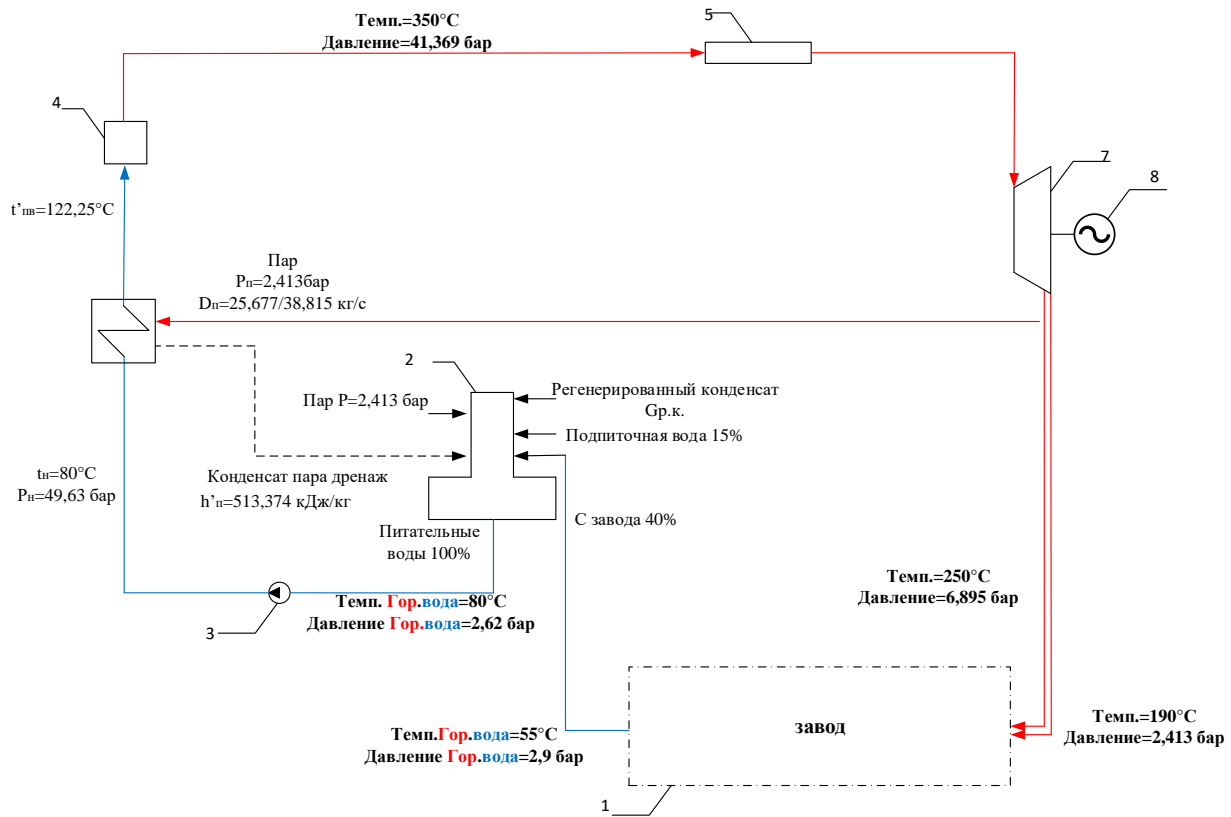


Рисунок 5-Техническая схема подачи пара к турбине ТГ №2, №3 от котла 2, 3 с теплообменником

2. Расчетная часть

Расчетная часть и анализ предлагаемых вариантов реконструкции с выбором наиболее оптимального

2.1 До Реконструкции

2.1.1 Расчет расход пара на турбину

Расчет расход пара на турбине:

$$D_0 = k_{\text{рег}} \cdot \left(\frac{W_{\text{э}i}}{H_i \cdot \eta_{\text{эм}}} + y_{\text{п}1} \cdot D_{\text{Тп}1} \right)$$

где $k_{\text{рег}}$ - коэффициент регенерации, для расчета ПТС, принимается до реконструкции равным 1; $W_{\text{э}i}$ - электрическая мощность турбина ($T_1=6000$ и $T_{2,3}=10000$) кВт; H_i - значения энтальпия пара; $\eta_{\text{эм}}$ -электромеханический КПД, принимается в расчетах (0,98), $y_{\text{п}1}$ - коэффициент недовыработки энергии паром отопительного ($y_{\text{п}1} = \frac{h_{\text{п}1}-h_{\text{к}}}{h_{\text{п}0}-h_{\text{к}}} = \frac{2954,497-2848,462}{3090,108-2848,462} = 0,439$); $D_{\text{Тп}}$ -расход пара к потребителю из турбина ($D_{\text{Тп}1} = 7,115 \frac{\text{кг}}{\text{с}}$, $D_{\text{Тп}2} = 25,677 \frac{\text{кг}}{\text{с}}$ $D_{\text{Тп}3} = 38,815 \frac{\text{кг}}{\text{с}}$)

После определения расходов пара в турбине определяют расчетную мощность отсеков паровой турбины и общую суммарную электрическую нагрузку.

$$W_p = D_x \cdot H_i \cdot \eta_{\text{эм}}$$

где W_p -расчетная мощность i -го отсека турбины, кВт; D_x -расход пара через i -й отсек турбины; H_i -действительный теплоперепад на i -й отсек.

Путем сравнения заданной электрической мощности ($W_э$) и расчетной (W_p) обосновывается вывод о необходимости уточнения расчета. При этом определяется погрешность расчета (δ), которая затем сравнивается с

допустимой погрешностью (в инженерных расчетах принимается обычно равной $\varepsilon = 0,5\%$).

$$\delta = \left| \frac{W_э - W_p}{W_э} \right| \cdot 100\%$$

$\delta < 0,5\%$, то расчет заканчивается.

Проверка $k_{рег}$ -коэффициент регенерации. ($k_{рег} = k_{рег} \cdot \frac{W_э}{W_p}$)

На турбине $T_1 = 6000$ кВт

$$D_{01} = 1 \cdot \left(\frac{6000}{241,646 \cdot 0,98} + 0,439 \cdot 7,115 \right) = 28,459 \frac{\text{кг}}{\text{с}}$$

Первый отсек

$$D_{x1} = 28,459 \cdot 1 = 28,459 \frac{\text{кг}}{\text{с}}$$

$$W_{p1} = 28,459 \cdot (3090,108 - 2954,497) \cdot 0,98 = 3782 \text{ кВт}$$

Второй отсек

$$D_{x2} = 28,459 \cdot (1 - 0,25) = 21,344 \frac{\text{кг}}{\text{с}}$$

$$W_{p2} = 21,344 \cdot (2954,497 - 2848,462) \cdot 0,98 = 2218 \text{ кВт}$$

$$\sum W_p = W_{p1} + W_{p2} = 3782 + 2218 = 6000 \text{ кВт}$$

$$\delta = \left| \frac{6000 - 6000}{6000} \right| \cdot 100 = 0$$

$$k_{рег} = 1 \cdot \frac{6000}{6000} = 1$$

На турбине $T_2 = 10000$ кВт

$$D_{02} = 1 \cdot \left(\frac{10000}{241,646 \cdot 0,98} + 0,439 \cdot 25,677 \right) = 53,495 \frac{\text{кг}}{\text{с}}$$

Первый отсек

$$D_{x1} = 53,495 \cdot 1 = 53,495 \frac{\text{кг}}{\text{с}}$$

$$W_{p1} = 53,495 \cdot (3090,108 - 2954,497) \cdot 0,98 = 7109 \text{ кВт}$$

Второй отсек

$$D_{x2} = 53,495 \cdot (1 - 0,48) = 27,817 \frac{\text{кг}}{\text{с}}$$

$$W_{p2} = 27,817 \cdot (2954,497 - 2848,462) \cdot 0,98 = 2891 \text{ кВт}$$

$$\sum W_p = W_{p1} + W_{p2} = 7109 + 2891 = 10000 \text{ кВт}$$

$$\delta = \left| \frac{10000 - 10000}{10000} \right| \cdot 100 = 0$$

$$k_{\text{пер}} = 1 \cdot \frac{10000}{10000} = 1$$

На турбине $T_3 = 10000$ кВт

$$D_{03} = 1 \cdot \left(\frac{10000}{241,646 \cdot 0,98} + 0,439 \cdot 38,815 \right) = 59,26 \frac{\text{кг}}{\text{с}}$$

Первый отсек

$$D_{x1} = 59,26 \cdot 1 = 59,26 \frac{\text{кг}}{\text{с}}$$

$$W_{p1} = 59,26 \cdot (3090,108 - 2954,497) \cdot 0,98 = 7876 \text{ кВт}$$

Второй отсек

$$D_{x2} = 59,26 \cdot (1 - 0,655) = 20,445 \frac{\text{кг}}{\text{с}}$$

$$W_{p2} = 20,445 \cdot (2954,497 - 2848,462) \cdot 0,98 = 2124 \text{ кВт}$$

$$\sum W_p = W_{p_1} + W_{p_2} = 7876 + 2124 = 10000 \text{ кВт}$$

$$\delta = \left| \frac{10000 - 10000}{10000} \right| \cdot 100 = 0$$

$$k_{\text{рег}} = 1 \cdot \frac{10000}{10000} = 1$$

2.1.2 Определение расхода питательной воды

Режим 1

Расход питательной воды для котла определяется по формуле:

$$G_{\text{пв}} = \frac{G_{\text{пв,сред}}}{3,6} = \frac{247}{3,6} = 68,611 \frac{\text{кг}}{\text{с}}$$

Расход пара для котла определяется по формуле:

$$D_0 = \frac{D_{0,\text{сред}}}{3,6} = \frac{216}{3,6} = 60 \frac{\text{кг}}{\text{с}}$$

Доля пара и конденсата на потери и собственные нужды

$$\delta D = \left(\frac{G_{\text{пв}}}{D_0} \right) - 1 = 0,144$$

Режим 2-Максимальная нагрузка

$$\begin{aligned} D_{0_{\text{макс}}} &= D_{01} + D_{02} + D_{03} = 28,459 + 53,495 + 59,26 \\ &= 141,213 \frac{\text{кг}}{\text{с}} \end{aligned}$$

$$G_{\text{пв,макс}} = D_{0_{\text{макс}}} \cdot (1 + \delta D) = 141,213 \cdot (1 + 0,144) = 161,479 \frac{\text{кг}}{\text{с}}$$

2.1.3 Деаэрационная установка

Предназначен для дегазации технологической воды от растворенных в ней агрессивных газов, которые приводят к химической коррозии металла стационарного оборудования. Деаэрационная установка служит нагревателем смесительного типа, состоящим из аккумуляторного бака и деаэрационной колонны, в которой вода фактически деаэрируется (дегазируется). Нагревательный пар подается в деаэратор из турбины отбора и предполагается, что давление пара во всем объеме устройства остается неизменным, сам процесс теплообмена происходит в области насыщения, а нагревательный пар полностью конденсируется. Целью расчета деаэрационной установки является определение расхода отбираемого пара и расхода теплоносителя, поступающего в деаэрационный $G_{ок}$.

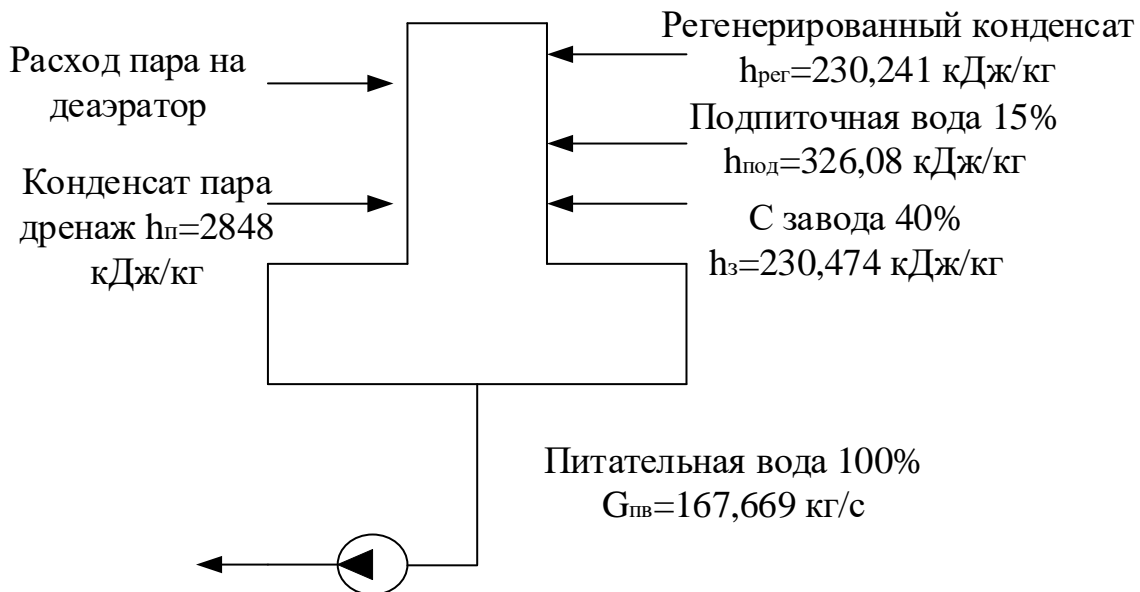


Рисунок 6- Расчетная схема деаэрационной установки

$$D_{дп} + 0,4 \cdot G_{пв} + G_{рег} + 0,15 \cdot G_{пв} = G_{пв}$$

$$D_{дп} \cdot h_{п} + (0,4 \cdot G_{пв} \cdot \tau_{з}) + (G_{рег} \cdot \tau_{рег}) + (0,15 \cdot G_{пв} \cdot \tau_{под}) = G_{пв} \cdot \tau_{пв}$$

где $D_{дп}$ -расход пара на деаэратор; $G_{пв}$ -расход питательная вода; $G_{рег}$ -расход регенерированный конденсат; $\tau_{под}$ -энтальпия подпиточной воды($326,08 \frac{кДж}{кг}$); $\tau_{з}$ -

энтальпия завод ($230,474 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$); $\tau_{\text{рег}}$ -энтальпия регенированного конденсата ($230,241 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$); $\tau_{\text{пв}}$ - энтальпия питательная вода ($335,119 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$); $h_{\text{п}}$ - энтальпия пара ($2848 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$).

Режим 1

$$D_{\text{дп}} + 0,4 \cdot 68,611 + G_{\text{рег}} + 0,15 \cdot 68,611 = 68,611$$

$$D_{\text{дп}} \cdot 2848 + (0,4 \cdot 68,611 \cdot 230,474) + (G_{\text{рег}} \cdot 230,241) + (0,15 \cdot 68,611 \cdot 326,08) = 68,611 \cdot 335,119$$

$$D_{\text{дп}} = 2,369 \frac{\text{кг}}{\text{с}}$$

$$G_{\text{рег}} = 28,506 \frac{\text{кг}}{\text{с}}$$

Режим 2-Максимальная нагрузка

$$D_{\text{дп}_{\text{мах}}} + 0,4 \cdot 161,479 + G_{\text{рег}_{\text{мах}}} + 0,15 \cdot 161,479 = 161,479$$

$$D_{\text{дп}_{\text{мах}}} \cdot 2848 + (0,4 \cdot 161,479 \cdot 230,474) + (G_{\text{рег}_{\text{мах}}} \cdot 230,241) + (0,15 \cdot 161,479 \cdot 326,08) = 161,479 \cdot 335,119$$

$$D_{\text{дп}_{\text{мах}}} = 5,576 \frac{\text{кг}}{\text{с}}$$

$$G_{\text{рег}_{\text{мах}}} = 67,09 \frac{\text{кг}}{\text{с}}$$

2.1.4 Расхода пара

Расход пара к потребителю со всех турбин с отбора 6,895 бар определяется по формуле:

$$\sum D_{\text{Тп}} = D_{\text{Тп1}} + D_{\text{Тп2}} + D_{\text{Тп3}} = 7,115 + 25,677 + 38,815 = 71,607 \frac{\text{кг}}{\text{с}}$$

Расход пара на выходе из всех турбин

$$\sum D_{x2} = D1_{x2} + D2_{x2} + D3_{x2} = 21,344 + 27,817 + 20,445 = 69,606 \frac{\text{кг}}{\text{с}}$$

Долю от $D1_{x2}$ которая пойдет в конденсатор, это определяется с использованием процента среднего расход пара из турбин 1 для 2,413 бар и конденсатор по таблице 2.

$$\delta D1_{x2} = \frac{52}{52 + 23} = 0,693$$

где значения 52- средний расход в конденсаторе и 23-средний расход пара 2,413 бар.

Расход пара в конденсаторе

$$D_k = D1_{x2} \cdot \delta D1_{x2} = 69,606 \cdot 0,693 = 14,798 \frac{\text{кг}}{\text{с}}$$

Расход пара к потребителю со всех турбин с отбора 2,413 бар определяется по формуле:

$$\begin{aligned} D_{x2,413\text{max}} &= \sum D_{x2} - D_k - D_{\text{дп}_{\text{max}}} = 69,606 - 14,798 - 5,576 \\ &= 49,231 \frac{\text{кг}}{\text{с}} \end{aligned}$$

2.2 После Реконструкции

2.2.1 Расчет расхода греющего пара на теплообменник

Целью расчета поверхностного нагревателя является определение расхода греющего пара. Создается уравнение теплового баланса, равное теплу, выделяемому греющим паром, с учетом КПД теплообменника и теплоты, воспринимаемой нагретой средой.

$$D_{\text{ТП}} \cdot (h_{\text{П}} - h'_{\text{П}}) \cdot \eta_{\text{М}} = G_{\text{ПВ}} \cdot (\bar{t}'_{\text{ПВ}} - \bar{t}_{\text{ПВ}})$$

где $G_{\text{пв,макс}}$ -расход питательная вода нагреваемой среды по максимальной нагрузке, кг/с; $\bar{t}'_{\text{пв}}, \bar{t}_{\text{пв}}$ -энтальпии питательная вода нагреваемой среды соответственно на входе и на выходе из теплообменника, кДж/кг; $h_{\text{п}}, h'_{\text{п}}$ -энтальпия греющего пара, кДж/кг; $\eta_{\text{м}}$ -коэффициент полезного действия теплообменника.

Для пара 2,413 бар:

2.2.2 Расхода греющего пара

Целью расчета поверхностного нагревателя является определение расхода греющего пара. Создается уравнение теплового баланса, равное теплу, выделяемому греющим паром, с учетом КПД теплообменника и теплоты, воспринимаемой нагретой средой.

$$D_{\text{тп}} \cdot (h_{\text{п}} - h'_{\text{п}}) \cdot \eta_{\text{м}} = G_{\text{пв}} \cdot (\bar{t}'_{\text{пв}} - \bar{t}_{\text{пв}})$$

где $G_{\text{пв,макс}}$ -расход питательная вода нагреваемой среды по максимальной нагрузке, кг/с; $\bar{t}'_{\text{пв}}, \bar{t}_{\text{пв}}$ -энтальпии питательная вода нагреваемой среды соответственно на входе и на выходе из теплообменника, кДж/кг; $h_{\text{п}}, h'_{\text{п}}$ -энтальпия греющего пара, кДж/кг; $\eta_{\text{м}}$ -коэффициент полезного действия теплообменника.

$$D_{\text{тп,макс}} \cdot (2848,462 - 530,39) \cdot 0,98 = 161,479 \cdot (513,374 - 338,862)$$

$$D_{\text{тп,макс}} = 12,405 \frac{\text{кг}}{\text{с}}$$

Расход пара на теплообменник расход при максимальной нагрузке турбин,

$$D_{\text{тпi}} = D_{\text{тп,макс}} \cdot \frac{W_{\text{эi}}}{\sum W_{\text{э}}}$$

Из турбин 1 на 6000 кВт:

$$D_{\text{тп1}} = 12,405 \cdot \frac{6000}{(6000 + 10000 + 10000)} = 2,863 \frac{\text{кг}}{\text{с}}$$

Из турбин 2 и 3 на 10000 кВт:

$$D_{\text{тп}2,3} = 12,405 \cdot \frac{10000}{(6000 + 10000 + 10000)} = 4,771 \frac{\text{кг}}{\text{с}}$$

Расход к потребителю 2,4 бар определяется по формуле:

$$D_{x2,413} = D_{x2,413\text{max}} - D_{\text{тпmax}} = 49,231 - 12,405 = 36,826 \frac{\text{кг}}{\text{с}}$$

После установки теплообменника максимальной расход к потребителю 2,413 бар определяется по формуле:

$$D_{x2,413\text{max}} = D_{x2,413} - D_{\text{дпmax}} = 36,826 - 5,576 = 31,25 \frac{\text{кг}}{\text{с}}$$

2.2.3 Расчет расход пара из отбора 2,413 бар к потребителю и на теплообменник

Расчет расход пара на турбине:

$$D_0 = k_{\text{рег}} \cdot \left(\frac{W_{\text{эi}}}{H_i \cdot \eta_{\text{эм}}} + y_{\text{п1}} \cdot D_{\text{тп1}} \right)$$

где $k_{\text{рег}}$ -коэффициент регенерации, для расчета ПТС; $W_{\text{эi}}$ - электрическая мощность турбина ($T_1=6000$ и $T_{2,3}=10000$) кВт; H_i - значения энтальпия пара; $\eta_{\text{эм}}$ - электромеханический КПД, принимается в расчетах (0,98), $y_{\text{п1}}$ - коэффициент недовыработки энергии паром соответственно отопительного ($y_{\text{п1}} = \frac{h_{\text{п1}} - h_{\text{к}}}{h_{\text{п0}} - h_{\text{к}}} = \frac{2954,497 - 2848,462}{3090,108 - 2848,462} = 0,439$); $D_{\text{тп}}$ -расход пара к потребителю из турбина ($D_{\text{тп1}} = 7,115 \frac{\text{кг}}{\text{с}}$, $D_{\text{тп2}} = 25,677 \frac{\text{кг}}{\text{с}}$ $D_{\text{тп3}} = 38,815 \frac{\text{кг}}{\text{с}}$)

После определения расходов пара в турбине определяют расчетную мощность отсеков паровой турбины и общую суммарную электрическую нагрузку.

$$W_p = D_x \cdot H_i \cdot \eta_{\text{эм}}$$

где W_p -расчетная мощность i -го отсека турбины, кВт; D_x -расход пара через i -й отсек турбины; H_i -действительный теплоперепад на i -й отсек.

Путем сравнения заданной электрической мощности ($W_э$) и расчетной (W_p) обосновывается вывод о необходимости уточнения расчета. При этом определяется погрешность расчета (δ), которая затем сравнивается с допустимой погрешностью (в инженерных расчетах принимается обычно равной $\varepsilon = 0,5\%$).

$$\delta = \left| \frac{W_э - W_p}{W_э} \right| \cdot 100\%$$

$\delta < 0,5\%$, то расчет заканчивается.

Проверка $k_{рег}$ -коэффициент регенерации. ($k_{рег} = k_{рег} \cdot \frac{W_э}{W_p}$)

На турбине $T_1 = 6000$ кВт

$$D_{01} = 1,044 \cdot \left(\frac{6000}{241,646 \cdot 0,98} + 0,439 \cdot 7,115 \right) = 29,711 \frac{\text{кг}}{\text{с}}$$

Первый отсек

$$D_{x1} = 29,711 \cdot 1 = 29,711 \frac{\text{кг}}{\text{с}}$$

$$W_{p1} = 29,711 \cdot (3090,108 - 2954,497) \cdot 0,98 = 3949 \text{ кВт}$$

Второй отсек

$$D_{x2} = D_{01} - D_{Тп1} - D_{Тп1}$$

$$D_{x2} = 29,711 - 7,115 - 2,863 = 19,733 \frac{\text{кг}}{\text{с}}$$

$$W_{p2} = 19,733 \cdot (2954,497 - 2848,462) \cdot 0,98 = 2051 \text{ кВт}$$

$$\sum W_p = W_{p1} + W_{p2} = 3949 + 2051 = 5999 \text{ кВт}$$

$$\delta = \left| \frac{6000 - 5999}{6000} \right| \cdot 100 = 0,016$$

$$k_{\text{пер}} = 1,044 \cdot \frac{6000}{5999} = 1,044$$

На турбине T₂= 10000 кВт

$$D_{02} = 1,039 \cdot \left(\frac{10000}{241,646 \cdot 0,98} + 0,439 \cdot 25,677 \right) = 55,581 \frac{\text{кг}}{\text{с}}$$

Первый отсек

$$D_{x1} = 55,581 \cdot 1 = 55,581 \frac{\text{кг}}{\text{с}}$$

$$W_{p1} = 55,581 \cdot (3090,108 - 2954,497) \cdot 0,98 = 7387 \text{ кВт}$$

Второй отсек

$$D_{x2} = D_{02} - D_{\text{тп2}} - D_{\text{тп2}}$$

$$D_{x2} = 55,581 - 25,677 - 4,771 = 25,133 \frac{\text{кг}}{\text{с}}$$

$$W_{p2} = 25,133 \cdot (2954,497 - 2848,462) \cdot 0,98 = 2612 \text{ кВт}$$

$$\sum W_p = W_{p1} + W_{p2} = 7387 + 2612 = 9998 \text{ кВт}$$

$$\delta = \left| \frac{10000 - 9998}{10000} \right| \cdot 100 = 0,029$$

$$k_{\text{пер}} = 1,039 \cdot \frac{10000}{9998} = 1,039$$

На турбине T₃= 10000 кВт

$$D_{03} = 1,035 \cdot \left(\frac{10000}{241,646 \cdot 0,98} + 0,439 \cdot 38,815 \right) = 61,334 \frac{\text{кг}}{\text{с}}$$

Первый отсек

$$D_{x1} = 61,334 \cdot 1 = 61,334 \frac{\text{кг}}{\text{с}}$$

$$W_{p1} = 61,334 \cdot (3090,108 - 2954,497) \cdot 0,98 = 8151 \text{ кВт}$$

Второй отсек

$$D_{x2} = D_{02} - D_{тп2} - D_{тп2}$$

$$D_{x2} = 61,334 - 38,815 - 4,771 = 17,747 \frac{\text{кг}}{\text{с}}$$

$$W_{p2} = 17,747 \cdot (2954,497 - 2848,462) \cdot 0,98 = 1844 \text{ кВт}$$

$$\sum W_p = W_{p1} + W_{p2} = 8151 + 1844 = 9995 \text{ кВт}$$

$$\delta = \left| \frac{10000 - 9995}{10000} \right| \cdot 100 = 0,046$$

$$k_{\text{рег}} = 1,035 \cdot \frac{10000}{9995} = 1,035$$

2.2.4 Определение расхода питательной воды

Режим 1

Расход питательной воды для котла определяется по формуле:

$$G_{\text{пв}} = \frac{G_{\text{пв,сред}}}{3,6} = \frac{247}{3,6} = 68,611 \frac{\text{кг}}{\text{с}}$$

Расход пара для котла определяется по формуле:

$$D_0 = \frac{D_{0,\text{сред}}}{3,6} = \frac{216}{3,6} = 60 \frac{\text{кг}}{\text{с}}$$

Доля пара и конденсата на потери и собственные нужды

$$\delta D = \left(\frac{G_{\text{пв}}}{D_0} \right) - 1 = 0,144$$

Режим 2-Максимальная нагрузка

$$\begin{aligned} D_{0,\text{max}} &= D_{01} + D_{02} + D_{03} = 29,711 + 55,581 + 61,334 \\ &= 146,625 \frac{\text{кг}}{\text{с}} \end{aligned}$$

$$G_{\text{ПВ}_{\text{max}}} = D_{0_{\text{max}}} \cdot (1 + \delta D) = 146,625 \cdot (1 + 0,144) = 167,669 \frac{\text{кг}}{\text{с}}$$

2.2.5 Расхода пара

Расход пара к потребителю со всех турбин с отбора 2,413 бар определяется по формуле:

$$\sum D_{\text{Тп}} = D_{\text{Тп1}} + D_{\text{Тп2}} + D_{\text{Тп3}} = 7,115 + 25,677 + 38,815 = 71,607 \frac{\text{кг}}{\text{с}}$$

Расход пара на выходе из всех турбин

$$\sum D_{\text{x2}} = D_{1_{\text{x2}}} + D_{2_{\text{x2}}} + D_{3_{\text{x2}}} = 19,733 + 25,133 + 17,747 = 62,613 \frac{\text{кг}}{\text{с}}$$

Долю от $D_{1_{\text{x2}}}$ которая пойдет в конденсатор, это определяется с использованием процента среднего расход пара из турбин 1 для 2,413 бар и конденсатор по таблице 2.

$$\delta D_{1_{\text{x2}}} = \frac{52}{52 + 23} = 0,693$$

где значения 52- средний расход в конденсаторе и 23-средний расход пара 2,413 бар.

Расход пара в конденсаторе

$$D_{\text{к}} = D_{1_{\text{x2}}} \cdot \delta D_{1_{\text{x2}}} = 69,606 \cdot 0,693 = 13,682 \frac{\text{кг}}{\text{с}}$$

Расход пара к потребителю со всех турбин с отбора 2,413 бар определяется по формуле:

$$\begin{aligned} D_{\text{x2,413max}} &= \sum D_{\text{x2}} - D_{\text{к}} - D_{\text{дп}_{\text{max}}} = 62,613 - 13,682 - 5,576 \\ &= 43,356 \frac{\text{кг}}{\text{с}} \end{aligned}$$

Для пара 6,895 бар:

$$D_{\text{ТП}_{\text{max}}} \cdot (2954,497 - 694,489) \cdot 0,98 = 161,479 \cdot (676,983 - 338,862)$$

$$D_{\text{ТП}_{\text{max}}} = 24,652 \frac{\text{кг}}{\text{с}}$$

Расход пара на теплообменник расход при максимальной нагрузке турбин,

$$D_{\text{ТП}_i} = D_{\text{ТП}_{\text{max}}} \cdot \frac{W_{\text{э}_i}}{\sum W_{\text{э}}}$$

Из турбин 1 на 6000 кВт:

$$D_{\text{ТП}_1} = 24,652 \cdot \frac{6000}{(6000 + 10000 + 10000)} = 5,689 \frac{\text{кг}}{\text{с}}$$

Из турбин 2 и 3 на 10000 кВт:

$$D_{\text{ТП}_{2,3}} = 24,652 \cdot \frac{10000}{(6000 + 10000 + 10000)} = 9,482 \frac{\text{кг}}{\text{с}}$$

2.2.6 Расчет расход пара из отбора 6,895 бар к потребителю и на теплообменник

Расчет расход пара на турбине:

$$D_0 = k_{\text{рег}} \cdot \left(\frac{W_{\text{э}_i}}{H_i \cdot \eta_{\text{эм}}} + y_{\text{п}_1} \cdot D_{\text{ТП}_1} \right)$$

где $k_{\text{рег}}$ -коэффициент регенерации, для расчета ПТС; $W_{\text{э}_i}$ - электрическая мощность турбина ($T_1=6000$ и $T_{2,3}=10000$) кВт; H_i - значения энтальпия пара; $\eta_{\text{эм}}$ - электромеханический КПД, принимается в расчетах (0,98), $y_{\text{п}_1}$ - коэффициент недовыработки энергии паром соответственно отопительного ($y_{\text{п}_1} = \frac{h_{\text{п}_1} - h_{\text{к}}}{h_{\text{п}_0} - h_{\text{к}}} = \frac{2954,497 - 2848,462}{3090,108 - 2848,462} = 0,439$); $D_{\text{ТП}}$ -расход пара к потребителю из турбина ($D_{\text{ТП}_1} = 7,115 \frac{\text{кг}}{\text{с}}$, $D_{\text{ТП}_2} = 25,677 \frac{\text{кг}}{\text{с}}$ $D_{\text{ТП}_3} = 38,815 \frac{\text{кг}}{\text{с}}$)

После определения расходов пара в турбине определяют расчетную мощность отсеков паровой турбины и общую суммарную электрическую нагрузку.

$$W_p = D_x \cdot H_i \cdot \eta_{эм}$$

где W_p -расчетная мощность i -го отсека турбины, кВт; D_x -расход пара через i -й отсек турбины; H_i -действительный теплоперепад на i -й отсек.

Путем сравнения заданной электрической мощности ($W_э$) и расчетной (W_p) обосновывается вывод о необходимости уточнения расчета. При этом определяется погрешность расчета (δ), которая затем сравнивается с допустимой погрешностью (в инженерных расчетах принимается обычно равной $\varepsilon = 0,5\%$).

$$\delta = \left| \frac{W_э - W_p}{W_э} \right| \cdot 100\%$$

$\delta < 0,5\%$, то расчет заканчивается.

Проверка $k_{рег}$ -коэффициент регенерации. ($k_{рег} = k_{рег} \cdot \frac{W_э}{W_p}$)

На турбине $T_1 = 6000$ кВт

$$D_{01} = 1,088 \cdot \left(\frac{6000}{241,646 \cdot 0,98} + 0,439 \cdot 7,115 \right) = 30,963 \frac{\text{кг}}{\text{с}}$$

Первый отсек

$$D_{x1} = 30,963 \cdot 1 = 30,963 \frac{\text{кг}}{\text{с}}$$

$$W_{p1} = 30,963 \cdot (3090,108 - 2954,497) \cdot 0,98 = 4115 \text{ кВт}$$

Второй отсек

$$D_{x2} = D_{01} - D_{Тп1} - D_{Тп1}$$

$$D_{x2} = 30,963 - 7,115 - 5,689 = 18,159 \frac{\text{кг}}{\text{с}}$$

$$W_{p2} = 18,159 \cdot (2954,497 - 2848,462) \cdot 0,98 = 1887 \text{ кВт}$$

$$\sum W_p = W_{p_1} + W_{p_2} = 4115 + 1887 = 6002 \text{ кВт}$$

$$\delta = \left| \frac{6000 - 6002}{6000} \right| \cdot 100 = 0,032$$

$$k_{\text{пер}} = 1,088 \cdot \frac{6000}{6002} = 1,088$$

На турбине T₂ = 10000 кВт

$$D_{02} = 1,078 \cdot \left(\frac{10000}{241,646 \cdot 0,98} + 0,439 \cdot 25,677 \right) = 57,667 \frac{\text{кг}}{\text{с}}$$

Первый отсек

$$D_{x1} = 57,667 \cdot 1 = 57,667 \frac{\text{кг}}{\text{с}}$$

$$W_{p_1} = 57,667 \cdot (3090,108 - 2954,497) \cdot 0,98 = 7664 \text{ кВт}$$

Второй отсек

$$D_{x2} = D_{02} - D_{\text{Тп2}} - D_{\text{Тп2}}$$

$$D_{x2} = 57,667 - 25,677 - 9,482 = 22,509 \frac{\text{кг}}{\text{с}}$$

$$W_{p_2} = 22,509 \cdot (2954,497 - 2848,462) \cdot 0,98 = 2339 \text{ кВт}$$

$$\sum W_p = W_{p_1} + W_{p_2} = 7664 + 2339 = 10003 \text{ кВт}$$

$$\delta = \left| \frac{10000 - 10003}{10000} \right| \cdot 100 = 0,029$$

$$k_{\text{пер}} = 1,078 \cdot \frac{10000}{10003} = 1,078$$

На турбине T₃ = 10000 кВт

$$D_{03} = 1,07 \cdot \left(\frac{10000}{241,646 \cdot 0,98} + 0,439 \cdot 38,815 \right) = 63,408 \frac{\text{кг}}{\text{с}}$$

Первый отсек

$$D_{x1} = 63,408 \cdot 1 = 63,408 \frac{\text{кг}}{\text{с}}$$

$$W_{p1} = 63,408 \cdot (3090,108 - 2954,497) \cdot 0,98 = 8427 \text{ кВт}$$

Второй отсек

$$D_{x2} = D_{02} - D_{тп2} - D_{тп2}$$

$$D_{x2} = 63,408 - 38,815 - 9,482 = 15,111 \frac{\text{кг}}{\text{с}}$$

$$W_{p2} = 15,111 \cdot (2954,497 - 2848,462) \cdot 0,98 = 1570 \text{ кВт}$$

$$\sum W_p = W_{p1} + W_{p2} = 8427 + 1570 = 9997 \text{ кВт}$$

$$\delta = \left| \frac{10000 - 9997}{10000} \right| \cdot 100 = 0,029$$

$$k_{\text{рег}} = 1,07 \cdot \frac{10000}{9997} = 1,07$$

2.2.7 Определение расхода питательной воды

Режим 1

Расход питательной воды для котла определяется по формуле:

$$G_{\text{пв}} = \frac{G_{\text{пв,сред}}}{3,6} = \frac{247}{3,6} = 68,611 \frac{\text{кг}}{\text{с}}$$

Расход пара для котла определяется по формуле:

$$D_0 = \frac{D_{0,сред}}{3,6} = \frac{216}{3,6} = 60 \frac{\text{кг}}{\text{с}}$$

Доля пара и конденсата на потери и собственные нужды

$$\delta D = \left(\frac{G_{\text{пв}}}{D_0} \right) - 1 = 0,144$$

Режим 2-Максимальная нагрузка

$$D_{0_{\text{max}}} = D_{01} + D_{02} + D_{03} = 30,963 + 57,667 + 63,408 = 152,038 \frac{\text{кг}}{\text{с}}$$

$$G_{\text{пв}_{\text{max}}} = D_{0_{\text{max}}} \cdot (1 + \delta D) = 152,038 \cdot (1 + 0,144) = 173,858 \frac{\text{кг}}{\text{с}}$$

2.2.8 Деаэрационная установка

Целью расчета деаэрационной установки является определение расхода отбираемого пара и расхода теплоносителя, поступающего в деаэрационный $G_{\text{ок}}$.

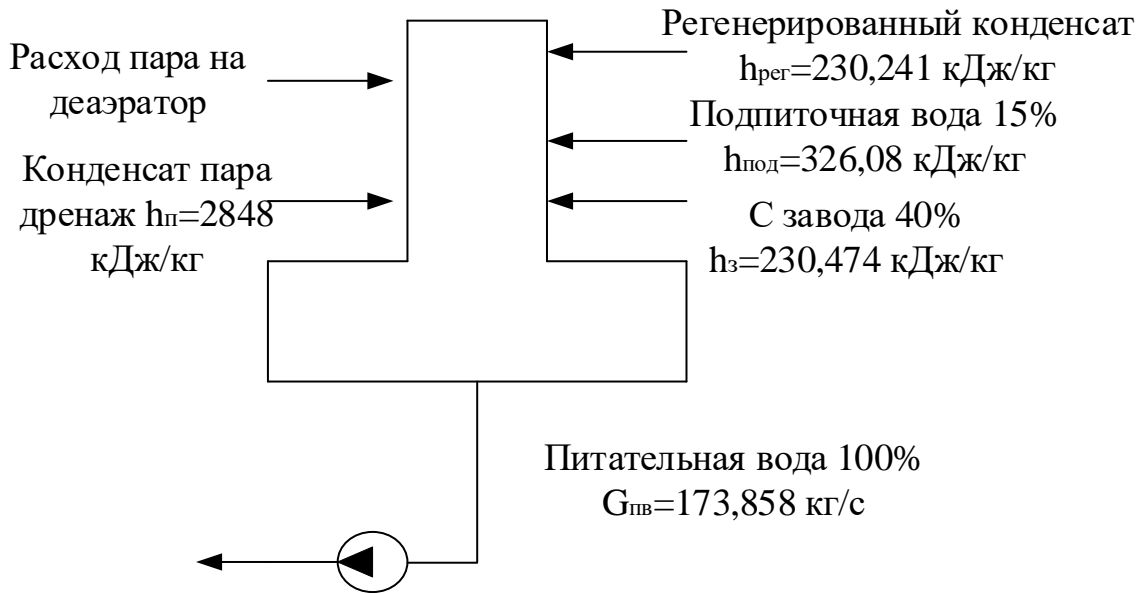


Рисунок 7- Расчетная схема деаэрационной установки

$$D_{\text{дп}} + 0,4 \cdot G_{\text{пв}} + G_{\text{рег}} + 0,15 \cdot G_{\text{пв}} = G_{\text{пв}}$$

$$D_{\text{дп}} \cdot h_{\text{п}} + (0,4 \cdot G_{\text{пв}} \cdot \tau_3) + (G_{\text{рег}} \cdot \tau_{\text{рег}}) + (0,15 \cdot G_{\text{пв}} \cdot \tau_{\text{под}}) = G_{\text{пв}} \cdot \tau_{\text{пв}}$$

где $D_{\text{дп}}$ -расход пара на деаэрактор; $G_{\text{пв}}$ -расход питательная вода; $G_{\text{рег}}$ -расход регенированный конденсат; $\tau_{\text{под}}$ -энтальпия подпиточная вода ($326,08 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$); $\tau_{\text{з}}$ -энтальпия завод ($230,474 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$); $\tau_{\text{рег}}$ -энтальпия регенированный конденсат ($230,241 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$); $\tau_{\text{пв}}$ - энтальпия питательная вода ($335,119 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$); $h_{\text{п}}$ - энтальпия пара ($2848 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$).

Режим 1

$$D_{\text{дп}} + 0,4 \cdot 68,611 + G_{\text{рег}} + 0,15 \cdot 68,611 = 68,611$$

$$D_{\text{дп}} \cdot 2848 + (0,4 \cdot 68,611 \cdot 230,474) + (G_{\text{рег}} \cdot 230,241) + (0,15 \cdot 68,611 \cdot 326,08) = 68,611 \cdot 335,119$$

$$D_{\text{дп}} = 2,369 \frac{\text{кг}}{\text{с}}$$

$$G_{\text{рег}} = 28,506 \frac{\text{кг}}{\text{с}}$$

Режим 2-Максимальная нагрузка

$$D_{\text{дп}_{\text{мах}}} + 0,4 \cdot 173,858 + G_{\text{рег}_{\text{мах}}} + 0,15 \cdot 173,858 = 173,858$$

$$D_{\text{дп}_{\text{мах}}} \cdot 2848 + (0,4 \cdot 173,858 \cdot 230,474) + (G_{\text{рег}_{\text{мах}}} \cdot 230,241) + (0,15 \cdot 173,858 \cdot 326,08) = 173,858 \cdot 335,119$$

$$D_{\text{дп}_{\text{мах}}} = 6,003 \frac{\text{кг}}{\text{с}}$$

$$G_{\text{рег}_{\text{мах}}} = 72,233 \frac{\text{кг}}{\text{с}}$$

2.2.9 Расхода пара

Расход пара к потребителю со всех турбин с отбора 6,895 бар определяется по формуле:

$$\sum D_{Тп} = D_{Тп1} + D_{Тп2} + D_{Тп3} = 7,115 + 25,677 + 38,815 = 71,607 \frac{\text{кг}}{\text{с}}$$

Расход пара на выходе из всех турбин

$$\sum D_{x2} = D1_{x2} + D2_{x2} + D3_{x2} = 18,159 + 22,509 + 15,111 = 55,779 \frac{\text{кг}}{\text{с}}$$

Долю от $D1_{x2}$ которая пойдет в конденсатор, это определяется с использованием процента среднего расход пара из турбин 1 для 2,413 бар и конденсатор по таблице 2.

$$\delta D1_{x2} = \frac{52}{52 + 23} = 0,693$$

где значения 52- средний расход в конденсаторе и 23-средний расход пара 2,413 бар.

Расход пара в конденсатор

$$D_k = D1_{x2} \cdot \delta D1_{x2} = 55,779 \cdot 0,693 = 12,59 \frac{\text{кг}}{\text{с}}$$

Расход пара к потребителю со всех турбин с отбора 2,413 бар определяется по формуле:

$$\begin{aligned} D_{x6,895\text{max}} &= \sum D_{x2} - D_k - D_{дп\text{max}} = 55,779 - 12,59 - 6,003 \\ &= 37,185 \frac{\text{кг}}{\text{с}} \end{aligned}$$

3 Общая часть

3.1 Конструкторский расчет теплообменного аппарата

Для 6,895 бар:

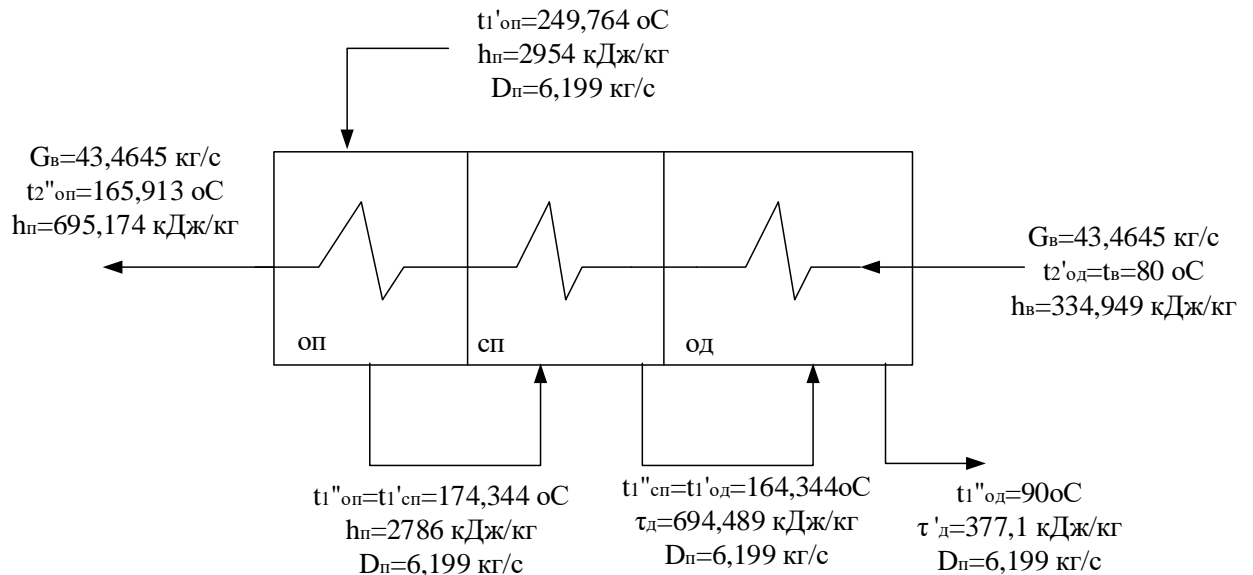


Рисунок 8 – Принципиальная схема теплообменника

Расчет теплообменного является нахождение расхода греющего пара в теплообменнике, который поступает туда из отбора турбины. Сделать это можно через уравнение теплового баланса, использование этого уравнения чтобы определить расход пара в теплообменнике, энтальпия пара по охладителю пара и энтальпия по охладителю дренажа:

$$D_{п} \cdot (\bar{t}_{д} - \bar{t}'_{д}) \cdot n_T = G_B \cdot (h_{од} - h_{ввх})$$

$$D_{п} \cdot (h'_{п} - \bar{t}_{д}) \cdot n_T = G_B \cdot (h_{сп} - h_{од})$$

$$D_{п} \cdot (h_{п} - h'_{п}) \cdot n_T = G_B \cdot (h_{оп} - h_{сп})$$

где $D_{п}$ – расход пара в теплообменнике, кг/с; $\bar{t}_{д}$ – энтальпия дренажа, кДж/кг, $f(P_{п}, t_{п'})$; $\bar{t}'_{д}$ – энтальпия конденсата пара после собственно подогревателя, $(t_{д}' \cdot 4,19)$ кДж/кг; n_T – КПД теплообменного аппарата (0,98); G_B – расход воды в теплообменном аппарате, ($G_{пв}$ по максимуму разделит на 4) кг/с; $h_{од}$ – энтальпия пара по охладителю дренажа, кДж/кг; $h_{ввх}$ – энтальпия воды на

входе в подогреватель, кДж/кг, $f(t_b')$; $h'_{п}$ – энтальпия пара пар после зоны охладителя пара, кДж/кг, $(t_{1оп}')$; $h_{сп}$ – энтальпия пара по собственно подогревателя, кДж/кг $(t_{2сп}'' \cdot 4,19)$; $h_{п}$ – энтальпия пара на входе в теплообменник, кДж/кг; $h_{оп}$ – энтальпия пара по охладителя пара, кДж/кг.

$$D_{п} \cdot (694,489 - 377,1) \cdot 0,98 = 43,464 \cdot (h_{од} - 334,949)$$

$$D_{п} \cdot (2954 - 694,489) \cdot 0,98 = 43,464 \cdot (671,72 - h_{од})$$

$$D_{п} \cdot (2786,685 - 2954) \cdot 0,98 = 43,464 \cdot (h_{оп} - 671,72)$$

$$D_{п} = 6,199 \frac{\text{кг}}{\text{с}}$$

$$h_{оп} = 695,174 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

$$h_{од} = 379,308 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

При проектном расчете поверхностного нагревателя эффективность теплообмена ограничивается коэффициентом теплопередачи от теплоносителя к стенке трубного пучка. Охлаждение паром в процессе теплообмена существенно изменяет теплофизические характеристики теплоносителя и возможно изменение значения соответствующего коэффициента теплопередачи. Преобразование значений коэффициента теплопередачи зависит от изменения совокупного состояния нагревательного пара в процессе теплообмена с теплообменной поверхностью. Поверхность теплообмена можно разделить на зону охлаждения пара (ОП), зону собственного подогрева (СП) и зону переохлаждения конденсата (ОД).

Из каждой секций подогревателя нужно решить тепловой баланс, определяться от формула:

Для охладителя пара:

$$Q_{оп} = D_{п} \cdot (h_{п} - h'_{п}) \cdot n_T$$

$$Q_{оп} = 6,199 \cdot (2786,685 - 2954) \cdot 0,98 = 1019 \text{ кВт}$$

Для собственно подогревателя:

$$Q_{\text{сп}} = D_{\text{п}} \cdot (h'_{\text{п}} - \bar{t}_{\text{д}}) \cdot n_{\text{T}}$$

$$Q_{\text{сп}} = 6,199 \cdot (2954 - 694,489) \cdot 0,98 = 12710 \text{ кВт}$$

Для охладителя дренажа:

$$Q_{\text{од}} = D_{\text{п}} \cdot (\bar{t}_{\text{д}} - \bar{t}'_{\text{д}}) \cdot n_{\text{T}}$$

$$Q_{\text{од}} = 6,199 \cdot (694,489 - 377,1) \cdot 0,98 = 1928 \text{ кВт}$$

3.1.1 Определение эскизной площади поверхности теплообмена

Для охладителя пара

Средний температурный напор для зоны охладителя пара рассчитывается по формуле:

$$\Delta t_{\text{ср оп}} = \frac{\Delta t_{\text{бол}} - \Delta t_{\text{мен}}}{2,3 \cdot \log\left(\frac{\Delta t_{\text{бол}}}{\Delta t_{\text{мен}}}\right)} = \frac{83,851 - 14,029}{2,3 \cdot \log\left(\frac{83,851}{14,029}\right)} = 39,096 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

где $\Delta t_{\text{бол}} = t'_{1\text{оп}} - t''_{2\text{оп}} = 249,764 - 165,913 = 83,851 \text{ }^{\circ}\text{C}$ – большая разность температур теплоносителей;

$\Delta t_{\text{мен}} = t''_{1\text{оп}} - t'_{2\text{оп}} = 174,344 - 160,315 = 14,029 \text{ }^{\circ}\text{C}$ – меньшая разность температур теплоносителей.

Для собственно подогревателя

Средний температурный напор для зоны собственно подогревателя рассчитывается по формуле:

$$\Delta t_{\text{ср сп}} = \frac{\Delta t_{\text{бол}} - \Delta t_{\text{мен}}}{2,3 \cdot \log\left(\frac{\Delta t_{\text{бол}}}{\Delta t_{\text{мен}}}\right)} = \frac{73,817 - 14,019}{2,3 \cdot \log\left(\frac{73,817}{14,019}\right)} = 36,038 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

где $\Delta t_{\text{бол}} = t''_{1\text{сп}} - t'_{2\text{сп}} = 164,344 - 90,527 = 73,817 \text{ }^\circ\text{C}$ – большая разность температур теплоносителей;

$\Delta t_{\text{мен}} = t'_{1\text{сп}} - t''_{2\text{сп}} = 174,334 - 160,315 = 14,019 \text{ }^\circ\text{C}$ – меньшая разность температур теплоносителей.

Для охладителя дренажа

Средний температурный напор для зоны охладителя дренажа рассчитывается по формуле:

$$\Delta t_{\text{срОД}} = \frac{\Delta t_{\text{бол}} - \Delta t_{\text{мен}}}{2,3 \cdot \log\left(\frac{\Delta t_{\text{бол}}}{\Delta t_{\text{мен}}}\right)} = \frac{73,817 - 10}{2,3 \cdot \log\left(\frac{73,817}{10}\right)} = 31,96 \text{ }^\circ\text{C}$$

где $\Delta t_{\text{бол}} = t'_{1\text{од}} - t''_{2\text{од}} = 164,344 - 90,527 = 73,817 \text{ }^\circ\text{C}$ – большая разность температур теплоносителей;

$\Delta t_{\text{мен}} = t''_{1\text{од}} - t'_{2\text{од}} = 90 - 80 = 10 \text{ }^\circ\text{C}$ – меньшая разность температур теплоносителей.

Площадь поверхности каждой зоны теплообменника находится по формуле:

$$F_{\text{эск}}^i = \frac{Q_i \cdot 1000}{k_i \cdot \Delta t_{\text{ср}}}$$

где Q_i – тепловая нагрузка для соответствующей зоны теплообмена, Вт; k_i – коэффициент теплопередачи (зоны охладителя пара $k=50$, собственно подогревателя $k=2400$, охладителя дренажа $k=500$)

Для зоны охладителя пара площадь поверхности составит:

$$F_{\text{эск}}^{\text{оп}} = \frac{1019 \cdot 1000}{50 \cdot 39,096} = 521,514 \text{ м}^2$$

Для зоны собственно подогревателя площадь поверхности составит:

$$F_{\text{эск}}^{\text{сп}} = \frac{12710 \cdot 1000}{2400 \cdot 36,038} = 146,953 \text{ м}^2$$

Для зоны охладителя дренажа площадь поверхности составит:

$$F_{\text{эск}}^{\text{од}} = \frac{1928 \cdot 1000}{500 \cdot 31,96} = 120,659 \text{ м}^2$$

Эскизная площадь всего теплообменника составит:

$$F_{\text{эск}} = \sum_{i=1}^3 F_{\text{эск}}^i = 521,514 + 146,953 + 120,659 = 789,127 \text{ м}^2$$

В ходе дальнейшего расчета эскизные площади были уточнены. Расчет приводится для последней итерации, с использованием уточненных значений:

$$F_{\text{эск}}^{\text{оп}} = 459,567 \text{ м}^2 \quad F_{\text{эск}}^{\text{сп}} = 142,28 \text{ м}^2 \quad F_{\text{эск}}^{\text{од}} = 98,874 \text{ м}^2$$

$$F_{\text{эск}} = \sum_{i=1}^3 F_{\text{эск}}^i = 459,567 + 142,28 + 98,874 = 700,721 \text{ м}^2$$

3.1.2 Определение основных конструктивных размеров теплообменного аппарата

При определении основных структурных расчетов необходимо оценить объем секундного расхода каждой среды. Для этого необходимо определить среднюю температуру:

$$t_{\text{ср}}^{\text{п}} = \frac{t'_{1\text{оп}} + t''_{1\text{сп}}}{2} = \frac{249,764 + 164,344}{2} = 207,054 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$t_{\text{ср}}^{\text{в}} = \frac{t'_{2\text{од}} + t''_{2\text{оп}}}{2} = \frac{80 + 165,913}{2} = 122,956 \text{ } ^\circ\text{C}$$

для охлаждения дренажа

$$t_{\text{ср}}^{\text{од}} = \frac{t'_{1\text{од}} + t''_{1\text{од}}}{2} = \frac{164,344 + 90}{2} = 127,172 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Удельные объемы греющей и нагреваемой сред:

$$\vartheta_{\text{п}} = f(P_{\text{п}}, t_{\text{ср}}^{\text{п}}) = 0,31 \text{ м}^3/\text{кг} \quad \vartheta_{\text{в}} = f(P_{\text{в}}, t_{\text{ср}}^{\text{в}}) = 0,001063 \text{ м}^3/\text{кг}.$$

для охлаждения дренажа

$$\vartheta_{\text{в}} = f(P_{\text{в}}, t_{\text{ср}}^{\text{в}}) = 0,001067 \text{ м}^3/\text{кг}$$

После находятся плотности греющей и нагреваемой среды:

$$\rho_{\Pi} = \frac{1}{\vartheta_{\Pi}} = \frac{1}{0,31} = 3,226 \text{ кг/м}^3$$

$$\rho_{\text{В}} = \frac{1}{\vartheta_{\text{В}}} = \frac{1}{0,001063} = 940,734 \text{ кг/м}^3$$

для охлаждения дренажа

$$\rho_{\text{В}} = \frac{1}{\vartheta_{\text{В}}} = \frac{1}{0,001067} = 937,207 \text{ кг/м}^3$$

Объемный секундный расход нагреваемой среды находится по следующей формуле:

$$V_{\Pi} = D_{\Pi} \cdot \vartheta_{\Pi} = 6,199 \cdot 0,31 = 1,922 \text{ м}^3/\text{с}$$

$$V_{\text{В}} = G_{\text{В}} \cdot \vartheta_{\text{В}} = 43,464 \cdot 0,001063 = 0,046 \text{ м}^3/\text{с}$$

для охлаждения дренажа

$$V_{\text{В}} = G_{\text{В}} \cdot \vartheta_{\text{В}} = 43,464 \cdot 0,001067 = 0,046 \text{ м}^3/\text{с}$$

Ориентировочное значение скорости найдено по формулам:

$$w_{\Pi} = 80 \cdot \sqrt{\vartheta_{\Pi}} = 80 \cdot \sqrt{0,31} = 44,542 \text{ м/с}$$

$$w_{\text{В}} = 30 \cdot \sqrt{\vartheta_{\text{В}}} = 30 \cdot \sqrt{0,001063} = 0,978 \text{ м/с}$$

для охлаждения дренажа скорость для греющего конденсата

$$w_{\text{В}} = 30 \cdot \sqrt{\vartheta_{\text{В}}} = 30 \cdot \sqrt{0,001067} = 0,98 \text{ м/с}$$

Для трубного пучка выбран диаметр стальной трубы наружный $d_{\text{Н}} = 0,017$ м, с толщиной стенки 0,002 м. Внутренний диаметр составляет $d_{\text{ВН}} = 0,013$ м.

Число труб в одном ходе подогревателя:

$$n = \frac{4 \cdot G_{\text{В}}}{\pi \cdot d_{\text{ВН}}^2 \cdot w_{\text{В}} \cdot \rho_{\text{В}}}$$

$$n = \frac{4 \cdot 43,464}{3,14 \cdot 0,013^2 \cdot 0,98 \cdot 940,734} = 355,88$$

Принимается $n = 356$

Длина труб теплообменного аппарата по эскизной площади теплообменника:

$$l = \frac{F_{\text{эск}}}{\pi \cdot d_{\text{вн}} \cdot n} = \frac{700,721}{3,14 \cdot 0,013 \cdot 356} = 48,195 \text{ м}$$

Количество ходов:

$$z = 8$$

Длина одного хода подогревателя

$$l' = \frac{l}{z} = \frac{48,195}{8} = 6,024 \text{ м}$$

Общее количество труб в теплообменном аппарате с учетом разделения по ходам, рассчитывается как:

$$N = n \cdot z = 356 \cdot 8 = 2848 \text{ шт}$$

3.1.3 Компоновка трубного пучка

Шаг между центрами труб t определяется из соотношения $t = (1,25 \div 1,35)d_{\text{н}}$. В проектируемом аппарате принимаем $t = 1,25 \cdot d_{\text{н}} = 1,25 \cdot 0,017 = 0,021 \text{ м}$.

Число шестиугольников (m) можно определить по выражению:

$$m = \frac{\sqrt{12 \cdot N - 3} - 3}{6} = \frac{\sqrt{12 \cdot 2848 - 3} - 3}{6} = 30,31 \text{ шт}$$

Принимается $m = 31$

При числе окружностей (m) можно разместить N' труб:

$$N' = 1 + 3m + 3m^2 = 1 + 3 \cdot 31 + 3 \cdot 31^2 = 2977 \text{ шт}$$

Если $N < N'$ выбирается схема концентрической окружности.

Расчетный внутренний диаметр теплообменника находится по формуле:

$$D_{\text{вн}} = D' + d_{\text{н}} + 2x$$

где D' - диаметр наибольшей окружности при кольцевой разбивке трубных досок или наибольшая диагональ шестиугольника при ромбической разбивке, $D' = 2 \cdot m \cdot t = 2 \cdot 31 \cdot 0,021 = 1,318\text{м}$; x - кольцевой зазор между крайними трубами и корпусом, принимается в расчетах 6 мм.

$$D_{\text{вн}} = 1,318 + 0,017 + 2 \cdot 0,006 = 1,347 \text{ м.}$$

По ГОСТ 9617-79 выбираем внутренний диаметр корпуса максимально близко к полученному значению, округляя в большую сторону:

$$D_{\text{вн}} = 1,4 \text{ м.}$$

Диаметр патрубка (м) для подвода греющей среды (пара) определяется по выражению:

$$D_{\text{патр}} = 1,13 \cdot \sqrt{\frac{D_{\text{п}}}{\rho_{\text{п}} \cdot \omega_{\text{п}}}}$$

$$D_{\text{патр}} = 1,13 \cdot \sqrt{\frac{6,199}{3,226 \cdot 44,542}} = 0,235 \text{ м}$$

Диаметр патрубка отвода конденсата греющего пара среды рассчитывается с учетом параметров, соответствующих нагреваемой среде:

$$D_{\text{о патр}} = 1,13 \cdot \sqrt{\frac{6,199}{937,207 \cdot 0,98}} = 0,246 \text{ м}$$

Диаметр патрубка подвода и отвода нагреваемой среды рассчитывается с учетом параметров, соответствующих нагреваемой среде:

$$D_{\text{п патр}} = 1,13 \cdot \sqrt{\frac{43,464}{940,734 \cdot 0,978}} = 0,893 \text{ м}$$

3.1.4 Компоновка межтрубного пространства

Размеры межтрубного пространства теплообменника (м) при продольном обтекании пучка труб расположенных в цилиндрическом корпусе при отсутствии поперечных перегородок можно определяться как:

$$S_{\text{мтр}} = \frac{\pi}{4} \cdot (D_{\text{вн}}^2 - N \cdot d_{\text{н}}^2)$$

$$S_{\text{мтр}} = \frac{3,14}{4} \cdot (1,4^2 - 2848 \cdot 0,017^2) = 0,893 \text{ м}^2$$

Действительная скорость греющего теплоносителя (пара), м/с, в межтрубном пространстве определяется по выражению:

$$\omega_{\text{п}}^{\text{д}} = \frac{V_{\text{п}}}{S_{\text{мтр}}} = \frac{1,922}{0,893} = 2,152 \text{ м/с}$$

где $V_{\text{п}}$ – объемный секундный расход пара, м³/с.

Действительная скорость пара составляет 25÷30 м/с. Площадь межтрубного пространства находится как:

$$S'_{\text{мтр}} = \frac{V_{\text{п}}}{\omega_{\text{рек}}^{\text{д}}} = \frac{1,922}{25} = 0,077 \text{ м}^2$$

где $\omega_{\text{рек}}^{\text{д}}$ – принятая рекомендуемая действительная скорость пара, м/с.

Для проектирования теплообменного аппарата был выбран кольцевой тип перегородок.

Чтобы предотвратить пульсацию скорости пара в межтрубном пространстве и вибрацию трубного пучка, необходимо чтобы выполнялось следующее условие:

$$S'_{\text{мтр}} = S_1 = S_2 = S_3$$

Диаметр кольца поперечной перегородки D_1 , м, определяется через площадь проходного сечения внутри кольца, через которое проходит пучок труб с ромбической компоновкой:

$$S_1 = \frac{\pi \cdot D_1^2}{4} \cdot \left(1 - 0,91 \cdot y \left(\frac{d_{\text{н}}}{t}\right)^2\right)$$

где y – коэффициент заполнения решетки трубами.

Выражая D_1 , получим:

$$D_1 = \sqrt{\frac{4 \cdot S_1}{\pi \cdot (1 - 0,91 \cdot y \left(\frac{d_H}{t}\right)^2)}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,077}{3,14 \cdot (1 - 0,91 \cdot 0,8 \left(\frac{0,017}{0,021}\right)^2)}} = 0,428 \text{ м}$$

Диаметр диска D_2 , м, определяется через площадь кольцевого зазора между корпусом и диском:

$$S_2 = \frac{\pi}{4} \cdot (D_{\text{вн}} - D_2)$$

Выражая D_2 , получим:

$$D_2 = \sqrt{D_{\text{вн}}^2 - \left(\frac{4 \cdot S_2}{\pi}\right)} = \sqrt{1,4^2 - \left(\frac{4 \cdot 0,077}{3,14}\right)} = 1,365 \text{ м}$$

Расстояние между поперечными перегородками кольцевого типа h , м, определяется через проходное сечение в вертикальном цилиндре среднего диаметра при степени заполнения его окружности трубами:

$$S_3 = \pi \cdot D_0 \cdot h \left(1 - \frac{d_H}{t}\right)$$

Выражая h , получим:

$$h = \frac{S_3}{\pi \cdot D_0 \cdot \left(1 - \frac{d_H}{t}\right)} = \frac{0,077}{3,14 \cdot 0,897 \cdot \left(1 - \frac{0,017}{0,021}\right)} = 0,136 \text{ м}$$

3.1.5 Определение значений коэффициентов теплопередачи

При расчете коэффициентов теплопередачи необходимо знать свойства теплопередачи и состояние теплопередающих труб.

Значение коэффициента теплоотдачи от стенки труб к нагреваемому теплоносителю a_2 , Вт/(м²·К)

$$a_2 = \frac{Nu \cdot \lambda}{d_{\text{вн}}}$$

где $d_{\text{вн}}$ – внутренний диаметр труб, м; $\lambda_{\text{в}}$ – коэффициент теплопроводности нагреваемой среды (воды), 0,684 Вт/(м·К), $f(P_{\text{в}}, t_{\text{ср}}^{\text{в}})$; $Nu_{\text{ув}}$ – критерий Нуссельта,

$$Nu = 0,021 \cdot Re^{0,8} \cdot Pr^{0,43} = 0,021 \cdot 52910^{0,8} \cdot 1,405^{0,43} = 146,071$$

где $Re = \frac{\omega_B \cdot d_{BH}}{\nu_B} = \frac{0,978 \cdot 0,013}{2,403 \cdot 10^{-7}} = 52910$ - число Рейнольдса, определяет режим движения теплоносителя; ν_B - коэффициент кинематической вязкости, m^2/c ;
 $Pr = \frac{\nu_B}{a_B} = \frac{2,403 \cdot 10^{-7}}{1,71042 \cdot 10^{-7}} = 1,405$ -число Прандтля при средней температуре нагреваемой среды t_{cp}^B .

$$a_2 = \frac{146,071 \cdot 0,684}{0,013} = 7,686 \cdot 10^3 \frac{Вт}{m^2 \cdot K}$$

По охлаждения пара

$$a_2 = \frac{146,087 \cdot 0,658}{0,013} = 67,425 \frac{Вт}{m^2 \cdot K}$$

где d_{BH} - внутренний диаметр труб, м; λ_B - коэффициент теплопроводности нагреваемой среды (воды), $Вт/(м \cdot K)$, $f(P_B, t_{cp}^B)$; $N_{ув}$ - критерий Нуссельта,

$$Nu = 0,021 \cdot Re^{0,8} \cdot Pr^{0,43} = 0,021 \cdot 52910^{0,8} \cdot 1,405^{0,43} = 146,087$$

где $Re = \frac{\omega_B \cdot d_{BH}}{\nu_B} = \frac{0,978 \cdot 0,013}{2,4031 \cdot 10^{-7}} = 52910$ - число Рейнольдса, определяет режим движения теплоносителя; ν_B - коэффициент кинематической вязкости, m^2/c ;
 $Pr = \frac{\nu_B}{a_B} = \frac{2,4031 \cdot 10^{-7}}{1,71036 \cdot 10^{-7}} = 1,405$ -число Прандтля при средней температуре нагреваемой среды t_{cp}^B .

Определение значения коэффициента теплоотдачи от греющей среды к стенки труб a_1 , $Вт/(m^2 \cdot K)$, в условных зонах охлаждения пара и охлаждения дренажа пара осуществляется через критерий Нуссельта по формула:

$$a_1 = \frac{Nu \cdot \lambda}{d_H}$$

где d_H - наружный диаметр труб, м; $\lambda_{п}$ - коэффициент теплопроводности греющей среды (пара), $Вт/(м \cdot K)$, $\lambda_{п} = f(P_{п}, t_{п}^{cp})$; $N_{уп}$ - критерий Нуссельта.

$$Nu = 0,305 \cdot Re^{0,6} \cdot Pr^{0,35} \cdot \left(\frac{S_1 - d_H}{S_2 - d_H} \right)^{0,25} \left(\frac{l'}{d_H} \right)^{0,038}$$

$$Nu = 0,305 \cdot 430800^{0,6} \cdot 1,217^{0,35} \cdot \left(\frac{0,021-0,017}{0,21-0,017}\right)^{0,25} \left(\frac{6,024}{0,017}\right)^{0,038} = 980,867$$

где l' – длина труб одного хода теплообменника, м; d_n – наружный диаметр труб, м; s_1, s_2 – шаги труб в поперечном и продольном направлениях потока, м;
 $Re = \frac{\omega_n \cdot d_n}{\nu_n} = \frac{44,542 \cdot 0,017}{1,75788 \cdot 10^{-6}} = 430800$ – число Рейнольдса, определяет режим движения теплоносителя; ν_n – коэффициент кинематической вязкости, m^2/c ;
 $Pr = \frac{\nu_n}{a_n} = \frac{1,75788 \cdot 10^{-6}}{1,444052 \cdot 10^{-6}} = 1,217$ – число Прандтля; a_n – коэффициент температуропроводности, m^2/c ; k, m – коэффициенты, принимаемые при расчете зоны ОП $k = 0,6, m = 0,35$.

$$a_1 = \frac{980,867 \cdot 0,040521}{0,017} = 2338 \frac{Вт}{м^2 \cdot К}$$

По охлаждения дренажа пара

$$a_1 = \frac{374,889 \cdot 0,027808}{0,017} = 613,231 \frac{Вт}{м^2 \cdot К}$$

где d_n – наружный диаметр труб, м; λ_n – коэффициент теплопроводности греющей среды (пара), $Вт/(м \cdot К)$, $\lambda_n = f(P_n, t_n^{cp})$; N_{un} – критерий Нуссельта.

$$Nu = 0,305 \cdot Re^{0,6} \cdot Pr^{0,35} \cdot \left(\frac{s_1 - d_n}{s_2 - d_n}\right)^{0,25} \left(\frac{l'}{d_n}\right)^{0,038}$$

$$Nu = 0,305 \cdot 0,998^{0,6} \cdot 97380^{0,35} \cdot \left(\frac{0,021-0,017}{0,21-0,017}\right)^{0,25} \left(\frac{6,024}{0,017}\right)^{0,038} = 374,889$$

где l' – длина труб одного хода теплообменника, м; d_n – наружный диаметр труб, м; s_1, s_2 – шаги труб в поперечном и продольном направлениях потока, м;
 $Re = \frac{\omega_n \cdot d_n}{\nu_n} = \frac{0,98 \cdot 0,017}{0,0167} = 0,998$ – число Рейнольдса, определяет режим движения теплоносителя; ν_n – коэффициент кинематической вязкости, m^2/c ;
 $Pr = \frac{\nu_n}{a_n} = \frac{0,0167}{1,71489 \cdot 10^{-7}} = 97380$ – число Прандтля; a_n – коэффициент температуропроводности, m^2/c ; k, m – коэффициенты, принимаемые при расчете зоны ОД соответственно $k = 0,35, m = 0,6$.

В зоне собственного подогрева коэффициент теплоотдачи (Вт/(м²·К)) определяется

$$a_1 = 1,34 \frac{B'}{(\Delta t_{cp}^{cp} \cdot l')^{0,25}}$$

где $B' = 5700 + 56t_s - 0,09 \cdot t_s^2 = 5700 + 56 \cdot 164,315 - 0,09 \cdot 164,315^2 = 12470$ – эмпирический коэффициент теплообмена, где $t_s(P_n)$ – температура насыщения пара, °С; l' – длина одного хода теплообменника, м; Δt_{cp} – температурный напор в зоне собственного подогревателя, °С.

$$a_1 = 1,34 \frac{12470}{36,038 \cdot 6,024^{0,25}} = 4354 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}$$

Коэффициент теплопередачи k_p , Вт/(м·К) определяется по формула:

$$k_{pi} = \frac{1}{d_{cp} \cdot \left(\frac{1}{a_1 \cdot d_H} + \frac{1}{2 \cdot \lambda_{ст}} \cdot \ln \left(\frac{d_H}{d_{ВН}} \right) + \frac{1}{a_2 \cdot d_{ВН}} \right)}$$

где d_H , $d_{ВН}$, d_{cp} – соответственно наружный, внутренний и средний диаметры труб; $\lambda_{ст}$ – коэффициент теплопроводности материала изготовления труб (принимается 40 Вт/(м·К)).

$$k_{p_{оп}} = \frac{1}{0,015 \cdot \left(\frac{1}{2338 \cdot 0,017} + \frac{1}{2 \cdot 40} \cdot \ln \left(\frac{0,017}{0,013} \right) + \frac{1}{67,425 \cdot 0,013} \right)} = 57,01 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}$$

$$k_{p_{сп}} = \frac{1}{0,015 \cdot \left(\frac{1}{4354 \cdot 0,017} + \frac{1}{2 \cdot 40} \cdot \ln \left(\frac{0,017}{0,013} \right) + \frac{1}{7686 \cdot 0,013} \right)} = 2481 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}$$

$$k_{p_{од}} = \frac{1}{0,015 \cdot \left(\frac{1}{613,231 \cdot 0,017} + \frac{1}{2 \cdot 40} \cdot \ln \left(\frac{0,017}{0,013} \right) + \frac{1}{7686 \cdot 0,013} \right)} = 610,026 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}$$

Расчетная площадь зон теплообменника определяется по формула:

$$F_{pi} = \frac{Q_i \cdot 1000}{k_{pi} \cdot \Delta t_{срi}}$$

где Q_i – тепловая нагрузка, кВт; k_{pi} – расчетный коэффициент теплопередачи, Вт/(м²·К); $\Delta t_{ср}$ – средний температурный напор °С.

$$F_{p_{оп}} = \frac{1019 \cdot 1000}{57,01 \cdot 39,096} = 457,39 \text{ м}^2$$

$$F_{p_{сп}} = \frac{12710 \cdot 1000}{2481 \cdot 36,038} = 142,161 \text{ м}^2$$

$$F_{\text{под}} = \frac{1928 \cdot 1000}{610,026 \cdot 31,96} = 98,896 \text{ м}^2$$

Расчетная погрешность, % определяется по формула:

$$\delta F_i = \left| \frac{F_{\text{pi}} - F_{\text{эскi}}}{F_{\text{pi}}} \right| \cdot 100$$

$$\delta F_{\text{оп}} = \left| \frac{459,187 - 457,39}{459,187} \right| \cdot 100 = 0,476\%$$

$$\delta F_{\text{сп}} = \left| \frac{142,161 - 142,28}{142,161} \right| \cdot 100 = 0,084\%$$

$$\delta F_{\text{од}} = \left| \frac{98,896 - 98,874}{98,896} \right| \cdot 100 = 0,023\%$$

По расчетной площади для давления пара 6,895 бар, которая составила 700,721 м², выбираем стандартный теплообменник ПН-700-29-7, рисунок в Приложение А.

Для 2,413 бар:

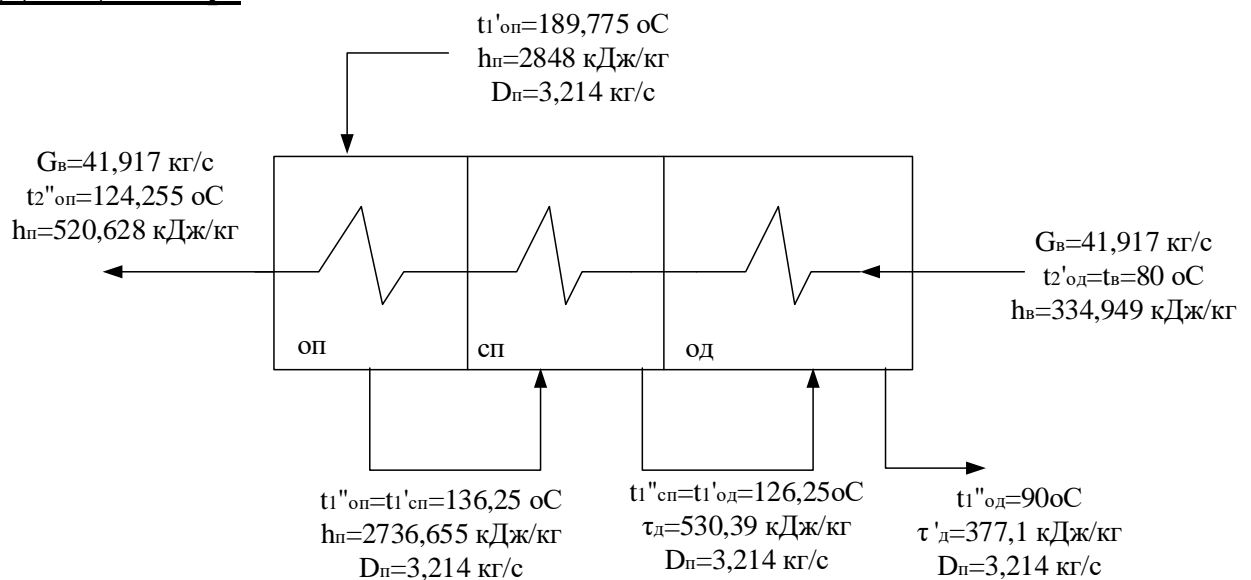


Рисунок 9 – Принципиальная схема теплообменника

Расчет теплообменного является нахождение расхода греющего пара в теплообменнике, который поступает туда из отбора турбины. Сделать это можно через уравнение теплового баланса, использование этот уравнение чтобы определить расход пара в теплообменнике, энтальпия пара по охладителя пара и энтальпия по охладителя дренажа:

$$D_{\text{п}} \cdot (\bar{t}_{\text{д}} - \bar{t}'_{\text{д}}) \cdot n_{\text{т}} = G_{\text{в}} \cdot (h_{\text{од}} - h_{\text{ввх}})$$

$$D_{\text{п}} \cdot (h'_{\text{п}} - \bar{t}_{\text{д}}) \cdot n_{\text{т}} = G_{\text{в}} \cdot (h_{\text{сп}} - h_{\text{од}})$$

$$D_{\text{п}} \cdot (h_{\text{п}} - h'_{\text{п}}) \cdot n_{\text{т}} = G_{\text{в}} \cdot (h_{\text{оп}} - h_{\text{сп}})$$

где $D_{\text{п}}$ – расход пара в теплообменнике, кг/с; $\bar{t}_{\text{д}}$ – энтальпия дренажа, кДж/кг, $f(P_{\text{п}}, t_{\text{п}}')$; $\bar{t}'_{\text{д}}$ – энтальпия конденсат пара после собственно подогревателя, $(t_{\text{д}}' \cdot 4,19)$ кДж/кг; $n_{\text{т}}$ – КПД теплообменного аппарата (0,98); $G_{\text{в}}$ – расход воды в теплообменном аппарате, ($G_{\text{пв}}$ по максимум разделит на 4) кг/с; $h_{\text{од}}$ – энтальпия пара по охладителя дренажа, кДж/кг; $h_{\text{ввх}}$ – энтальпия воды на входе в подогреватель, кДж/кг, $f(t_{\text{в}}')$; $h'_{\text{п}}$ – энтальпия пара пар после зоны охладителя пара, кДж/кг, $(t_{\text{1оп}}''')$; $h_{\text{сп}}$ – энтальпия пара по собственно подогревателя, кДж/кг $(t_{\text{2сп}}'' \cdot 4,19)$; $h_{\text{п}}$ – энтальпия пара на входе в теплообменник, кДж/кг; $h_{\text{оп}}$ – энтальпия пара по охладителя пара, кДж/кг.

$$D_{\text{п}} \cdot (530 - 377,1) \cdot 0,98 = 41,917 \cdot (h_{\text{од}} - 334,949)$$

$$D_{\text{п}} \cdot (2736,655 - 530) \cdot 0,98 = 41,917 \cdot (512,228 - h_{\text{од}})$$

$$D_{\text{п}} \cdot (2848 - 2736,655) \cdot 0,98 = 41,917 \cdot (h_{\text{оп}} - 512,228)$$

$$D_{\text{п}} = 3,214 \frac{\text{кг}}{\text{с}}$$

$$h_{\text{оп}} = 520,628 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

$$h_{\text{од}} = 346,466 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

При проектном расчете поверхностного нагревателя эффективность теплообмена ограничивается коэффициентом теплопередачи от теплоносителя к стенке трубного пучка. Охлаждение паром в процессе теплообмена существенно изменяет теплофизические характеристики теплоносителя и возможно изменение значения соответствующего коэффициента теплопередачи. Преобразование значений коэффициента теплопередачи зависит от изменения совокупного состояния нагревательного

пара в процессе теплообмена с теплообменной поверхностью. Поверхность теплообмена можно разделить на зону охлаждения пара (ОП), зону собственного подогрева (СП) и зону переохлаждения конденсата (ОД).

Из каждой секций подогревателя нужно решить тепловой баланс, определяться от формула:

Для охладителя пара:

$$Q_{оп} = D_{п} \cdot (h_{п} - h'_{п}) \cdot n_{т}$$

$$Q_{оп} = 3,214 \cdot (2848 - 2736,655) \cdot 0,98 = 352,161 \text{ кВт}$$

Для собственно подогревателя:

$$Q_{сп} = D_{п} \cdot (h'_{п} - \bar{t}_{д}) \cdot n_{т}$$

$$Q_{сп} = 3,214 \cdot (2736,655 - 530) \cdot 0,98 = 6949 \text{ кВт}$$

Для охладителя дренажа:

$$Q_{од} = D_{п} \cdot (\bar{t}_{д} - \bar{t}'_{д}) \cdot n_{т}$$

$$Q_{од} = 3,214 \cdot (530 - 377,1) \cdot 0,98 = 482,821 \text{ кВт}$$

3.1.6 Определение эскизной площади поверхности теплообмена

Для охладителя пара

Средний температурный напор для зоны охладителя пара рассчитывается по формуле:

$$\Delta t_{ср\text{оп}} = \frac{\Delta t_{бол} - \Delta t_{мен}}{2,3 \cdot \log\left(\frac{\Delta t_{бол}}{\Delta t_{мен}}\right)} = \frac{65,52 - 14}{2,3 \cdot \log\left(\frac{65,52}{14}\right)} = 33,421 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

где $\Delta t_{бол} = t'_{1оп} - t''_{2оп} = 189,775 - 124,255 = 65,52 \text{ }^{\circ}\text{C}$ – большая разность температур теплоносителей;

$\Delta t_{\text{мен}} = t''_{1\text{оп}} - t'_{2\text{оп}} = 136,25 - 122,25 = 14 \text{ }^\circ\text{C}$ – меньшая разность температур теплоносителей.

Для собственно подогревателя

Средний температурный напор для зоны собственно подогревателя рассчитывается по формуле:

$$\Delta t_{\text{ср сп}} = \frac{\Delta t_{\text{бол}} - \Delta t_{\text{мен}}}{2,3 \cdot \log\left(\frac{\Delta t_{\text{бол}}}{\Delta t_{\text{мен}}}\right)} = \frac{43,561 - 14}{2,3 \cdot \log\left(\frac{43,561}{14}\right)} = 26,072 \text{ }^\circ\text{C}$$

где $\Delta t_{\text{бол}} = t''_{1\text{сп}} - t'_{2\text{сп}} = 126,25 - 82,689 = 43,561 \text{ }^\circ\text{C}$ – большая разность температур теплоносителей;

$\Delta t_{\text{мен}} = t'_{1\text{сп}} - t''_{2\text{сп}} = 136,25 - 122,25 = 14 \text{ }^\circ\text{C}$ – меньшая разность температур теплоносителей.

Для охладителя дренажа

Средний температурный напор для зоны охладителя дренажа рассчитывается по формуле:

$$\Delta t_{\text{ср од}} = \frac{\Delta t_{\text{бол}} - \Delta t_{\text{мен}}}{2,3 \cdot \log\left(\frac{\Delta t_{\text{бол}}}{\Delta t_{\text{мен}}}\right)} = \frac{43,561 - 10}{2,3 \cdot \log\left(\frac{43,561}{10}\right)} = 22,832 \text{ }^\circ\text{C}$$

где $\Delta t_{\text{бол}} = t'_{1\text{од}} - t''_{2\text{од}} = 126,25 - 82,689 = 43,561 \text{ }^\circ\text{C}$ – большая разность температур теплоносителей;

$\Delta t_{\text{мен}} = t''_{1\text{од}} - t'_{2\text{од}} = 90 - 80 = 10 \text{ }^\circ\text{C}$ – меньшая разность температур теплоносителей.

Площадь поверхности каждой зоны теплообменника находится по формуле:

$$F_{\text{эск}}^i = \frac{Q_i \cdot 1000}{k_i \cdot \Delta t_{\text{ср}}}$$

где Q_i – тепловая нагрузка для соответствующей зоны теплообмена, Вт; k_i – коэффициент теплопередачи (зоны охладителя пара $k=50$, собственно подогревателя $k=2400$, охладителя дренажа $k=500$)

Для зоны охладителя пара площадь поверхности составит:

$$F_{\text{эск}}^{\text{оп}} = \frac{352,161 \cdot 1000}{50 \cdot 33,421} = 210,745 \text{ м}^2$$

Для зоны собственно подогревателя площадь поверхности составит:

$$F_{\text{эск}}^{\text{сп}} = \frac{6949 \cdot 1000}{2400 \cdot 26,072} = 111,057 \text{ м}^2$$

Для зоны охладителя дренажа площадь поверхности составит:

$$F_{\text{эск}}^{\text{од}} = \frac{482,821 \cdot 1000}{500 \cdot 22,832} = 42,294 \text{ м}^2$$

Эскизная площадь всего теплообменника составит:

$$F_{\text{эск}} = \sum_{i=1}^3 F_{\text{эск}}^i = 210,745 + 111,057 + 42,294 = 364,096 \text{ м}^2$$

В ходе дальнейшего расчета эскизные площади были уточнены. Расчет приводится для последней итерации, с использованием уточненных значений:

$$F_{\text{эск}}^{\text{оп}} = 145,932 \text{ м}^2 \quad F_{\text{эск}}^{\text{сп}} = 104,321 \text{ м}^2 \quad F_{\text{эск}}^{\text{од}} = 42,126 \text{ м}^2$$

$$F_{\text{эск}} = \sum_{i=1}^3 F_{\text{эск}}^i = 145,932 + 104,321 + 42,126 = 292,379 \text{ м}^2$$

3.1.7 Определение основных конструктивных размеров теплообменного аппарата

При определении основных структурных расчетов необходимо оценить объем секундного расхода каждой среды. Для этого необходимо определить среднюю температуру:

$$t_{\text{сп}}^{\text{п}} = \frac{t'_{1\text{оп}} + t''_{1\text{сп}}}{2} = \frac{189,775 + 126,25}{2} = 158,013 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$t_{\text{сп}}^{\text{в}} = \frac{t'_{2\text{од}} + t''_{2\text{оп}}}{2} = \frac{80 + 124,255}{2} = 102,127 \text{ } ^\circ\text{C}$$

для охлаждения дренажа

$$t_{\text{ср}}^{\text{од}} = \frac{t'_{\text{од}} + t''_{\text{од}}}{2} = \frac{126,25 + 90}{2} = 108,125^{\circ}\text{C}$$

Удельные объемы греющей и нагреваемой сред:

$$\vartheta_{\text{п}} = f(P_{\text{п}}, t_{\text{ср}}^{\text{п}}) = 0,81 \text{ м}^3/\text{кг} \quad \vartheta_{\text{в}} = f(P_{\text{в}}, t_{\text{ср}}^{\text{в}}) = 0,001045 \text{ м}^3/\text{кг}.$$

для охлаждения дренажа

$$\vartheta_{\text{в}} = f(P_{\text{в}}, t_{\text{ср}}^{\text{в}}) = 0,00105 \text{ м}^3/\text{кг}$$

После находятся плотности греющей и нагреваемой среды:

$$\rho_{\text{п}} = \frac{1}{\vartheta_{\text{п}}} = \frac{1}{0,81} = 1,236 \text{ кг}/\text{м}^3$$

$$\rho_{\text{в}} = \frac{1}{\vartheta_{\text{в}}} = \frac{1}{0,001045} = 956,938 \text{ кг}/\text{м}^3$$

для охлаждения дренажа

$$\rho_{\text{в}} = \frac{1}{\vartheta_{\text{в}}} = \frac{1}{0,00105} = 952,381 \text{ кг}/\text{м}^3$$

Объемный секундный расход нагреваемой среды находится по следующей формуле:

$$V_{\text{п}} = D_{\text{п}} \cdot \vartheta_{\text{п}} = 3,214 \cdot 0,81 = 2,6 \text{ м}^3/\text{с}$$

$$V_{\text{в}} = G_{\text{в}} \cdot \vartheta_{\text{в}} = 41,917 \cdot 0,001045 = 0,044 \text{ м}^3/\text{с}$$

для охлаждения дренажа

$$V_{\text{в}} = G_{\text{в}} \cdot \vartheta_{\text{в}} = 41,917 \cdot 0,00105 = 0,044 \text{ м}^3/\text{с}$$

Ориентировочное значение скорости найдено по формулам:

$$w_{\text{п}} = 80 \cdot \sqrt{\vartheta_{\text{п}}} = 80 \cdot \sqrt{0,81} = 71,958 \text{ м}/\text{с}$$

$$w_{\text{в}} = 30 \cdot \sqrt{\vartheta_{\text{в}}} = 30 \cdot \sqrt{0,001045} = 0,97 \text{ м}/\text{с}$$

для охлаждения дренажа скорость для греющего конденсата

$$w_{\text{в}} = 30 \cdot \sqrt{\vartheta_{\text{в}}} = 30 \cdot \sqrt{0,001067} = 0,972 \text{ м}/\text{с}$$

Для трубного пучка выбран диаметр стальной трубы наружный $d_H = 0,017$ м, с толщиной стенки 0,002 м. Внутренний диаметр составляет $d_{BH} = 0,013$ м.

Число труб в одном ходе подогревателя:

$$n = \frac{4 \cdot G_B}{\pi \cdot d_{BH}^2 \cdot w_B \cdot \rho_B}$$

$$n = \frac{4 \cdot 41,917}{3,14 \cdot 0,013^2 \cdot 0,97 \cdot 956,938} = 340,292$$

Принимается $n = 341$

Длина труб теплообменного аппарата эскизной площади теплообменника:

$$l = \frac{F_{эск}}{\pi \cdot d_{BH} \cdot n} = \frac{292,379}{3,14 \cdot 0,013 \cdot 356} = 20,994 \text{ м}$$

Количество ходов:

$$z = 6$$

Длина одного хода подогревателя

$$l' = \frac{l}{z} = \frac{20,994}{6} = 3,499 \text{ м}$$

Общее количество труб в теплообменном аппарате с учетом разделения по ходам, рассчитывается как:

$$N = n \cdot z = 341 \cdot 6 = 2046 \text{ шт}$$

3.1.8 Компоновка трубного пучка

Шаг между центрами труб t определяется из соотношения $t = (1,25 \div 1,35)d_H$. В проектируемом аппарате принимаем $t = 1,25 \cdot d_H = 1,25 \cdot 0,017 = 0,021$ м.

Число шестиугольников (m) можно определить по выражению:

$$m = \frac{\sqrt{12 \cdot N - 3} - 3}{6} = \frac{\sqrt{12 \cdot 2046 - 3} - 3}{6} = 25,614 \text{ шт}$$

Принимается $m = 26$

При числе окружностей (m) можно разместить N' труб:

$$N' = 1 + 3m + 3m^2 = 1 + 3 \cdot 26 + 3 \cdot 26^2 = 2107 \text{ шт}$$

Если $N < N'$ выбирается схема концентрической окружности.

Расчетный внутренний диаметр теплообменника находится по формуле:

$$D_{\text{вн}} = D' + d_n + 2x$$

где D' - диаметр наибольшей окружности при кольцевой разбивке трубных досок или наибольшая диагональ шестиугольника при ромбической разбивке, $D' = 2 \cdot m \cdot t = 2 \cdot 26 \cdot 0,021 = 1,105 \text{ м}$; x - кольцевой зазор между крайними трубами и корпусом, принимается в расчетах 6 мм.

$$D_{\text{вн}} = 1,105 + 0,017 + 2 \cdot 0,006 = 1,134 \text{ м.}$$

По ГОСТ 9617-79 выбираем внутренний диаметр корпуса максимально близко к полученному значению, округляя в большую сторону:

$$D_{\text{вн}} = 1,2 \text{ м.}$$

Диаметр патрубка (м) для подвода греющей среды (пара) определяется по выражению:

$$D_{\text{патр}} = 1,13 \cdot \sqrt{\frac{D_{\text{п}}}{\rho_{\text{п}} \cdot \omega_{\text{п}}}}$$
$$D_{\text{патр}} = 1,13 \cdot \sqrt{\frac{3,214}{1,236 \cdot 71,958}} = 0,215 \text{ м}$$

Диаметр патрубка отвода конденсата греющего пара среды рассчитывается с учетом параметров, соответствующих нагреваемой среде:

$$D_{\text{опатр}} = 1,13 \cdot \sqrt{\frac{3,214}{937,207 \cdot 0,972}} = 0,067 \text{ м}$$

Диаметр патрубка подвода и отвода нагреваемой среды рассчитывается с учетом параметров, соответствующих нагреваемой среде:

$$D_{\text{ппатр}} = 1,13 \cdot \sqrt{\frac{41,917}{956,938 \cdot 0,97}} = 0,24 \text{ м}$$

3.1.9 Компоновка межтрубного пространства

Размеры межтрубного пространства теплообменника (м) при продольном обтекании пучка труб расположенных в цилиндрическом корпусе при отсутствии поперечных перегородок можно определяться как:

$$S_{\text{мтр}} = \frac{\pi}{4} \cdot (D_{\text{вн}}^2 - N \cdot d_{\text{н}}^2)$$

$$S_{\text{мтр}} = \frac{3,14}{4} \cdot (1,2^2 - 2046 \cdot 0,017^2) = 0,667 \text{ м}^2$$

Действительная скорость греющего теплоносителя (пара), м/с, в межтрубном пространстве определяется по выражению:

$$\omega_{\text{п}}^{\text{д}} = \frac{V_{\text{п}}}{S_{\text{мтр}}} = \frac{2,6}{0,667} = 3,901 \text{ м/с}$$

где $V_{\text{п}}$ – объемный секундный расход пара, м³/с.

Действительная скорость пара составляет 25÷30 м/с. Площадь межтрубного пространства находится как:

$$S'_{\text{мтр}} = \frac{V_{\text{п}}}{\omega_{\text{рек}}^{\text{д}}} = \frac{2,6}{25} = 0,104 \text{ м}^2$$

где $\omega_{\text{рек}}^{\text{д}}$ – принятая рекомендуемая действительная скорость пара, м/с.

Для проектирования теплообменного аппарата был выбран кольцевой тип перегородок.

Чтобы предотвратить пульсацию скорости пара в межтрубном пространстве и вибрацию трубного пучка, необходимо чтобы выполнялось следующее условие:

$$S'_{\text{мтр}} = S_1 = S_2 = S_3$$

Диаметр кольца поперечной перегородки D_1 , м, определяется через площадь проходного сечения внутри кольца, через которое проходит пучок труб с ромбической компоновкой:

$$S_1 = \frac{\pi \cdot D_1^2}{4} \cdot \left(1 - 0,91 \cdot y \left(\frac{d_H}{t}\right)^2\right)$$

где y – коэффициент заполнения решетки трубами.

Выражая D_1 , получим:

$$D_1 = \sqrt{\frac{4 \cdot S_1}{\pi \cdot \left(1 - 0,91 \cdot y \left(\frac{d_H}{t}\right)^2\right)}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 104}{3,14 \cdot \left(1 - 0,91 \cdot 0,8 \left(\frac{0,017}{0,021}\right)^2\right)}} = 0,498 \text{ м}$$

Диаметр диска D_2 , м, определяется через площадь кольцевого зазора между корпусом и диском:

$$S_2 = \frac{\pi}{4} \cdot (D_{\text{вн}} - D_2)$$

Выражая D_2 , получим:

$$D_2 = \sqrt{D_{\text{вн}}^2 - \left(\frac{4 \cdot S_2}{\pi}\right)} = \sqrt{1,4^2 - \left(\frac{4 \cdot 0,104}{3,14}\right)} = 1,143 \text{ м}$$

Расстояние между поперечными перегородками кольцевого типа h , м, определяется через проходное сечение в вертикальном цилиндре среднего диаметра при степени заполнения его окружности трубами:

$$S_3 = \pi \cdot D_0 \cdot h \left(1 - \frac{d_H}{t}\right)$$

Выражая h , получим:

$$h = \frac{S_3}{\pi \cdot D_0 \cdot \left(1 - \frac{d_H}{t}\right)} = \frac{0,104}{3,14 \cdot 0,821 \cdot \left(1 - \frac{0,017}{0,021}\right)} = 0,202 \text{ м}$$

3.1.10 Определение значений коэффициентов теплопередачи

При расчете коэффициентов теплопередачи необходимо знать свойства теплопередачи и состояние теплопередающих труб.

Значение коэффициента теплоотдачи от стенки труб к нагреваемому теплоносителю a_2 , Вт/(м²·К)

$$a_2 = \frac{Nu \cdot \lambda}{d_{вн}}$$

где $d_{вн}$ – внутренний диаметр труб, м; $\lambda_{в}$ – коэффициент теплопроводности нагреваемой среды (воды), 0,678 Вт/(м·К), $f(P_{в}, t_{ср}^B)$; $Nu_{ув}$ – критерий Нуссельта,

$$Nu = 0,021 \cdot Re^{0,8} \cdot Pr^{0,43} = 0,021 \cdot 43800^{0,8} \cdot 1,713^{0,43} = 136,723$$

где $Re = \frac{\omega_{в} \cdot d_{вн}}{\nu_{в}} = \frac{0,97 \cdot 0,013}{2,878 \cdot 10^{-7}} = 43800$ – число Рейнольдса, определяет режим движения теплоносителя; $\nu_{в}$ – коэффициент кинематической вязкости, м²/с;
 $Pr = \frac{\nu_{в}}{a_{в}} = \frac{2,878 \cdot 10^{-7}}{1,68 \cdot 10^{-7}} = 1,713$ – число Прандтля при средней температуре нагреваемой среды $t_{ср}^B$.

$$a_2 = \frac{136,723 \cdot 0,678}{0,013} = 7137 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}$$

Определение значения коэффициента теплоотдачи от греющей среды к стенке труб a_1 , Вт/(м²·К), в условных зонах охлаждения пара и охлаждения дренажа пара осуществляется через критерий Нуссельта по формула:

$$a_1 = \frac{Nu \cdot \lambda}{d_{н}}$$

где $d_{н}$ – наружный диаметр труб, м; $\lambda_{п}$ – коэффициент теплопроводности греющей среды (пара), Вт/(м·К), $\lambda_{п} = f(P_{п}, t_{п}^{ср})$; $Nu_{уп}$ – критерий Нуссельта.

$$Nu = 0,305 \cdot Re^{0,6} \cdot Pr^{0,35} \cdot \left(\frac{S_1 - d_{н}}{S_2 - d_{н}} \right)^{0,25} \left(\frac{l'}{d_{н}} \right)^{0,038}$$

$$Nu = 0,305 \cdot 4480^{0,6} \cdot 1,011^{0,35} \cdot \left(\frac{0,021-0,017}{0,21-0,017}\right)^{0,25} \left(\frac{3,499}{0,017}\right)^{0,038} = 58,157$$

где l' – длина труб одного хода теплообменника, м; d_n – наружный диаметр труб, м; s_1, s_2 – шаги труб в поперечном и продольном направлениях потока, м;
 $Re = \frac{\omega_n \cdot d_n}{\nu_n} = \frac{71,958 \cdot 0,017}{0,000273} = 4480$ – число Рейнольдса, определяет режим движения теплоносителя; ν_n – коэффициент кинематической вязкости, м²/с;
 $Pr = \frac{\nu_n}{a_n} = \frac{0,000273}{0,000270} = 1,011$ – число Прандтля; a_n – коэффициент температуропроводности, м²/с; k, m – коэффициенты, принимаемые при расчете зоны ОП $k = 0,6, m = 0,35$.

$$a_1 = \frac{58,157 \cdot 0,01896}{0,017} = 64,892 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}$$

По охлаждения дренажа пара

$$a_1 = \frac{328,626 \cdot 0,0256}{0,017} = 495,723 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}$$

где d_n – наружный диаметр труб, м; λ_n – коэффициент теплопроводности греющей среды (пара), Вт/(м·К), $\lambda_n = f(P_n, t_n^{\text{ср}})$; $N_{\text{уп}}$ – критерий Нуссельта.

$$Nu = 0,305 \cdot Re^{0,6} \cdot Pr^{0,35} \cdot \left(\frac{s_1-d_n}{s_2-d_n}\right)^{0,25} \left(\frac{l'}{d_n}\right)^{0,038}$$

$$Nu = 0,305 \cdot 1,57^{0,6} \cdot 62110^{0,35} \cdot \left(\frac{0,021-0,017}{0,21-0,017}\right)^{0,25} \left(\frac{3,499}{0,017}\right)^{0,038} = 328,626$$

где l' – длина труб одного хода теплообменника, м; d_n – наружный диаметр труб, м; s_1, s_2 – шаги труб в поперечном и продольном направлениях потока, м;
 $Re = \frac{\omega_n \cdot d_n}{\nu_n} = \frac{0,97 \cdot 0,017}{0,0105} = 1,57$ – число Рейнольдса, определяет режим движения теплоносителя; ν_n – коэффициент кинематической вязкости, м²/с; $Pr = \frac{\nu_n}{a_n} = \frac{0,0105}{1,69 \cdot 10^{-7}} = 62110$ – число Прандтля; a_n – коэффициент температуропроводности, м²/с; k, m – коэффициенты, принимаемые при расчете зоны ОД соответственно $k = 0,35, m = 0,6$.

В зоне собственного подогрева коэффициент теплоотдачи (Вт/(м²·К)) определяется

$$a_1 = 1,34 \frac{B'}{(\Delta t_{\text{ср}}^{тп} \cdot l')^{0,25}}$$

где $B' = 5700 + 56t_s - 0,09 \cdot t_s^2 = 5700 + 56 \cdot 126,25 - 0,09 \cdot 126,25^2 = 11340$ – эмпирический коэффициент теплообмена, где $t_s(P_n)$ – температура насыщения пара, °С; l' – длина одного хода теплообменника, м; $\Delta t_{\text{ср}}$ – температурный напор в зоне собственного подогревателя, °С.

$$a_1 = 1,34 \frac{11340}{26,072 \cdot 3,499^{0,25}} = 4915 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}$$

Коэффициент теплопередачи k_p , Вт/(м²·К) определяется по формула:

$$k_{pi} = \frac{1}{d_{\text{ср}} \cdot \left(\frac{1}{a_1 \cdot d_H} + \frac{1}{2 \cdot \lambda_{\text{ст}}} \cdot \ln \left(\frac{d_H}{d_{\text{вн}}} \right) + \frac{1}{a_2 \cdot d_{\text{вн}}} \right)}$$

где d_H , $d_{\text{вн}}$, $d_{\text{ср}}$ – соответственно наружный, внутренний и средний диаметры труб; $\lambda_{\text{ст}}$ – коэффициент теплопроводности материала изготовления труб (принимается 40 Вт/(м·К)).

$$k_{\text{роп}} = \frac{1}{0,015 \cdot \left(\frac{1}{64,892 \cdot 0,017} + \frac{1}{2 \cdot 40} \cdot \ln \left(\frac{0,017}{0,013} \right) + \frac{1}{7137 \cdot 0,013} \right)} = 72,416 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}$$

$$k_{\text{рсп}} = \frac{1}{0,015 \cdot \left(\frac{1}{4915 \cdot 0,017} + \frac{1}{2 \cdot 40} \cdot \ln \left(\frac{0,017}{0,013} \right) + \frac{1}{7137 \cdot 0,013} \right)} = 2554 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}$$

$$k_{\text{род}} = \frac{1}{0,015 \cdot \left(\frac{1}{495,723 \cdot 0,017} + \frac{1}{2 \cdot 40} \cdot \ln \left(\frac{0,017}{0,013} \right) + \frac{1}{7137 \cdot 0,013} \right)} = 502,033 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}$$

Расчетная площадь зон теплообменника определяется по формула:

$$F_{pi} = \frac{Q_i \cdot 1000}{k_{pi} \cdot \Delta t_{\text{ср}i}}$$

где Q_i – тепловая нагрузка, кВт; k_{pi} – расчетный коэффициент теплопередачи, Вт/(м²·К); $\Delta t_{\text{ср}}$ – средний температурный напор °С.

$$F_{\text{роп}} = \frac{352,161 \cdot 1000}{72,416 \cdot 33,421} = 145,51 \text{ м}^2$$

$$F_{\text{рсп}} = \frac{6949 \cdot 1000}{2554 \cdot 26,072} = 104,349 \text{ м}^2$$

$$F_{\text{род}} = \frac{482,821 \cdot 1000}{502,033 \cdot 22,832} = 42,122 \text{ м}^2$$

Расчетная погрешность, % определяется по формула:

$$\delta F_i = \left| \frac{F_{pi} - F_{эскi}}{F_{pi}} \right| \cdot 100$$

$$\delta F_{оп} = \left| \frac{145,51 - 145,932}{145,51} \right| \cdot 100 = 0,29\%$$

$$\delta F_{сп} = \left| \frac{104,349 - 104,321}{104,349} \right| \cdot 100 = 0,026\%$$

$$\delta F_{од} = \left| \frac{42,122 - 42,126}{42,122} \right| \cdot 100 = 0,009 \%$$

По расчетной площади для давления пара 2,413 бар, которая составила 292,379 м², выбираем стандартный теплообменник ПН-350-16-7, рисунок в Приложение А.

3.2 Расчет элементов теплообменного аппарата на прочность

3.2.1 Расчет на прочность корпуса аппарата

Для 6,895 бар:

Номинальная толщина стенки цилиндрической обечайки корпуса S, м, определяется по формуле:

$$S_{корп} = \frac{D_{вн} \cdot P_{п}}{2 \cdot \sigma_{корп} \cdot \phi - P_{п}} + C$$

где $\sigma_{корп}$ – номинальное допускаемое напряжение, 136 МПа; C – прибавки, компенсирующие минусовое отклонение стенки корпуса, 0,004 мм; ϕ – коэффициент прочности. Материал выбран СТ20К;

$$S_{корп} = \frac{1,4 \cdot 0,689}{2 \cdot 136 \cdot 1 - 0,689} + 0,004 = 0,015 \text{ м}$$

3.2.2 Расчет на прочность крышки водяной камеры

Толщина крышки водяной камеры определяется по формуле:

$$S_{кр} = \frac{R_B \cdot P_B}{2 \cdot \sigma_{кр} \cdot \phi - 0,5 P_B} + C$$

где $\sigma_{кр}$ – номинальное допускаемое напряжение, 136 МПа; C – прибавки, компенсирующие минусовое отклонение стенки корпуса, 0,001 мм ϕ – коэффициент прочности; R_B – радиус кривизны крышки, м;

$R_B = \frac{D_{вн}^2}{4H} = \frac{1,4^2}{4 \cdot 0,25} = 1,4$ где $H = 0,25 \cdot D_{вн}$ – высота эллиптической части крышки, м. Материал выбран СТ20К.

$$S_{кр} = \frac{1,4 \cdot 2}{2 \cdot 136 \cdot 1 - 0,5 \cdot 2} + 0,001 = 0,011 \text{ м}$$

Высота цилиндрической части крышки находится по формуле ниже:

$$h_1 = 0,33 D_{вн} = 0,33 \cdot 1,4 = 0,462 \text{ м}$$

3.2.3 Расчет на прочность трубных досок

Толщина трубной доски без анкерных связей определяется из уравнения:

$$S_{тд} = 0,393 \cdot K \cdot D_{тд} \sqrt{\frac{P_B}{\sigma_{тд} \cdot \phi}}$$

где K – коэффициент, учитывающий закрепление трубной доски, $K = 0,9 \div 1$; $D_{тд} = D_{вн}$ – диаметр трубной доски, м; $\sigma_{тд}$ – номинальное допускаемое напряжение, Мпа; ϕ – коэффициент прочности $\phi = 0,935 - 0,65 \cdot \frac{d_H}{t} = 0,935 - 0,65 \cdot \frac{0,017}{0,021} = 0,415$.

$$S_{тд} = 0,393 \cdot 0,9 \cdot 1,4 \sqrt{\frac{2}{136 \cdot 0,415}} = 0,06 \text{ м}$$

3.2.4 Расчет укрепленных отверстий

Толщина упрочнительного кольца принимается по следующей формуле, м:

$$\delta_{\text{ук}} = 2,5 \cdot S = 2,5 \cdot 0,011 = 0,028$$

где S – толщина крышки, м.

Диаметр упрочнительного кольца, м, определяется по формуле:

$$D_{\text{ук}} = D_{\text{патр}} + (4 \div 5)\delta_{\text{ук}}$$

$$D_{\text{ук}} = 0,235 + 4 \cdot 0,028 = 0,348 \text{ м}$$

$$D_{\text{оук}} = 0,093 + 4 \cdot 0,028 = 0,206 \text{ м}$$

$$D_{\text{пук}} = 0,246 + 4 \cdot 0,028 = 0,359 \text{ м}$$

3.2.5 Расчет болтов и шпилек на прочность

Номинальный диаметр болта и шпильки, м, вычисляется по формуле:

$$d_{\text{б}} = 1,13 \sqrt{\frac{P_{\text{б}} \cdot n_{\text{б}}}{\sigma_{\text{б}}}}$$

где $P_{\text{б}}$ – усилие от затяжки на один болт, МПа; $n_{\text{б}}$ – коэффициент запаса прочности; $\sigma_{\text{б}}$ – номинальное допускаемое напряжение, МПа; Материал выбран ВСТ4СП, выдерживающий температуры до 200 °С

$$P_{\text{б}} = 0,00124 + 0,00177 \cdot P_{\text{в}} + 0,01177 \cdot D_{\text{вн}}$$

$$P_{\text{б}} = 0,00124 + 0,00177 \cdot 2 + 0,01177 \cdot 1,4 = 0,021 \text{ МПа}$$

$$d_{\text{б}} = 1,13 \sqrt{\frac{0,021 \cdot 8}{95}} = 0,048 \text{ м}$$

Значение шага между болтами и шпильками $S_{\text{б}}$, м, определяется как:

$$S_{\text{б}} = 2,1 \cdot d_{\text{б}} = 2,1 \cdot 0,048 = 0,1 \text{ м}$$

Расчетное количество болтов и шпилек определяется соотношением:

$$z_6 = \frac{\pi \cdot D_6}{S_6}$$

где D_6 – диаметр условной окружности расположения болтов и шпилек, м;

$$D_6 = D_{\text{нп}} + d_6 + 0,01 = 1,469 + 0,048 + 0,01 = 1,527 \text{ м};$$

где $D_{\text{нп}}$ – наружный диаметр прокладки, м;

$$D_{\text{нп}} = D_{\text{вн}} + 2S_{\text{корп}} + 2b_0 + 2u = 1,4 + 2 \cdot 0,015 + 2 \cdot 0,015 + 2 \cdot 0,004 = 1,469 \text{ м}$$

где $D_{\text{вн}}$ – внутренний диаметр корпуса, м; $S_{\text{корп}}$ – толщина корпуса, м; b_0 – ширина прокладки, м; $u = 2\delta = 2 \cdot 0,002 = 0,004$ – расстояние от внутренней кромки фланца до внутренней кромки паронитовой прокладки;

$$z_6 = \frac{3,14 \cdot 1,527}{0,1} = 47,768 \text{ шт}$$

Принимается $z_6 = 48$ шт

3.2.6 Расчет фланцев

При расчете плоских приварных фланцев их толщина определяется соотношением:

$$h_{\text{фл}} = 0,25 \left(\frac{P_B}{10} + 1 \right) \cdot \sqrt{D_{\text{вн}} S_1}$$

где S_1 – толщина цилиндрической части плоского фланца, м; $S_1 = S + C = 0,011 + 0,004 = 0,015$ м; S – толщина крышки, м; C – поправка, м.

$$h_{\text{фл}} = 0,25 \left(\frac{2}{10} + 1 \right) \cdot \sqrt{1,4 \cdot 0,015} = 0,044 \text{ м}$$

3.2.7 Расчет термических напряжений

Площадь поперечного сечения корпуса аппарата и трубок находится по следующим формулам:

$$F_{\text{корп}} = 0,785((D_{\text{вн}} + 2S_{\text{корп}})^2 + D_{\text{вн}}^2)$$

$$F_{\text{тр}} = 0,785 \cdot N(d_{\text{н}} - d_{\text{вн}})$$

$$F_{\text{корп}} = 0,785((1,4 + 2 \cdot 0,015)^2 + 1,4^2) = 0,05 \text{ м}^2$$

$$F_{\text{тр}} = 0,785 \cdot 2848(0,017 - 0,013) = 0,268 \text{ м}^2$$

Температур между корпусом и окружающей средой, и трубками и окружающей средой.

$$\Delta t_{\text{корп}} = t_{\text{пср}} - t_{\text{окр}}$$

$$\Delta t_{\text{тр}} = t_{\text{вср}} - t_{\text{окр}}$$

$$\Delta t_{\text{корп}} = 207,054 - 25 = 182,054 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$\Delta t_{\text{тр}} = 122,956 - 25 = 97,956 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Сила воздействия между корпусом и трубками:

$$P_t = \frac{(a_{\text{корп}} \cdot \Delta t_{\text{корп}} - a_{\text{тр}} \cdot \Delta t_{\text{тр}})}{\frac{1}{E_{\text{корп}} \cdot F_{\text{корп}}} + \frac{1}{E_{\text{тр}} \cdot F_{\text{тр}}}}$$

где $E_{\text{корп}} = 20,2 \cdot 10^4$, $E_{\text{тр}} = 11,5 \cdot 10^4$ – модули упругости материала корпуса и трубок, МПа; $a_{\text{корп}} = 11,6 \cdot 10^{-6}$, $a_{\text{тр}} = 11,6 \cdot 10^{-6}$ – коэффициенты линейного расширения корпуса и трубок аппарата, $1/^\circ\text{C}$.

$$P_t = \frac{(11,6 \cdot 10^{-6} \cdot 182,054 - 11,6 \cdot 10^{-6} \cdot 97,956)}{\frac{1}{20,2 \cdot 10^4 \cdot 0,05} + \frac{1}{11,5 \cdot 10^4 \cdot 0,268}} = 7,447 \text{ МПа}$$

Напряжения, возникающие от совместного давления сред и разности температур, рассчитываются как:

$$\sigma_{\text{корп}} = \frac{P_t}{F_{\text{корп}}} + \frac{E_{\text{корп}} \cdot Q_{\text{ос}}}{E_{\text{корп}} \cdot F_{\text{корп}} + E_{\text{тр}} \cdot F_{\text{тр}}}$$

$$\sigma_{\text{тр}} = \frac{P_t}{F_{\text{тр}}} + \frac{E_{\text{тр}} \cdot Q_{\text{ос}}}{E_{\text{корп}} \cdot F_{\text{корп}} + E_{\text{тр}} \cdot F_{\text{тр}}}$$

где $Q_{\text{ос}}$ – осевая сила, растягивающая корпус и трубки и возникающая под действием давления среды, МН;

$$Q_{\text{ос}} = 0,785(D_{\text{вн}}^2 + N \cdot d_{\text{н}}^2) \cdot P_{\text{п}} + 0,785 \cdot N \cdot d_{\text{вн}}^2 \cdot P_{\text{в}}$$

$$Q_{\text{ос}} = 0,785(1,4^2 + 2848 \cdot 0,017^2) \cdot 0,689 + 0,785 \cdot 2848 \cdot 0,013^2 \cdot$$

$$\cdot 2 = 1,068 \text{ МН}$$

$$\sigma_{\text{корп}} = \frac{7,447}{0,05} + \frac{20,2 \cdot 10^4 \cdot 1,068}{20,2 \cdot 10^4 \cdot 0,05 + 11,5 \cdot 10^4 \cdot 0,268} = 153,558 \text{ МПа}$$

$$\sigma_{\text{тр}} = \frac{7,447}{0,268} + \frac{11,5 \cdot 10^4 \cdot 1,068}{20,2 \cdot 10^4 \cdot 0,05 + 11,5 \cdot 10^4 \cdot 0,268} = 30,755 \text{ МПа}$$

Расчетный внешний диаметр линзового компенсатора определяется по формуле:

$$D_{\text{к}} = \frac{0,5 \cdot D_{\text{вн}}}{0,5 - \sqrt{\frac{P_{\text{п}}}{\sigma_{\text{к}}}}} = \frac{0,5 \cdot 1,4}{0,5 - \sqrt{\frac{0,689}{136}}} = 1,632 \text{ м}$$

где $D_{\text{вн}}$ – внутренний диаметр корпуса теплообменника, м; $[\sigma]_{\text{к}}$ – допускаемое напряжение материала изготовления линзового компенсатора, МПа.

Осевая реакция компенсатора при принятой толщине стенки линзы $S_{\text{к}}$ определяется по формуле:

$$P_{\text{к}} = \frac{l' \cdot (a_{\text{корп}} \cdot \Delta t_{\text{корп}} - a_{\text{тр}} \cdot \Delta t_{\text{тр}})}{\frac{l'}{E_{\text{корп}} \cdot F_{\text{корп}}} + \frac{l'}{E_{\text{тр}} \cdot F_{\text{тр}}} + \frac{0,159 \cdot k \cdot (1 - \beta) \cdot D_{\text{вн}}^2}{E_{\text{корп}} \cdot S_{\text{к}}^3}}$$

где l' – длина одного хода м; $a_{\text{корп}} = 11,6 \cdot 10^{-6}$, $a_{\text{тр}} = 11,6 \cdot 10^{-6}$ – коэффициенты линейного расширения корпуса и трубок аппарата, $1/^\circ\text{C}$; $\Delta t_{\text{корп}} = t_{\text{ср}}^{\text{п}} - t_{\text{окр}}$ – разность между рабочей температурой корпуса и температурой окружающей среды, $^\circ\text{C}$; $\Delta t_{\text{тр}} = t_{\text{ср}}^{\text{в}} - t_{\text{окр}}$ – разность между рабочей температурой трубок и температурой окружающей среды, $^\circ\text{C}$; $E_{\text{корп}}$, $E_{\text{тр}}$ – модули упругости материала корпуса и трубок, МПа, для стали $E_{\text{корп}} = 20,2 \cdot$

10^4 МПа, $E_{тр} = 11,5 \cdot 10^4$ МПа; $F_{корп}$, $F_{тр}$ – площадь поперечного сечения корпуса аппарата и его трубок, m^2 ; $\beta = \frac{D_{вн}}{D_k} = \frac{1,4}{1,632} = 0,858$ – поправочный коэффициент; расчетный коэффициент k –

$$k = 6,9 \cdot \left(\frac{1-\beta^2}{\beta} - \frac{4 \cdot (\ln(\beta))^2}{1-\beta^2} \right) \cdot \frac{1}{1-\beta} = 6,9 \cdot \left(\frac{1-0,858^2}{0,858} - \frac{4 \cdot (\ln(0,858))^2}{1-0,858^2} \right) \cdot \frac{1}{1-0,858} = -2,344$$

$$P_k = \frac{6,024 \cdot (11,6 \cdot 10^{-6} \cdot 182,054 - 11,6 \cdot 10^{-6} \cdot 97,956)}{\frac{6,024}{20,2 \cdot 10^4 \cdot 0,05} + \frac{6,024}{20,2 \cdot 10^4 \cdot 0,268} + \frac{0,159 \cdot -2,344 \cdot (1-0,858) \cdot 1,4^2}{20,2 \cdot 10^4 \cdot 0,015^3}} = -0,042$$

Деформация одной линзы компенсатора Δ_l вычисляется:

$$\Delta_l = \frac{0,159 \cdot k \cdot (1-\beta) \cdot P_k \cdot D_{вн}^2}{E_{корп} \cdot S_k^3} = \frac{0,159 \cdot -2,344 \cdot (1-0,858) \cdot -0,042 \cdot 1,4^2}{20,2 \cdot 10^4 \cdot 0,015^3} = 0,006$$

Расчетное число линз в компенсаторе определяется:

$$z_l = \frac{l\nu}{\Delta_l} \cdot \left(|a_{корп} \cdot \Delta t_{корп} - a_{тр} \cdot \Delta t_{тр}| - P_k \cdot \left(\frac{1}{E_{корп} \cdot F_{корп}} + \frac{1}{E_{тр} \cdot F_{тр}} \right) \right)$$

$$z_l = \frac{6,024}{0,006} \cdot \left(|11,6 \cdot 10^{-6} \cdot 182,054 - 11,6 \cdot 10^{-6} \cdot 97,956| - -0,042 \cdot \left(\frac{1}{20,2 \cdot 10^4 \cdot 0,05} + \frac{1}{20,2 \cdot 10^4 \cdot 0,268} \right) \right) = 1$$

Для 2,413 бар:

Номинальная толщина стенки цилиндрической обечайки корпуса S , м, определяется по формуле:

$$S_{корп} = \frac{D_{вн} \cdot P_{п}}{2 \cdot \sigma_{корп} \cdot \phi - P_{п}} + C$$

где $\sigma_{\text{корп}}$ – номинальное допускаемое напряжение, 136 МПа; С – прибавки, компенсирующие минусовое отклонение стенки корпуса, 0,004 мм; ϕ – коэффициент прочности. Материал выбран СТ20К;

$$S_{\text{корп}} = \frac{1,2 \cdot 0,2413}{2 \cdot 136 \cdot 1 - 0,2413} + 0,004 = 0,005 \text{ м}$$

3.2.8 Расчет на прочность крышки водяной камеры

Толщина крышки водяной камеры определяется по формуле:

$$S_{\text{кр}} = \frac{R_{\text{в}} \cdot P_{\text{в}}}{2 \cdot \sigma_{\text{кр}} \cdot \phi - 0,5 P_{\text{в}}} + C$$

где $\sigma_{\text{кр}}$ – номинальное допускаемое напряжение, 136 МПа; С – прибавки, компенсирующие минусовое отклонение стенки корпуса, 0,001 мм ϕ – коэффициент прочности; $R_{\text{в}}$ – радиус кривизны крышки, м;

$R_{\text{в}} = \frac{D_{\text{вн}}^2}{4H} = \frac{1,2^2}{4 \cdot 0,25} = 1,2$ где $H = 0,25 \cdot D_{\text{вн}}$ – высота эллиптической части крышки, м. Материал выбран СТ20К.

$$S_{\text{кр}} = \frac{1,2 \cdot 2}{2 \cdot 136 \cdot 1 - 0,5 \cdot 2} + 0,001 = 0,01 \text{ м}$$

Высота цилиндрической части крышки находится по формуле ниже:

$$h_1 = 0,33 D_{\text{вн}} = 0,33 \cdot 1,2 = 0,396 \text{ м}$$

3.2.9 Расчет на прочность трубных досок

Толщина трубной доски без анкерных связей определяется из уравнения:

$$S_{\text{тд}} = 0,393 \cdot K \cdot D_{\text{тд}} \sqrt{\frac{P_{\text{в}}}{\sigma_{\text{тд}} \cdot \phi}}$$

где K – коэффициент, учитывающий закрепление трубной доски, $K = 0,9 \div 1$; $D_{\text{тд}} = D_{\text{вн}}$ – диаметр трубной доски, м; $\sigma_{\text{тд}}$ – номинальное допускаемое напряжение, Мпа; ϕ – коэффициент прочности $\phi = 0,935 - 0,65 \cdot \frac{d_{\text{н}}}{t} = 0,935 - 0,65 \cdot \frac{0,017}{0,021} = 0,415$.

$$S_{\text{тд}} = 0,393 \cdot 0,9 \cdot 1,2 \sqrt{\frac{2}{136 \cdot 0,415}} = 0,051 \text{ м}$$

3.2.10 Расчет укрепленных отверстий

Толщина упрочнительного кольца принимается последующей формуле, м:

$$\delta_{\text{ук}} = 2,5 \cdot S = 2,5 \cdot 0,01 = 0,025$$

где S – толщина крышки, м.

Диаметр упрочнительного кольца, м, определяется по формуле:

$$D_{\text{ук}} = D_{\text{патр}} + (4 \div 5) \delta_{\text{ук}}$$

$$D_{\text{ук}} = 0,215 + 4 \cdot 0,025 = 0,313 \text{ м}$$

$$D_{\text{оук}} = 0,067 + 4 \cdot 0,025 = 0,166 \text{ м}$$

$$D_{\text{пук}} = 0,24 + 4 \cdot 0,025 = 0,339 \text{ м}$$

3.2.11 Расчет болтов и шпилек на прочность

Номинальный диаметр болта и шпильки, м, вычисляется по формуле:

$$d_{\text{б}} = 1,13 \sqrt{\frac{P_{\text{б}} \cdot n_{\text{б}}}{\sigma_{\text{б}}}}$$

где P_6 – усилие от затяжки на один болт, МПа; n_6 – коэффициент запаса прочности ; σ_6 – номинальное допускаемое напряжение, МПа; Материал выбран ВСТ4СП, выдерживающий температуры до 200 °С

$$P_6 = 0,00124 + 0,00177 \cdot P_B + 0,01177 \cdot D_{вн}$$

$$P_6 = 0,00124 + 0,00177 \cdot 2 + 0,01177 \cdot 1,2 = 0,019 \text{ МПа}$$

$$d_6 = 1,13 \sqrt{\frac{0,019 \cdot 8}{95}} = 0,045 \text{ м}$$

Значение шага между болтами и шпильками S_6 , м, определяется как:

$$S_6 = 2,1 \cdot d_6 = 2,1 \cdot 0,045 = 0,095 \text{ м}$$

Расчетное количество болтов и шпилек определяется соотношением:

$$z_6 = \frac{\pi \cdot D_6}{S_6}$$

где D_6 – диаметр условной окружности расположения болтов и шпилек, м;

$$D_6 = D_{нп} + d_6 + 0,01 = 1,249 + 0,045 + 0,01 = 1,304 \text{ м};$$

где $D_{нп}$ – наружный диаметр прокладки, м;

$$D_{нп} = D_{вн} + 2S_{корп} + 2b_0 + 2u = 1,2 + 2 \cdot 0,005 + 2 \cdot 0,015 + 2 \cdot 0,004 = 1,249 \text{ м};$$

где $D_{вн}$ – внутренний диаметр корпуса, м; $S_{корп}$ – толщина корпуса, м; b_0 – ширина прокладки, м; $u = 2\delta = 2 \cdot 0,002 = 0,004$ – расстояние от внутренней кромки фланца до внутренней кромки паронитовой прокладки;

$$z_6 = \frac{3,14 \cdot 1,304}{0,095} = 43,265 \text{ шт}$$

Принимается $z_6 = 44$ шт

3.2.12 Расчет фланцев

При расчете плоских приварных фланцев их толщина определяется соотношением:

$$h_{\text{фл}} = 0,25 \left(\frac{P_{\text{в}}}{10} + 1 \right) \cdot \sqrt{D_{\text{вн}} S_1}$$

где S_1 – толщина цилиндрической части плоского фланца, м; $S_1 = S + C = 0,01 + 0,004 = 0,014$ м; S – толщина крышки, м; C – поправка, м.

$$h_{\text{фл}} = 0,25 \left(\frac{2}{10} + 1 \right) \cdot \sqrt{1,2 \cdot 0,014} = 0,044 \text{ м}$$

3.2.13 Расчет термических напряжений

Площадь поперечного сечения корпуса аппарата и трубок находится по следующим формулам:

$$F_{\text{корп}} = 0,785 \left((D_{\text{вн}} + 2S_{\text{корп}})^2 + D_{\text{вн}}^2 \right)$$

$$F_{\text{тр}} = 0,785 \cdot N(d_{\text{н}} - d_{\text{вн}})$$

$$F_{\text{корп}} = 0,785 \left((1,2 + 2 \cdot 0,005)^2 + 1,2^2 \right) = 0,037 \text{ м}^2$$

$$F_{\text{тр}} = 0,785 \cdot 2046(0,017 - 0,013) = 0,193 \text{ м}^2$$

Температур между корпусом и окружающей средой, и трубками и окружающей средой. Температура в цеху была принята равной 28 C^0 .

$$\Delta t_{\text{корп}} = t_{\text{пср}} - t_{\text{окр}}$$

$$\Delta t_{\text{тр}} = t_{\text{вср}} - t_{\text{окр}}$$

$$\Delta t_{\text{корп}} = 158,013 - 25 = 133,013 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$\Delta t_{\text{тр}} = 102,127 - 25 = 77,127 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Сила воздействия между корпусом и трубками:

$$P_t = \frac{(a_{\text{корп}} \cdot \Delta t_{\text{корп}} - a_{\text{тр}} \cdot \Delta t_{\text{тр}})}{\frac{1}{E_{\text{корп}} \cdot F_{\text{корп}}} + \frac{1}{E_{\text{тр}} \cdot F_{\text{тр}}}}$$

где $E_{\text{корп}} = 20,2 \cdot 10^4$, $E_{\text{тр}} = 11,5 \cdot 10^4$ – модули упругости материала корпуса и трубок, МПа; $a_{\text{корп}} = 11,6 \cdot 10^{-6}$, $a_{\text{тр}} = 11,6 \cdot 10^{-6}$ – коэффициенты линейного расширения корпуса и трубок аппарата, $1/^\circ\text{C}$.

$$P_t = \frac{(11,6 \cdot 10^{-6} \cdot 133,013 - 11,6 \cdot 10^{-6} \cdot 77,127)}{\frac{1}{20,2 \cdot 10^4 \cdot 0,05} + \frac{1}{11,5 \cdot 10^4 \cdot 0,268}} = 3,656 \text{ МПа}$$

Напряжения, возникающие от совместного давления сред и разности температур, рассчитываются как:

$$\sigma_{\text{корп}} = \frac{P_t}{F_{\text{корп}}} + \frac{E_{\text{корп}} \cdot Q_{\text{ос}}}{E_{\text{корп}} \cdot F_{\text{корп}} + E_{\text{тр}} \cdot F_{\text{тр}}}$$

$$\sigma_{\text{тр}} = \frac{P_t}{F_{\text{тр}}} + \frac{E_{\text{тр}} \cdot Q_{\text{ос}}}{E_{\text{корп}} \cdot F_{\text{корп}} + E_{\text{тр}} \cdot F_{\text{тр}}}$$

где $Q_{\text{ос}}$ – осевая сила, растягивающая корпус и трубки и возникающая под действием давления среды, МН;

$$Q_{\text{ос}} = 0,785(D_{\text{вн}}^2 + N \cdot d_{\text{н}}^2) \cdot P_{\text{п}} + 0,785 \cdot N \cdot d_{\text{вн}}^2 \cdot P_{\text{в}}$$

$$Q_{\text{ос}} = 0,785(1,2^2 + 2046 \cdot 0,017^2) \cdot 0,2413 + 0,785 \cdot 2046 \cdot 0,013^2 \cdot$$

$$\cdot 2 = 0,658 \text{ МН}$$

$$\sigma_{\text{корп}} = \frac{3,656}{0,037} + \frac{20,2 \cdot 10^4 \cdot 0,658}{20,2 \cdot 10^4 \cdot 0,037 + 11,5 \cdot 10^4 \cdot 0,193} = 102,105 \text{ МПа}$$

$$\sigma_{\text{тр}} = \frac{3,656}{0,193} + \frac{11,5 \cdot 10^4 \cdot 0,658}{20,2 \cdot 10^4 \cdot 0,037 + 11,5 \cdot 10^4 \cdot 0,193} = 21,514 \text{ МПа}$$

Вывод: расчетные напряжения $\sigma_{\text{корп}} < \sigma_{\text{корп}} = 136$ который выбрана поэтому расчет по линзовый компенсатор не нужно посчитать для давления пара 2,413 бар.

3.3 Безопасность реконструкции

Описание и риски

Теплообменники будут установлены между котлами и деаэторами в электростанции. Электростанция является шумной зоной из-за работающих генераторов и турбин. Кроме того, вокруг котлов, как правило, температура выше. Поэтому существует риск потери звука, если не носить соответствующие затычки для ушей во время работы в электростанции, а также риск теплового удара, если не носить одежду с соответствующей вентиляции. Видные опасности включают в себя: Ожог с горячей поверхности котлов, вдыхание дыма от дымовых газов, ожоги паром от выходов из труб, обезвоживание от длительного воздействия тепла, травмы головы от верхних труб и т.д.

Трудоемкость и трудозатраты

Работники будут работать 5 8-часовых смен в неделю. Примерно 40000 рублей в месяц, выплачиваются подрядчикам раз в две недели. (20000 каждые два месяца).

Инструкции по охране труда для персонала

Безопасность

Установка:

При подъеме теплообменника всегда используйте подъемный кран. Он может быть установлен как горизонтально, или вертикально. Следите за тем, чтобы со стороны неподвижной крышки было достаточно свободного пространства для демонтажа передней крышки. Фундамент и опоры должны быть достаточными, чтобы теплообменник не оказывал слишком большой нагрузки на теплообменник. Все отверстия теплообменника должны быть проверены на наличие инородных материалов, а защитные пробки следует снимать только непосредственно перед установкой.

Операция:

Вся система должна быть чистой перед началом эксплуатации. Никогда не вводите греющий пар в случае, если теплообменник пуст или холоден. Никогда не ударяйте теплообменник холодной жидкостью при нагревании.

Эксплуатация теплообменника запрещается в условиях, превышающих указанные на заводской табличке.

Техническое обслуживание:

Через регулярные промежутки времени и так часто, как показывает опыт, следует проверять внутреннее и внешнее состояние прибора на предмет загрязнения и образования осадка. При изменении температуры теплообменника существует вероятность того, что его необходимо почистить.

Контрольный список безопасности:

Респиратор - газ, ушные пробки, твердая шляпа, рабочие ботинки

4 ЭКОНОМИЧЕСКАЯ ЧАСТЬ

4.1 Оценка технико-экономических показателей

4.1.1 До реконструкций

Расход тепла на турбоустановку, кВт:

$$Q_{\text{ту}} = D_{\text{т}} \cdot (i_0 - \bar{t}_{\text{пв}})$$

где $D_{\text{т}}$ – расход пара на турбину кг/с; i_0 – энтальпия перед турбин кДж/кг;
 $\bar{t}_{\text{пв}}$ – энтальпия пара питательной воды кДж/кг.

$$Q_{\text{ту}_a} = 28,459 \cdot (3090,108 - 338,862) = 78300 \text{ кВт}$$

$$Q_{\text{ту}_б} = 53,495 \cdot (3090,108 - 338,862) = 147200 \text{ кВт}$$

$$Q_{\text{ту}_в} = 59,260 \cdot (3090,108 - 338,862) = 163000 \text{ кВт}$$

$$Q_{\text{ту}} = Q_{\text{ту}_a} + Q_{\text{ту}_б} + Q_{\text{ту}_в} = 78300 + 147200 + 163000 = 388500 \text{ кВт}$$

Затраченная теплота на производственного потребителя, кВт:

$$Q_{\text{т}_i} = (D_{\text{тп}} \cdot (i_{\text{п}} - \tau_3)) + (D_{\text{хмах}} \cdot (i_{\text{к}} - \tau_3))$$

где $D_{\text{тп}}$ – расход пара к потребителю со всех турбин с отбора 6,895 бар кг/с;
 $D_{\text{хмах}}$ – расход пара к потребителю со всех турбин с отбора 2,413 бар кг/с; $i_{\text{п}}$ – энтальпия греющего пара кДж/кг; $i_{\text{к}}$ – энтальпия после турбин кДж/кг; τ_3 – энтальпия завода кДж/кг.

$$Q_{\text{т}_{6,895}} = D_{\text{тп}} \cdot (i_{\text{п}} - \tau_3) = 71,607 \cdot (2954,497 - 230,474) = 195100 \text{ кВт}$$

$$Q_{\text{т}_{2,413}} = D_{\text{хмах}} \cdot (i_{\text{к}} - \tau_3) = 49,231 \cdot (2848,462 - 230,474) \\ = 128900 \text{ кВт}$$

$$Q_{\text{т}} = 195100 + 128900 = 323900 \text{ кВт}$$

Расход тепла турбоустановкой на производство электроэнергии, кВт:

$$Q_{\text{ту}}^{\text{э}} = Q_{\text{ту}} - Q_{\text{т}}$$

где $Q_{\text{ту}}$ – расход тепла на турбину кВт; $Q_{\text{т}}$ – затраченная теплота на производственного потребителя кВт.

$$Q_{\text{ту}}^{\text{э}} = 388500 - 323900 = 64560 \text{ кВт}$$

Тепловая нагрузка котла, кВт:

$$Q_{\text{пе}} = D_{\text{пе}} \cdot (i_{\text{пе}} - \bar{t}_{\text{пв}})$$

где $D_{\text{пе}}$ – расход максимальной нагрузка кг/с; $i_{\text{пе}}$ – начальная энтальпия, кДж/кг; $\bar{t}_{\text{пв}}$ – энтальпия пара питательной воды кДж/кг.

$$Q_{\text{пе}} = 161,479 \cdot (3090,108 - 338,862) = 444300 \text{ кВт}$$

Полный расход топлива, кг/с:

$$B = \frac{Q_{\text{пе}}}{Q_{\text{н}}^{\text{р}} \cdot \eta_{\text{пг}}}$$

где $Q_{\text{пе}}$ – тепловая нагрузка котла кВт; $Q_{\text{н}}^{\text{р}}$ – теплота сгорания натурального топлива кДж/кг ($Q_{\text{н}}^{\text{р}} = 29310 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$); $\eta_{\text{пг}}$ – КПД природный газ, ($\eta_{\text{пг}} = 0,91$).

$$B = \frac{444300}{29310 \cdot 0,91} = 16,657 \frac{\text{кг}}{\text{с}}$$

Коэффициент ценности тепла:

$$\xi_i = \frac{i_{\text{п}} - i_{\text{к}}}{i_0 - i_{\text{к}}} \cdot \left(1 + K \cdot \frac{i_0 - i_{\text{п1}}}{i_0 - i_{\text{к}}} \right)$$

где i_0 – энтальпия перед турбин кДж/кг; $i_{\text{п}}$ – энтальпия греющего пара кДж/кг; $i_{\text{к}}$ – энтальпия после турбин кДж/кг; K – коэффициент, зависит от давления пара перед турбин ($K = 0,25$).

$$\begin{aligned} \xi_{6,895} &= \frac{2954 - 2848,462}{3090,108 - 2848,462} \cdot \left(1 + 0,25 \cdot \frac{3090,108 - 2954}{3090,108 - 2848,462} \right) \\ &= 0,5 \end{aligned}$$

$$\xi_{2,413} = \frac{2848,462 - 2848,462}{3090,108 - 2848,462} \cdot \left(1 + 0,25 \cdot \frac{3090,108 - 2848,462}{3090,108 - 2848,462}\right) = 0$$

Увеличение расхода тепла на производство электроэнергии за счёт отборов пара, кВт:

$$\Delta Q_{\text{отб}}^{\text{э}} = \left[Q_{\text{т},6,895} \cdot (1 - \xi_{6,895}) + Q_{\text{т},2,413} \cdot (1 - \xi_{2,413}) \right] \cdot 1$$

где $Q_{\text{т},6,895}, Q_{\text{т},2,413}$ – затраченная теплота на производственного потребителя;
 $\xi_{6,895}, \xi_{2,413}$ – коэффициент ценности тепла.

$$\Delta Q_{\text{отб}}^{\text{э}} = [195100 \cdot (1 - 0,5) + 128900 \cdot (1 - 0)] \cdot 1 = 226300 \text{ кВт}$$

Расход тепла на собственные нужды турбоагрегата, кВт:

$$Q_{\text{ту}}^{\text{с.н.}} = 0,05 \cdot Q_{\text{ту}}$$

где $Q_{\text{ту}}$ – расход тепла на турбину кВт

$$Q_{\text{ту}}^{\text{с.н.}} = 0,05 \cdot 388500 = 19430 \text{ кВт}$$

Коэффициент отнесения затрат топлива энергетическими котлами на производство электроэнергии:

$$K_{\text{э}} = \frac{Q_{\text{ту}}^{\text{э}} + \Delta Q_{\text{отб}}^{\text{э}} + Q_{\text{ту}}^{\text{с.н.}}}{Q_{\text{ту}}^{\text{э}} + \Delta Q_{\text{отб}}^{\text{э}} + Q_{\text{ту}}^{\text{с.н.}} + Q_{\text{ту}}^{\text{т}}}$$

где $Q_{\text{ту}}^{\text{э}}$ – расход тепла турбоустановкой на производство электроэнергии кВт;
 $\Delta Q_{\text{отб}}^{\text{э}}$ – увеличение расхода тепла на производство электроэнергии за счёт отборов пара кВт;
 $Q_{\text{ту}}^{\text{с.н.}}$ – расход тепла на собственные нужды турбин кВт;
 $Q_{\text{ту}}^{\text{т}} = Q_{\text{т}}$ – затраченная теплота на производственного потребителя кВт.

$$K_{\text{э}} = \frac{65320 + 225600 + 19430}{65320 + 225600 + 19430 + 323900} = 0,489$$

Принимая мощность собственных нужд блока 9%, отпущенная мощность составляет, кВт:

$$W_{\text{отп}_i} = W_{\text{э}_i} - e_{\text{с.н}} \cdot W_{\text{э}_i}$$

где $W_{\text{э}}$ – номинальный мощность кВт; $e_{\text{с.н}} = 0,09$.

$$W_{\text{отп}_1} = 6000 - 0,09 \cdot 6000 = 5460 \text{ кВт}$$

$$W_{\text{отп}_{2 \text{ и } 3}} = 10000 - 0,09 \cdot 10000 = 9100 \text{ кВт}$$

$$W_{\text{отп}} = W_{\text{отп}_1} + W_{\text{отп}_{2 \text{ и } 3}} = 5460 + (2 \cdot 9100) = 23660 \text{ кВт}$$

Мощность собственных нужд, затраченных только на производство электроэнергии, кВт:

$$W_{\text{э}}^{\text{с.н.}} = e_{\text{э}}^{\text{с.н.}} \cdot W_{\text{э}_i}$$

где $W_{\text{э}}$ – номинальный мощность кВт; $e_{\text{э}}^{\text{с.н.}} = 0,05$ – доля электроэнергии затраченная на производство электроэнергии кВт.

$$W_{\text{э}_{6,895}}^{\text{с.н.}} = 0,05 \cdot 6000 = 300 \text{ кВт}$$

$$W_{\text{э}_{2,413}}^{\text{с.н.}} = 0,05 \cdot 10000 = 500 \text{ кВт}$$

$$W_{\text{э}}^{\text{с.н.}} = W_{\text{э}_{6,895}}^{\text{с.н.}} + W_{\text{э}_{2,413}}^{\text{с.н.}} = 300 + (2 \cdot 500) = 1300 \text{ кВт}$$

Расход топлива на выработку электроэнергии, кг/с:

$$B_{\text{э}} = B \cdot K_{\text{э}} \cdot \frac{W_{\text{отп}}}{W_{\text{э}} - W_{\text{э}}^{\text{с.н.}}}$$

где B – полный расход топлива, кг/с; $K_{\text{э}}$ – коэффициент отнесения затрат топлива энергетическими котлами на производство электроэнергии; $W_{\text{отп}}$ – отпущенная мощность кВт; $W_{\text{э}}$ – номинальный мощность (6000+10000+10000=26000 кВт); $W_{\text{э}}^{\text{с.н.}}$ – мощность собственных нужд, затраченная на производство электроэнергии.

$$B_{\text{э}} = 16,657 \cdot 0,489 \cdot \frac{23660}{26000 - 1300} = 7,806 \frac{\text{кг}}{\text{с}}$$

Расход топлива на выработку тепла, кг/с:

$$B_T = B - B_{\text{э}}$$

где B - полный расход топлива кг/с; $B_{\text{э}}$ - расход топлива на выработку электроэнергии кг/с.

$$B_T = 16,657 - 7,806 = 8,850 \frac{\text{кг}}{\text{с}}$$

Относительная тепловая ценность различных топлив рассматривается в сравнении с условным топливом

$$\text{Э} = \frac{Q_{\text{н}}^{\text{р}}}{Q_{\text{ут}}}$$

где $Q_{\text{н}}^{\text{р}}$ - теплота сгорания натурального топлива кДж/кг ($Q_{\text{н}}^{\text{р}} = 41900 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$);

$Q_{\text{ут}}$ - условная топлива кДж/кг ($Q_{\text{ут}} = 29310 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$).

$$\text{Э} = \frac{41900}{29310} = 1,43$$

Удельный расход условного топлива на выработку электроэнергии, кг/(кВт·ч):

$$b_{\text{э}1} = \frac{B_{\text{э}}}{W_{\text{отп}}} \cdot 3600$$

где $B_{\text{э}}$ - расход топлива на выработку электроэнергии кг/с; $W_{\text{отп}}$ - отпущенная мощность, кВт.

$$b_{\text{э}1} = \frac{7,806}{23660} \cdot 3600 = 1,188 \frac{\text{кг.у.т}}{\text{кВт}\cdot\text{ч}}$$

Удельный расход натурального топлива на выработку электроэнергии, кг.н.т/(кВт·ч)

$$b_{\text{э}} = \frac{b_{\text{э}1}}{\text{Э}} = \frac{1,188}{1,43} = 0,831 \frac{\text{кг.н.т}}{\text{кВт}\cdot\text{ч}}$$

Удельный расход условного топлива на выработку тепла, кг/ кВт·ч:

$$b_{T_2} = \frac{B_T}{Q_T} \cdot 3600$$

где B_T – расход топлива на выработку тепла кг/с; Q_T – затраченная теплота на производственного потребителя кВт.

$$b_{T_1} = \frac{8,85}{323900} \cdot 3600 = 0,098 \frac{\text{кг}}{\text{кВт}\cdot\text{ч}}$$

$$b_{T_2} = \frac{b_{T_1}}{8,6 \cdot 10^{-4}} = \frac{0,098}{8,6 \cdot 10^{-4}} = 114,363 \frac{\text{кг}\cdot\text{У}\cdot\text{Т}}{\text{Гкал}}$$

Удельный расход натурального топлива на выработку электроэнергии, кг.н.т/(Гкал):

$$b_T = \frac{b_{T_1}}{\varepsilon} = \frac{0,098}{1,43} = 0,069 \frac{\text{кг}\cdot\text{н}\cdot\text{т}}{\text{кВт}\cdot\text{ч}}$$

4.1.2 После Реконструкций

Для пара 6,895 бар:

Расход тепла на турбоустановку, кВт:

$$Q_{\text{ту}} = D_T \cdot (i_0 - \bar{t}_{\text{пв}})$$

где D_T – расход пара на турбину кг/с; i_0 – энтальпия перед турбин кДж/кг; $\bar{t}_{\text{пв}}$ – энтальпия пара питательной воды кДж/кг.

$$Q_{\text{ту}_a} = 30,963 \cdot (3090,108 - 676,983) = 747200 \text{ кВт}$$

$$Q_{\text{ту}_б} = 57,667 \cdot (3090,108 - 676,983) = 139200 \text{ кВт}$$

$$Q_{\text{ту}_в} = 63,408 \cdot (3090,108 - 676,983) = 153000 \text{ кВт}$$

$$Q_{\text{ту}} = Q_{\text{ту}_a} + Q_{\text{ту}_б} + Q_{\text{ту}_в} = 747200 + 139200 + 153000 = 366900 \text{ кВт}$$

Затраченная теплота на производственного потребителя, кВт:

$$Q_{T_i} = (D_{\text{тп}} \cdot (i_{\text{п}} - \tau_3)) + (D_{\text{хмах}} \cdot (i_{\text{к}} - \tau_3))$$

где $D_{\text{тп}}$ – расход пара к потребителю со всех турбин с отбора 6,895 бар кг/с;
 $D_{\text{хмах}}$ – расход пара к потребителю со всех турбин с отбора 2,413 бар кг/с; $i_{\text{п}}$ –
энтальпия греющего пара кДж/кг; $i_{\text{к}}$ – энтальпия после турбин кДж/кг; τ_3 –
энтальпия завода кДж/кг.

$$Q_{\text{т}_{6,895}} = D_{\text{тп}} \cdot (i_{\text{п}} - \tau_3) = 71,607 \cdot (2954,497 - 230,474) = 195100 \text{ кВт}$$

$$Q_{\text{т}_{2,413}} = D_{\text{хмах}} \cdot (i_{\text{к}} - \tau_3) = 37,185 \cdot (2848,462 - 230,474) = 97350 \text{ кВт}$$

$$Q_{\text{т}} = 195100 + 97350 = 292400 \text{ кВт}$$

Расход тепла турбоустановкой на производство электроэнергии, кВт:

$$Q_{\text{ту}}^{\text{э}} = Q_{\text{ту}} - Q_{\text{т}}$$

где $Q_{\text{ту}}$ – расход тепла на турбину кВт; $Q_{\text{т}}$ – затраченная теплота на
производственного потребителя кВт.

$$Q_{\text{ту}}^{\text{э}} = 366900 - 292400 = 74480 \text{ кВт}$$

Тепловая нагрузка котла, кВт:

$$Q_{\text{пе}} = D_{\text{пе}} \cdot (i_{\text{пе}} - \bar{t}_{\text{пв}})$$

где $D_{\text{пе}}$ – расход максимальной нагрузка кг/с; $i_{\text{пе}}$ – начальная энтальпия,
кДж/кг; $\bar{t}_{\text{пв}}$ – энтальпия пара питательной воды кДж/кг.

$$Q_{\text{пе}} = 173,858 \cdot (3090,108 - 676,983) = 419500 \text{ кВт}$$

Полный расход топлива, кг/с:

$$B = \frac{Q_{\text{пе}}}{Q_{\text{н}}^{\text{р}} \cdot \eta_{\text{пг}}}$$

где $Q_{\text{пе}}$ – тепловая нагрузка котла кВт; $Q_{\text{н}}^{\text{р}}$ – теплота сгорания натурального
топлива кДж/кг ($Q_{\text{н}}^{\text{р}} = 29310 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$); $\eta_{\text{пг}}$ – КПД природный газ, ($\eta_{\text{пг}} = 0,91$).

$$B = \frac{419500}{29310 \cdot 0,91} = 15,73 \frac{\text{кг}}{\text{с}}$$

Коэффициент ценности тепла:

$$\xi_i = \frac{i_{\text{п}} - i_{\text{к}}}{i_0 - i_{\text{к}}} \cdot \left(1 + K \cdot \frac{i_0 - i_{\text{п1}}}{i_0 - i_{\text{к}}} \right)$$

где i_0 – энтальпия перед турбин кДж/кг; $i_{\text{п}}$ – энтальпия греющего пара кДж/кг; $i_{\text{к}}$ – энтальпия после турбин кДж/кг; K – коэффициент, зависит от давления пара перед турбин ($K = 0,25$).

$$\begin{aligned} \xi_{6,895} &= \frac{2954 - 2848,462}{3090,108 - 2848,462} \cdot \left(1 + 0,25 \cdot \frac{3090,108 - 2954}{3090,108 - 2848,462} \right) \\ &= 0,5 \end{aligned}$$

$$\xi_{2,413} = \frac{2848,462 - 2848,462}{3090,108 - 2848,462} \cdot \left(1 + 0,25 \cdot \frac{3090,108 - 2848,462}{3090,108 - 2848,462} \right) = 0$$

Увеличение расхода тепла на производство электроэнергии за счёт отборов пара, кВт:

$$\Delta Q_{\text{отб}}^{\text{э}} = \left[Q_{\text{т}_{6,895}} \cdot (1 - \xi_{6,895}) + Q_{\text{т}_{2,413}} \cdot (1 - \xi_{2,413}) \right] \cdot 1$$

где $Q_{\text{т}_{6,895}}, Q_{\text{т}_{2,413}}$ – затраченная теплота на производственного потребителя; $\xi_{6,895}, \xi_{2,413}$ – коэффициент ценности тепла.

$$\Delta Q_{\text{отб}}^{\text{э}} = [195100 \cdot (1 - 0,5) + 97350 \cdot (1 - 0)] \cdot 1 = 194800 \text{ кВт}$$

Расход тепла на собственные нужды турбоагрегата, кВт:

$$Q_{\text{ту}}^{\text{с.н.}} = 0,05 \cdot Q_{\text{ту}}$$

где $Q_{\text{ту}}$ – расход тепла на турбину кВт

$$Q_{\text{ту}}^{\text{с.н.}} = 0,05 \cdot 366900 = 18340 \text{ кВт}$$

Коэффициент отнесения затрат топлива энергетическими котлами на производство электроэнергии:

$$K_{\text{э}} = \frac{Q_{\text{ту}}^{\text{э}} + \Delta Q_{\text{отб}}^{\text{э}} + Q_{\text{ту}}^{\text{с.н.}}}{Q_{\text{ту}}^{\text{э}} + \Delta Q_{\text{отб}}^{\text{э}} + Q_{\text{ту}}^{\text{с.н.}} + Q_{\text{ту}}^{\text{т}}}$$

где $Q_{\text{ту}}^{\text{э}}$ – расход тепла турбоустановкой на производство электроэнергии кВт; $\Delta Q_{\text{отб}}^{\text{э}}$ – увеличение расхода тепла на производство электроэнергии за счёт отборов пара кВт; $Q_{\text{ту}}^{\text{с.н.}}$ – расход тепла на собственные нужды турбин кВт; $Q_{\text{ту}}^{\text{т}} = Q_{\text{т}}$ – затраченная теплота на производственного потребителя кВт.

$$K_{\text{э}} = \frac{75290 + 194000 + 18340}{75290 + 194000 + 18340 + 292400} = 0,496$$

Принимая мощность собственных нужд блока 9%, отпущенная мощность составляет, кВт:

$$W_{\text{отп}i} = W_{\text{э}i} - e_{\text{с.н.}} \cdot W_{\text{э}i}$$

где $W_{\text{э}}$ – номинальный мощность кВт; $e_{\text{с.н.}} = 0,09$.

$$W_{\text{отп}1} = 6000 - 0,09 \cdot 6000 = 5460 \text{ кВт}$$

$$W_{\text{отп}2 \text{ и } 3} = 10000 - 0,09 \cdot 10000 = 9100 \text{ кВт}$$

$$W_{\text{отп}} = W_{\text{отп}1} + W_{\text{отп}2 \text{ и } 3} = 5460 + (2 \cdot 9100) = 23660 \text{ кВт}$$

Мощность собственных нужд, затраченных только на производство электроэнергии, кВт:

$$W_{\text{ээ}}^{\text{с.н.}} = e_{\text{ээ}}^{\text{с.н.}} \cdot W_{\text{э}i}$$

где $W_{\text{э}}$ – номинальный мощность кВт; $e_{\text{ээ}}^{\text{с.н.}} = 0,05$ – доля электроэнергии затраченная на производство электроэнергии кВт.

$$W_{\text{ээ}6,895}^{\text{с.н.}} = 0,05 \cdot 6000 = 300 \text{ кВт}$$

$$W_{\text{ээ}2,413}^{\text{с.н.}} = 0,05 \cdot 10000 = 500 \text{ кВт}$$

$$W_{\text{ЭЭ}}^{\text{с.н.}} = W_{\text{ЭЭ6,895}}^{\text{с.н.}} + W_{\text{ЭЭ2,413}}^{\text{с.н.}} = 300 + (2 \cdot 500) = 1300 \text{ кВт}$$

Расход топлива на выработку электроэнергии, кг/с:

$$B_{\text{Э}} = B \cdot K_{\text{Э}} \cdot \frac{W_{\text{отп}}}{W_{\text{Э}} - W_{\text{ЭЭ}}^{\text{с.н.}}}$$

где B - полный расход топлива, кг/с; $K_{\text{Э}}$ - коэффициент отнесения затрат топлива энергетическими котлами на производство электроэнергии; $W_{\text{отп}}$ - отпущенная мощность кВт; $W_{\text{Э}}$ - номинальный мощность (6000+10000+10000=26000 кВт); $W_{\text{ЭЭ}}^{\text{с.н.}}$ - мощность собственных нужд, затраченная на производство электроэнергии.

$$B_{\text{Э}} = 15,73 \cdot 0,496 \cdot \frac{23660}{26000 - 1300} = 7,472 \frac{\text{кг}}{\text{с}}$$

Расход топлива на выработку тепла, кг/с:

$$B_{\text{Т}} = B - B_{\text{Э}}$$

где B - полный расход топлива кг/с; $B_{\text{Э}}$ - расход топлива на выработку электроэнергии кг/с.

$$B_{\text{Т}} = 15,73 - 7,472 = 8,258 \frac{\text{кг}}{\text{с}}$$

Относительная тепловая ценность различных топлив рассматривается в сравнении с условным топливом

$$\text{Э} = \frac{Q_{\text{н}}^{\text{р}}}{Q_{\text{ут}}}$$

где $Q_{\text{н}}^{\text{р}}$ - теплота сгорания натурального топлива кДж/кг ($Q_{\text{н}}^{\text{р}} = 41900 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$);

$Q_{\text{ут}}$ - условная топлива кДж/кг ($Q_{\text{ут}} = 29310 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$).

$$\text{Э} = \frac{41900}{29310} = 1,43$$

Удельный расход условного топлива на выработку электроэнергии, кг/(кВт·ч):

$$b_{\text{э1}} = \frac{B_{\text{э}}}{W_{\text{отп}}} \cdot 3600$$

где $B_{\text{э}}$ – расход топлива на выработку электроэнергии кг/с; $W_{\text{отп}}$ – отпущенная мощность, кВт.

$$b_{\text{э1}} = \frac{7,472}{23660} \cdot 3600 = 1,137 \frac{\text{кг}}{\text{кВт}\cdot\text{ч}}$$

Удельный расход натурального топлива на выработку электроэнергии, кг.н.т/(кВт·ч)

$$b_{\text{э}} = \frac{b_{\text{э1}}}{\text{э}} = \frac{1,137}{1,43} = 0,795 \frac{\text{кг.н.т}}{\text{кВт}\cdot\text{ч}}$$

Удельный расход условного топлива на выработку тепла, кг/ кВт·ч:

$$b_{\text{т1}} = \frac{B_{\text{т}}}{Q_{\text{т}}} \cdot 3600$$

где $B_{\text{т}}$ – расход топлива на выработку тепла кг/с; $Q_{\text{т}}$ – затраченная теплота на производственного потребителя кВт.

$$b_{\text{т1}} = \frac{8,258}{292400} \cdot 3600 = 0,102 \frac{\text{кг}}{\text{кВт}\cdot\text{ч}}$$

$$b_{\text{т2}} = \frac{b_{\text{т1}}}{8,6 \cdot 10^{-4}} = \frac{0,102}{8,6 \cdot 10^{-4}} = 118,219 \frac{\text{кг.у.т}}{\text{Гкал}}$$

Удельный расход натурального топлива на выработку электроэнергии, кг.н.т/(Гкал):

$$b_{\text{т}} = \frac{b_{\text{т1}}}{\text{э}} = \frac{0,102}{1,43} = 0,071 \frac{\text{кг.н.т}}{\text{кВт}\cdot\text{ч}}$$

Для пара 2,413 бар:

Расход тепла на турбоустановку, кВт:

$$Q_{\text{ту}} = D_{\text{т}} \cdot (i_0 - \bar{t}_{\text{пв}})$$

где $D_{\text{т}}$ – расход пара на турбину кг/с; i_0 – энтальпия перед турбин кДж/кг; $\bar{t}_{\text{пв}}$ – энтальпия пара питательной воды кДж/кг.

$$Q_{\text{ту}_a} = 29,711 \cdot (3090,108 - 513,374) = 76560 \text{ кВт}$$

$$Q_{\text{ту}_6} = 55,581 \cdot (3090,108 - 513,374) = 143200 \text{ кВт}$$

$$Q_{\text{ту}_b} = 61,334 \cdot (3090,108 - 513,374) = 158000 \text{ кВт}$$

$$Q_{\text{ту}} = Q_{\text{ту}_a} + Q_{\text{ту}_6} + Q_{\text{ту}_b} = 76560 + 143200 + 158000 = 377800 \text{ кВт}$$

Затраченная теплота на производственного потребителя, кВт:

$$Q_{\text{т}_i} = (D_{\text{тп}} \cdot (i_{\text{п}} - \tau_3)) + (D_{\text{хмах}} \cdot (i_{\text{к}} - \tau_3))$$

где $D_{\text{тп}}$ – расход пара к потребителю со всех турбин с отбора 6,895 бар кг/с; $D_{\text{хмах}}$ – расход пара к потребителю со всех турбин с отбора 2,413 бар кг/с; $i_{\text{п}}$ – энтальпия греющего пара кДж/кг; $i_{\text{к}}$ – энтальпия после турбин кДж/кг; τ_3 – энтальпия завода кДж/кг.

$$Q_{\text{т}_{6,895}} = D_{\text{тп}} \cdot (i_{\text{п}} - \tau_3) = 71,607 \cdot (2954,497 - 230,474) = 195100 \text{ кВт}$$

$$Q_{\text{т}_{2,413}} = D_{\text{хмах}} \cdot (i_{\text{к}} - \tau_3) = 43,356 \cdot (2848,462 - 230,474) \\ = 113500 \text{ кВт}$$

$$Q_{\text{т}} = 195100 + 113500 = 308600 \text{ кВт}$$

Расход тепла турбоустановкой на производство электроэнергии, кВт:

$$Q_{\text{ту}}^{\text{э}} = Q_{\text{ту}} - Q_{\text{т}}$$

где $Q_{\text{ту}}$ – расход тепла на турбину кВт; $Q_{\text{т}}$ – затраченная теплота на производственного потребителя кВт.

$$Q_{\text{ту}}^{\text{э}} = 377800 - 308600 = 69250 \text{ кВт}$$

Тепловая нагрузка котла, кВт:

$$Q_{\text{пе}} = D_{\text{пе}} \cdot (i_{\text{пе}} - \bar{t}_{\text{пв}})$$

где $D_{\text{пе}}$ – расход максимальной нагрузка кг/с; $i_{\text{пе}}$ – начальная энтальпия, кДж/кг; $\bar{t}_{\text{пв}}$ – энтальпия пара питательной воды кДж/кг.

$$Q_{\text{пе}} = 167,669 \cdot (3090,108 - 513,374) = 432000 \text{ кВт}$$

Полный расход топлива, кг/с:

$$B = \frac{Q_{\text{пе}}}{Q_{\text{н}}^{\text{р}} \cdot \eta_{\text{пг}}}$$

где $Q_{\text{пе}}$ – тепловая нагрузка котла кВт; $Q_{\text{н}}^{\text{р}}$ – теплота сгорания натурального топлива кДж/кг ($Q_{\text{н}}^{\text{р}} = 29310 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$); $\eta_{\text{пг}}$ – КПД природный газ, ($\eta_{\text{пг}} = 0,91$).

$$B = \frac{432000}{29310 \cdot 0,91} = 16,198 \frac{\text{кг}}{\text{с}}$$

Коэффициент ценности тепла:

$$\xi_i = \frac{i_{\text{п}} - i_{\text{к}}}{i_0 - i_{\text{к}}} \cdot \left(1 + K \cdot \frac{i_0 - i_{\text{п1}}}{i_0 - i_{\text{к}}} \right)$$

где i_0 – энтальпия перед турбин кДж/кг; $i_{\text{п}}$ – энтальпия греющего пара кДж/кг; $i_{\text{к}}$ – энтальпия после турбин кДж/кг; K – коэффициент, зависит от давления пара перед турбин ($K = 0,25$).

$$\xi_{6,895} = \frac{2954 - 2848,462}{3090,108 - 2848,462} \cdot \left(1 + 0,25 \cdot \frac{3090,108 - 2954}{3090,108 - 2848,462} \right) = 0,5$$

$$\xi_{2,413} = \frac{2848,462 - 2848,462}{3090,108 - 2848,462} \cdot \left(1 + 0,25 \cdot \frac{3090,108 - 2848,462}{3090,108 - 2848,462} \right) = 0$$

Увеличение расхода тепла на производство электроэнергии за счёт отборов пара, кВт:

$$\Delta Q_{\text{отб}}^{\text{э}} = \left[Q_{T_{6,895}} \cdot (1 - \xi_{6,895}) + Q_{T_{2,413}} \cdot (1 - \xi_{2,413}) \right] \cdot 1$$

где $Q_{T_{6,895}}, Q_{T_{2,413}}$ – затраченная теплота на производственного потребителя;
 $\xi_{6,895}, \xi_{2,413}$ – коэффициент ценности тепла.

$$\Delta Q_{\text{отб}}^{\text{э}} = [195100 \cdot (1 - 0,5) + 113500 \cdot (1 - 0)] \cdot 1 = 211000 \text{ кВт}$$

Расход тепла на собственные нужды турбоагрегата, кВт:

$$Q_{\text{ту}}^{\text{с.н.}} = 0,05 \cdot Q_{\text{ту}}$$

где $Q_{\text{ту}}$ – расход тепла на турбину кВт

$$Q_{\text{ту}}^{\text{с.н.}} = 0,05 \cdot 377800 = 18890 \text{ кВт}$$

Коэффициент отнесения затрат топлива энергетическими котлами на производство электроэнергии:

$$K_{\text{э}} = \frac{Q_{\text{ту}}^{\text{э}} + \Delta Q_{\text{отб}}^{\text{э}} + Q_{\text{ту}}^{\text{с.н.}}}{Q_{\text{ту}}^{\text{э}} + \Delta Q_{\text{отб}}^{\text{э}} + Q_{\text{ту}}^{\text{с.н.}} + Q_{\text{ту}}^{\text{т}}}$$

где $Q_{\text{ту}}^{\text{э}}$ – расход тепла турбоустановкой на производство электроэнергии кВт;
 $\Delta Q_{\text{отб}}^{\text{э}}$ – увеличение расхода тепла на производство электроэнергии за счёт отборов пара кВт;
 $Q_{\text{ту}}^{\text{с.н.}}$ – расход тепла на собственные нужды турбин кВт;
 $Q_{\text{ту}}^{\text{т}} = Q_{\text{т}}$ – затраченная теплота на производственного потребителя кВт.

$$K_{\text{э}} = \frac{70001 + 210200 + 18890}{70001 + 210200 + 18890 + 308600} = 0,492$$

Принимая мощность собственных нужд блока 9%, отпущенная мощность составляет, кВт:

$$W_{\text{отп}_i} = W_{\text{э}_i} - e_{\text{с.н.}} \cdot W_{\text{э}_i}$$

где $W_{\text{э}}$ – номинальный мощность кВт; $e_{\text{с.н.}} = 0,09$.

$$W_{\text{отп}_1} = 6000 - 0,09 \cdot 6000 = 5460 \text{ кВт}$$

$$W_{\text{отп}_{2 \text{ и } 3}} = 10000 - 0,09 \cdot 10000 = 9100 \text{ кВт}$$

$$W_{\text{отп}} = W_{\text{отп}_1} + W_{\text{отп}_{2 \text{ и } 3}} = 5460 + (2 \cdot 9100) = 23660 \text{ кВт}$$

Мощность собственных нужд, затраченных только на производство электроэнергии, кВт:

$$W_{\text{э}i}^{\text{с.н.}} = e_{\text{э}i}^{\text{с.н.}} \cdot W_{\text{э}i}$$

где $W_{\text{э}}$ – номинальный мощность кВт; $e_{\text{э}}^{\text{с.н.}} = 0,05$ – доля электроэнергии затраченная на производство электроэнергии кВт.

$$W_{\text{э}_{6,895}}^{\text{с.н.}} = 0,05 \cdot 6000 = 300 \text{ кВт}$$

$$W_{\text{э}_{2,413}}^{\text{с.н.}} = 0,05 \cdot 10000 = 500 \text{ кВт}$$

$$W_{\text{э}}^{\text{с.н.}} = W_{\text{э}_{6,895}}^{\text{с.н.}} + W_{\text{э}_{2,413}}^{\text{с.н.}} = 300 + (2 \cdot 500) = 1300 \text{ кВт}$$

Расход топлива на выработку электроэнергии, кг/с:

$$B_{\text{э}} = B \cdot K_{\text{э}} \cdot \frac{W_{\text{отп}}}{W_{\text{э}} - W_{\text{э}}^{\text{с.н.}}}$$

где B - полный расход топлива, кг/с; $K_{\text{э}}$ – коэффициент отнесения затрат топлива энергетическими котлами на производство электроэнергии; $W_{\text{отп}}$ - отпущенная мощность кВт; $W_{\text{э}}$ – номинальный мощность (6000+10000+10000=26000 кВт); $W_{\text{э}}^{\text{с.н.}}$ – мощность собственных нужд, затраченная на производство электроэнергии.

$$B_{\text{э}} = 16,198 \cdot 0,492 \cdot \frac{23660}{26000 - 1300} = 7,637 \frac{\text{кг}}{\text{с}}$$

Расход топлива на выработку тепла, кг/с:

$$B_{\text{т}} = B - B_{\text{э}}$$

где B - полный расход топлива кг/с; $B_{\text{э}}$ –расход топлива на выработку электроэнергии кг/с.

$$B_{\text{т}} = 16,198 - 7,637 = 8,561 \frac{\text{кг}}{\text{с}}$$

Относительная тепловая ценность различных топлив рассматривается в сравнении с условным топливом

$$\xi = \frac{Q_{\text{н}}^{\text{р}}}{Q_{\text{ут}}}$$

где $Q_{\text{н}}^{\text{р}}$ – теплота сгорания натурального топлива кДж/кг ($Q_{\text{н}}^{\text{р}} = 41900 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$);

$Q_{\text{ут}}$ – условная топлива кДж/кг ($Q_{\text{ут}} = 29310 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$).

$$\xi = \frac{41900}{29310} = 1,43$$

Удельный расход условного топлива на выработку электроэнергии, кг/(кВт·ч):

$$b_{\text{э}1} = \frac{B_{\text{э}}}{W_{\text{отп}}} \cdot 3600$$

где $B_{\text{э}}$ –расход топлива на выработку электроэнергии кг/с; $W_{\text{отп}}$ - отпущенная мощность, кВт.

$$b_{\text{э}1} = \frac{7,637}{23660} \cdot 3600 = 1,162 \frac{\text{кг}}{\text{кВт}\cdot\text{ч}}$$

Удельный расход натурального топлива на выработку электроэнергии, кг.н.т/(кВт·ч)

$$b_{\text{э}} = \frac{b_{\text{э}1}}{\xi} = \frac{1,162}{1,43} = 0,813 \frac{\text{кг.н.т}}{\text{кВт}\cdot\text{ч}}$$

Удельный расход условного топлива на выработку тепла, кг/кВт·ч:

$$b_{\text{т}1} = \frac{B_{\text{т}}}{Q_{\text{т}}} \cdot 3600$$

где $B_{\text{т}}$ –расход топлива на выработку тепла кг/с; $Q_{\text{т}}$ – затраченная теплота на производственного потребителя кВт.

$$b_{T_1} = \frac{8,561}{308600} \cdot 3600 = 0,1 \frac{\text{кг}}{\text{кВт}\cdot\text{ч}}$$

$$b_{T_2} = \frac{b_{T_1}}{8,6 \cdot 10^{-4}} = \frac{0,1}{8,6 \cdot 10^{-4}} = 116,138 \frac{\text{кг}\cdot\text{У}\cdot\text{Т}}{\text{Гкал}}$$

Удельный расход натурального топлива на выработку электроэнергии, кг.н.т/(Гкал):

$$b_T = \frac{b_{T_1}}{\varepsilon} = \frac{0,1}{1,43} = 0,07 \frac{\text{кг}\cdot\text{н}\cdot\text{т}}{\text{кВт}\cdot\text{ч}}$$

4.2 Оценка технико-экономической привлекательности проекта

4.2.1 До Реконструкций

Затраты на производство энергии определяются по следующей формуле:

$$I_{\Sigma} = I_{\text{топл}}$$

где $I_{\text{топл}}$ – топливная составляющая по сумме затрат на выработку электроэнергии и тепла.

$$I_{\text{топл}} = V_{\varepsilon}^{\text{год}} \cdot C_{\varepsilon} + V_{T_2}^{\text{год}} \cdot C_{T_2}$$

где $V_{\varepsilon}^{\text{год}} = b_{\varepsilon} \cdot W^{\text{раб}} \cdot \tau_{\text{год}}^{\varepsilon\varepsilon}$ – годовые затраты на выработку электроэнергии,

$V_{\varepsilon}^{\text{год}} = \frac{0,831 \cdot 15600 \cdot 7500}{1000} = 97210 \frac{\text{т}\cdot\text{н}\cdot\text{т}}{\text{год}}$; $V_{T_2}^{\text{год}} = b_{T_2} \cdot Q^{\text{раб}} \cdot \tau_{\text{год}}^{T_2}$ – годовые затраты

на выработку тепловой энергии, $V_{T_2}^{\text{год}} = \frac{0,069 \cdot 194400 \cdot 7500}{1000} = 100300 \frac{\text{т}\cdot\text{н}\cdot\text{т}}{\text{год}}$;

b_{ε} и b_T – удельный расход натурального топлива на выработку электроэнергии и тепловой энергий до реконструкции, W – мощность рассчитываемого варианта процентов до 60%, Q – тепловая нагрузка потребителя процентов до 60%, τ – число часов работы в год, (принимается 7500 ч./год) C_{ε} и C_{T_2} – цены соответственно топлива, используемого для выработки электроэнергии и тепла (принимается 8 тыс. руб/ тон).

$$I_{\text{топл}} = 97210 \cdot 8 + 100300 \cdot 8 = 1,58 \cdot 10^6 \text{ тыс. руб}$$

$$I_{\text{топл}} = 1580 \text{ млн. руб}$$

Переменная составляющая затрат на выработку энергии

$$I_{\Sigma} = I_{\text{топл}} = 1580 \text{ млн. руб}$$

4.2.2 После Реконструкций

Для пара 6,895 бар:

Затраты на производство энергии определяются по следующей формуле:

$$I_{\Sigma} = I_{\text{топл}} + I_{\text{ам}} + I_{\text{т.р.}} + I_{\text{пр}}$$

где $I_{\text{топл}}$ – топливная составляющая по сумме затрат на выработку электроэнергии и тепла

$$I_{\text{топл}} = V_{\text{э}}^{\text{год}} \cdot C_{\text{э}} + V_{\text{тэ}}^{\text{год}} \cdot C_{\text{тэ}}$$

где $V_{\text{э}}^{\text{год}} = b_{\text{э}} \cdot W^{\text{раб}} \cdot \tau_{\text{год}}^{\text{ээ}}$ – годовые затраты на выработку электроэнергии,

$$V_{\text{э}}^{\text{год}} = \frac{0,795 \cdot 15600 \cdot 7500}{1000} = 93040 \frac{\text{т н.т.}}{\text{год}}; V_{\text{тэ}}^{\text{год}} = b_{\text{тэ}} \cdot Q^{\text{раб}} \cdot \tau_{\text{год}}^{\text{тэ}}$$
 – годовые затраты

$$\text{на выработку тепловой энергии, } V_{\text{тэ}}^{\text{год}} = \frac{0,071 \cdot 194400 \cdot 7500}{1000} = 103700 \frac{\text{т н.т.}}{\text{год}};$$

$b_{\text{э}}$ и $b_{\text{т}}$ – удельный расход натурального топлива на выработку электроэнергии и тепловой энергий после реконструкции, W – мощность рассчитываемого варианта процентов до 60%, Q – тепловая нагрузка потребителя процентов до 60%, τ – число часов работы в год, (принимается 7500 ч./год) $C_{\text{э}}$ и $C_{\text{тэ}}$ – цены соответственно топлива, используемого для выработки электроэнергии и тепла (принимается 8 тыс. руб/ тон).

$$I_{\text{топл}} = 93040 \cdot 8 + 103700 \cdot 8 = 1,574 \cdot 10^6 \text{ тыс. руб}$$

$$I_{\text{топл}} = 1574 \text{ млн. руб}$$

$I_{\text{ам}}$ – Затраты на амортизацию

$$I_{\text{ам}} = K \cdot N_{\text{ам}} = 10 \cdot 0,067 = 0,67 \text{ млн. руб}$$

где K – капиталовложения для проведения реконструкции, $N_{\text{ам}}$ – средняя норма амортизации станции в целом (6,7%).

$I_{\text{т.р.}}$ – Затраты на текущий ремонт

$$I_{\text{т.р.}} = N_{\text{т.р.}} \cdot I_{\text{ам}} = 0,25 \cdot 0,67 = 0,168 \text{ млн. руб}$$

где $I_{\text{тр}}$ – норма отчислений на ремонтное обслуживание (25%), $I_{\text{ам}}$ – затраты на амортизацию.

Прочие расходы

$$I_{\text{пр}} = 0,3 \cdot (I_{\text{ам}} + I_{\text{т.р.}}) = 0,3 \cdot (0,67 + 0,168) = 0,251 \text{ млн. руб}$$

где $I_{\text{ам}}$ – затраты на амортизацию; $I_{\text{т.р.}}$ – затраты на текущий ремонт

Затраты на выработку энергии

$$I_{\Sigma_{6,895}} = I_{\text{топл}} + I_{\text{ам}} + I_{\text{т.р.}} + I_{\text{пр}}$$

$$I_{\Sigma_{6,895}} = 1574 + 0,67 + 0,168 + 0,251 = 1575 \text{ млн. руб}$$

Экономический эффект

$$\Delta I_{\Sigma} = I_{\Sigma} - I_{\Sigma_{6,895}} = 1580 - 1575 = 5,225 \text{ млн. руб}$$

Для пара 2,413 бар:

Затраты на производство энергии определяются по следующей формуле:

$$I_{\Sigma} = I_{\text{топл}} + I_{\text{ам}} + I_{\text{т.р.}} + I_{\text{пр}}$$

где $I_{\text{топл}}$ – топливная составляющая по сумме затрат на выработку электроэнергии и тепла

$$I_{\text{топл}} = V_{\text{э}}^{\text{год}} \cdot C_{\text{э}} + V_{\text{тэ}}^{\text{год}} \cdot C_{\text{тэ}}$$

где $V_{\text{э}}^{\text{год}} = b_{\text{э}} \cdot W^{\text{раб}} \cdot \tau_{\text{год}}^{\text{ээ}}$ – годовые затраты на выработку электроэнергии,

$$V_{\text{э}}^{\text{год}} = \frac{0,813 \cdot 15600 \cdot 7500}{1000} = 95110 \frac{\text{т н.т.}}{\text{год}}; V_{\text{тэ}}^{\text{год}} = b_{\text{тэ}} \cdot Q^{\text{раб}} \cdot \tau_{\text{год}}^{\text{тэ}}$$
 – годовые затраты

$$\text{на выработку тепловой энергии, } V_{\text{тэ}}^{\text{год}} = \frac{0,071 \cdot 194400 \cdot 7500}{1000} = 101800 \frac{\text{т н.т.}}{\text{год}};$$

$b_{\text{э}}$ и $b_{\text{т}}$ – удельный расход натурального топлива на выработку электроэнергии и тепловой энергий после реконструкции, W – мощность рассчитываемого варианта процентов до 60%, Q – тепловая нагрузка потребителя процентов до 60%, τ – число часов работы в год, (принимается 7500 ч./год) $C_{\text{э}}$ и $C_{\text{тэ}}$ – цены соответственно топлива, используемого для выработки электроэнергии и тепла (принимается 8 тыс. руб/ тон).

$$I_{\text{топл}} = 95110 \cdot 8 + 101800 \cdot 8 = 1,576 \cdot 10^6 \text{ тыс. руб}$$

$$I_{\text{топл}} = 1576 \text{ млн. руб}$$

$I_{ам}$ – Затраты на амортизацию

$$I_{ам} = K \cdot N_{ам} = 10 \cdot 0,067 = 0,67 \text{ млн. руб}$$

где K – капиталовложения для проведения реконструкции, $N_{ам}$ – средняя норма амортизации станции в целом (6,7%).

$I_{т.р.}$ – Затраты на текущий ремонт

$$I_{т.р.} = N_{тр} \cdot I_{ам} = 0,25 \cdot 0,67 = 0,168 \text{ млн. руб}$$

где $N_{тр}$ – норма отчислений на ремонтное обслуживание (25%), $I_{ам}$ – затраты на амортизацию.

Прочие расходы

$$I_{пр} = 0,3 \cdot (I_{ам} + I_{т.р.}) = 0,3 \cdot (0,67 + 0,168) = 0,251 \text{ млн. руб}$$

где $I_{ам}$ – затраты на амортизацию; $I_{т.р.}$ – затраты на текущий ремонт

Затраты на выработку энергии

$$I_{\Sigma_{2,413}} = I_{топл} + I_{ам} + I_{т.р.} + I_{пр}$$

$$I_{\Sigma_{2,413}} = 1576 + 0,67 + 0,168 + 0,251 = 1577 \text{ млн. руб}$$

Экономические эффект

$$\Delta I_{\Sigma} = I_{\Sigma} - I_{\Sigma_{2,413}} = 1580 - 1577 = 3,314 \text{ млн. руб}$$

4.2.3 Расчет срока окупаемости

Срок окупаемости (период окупаемости Pay-Back Period) — период времени, необходимый для того, чтобы доходы, генерируемые инвестициями, покрыли затраты на инвестиции. Это интервал времени (измеряемый в месяцах, кварталах или годах), в течение которого общий объем капитальных затрат остается большим суммы амортизационных отчислений и прироста прибыли предприятия.

Приведение разновременных затрат и результаты используется ставка дисконтирования ($E_{диск}$), равная приемлемой для инвестора норме дохода на капитал. Ставка сравнения определяет темп снижения ценности денежных ресурсов с течением времени.

Чтобы привести к базисному году затрат и результатов, имеющих место в t -м году реализации проекта, производится путем умножения на коэффициент дисконтирования $a(t)$, определяемый для постоянной ставки дисконтирования $E_{\text{диск}}$ как:

$$a(t) = \frac{1}{(1 + E_{\text{диск}})^t}$$

где t – номер года ($t = 0, 1, 2 \dots T$); T – горизонт счета.

Объем сэкономленных в результате реконструкции средств в t -м году определяется по формуле:

$$\Delta И_t = \Delta И_{\Sigma} \cdot a(t)$$

где $\Delta И_{\Sigma}$ – затраты на выработку энергии, $a(t)$ – коэффициент дисконтирования.

Чистый дисконтированный доход, или чистая текущая стоимость NPV (net present value)

$$NPV = \sum_{t=1}^T \Delta И_t - K.$$

Годом окупаемости проекта считается год t , в котором значение NPV становится положительным.

Все результаты срока окупаемости в таблицу 5 и 6.

Таблица 5- Срока окупаемости для давления пара 6,895 бар

t	0	1	2	3
Коэффициент дисконтирования $a(t)$	1	0,91	0,83	0,75
К млн.руб	10			
$\Delta И_{\Sigma}$		5,23		
$\Delta И_t$	0	4,75	4,32	3,93
NPV	-10	-5,25	-0,93	2,99

Таблица 6- Срока окупаемости для давления пара 2,413 бар

t	0	1	2	3	4
Коэффициент дисконтирования a(t)	1	0,91	0,83	0,75	0,68
К млн.руб	10				
ΔI_{Σ}		3,31			
ΔI_t	0	3,013	2,74	2,49	2,26
NPV	-10	-6,99	-4,25	-1,76	0,51

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

В выпускной работе разработан проект реконструкции схемы энергоснабжения электростанции на глиноземном заводе Ewarton комплекса Windalco ОК РУСАЛ. Реконструкция заключается в добавлении кожухотрубных теплообменников к котлам в электростанции для повышения их эффективности.

В пояснительной записке выполнены проектные расчеты на 3 турбинах, одна из которых мощностью 6 МВт, а две другие – мощностью 10 МВт.

Проведен SWOT-анализ для определения сильных и слабых сторон, возможностей и угроз для реконструкции. Процесс расширения был построен для определения необходимой энтальпии.

В расчетной части были выполнены расчеты до и после реконструкции для обоих давлений пара 2,413 бар и 6,895 бар. Найдены расход пара на турбине, расход деаэрационной установки, расход пара отбор 6,895 бар, расход пара на выходе из турбина, расход пара в конденсаторе и расход пара отбора 2,413 бар.

В общей части сделана расчет теплообменника, там нашла параметры теплообменника. Потом выбраны стандартные теплообменники зависимости от эскизной площади поверхности. В этом разделе также были выделены инструкции по безопасности.

Технико-экономический расчет сделана до и после реконструкций для давления пара 2,413 бар и 6,895 бар. Удельный расход натурального топлива на выработку тепла, бн.тэ оказался 0,069 кг. н.т/(кВт×ч) до реконструкций, и после реконструкций бн.тэ оказался 0,07 кг. н.т/(кВт×ч). Удельный расход натурального электричества на выработку тепла составил 1,188 до реконструкций и 1,137 кг. н.т/(кВт×ч) за 6,895 бар и 1,162 кг. н.т/(кВт×ч) для 2,413 после реконструкций.

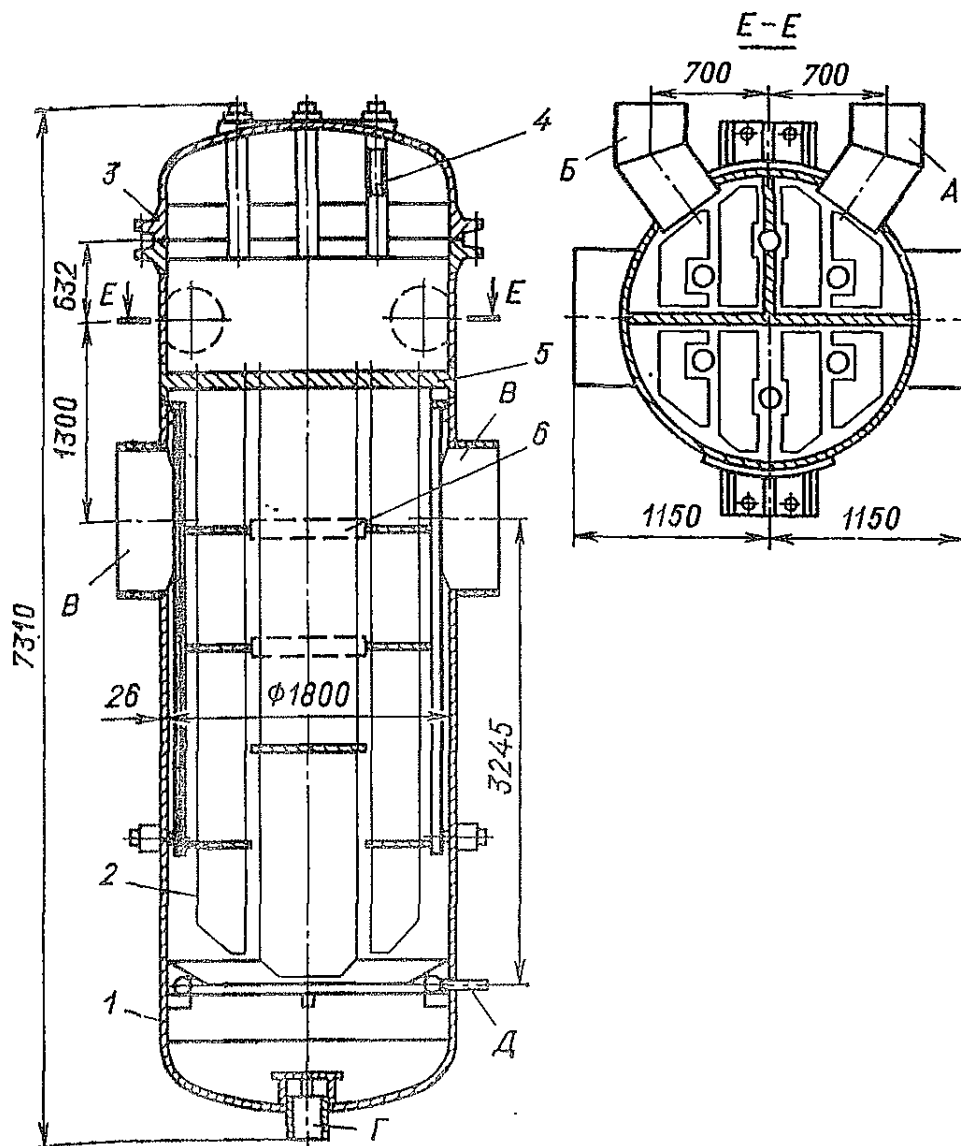
В технико-экономическом обосновании проекта представлена экономия тепловой и электрической энергии в стоимостном выражении, рассчитаны капитальные затраты на реконструкцию и снижение себестоимости тепловой энергии. Экономический эффект проекта составляет 3,31 млн руб. за 2,413 бар и 5,52 млн руб. за 6,895 бар и срок окупаемости 3-4 года.

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАНИЕ ИСТОЧНИКОВ

1. Система «Windalco PI»
2. Пар это генерация и использование / Бабкок Д. и Вилкоккс С. / Канада / г. 2015
3. ФМ котел инструкция / Бабкок Д. и Вилкоккс С. / Канада / 19 Июля 1972
4. Пакетное котельное отделение / Бабкок Д. и Вилкоккс С. / Канада / 23 Январ 1969
5. Руководство по обслуживанию / Бабкок Д. и Вилкоккс С. / Канада / г. 1992
6. Паровая турбина / Мойер Д. А. / Нью Йорк / г. 2011
7. Основы тепло-и массообмена 7-е издание / Теодор Л. Б., Адриенн С. Л., Фрэнк П. И., Дэвид П. Д. / США / г. 2011
8. Математическое и моделирование теплоэнергетических задач на ЭВМ / Бойко Е. А. / Красноярск / г. 2001

ПРИЛОЖЕНИЕ А

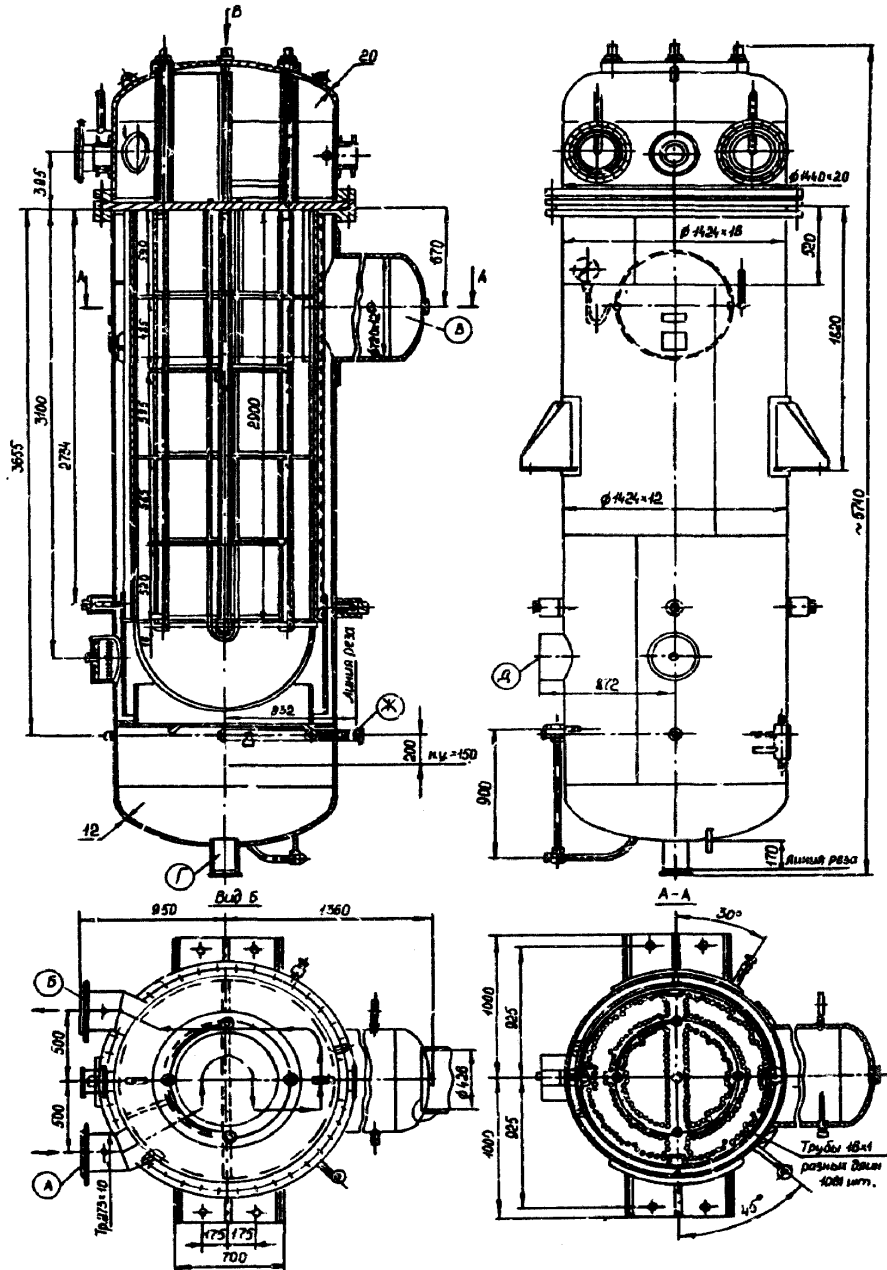
По расчетной площади для давления пара 6,895 бар, которая составила 700,721 м², выбираем стандартный теплообменник ПН-700-29-7 в раздел 3.1.



1— корпус; 2 — трубная система; 3 — крышка; 4— анкерная связь; 5— трубная доска; 6— проницаемая перегородка; А, Б — подвод и отвод основного конденсата; В- подвод пара; Г — отвод конденсата пара; Д — отвод паровоздушной смеси.

Рисунок А.1-Общий вид подогревателя ПН-700-29-7

По расчетной площади для давления пара 2,413 бар, которая составила 292,379 м², выбираем стандартный теплообменник ПН-350-16-7 в раздел 3.1.




А - вход основного конденсата; Б - выход основного конденсата; В - подвод греющего пара; Г - отвод конденсата греющего пара; Д - подвод конденсата; Е - подвод парогазовой смеси; Ж - отвод парогазовой смеси

Рисунок А.2-Общий вид подогревателя ПН-350-16-7

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

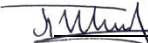
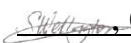


Политехнический институт
институт

Тепловые Электрические Станции
кафедра

УТВЕРЖДАЮ
Заведующий кафедрой
 Е.А. Бойко
« 03 » 07 2020 г.

БАКАЛАВРСКАЯ РАБОТА
13.03.01 «Тепловые электрические станции»

Проект реконструкции схемы энергоснабжения глиноземного завода Ewarton
комплекса Windalco ОК Русал


Руководитель	<u> 03.07.2020</u> подпись, дата	к.т.н. доцент <u>П.В. Шишмарев</u> инициалы, фамилия
Выпускник	<u> 02.07.2020</u> подпись, дата	<u>Ш.Р. Веллингтон</u> инициалы, фамилия
Технический контроль	<u> 03.07.2020</u> подпись, дата	<u>Е.А. Бойко</u> инициалы, фамилия
Нормоконтролер	<u> 03.07.2020</u> подпись, дата	<u>П.В. Шишмарев</u> инициалы, фамилия

Красноярск 2020

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

Политехнический институт
Институт

Тепловые Электрические Станции
Кафедра

УТВЕРЖДАЮ
Заведующий кафедрой
 Е.А. Бойко
« 03 » 07 2020 г.

ЗАДАНИЕ
НА ВЫПУСКНУЮ КВАЛИФИКАЦИОННУЮ РАБОТУ
в форме бакалаврской работы

Студенту Веллингтон Шерри-Энн Ракель
(фамилия, имя, отчество студента)

Группа ФЭ16-01Б Направление (специальность) 13.03.01

код

Теплоэнергетика и Теплотехника

Наименование

Тема выпускной квалификационной работы: Проект реконструкции схемы энергоснабжения глиноземного завода Ewarton комплекса Winalco ОК Русал

Утверждена приказом по университету: 746/с от 27 января 2020 года

Руководитель ВКР: П.В. Шишмарев, доцент, канд. техн. наук, кафедра «ТЭС»
(инициалы, фамилия, должность и место работы)

Исходные данные для ВКР: Турбины с мощностью 6МВт и на 10МВт,
Район размещения: Глиноземный завод Ewarton комплекса Winalco Русал.
Ewarton, St. Catherine, Jamaica, West Indies

Перечень разделов ВКР:

- обоснование актуальности и разработка вариантов реконструкции;
- расчетная часть по расход пара на турбине до и после реконструкции;
- конструкторский расчет теплообменного аппарата;
- расчет экономического эффекта реконструкции.

Перечень графического материала:

- схема: 41,369 бар паровая система
- схема: распределение основного и регенеративного конденсата
- общий план электростанций
- схема теплообменников для 2,413 бар и 6,895 бар

Руководитель ВКР


подпись

П.В. Шишмарев
инициалы, фамилия

Задание принял к исполнению


подпись

Ш.Р. Веллингтон
инициалы, фамилия

« 14 » 06 2020 г.

РЕФЕРАТ

Пояснительная записка к дипломному проекту на тему "Проект реконструкции схемы энергоснабжения глиноземного завода Ewarton комплекса Winalco ОК Русал " содержит 102 страниц, в том числе 9 рисунков, 6 таблиц, 8 источников. Графическая часть состоит из 4 листов.

В рамках бакалаврской работы (ВКР) была разработана реконструкция схемы энергоснабжения глиноземного завода Ewarton комплекса Winalco Русал.

В пояснительной записке была рассчитана конструкция, тепловая схема до и после реконструкции и рассчитаны технико-экономические показатели. По результатам расчетов был проведен сравнительный анализ для определения оптимального теплообменника, необходимого для станции. В пояснительной записке также приводится расчет экономического эффекта реконструкции. Рассмотрены вопросы охраны труда при выполнении работ.