

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ РЕСПУБЛИКИ КАЗАХСТАН
НЕКОММЕРЧЕСКОЕ АКЦИОНЕРНОЕ ОБЩЕСТВО
“АЛМАТИНСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ ЭНЕРГЕТИКИ И СВЯЗИ ИМЕНИ
ГУМАРБЕКА ДАУЖЕЕВА”

ИНСТИТУТ ТЕПЛОЭНЕРГЕТИКИ И ТЕПЛОТЕХНИКИ

Кафедра "Тепловые энергетические установки"

“ДОПУЩЕН К ЗАЩИТЕ”

Зав. кафедрой к.т.н., профессор Кибарин Андрей Анатольевич

(ученая степень, звание, ФИО)

“ “

2020 г.

(подпись)

ДИПЛОМНЫЙ ПРОЕКТ

На тему: Замена поверхностных подогревателей питательной воды
низкого давления на смесительные АТЭЦ-1

Специальность: 5В071700 Теплоэнергетика

Выполнил: Парфиров Роман Владимирович Группа ТЭЗв 18-2

Научный руководитель: к.т.н., профессор, Сериков Эрнест Акимович

(ученая степень, звание, ФИО)

Рецензент: Заместитель управляющего директора по обеспечению

ТЭЦ-1 АО “АлЭС”

Ергарин М.М.

(ученая степень, звание, ФИО)

“ “

2020 г.

(подпись)

Консультанты:

По экономической части:

ст. преподаватель, Абильдина А. Ш

(ученая степень, звание, ФИО)

“ “

2020 г.

(подпись)

По безопасности жизнедеятельности:

Бекмуратова Н. С

(ученая степень, звание, ФИО)

“ “

2020 г.

(подпись)

Нормоконтроль: Олжабаева К. С

(ученая степень, звание, ФИО)

“ “

2020 г.

(подпись)

АННОТАЦИЯ

Дипломная работа посвящена вопросу повышения тепловой экономичности электростанции и уменьшения потерь тепла в холодный источник. С термодинамической точки зрения замена поверхностных подогревателей на смесительные оправдана, так исключается недогрев питательной воды до температуры насыщения греющего пара. Это увеличивает расход греющего пара отбора и уменьшает пропуск пара через конденсатор.

Одновременно смесительные подогреватели играют роль дополнительных деаэраторов питательной воды, уменьшая содержание в воде коррозионно-активных газов. В работе показаны отличия в конструкциях подогревателей обоих типов.

АНДАТПА

Дипломдық жұмыс электр станциясының жылу үнемділігін арттыру және суық көздегі жылу шығынын азайту мәселелеріне арналған. Термодинамикалық көзқарас тұрғысынан беттік жылытқыштарды араластырғыш қыздырғыштарға ауыстыру ақталған, сондықтан қыздырғыш будың қанығу температурасына дейін қоректік судың толық қызбауы болмайды. Бұл қыздыру буындарын іріктеуді арттырады және конденсатор арқылы будың өтуін азайтады.

Сонымен қатар араластырғыш жылытқыштар суда коррозиялық-белсенді газдардың мөлшерін азайтып, қоректік судың қосымша деаэраторларының ролін атқарады. Жұмыста екі типтегі жылытқыштардың конструкцияларындағы айырмашылықтар көрсетілген.

ANNOTATION

The thesis is devoted to the issue of increasing the thermal efficiency of a power plant and reducing heat loss to a cold source. From a thermodynamic point of view, the replacement of surface heaters with mixing heaters is justified, since the heating of feed water to the saturation temperature of heating steam is excluded. This increases the consumption of the heating steam extraction and reduces the passage of steam through the condenser.

At the same time, mixing heaters play the role of additional feed water deaerators, reducing the content of corrosive gases in the water. The paper shows the differences in the designs of both types of heaters.

Содержание

Введение.....	3
1 Описание ТЭЦ-1.....	4
2 Тепловая схема паротурбинной установки ПТ -60-90/13.....	9
2.1 Вспомогательное оборудование паровой турбины ПТ -60-90/13	11
2.2 Расчет принципиальной тепловой схемы турбины ПТ -60-90/13	13
2.2.1 Расчет теплофикационной установки	13
2.2.2 Построение процесса расширения пара	15
2.2.3 Расчет нагрева питательной воды в питательном насосе	18
2.2.4 Расчет подогревателя высокого давления № 7	19
2.2.5 Расчет подогревателя высокого давления № 6.....	20
2.2.6 Расчет подогревателя высокого давления № 5.....	22
2.2.7 Расчет деаэратора.....	23
2.2.8 Тепловой расчет подогревателей низкого давления	25
2.2.9 Материальный баланс пара и конденсата.....	30
2.2.10 Энергетический баланс и расход пара на турбоагрегат	31
2.2.11 Конструкторский расчет подогревателей низкого давления	35
2.2.12 Гидравлический расчет поверхностного подогревателя низкого давления.....	39
2.2.13 Прочностной расчет подогревателя низкого давления поверхностного типа	39
3 Регенеративные подогреватели турбин.....	43
4 Расчет принципиальной тепловой схемы турбины со смешивающими подогревателями.....	45
4.1 Расчет подогревателей низкого давления	46
4.2 Материальный баланс пара и конденсата	50
4.3 Энергетический баланс и расход пара на турбоагрегат	51
4.4 Тепловой и гидравлический расчет подогревателя смешивающего типа	54
5 Экономическая часть	67
5.1 Расчет срока окупаемости	68
5.2 Определение ежегодных эксплуатационных издержек	69
5.3 Расчёт себестоимости единицы электроэнергии	73
6 Охрана труда	74
Заключение	78
Список использованной литературы	79

ДП.5В071700.ДО.ПЗ				
Изм.	Лист	№ документа	Подпись	Дата
Разработчик		Парфирьев Р.В.		
Руководитель		Сериков Э.А.		
Рецензент		Ергарин М.М.		
Зав. кафедрой		Кибарин А.А.		
Норм. контроль		Олжабаева К.С.		
Содержание			Лит.	Лист
			2	80
АУЭС ИТиТ ТЭЗВ-18-2				

Введение

Принципиальная тепловая схема электростанции определяет основное содержание технологического процесса преобразования тепловой энергии на электростанции. Схема включает основное и вспомогательное оборудование, участвующее в осуществлении этого процесса и входящего в состав пароводяного тракта электростанции. Основная цель расчета электростанции заключается в определении технических характеристик теплового оборудования, обеспечивающих заданный график тепловой и электрической нагрузки и требуемый уровень энергетических и технико-экономических показателей электростанции.

Целью данной работы является расчет действующей тепловой схемы и расчет эффекта от замены поверхностных регенеративных подогревателей низкого давления на регенеративные подогреватели низкого давления смешивающего типа.

Задачи работы:

1. Расчет тепловой схемы энергоблока с турбиной ПТ-60-90/13.
2. Расчет гидравлический, тепловой и прочностной подогревателя низкого давления турбоустановки, с целью определения его основных показателей и характеристик работы, отвечающих современным требованиям при проектировании сооружений и эксплуатации основного и вспомогательного оборудования тепловых электрических станций.
3. Расчет подогревателя низкого давления смешивающего типа для замены им подогревателя низкого давления поверхностного типа с целью увеличения коэффициента полезного действия турбоагрегата на выработку электрической энергии $\eta^3_{ту}$ и уменьшения расхода топлива на станцию.

1 Описание ТЭЦ-1

ТЭЦ-1 АО «АлЭС» является производственным департаментом АО «Алматинские электрические станции», занимающимся производством электрической и тепловой энергии.

Алматинская ТЭЦ-1 в настоящее время является основным источником теплоснабжения населения и предприятий города, а также выдает электроэнергию в энергосистему.

ТЭЦ-1 АО «АлЭС» осуществляет производство электроэнергии и тепла, в настоящее время является одним из основных источников теплоснабжения г. Алматы, а также является одним из основных источников производства электроэнергии Алматинского энергоузла и выдает электроэнергию в энергосистему.

Проектирование и строительство Алма-атинской ЦЭС (ныне АлЭС ТЭЦ-1) началось в 1931 году. А 25 октября 1935 года первый агрегат был поставлен под промышленную нагрузку.

К 1940 году было установлено три котла и три турбины. Общая мощность 10,5 МВт. До 1946 года введены в строй еще две турбины и один котел. На этом закончилась первая очередь строительства электростанции.

В 1953-54 гг. установлены и пущены в работу два котла и турбина ст. № 6 мощностью 6,3 МВт.

Третья очередь и четвертая очередь расширения решают вопрос выработки электроэнергии на тепловом потреблении.

В 1957 года установлен котел среднего давления и теплофикационная турбина АТ-12, мощность 12 МВт.

В 1960-61 годах установлены и включены в работу два котла высокого давления БКЗ-160-100 и турбина с отпуском пара промышленным потребителям и на подогреватели воды Р-25-90/18. В 1960 году Алма-атинская ЦЭС переименована в Алма-атинскую ТЭЦ.

Впервые тепло от Алма-атинской ТЭЦ отпущено в 4 квартале 1961 года.

Использование теплофикации резко уменьшило затраты топлива на производство электроэнергии. В 1963 году расход топлива на отпуск электроэнергии сократился, по сравнению с 1961 годом на 150 г/кВт*ч, а по сравнению с 1936 годом почти в 10 раз.

Монтаж в 1966-67 гг. двух водогрейных котлов окончил четвертую очередь расширения Алма-атинской ТЭЦ.

Пятая очередь расширения станции спроектирована с учетом генерального плана развития г. Алма-Аты.

На ТЭЦ с 1969 по 1972 гг. установлены две турбины с отборами пара для подогрева воды и отпуска его промышленным потребителям. Установлены четыре котла БКЗ-160-100 и два водогрейных котла по 100 Гкал. В 1976-79 гг. введены в работу еще три водогрейных котла.

В конце 2008 года выведено из работы и демонтировано устаревшее малоэффективное оборудование.

Действуют три паровые турбины – одна Р-25 и две ПТ-60 суммарной мощностью 145 МВт, шесть паровых котлов высокого давления БКЗ-160 и семь водогрейных котлов по 100 Гкал.

Комплекс ТЭЦ-1 состоит из следующих основных функциональных систем:

- главного корпуса с энергетическими котлами и паровыми турбинами;
- водогрейной котельной для догрева сетевой воды;
- системы топливоснабжения твердым, жидким и газообразным топливом;
- химводоочистки;
- комплекса насосных станций, тепломагистралей, аккумуляторных баков;
- системы золоулавливания и золошлакоудаления;
- системы трансформирования и выдачи электроэнергии.

За последние годы электростанция вырабатывает порядка 350 млн. кВт*ч электроэнергии и отпускает 2 млн. Гкал тепла.

Установленная электрическая мощность ТЭЦ-1 - 145,0 МВт, Располагаемая электрическая мощность в среднем по расчетам составляет: зимой и весной: январь-100,0 МВт, февраль-102 МВт, март-80,0 МВт, апрель-40,0 МВт, летом-0 МВт; осенью и зимой: октябрь-28 МВт, ноябрь-64,0 МВт, декабрь-103,0 МВт. Среднегодовая величина – 43,1 МВт.

Установленная тепловая мощность станции в среднем составляет - 1203 Гкал/ч., в том числе турбинных установок - 503 Гкал/ч, пиковая водогрейная котельная - 700 Гкал/ч. Расчетная располагаемая тепловая мощность ТЭЦ-1 составила, при сжигании газа - 1090 Гкал/ч. в том числе мощность турбинных установок - 460 Гкал/ч, ПВК - 630 Гкал/ч.

Ограничение тепловой мощности станции вызваны недостатком паровой мощности котлов, недозагруженностью турбин работающих на полном тепловом потреблении в режиме ухудшенного вакуума. На данный момент на ТЭЦ-1 действуют три паровые турбины – одна Р-25 90/18 и две ПТ-60 90/13 суммарной мощностью 145 МВт, шесть паровых котлов высокого давления БКЗ-160 и семь водогрейных котлов по 100 Гкал.

Величина и причины ограничений установленной электрической мощности ТЭЦ-1 за 2019год представлены в таблице №1.1.

Таблица № 1.1 – Ограничения установленной электрической мощности

ТЭЦ-1	Ограничения		
	Зима (дек., янв., фев.), МВт	Лето, МВт	Среднегодовая, МВт
1. Суммарное ограничение, код 100, в том числе	(50+50+51)/3=50,3	145	76,0 (145-69)
1.1 Дефицит котельной мощности, код 370	11	0	7,8
1.2 Недостаточное потребление тепла от турбоагрегатов, работающих в режиме ухудшенного вакуума, код 222	(39+39+40)/3=39,3	145	68,2

ТЭЦ-1 использует два вида топлива: природный газ и мазут. В энергетических котлах сжигается газ, на водогрейных котлах мазут- газ.

Поставка мазута производится по железной дороге в цистернах. Эстакада мазутослива – три пути по 6 цистерн. Прием топлива по количеству производится путем замера уровня в цистернах метрштоком и отбором пробы мазута для определения фактической плотности и содержания влаги. По калибровочной таблице определяют объем. После получения данных о плотности и содержания влаги вычисляют вес полученного «сухого» мазута. После слива мазут поступает в приемную емкость 200м³. Из нее мазут перекачивается в баки-хранилища мазута 2 бака по 10000м³ с температурой 50-60 °С. Подача мазута на котлы осуществляется из расходных баков 2 бака по 2 000 м³. В них поддерживается температура 80-90 °С.

Подача мазута на котлы осуществляется из расходных баков мазутными насосами 5Н-5*4, 4 шт; Q =98 м³/час; Н = 320 м.в.ст.. Зимой работает два насоса, т.к. мазут подается на водогрейные котлы (90%) и частично (10%) на энергетические котлы. Летом работает один мазутный насос 100% на паровые котлы - для поддержания в резерве системы автоматического включения мазутных форсунок.

Природный газ поступает на ГРП АлЭС ТЭЦ-1 по двум газопроводам среднего давления. Затем давление понижается до рабочего 0,6-0,8 кгс/см². Газ с этими параметрами подается газовым горелка паровых и водогрейных котлов.

На газораспределительном пункте (ГРП) ТЭЦ-1 установлены четыре независимых, параллельно работающих измерительных комплекса «Ирвис-4».

ТЭЦ-1 расположена в центре города, экологическая обстановка Алматы характеризуется превышением ПДК загрязняющих веществ в 2-3 раза, а в период НМУ (неблагоприятные метеорологические условия) в 5-7 раз в районе ТЭЦ-1. В последние годы ТЭЦ-1 в летний период не работает.

Котел БКЗ-160-100Ф имеет не газоплотную обмуровку, топка работает под разрежением, создаваемым двумя дымососами для создания тяги и удаления дымовых газов.

При сгорании топлива выделяемая энергия, которая передается радиацией экранам топки и конвекцией на пароперегревателе, ВЗП, ВЭК. Далее уходящие газы через ЗЗУ и по дымоходам выбрасываются в дымовые трубы. Зола сгоревшего топлива улавливается эмульгатором – КПД 99,2% и частично удаляется со шлаками на шлаковых комодах топки. Система золошлакоудаления ТЭЦ гидравлическая, обратная с совместным удалением золы и шлака. В состав сооружений существующей системы внешнего гидрозолоудаления входят:

- золошлакоотвал;
- насосная станция осветленной воды;
- золошлакопроводы;
- трубопровод осветленной воды.

Площадь зеркала золоотвала - 20 га. В качестве противотрифильтрационного мероприятия на золоотвале выполнено экранирование пленки нетканых материалов.

Золошлакопроводы - 2 нитки из стальных труб диаметром 400 мм, одна рабочая, одна резервная. Протяженность трассы от багерной насосной до золоотвала - ~10,0 км. Прокладка - надземная, на эстакадах и на лежнях.

Насосная станция осветленной воды производительностью 800 м³/ч служит для возврата отстоявшейся в золоотвале осветленной воды для повторного использования в цикле станции. В насосной установлено 3 насоса. Трубопровод осветленной воды выполнен из стальных труб диаметром 500 мм, в одну нитку и проложен на глубине 2-2,5м. Протяженность трассы~7 км.

ТЭЦ-1 работает полностью по тепловому графику. Тепловая схема ТЭЦ выполнена по секционному принципу с поперечными связями по пару и воде. Восполнение потерь в цикле ТЭЦ обеспечивается химически обессоленной водой. В качестве исходной воды для подпитки котлов и теплосети используется вода питьевого качества. Отпуск тепла от ТЭЦ осуществляется в горячей воде для зоны теплофикации города Алматы.

ТЭЦ-1 работает в полупиковом режиме. Получение существующих избытков тепловой мощности ТЭЦ-2 осуществляется по соединительной тепломагистрали ТЭЦ-2 - ТЭЦ-1. Кроме этого, необходимую тепловую нагрузку ТЭЦ-1 вырабатывает котлами БКЗ -160-100 и ПТВМ-100. Система горячего водоснабжения открытая. Температурный график отпуска тепла - специальный с максимальной температурой сетевой воды зимой – до 135 °С. В межотопительный сезон ТЭЦ-1 останавливается в резерв.

Основными элементами тепловой схемы ТЭЦ-1 являются паровой котел БКЗ-160-100 и паровые турбины 2хПТ-60-90/13 и Р-25-90/18.

Тепловая энергия сгоревшего топлива передаётся питательной воде заполняющей контура экранов топки. Образовавшаяся пароводяная смесь по коллекторам собирается в барабане котла, сепарируется на внутрибарабанных циклонах и направляется в пароперегреватель. Где параметры пара доводятся до номинальных $R_{п/п}=100$ кгс/см² $t=540$ °С, при расходе не более 160 т/ч.

В качестве добавочной воды, для подпитки котлов высокого давления типа БКЗ-160-100 используется вода, полученная по комбинированной схеме двухступенчатого химического обессоливания с применением установок обратного осмоса.

Перегретый пар по паропроводам высокого давления подается на турбину. Кинетическая энергия перегретого пара передается лопаткам ступеней давления, далее преобразуемая в момент вращения ротора турбины. Момент вращения ротора турбины соединенного с ротором генератора преобразуется в электрическую энергию переменного тока напряжением 6300 В, частотой 50 Гц.

Теплофикационная установка состоит из основных сетевых подогревателей, установленных в машинном зале главного корпуса и получающих пар от отборов турбин и от редукционно-охладительной установки (РОУ); нескольких групп сетевых насосов, расположенных в машзале; повысительных сетевых насосов, установленных в отдельном здании; пиковых водогрейных котлов; системы теплофикационных трубопроводов на площадке ТЭЦ и в производственных зданиях. Кроме того, имеется установка

по подпитке теплосети, состоящая из аккумуляторных баков - 2х5000 м³, вакуумных деаэраторов, установленных на площадке ТЭЦ на металлоконструкциях без укрытия, и подпиточной насосной, расположенной в отдельном здании. На территории имеются коллекторные сетевых трубопроводов.

Подогрев сетевой воды производится последовательно и при необходимости параллельно в основных, пиковых подогревателях и водогрейных котлах. Схема подачи сетевой воды двухступенчатая. Сетевые насосы второго подъема установлены перед водогрейными котлами.

Покрытие теплофикационной нагрузки в базовой части температурного графика осуществляется тремя сетевыми подогревателями ПСВ-500-3-23, одним сетевым подогревателем ПСВ-315-3-23 паровых турбоагрегатов ПТ-60-90/13 и двумя сетевыми подогревателями ПСВ-315-3-23 турбины Р-25-90/18.

Покрытие пиковой теплофикационной нагрузки предусматривается тремя вертикальными сетевыми подогревателями ПСВ-315-14-23, одним сетевым подогревателем ПСВ-500-14-23 и семью водогрейными котлами ПТВМ-100.

Вода подаётся к сетевым подогревателям турбин. Нагретая в них вода поступает на всас насосов второго подъема – пять насосов СЭ 5000-160, производительностью 5000 м³/ч и напором 160 м.в.ст., подающих воду в водогрейную котельную.

Для возможности регулирования температуры сетевой воды схемой предусматривается подача обратной сетевой воды перехватывающими насосами в трубопроводы прямой сетевой воды перед насосами второго подъема.

Подпиточная вода с ХВО, подогретая в группе смешивающих вакуумных деаэраторов: один деаэратор ДВ-1200, три деаэратора ДВ-800, три деаэратора ДВ-400, подпиточными насосами подается в коллектор обратной сетевой воды, на всас сетевых насосов первой ступени.

Система технического водоснабжения ТЭЦ-1 - оборотная. В качестве охладителя используются водоводяной теплообменник, смонтированный из конденсатора турбины ст.№7. Охлаждающей водой служит вода, подаваемая на насосы газового охлаждения. Возврат охлажденной воды производится с помощью циркуляционных насосов.

2 Тепловая схема паротурбинной установки ПТ-60-90/13

Паровая турбина типа ПТ-60-90/13 конденсационная с двумя регулируемыми отборами пара, двухцилиндровая, одновальная. Номинальная мощность –60000 кВт. Турбина может быть перегружена при включенных регулируемых отборах и регенерации до 75000 кВт, за счет увеличенного расхода пара и рекомбинации величины отборов. Режимы, соответствующие этой нагрузке, определяются диаграммой режимов, исходя из максимального пропуска пара в конденсаторе 170 т/час. При работе без регулируемых отборов (конденсационный режим) турбина может быть загружена до 60000 кВт. Основные заводские данные турбоагрегата представлены в таблице №2.1

Таблица №2.1 – Заводские данные турбоагрегата

$N_T^{\text{Ном}}$, МВт	$N_T^{\text{макс}}$, МВт	$D_0^{\text{макс}}$, т/ч	P_0 , кгс/см	t_0 , °С	t_1 , °С	W , м ³ /ч	Поверхность конденсатора F , м ²
60	75	402	90	535	20	8000	3000
Показатели				Нагрузка, МВт			
				60	50	50	50
Количество отбираемого пара			13 кгс/см	165	140	0	230
			1,2 кгс/см	115	100	160	0
Расход свежего пара , т/ч				390,6	324	244	358,5
Температура питательной воды , °С				232	223	214	228
Удельный расход пара , кг/(кВт·ч)				6,51	6,48	4,88	7,17
Отклонение удельного расхода пара от гарантийного , %				-1,54	-0,46	-1,64	-0,98
				← -1,16 →			

Заводом разрешен отбор пара более 230 т/час при условии не превышения давления в камере перегрузочного клапана более 70 ата. Работа турбины с давлением в камере регулируемого отбора 10-15 ата допускается с расходом пара не более 230 т/час.

Заводом изготовителем разрешается дополнительный отбор пара из камеры 1 нерегулируемого отбора на обдувку поверхностей нагрева паровых котлов не более 20 т/час.

Турбина представляет собой одновальный двухцилиндровый агрегат. Цилиндр высокого давления (ЦВД) имеет одновенечную регулируемую ступень и 14 ступеней давления. Цилиндр низкого давления состоит из 2-х частей: часть среднего давления (ЧСД), часть низкого давления (ЧНД). ЧСД имеет регулируемую ступень и 8 ступеней давления; ЧНД одну регулируемую ступень и 3 ступени давления. Ротор высокого давления цельнокованый, а ротор низкого давления состоит из 9 цельнокованных дисков и 4-х насадных. Критическое число ротора высокого давления 1720 об/мин, а ротора низкого давления 1950 об/мин. Роторы турбины соединены между собой пружинной муфтой, а с ротором генератора жесткой муфтой. Каждый из

роторов опирается на два опорных подшипника, выполненных самоустанавливающимися. Некоторые из них - сегментные. Упорный подшипник сегментного типа с одним упорным гребнем располагается между цилиндрами высокого и среднего давления

В крышках корпусов подшипников имеются масляные бачки, емкость которых рассчитана на обеспечение маслом подшипников при остановке турбоагрегата с отключенными масляными насосами. В турбине предусмотрено валоповоротное устройство, находящееся между двумя ЦНД.

Турбина имеет сопловое регулирование с 4-мя регулирующими клапанами, расположенными в правой коробке передней части ЦВД и 5-го перегрузочного клапана, который перепускает пар из камеры регулирующей ступени в камеру за 3-ей ступенью ЦВД. Регулирование промышленного отбора осуществляется 4-мя регулирующими клапанами, расположенными в передней части ЦНД. Регулирование теплофикационного отбора осуществляется поворотной диафрагмой. Свежий пар из коллектора острого пара подается к стопорному клапану, откуда по перепускным трубам поступает к регулирующим клапанам ЦВД турбины. Из ЦВД часть пара направляется в ПВЖ и часть в производственный отбор. Из ЦВД пар направляется в ЦНД, где организованы регулируемые отборы и отборы в ПНД, а также отпуск пара на коллектор греющего пара ДСА (деаэратор смешивающий атмосферного давления).

Принципиальная расчетная схема турбины ПТ-60-90/13 представлена на рисунке 2.1

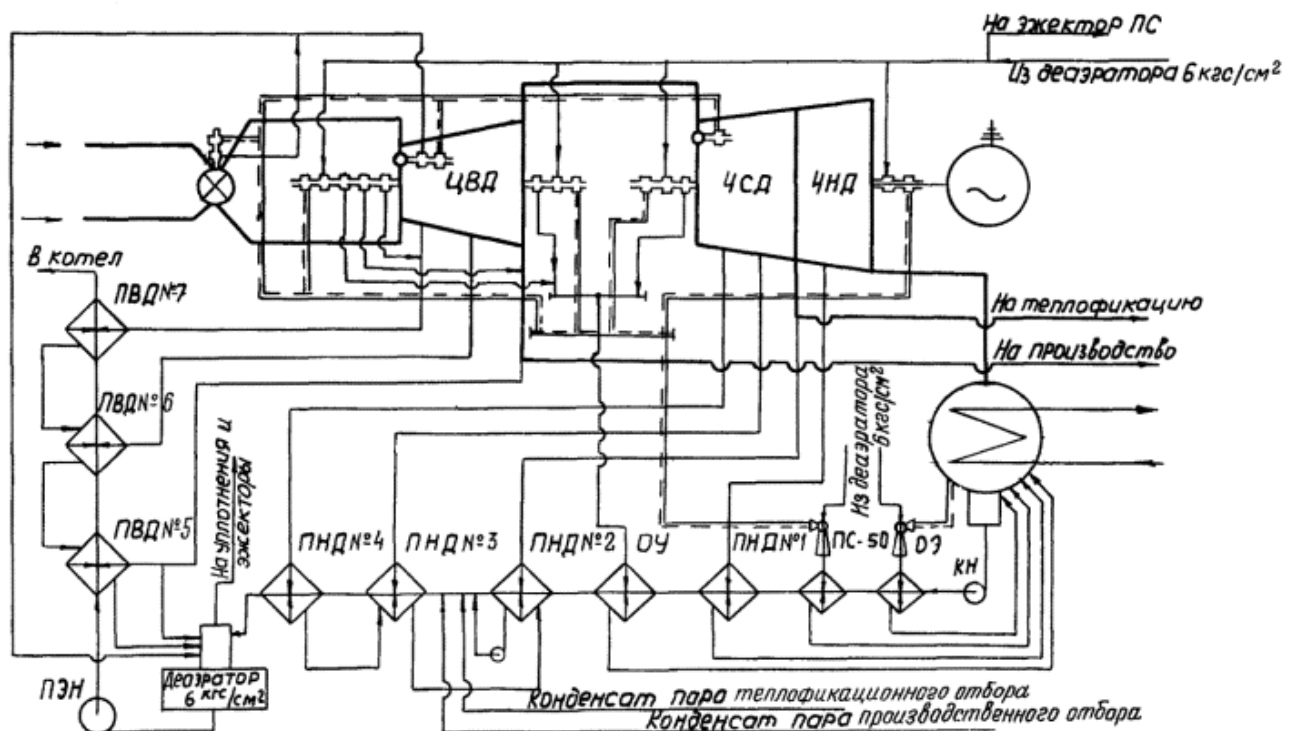


Рисунок 2.1 – Принципиальная расчетная схема турбины ПТ-60-90/13

Подогрев питательной воды осуществляется в 4-х подогревателях низкого давления (ПНД) и 3-х подогревателях высокого давления (ПВД) и в

деаэраторе повышенного давления паром из отборов турбины. Максимальная температура питательной воды составляет 234⁰С.

Регулятор скорости снабжен механизмом управления служащим для подрегулирования и используется: для открытия стопорного клапана, изменяя число оборотов, при холостом ходе турбины во время синхронизации генератора: для поддержания заданной нагрузки или частоты. Механизм управления может, приводится вручную или дистанционно со щита управления.

Турбина снабжена электромагнитными выключателями, при срабатывании, которого закрывается стопорный клапан и регулирующие клапаны турбины.

2.1 Вспомогательное оборудование паровой турбины ПТ-60-90/13

Для пуска и останова турбины имеются 3 маслонасоса из которых: один пусковой высокого давления, обеспечивающий систему регулирования и систему смазки маслом при пуске турбины, второй маслонасос низкого давления обеспечивает давлением систему смазки до включения пускового и при останове турбины приводом, которого служит эл.двигатель переменного тока с числом оборотов N-1450 об/мин, третий насос низкого давления приводится от эл.двигателя постоянного тока. Резервные маслонасосы низкого давления включаются в работу от реле падения давления в системе смазки, которое автоматически включает эл.двигатель на переменном токе при понижении давления в системе смазки после маслоохладителей до 0,6 кг/см² (с подачей сигнала), а также эл.двигатель постоянного тока при понижении давления в системе смазки за маслоохладителями до 0,5 кг/см². Емкость масляной системы 16 м³ и конструкция маслобака позволяет производить быструю и безопасную чистку фильтров. Указатель уровня масла в баке (520 мм от крышки бака). Максимальный уровень масла в баке по шкале 370м (140мм от крышки бака).

Конденсатор двухходовый, с поверхностью охлаждения 3000 м², имеет подвод и отвод охлаждающей воды из каждой половины конденсатора отдельно, что позволяет производить чистку каждой половины на ходу. Снижение нагрузки при чистке конденсатора определяется температурой выхлопной части цилиндра, которая не должна превышать 65⁰С.

Турбина укомплектована двумя основными (рабочий и резервный) трехступенчатыми эжекторами с арматурой и приборами, и одним пусковым эжектором, который служит для быстрого поднятия вакуума в конденсаторе до 600 мм. рт. ст. при пусках турбины.

Эжектора обеспечивают нормальный вакуум на всем диапазоне нагрузок турбины и при пусках. Расход пара на основном эжекторе составляет 700 кг/час, на пусковом 1100 кг/час. Рабочим паром эжекторов служит пар 6 ата из уравнительной линии деаэраторов высокого давления.

Слив конденсата рабочего пара основных эжекторов по ступеням выполнен каскадно отводом из первой ступени в конденсатор. Для отвода основного конденсата в количестве 170 т/час из конденсатора имеется два центробежных насоса типа 8 КДС 6х3 производительностью 140 м³/час каждый.

Конденсатные насосы откачивают конденсат из конденсатора в деаэратор через холодильники эжекторов и подогреватели низкого давления.

Параметры регенеративных отборов представлены в таблице №2.2

Таблица №2.2 – Параметры регенеративных отборов

Подогреватель	Параметры в камерах отборов		Кол-во отбираемого пара т/ч
	Давление, бар	температура °С	
ПВД-7	38,0	425	22
ПВД-6	22,0	357	18
ПВД-5	13,0	294	16
Деаэратор	13,0	294	11
ПНД-4	6,5	234	-
ПНД-3	3,7	185	21
ПНД-2	1,2	104	2
ПНД-1	0,07	-	-

В регенеративную систему входят также охладители эжекторов, сальниковый подогреватель и охладитель уплотнения. Конденсат после конденсатных насосов направляется через охладители эжекторов на сальниковый подогреватель, затем ПНД-1, охладитель уплотнения, ПНД-2, ПНД-3, ПНД-4 и деаэратор.

ПНД-1 расположен в паровой части конденсатора и обогревается паром из 7-го отбора. Поверхность нагрева ПНД-1 S=110 м². По воде ПНД имеет 4 хода. По конструкции ПНД-2, ПНД-3, ПНД-4 одинаковы между собой. Каждый имеет регуляторы уровня отвода конденсата из них. Слив конденсата из ПНД – 4,3,2 каскадный, а из ПНД-1 через сифон в конденсатор. Из ПНД-2 конденсат откачивается в конденсатор самотеком через регулятор уровня.

Три поверхностных подогревателя ПВД № 5,6,7 рассчитаны на последовательный подогрев питательной воды после деаэраторов до температуры 234⁰С. Водяная сторона рассчитана на полное давление питательных насосов, но не свыше 180 кгс/см². Трубная система ПВД состоит из стальных трубок.

ПВД снабжены: охладителем конденсата греющего пара, расположенным внутри подогревателя и регулирующим клапаном с электронным регулятором уровня. Отвод конденсата греющего пара из подогревателей каскадный, т.е. из ПВД-7 в ПВД-6, из ПВД-6 в ПВД-5 и в деаэратор.

2.2 Расчет принципиальной тепловой схемы турбины ПТ-60-90/13

Расчеты в данном разделе производятся по формулам взятым из следующих источников: Справочник по теплообменникам. Том 1. – М.: Энергоатомиздат, 1987; Щегляев А.В. Паровые турбины. – М.: Энергия, 1976; Кэйс В.М. Компактные теплообменники. – М.: Энергия, 1967.

2.2.1 Расчет теплофикационной установки

Покрытие теплофикационной нагрузки в базовой части температурного графика осуществляется тремя сетевыми подогревателями ПСВ-500-3-23, одним сетевым подогревателем ПСВ-315-3-23 паровых турбоагрегатов ПТ-60-90/13 и двумя сетевыми подогревателями ПСВ-315-3-23 турбины Р-25-90/18.

Покрытие пиковой теплофикационной нагрузки предусматривается тремя вертикальными сетевыми подогревателями ПСВ-315-14-23, одним сетевым подогревателем ПСВ-500-14-23 и семью водогрейными котлами ПТВМ-100.

Вода подаётся к сетевым подогревателям турбин. Нагретая в них вода поступает на всас насосов второго подъема – пять насосов СЭ 5000-160, производительностью 5000 м³/ч и напором 160 м.в.ст., подающих воду в водогрейную котельную.

Для возможности регулирования температуры сетевой воды схемой предусматривается подача обратной сетевой воды перехватывающими насосами в трубопроводы прямой сетевой воды перед насосами второго подъема.

От теплового потребителя обратная сетевая вода возвращается с температурой 50°C и расходится на сетевые подогреватели турбоагрегатов. В расчете принимаем, что водогрейные котлы ПТВМ-100 не работают. Схема подогрева сетевой воды представлена на рисунке 2.2.

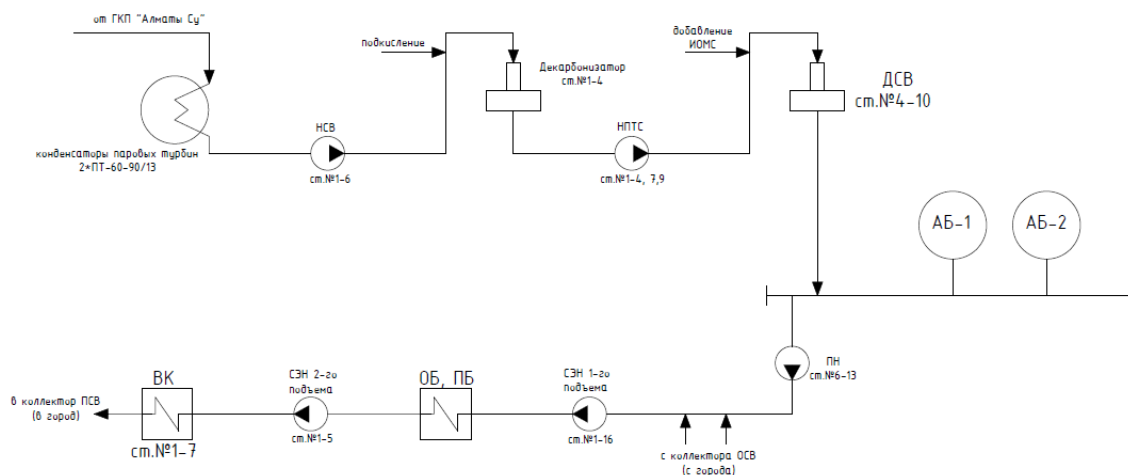


Рисунок 2.2 – Схема подогрева сетевой воды

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

$$G_{CB} = \frac{Q_{от}^{турб}}{C_B \cdot \Delta t} \quad (2.1)$$

где C_B – теплоемкость воды, кДж/кг·град;

$$G_{CB} = \frac{123\,133}{4,186 \cdot (72 - 50)} = 1337,1$$

Энтальпию обратной сетевой воды, кДж/кг, определяем по формуле

$$t'_{oc} = t_{oc} \cdot C_B \quad (2.2)$$

$$t'_{oc} = 72 \cdot 4,186 = 301,4$$

Энтальпию сетевой воды после сетевого подогревателя t'_{cn-2} кДж/кг, определяем по формуле

$$t'_{cn-2} = t'_{oc} + \frac{Q_{отб}^{турб}}{G_{CB}} \quad (2.3)$$

$$t'_{cn-2} = 301,4 + \frac{123\,133}{1337,1} = 393,5$$

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

$$t_{cn-2} = \frac{t'_{cn-2}}{C_B} \quad (2.4)$$

$$t_{cn-2} = \frac{393,5}{4,186} = 94$$

Принимая недогрев сетевой воды в сетевом подогревателе $\vartheta = 6^\circ\text{C}$, температура насыщения конденсирующего пара сетевого подогревателя t_d^{cn-2} составляет 100°C . Давление пара в корпусе сетевого подогревателя P'_{cn-2} составляет 1,63 бар.

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

Температуру сетевой воды после пикового сетевого подогревателя t_{cn-1} $^\circ\text{C}$, определяем по формуле

$$t_{cn-1} = t_{oc} + \frac{t_{cn-2} - t_{oc}}{2} \quad (2.5)$$

$$t_{cn-1} = 50 + \frac{72 - 50}{2} = 61$$

Принимая недогрев сетевой воды в нижнем сетевом подогревателе $\vartheta = 6^\circ\text{C}$, температура насыщения конденсирующего пара нижнего сетевого подогревателя $t_{\text{д}}^{cn-1}$ составляет 67°C , Давление пара в корпусе нижнего сетевого подогревателя P'_{cn-1} составляет 0,815 бар.

Энтальпию сетевой воды после сетевого подогревателя t'_{cn-1} , кДж/кг, определяем по формуле

$$t'_{cn-1} = t_{cn-1} \cdot C_{\text{в}} \quad (2.6)$$

$$t'_{cn-1} = 61 \cdot 4,186 = 255,3$$

Давление пара в отборе турбины $P_{cn-1}^{\text{отб}}$ с учетом потери давления в трубопроводе 5% составляет 0,858 бар.

2.2.2 Построение процесса расширения пара

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

$$P'_0 = P_0 \cdot \eta_{\text{др}}^{\text{ЦВД}} \quad (2.7)$$

$$P'_0 = 9 \cdot 0,96 = 8,64$$

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

$$i_B = i_{A'} - (i_{A'} - i_{B_0}) \cdot \eta_{oi}^{\text{ЦВД}} \quad (2.8)$$

где $i_{B_0} = 2961$ кДж/кг – энтальпия пара в конце теоретического процесса расширения;

$i_{A'} = 3495$ кДж/кг – энтальпия острого пара;

$$i_B = 3495 - (3495 - 2961) \cdot 0,86 = 3036$$

С учетом дросселирования пара в ЦВД, давление в точке В P'_3 , Мпа, определяем по формуле

$$P'_3 = P_3 \cdot \eta_{др}^{ЦНД} \quad (2.9)$$

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

$$P'_3 = 1,3 \cdot 0,95 = 1,24$$

Энтальпию в точке С i_c кДж/кг, определяем по формуле

$$i_B = i_{B'} - (i_{B'} - i_{Co}) \cdot \eta_{oi}^{ЦНД} \quad (2.10)$$

где $i_{Co} = 2225$ кДж/кг – теоретическая энтальпия пара за ЦНД при давлении в конденсаторе P_k ;

$i_{B'} = 3036$ кДж/кг – энтальпия пара перед ЦНД;

$$i_B = 3036 - (3036 - 2225) \cdot 0,95 = 2265,6$$

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

Значения давлений и энтальпий в отборах турбины представлены на рисунке 2.3

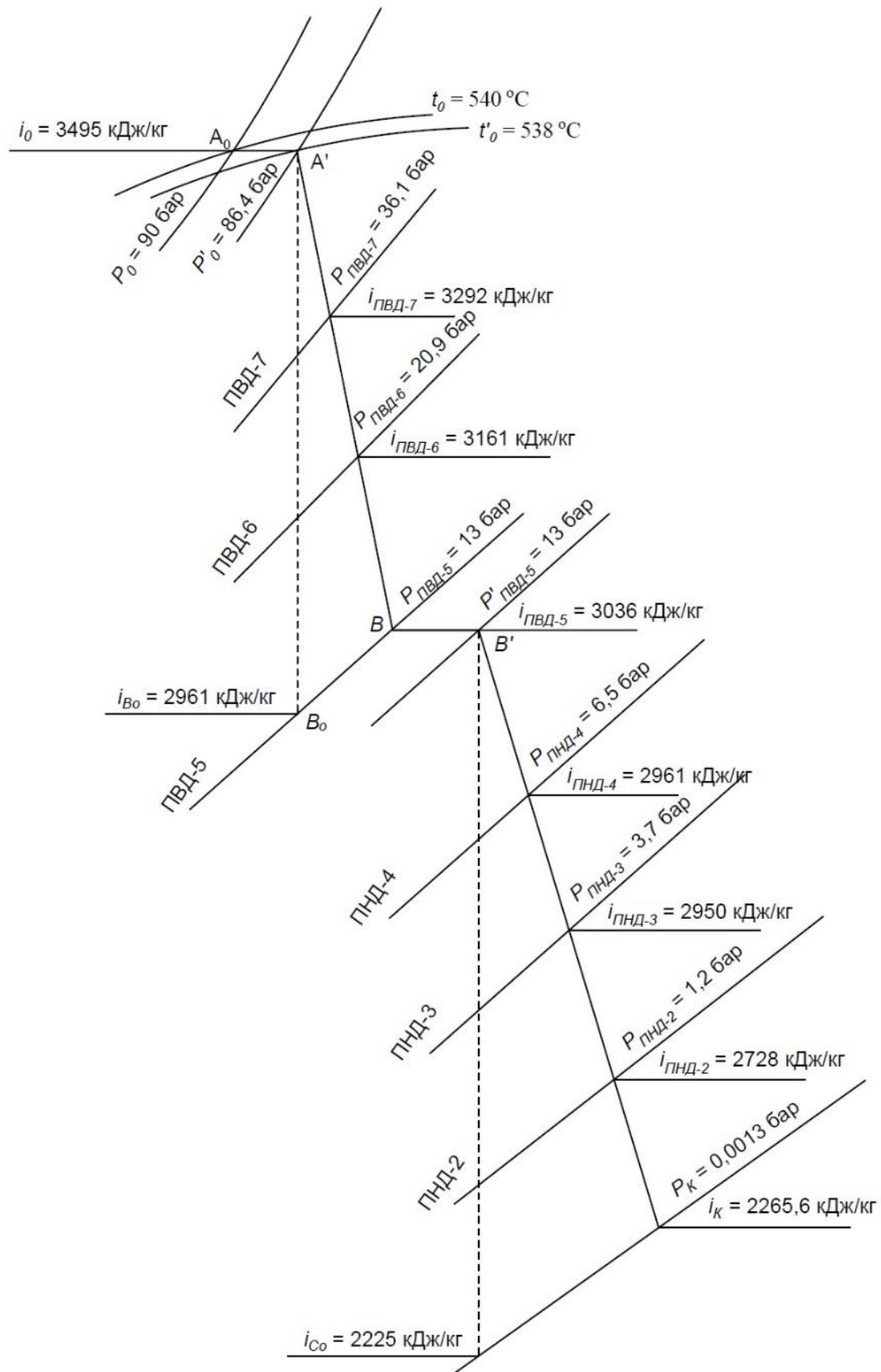


Рисунок 2.3 – Значения давлений и энтальпий в отборах турбины

2.2.3 Расчет нагрева питательной воды в питательном насосе

Для расчета подогревателей высокого давления необходимо определить нагрев питательной воды в питательном насосе. Полагая механический коэффициент полезного действия насоса $\eta_{\text{мн}} = 0,975$, определим его внутренний КПД:

$$\eta_{\text{нi}} = \eta_{\text{н}} / \eta_{\text{мн}} \quad (2.11)$$

где $\eta_{\text{н}} = 0,7869$ – КПД насоса,

$$\eta_{\text{нi}} = \frac{0,7869}{0,975} = 0,81$$

Повышение энтальпии воды в насосе определяется по формуле:

$$\Delta h_{\text{нi}} = \frac{V_{\text{ср}} \cdot \Delta P_{\text{пн}} \cdot 10^{-3}}{\eta_{\text{нi}}} \quad (2.12)$$

где $V_{\text{ср}} = 0,00112 \text{ м}^3/\text{кг}$ – средний удельный объем воды в насосе,

Давление питательной воды на нагнетании питательного насоса находим по формуле:

$$P_{\text{пн}} = (P_{\text{п}} + P_{\text{пг}} + P_{\text{нив}} + \Delta P_{\text{с}} - P_{\text{д}}) \cdot \varphi \quad (2.13)$$

$$P_{\text{пн}} = (9 + 2 + 0,266 + 0,588 - 0,7) \cdot 1,05 = 11,7$$

где $P_{\text{п}} = 9 \text{ МПа}$ – давление свежего пара,
 $P_{\text{пг}} = 2 \text{ МПа}$ – потеря давления в парогенераторе,
 $\Delta P_{\text{с}} = 0,588 \text{ МПа}$ – потери давления на гидравлическое сопротивление трубопроводов и теплообменников,
 $P_{\text{д}} = 0,7 \text{ МПа}$ – давление в деаэраторе,
 $\varphi = 1,05$ – коэффициент запаса по давлению,

$$P_{\text{нив}} = H \cdot g \cdot \rho \cdot 10^{-6} \quad (2.14)$$

где $H = 30 \text{ м}$,
 $g = 9,81 \text{ м/с}^2$,
 $\rho = 0,0011068 \text{ м}^3/\text{кг}$.

$$P_{\text{нив}} = \frac{30 \cdot 9,81 \cdot 10^{-6}}{0,0011068} = 0,266$$

Давление (подпор) на всасывающей стороне питательного насоса складывается из давления в деаэраторе $P_d=0,7$ МПа и гидростатического давления, определяемого разностью отметок деаэратора и всасывающего патрубка насоса. Давление на всасывающей стороне насоса можно считать постоянным и равным $P_v = 0,9$ МПа.

Напор питательного насоса в номинальном режиме составит, МПа

$$\Delta P_{\text{ПН}} = P_{\text{но}} - P_v \quad (2.15)$$

где $P_{\text{но}} = 11$ МПа – давление питательной воды,
 $P_v = 0,9$ МПа – давление на всасывающей стороне насоса.

$$\Delta P_{\text{ПН}} = 11 - 0,9 = 10,1$$

Повышение энтальпии воды в насосе, кДж/кг

$$\Delta h_{\text{нi}} = \frac{0,00112 \cdot 10,1 \cdot 10^3}{0,81} = 13,97$$

2.2.4 Расчет подогревателя высокого давления № 7

Давление пара в отборе подогревателя высокого давления №7 составляет 3,8 МПа. Принимая потерю давления в паропроводе 5%, давление пара у подогревателя высокого давления №7 $P_{\text{ПВД7}}$ определяем по формуле

$$P_{\text{ПВД7}} = 3,8 \cdot 0,95 = 3,61$$

Температуру питательной воды за подогревателем с учётом недогрева $t_{\text{ПВ}}$, определяем по формуле

$$t_{\text{ПВ}} = t_{\text{н}} - \theta \quad (2.16)$$

где θ – недогрев в ПВД, °С

$$t_{\text{ПВ}} = 234 - 2 = 232$$

Энтальпию питательной воды определяем по формуле $t'_{\text{ПВ}}$, кДж/кг

$$t'_{\text{ПВ}} = t_{\text{ПВ}} \cdot C_v \quad (2.17)$$

$$t'_{\text{ПВ}} = 232 \cdot 4,186 = 971,15$$

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

$$h = i_0 - i_{отб} \quad (2.18)$$

где $i_{отб}$ – энтальпия греющего пара

$$h = 3495 - 3292 = 203$$

Для нахождения доли расхода пара на ПВД № 7 составим и решим уравнение теплового баланса:

$$\alpha_1(h_{п1} - h_{др1}) + \alpha_{пр}(h_{пр} - h_{др1}) = \alpha_{пв}(h_{пв} - h_{в6}) \cdot \frac{1}{\eta_{п}} \quad (2.19)$$

$$\alpha_1(3292-923,25)+0,0008(3495-923,25)=1,015(971,15-883,25) \frac{1}{0,995} = 0,034$$

где α_1 – доля расхода пара первого отбора,
 $h_{п1} = 3292$ кДж/кг – энтальпия пара поступающего на ПВД-7,
 $h_{др1}$ – энтальпия дренажа ПВД-7,

$$h_{др1} = h_{в6} + 40 \quad (2.20)$$

$$h_{др1} = 883,25+40=923,25$$

$\alpha_{пр} = 0,0008$ – доля пара на протечки свежего пара,
 $h_{пр} = h_0 = 3495$ кДж/кг – энтальпия свежего пара,
 $\alpha_{пв} = 1,015$ – доля расхода питательной воды,
 $h_{пв} = 971,15$ кДж/кг – энтальпия питательной воды,
 $h_{в6} = 883,25$ кДж/кг – энтальпия воды после подогревателя ПВД № 6,
 $\eta_{п} = 0,995$ – КПД пара.

2.2.5 Расчет подогревателя высокого давления № 6

Давление пара в отборе подогревателя высокого давления №6 составляет 2,2 МПа. Принимая потерю давления в паропроводе 5%, давление пара у подогревателя высокого давления №6 $P_{ПВД6}$ определяем по формуле

$$P_{ПВД6} = 2,2 \cdot 0,95 = 2,09$$

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

$$t_{пв} = t_{н} - \theta \quad (2.21)$$

где θ – недогрев в ПВД, °С

$$t_{\text{ПВ}} = 213 - 2 = 211$$

Энтальпию питательной воды определяем по формуле $t'_{\text{ПВ}}$, кДж/кг

$$t'_{\text{ПВ}} = t_{\text{ПВ}} \cdot C_{\text{В}} \quad (2.22)$$

$$t'_{\text{ПВ}} = 211 \cdot 4,186 = 883,25$$

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

$$h = i_0 - i_{\text{отб}}$$

где $i_{\text{отб}}$ – энтальпия греющего пара

$$h = 3495 - 3161 = 334$$

Для нахождения доли расхода пара на ПВД № 6 составим и решим уравнение теплового баланса:

$$\alpha_2 (h_{\text{п2}} - h_{\text{др2}}) + \alpha_1 (h_{\text{др1}} - h_{\text{др2}}) + \alpha_{\text{пр}} (h_{\text{пр}} - h_{\text{др2}}) = \alpha_{\text{пв}} (h_{\text{в2}} - h_{\text{в3}}) \cdot \frac{1}{\eta_{\text{п}}} \quad (2.23)$$

$$\alpha_2 (3161 - 860,46) + 0,034(923,25 - 860,46) + 0,0008(3495 - 860,46) = 1,015(883,25 - 820,46) \frac{1}{0,995} = 0,028$$

где α_2 – доля расхода пара второго отбора,
 $h_{\text{п2}} = 3161$ кДж/кг – энтальпия пара в отборе,
 $h_{\text{др2}} = 860,46$ кДж/кг – энтальпия дренажа ПВД-6,

$$h_{\text{др2}} = h_{\text{в3}} + 40 \quad (2.24)$$

$$h_{\text{др2}} = 820,46 + 40 = 860,46$$

$\alpha_1 = 0,034$ – доля расхода пара первого отбора,
 $h_{\text{др1}} = 923,25$ кДж/кг – энтальпия дренажа ПВД-7,
 $\alpha_{\text{пр}} = 0,0008$ – доля пара на протечки,
 $h_{\text{пр}} = 3495$ кДж/кг – энтальпия свежего пара,
 $\alpha_{\text{пв}} = 1,015$ – доля расхода питательной воды,
 $h_{\text{в2}} = 883,25$ кДж/кг – энтальпия воды после подогревателя ПВД-6,
 $h_{\text{в3}} = 820,46$ кДж/кг – энтальпия воды после подогревателя ПВД-5,
 $\eta_{\text{п}} = 0,995$ – КПД пара.

2.2.6 Расчет подогревателя высокого давления № 5

Давление пара в отборе подогревателя высокого давления №5 составляет 1,3 МПа. Принимая потерю давления в паропроводе 5%, давление пара у подогревателя высокого давления №5 $P_{ПВД5}$ определяем по формуле

$$P_{ПВД5} = 1,3 \cdot 0,95 = 1,24$$

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

$$t_{ПВ} = t_H - \theta \quad (2.25)$$

где θ – недогрев в ПВД, °С

$$t_{ПВ} = 198 - 2 = 196$$

Энтальпию питательной воды определяем по формуле $t'_{ПВ}$, кДж/кг

$$t'_{ПВ} = t_{ПВ} \cdot C_B \quad (2.26)$$

$$t'_{ПВ} = 196 \cdot 4,186 = 820,46$$

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

$$h = i_0 - i_{отб} \quad (2.27)$$

где $i_{отб}$ – энтальпия греющего пара

$$h = 3495 - 3036 = 459$$

Для нахождения доли расхода пара на ПВД-5 составим и решим уравнение теплового баланса

$$\alpha_3 (h_{п3} - h_{др3}) + (\alpha_1 + \alpha_2)(h_{др2} - h_{др3}) + \alpha_{пр}(h_{пр} - h_{др3}) = \alpha_{ПВ} (h_{в3} - h_{пн}) \cdot \frac{1}{\eta_{П}} \quad (2.28)$$

$$\alpha_3 (3036-715,36) + (0,034+0,028)(860,46-715,36) + 0,0008(3495-715,36) = 1,015(820,46-675,36) \cdot \frac{1}{0,995} = 0,059$$

где α_3 – доля расхода пара третьего отбора,

$h_{пз} = 3036$ кДж/кг – энтальпия пара,
 $h_d = 661,39$ кДж/кг – энтальпия воды в деаэраторе,
 $\Delta h_{ни} = 13,97$ кДж/кг – нагрев питательной воды в насосе,
 $h_{дрз} = 715,36$ кДж/кг – энтальпия дренажа ПВД-5,

$$h_{дрз} = h_d + \Delta h_{ни} + 40 \quad (2.29)$$

$$h_{дрз} = 661,39 + 13,97 + 40 = 715,36$$

$\alpha_1 = 0,034$ – доля расхода пара первого отбора,
 $\alpha_2 = 0,028$ – доля расхода пара второго отбора,
 $h_{др2} = 860,46$ кДж/кг – энтальпия дренажа ПВД-6,
 $\alpha_{пр} = 0,0008$ – доля пара на протечки,
 $h_{пр} = 3495$ кДж/кг – энтальпия свежего пара,
 $\alpha_{пв} = 1,015$ – доля расхода питательной воды,
 $h_{вз} = 820,46$ кДж/кг – энтальпия воды после подогревателя ПВД-5,
 $h_{пн} = 675,36$ кДж/кг – энтальпия воды после питательного насоса,

$$h_{пн} = h_d + \Delta h_{ни} \quad (2.30)$$

$$h_{пн} = 661,39 + 13,97 = 675,36$$

$\eta_{п} = 0,995$ – КПД пара.

2.2.7 Расчет деаэратора

Давление пара в отборе деаэратора составляет 1,3 МПа. Принимая потерю давления в паропроводе 5%, давление пара у подогревателя высокого давления №7 $P_{ПВД7}$ определяем по формуле

$$P_{ПВД7} = 1,3 \cdot 0,95 = 1,24$$

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

$$t_{пв} = t_n - \theta \quad (2.31)$$

где θ – недогрев в ПВД, °С

$$t_{пв} = 160 - 2 = 158$$

Энтальпию питательной воды определяем по формуле $t'_{пв}$, кДж/кг

$$t'_{пв} = t_{пв} \cdot C_B \quad (2.32)$$

$$t'_{пв} = 158 \cdot 4,186 = 661,39$$

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

$$h = i_0 - i_{отб} \quad (2.33)$$

где $i_{отб}$ – энтальпия греющего пара

$$h = 3495 - 3036 = 459$$

Расчет материального баланса деаэратора

Составим уравнение материального баланса деаэратора

$$\alpha_{шт} + \alpha^{ПВД}_{\partial p} + \alpha_d + \alpha_{кд} = \alpha_{пв} + \alpha_y + \alpha_э \quad (2.34)$$

$$0,002 + 0,121 + \alpha_{кд} + \alpha_d = 1,015 + 0,003 + 0,003$$

$$\alpha_{кд} = 0,898 - \alpha_d \quad (2.35)$$

где $\alpha_{шт} = 0,002$ – доля расхода пара на утечки из штоков,

α_d – доля расхода пара на деаэратор,

$\alpha_{кд}$ – доля расхода основного конденсата, подведенного в деаэратор,

$\alpha_{пв} = 1,015$ – доля расхода питательной воды,

$\alpha_y = 0,003$ – доля расхода пара на протечки через уплотнения,

$\alpha_э = 0,003$ – доля расхода пара на эжектор.

$\alpha^{ПВД}_{\partial p}$ – сумма долей расхода пара на подогреватели высокого давления,

$$\alpha^{ПВД}_{\partial p} = \alpha_1 + \alpha_2 + \alpha_3 \quad (2.36)$$

$$\alpha^{ПВД}_{\partial p} = 0,034 + 0,028 + 0,059 = 0,121$$

где $\alpha_1 = 0,034$ – доля расхода пара на ПВД-7,

$\alpha_2 = 0,028$ – доля расхода пара на ПВД-6,

$\alpha_3 = 0,059$ – доля расхода пара на ПВД-5,

Составим уравнение теплового баланса деаэратора

$$\alpha_{шт} h_{шт} + \alpha^{ПВД}_{\partial p} h_{др3} + \alpha_d h_d + \alpha_{кд} h_{в4} = \alpha_y h'_{д} + \alpha_э h''_{д} + \alpha_{пв} h'_{д} \quad (2.37)$$

$$0,002 \cdot 3495 + 0,121 \cdot 715,36 + 3036 \alpha_d + (0,898 - \alpha_d) \cdot 611,16 = \\ = 0,003 \cdot 661,39 + 0,003 \cdot 2762,7 + 1,015 \cdot 661,39 = 0,088$$

$$\alpha_{кд} = 0,898 - 0,088 = 0,81$$

где $\alpha_{шт} = 0,002$ – доля расхода пара на утечки из штоков,
 $h_{шт} = 3495$ кДж/кг – энтальпия свежего пара,
 $\alpha_{\overset{ПВД}{op}} = 0,121$ – сумма долей расхода пара на подогреватели высокого давления,
 $h_{дрз} = 715,36$ кДж/кг – энтальпия дренажа ПВД-5,
 α_d – доля расхода пара на деаэратор,
 $h_d = 3036$ кДж/кг – энтальпия пара в отборе на деаэратор,
 $\alpha_{кд}$ – доля расхода основного конденсата, подведенного в деаэратор,
 $h_{в4} = 611,16$ кДж/кг – энтальпия воды на выходе ПНД № 4,
 $\alpha_y = 0,003$ – доля расхода пара на протечки через уплотнения,
 $h'_d = 661,39$ кДж/кг – энтальпия воды на выходе из деаэратора,
 $\alpha_э = 0,003$ – доля расхода пара на эжектор,
 $h''_d = 2762,7$ кДж/кг – энтальпия пара на выходе из деаэратора,
 $\alpha_{пв} = 1,015$ – доля расхода питательной воды

2.2.8 Расчет подогревателей низкого давления

Типовой подогреватель низкого давления, используемый для регенерации основного конденсата, состоит из следующих основных элементов: водяной камеры с патрубками для подвода и отвода питательной воды, сварного стального корпуса с патрубком для подвода пара, стальной трубкой доски и пакета U-образных латунных трубок.

В целях обеспечения возможности профилактического осмотра и ремонта сборка узлов осуществляется с помощью фланцевого соединения.

Корпус подогревателя состоит из цилиндрической обечайки, эллиптического днища и фланца для соединения с трубной системой и водяной камерой.

Трубная система состоит из трубной доски, каркаса, U-образных теплообменных труб, концы которых развальцованы в трубной доске.

Каркас трубной системы образуют: швеллеры и трубы, перегородки поперечные и сегментные, определяющие направление поток пара и служащие промежуточными опорами для теплообменных труб, паротбойный щит.

Для отвода воздуха из корпуса при гидроиспытании и клапана для слива воды из водяной камеры на трубной доске предусмотрена установка воздушного клапана.

Водяная камера состоит из патрубков подвода и отвода воды, эллиптического днища, цилиндрической обечайки, фланца для соединения с трубной системой и корпусом.

Типовая конструкция подогревателя низкого давления поверхностного типа представлена на рисунке 2.4

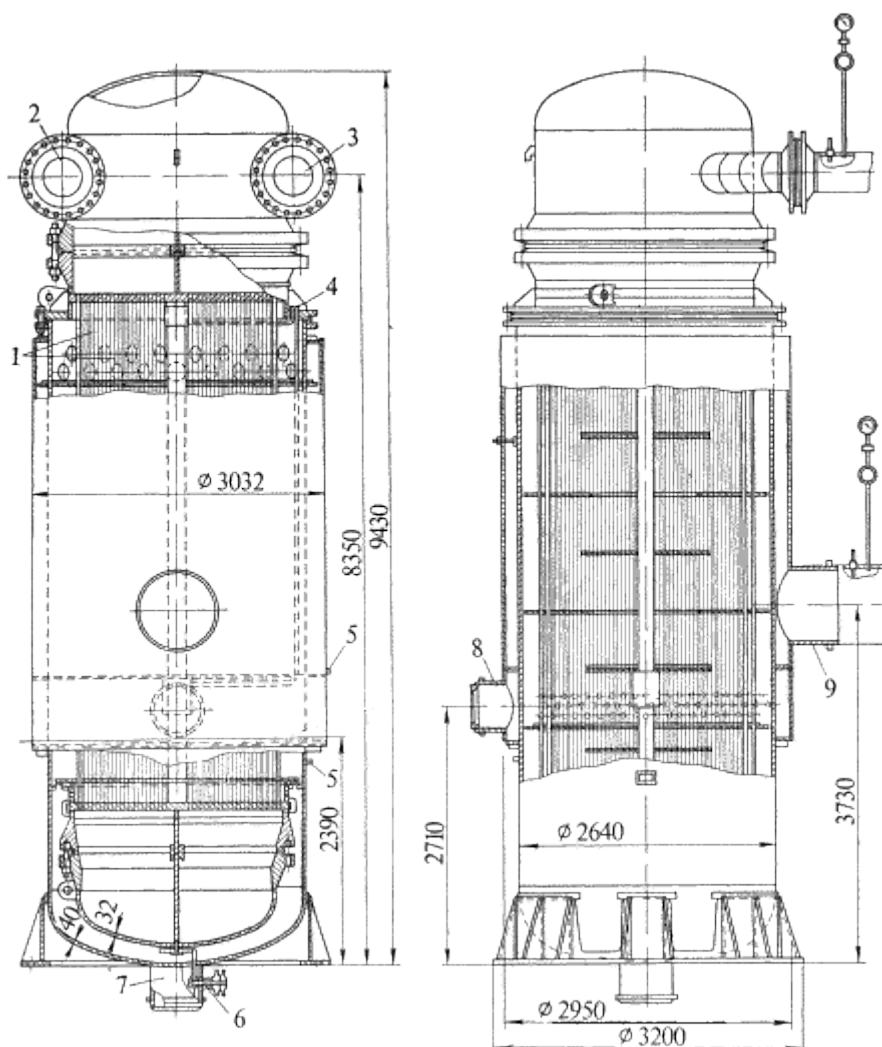


Рисунок 2.4 – Конструкция подогревателя низкого давления поверхностного типа

- где
- 1 – трубная система;
 - 2 – вход воды;
 - 3 – выход воды;
 - 4 – отсос парогазовой смеси;
 - 5 – к водоуказательному прибору;
 - 6 – опорожнение трубной системы;
 - 7 – выход конденсата греющего пара;
 - 8 – впуск конденсата греющего пара соседнего подогревателя (дренажа);
 - 9 – вход греющего пара;

Для нахождения доли расхода пара на ПНД-4 и ПНД-3 составим и решим уравнения теплового баланса.

$$\alpha_3 (h_{п3} - h_{н3}) = \alpha_{к} (h_{в3} - h_{в н2}) \cdot \frac{1}{\eta_{п}} \quad (2.38)$$

$$\alpha_4 \cdot (h_{п4} - h_{н4}) + \alpha_3 (h_{н3} - h_{н4}) = \alpha_{к4} (h_{в4} - h_{в5}) \cdot \frac{1}{\eta_{п}} \quad (2.39)$$

Решаем систему уравнений:

$$\begin{cases} (\alpha_{к4} + \alpha_3 + \alpha_4)h_{в3} - \eta_{п}(\alpha_3(h_{н3} - h_{н4})) = \eta_{п}(\alpha_{к4}h_{в4} + (\alpha_3 + \alpha_4)h_{н4}) \\ \alpha_{к4} = \alpha_{к0} - \alpha_3 - \alpha_4 \end{cases}$$

где $\alpha_{к4}$ - доля конденсата в ПНД-4,
 α_3 - доля расхода пара на ПНД-3,
 α_4 - доля расхода пара на ПНД-4,
 $h_{в3} = 502,32$ кДж/кг – энтальпия воды на выходе из ПНД-3,
 $\eta_{п} = 0,995$ – КПД пара,
 $h_{п3} = 2950$ кДж/кг – энтальпия пара ПНД-3,
 $h_{н3} = 545$ кДж/кг – энтальпия насыщенного пара ПНД-3,
 $h_{в4} = 611,16$ кДж/кг – энтальпия воды на выходе из ПНД-4,
 $h_{н4} = 534$ кДж/кг – энтальпия насыщенного пара ПНД-4,
 $\alpha_{к0} = 0,81$ – доля расхода основного конденсата, подведенного в деаэрактор,

$$(0,81 - \alpha_3 - \alpha_4 + \alpha_3 + \alpha_4) \cdot 502,32 - 0,995 \cdot (\alpha_3 \cdot (2950 - 545)) = 0,995 \cdot ((0,81 - \alpha_3 - \alpha_4) \cdot 611,16 + (\alpha_3 + \alpha_4) \cdot 534)$$

$$\alpha_3 = 0,0274 - 0,00629 \cdot \alpha_4 \quad (2.40)$$

$$\eta \cdot ((\alpha_4 \cdot (h_{п4} - h_{н4}) + (0,0274 - 0,00629 \cdot \alpha_4)(h_{н3} - h_{п4})) = (h_{в4} - h_{в5})(0,81273 - 0,0274 + 0,00629 \cdot \alpha_4 - \alpha_4) \quad (2.41)$$

где $h_{в4} = 611,16$ кДж/кг – энтальпия воды на выходе из ПНД-4,

$$0,995 (\alpha_4(2961 - 534) + (0,0274 - 0,00629 \cdot \alpha_4)(545 - 534)) = (611,16 - 534)(0,81 - 0,0274 + 0,00629 \cdot \alpha_4 - \alpha_4)$$

$$\alpha_4 = 0,030$$

$$\alpha_3 = 0,0274 - 0,00629 \cdot 0,030 = 0,027$$

$$\alpha_{к4} = 0,81 - 0,027 - 0,030 = 0,753$$

Давление пара в отборе подогревателя низкого давления №4 составляет 0,65 МПа. Принимая потерю давления в паропроводе 5%, давление пара у подогревателя низкого давления №4 $P_{\text{ПНД4}}$ определяем по формуле

$$P_{\text{ПНД4}} = 0,65 \cdot 0,95 = 0,62$$

Температуру питательной воды за подогревателем с учётом недогрева $t_{\text{ПВ}}$, определяем по формуле

$$t_{\text{ПВ}} = t_{\text{Н}} - \theta \quad (2.42)$$

где θ – недогрев в ПВД, °С

$$t_{\text{ПВ}} = 148 - 2 = 146$$

Энтальпию питательной воды определяем по формуле $t'_{\text{ПВ}}$, кДж/кг

$$t'_{\text{ПВ}} = t_{\text{ПВ}} \cdot C_{\text{В}} \quad (2.43)$$

$$t'_{\text{ПВ}} = 146 \cdot 4,186 = 611,16$$

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

$$h = i_0 - i_{\text{отб}} \quad (2.44)$$

где $i_{\text{отб}}$ – энтальпия греющего пара

$$h = 3495 - 2961 = 534$$

Давление пара в отборе подогревателя низкого давления №3 составляет 0,37 МПа. Принимая потерю давления в паропроводе 5%, давление пара у подогревателя высокого давления №3 $P_{\text{ПВД3}}$ определяем по формуле

$$P_{\text{ПВД3}} = 0,37 \cdot 0,95 = 0,35$$

Температуру питательной воды за подогревателем с учётом недогрева $t_{\text{ПВ}}$, определяем по формуле

$$t_{\text{ПВ}} = t_{\text{Н}} - \theta \quad (2.45)$$

где θ – недогрев в ПВД, °С

$$t_{\text{ПВ}} = 122 - 2 = 120$$

Энтальпию питательной воды определяем по формуле $t'_{пв}$, кДж/кг

$$t'_{пв} = t_{пв} \cdot C_{в} \quad (2.46)$$

$$t'_{пв} = 120 \cdot 4,186 = 502,32$$

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

$$h = i_0 - i_{отб} \quad (2.47)$$

где $i_{отб}$ – энтальпия греющего пара

$$h = 3495 - 2950 = 545$$

По аналогичному алгоритму определяем параметры, а также доли расходов пара и конденсата на подогреватели низкого давления № 2, № 1.

Давление пара в отборе подогревателя низкого давления №2 составляет 0,12 МПа. Принимая потерю давления в паропроводе 5%, давление пара у подогревателя высокого давления №2 $P_{пвд2}$ определяем по формуле

$$P_{пвд2} = 0,12 \cdot 0,95 = 0,11$$

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

$$t_{пв} = t_{н} - \theta \quad (2.48)$$

где θ – недогрев в ПВД, °С

$$t_{пв} = 92 - 2 = 90$$

Энтальпию питательной воды определяем по формуле $t'_{пв}$, кДж/кг

$$t'_{пв} = t_{пв} \cdot C_{в} \quad (2.49)$$

$$t'_{пв} = 90 \cdot 4,186 = 376,74$$

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

$$h = i_0 - i_{отб} \quad (2.50)$$

где $i_{отб}$ – энтальпия греющего пара

$$h = 3495 - 2728 = 767$$

По результатам раскрытия систем уравнений имеем следующие формулы для исчислений:

$$\alpha_2 = 0,0437 - 0,00425 \cdot \alpha_1 \quad (2.51)$$

$$\alpha_1 = \alpha_{к4} (h_{в1} - h_{оу}) \cdot \frac{1}{\eta} \quad (2.52)$$

где $\eta = 0,995$ – КПД пара,
 $h_{в1} = 360$ кДж/кг – энтальпия воды на выходе из ПНД-1,
 $\alpha_{к4}$ – доля конденсата в ПНД-4,
 $\alpha_{оу} = 0,0018$ – доля расхода пара на охладитель уплотнений,
 $h_{оу}$ – энтальпия конденсата пара в охладителе уплотнений ОУ. Её определяем из следующего равенства

$$h_{оу} = 308,166 + 24,55 \alpha_1 \quad (2.53)$$

Подставив формулу 2.52 в формулу 2.53 получаем следующее соотношение

$$\alpha_1 = \alpha_{к4} (h_{в1} - 308,166) \cdot \frac{1}{24,55 \cdot \eta} \quad (2.54)$$

$$\alpha_1 = 0,03(360 - 308,166) \cdot \frac{1}{24,55 \cdot 0,995} = 0,064$$

Зная значение доли расхода пара на ПНД-1 определяем энтальпию конденсата пара в охладителе уплотнений

$$h_{оу} = 308,166 + 24,55 \cdot 0,186 = 212,73 \quad (2.55)$$

Зная значение доли расхода пара на ПНД-1 определяем долю расхода пара на ПНД-2

$$\alpha_2 = 0,0437 - 0,00425 \cdot 0,064 = 0,043 \quad (2.56)$$

2.2.9 Материальный баланс пара и конденсата

Доли отборов пара из турбины:

$$\alpha_7 = \alpha_{п7} = 0,034$$

$$\alpha_6 = \alpha_{п6} = 0,028$$

$$\alpha_5 = \alpha_{п5} = 0,059$$

$$\alpha_d = \alpha_{д} = 0,088$$

$$\alpha_4 = \alpha_{п4} = 0,030$$

$$\alpha_3 = \alpha_{п3} = 0,027$$

$$\alpha_2 = \alpha_{п2} = 0,043$$

$$\alpha_1 = \alpha_{п1} = 0,064$$

$$\alpha_{тфУ} = \alpha_{тфУ} = 0,570$$

Определяем пропуск пара в конденсатор турбины:

$$\alpha_{\kappa}^n = \alpha_0 - \sum \alpha_i - \alpha_y - \alpha_{упл} - \alpha_{ОУ} \quad (2.57)$$

где $\alpha_0 = 1$ – весь пар,

$\sum \alpha_i = 0,943$ – сумма всех долей расходов пара, с учетом доли расхода пара на теплофикационную установку

$\alpha_y = 0,002$ – доля расхода пара на утечки,

$\alpha_{упл} = 0,002$ – доля расхода пара на уплотнение,

$\alpha_{ОУ} = 0,001$ – доля расхода пара на охладитель уплотнений.

$$\alpha_{\kappa}^n = 1 - 0,943 - 0,002 - 0,002 - 0,001 = 0,052$$

Количество конденсата в конденсаторе:

$$\alpha_{\kappa}^6 = \alpha_{\kappa 2} - \alpha_3 - \alpha_{ОУ} - \alpha_{тп} - \alpha_{дв} \quad (2.58)$$

где $\alpha_{\kappa} = 0,753$ – доля расхода конденсата на ПНД,

$\alpha_3 = 0,040$ – доля расхода конденсата на эжектор,

$\alpha_{ОУ} = 0,018$ – доля расхода конденсата на охладитель уплотнений,

$\alpha_{дв} = 0,137$ – доля расхода конденсата на добавочную воду,

$$\alpha_{\kappa}^6 = 0,753 - 0,040 - 0,018 - 0,137$$

$$\alpha_{\kappa}^6 = 0,592$$

Определим погрешность материального баланса:

$$\Delta = \frac{\alpha_{\kappa}^6 - \alpha_{\kappa}^n}{\alpha_{\kappa}^n} \quad (2.59)$$

$$\Delta = \frac{0,592 - 0,592}{0,592} \cdot 100$$

$\Delta < 0\%$, что подтверждает схождение материального баланса пара и конденсата.

2.2.10 Энергетический баланс и расход пара на турбоагрегат

Данные, необходимые для расчета энергетического баланса и расхода пара на турбоагрегат, сведены в таблицу 2.3.

Таблица 2.3 – Суммарная работа пара в отдельных отсеках турбины

Отсек турбины	Давление пара, бар	α_j	Внутреннее теплопадение H_{ij} , кДж/кг
0'-1	90-38	$\alpha_{0'}-\alpha_{шт}=1-0,002=0,998=\alpha_{0'1}$	
1-2°	38-22	$\alpha_{1-2}=\alpha_{0'1}-\alpha_1=0,998-0,034=0,964$	203
2'-3	22-13	$\alpha_{2'-3}=\alpha_{12}-\alpha_2=0,964-0,028=0,935$	334
3-Д	13	$\alpha_{3-Д}=\alpha_{2'-3}-\alpha_Д = 0,935-0,059 = 0,877$	459
Д-4	13	$\alpha_{Д-4}=\alpha_{3-Д}-\alpha_4 = 0,877-0,088 = 0,789$	459
4-5	13-6,5	$\alpha_{4-5}=\alpha_{Д-4}-\alpha_4 = 0,789-0,030 = 0,759$	534
5-6	6,5-3,7	$\alpha_{5-6}=\alpha_{4-5}-\alpha_5 = 0,759-0,027 = 0,732$	545
6-7	3,7-1,2	$\alpha_{6-7}=\alpha_{5-6}-\alpha_6 = 0,732-0,043 = 0,688$	767
7-8	1,2-0,07	$\alpha_{7-8}=\alpha_{6-7}-\alpha_7 = 0,688-0,064 = 0,625$	1145
8-К	0,07-0,003	$\alpha_{8-К}=\alpha_{7-8}-\alpha_8 = 0,625-0,052 = 0,573$	

Определяем расход пара на турбину

$$D_0 = \frac{W_{\text{э}}}{\sum \alpha_i H_{ij} \mu_M \eta_{\Gamma}} \quad (2.60)$$

где D_0 – расход пара на турбину, кг/с,
 $W_{\text{э}} = 60$ МВ – номинальная мощность турбоустановки,
 $\sum \alpha_i H_{ij} \mu_M \eta_{\Gamma} = 156,1$ кДж/кг – сумма внутренней работы на 1 кг свежего пара,
 $\eta_M = 0,994$ – механический КПД,
 $\eta_{\Gamma} = 0,99$ – КПД генератора.

$$D_0 = \frac{60 \cdot 10^3}{156,10 \cdot 0,994 \cdot 0,99} = 108,5$$

Удельный расход пара на турбину:

$$d_0 = \frac{D_0}{W_{\text{э}}} \quad (2.61)$$

где d_0 - удельный расход пара на турбину, кг/кВт·ч;
 $D_0 = 108,5$ кг/с – расход пара на турбину;
 $W_{\text{э}} = 60$ МВт – мощность турбины;

$$d_0 = \frac{390,6}{60} = 6,51$$

Расходы пара и воды:

$$D_i = \alpha_i \cdot D_0 \quad (2.62)$$

где D_i – расход пара или воды, кг/с;
 α_i – доля расхода пара,
 $D_0 = 390,6$ т/ч – расход пара на турбину.

$$D_7 = \alpha_7 \cdot D_0 \quad (2.63)$$

$$D_7 = 0,034 \cdot 108,5 = 3,70$$

$$D_6 = \alpha_6 \cdot D_0 \quad (2.64)$$

$$D_6 = 0,028 \cdot 108,5 = 3,09$$

$$D_5 = \alpha_5 \cdot D_0 \quad (2.65)$$

$$D_5 = 0,059 \cdot 108,5 = 6,39$$

$$D_{\text{д}} = \alpha_{\text{д}} \cdot D_0 \quad (2.66)$$

$$D_{\text{д}} = 0,088 \cdot 108,5 = 9,50$$

$$D_4 = \alpha_4 \cdot D_0 \quad (2.67)$$

$$D_4 = 0,030 \cdot 108,5 = 3,26$$

$$D_3 = \alpha_3 \cdot D_0 \quad (2.68)$$

$$D_3 = 0,027 \cdot 108,5 = 2,95$$

$$D_2 = \alpha_2 \cdot D_0 \quad (2.69)$$

$$D_2 = 0,043 \cdot 108,5 = 4,71$$

$$D_1 = \alpha_1 \cdot D_0 \quad (2.70)$$

$$D_1 = 0,064 \cdot 108,5 = 6,91$$

$$D_{\text{ТФУ}} = \alpha_{\text{ТФУ}} \cdot D_0 \quad (2.71)$$

$$D_{\text{ТФУ}} = 0,057 \cdot 108,5 = 61,85$$

$$D_K'' = \alpha_K'' \cdot D_0 \quad (2.72)$$

$$D_K'' = 0,052 \cdot 108,5 = 5,64$$

$$D_{\text{дв}} = \alpha_{\text{дв}} \cdot D_0 \quad (2.73)$$

где $D_{\text{дв}}$ – расход добавочной воды, кг/с;
 $\alpha_{\text{дв}} = 0,137$ – доля расхода добавочной воды;
 $D_0 = 108,5$ кг/с – расход пара на турбину.

$$D_{\text{дв}} = 0,137 \cdot 108,5 = 14,86$$

Полный расход тепла на турбоустановку:

$$Q_{\text{ту}} = D_0 (h_0 - h_{\text{пв}}) \quad (2.74)$$

где $D_0 = 108,5$ кг/с – расход пара на турбину,
 $h_0 = 3495$ кДж/кг – энтальпия свежего пара,
 $h_{\text{пв}} = 971,15$ кДж/кг – энтальпия питательной воды,

$$Q_{\text{ту}} = 108,5 (3495 - 971,15) = 273924$$

Расход тепла турбоустановки на производство электроэнергии:

$$Q_{\text{ТУ}}^{\text{э}} = Q_{\text{ту}} - D_{\text{дв}} (h_{\text{пв}} - h_{\text{дв}}) - D_{\text{ТФУ}} (h_{\text{пв}} - h_{\text{ТФУ}}) \quad (2.75)$$

где $Q_{\text{ту}} = 273924$ кВт – полный расход тепла на турбоустановку,
 $D_{\text{дв}} = 14,86$ кг/с – расход добавочной воды,
 $h_{\text{пв}} = 971,15$ кДж/кг – энтальпия питательной воды,
 $h_{\text{дв}} = 125,75$ кДж/кг – энтальпия добавочной воды,
 $D_{\text{ТФУ}} = 61,85$ кг/с – расход пара на бойлера;
 $h_{\text{пв}} = 3036$ кДж/кг – энтальпия пара на бойлера,
 $h_{\text{дв}} = 339$ кДж/кг – энтальпия конденсата бойлеров,

$$Q_{\text{ТУ}}^{\text{э}} = 273924 - 14,86 \cdot (971,15 - 125,75) - 61,85 \cdot (3036 - 645) = 113\,478,01$$

Удельный расход тепла турбоустановки на производство электроэнергии (без учета собственного расхода электроэнергии), кДж/кВт

$$q_{\text{ТУ}}^{\text{э}} = \frac{Q_{\text{ТУ}}^{\text{э}}}{W_{\text{э}}} \quad (2.76)$$

где $Q_{TV}^{\text{э}} = 113\,478,01$ кВт – расход тепла турбоустановкой на производство электроэнергии,
 $W_{\text{э}} = 60$ МВт – мощность турбоустановки,

$$q_{TV}^{\text{э}} = \frac{113\,478,01}{60000} = 1,89$$

Коэффициент полезного действия турбоустановки на производство электроэнергии:

$$\eta_{TV}^{\text{э}} = \frac{1}{q_{TV}^{\text{э}}} \cdot 100\% \quad (2.77)$$

$$\eta_{TV}^{\text{э}} = \frac{1}{1,89} \cdot 100\% = 53\%$$

2.2.11 Конструкторский расчет подогревателей низкого давления

Подогреватель выполняется с одной трубной доской и U-образными латунными трубками диаметром 16x0,75 мм. Приняв шахматное расположение труб ($S_1 = 22$ мм и $S_2 = 19$ мм) с коэффициентом заполнения трубной доски $\eta = 0,48$ и скорость движения воды в трубах $w_B = 1,2$ м/с, можно определить число параллельных труб по ходу воды:

$$Z_1 = \frac{4G_k \cdot V_k}{w_B \cdot \pi \cdot d_B^2} \quad (2.78)$$

где $G_k = 108,5$ кг/с – расход конденсата,
 $V_k = 0,00107$ м³/кг – удельный объем конденсата,
 $w_B = 1,2$ м/с – скорость движения воды в трубах,
 $d_B = 0,0145$ м – внутренний диаметр трубки.

$$Z_1 = \frac{4 \cdot 108,5 \cdot 0,00107}{1,2 \cdot 3,14 \cdot 0,0145^2} = 587 \text{ шт}$$

Площадь трубной доски, занятая трубами:

$$F_{\text{тр}} = Z \frac{\pi d_n^2}{4} \cdot \frac{1}{\eta} \quad (2.79)$$

где $Z = 2Z_1 = 1174$ шт. – количество трубок в трубной доске,
 $d_n = 0,016$ м – наружный диаметр трубки,
 $\eta = 0,48$ – коэффициент заполнения трубной доски.

$$F_{\text{тр}} = 1174 \cdot \frac{3,14 \cdot 0,016^2}{4} \cdot \frac{1}{0,48} = 0,492 \text{ м}^2$$

Средняя длина труб:

$$l = \frac{F}{Z Z_1 \pi d_n} \quad (2.80)$$

где $F = 620,6 \text{ м}^2$ – требуемая поверхность для теплопередачи,
 $Z_1 = 587$ шт. – количество трубок,
 $d_n = 0,016 \text{ м}$ – наружный диаметр трубки.

$$l = \frac{620,6}{587 \cdot 3,14 \cdot 0,016} = 3,34 \text{ м}$$

Средняя активная длина труб для отдельных отсеков подогревателя:

$$H_{\text{акт}} = \frac{\sum H_i^2}{\sum H_i} \quad (2.81)$$

где $\sum H_i = 1+1,1+1,24$ – сумма длины отдельных отсеков,

$$H_{\text{акт}} = \frac{1^2 + 1,1^2 + 1,24^2}{1 + 1,1 + 1,24} = 1,122 \text{ м}$$

Удельное количество теплоты, передаваемое греющим паром в подогреватель:

$$q = \frac{Q}{F} \quad (2.82)$$

где $Q = 28681,8 \text{ кВт}$ – количество теплоты, передаваемое греющим паром в подогреватель,
 $F = 620,6 \text{ м}^2$ – требуемая поверхность,

$$q = \frac{28681,8}{620,6} = 46,22 \text{ кВт/м}^2$$

Для определения коэффициента теплоотдачи от конденсирующегося пара к стенке труб необходимо вначале установить режим движения пленки конденсата.

Значение числа Рейнольдса для пленки конденсата на нижней кромке поверхности:

$$Re = \frac{q \cdot l}{r \cdot \rho \cdot \nu} \quad (2.83)$$

где $q = 46,22 \text{ кВт/м}^2$ – удельное количество теплоты,
 $l = 3,34 \text{ м}$ – средняя длина труб,
 $r = 2104,3 \text{ кДж/кг}$ – удельная теплота испарения,
 $\rho = 914,12 \text{ кг/м}^3$ – плотность среды,
 $\nu = 0,1994 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$ – кинетическая вязкость.

$$Re = \frac{46,22 \cdot 3,34}{2104,3 \cdot 914,12 \cdot 0,1994 \cdot 10^{-6}} = 402$$

Так как $Re = 402 > Re_{кр} = 100$, то средний коэффициент теплоотдачи от конденсирующегося пара к стенкам труб:

$$\alpha_1 = \lambda \left(\frac{g}{\nu^2} \right)^{\frac{1}{3}} \cdot \frac{0,16 \cdot P_r^{\frac{1}{3}} \cdot Re}{Re - 100 + 0,63 P_r} \quad (2.84)$$

где $\lambda = 0,6837 \text{ Вт/м} \cdot \text{°С}$ – теплопроводность,
 $g = 9,81 \text{ м/с}^2$ – ускорение свободного падения,
 $\nu = 0,1994 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$ – кинетическая вязкость,
 $P_r = 1,149$ – число Прандтля,
 $Re = 402$ – число Рейнольдса.

$$\alpha_1 = 0,6837 \left(\frac{9,81}{(0,1994 \cdot 10^{-6})^2} \right)^{\frac{1}{3}} \cdot \frac{0,16 \cdot 1,149^{\frac{1}{3}} \cdot 402}{402 - 100 + 0,63 \cdot 1,149} = 9542 \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{°С}$$

Физические параметры конденсата, движущегося внутри труб, принимаются при значении температуры, равном:

$$t_{cp} = \frac{t_{вх} + t_{вых}}{2} \quad (2.85)$$

где $t_{вх} = 129 \text{ °С}$ – температура конденсата на входе,
 $t_{вых} = 149 \text{ °С}$ – температура конденсата на выходе,

$$t_{cp} = \frac{129 + 149}{2} = 139 \text{ °С}$$

Число Рейнольдса в этом случае:

$$Re_{ж} = \frac{w_{с} \cdot d_{с}}{\nu_{ж}} \quad (2.86)$$

где $w_B = 1,2$ м/с – скорость движения воды в трубах,
 $d_B = 0,0145$ м – внутренний диаметр трубки,
 $\nu = 0,2186 \cdot 10^{-6}$ м²/с – кинетическая вязкость жидкости.

$$Re_{ж} = \frac{1,2 \cdot 0,0145}{0,2186 \cdot 10^{-6}} = 79597$$

$Re_{ж} > Re_{кр}$, то есть режим движения конденсата турбулентный. При $t_{ж} \approx t_{ст} \approx 139^\circ\text{C}$, $Pr_{ж} = 1,27$, а $\varepsilon_B = 1$, тогда

$$\overline{Nu}_{жс} = 0,021 \cdot Re_{жс}^{0,8} Pr_{жс}^{0,43} \left(\frac{Pr_{жс}}{Pr_{ст}} \right)^{0,25} \quad (2.87)$$

где $\overline{Nu}_{жс}$ – число Нуссельта,
 $Re_{жс} = 79597$ – число Рейнольдса для жидкости,
 $Pr_{жс} = 1,27$ – число Прандтля для жидкости,
 $Pr_{ст} = 1,27$ – число Прандтля для стенки.

$$\overline{Nu}_{жс} = 0,021 \cdot 79597^{0,8} \cdot 1,27^{0,43} \left(\frac{1,27}{1,27} \right)^{0,25} = 194$$

Средний коэффициент теплоотдачи от стенки труб к конденсату:

$$\overline{\alpha}_2 = \frac{\overline{Nu}_{жс} \cdot \lambda_{жс}}{d_B} \quad (2.88)$$

где $\overline{Nu}_{жс} = 194$ – число Нуссельта,
 $\lambda_{жс} = 0,6837$ Вт/м·°С – теплопроводность,
 $d_B = 0,0145$ м – внутренний диаметр трубки.

$$\overline{\alpha}_2 = \frac{194 \cdot 0,6837}{0,0145} = 9147 \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{°C}$$

Определяем коэффициент теплопередачи:

$$K = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{1}{\alpha_2}} \quad (2.89)$$

$$K = \frac{1}{\frac{1}{9542} + \frac{1}{9147}} = 4,67 \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{°C}$$

Отличие полученного значения K составляет:

$\Delta K = 4,67 - 4,668 = 0,2\% < 2\%$, что допустимо.

Принимаем это значение K .

2.2.12 Гидравлический расчет поверхностного подогревателя низкого давления

Задачей гидравлического расчета подогревателя является определение его гидравлического сопротивления.

Для любого элемента или участка подогревателя гидравлическое сопротивление определяется выражением:

$$\Delta P = \left(\sum \lambda \frac{l_{акт}}{d_s} + \sum G \right) \frac{\rho \cdot \varpi^2}{2} \quad (2.90)$$

где $\sum \lambda \frac{l_{акт}}{d_s} \frac{\rho \cdot \varpi^2}{2}$ – гидравлические потери, возникающие при движении теплоносителя за счет трения о стенки труб;

$\sum G \frac{\rho \cdot \varpi^2}{2}$ – гидравлические потери при движении теплоносителя, вызванные местными сопротивлениями;

$l_{акт} = 1,122$ м – длина активной части труб.

Коэффициент сопротивления трения:

$$\lambda = 0,1 \left(1,46 \frac{\Delta}{d_s} + \frac{100}{Re} \right)^{0,25} \quad (2.91)$$

где $\Delta = 0,01 \cdot 10^{-3}$ м – шероховатость стенок труб,

$d_s = 0,0145$ м – внутренний диаметр трубки,

$Re = 79597$ – число Рейнольдса.

$$\lambda = 0,1 \left(1,46 \frac{0,01 \cdot 10^{-3}}{0,0145} + \frac{100}{79597} \right)^{0,25} = 0,0218$$

$G_M = 4,5$ – коэффициент местного сопротивления.

Подставим значение в формулу (1.9.2.1):

$$\Delta P = \left(0,0218 \frac{1,122}{0,0145} + 4,5 \right) \frac{10^3 \cdot 1,2^2}{2} = 4,45 \cdot 10^3 \text{ Па}$$

2.2.13 Прочностной расчет подогревателя низкого давления поверхностного типа

Расчет цилиндрических элементов (корпуса)

Номинальная толщина S стенки (мм) цилиндрического элемента, нагруженного внутренним давлением среды, определяется по формуле:

$$S_1 \geq \frac{Pd_B}{2[\sigma]\varphi - P} + C \quad (2.92)$$

где $P = 0,516$ МПа – расчетное избыточное давление;
 $d_B = 1404$ мм – номинальный внутренний диаметр цилиндрического элемента,
 $\sigma = 122,3$ МПа – номинальное допускаемое напряжение;
 $\varphi = 1$ – коэффициент прочности;
 $C = 1$ мм – прибавка к расчетной толщине стенки.

$$S_1 \geq \frac{0,516 \cdot 1404}{2 \cdot 122,31 \cdot 1 - 0,516} + 1 \geq 3,97 \text{ мм}$$

Из конструктивных соображений принимаем толщину стенки корпуса $S_1 = 10$ мм.

Расчет на прочность днищ (эллиптического)

Толщина стенки эллиптического днища, нагруженного внутренним давлением, определяется по формуле:

$$S_2 \geq \frac{PR_B}{2\varphi[\sigma] - 0,5P} + C \quad (2.93)$$

где $P = 0,516$ МПа – расчетное избыточное давление.

$$R_B = \frac{d_B^2 b}{4H} \quad (1.9.3.3)$$

где $d_B = 1404$ мм – номинальный внутренний диаметр.

$$0,2 \leq \frac{H}{d_e} \leq 0,5 \quad (2.94)$$

$$0,2 \leq H \leq 0,5$$

Принимаем $H = 300$ мм – высота нецилиндрической части днища.

$$R_B = \frac{1404^2}{4 \cdot 300} = 1643 \text{ мм} \text{ – радиус кривизны в вершине днища,}$$

$\varphi = 1$ – коэффициент прочности,

$\sigma = 122,3$ МПа – номинальное допускаемое напряжение,

$C = 1$ мм – прибавка к расчетной толщине стенки,

$$S_2 \geq \frac{0,516 \cdot 1643}{2 \cdot 1 \cdot 122,3 - 0,5 \cdot 0,516} \geq 4,47 \text{ мм}$$

Из конструктивных соображений принимаем толщину стенки эллиптического днища $S_2 = 20$ мм.

Толщина трубной доски, находящейся под предельно-допустимым растягивающим напряжением, определяется по формуле:

$$S_{т.д.} = 0,393 \cdot K \cdot d_{т.д.в.} \cdot \sqrt{\frac{1}{\varphi(\delta_{т.д.})} \left[P - 3,82[\delta_{а.с.}] \frac{n_{а.с.} f_{а.с.}}{(Kd_{т.д.в.})^2} \left(1 - \frac{d_{а.с.}}{Kd_{т.д.в.}} \right) \right]} \quad (2.95)$$

где $K = 1$ – коэффициент, учитывающий способ закрепления трубной доски,
 $d_{т.д.в.} = 1404$ мм – внутренний диаметр трубной доски,

$$\varphi = C_1 - C_2 \cdot d/t \quad (2.96)$$

где φ – коэффициент прочности,
 $C_1 = 0,935$ – постоянная, принимается в зависимости от способа разбивки отверстий,
 $C_2 = 0,65$ – постоянная, принимается в зависимости от способа разбивки отверстий,
 d – диаметр отверстий в трубной доске, мм

$$d = 1,02d_{тр.н.} \quad (2.97)$$

$$d = 1,02 \cdot 16 = 16,32 \text{ мм}$$

t – шаг отверстий в трубной доске,

$$t = 1,4 d_{тр.н.} \quad (2.98)$$

$$t = 1,4 \cdot 16 = 22,4 \text{ мм}$$

$$\varphi = 0,46$$

$\sigma_{т.д.} = 90$ МПа – допускаемое напряжение для материала трубной доски,

$P = 0,516$ МПа – расчетное избыточное давление,

$\sigma_{а.с.} = 40$ МПа – допускаемое напряжение для материала анкерной связи,

$n_{а.с.} = 6$ – количество анкерных связей,

$$f_{а.с.} = \pi R^2 \quad (2.99)$$

где $R = 22,5$ – радиус анкерной связи,

$$f_{а.с.} = 3,14 \cdot 22,5^2 = 1590 \text{ мм}^2$$

$$d_{а.с.} = 0,5 d_{т.д.в.} \quad (2.100)$$

$$d_{a.c.} = 0,5 \cdot 1404 = 702 \text{ мм}$$

$$S_{т.д.} = 0,393 \cdot 1 \cdot 1404 \cdot \sqrt{\frac{1}{0,46 \cdot 90 \cdot 10^6} \left[0,516 \cdot 10^6 - 3,82 \cdot 40 \cdot 10^6 \frac{6 \cdot 1590}{(1 \cdot 1404)^2} \left(1 - \frac{702}{1 \cdot 1404} \right) \right]} = 32 \text{ мм}$$

Из конструктивных соображений принимаем толщину трубной доски $S_{т.д.} = 40 \text{ мм}$.

3 Регенеративные подогреватели турбин

Регенеративные подогреватели турбин применяются для подогрева основного конденсата турбины за счет нерегулируемого отбора отработавшего пара. Подогрев основного конденсата, являющегося питательной водой для паровых котлов, производится для повышения технико-экономических показателей основного технологического цикла турбины.

Подогрев осуществляется паром, отбираемым из промежуточных ступеней турбины. Отбираемый из турбины пар конденсируется в подогревателях, отдавая теплоту перегрева и скрытую теплоту парообразования конденсату турбины. Теплота пара, отработавшего в части ступеней турбины и отбираемого для подогрева конденсата, полностью используется в установке путем регенерации в подогревателях.

При наличии регенеративного устройства часть пара работает без потерь в конденсаторе, что значительно повышает КПД установки. С увеличением количества ступеней подогрева наблюдается положительный эффект в экономичности теплового цикла турбины.

Регенеративный подогреватель низкого давления поверхностного типа представляет собой кожухотрубный теплообменник вертикального типа, основными узлами которого являются: корпус, трубная система, водяная камера.

В целях обеспечения возможности профилактического осмотра и ремонта сборка узлов осуществляется с помощью фланцевого соединения.

Корпус подогревателя состоит из цилиндрической обечайки, эллиптического днища и фланца для соединения с трубной системой и водяной камерой.

Трубная система состоит из трубной доски, каркаса, U-образных теплообменных труб, концы которых развальцованы в трубной доске. Каркас трубной системы образуют: швеллеры и трубы, перегородки поперечные и сегментные, определяющие направление поток пара и служащие промежуточными опорами для теплообменных труб, паротбойный щит.

Для отвода воздуха из корпуса при гидроиспытании и клапана для слива воды из водяной камеры на трубной доске предусмотрена установка воздушного клапана.

Водяная камера состоит из патрубков подвода и отвода воды, эллиптического днища, цилиндрической обечайки, фланца для соединения с трубной системой и корпусом.

Для совершения водой необходимого количества ходов внутренний объём камеры разделён перегородками на отсеки.

В верхней части днища для отвода воздуха из трубной системы при гидроиспытании установлена муфта воздушного клапана.

Подогреватели низкого давления в большинстве случаев выполняются однопоточными, с нагревом воды в одной группе последовательно расположенных подогревателей низкого давления. В некоторых случаях

отдельные ступени регенеративного подогрева могут иметь несколько аппаратов параллельно подсоединенных по питательной воде и греющему пару.

В подогревателе нагреваемая вода движется по теплообменным трубкам, а греющий пар поступает через пароподводящий патрубок в межтрубное пространство.

Конденсат пара стекает в нижнюю часть корпуса и отводится из подогревателя через регулирующий клапан, управляемый электронным автоматическим устройством.

Система автоматического регулирования уровня конденсата недопускает отклонения от нормального уровня конденсата в корпусе, за счет выпуска избытка конденсата в дренажную сеть, а также препятствует выходу пара из корпуса.

Неконденсирующиеся газы, накапливающиеся в подогревателе, отводятся через патрубок на корпусе.

4 Расчет принципиальной тепловой схемы турбины со смешивающими подогревателями

Регенеративные подогреватели низкого давления подразделяются на смешивающие и поверхностные подогреватели. В поверхностном подогревателе из-за термических сопротивлений передачи тепла температура подогретой воды ниже температуры насыщения греющего пара на 2-4°C. Эта величина называется недогревом. Недогрев воды до температуры насыщения греющего пара обуславливает энергетическую потерю в установке. Чем меньше недогрев, тем при заданной температуре подогрева воды ниже давление отбираемого пара и больше совершаемая им в турбине работа.

При увеличении недогрева экономичность установки снижается и появляется перерасход топлива. Поэтому для регенеративного подогрева воды на электрических станциях можно применять подогреватели смешивающего типа.

Смешивающие подогреватели энергетически выгоднее, так как в них возможен наиболее высокий подогрев воды – до температуры насыщения греющего конденсируемого пара:

Смешивающие подогреватели дешевле и надежнее поверхностных, обеспечивающие наиболее оптимальный водный режим системы.

Таким образом, регенеративная схема со смешивающими подогревателями в термодинамическом отношении является наиболее совершенной, поскольку здесь практически отсутствует недогрев и с большой эффективностью используется тепло дренажа греющего пара.

Поскольку в смешивающих подогревателях отсутствуют какие-либо цветные металлы, вынос меди в питательный тракт из этого элемента теплового цикла полностью исключается. Эти подогреватели дешевле и проще по конструкции, чем подогреватели поверхностного типа, так как в смешивающих подогревателях отсутствует трубная система.

Другим положительным эффектом от использования смешивающих подогревателей является возможность обеспечить в этих конструкциях дополнительную деаэрацию конденсата. Эта возможность обусловлена тем, что в аппаратах подобного типа, как и в деаэраторах, нагрев конденсата производится путем контакта с греющим паром с возможностью доведения температуры обогреваемой воды до температуры насыщения, соответствующей давлению в корпусе подогревателя.

Однако существует ряд трудностей в реализации многоступенчатого регенеративного подогрева питательной воды с применением смешивающего подогревателя. Одна из наиболее существенных состоит в том, чтобы обеспечить надежное предотвращение попадания воды в проточную часть турбины при различных переходных режимах. А также, после каждого смешивающего подогревателя необходимо установка перекачивающих насосов, так как давление в каждом последующем по ходу воды подогревателе выше, чем в предыдущем.

Применение теплообменного аппарата смешивающего типа в тепловых схемах паротурбинных установок средней мощности ведет к увеличению

тепловой экономичности и эффективности термодинамического цикла установки в целом

Схема внутреннего устройства подогревателя низкого давления смешивающего типа представлена на рисунке 4.1

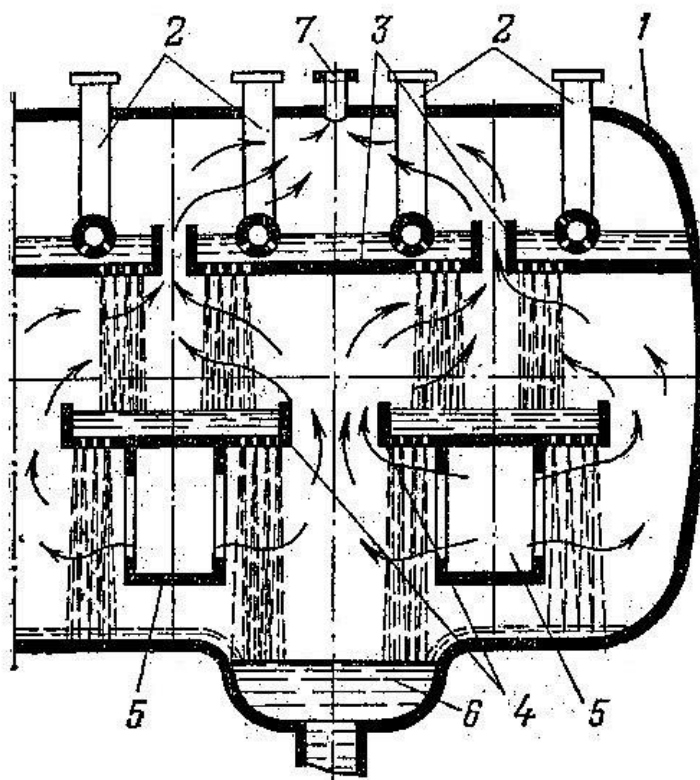


Рисунок 4.1 – Схема внутреннего устройства подогревателя смешивающего типа

- где 1 – корпус;
2 – водоподводящие трубы;
3 – водораспределительный лоток верхнего яруса;
4 – водораспределительный лоток нижнего яруса;
5 – паровпускной короб;
6 – конденсатосборник;
7 – выпар;

4.1 Расчет подогревателей низкого давления

Расчеты в данном разделе производятся по формулам взятым из следующих источников: Справочник по теплообменникам. Том 1. – М.: Энергоатомиздат, 1987; Ермолов В.А. Смешивающие подогреватели паровых турбин. – М.: Энергоиздат, 1982; Кэйс В.М. Компактные теплообменники. – М.: Энергия, 1967.

При замене подогревателей низкого давления № 1 – 4 поверхностного типа на подогреватели смешивающего типа необходимо произвести новый расчет ряда ПНД.

Для нахождения доли расхода пара на ПНД-4 и ПНД-3 составим и решим уравнения теплового баланса.

$$\alpha_3 (h_{п3} - h_{н3}) = \alpha_{к4} (h_{в3} - h_{вн2}) \cdot \frac{1}{\eta_{п}} \quad (4.1.1)$$

$$\alpha_4 \cdot (h_{п4} - h_{н4}) + \alpha_3 (h_{н3} - h_{н4}) = \alpha_{к4} (h_{в4} - h_{в5}) \cdot \frac{1}{\eta_{п}} \quad (4.1.2)$$

Решаем систему уравнений:

$$\begin{cases} (\alpha_{к4} + \alpha_3 + \alpha_4)h_{в3} - \eta_{п}(\alpha_3(h_{н3} - h_{н4})) = \eta_{п}(\alpha_{к4}h_{в4} + (\alpha_3 + \alpha_4)h_{н4}) \\ \alpha_{к4} = \alpha_{кд} - \alpha_3 - \alpha_4 \end{cases}$$

где $\alpha_{к4}$ - доля конденсата в ПНД-4,
 α_3 - доля расхода пара на ПНД-3,
 α_4 - доля расхода пара на ПНД-4,
 $h_{в3} = 510,69$ кДж/кг - энтальпия воды на выходе из ПНД-3,
 $\eta_{п} = 0,995$ - КПД пара,
 $h_{п3} = 2950$ кДж/кг - энтальпия пара ПНД-3,
 $h_{н3} = 545$ кДж/кг - энтальпия насыщенного пара ПНД-3,
 $h_{в4} = 619,53$ кДж/кг - энтальпия воды на выходе из ПНД-4,
 $h_{н4} = 534$ кДж/кг - энтальпия насыщенного пара ПНД-4,
 $\alpha_{кд} = 0,81$ - доля расхода основного конденсата, подведенного в деаэратор,

$$(0,81 - \alpha_3 - \alpha_4 + \alpha_3 + \alpha_4) \cdot 510,69 - 0,995 \cdot (\alpha_3 \cdot (2950 - 545)) = 0,995 \cdot ((0,81 - \alpha_3 - \alpha_4) \cdot 619,53 + (\alpha_3 + \alpha_4) \cdot 534)$$

$$\alpha_3 = 0,0274 - 0,00629 \cdot \alpha_4 \quad (4.1.3)$$

$$\eta_{п} \cdot ((\alpha_4 \cdot (h_{п4} - h_{н4}) + (0,0274 - 0,00629 \cdot \alpha_4) \cdot (h_{н3} - h_{н4}))) = (h_{в4} - h_{в5}) \cdot (\alpha_{кд} - \alpha_3 - \alpha_4) \quad (4.1.4)$$

где $h_{в4} = 619,53$ кДж/кг - энтальпия воды на выходе из ПНД-4,

$$0,995 (\alpha_4(2961 - 534) + (0,0274 - 0,00629 \cdot \alpha_4)(545 - 534)) = (611,16 - 534)(0,81 - 0,0274 + 0,00629 \cdot \alpha_4 - \alpha_4)$$

$$\alpha_4 = 0,027$$

$$\alpha_3 = 0,0274 - 0,00629 \cdot 0,027 = 0,027$$

$$\alpha_{к4} = 0,81 - 0,027 - 0,027 = 0,756$$

Давление пара в отборе подогревателя низкого давления №4 составляет 0,65 МПа. Принимая потерю давления в паропроводе 5%, давление пара у подогревателя низкого давления №4 $P_{ПНД4}$ определяем по формуле

$$P_{ПНД4} = 0,65 \cdot 0,95 = 0,62$$

Температуру питательной воды за подогревателем принимаем равной 148°C, так как отсутствуют потери от недогрева

Энтальпию питательной воды определяем по формуле $t'_{ПВ}$, кДж/кг

$$t'_{ПВ} = t_{ПВ} \cdot C_B \quad (4.1.5)$$

$$t'_{ПВ} = 148 \cdot 4,186 = 619,53$$

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

$$h = i_0 - i_{отб} \quad (4.1.6)$$

где $i_{отб}$ – энтальпия греющего пара

$$h = 3495 - 2961 = 534$$

Давление пара в отборе подогревателя низкого давления №3 составляет 0,37 МПа. Принимая потерю давления в паропроводе 5%, давление пара у подогревателя низкого давления №3 $P_{ПВД3}$ определяем по формуле

$$P_{ПВД3} = 0,37 \cdot 0,95 = 0,35$$

Температуру питательной воды за подогревателем принимаем равной 122°C, так как отсутствуют потери от недогрева

Энтальпию питательной воды определяем по формуле $t'_{ПВ}$, кДж/кг

$$t'_{ПВ} = t_{ПВ} \cdot C_B \quad (4.1.7)$$

$$t'_{ПВ} = 122 \cdot 4,186 = 510,69$$

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

$$h = i_0 - i_{отб} \quad (4.1.8)$$

где $i_{отб}$ – энтальпия греющего пара

$$h = 3495 - 2950 = 545$$

По аналогичному алгоритму определяем параметры, а также доли расходов пара и конденсата на подогреватели низкого давления № 2, № 1.

Давление пара в отборе подогревателя низкого давления №2 составляет 0,12 МПа. Принимая потерю давления в паропроводе 5%, давление пара у подогревателя низкого давления №2 $P_{ПНД2}$ определяем по формуле

$$P_{ПНД2} = 0,12 \cdot 0,95 = 0,11$$

Температуру питательной воды за подогревателем принимаем равной 92°C, так как отсутствуют потери от недогрева

Энтальпию питательной воды определяем по формуле $t'_{пв}$, кДж/кг

$$t'_{пв} = t_{пв} \cdot C_B \quad (4.1.9)$$

$$t'_{пв} = 92 \cdot 4,186 = 385,11$$

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

$$h = i_0 - i_{отб} \quad (4.1.10)$$

где $i_{отб}$ – энтальпия греющего пара

$$h = 3495 - 2728 = 767$$

По результатам раскрытия систем уравнений имеем следующие формулы для исчислений:

$$\alpha_2 = 0,0437 - 0,00425 \cdot \alpha_1 \quad (4.1.11)$$

$$\alpha_1 = \alpha_{к4} (h_{в1} - h_{оу}) \cdot \frac{1}{\eta} \quad (4.1.12)$$

где $\eta = 0,995$ – КПД пара,

$h_{в1} = 365$ кДж/кг – энтальпия воды на выходе из ПНД-1,

$\alpha_{к4}$ – доля конденсата в ПНД-4,

$\alpha_{оу} = 0,0018$ – доля расхода пара на охладитель уплотнений,

h_{0Y} – энтальпия конденсата пара в охладителе уплотнений ОУ. Её определяем из следующего равенства

$$h_{0Y} = 205,40 + 24,55 \alpha_1 \quad (4.1.13)$$

Подставив формулу 4.13 в формулу 4.12 получаем следующее соотношение

$$\alpha_1 = \alpha_{к4}(h_{в1} - 308,166) \cdot \frac{1}{24,55 \cdot \eta} \quad (4.1.14)$$

$$\alpha_1 = 0,027(365 - 308,166) \cdot \frac{1}{24,55 \cdot 0,995} = 0,063$$

Зная значение доли расхода пара на ПНД-1 определяем энтальпию конденсата пара в охладителе уплотнений

$$h_{0Y} = 205,40 + 24,55 \cdot 4,186 = 308,166$$

Зная значение доли расхода пара на ПНД-1 определяем долю расхода пара на ПНД-2

$$\alpha_2 = 0,0437 - 0,00425 \cdot 0,063 = 0,043$$

4.2 Материальный баланс пара и конденсата

Доли отборов пара из турбины:

$$\alpha_7 = \alpha_{п7} = 0,034$$

$$\alpha_6 = \alpha_{п6} = 0,028$$

$$\alpha_5 = \alpha_{п5} = 0,059$$

$$\alpha_д = \alpha_д = 0,085$$

$$\alpha_4 = \alpha_{п4} = 0,027$$

$$\alpha_3 = \alpha_{п3} = 0,027$$

$$\alpha_2 = \alpha_{п2} = 0,043$$

$$\alpha_1 = \alpha_{п1} = 0,063$$

$$\alpha_{ТФУ} = \alpha_{ТФУ} = 0,576$$

Определяем пропуск пара в конденсатор турбины:

$$\alpha^k = \alpha_0 - \sum \alpha_i - \alpha_y - \alpha_{упл} - \alpha_{0Y} \quad (4.2.1)$$

где $\alpha_0 = 1$ – весь пар,

$\sum \alpha_i = 0,976$ – сумма всех долей расходов пара, с учетом доли расхода пара на теплофикационную установку

$\alpha_y = 0,002$ – доля расхода пара на утечки,
 $\alpha_{yпл} = 0,002$ – доля расхода пара на уплотнение,
 $\alpha_{Oy} = 0,001$ – доля расхода пара на охладитель уплотнений.

$$\alpha_{\kappa}^n = 1 - 0,943 - 0,002 - 0,002 - 0,001 = 0,052$$

4.3 Энергетический баланс и расход пара на турбоагрегат

Данные, необходимые для расчета энергетического баланса и расхода пара на турбоагрегат, сведены в таблицу 4.1.

Таблица 4.1 – Суммарная работа пара в отдельных отсеках турбины

Отсек турбины	Давление пара, ата	α_j	Внутреннее теплопадение H_{ij} , кДж/кг
0'-1	90-38	$\alpha_0 - \alpha_{шт} = 1 - 0,002 = 0,998 = \alpha_{0'1}$	
1-2°	38-22	$\alpha_{1-2} = \alpha_{0'1} - \alpha_1 = 0,998 - 0,034 = 0,964$	203
2'-3	22-13	$\alpha_{2'-3} = \alpha_{12} - \alpha_2 = 0,964 - 0,028 = 0,935$	334
3-Д	13	$\alpha_{3-Д} = \alpha_{2'-3} - \alpha_Д = 0,935 - 0,059 = 0,877$	459
Д-4	13	$\alpha_{Д-4} = \alpha_{3-Д} - \alpha_4 = 0,877 - 0,085 = 0,792$	459
4-5	13-6,5	$\alpha_{4-5} = \alpha_{Д-4} - \alpha_4 = 0,792 - 0,027 = 0,765$	534
5-6	6,5-3,7	$\alpha_{5-6} = \alpha_{4-5} - \alpha_5 = 0,765 - 0,027 = 0,738$	545
6-7	3,7-1,2	$\alpha_{6-7} = \alpha_{5-6} - \alpha_6 = 0,738 - 0,043 = 0,694$	767
7-8	1,2-0,07	$\alpha_{7-8} = \alpha_{6-7} - \alpha_7 = 0,694 - 0,063 = 0,631$	1145
8-К	0,07-0,003	$\alpha_{8-К} = \alpha_{7-8} - \alpha_8 = 0,631 - 0,052 = 0,579$	

Определяем расход пара на турбину

$$D_0 = \frac{W_{\text{э}}}{\sum \alpha_i H_{ij} \mu_M \eta_{\Gamma}} \quad (4.3.1)$$

где D_0 – расход пара на турбину, кг/с,
 $W_{\text{э}} = 60$ МВ – номинальная мощность турбоустановки,
 $\sum \alpha_i H_{ij} \mu_M \eta_{\Gamma} = 156,1$ кДж/кг – сумма внутренней работы на 1 кг свежего пара,
 $\eta_M = 0,994$ – механический КПД,
 $\eta_{\Gamma} = 0,99$ – КПД генератора.

$$D_0 = \frac{60 \cdot 10^3}{156,10 \cdot 0,994 \cdot 0,99} = 108,5$$

Удельный расход пара на турбину:

$$d_0 = \frac{D_0}{W_3} \quad (4.3.2)$$

где d_0 - удельный расход пара на турбину, кг/кВт·ч;
 $D_0 = 108,5$ кг/с – расход пара на турбину;
 $W_3 = 60$ МВт – мощность турбины;

$$d_0 = \frac{390,6}{60} = 6,51$$

Расходы пара и воды:

$$D_i = \alpha_i \cdot D_0 \quad (4.3.3)$$

где D_i – расход пара или воды, кг/с;
 α_i – доля расхода пара,
 $D_0 = 390,6$ т/ч – расход пара на турбину.

$$D_7 = \alpha_7 \cdot D_0 \quad (4.3.4)$$

$$D_7 = 0,034 \cdot 108,5 = 3,70$$

$$D_6 = \alpha_6 \cdot D_0 \quad (4.3.5)$$

$$D_6 = 0,028 \cdot 108,5 = 3,09$$

$$D_5 = \alpha_5 \cdot D_0 \quad (4.3.6)$$

$$D_5 = 0,059 \cdot 108,5 = 6,39$$

$$D_{\text{д}} = \alpha_{\text{д}} \cdot D_0 \quad (4.3.7)$$

$$D_{\text{д}} = 0,085 \cdot 108,5 = 9,20$$

$$D_4 = \alpha_4 \cdot D_0 \quad (4.3.8)$$

$$D_4 = 0,027 \cdot 108,5 = 2,93$$

$$D_3 = \alpha_3 \cdot D_0 \quad (4.3.9)$$

$$D_3 = 0,027 \cdot 108,5 = 2,95$$

$$D_2 = \alpha_2 \cdot D_0 \quad (4.3.10)$$

$$D_2 = 0,043 \cdot 108,5 = 4,71$$

$$D_1 = \alpha_1 \cdot D_0 \quad (4.3.11)$$

$$D_1 = 0,063 \cdot 108,5 = 6,82$$

$$D_{ТФУ} = \alpha_{ТФУ} \cdot D_0 \quad (4.3.12)$$

$$D_{ТФУ} = 0,0576 \cdot 108,5 = 62,50$$

$$D_K^{\text{II}} = \alpha_K^{\text{II}} \cdot D_0 \quad (4.3.13)$$

$$D_K^{\text{II}} = 0,052 \cdot 108,5 = 5,64$$

Расход добавочной воды:

$$D_{дв} = \alpha_{дв} \cdot D_0 \quad (4.3.14)$$

где $D_{дв}$ – расход добавочной воды, кг/с;
 $\alpha_{дв} = 0,137$ – доля расхода добавочной воды;
 $D_0 = 108,5$ кг/с – расход пара на турбину.

$$D_{дв} = 0,137 \cdot 108,5 = 14,86$$

Полный расход тепла на турбоустановку:

$$Q_{ту} = D_0 (h_0 - h_{пв}) \quad (4.3.15)$$

где $D_0 = 108,5$ кг/с – расход пара на турбину,
 $h_0 = 3495$ кДж/кг – энтальпия свежего пара,
 $h_{пв} = 971,15$ кДж/кг – энтальпия питательной воды,

$$Q_{ту} = 108,5 (3495 - 971,15) = 273924 \text{ кВт}$$

Расход тепла турбоустановки на производство электроэнергии:

$$Q_{ту}^{\text{э}} = Q_{ту} - D_{дв} (h_{пв} - h_{дв}) - D_{ТФУ} (h_{пв} - h_{ТФУ}) \quad (4.3.16)$$

где $Q_{ту} = 273924$ кВт – полный расход тепла на турбоустановку,
 $D_{дв} = 14,86$ кг/с – расход добавочной воды,
 $h_{пв} = 971,15$ кДж/кг – энтальпия питательной воды,
 $h_{дв} = 125,75$ кДж/кг – энтальпия добавочной воды,
 $D_{ТФУ} = 62,5$ кг/с – расход пара на теплофикационные бойлера;
 $h_{пв} = 3036$ кДж/кг – энтальпия пара на бойлера,
 $h_{дв} = 339$ кДж/кг – энтальпия конденсата бойлеров,

$$Q_{TV}^{\text{э}} = 273924 - 14,86 \cdot (971,15 - 125,75) - 62,5 \cdot (3036 - 645) = 111\,933,42 \text{ кВт}$$

Удельный расход тепла турбоустановки на производство электроэнергии (без учета собственного расхода электроэнергии), кДж/кВт

$$q_{TV}^{\text{э}} = \frac{Q_{TV}^{\text{э}}}{W_{\text{э}}} \quad (4.3.17)$$

где $Q_{TV}^{\text{э}} = 111\,933,42 \text{ кВт}$ – расход тепла турбоустановкой на производство электроэнергии,
 $W_{\text{э}} = 60 \text{ МВт}$ – мощность турбоустановки,

$$q_{TV}^{\text{э}} = \frac{111933,42}{60000} = 1,866$$

Коэффициент полезного действия турбоустановки на производство электроэнергии:

$$\eta_{TV}^{\text{э}} = \frac{1}{q_{TV}^{\text{э}}} \cdot 100\% \quad (4.3.18)$$

$$\eta_{TV}^{\text{э}} = \frac{1}{1,866} \cdot 100\% = 53,6\%$$

Таким образом замена ПНД поверхностного типа на смесительные повышает КПД турбоустановки на производство электроэнергии на 0,6% и уменьшает потери от недогрева

4.4 Тепловой и гидравлический расчет подогревателя смешивающего типа

Расчеты в данном разделе производятся по формулам взятым из следующих источников: Справочник по теплообменникам. Том 1. – М.: Энергоатомиздат, 1987; Кэйс В.М. Компактные теплообменники. – М.: Энергия, 1967.

Рассчитаем подогреватель низкого давления смешивающего типа №1. Количество теплоты, воспринимаемое основным конденсатом:

$$Q_{\text{к}} = G_{\text{к}} (h_{\text{вых}} - h_{\text{вх}}) \quad (4.4.1)$$

где $G_{\text{к}}$ – расход конденсата, кг/с,

$h_{\text{ВЫХ}} = 234,4 \text{ кДж/кг}$ – энтальпия конденсата на выходе, при условии полного отсутствия недогрева конденсата до температуры насыщения пара;

$h_{\text{ВХ}} = h_{\text{»oy}} = 130,6 \text{ кДж/кг}$

$$G_{\text{к}} = \alpha_{\text{кд}} \cdot D_0 \quad (4.4.2)$$

$$G_{\text{к}} = 0,81 \cdot 108,5 = 87,89 \text{ кг/с}$$

$$Q_{\text{к}} = 87,89 (234,4 - 130,6) \cdot 10^{-3} = 9,12 \text{ МВт}$$

Расход пара на подогреватель определяем при условии, что выпар его составляет 0,5 кг/т основного конденсата, при этом теплота выпара ПНД-2 используется в ПНД-1.

Теплота выпара ПНД-2

$$Q_{\text{в2}} = 0,0005 \cdot G_{\text{к}} \cdot h_{\text{п2}} \quad (4.4.3)$$

где $Q_{\text{к}} = 87,89 \text{ кг/с}$ – расход конденсата

$h_{\text{п2}} = 2720 \text{ кДж/кг}$ – энтальпия пара

$$Q_{\text{в2}} = 0,0005 \cdot 87,89 \cdot 2720 \cdot 10^{-3} = 0,120 \text{ МВт}$$

Теплота выпара ПНД-1 составляет:

$$Q_{\text{в1}} = 0,0005 \cdot G_{\text{к}} \cdot h_{\text{п1}} \quad (4.4.4)$$

где $G_{\text{к}} = 87,89 \text{ кг/с}$ – расход конденсата

$h_{\text{п1}} = 2512 \text{ кДж/кг}$ – энтальпия пара

$$Q_{\text{в1}} = 0,0005 \cdot 87,89 \cdot 2512 \cdot 10^{-3} = 0,110 \text{ МВт}$$

Тогда расход греющего пара на подогреватель

$$D_{\text{п}} = \frac{Q_{\text{к}} + Q_{\text{в8}} - Q_{\text{в7}}}{h_{\text{п8}} - h_{\text{п8}}} \quad (4.4.5)$$

где $Q_{\text{к}} = 9,12 \text{ МВт}$ – количество теплоты, воспринимаемое основным конденсатом

$Q_{\text{в1}} = 0,11 \text{ МВт}$ – теплота выпара ПНД-1

$Q_{\text{в2}} = 0,12 \text{ МВт}$ – теплота выпара ПНД-2

$h_{\text{п1}} = 2512 \text{ кДж/кг}$ – энтальпия пара

$h_{\text{п1}} = 234,4 \text{ кДж/кг}$ – энтальпия воды перед подогревателем

$$D_{\text{п}} = \frac{9,12 + 0,11 - 0,12}{2512 - 234,4} \cdot 10^3 = 4,00 \text{ кг/с}$$

При принятой конструктивной схеме подогревателя принимаем расстояние между тарелками $l_1 = 0,38$ м, $l_2 = 0,5$ м и $l_3 = 0,48$ м, высоту подпора воды на тарелках при расчетной нагрузке $h = 0,125$ м и диаметр отверстий 8 мм. Скорость истечения воды из отверстий верхней тарелки:

$$\varpi_{в1} = a \cdot \sqrt{2 \cdot g \cdot h} \quad (4.4.6)$$

где $a = 0,6$
 $g = 9,81$ м/с²
 $h = 0,125$ м

$$\varpi_{в1} = 0,6 \cdot \sqrt{2 \cdot 9,81 \cdot 0,125} = 0,94 \text{ м/с}$$

Необходимое число отверстий в тарелке:

$$n = \frac{G_k \cdot V_k}{0,785 d^2 \varpi_{в8}} \quad (4.4.7)$$

где $G_k = 87,89$ кг/с – расход конденсата
 $V_k = 0,00101$ м³/кг – удельный объем конденсата при его температуре $t_k = 45^\circ\text{C}$.

$$n = \frac{87,89 \cdot 0,00101}{0,785 \cdot 0,008^2 \cdot 0,94} = 1880$$

При шахматном расположении отверстий с шагом $S_1 = S_2 = 2,5d = 0,02$ м необходимая площадь тарелки составит:

$$F = n \cdot S_1 \cdot S_2 \cdot \sin 60^\circ \quad (4.4.8)$$

$$F = 1880 \cdot 0,02^2 \cdot 0,866 = 0,65 \text{ м}^2$$

Из конструктивных соображений принимаем, что ширина струйного пучка первого отсека на входе и выходе потока пара одинакова и равна $L_{вх} = L_{вых} = 4$ м.

Предварительно принимаем, что нагрев конденсата в первом струйном отсеке составит $6,08^\circ\text{C}$. Тогда температура конденсата на входе во второй отсек равна $t_2 = 45 + 6,08 = 51,08^\circ\text{C}$ (энтальпия $h_2 = 213,52$ кДж/кг).

Количество сконденсированного пара в первом отсеке в этом случае составит:

$$D_{п1} = \frac{G(h_2 - h_{ex})}{h_n - h_2} \quad (4.4.9)$$

где $G = 87,89$ кг/с – расход конденсата
 $h_2 = 213,52$ кДж/кг – энтальпия конденсата на входе во второй отсек.
 $h_{\text{вх}8} = 130,6$ кДж/кг – энтальпия конденсата на входе,
 $h_{\text{п}8} = 2512$ кДж/кг – энтальпия пара.

$$D_{\text{п}1} = \frac{87,89(213,52 - 130,6)}{2512 - 213,52} = 3,17 \text{ кг/с}$$

Скорость пара на входе в струйный отсек:

$$\omega_{\text{п вх}} = \frac{(D_{\text{н}1} + D_{\text{е}1}) \cdot \nu''}{l_1 \cdot L_{\text{вх}}} \quad (4.4.10)$$

где $\nu'' = 11,482$ м³/кг – удельный объем пара,
 $D_{\text{п}1} = 3,17$ кг/с – сконденсированный пар в первом отсеке.
 $D_{\text{в}1} = 0,0005 \cdot G_k = 0,0005 \cdot 87,89 = 0,044$ кг/с
 $l_1 = 0,38$ м – расстояние между тарелками,
 $h_{\text{вх}} = 4$ м – ширина струйного пучка первого отсека на входе.

$$\omega_{\text{п вх}} = \frac{(3,17 + 0,044) \cdot 11,482}{0,38 \cdot 4} = 24,28 \text{ м/с}$$

Скорость пара на выходе из отсека:

$$\omega_{\text{п вых}} = \frac{D_{\text{н}1} \cdot \nu''}{l_1 \cdot L_{\text{вх}}} \quad (4.4.11)$$

где $D_{\text{в}1} = 0,17$ кг/с
 $\nu'' = 11,482$ м³/кг – удельный объем пара,
 $l_1 = 0,38$ м – расстояние между тарелками,
 $L_{\text{вых}} = 4$ м – ширина струйного пучка первого отсека на выходе,
 $\omega_{\text{п вых}} = 1,284$ м/с

Средняя скорость пара в струйном отсеке:

$$\omega_{\text{п ср}} = \frac{\omega_{\text{н вх}} - \omega_{\text{н вых}}}{\ln \frac{\omega_{\text{н вх}}}{\omega_{\text{н вых}}}} \quad (4.4.12)$$

где $\omega_{\text{п вх}} = 24,28$ м/с – скорость пара на входе в струйный отсек,
 $\omega_{\text{п вых}} = 1,284$ м/с – скорость пара на выходе из отсека,

$$\bar{w}_{\text{п ср}} = \frac{24,28 - 1,284}{\ln \frac{24,28}{1,284}} = 7,823 \text{ м/с}$$

С учетом опыта эксплуатации принимаем, что расход воздуха в первом отсеке составляет 0,0055 кг/с. Тогда расход паровоздушной смеси на входе в отсек

$$D_{\text{см вх}} = D_{\text{пл}} + D_{\text{вл}} + 0,0055 \quad (4.4.13)$$

$$D_{\text{см вх}} = 3,17 + 0,044 + 0,0055 = 3,2195 \text{ кг/с,}$$

а на выходе из отсека

$$D_{\text{см вых}} = D_{\text{вл}} + 0,0055 \quad (4.4.14)$$

$$D_{\text{см вых}} = 0,044 + 0,0055 = 0,0495 \text{ кг/с.}$$

Относительное содержание неконденсирующихся газов в паровоздушной смеси на входе и выходе из отсека будет равно:

$$П_{\text{вх}} = \frac{G_{\text{возд}}}{D_{\text{см вх}}} \quad (4.4.15)$$

где $G_{\text{возд}} = 0,0055 \text{ кг/с}$ – расход воздуха в первом отсеке,
 $D_{\text{см вх}} = 3,2195 \text{ кг/с}$ – расход паровоздушной смеси на входе в отсек.

$$П_{\text{вх}} = \frac{0,0055}{3,2195} = 0,0017$$

$$П_{\text{вых}} = \frac{G_{\text{возд}}}{D_{\text{см возд}}} \quad (4.4.16)$$

где $D_{\text{см возд}} = D_{\text{см вых}} = 0,0495 \text{ кг/с}$

$$П_{\text{вых}} = \frac{0,0055}{0,0495} = 0,111$$

Среднее относительное содержание неконденсирующихся газов:

$$П_{\text{ср}} = \frac{П_{\text{вых}} - П_{\text{вх}}}{\ln \frac{П_{\text{вых}}}{П_{\text{вх}}}} \quad (4.4.17)$$

где $\Pi_{\text{вых}} = 0,111 - 0,0017$

$$\Pi_{\text{ср}} = \frac{0,111 - 0,0017}{\ln \frac{0,111}{0,0017}} = 0,0026$$

При значении $t_{\text{вх}} = 45^\circ\text{C}$ число $\text{Pr} = 3,925$, а коэффициент поверхностного натяжения $\sigma = 68,77 \cdot 10^{-4} \text{ кг/м} = 0,00688 \text{ кг/м}$
Находим значение t_2 из уравнения:

$$\lg \frac{t_{\text{н}} - t_1}{t_{\text{н}} - t_2} = 0,053 \frac{l(1 - \Pi)^7}{\text{Pr}^{0,62}} \sqrt[3]{\left(\frac{\varpi_{\text{п}}}{\varpi_{\text{в}}}\right)^2 \frac{\rho_{\text{п}}}{\sigma \cdot d}} \quad (4.4.18)$$

где $l = 0,38 \text{ м}$ – длина струй,
 $d = 0,008 \text{ м}$ – диаметр отверстий в тарелке,

$$\Pi = \frac{G_{\text{в}}}{D_{\text{см}}} \quad (4.4.19)$$

$$\Pi = \frac{0,0055}{0,0055 + 12,29} = 0,000447$$

где $\varpi_{\text{п}} = 21,617 \text{ м/с}$ – скорость пара,
 $\varpi_{\text{в}} = 0,94 \text{ м/с}$ – скорость истечения воды из отверстий,
 $\text{Pr} = 3,31$ – число Прандтля,
 $\sigma = 669,55 \cdot 10^{-4} = 0,06696 \text{ кг/м}$ – поверхностное натяжение,
 $\rho_{\text{п}} = 985,65 \text{ кг/м}^3$ – плотность пара,
 $t_{\text{н}} = 56^\circ\text{C}$ – температура насыщения пара,
 $t_1 = 45^\circ\text{C}$ – температура конденсата в начале струи,
 t_2 – температура конденсата в конце струи, $^\circ\text{C}$.

$$\lg \frac{56 - 45}{56 - t_2} = 0,053 \frac{0,38 \cdot (1 - 0,000447)^7}{3,31^{0,62}} \sqrt[3]{\left(\frac{21,617}{0,94}\right)^2 \frac{985,65}{0,06696 \cdot 0,008}}$$

$t_2 = 51,1^\circ\text{C}$, что весьма близко к принятому ранее значению.
Расход конденсата, поступающего во второй отсек:

$$G_{\text{к2}} = G_{\text{к}} + D_{\text{п1}} \quad (4.4.20)$$

где $G_{\text{к}} = 87,89 \text{ кг/с}$ – расход конденсата,
 $D_{\text{п1}} = 3,17 \text{ кг/с}$ – сконденсировавшийся пар в первом отсеке.

$$G_{\text{к2}} = 87,89 + 3,17 = 91,06 \text{ кг/с.}$$

Скорость истечения воды из отверстий второй тарелки при высоте подпора 0,065 м.

$$w_{в2} = a \cdot \sqrt{2 \cdot g \cdot h} \quad (4.4.21)$$

$$w_{в2} = 0,6 \cdot \sqrt{2 \cdot 9,81 \cdot 0,065} = 0,678 \text{ м/с}$$

Число отверстий в тарелке:

$$n = \frac{G_k \cdot V_k}{0,785 d^2 w_{в2}} \quad (4.4.22)$$

где $G_{к2} = 87,89$ кг/с – расход конденсата, поступающего во второй отсек,
 $V_k = 0,00101$ м³/кг – удельный объем конденсата,
 $d = 0,008$ м – диаметр отверстий,
 $w_{в2} = 0,678$ м/с – скорость истечения воды из отверстий второй тарелки.

$$n = \frac{87,89 \cdot 0,00101}{0,785 \cdot 0,008^2 \cdot 0,678} = 2606$$

Необходимая площадь тарелки составит:

$$F_2 = n \cdot S_1 \cdot S_2 \cdot \sin 60^\circ \quad (4.4.23)$$

$$F_2 = 2606 \cdot 0,02^2 \cdot 0,866 = 0,903 \text{ м}^2$$

Предварительно принимаем подогрев основного конденсата во втором отсеке равным 10°C. Тогда температура конденсата в конце второго отсека $t_{к2} = t_{к1} + \Delta t_{к2} = 51,1 + 10 = 61,1^\circ\text{C}$ (энтальпия конденсата $h_{к2} = 255,5$ кДж/кг и $\Delta h_{к2} = 42$ кДж/кг).

Количество пара, сконденсированного в отсеке:

$$D_{п2} = \frac{G_{к2} \cdot \Delta h_{к2}}{h_n - h_{к2}} \quad (4.4.24)$$

где $G_{к2} = 87,89$ кг/с – расход конденсата, поступающего во второй отсек,
 $\Delta h_{к2} = 42$ кДж/кг – разность энтальпий,
 $h_n = 2512$ кДж/кг – энтальпия пара,
 $h_{к2} = 255,5$ кДж/кг – энтальпия конденсата.

$$D_{п2} = \frac{87,89 \cdot 42}{2512 - 255,5} = 1,64 \text{ кг/с}$$

В соответствии с рекомендациями расход пара на выходе из отсека следует принимать равным 30% расхода пара в первый отсек, то есть

$$D_{\text{П2}}^{\text{ВЫХ}} = 0,3 D_{\text{П1}}^{\text{ВХ}} \quad (4.4.25)$$

где $D_{\text{П1}}^{\text{ВХ}} = 3,17$ кг/с – сконденсировавшийся пар в первом отсеке.

$$w_{\text{П2}}^{\text{ВЫХ}} = \frac{3,687 \cdot 11,482}{0,5 \cdot 3,6} = 23,52 \text{ м/с}$$

Средняя скорость в отсеке:

$$w_{\text{П2}}^{\text{ср}} = \frac{w_{\text{П2}}^{\text{вх}} - w_{\text{П2}}^{\text{вых}}}{\ln \frac{w_{\text{П2}}^{\text{вх}}}{w_{\text{П2}}^{\text{вых}}}} \quad (4.4.26)$$

где $w_{\text{П2}}^{\text{вх}} = 45,296$ м/с – скорость пара на входе,
 $w_{\text{П2}}^{\text{вых}} = 23,52$ м/с – скорость пара на выходе.

$$w_{\text{П2}}^{\text{ср}} = \frac{45,296 - 23,52}{\ln \frac{45,296}{23,52}} = 33,227 \text{ м/с.}$$

По формуле находим расчетное значение $t_{\text{к2}}$:

$$\lg \frac{t_{\text{н}} - t_{\text{к1}}}{t_{\text{н}} - t_{\text{к2}}} = 0,053 \frac{l \cdot (1 - \Pi)^7}{\text{Pr}^{0,62}} \sqrt[3]{\left(\frac{w_{\text{П2}}^{\text{ср}}}{w_{\text{в}}}\right) \frac{\rho_{\text{п}}}{\sigma \cdot d}} \quad (4.4.27)$$

где $\text{Pr} = 3,31$ – число Прандтля,
 $\sigma = 675,283 \cdot 10^{-4}$ кг/м² – поверхностное натяжение конденсата,
 $\rho_{\text{п}} = 975,6$ кг/м³ – плотность пара,
 $w_{\text{П2}}^{\text{ср}} = 33,227$ м/с – средняя скорость пара в отсеке,
 $w_{\text{в}} = 0,678$ м/с – скорость воды,
 $d = 0,008$ м – диаметр отверстий,
 $l = 0,5$ м – расстояние между тарелками,
 $t_{\text{н}} = 56^{\circ}\text{C}$ – температура насыщения,
 $t_{\text{к1}} = 51,1^{\circ}\text{C}$ – температура конденсата в первом отсеке.

$$D_{\text{П2}}^{\text{ВЫХ}} = 0,3 \cdot 3,17 = 0,951 \text{ кг/с}$$

Расход пара на входе в отсек:

$$D_{\Pi 2}^{ex} = D_{\Pi 2}^{ВЫХ} + D_{\Pi 2} \quad (4.4.28)$$

где $D_{\Pi 2} = 1,64$ кг/с – пар, сконденсировавшийся в отсеке,

$$D_{\Pi 2}^{ex} = 0,951 + 1,64 = 2,591 \text{ кг/с}$$

Скорость пара при ширине струйного пучка на входе $h_{вх2} = 5,2$ м.

$$\varpi_{\Pi 2}^{ex} = \frac{D_{\Pi 2}^{ex} \cdot \nu''}{l_2 \cdot h_{вх2}} \quad (4.4.29)$$

где $D_{\Pi 2}^{ex} = 2,591$ кг/с
 $\nu'' = 11,482$ м³/кг – удельный объем,
 $l_2 = 0,5$ м – расстояние между тарелками,
 $h_{вх2} = 5,2$ м

$$\varpi_{\Pi 2}^{ex} = \frac{2,591 \cdot 11,482}{0,5 \cdot 5,2} = 11,442 \text{ м/с}$$

Ширина струйного пучка на выходе пара из отсека равна 3,6 м. Тогда скорость пара на выходе из отсека:

$$\varpi_{\Pi 2}^{вых} = \frac{D_{\Pi 2}^{вых} \cdot \nu''}{l_2 \cdot L_{2вых}} \quad (4.4.30)$$

где $D_{\Pi 2}^{ВЫХ} = 0,951$ кг/с – расход пара на выходе из отсека,
 $\nu'' = 11,482$ м³/кг – удельный объем,
 $l_2 = 0,5$ м – расстояние между тарелками.

Значение отношения Π для второго и третьего отсеков может быть принято равным 1.

$$\lg \frac{56 - 51,1}{56 - t_{к2}} = 0,053 \frac{0,5}{0,951^{0,62}} \sqrt[3]{\left(\frac{33,227}{0,678}\right)^2 \frac{987,6}{0,06753 \cdot 0,008}}$$

из уравнения получаем $t_{к2} = 54,36^\circ\text{C}$

С учетом конденсации пара во втором отсеке расход конденсата через третью тарелку составит:

$$G_{к3} = G_{к2} + D_{\Pi 2} \quad (4.4.31)$$

где $G_{к2} = 87,89$ кг/с – расход конденсата, поступающего во второй отсек.
 $D_{п2} = 1,64$ кг/с – количество пара, сконденсированного в отсеке.

$$G_{к3} = 87,89 + 1,64 = 89,53 \text{ кг/с}$$

Принимаем высоту слоя воды над третьей тарелкой $h = 0,06$ м, тогда скорость истечения конденсата через отверстия:

$$w_{в3} = a \cdot \sqrt{2 \cdot g \cdot h} \quad (4.4.32)$$

$$w_{в3} = 0,6 \cdot \sqrt{2 \cdot 9,81 \cdot 0,06} = 0,65 \text{ м/с}$$

Число отверстий в тарелке:

$$n = \frac{G_{к3} \cdot V_{к}}{0,785 \cdot d^2 \cdot w_{в3}} \quad (4.4.33)$$

где $G_{к3} = 89,53$ кг/с – расход конденсата в третьем отсеке,
 $V_{к} = 0,00101$ м³/кг – удельный объем конденсата,
 $d = 0,008$ м – диаметр отверстий,
 $w_{в3} = 0,65$ м/с – скорость истечения конденсата через отверстия,

$$n = \frac{89,53 \cdot 0,00101}{0,785 \cdot 0,008^2 \cdot 0,65} = 2769$$

Предварительно принимаем, что подогрев основного конденсата в подогревателе $0,1^{\circ}\text{C}$, то есть подогрев в третьем отсеке составляет $1,4^{\circ}\text{C}$, тогда $t_{к3} = t_{к2} + \Delta t_{к3} = 54,36 + 1,4 = 55,76^{\circ}\text{C}$ ($h_{к3} = 244,29$ кДж/кг).

Количество пара, сконденсированного в третьем отсеке:

$$D_{п3} = \frac{G_{к3} \cdot \Delta h_{к3}}{h_{п} - h_{к3}} \quad (4.4.34)$$

где $G_{к3} = 89,53$ кг/с – расход конденсата в третьем отсеке,
 $h_{к2} = 227,56$ кДж/кг – энтальпия конденсата во втором отсеке,
 $\Delta h_{к3} = 16,73$ кДж/кг,
 $h_{п} = 2512$ кДж/кг – энтальпия пара,
 $h_{к3} = 244,29$ кДж/кг – энтальпия конденсата в третьем отсеке.

$$D_{п3} = \frac{89,53 \cdot 16,73}{2512 - 244,29} = 0,661 \text{ кг/с}$$

Расход пара на входе в отсек:

$$D_{ПЗ}^{ex} = D_{ПЗ} + D_{ПЗ}^{вых} \quad (4.4.35)$$

где расход пара на выходе принимается равным 70% расхода пара на входе в первый отсек:

$$D_{ПЗ}^{вых} = 0,7 D_{ПЗ}^{ex} \quad (4.4.36)$$

где $D_{ПЗ}^{ex} = 3,17$ кг/с – расход паровоздушной смеси на входе в отсек.

$$D_{ПЗ}^{вых} = 0,7 \cdot 3,17 = 2,219 \text{ кг/с}$$

$$D_{ПЗ}^{ex} = D_{ПЗ} + D_{ПЗ}^{вых} \quad (4.4.37)$$

где $D_{ПЗ} = 0,661$ кг/с – количество пара, сконденсированного в третьем отсеке.

$$D_{ПЗ}^{ex} = 0,661 + 2,219 = 2,88$$

$D_{ПЗ}^{ex} = 2,88$ кг/с – расход пара на входе в третий отсек.

Из конструктивных соображений принимаем ширину струйного пучка третьего отсека на входе $L_{вх3} = 5,2$ м и на выходе $L_{вых3} = 3,35$ м. В этом случае скорость пара на входе в отсек:

$$\omega_{ПЗ}^{ex} = \frac{D_{ПЗ}^{ex} \cdot v''}{l_3 \cdot L_{вх3}} \quad (4.4.38)$$

где $D_{ПЗ}^{ex} = 2,88$ кг/с – расход пара на входе в третий отсек,
 $v'' = 11,482$ м³/кг – удельный объем пара,
 $l_3 = 0,48$ м – расстояние между тарелками.

$$\omega_{ПЗ}^{ex} = \frac{2,88 \cdot 11,482}{0,48 \cdot 5,2} = 13,25 \text{ м/с}$$

Скорость пара на выходе:

$$\omega_{ПЗ}^{вых} = \frac{D_{ПЗ}^{вых} \cdot v''}{l_3 \cdot L_{вых3}} \quad (4.4.39)$$

где $D_{ПЗ}^{вых} = 13,25$ кг/с – расход пара на выходе из третьего отсека,
 $v'' = 11,482$ м³/кг – удельный объем пара,
 $l_3 = 0,48$ м – расстояние между тарелками.

$$\omega_{ПЗ}^{вых} = \frac{13,25 \cdot 11,482}{0,48 \cdot 3,35} = 94,61 \text{ м/с}$$

Средняя скорость пара в струйном пучке

$$\omega_{П}^{cp} = \frac{\omega_{ПЗ}^{вх} + \omega_{ПЗ}^{вых}}{2} \quad (4.4.40)$$

где $\omega_{ПЗ}^{вх} = 13,25 \text{ м/с}$ – скорость пара на входе,
 $\omega_{ПЗ}^{вых} = 94,61 \text{ м/с}$ – скорость пара на выходе.

$$\omega_{П}^{cp} = \frac{13,25 + 94,61}{2} = 53,93 \text{ м/с}$$

Расчетное значение температуры конденсата на выходе из отсека:

$$\lg \frac{t_n - t_{к2}}{t_n - t_{к3}} = 0,053 \frac{l \cdot (1 - \Pi)^7}{Pr^{0,62}} \sqrt[3]{\left(\frac{\omega_{П}^{cp}}{\omega_{в}}\right)^2 \frac{\rho_n}{\sigma \cdot d}} \quad (4.4.41)$$

где $t_n = 56^\circ\text{C}$ – температура насыщения,
 $t_{к2} = 54,36^\circ\text{C}$ – температура конденсата первого отсека,
 $l = 0,48 \text{ м}$ – расстояние между тарелками,
 $Pr = 3,264$ – число Прандтля,
 $\omega_{П}^{cp} = 53,93 \text{ м/с}$ – средняя скорость пара в струйном пучке.
 $\omega_{в} = 0,65 \text{ м/с}$ – скорость истечения конденсата через отверстия.
 $\rho_n = 985,16 \text{ кг/м}^3$ – плотность смеси,
 $\sigma = 668,08 \cdot 10^{-4} \text{ кг/м}^2$ – поверхностное натяжение,

$$\lg \frac{56 - 54,36}{56 - t_{к3}} = 0,053 \frac{0,48}{3,264^{0,62}} \sqrt[3]{\left(\frac{53,93}{0,65}\right)^2 \frac{985,16}{0,0668 \cdot 0,008}}$$

из уравнения получаем $t_{к3} = 55,52^\circ\text{C}$

Общий нагрев конденсата в подогревателе:

$$\Delta t = t_{к3} - t_{вх} \quad (4.4.42)$$

где $t_{к3} = 55,52^\circ\text{C}$ – температура конденсата на выходе из отсека,
 $t_{вх} = 45^\circ\text{C}$ – температура конденсата на входе в подогреватель,

$$\Delta t = 55,52 - 45 = 10,52^\circ\text{C}$$

Общий расход пара:

$$D_{\text{п}} = D_{\text{п1}} + D_{\text{п2}} + D_{\text{п3}} \quad (4.4.43)$$

где $D_{\text{п1}} = 3,17$ кг/с – количество сконденсированного пара в первом отсеке,
 $D_{\text{п2}} = 6,57$ кг/с – количество пара, сконденсированного во втором отсеке,
 $D_{\text{п3}} = 2,653$ кг/с – количество сконденсированного пара в третьем отсеке,

$$D_{\text{п}} = 3,17 + 1,64 + 0,661 = 5,471 \text{ кг/с}$$

5 Экономическая часть

Расчеты в данном разделе произведены по Методике расчета эффективности мероприятий по энергосбережению, разработанной АО «Алматинские электрические станции».

Задача экономического расчета заключается в определении экономии себестоимости в результате изменения схемы производства электрической энергии.

В технической части в схеме выработки электрической энергии произведена замена подогревателя низкого давления поверхностного типа на подогреватель низкого давления смешивающего типа. Задача экономического расчета замены заключается в следующем:

- 1) провести сравнительный расчет для определения разницы удельных расходов топлива в связи заменой подогревателя низкого давления поверхностного типа на подогреватель низкого давления смешенного типа;
- 2) определить экономию себестоимости;
- 3) сопоставить величину экономии себестоимости и затрат на покупку и монтаж подогревателя низкого давления смешивающего типа, демонтаж подогревателя низкого давления поверхностного типа.

При расчете будут использоваться цены этого года, полученные на тепловой электрической станции.

Цель расчета заключатся в определении срока окупаемости затрат на приобретение и замену подогревателя.

Определение путей сокращения отдельных статей текущих затрат можно проследить, анализируя удельные издержки производства, то есть статьи себестоимости продукции. Основную статью себестоимости – сырьевую (материальную) – можно раскрыть и проанализировать в зависимости от производственных факторов.

Снизить материальную составляющую себестоимости продукции можно либо путем приобретения более дешевых сырья и материалов, либо снижая материалоемкость продукции. Цены на сырье и материалы диктуются рыночной конъюнктурой, так что от потребителя практически не зависят. Поэтому основным путем является снижение материалоемкости производства, всемерная экономия сырья и материалов.

В качестве основного материала при производстве энергии выступает топливо, и основная часть себестоимости – топливная составляющая – зависит от цены топлива $C_{т,тг/т.у.т.}$ или $тг/т.н.т.$ (на тонну натурального топлива), расхода топлива для выработки электроэнергии, амортизации, оплаты труда работников, ремонтных затрат, прочих производственных затрат и объема производства электроэнергии W , тыс. кВт·ч/год;

$$S_n = \frac{U_s}{W} \text{ (тг/тыс.кВт·ч)} \quad (5.1)$$

5.1 Расчет срока окупаемости

Расход натурального топлива на выработку электроэнергии выразим как отношение низшей теплоты сгорания топлива на расход тепла, поступившего на турбоагрегат, для выработки электроэнергии

$$B = \frac{Q_{TV}^{\text{э}}}{Q_{\text{H}}} \quad (5.2)$$

где $Q_{TV}^{\text{э}} = 8\,141$ – расход тепла, поступившего на турбоагрегат, для выработки электроэнергии, кВт
 $Q_{\text{H}} = 9\,886$ – низшая теплота сгорания натурального топлива, кВт

По формуле 4.2 определим расход натурального и условного топлива на выработку электроэнергии при регенерации основного конденсата в поверхностных подогревателях низкого давления

$$B_{\text{у.т.}}^{\text{поверх}} = \frac{113,478}{8,141} = 13,939 \text{ т.у.т.}$$

$$B_{\text{н.т.}}^{\text{поверх}} = \frac{113,478}{9,886} = 11,478 \text{ т.н.т.}$$

В случае со смешивающим подогревателем низкого давления расход натурального и условного топлива на выработку электроэнергии равен

$$B_{\text{у.т.}}^{\text{смеш}} = \frac{111,933}{8,141} = 13,749 \text{ т.у.т.}$$

$$B_{\text{н.т.}}^{\text{смеш}} = \frac{111,933,42}{9,886} = 11,322 \text{ т.н.т.}$$

Процентное соотношение разницы расходов натурального топлива на турбоагрегат к большему расходу:

$$\frac{B_{\text{н.т.}}^{\text{смеш}}}{B_{\text{н.т.}}^{\text{поверх}}} \cdot 100\% = \frac{11,322}{11,478} = 98,64\%$$

Разность расходов натурального топлива при регенерации поверхностными и смешивающими подогревателями равна

$$\Delta B = (B_{\text{н.т.}}^{\text{поверх}} - B_{\text{н.т.}}^{\text{смеш}}) \cdot \eta_{TV}^{\text{э}} \quad (5.3)$$

$$\Delta B = 11,478 - 11,322 = 0,156 \text{ т.н.т.}$$

Экономия натурального топлива за год составит, т.н.т.

$$\Delta B_{\text{год}} = \Delta B \cdot T \quad (5.4)$$

$$\Delta B_{\text{год}} = 0,156 \cdot 2343 = 365,51 \text{ т.н.т.}$$

где $T = 2343$ число часов использования установленной мощности
Выразим экономию в денежном выражении

$$\mathcal{E} = \Delta B_{\text{год}} \cdot C_T \quad (5.5)$$

где $C_T = 23350$ тг. цена натурального топлива, согласно данным предоставленным на ТЭЦ-1

$$\mathcal{E} = 365,51 \cdot 23\,350 = 8\,534\,658,5 \text{ тг.}$$

Затраты на выполнения работ, связанных с заменой подогревателей, представлены в таблице 4.1

Таблица 4.1 – Затраты на выполнение работ связанных с заменой подогревателей

Наименование	Стоимость, млн.тг
Подогреватель низкого давления смешивающего типа	2,75
демонтаж подогревателя низкого давления поверхностного типа	1,5
монтаж подогревателя низкого давления смешивающего типа	2,5
Итого:	6,75

Срок окупаемости подогревателей составляет, лет

$$\frac{\Sigma}{\mathcal{E}_s} = \frac{6,75}{8,53} = 0,79 \quad (5.6)$$

Чистая экономия после замены подогревателей за первый год использования составит, млн.тг.

$$\mathcal{E}_{\text{чист}} = \mathcal{E} - \Sigma \quad (5.7)$$

$$\mathcal{E}_{\text{чист}} = 8,53 - 6,75 = 1,78 \text{ млн.тг.}$$

5.2. Определение ежегодных эксплуатационных издержек

Выполняю расчет себестоимости электрической энергии после замены поверхностного подогревателя низкого давления на подогреватель смешивающего типа паровой турбины марки ПТ-60-90.

Эксплуатационные расходы в проектных технико-экономических расчётах, группируются в укрупнённые статьи калькуляции $U_э$, млн. тг./год

$$U_э = U_т + U_{зп} + U_a + U_{тр} + U_{пр} \quad (5.8)$$

где, $U_т$ – затраты на топливо, млн. тг./год;

$U_{зп}$ – расходы на оплату труда, млн. тг./год;

U_a – амортизация основных производственных средств, млн. тг./год;

$U_{тр}$ – расходы на ремонт основных средств, млн. тг./год;

$U_{пр}$ – прочие расходы, млн. тг./год.

5.2.1 Расчёт затрат на топливо

Определяю полный расход натурального топлива на выработку электроэнергии при работе турбины с поверхностным подогревателем низкого давления, т.н.т./год

$$B_{общ} = B_{н.т.}^{поверх} \cdot T \quad (5.9)$$

где $B_{н.т.}^{поверх} = 11,478$ т.н.т – расход натурального топлива за час использования установленной мощности

$T = 2343$ час – число часов использования установленной мощности

$$B_{общ} = 11,478 \cdot 2\,343 = 26\,892,95 \text{ т.н.т./год}$$

Выражаю затраты на топливо в денежном выражении, млн.тг/год

$$U_т = B_{общ} \cdot C_т \quad (5.10)$$

где $C_т = 23350$ тг. цена натурального топлива, согласно данным предоставленным на ТЭЦ-1

$$U_т = 26\,892,95 \cdot 23\,350 = 627,95 \text{ млн.тг/год}$$

Аналогичным путем определяю полный расход натурального топлива на выработку электроэнергии при работе турбины со смешивающим подогревателем низкого давления, т.н.т./год

$$B_{общ} = B_{н.т.}^{смеш} \cdot T \quad (5.11)$$

где $B_{н.т.}^{смеш} = 11,322$ т.н.т – расход натурального топлива за час использования установленной мощности

$T = 2343$ час – число часов использования установленной мощности

$$B_{\text{общ}} = 11,322 \cdot 2\,343 = 26\,527,45 \text{ т.н.т./год}$$

Выражаю затраты на топливо в денежном выражении, млн.тг/год

$$U_T = B_{\text{общ}} \cdot C_T \quad (5.12)$$

где $C_T = 23350$ тг. цена натурального топлива, согласно данным предоставленным на ТЭЦ-1

$$U_T = 26\,527,45 \cdot 23\,350 = 619,42 \text{ млн.тг/год}$$

5.2.2 Расходы на оплату труда

Для приближённых расчётов заработной платы по станции можно использовать формулу, млн. тг./год:

$$U_{\text{зп}} = n_y \cdot \Phi_{\text{зп}} \quad (5.13)$$

где n_y – штатная численность работников задействованных в обслуживании турбинного оборудования;
 $\Phi_{\text{зп}}$ – средняя зарплата одного работника за год, млн.тг/;

$$U_{\text{зп}} = 80 \cdot 2,5 = 20 \text{ млн.тг/год}$$

5.2.3 Амортизационные отчисления

Амортизационные отчисления связаны с нормативным сроком службы оборудования и стоимостью единицы оборудования. По турбинному цеху амортизационные отчисления будут равны, млн.тг/год

$$U_a = \frac{C_{\text{обор}}}{t_{\text{службы}}} \quad (5.14)$$

где $C_{\text{обор}}$ – стоимость единицы основного технологического оборудования,
 $t_{\text{службы}}$ – нормативный срок службы основного технологического оборудования

$$U_a = \frac{2400}{40} = 60 \text{ млн.тг/год}$$

5.2.4 Расходы на ремонт оборудования

Расходы на ремонт оборудования определяются исходя их технического состояния оборудования, числа отказов различной степени во время прохождения отопительного сезона и износа. По результатам обследований оборудования составляются акты дефектаций на основании которых формируется бюджет на ремонтные работы. В среднем на ремонтные работы ежегодные затраты составляют порядка 60 млн.тг/год.

5.2.5 Прочие расходы

К прочим расходам относятся:

1. общецеховые расходы;
2. расходы по охране труда и технике безопасности;
3. налоги и сборы;
4. и др.

Их величина принимается 20-30% от суммарных затрат на амортизацию, ремонт и зарплату, с учётом страховых взносов во внебюджетные фонды, млн.тг./год

$$U_{\text{пр}} = 0,2 \cdot (U_a + U_{\text{тр}} + U_{\text{зн}}) + \text{СТР}, \quad (5.14)$$

где СТР – страховые взносы во внебюджетные фонды, рассчитываемые по ставке 30% от расходов на оплату труда;

$$U_{\text{пр}} = 0,2 \cdot (20 + 60 + 60) + 0,3 \cdot 20 = 34 \text{ млн.тг/год.}$$

Определив основные статьи эксплуатационных расходов определяем эксплуатационные расходы при работе турбины при различных типах подогревателей низкого давления.

Эксплуатационные расходы при работе подогревателей поверхностного типа составят, млн.тг/год

$$U_s = 627,95 + 20 + 60 + 60 + 34 = 801,95 \text{ млн.тг/год.}$$

Эксплуатационные расходы при работе подогревателей смешивающего типа составят, млн.тг/год

$$U_s = 619,42 + 20 + 60 + 60 + 34 = 793,42 \text{ млн.тг/год.}$$

5.3 Расчёт себестоимости единицы электроэнергии

Себестоимость отпущенной электроэнергии, тг/МВт·ч

$$S_n = \frac{U_2}{W} \quad (5.1)$$

где W – годовая отпущенная электроэнергия с шин турбины. Согласно данным полученным на ТЭЦ-1 составляет порядка 100 тыс.МВт/год;

при работы поверхностных подогревателей:

$$S_n = \frac{801,95}{100} = 8,02 \text{ тг/кВт}$$

при работы смешивающих подогревателей:

$$S_n = \frac{793,42}{100} = 7,93 \text{ тг/кВт}$$

Как видно из расчетов при замене поверхностного подогревателя на смешивающий снижается себестоимость производства электрической энергии на 0,09 тг/кВт.

6 Охрана труда

6.1 Оплата труда работников, занятых на тяжелых работах, работах с вредными и (или) опасными условиями труда

Оплата труда работников, занятых на тяжелых работах, работах с вредными и (или) опасными условиями труда, устанавливается в повышенном размере по сравнению с оплатой труда работников, занятых на работах с нормальными условиями труда. Данным работникам устанавливаются повышенные должностные оклады (ставки) или доплаты. Размер определяется коллективным договором с учетом отраслевых коэффициентов, классифицирующих условия труда по степени вредности и опасности, определяемых отраслевым соглашением.

Оплата труда работников, занятых на тяжелых работах, работах с вредными и (или) опасными условиями труда, в повышенном размере осуществляется согласно списку производств, цехов, профессий и должностей, перечню тяжелых работ, работ с вредными и (или) опасными условиями труда.

Установленные настоящей статьей условия оплаты труда предоставляются работникам, труд которых на тяжелых работах, работах с вредными и (или) опасными условиями труда подтвержден результатами аттестации производственных объектов по условиям труда.

В случае непроведения работодателем аттестации производственных объектов по условиям труда, а также по рабочим местам, которые не подлежат аттестации, оплата труда работников, занятых на тяжелых работах, работах с вредными, опасными условиями труда, производится согласно Списку производств, цехов, профессий и должностей, перечню тяжелых работ, работ с вредными и (или) опасными условиями труда.

6.2 Расчет искусственного освещения

Условия искусственного освещения в промышленном производстве оказывают существенное влияние на зрительные характеристики, физическое и моральное состояние людей, производительность труда, продукт спа и производственное оборудование.

Для создания благоприятных условий труда промышленное освещение должно соответствовать следующим требованиям:

- Освещение на рабочем месте должно соответствовать гигиеническим нормам;
- Яркость на рабочей поверхности и в окружающей среде должна быть как можно более равномерной;
- Яркие тени не должны быть на рабочей поверхности, так как их наличие указывает на неравномерное распределение света;
- не должен быть блестящим под глазами (вертикальным или фигурным)

- Необходимо дать цвет спектральной композиции, необходимый для освещения, чтобы дать правильный цвет;

Искусственное освещение может быть двух типов: общее и комбинированное.

Комбинированное освещение включает в себя общее местное освещение, которое направляет поток света прямо на рабочее место. Использование единого местного освещения в промышленных зонах не допускается. Искусственное освещение также может быть рабочим, аварийным, эвакуационным и складским.

Увеличение освещения в промышленных зонах положительно влияет на зрительные функции. По мере увеличения контраста между фоном и разностным объектом увеличивается видимость формы. Это также определяется окружающей средой и яркостью рабочей среды: увеличение этого коэффициента снижает работоспособность. Хорошее соотношение освещенности в общей системе освещения, слабое - в комбинированном освещении. В последнем случае состояние зрительной работы улучшается при увеличении освещенности вида (стена, потолок, земля), что сопровождается увеличением коэффициента пропускания промышленной установки и поверхности носителя.

При выборе системы освещения капитальные вложения и эксплуатационные расходы ниже, чем в общем комбинированном освещении. Рекомендуется использовать комбинированное освещение в здании при выполнении работ 1-4 категории. В комбинированной системе освещенность рабочей поверхности, генерируемая общей освещенностью, должна составлять 10% от нормальной освещенности, так что верхняя и нижняя подсветки составляют лампы накаливания 100 и 50 люкс соответственно для газоразрядных ламп 500 и 150 люкс.

Помимо абсолютного значения освещенности нормализуются и качественные коэффициенты освещенности: коэффициент видимости и коэффициент пульсации света.

Аварийное освещение должно обеспечивать не менее 5% освещения, которое происходит при общем освещении, но не менее 2 люкс внутри здания. Эвакуационное освещение размещается в местах, где люди подвергаются риску: освещение здесь составляет половину основного прохода, не менее 0,3 люкс на лестнице и 0,2 люкс в здании и на открытых площадках.

Проектирование искусственного освещения осуществляется путем решения следующих задач:

1. Выбор системы освещения;
2. Тип источника света;
3. Расположение огней;
4. Проведение световых расчетов;
5. Определение мощности осветительной установки.

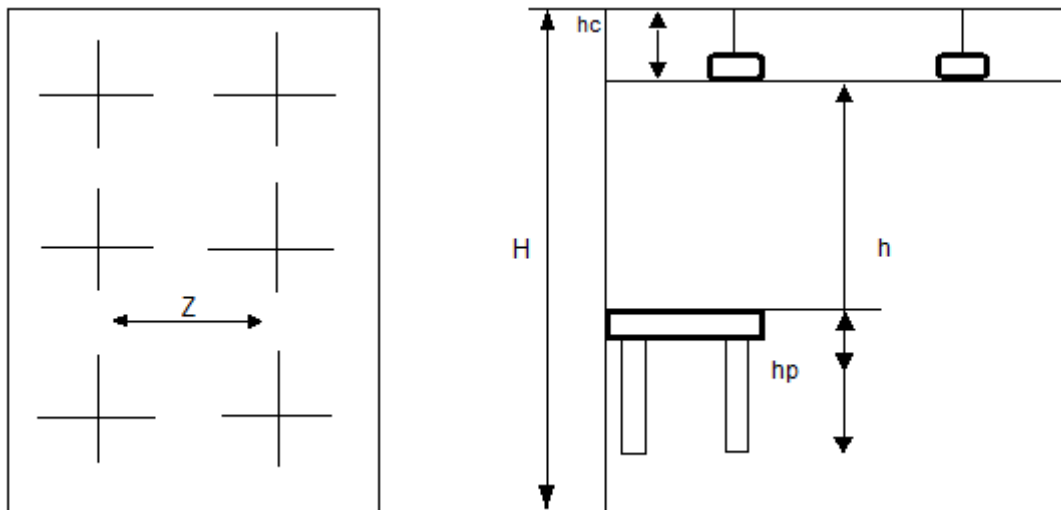


Рисунок 6.1 – Определение искусственного освещения здания турбинного цеха

Искусственное освещение рассчитывается в основном двумя методами: коэффициентом использования и методом точечного коэффициента.

Метод фактора эффективности

Рассматриваемый метод заключается в определении значения коэффициента η , коэффициент которого равен отношению светового потока, падающего на расчетную поверхность, к общему потоку прибора.

Расчет общей освещенности здания турбинной среды:

Длина - 20 метров, ширина - 21 метр, высота - 19 метров

Категория визуальной работы - ПМУ (13)

Нормализованное освещение - 200 люкс, стены яркие, побеленные.

Мы принимаем систему освещения с лампой ДХО мощностью -1000 Вт
 Φ 50000 лм.

Коэффициент передачи потолка, стенки, земли получаем по таблице:

$p_c = 70\%$,

$p_z = 50\%$,

$p_n = 30\%$.

В зависимости от работы мостового крана: h_c – расстояние от светильника до закрытия принимаем 0,2 м, h_p – высоту рабочей поверхности от Земли принимаем 0 м, от этого высота подвески с рабочей поверхности:

$$H = H - h_c - h_p, \quad (6.1)$$

$$H = 19 - 0,2 - 0 = 18,8 \text{ м.}$$

Определяем интервал соседних светильников:

$$\Lambda = \lambda_c = 0,6$$

Тогда:

$$\Lambda = \lambda_c * h, \quad (6.2)$$

$$\Lambda = 0,60 * 18,80 = 11,28 = 11 \text{ м.}$$

Расстояние от крайнего светильника до стены:

$$\begin{aligned} L &= 0,3 * \lambda, \\ L &= 0,3 * 11 = 3,3 = 3. \end{aligned} \quad (6.3)$$

В конце выбираем два ряда светильников, расстояние между ними 11 м, расстояние от стены 3 метра, всего 12 светильников.

Коэффициент использования определяется по таблице. Для этого рассчитаем индекс здания:

$$I = \frac{A * B}{h * (A + B)} = \frac{20 * 12}{18,8 * (20 + 21)} = 0,3$$

отсюда, $\eta = 1$

Для определения количества светильников, ставим значения в формулу:

$$N = \frac{E * K_3 * S * Z}{\Phi_l * \eta} = \frac{140 * 2 * (20 * 21) * 1,15}{49658 * 1} = 3 \text{ штук.}$$

Определим световой поток лампы:

$$N = \frac{E * K_3 * S * Z}{N * \eta} = \frac{140 * 2 * (20 * 21) * 1,15}{3 * 1} = 45080 \text{ лм.}$$

K_3 - коэффициент запаса, равный 2

Z - минимальный коэффициент освещенности, равный 1,15

Освещенность объекта E составляет $E = 140$ люкс

В конце мы берем 12 свечей ДХО (UPDR) по 6 свечей в каждом из двух рядов.

Φ_l = Мы принимаем лампу со световым потоком 45080 лм $\Phi_l = 50000$ лм и мощностью 1000 Вт.

Расчетная система освещения позволяет создавать условия труда, исключая возможность производственной травмы, вызванной недостаточной освещенностью рабочих мест.

Заключение

В ходе проведенной работы был рассмотрен турбоагрегат ПТ-60-90/13 с установленной мощностью 60 МВт. Были определены его основные энергетические показатели, показатели турбоустановки, произведен выбор основного и вспомогательного оборудования. Результаты расчетов показали, что замена поверхностных подогревателей низкого давления на подогреватели смешивающего типа повышают КПД турбины на производство электроэнергии на 0,6%, что позволяет снизить расход топлива на 366 тонн натурального топлива в год.

Были произведены тепловой, гидравлический и прочностные расчеты подогревателей низкого давления поверхностного типа. Результаты расчетов показали, что коэффициент полезного действия составляет 53%. Расход пара и тепла на установку соответствует нормативным значениям.

Также был рассчитан подогреватель низкого давления смешивающего типа по тепловому и гидравлическому расчету. По данным расчета понятно, что замена подогревателя низкого давления поверхностного типа на подогреватель низкого давления смешивающего типа повышает коэффициент полезного действия $\eta_{ст}^H$ на 0,6% и уменьшает расход топлива на станцию на 366 тонн натурального топлива, также повышается эффективность подогрева основного конденсата на 9 кДж/кг, а также происходит дополнительная деаэрация питательной воды.

В разделе охраны труда определено необходимое число светильников на местном щите управления турбины ст.№9. Согласно расчетам для обеспечения соблюдения норм, СНиП РК 2.04-05-2002 «Естественное и искусственное освещение» необходимо установить 8 ламп в 2 ряда со световым потоком одной лампы равным 6407лм.

Список литературы

- 1 Александров А.А. Таблицы теплофизических свойств воды и водяного пара. – М.: МЭИ, 1999.
- 2 Рихтер Л.А., Елизаров Д.П., Лавыгин В.М. Вспомогательное оборудование тепловых электростанций. – М.: Энергоатомиздат, 1995.
- 3 Рыжкин В.Я. Тепловые электрические станции. – М.: Энергоатомиздат, 1987.
- 4 Шкловер Г.Г., Мильман О.О. Исследования и расчет конденсационных устройств паровых турбин. – М.: Энергоатомиздат, 1995.
- 5 Щегляев А.В. Паровые турбины. – М.: Энергия, 1976.
- 6 Справочник по теплообменникам. Том 1. – М.: Энергоатомиздат, 1987.
- 7 Ермолов В.А. Смешивающие подогреватели паровых турбин. – М.: Энергоиздат, 1982.
- 8 Кэйс В.М. Компактные теплообменники. – М.: Энергия, 1967.
- 9 СНиП РК 2.04-05-2002 «Естественное и искусственное освещение».