

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ РЕСПУБЛИКИ КАЗАХСТАН

Некоммерческое акционерное общество
АЛМАТИНСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ ЭНЕРГЕТИКИ И СВЯЗИ

кафедра Тепловые энергетические установки

«Допущен к защите»
Заведующий кафедрой Кибарина А.А.
Кандидат технических наук, доцент
(Ф.И.О., ученая степень, звание)
« » 20 г.
(подпись)

ДИПЛОМНЫЙ ПРОЕКТ

На тему: Реконструкция турбин ТЭЦ-3 АО „АлЭС“

Специальность: 5В071700 – „Теплоэнергетика“

Выполнил (а) Бекешев Н.А. БТЭу-10
(Фамилия и инициалы) группа

Научный руководитель Друмбеаев Р.К. Доктор технических наук, доцент
(Фамилия и инициалы, ученая степень, звание)

Консультанты:

по экономической части:

Парамонов Г.Г. кандидат экономических наук, профессор
(Фамилия и инициалы, ученая степень, звание)
Г.Г. « 22 » мая 20 14 г.
(подпись)

по безопасности жизнедеятельности:

Безимбетова С.Г. старший преподаватель
(Фамилия и инициалы, ученая степень, звание)
С.Г. « 23 » мая 20 14 г.
(подпись)

по применению вычислительной техники:

(Фамилия и инициалы, ученая степень, звание)
« » 20 г.
(подпись)

Нормоконтролер: Дубовик В.П. кандидат технических наук, доцент
(Фамилия и инициалы, ученая степень, звание)
В.П. « » 20 г.
(подпись)

Рецензент: Ваганов О.В.
(Фамилия и инициалы, ученая степень, звание)
О.В. « » 20 г.
(подпись)

Алматы 2014 г.

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ РЕСПУБЛИКИ КАЗАХСТАН

Некоммерческое акционерное общество
АЛМАТИНСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ ЭНЕРГЕТИКИ И СВЯЗИ

Факультет заочного отделения и переподготовки специалистов
Специальность 5В071700 - „Теплоэнергетика“
Кафедра Тепловые энергетические установки

ЗАДАНИЕ

на выполнение дипломного проекта

Студент Бекешев Нурбек Анатольевич
(фамилия, имя, отчество)

Тема проекта Реконструкция турбин ТЭЦ-3 АО „АлЭС“

утверждена приказом ректора № от « » сентября 20 г.

Срок сдачи законченной работы « » 20 г.

Исходные данные к проекту требуемые параметры результатов проектирования (исследования) и исходные данные объекта

Установленная мощность: Электрическая - 173,0 МВт; Тепловая - 389,9 МВт

Располагаемая мощность: Электрическая - 162,3 МВт; Тепловая - 264,08 МВт

Топливо - каменный уголь: Жибастузского разреза

Расходное топливо: маэут М100

6 котлов - БКЗ460-100; 3 турбины Т-41-90; 1 турбина К-50-90

Перечень подлежащих разработке дипломного проекта вопросов или краткое содержание дипломного проекта:

1. Аннотация

2. Введение

3. Краткое описание станции

4. Тепловая часть: а) расчёт тепловой схемы турбины К-50-90

б) расчёт 4-х режимов тепловой нагрузки; в) расчёт тепловой схемы турбины Т-41-90; 2) выбор основного и вспомогательного оборудования

5. Генеральный план и компоновка главного корпуса

6. Раздел: Безопасность жизнедеятельности

7. Экономическая часть

8. Специальный вопрос

9. Заключение ; 10. Список литературы

11. Приложение

Перечень графического материала (с точным указанием обязательных чертежей)

- Генеральный план
- Поперечный разрез главного корпуса
- Разрез турбины ВК-50-Г
- Принципиальная схема ТЭЦ
- Схема обогрева фланцев и шпилек турбины

Рекомендуемая основная литература

1. Рыжлик В.Я. Тепловые электрические станции: Для студентов ВУЗов. 3-е изд., - М.: Энергоатомиздат, 1987. - 328 с.
2. Борисова Н.Г., Огай В.Д., Кибарин А.А. Методические указания к выполнению дипломного проекта (работы) для студентов специальности БВ 071700 - теплоэнергетика (специализация - тепловые электрические станции). - Алматы: АУЭС, 2011. - 34 с.
3. Жабов В.В. Охрана окружающей среды на ТЭС и АЭС. - М.: Энергоатомиздат, 1992. - 354 с.
4. Технический паспорт АЛЭС ТЭЦ-3
5. Куличкин В.В. Модернизация системы обогрева фланцев и шпилек турбины Т-100-Г30. "Электрические станции": 1998

Консультанты по проекту с указанием относящихся к ним разделов

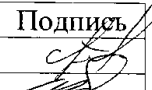
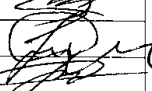


Раздел	Консультант	Сроки	Подпись
Эконом. часть	Парамонов С.Г.	22.05.14	
Б.М.В.	Величкова А.А.	23.05.14	
Инженер	Дубовик В.П.		
рецензент	Васильев В.В.		

ГРАФИК
подготовки дипломного проекта

№ п/п	Наименование разделов, перечень разрабатываемых вопросов	Сроки представления руководителю	Примечание
1.	Введение		
2.	Краткое описание станции		
3.	Генеральный план и компоновка главного корпуса		
4.	Тепловая часть		
5.	Специальный вопрос		
6.	Заключение		
7.	Раздел: Безопасность жизнедеятельности		
8.	Экономическая часть		

Дата выдачи задания « ___ » _____ 20 ___ г.

Заведующий кафедрой _____
(подпись) (Фамилия и инициалы)

Руководитель _____
(подпись) (Фамилия и инициалы)

Задание принял к исполнению студент _____
(подпись) *Бекешев Н. А.*
(Фамилия и инициалы)

АНОТАЦИЯ

В данном дипломном проекте рассмотрен монтаж схемы обогрева фланцев и шпилек по углубленной обнизке.

Произведены расчет тепловых схем турбин К-50-90 и Т-41-90, 4 режимов тепловой нагрузки, выбор основного и вспомогательного тепломеханического оборудования. Выполнены анализ рабочего места в турбинном цеху, расчет систем кондиционирования и вентиляции.

В экономической части проекта рассчитаны себестоимость отпуска электрической и тепловой энергии, расчет годового экономического эффекта от внедрения схемы обогрева фланцев и шпилек турбины К-50-90.

АҢДАПТА

Бұл дипломдық жобада тереңдетілген жырашық бойынша турбинаның фланцтары мен өзекшелерін қыздыру сұлбасының құрастырылуы қарастырылды.

Жылу жүктемесінің 4 режимінің К-50-90 және Т-41-90 жылу сұлбаларының есебі, негізгі және қосымша жылу механикалық жабдықтың таңдауы жасалды. Турбина цехында жұмыс орнын таңдау, желдеткіш пен ауа баптау жүйелерінің есебі орындалды.

Жобаның экономикалық бөлімінде электр және жылу энергиясын босатудың өзіндік құны есептелді, К-50-90 турбинасының фланцтары мен өзекшелерін жылжытудың сұлбасын енгізудің жылдық экономикалық тиімділігінің есебі жасалды.

ANNOTATION

In this degree project wiring of heating of flanges and bolts on a profound flute is considered.

Calculation of thermal schemes of the turbines K-50-90 and T-41-90, 4 modes of thermal loading, choice of the capital and service heatmechanical equipment are made. Are executed the workplace analysis in turbine shop, calculation of central airs and ventilation.

In economic part of the project cost of holiday of electric and thermal energy, calculation of annual economic effect of introduction of the scheme of heating of flanges and turbine K-50-90 bolts are calculated.

СОДЕРЖАНИЕ

№ стр

1. Аннотация	_____
2. Введение	_____
3. Краткое описание станции	_____
4. Генеральный план и компоновка главного корпуса	_____
5. Тепловая часть:	
5.1 Расчет тепловой схемы турбины К-50-90	_____
5.2 Расчет 4 режимов тепловой нагрузки	_____
5.3 Расчет тепловой схемы турбины Т-41-90	_____
5.4 Выбор основного и вспомогательного оборудования	_____
6. Раздел безопасность жизнедеятельности:	
6.1 Экологический паспорт	_____
6.2 Влияние АТЭЦ-3 на экологическую обстановку	_____
6.3 Анализ условий труда в турбинном цехе АлЭС ТЭЦ-3	_____
6.4 Расчет систем кондиционирования и вентиляции	_____
7. Экономическая часть:	
7.1. Расчет себестоимости отпуска электрической и тепловой энергии АлЭС ТЭЦ-3	_____
7.2. Расчет годового экономического эффекта от внедрения схемы обогрева фланцев и шпилек турбины К-50-90 ЛМЗ.	_____
8. Специальный вопрос:	
Схема обогрева фланцев и шпилек по углубленной обнизке турбины К-50-90 ЛМЗ	_____
8.1. Введение	_____
8.2. Описание схемы	_____
8.3. Основные критерии	_____
8.4. Объем испытаний	_____
8.5. Результаты экспериментальных пусков	_____
8.6. Анализ результатов испытаний	_____
9. Заключение	_____
10. Список литературы	_____
11. Приложение	_____

1. ВВЕДЕНИЕ

АлЭС ТЭЦ-3 введена в эксплуатацию в 1961 году. Претерпевая существенные изменения за время своей работы станция продолжает играть важную роль в обеспечении электрической и тепловой энергией близ расположенные предприятия и жилой массив.

Оборудование турбинного цеха было реконструировано, дополнительно сделаны отверстия в корпусе турбины для достижения большей теплофикации.

Котлоагрегаты были переведены на сжигание непроектного топлива, произведено расширение размеров конвективной шахты, замена системы золоулавливания.

В настоящее время 90% оборудования имеет нулевую остаточную стоимость, морально и физически устарело. Вследствие изменения рыночных отношений, экономической политики предприятия, тяжелых условий производства оборудование исчерпало свой ресурс и в ближайшее время потребуются большие кап.вложения для поддержания работоспособности основного оборудования. Все перечисленные факторы могут привести к уменьшению рабочей мощности станции и перевода в режим работы котельной, но при интенсивном развитии промышленности это может привести к появлению дефицита электрической и тепловой энергии в регионе.

При достаточности электрической энергии в летнее время станция простаивает, а в период отопительного сезона сглаживает недостаток пиковой мощности. Данный режим работы сказывается на быстром старении основного оборудования.

2. КРАТКОЕ ОПИСАНИЕ СТАНЦИИ

Установленная мощность:

Электрическая – 173,0МВт

Тепловая – 389,9МВт (335,26Гкал/ч)

Располагаемая мощность:

Электрическая – 162,3 МВт

Тепловая – 264,08МВт (227,07 Гкал/ч)

Производственная возможность:

Выработка электроэнергии – 120 тыс.кВт/ч

Выработка тепловой энергии – 500 тыс.Гкал

Топливо - каменный уголь: Экибастузского разреза

Растопочное топливо: мазут М100

Ёмкость угольного склада: 100 тыс.т

Установленное оборудование:

6 котлов БКЗ 160 – 100

3 турбины – Т – 41 – 90

1 турбина – К – 50 – 90

4 генератора – ТВ 60 – 2

ОРУ – 220кВ

ОРУ – 110кВ

ОРУ – 35 кВ

26 трансформаторов до 2 500тыс.кВА

7 трансформаторов от 10 тыс. до 80 тыс. кВА

1 трансформатор более 80 тыс. кВА

Способ транспортировки золы: гидрозолоудаление с возвратом осветленной и дренажной воды в цикл.

Промышленный водозабор:

13 артезианских скважин с глубиной 200 – 300м

Годовой расход воды для восполнения потерь и хозяйственные нужды- 6 107 млн.м³.

Для охлаждения конденсатора турбины применена оборотная схема циркуляции воды с расходом 8м³/час при максимальной нагрузке на турбину.

Установлено 5 десяти секционных вентиляторных градирен.

Подготовка воды для производства осуществляется в цикле ХВО с максимальной производительностью:

по хим. обессоленной воде – 45м³/ч

для подпитки теплосети – 250 м³/ч

АлЭС ТЭЦ – 3 (ранее ГРЭС) построена за городской чертой севернее г.Алматы. компоновка данной станции полуоткрытая т.е. основное

оборудование котельного цеха укрыто шатром, а турбины и вспомогательное оборудование котельного оборудования находятся под открытым небом.

Данная электростанция пущена в 1962г. и до 1997года работала, непрерывно отпуская электроэнергию и тепло на промышленные нужды и отопление.

В 1997г. впервые была остановлена с мая по октябрь. До настоящего времени электростанция работает в пиковом режиме отпуска электрической энергии и отпуском тепловой только в отопительный сезон данной климатической зоны.

На электростанции установлено 4 турбины типа К – 50 – 90, в последствии три из них реконструированы с установкой дополнительного Т–отбора, и 6 котлов типа БКЗ – 160 – 100. Топливо подача оснащена 4-мя ленточными конвейерами и разгруз сараем для разгрузки топлива при вагонной поставке.

Площадка ТЭЦ практически полностью застроена и насыщена подземными и надземными коммуникациями. Размеры площадки 30,3га. Станция имеет железнодорожные и автодорожные подъезды, склады хранения запчастей. На территории расположены 4 участка подрядных организаций, которые в настоящее время ведут ремонтную компанию всех объектов. Пром.площадка станции характеризуется сложными геологическими условиями, что оказывает влияние на повышение уровня возможного сейсмического воздействия.

Число работающих на станции – 382 чел.

3. ГЕНЕРАЛЬНЫЙ ПЛАН И КОМПОНОВКА ГЛАВНОГО КОРПУСА

Для производственных нужд электростанции выделен земельный участок площадью 221,11га. Пром.площадка занимает 30,3га, площадь артезианских скважин 1,6га, площадь золоотвала 100га, площадь основных зданий и сооружений 7,8га, площадь под вспомогательными зданиями и сооружениями 2,4га. Поверхность площадки ровная с общим уклоном на северо-запад и местным уклоном на запад. Отметки поверхности участка колеблются от 629м до 626м над уровнем моря.

Границами площадки служат: с запада речка малая Алматинка, с юга предприятие САЭМИ, с востока завод ЗЖБК. С южной стороны нет граничащих объектов, поэтому возможно расширение территории.

С восточной стороны пром.площадки подходит подъездная автодорога, а с севера подъездной железнодорожный путь. Протяженность ж.д. пути по территории станции до станции Жетысу –3,2км.

Линии электропередачи (ЛЭП) отходят от станции в восточном направлении. Трубопроводы теплотрасс направлены к потребителю в восточном и западном направлении. Золоотвал расположен в северном направлении, на расстоянии 1.5 км. Очистные сооружения нефтесодержащих и фекальных стоков расположены в северо-западном направлении.

Производственная площадка плотно застроена существующими зданиями и сооружениями. На складах хранения зап.частей установлен козловой кран грузоподъемностью 20тн.

Компоновка главного корпуса полуоткрытого типа. Основное оборудование турбинного типа расположено под открытым небом. Основное оборудование котельного цеха расположено под шатровым укрытием, а вспомогательное расположено под открытым небом. Направление постройки главного корпуса от постоянного к временному торцу в северную сторону.

4. ТЕПЛОВАЯ ЧАСТЬ.

4.1. Расчет тепловой схемы турбины К-50-90 ЛМЗ

Турбина К-50-90 работает по схеме с поперечными связями с котлами БКЗ-160-100 Ф - котел барабанного типа. Параметры пара перед турбиной - 8,82 МПа и 535°C. Давление в конденсате - 0,0035 МПа. В турбине имеется восемь регенеративных отборов пара. С первого по пятый - из части среднего давления, с шестого по восьмой из ЧНД. Имеются три регенеративных ПВД, деаэратор повышенного давления, присоединенный по схеме подключенного деаэратора к третьему отбору, к которому также подключен ПВД №3, а также имеются пять регенеративных ПНД №4, 5, 6, 7 и 8.

Перед регенеративными ПНД включены вспомогательные теплообменники, охладитель пара из уплотнений турбины ($\alpha_{\text{эу}} = 0,11\%$) паровоздушных стен из конденсатора турбины ($\alpha_{\text{оэ}} = 0,35\%$). В регенеративных ПВД предусматриваются встроенные охладители конденсата греющего пара (дренажей). Дренажи ПВД сливаются каскадно в деаэратор. Дренажи из ПНД №4 и №5 каскадно сливаются в ПНД №6, из ПНД №6 дренажи перекачиваются насосом в смеситель №1 между подогревателями №5 и №6.

Восполнение потерь основного цикла осуществляется подачей химически обессоленной воды в конденсатор, куда направляются и дренажи с ПНД №7 и №8, с подогревателем эжекторов основных и уплотненных подогревателей уплотнений.

Из деаэратора отводится насыщенный пар на уплотнения турбины ($\alpha_{\text{упл}} = 0,015$) и на эжекторы пара из уплотнений. Пар из уплотнений турбины отводится в охладитель уплотнений. Пар из уплотнений стопорного и регулирующих клапанов отводится в деаэратор. Потери на утечки принимает равными ($\alpha_{\text{ут}} = 0,015$).

Внутренние относительные КПД турбины.

$$\eta_{\text{чвд}} = 0,87$$

$$\eta_{\text{чнд}} = 0,85$$

На основе начальных и конечных параметров, а также Параметров регенеративных отборов, внутренних относительных КПД частей турбины строится процесс расширения пара в турбине в h-s диаграмме. Дросселирование пара в регулирующих клапанах 5%.

$$P_0 = 0,95 \cdot P_0 = 0,95 \cdot 8,825 = 8,38 \text{ МПа}$$

Для нахождения параметров питательной воды и конденсата задает следующее значение величин недогрева в регенеративных подогревателях.

$$\Delta t_{ПВД} = 4^{\circ}\text{C}$$

$$\Delta t_{ПНД} = 3^{\circ}\text{C}$$

Температурный напор в охладителях дренажа (ОД) ПВД принимает $\Delta t = 6^{\circ}\text{C}$.

Давление греющего пара в ПВД и ПНД принимаются с учетом 5% потерь в паропроводах. Определив температуру насыщения при известном давлении корпусе подогревателя $P_{п}$, находится температура питательной воды или конденсата на выходе из подогревателя.

$$t_{ni} = t_{in} - \Delta t$$

Давление питательной воды оценивается (при известном давлении в корпусе подогревателя $P_{п}$) из учета гидравлического сопротивления каждого ПВД, и давление после питательного насоса (ПН)

$$\Delta P_{ПВД} = 0,2 \text{ МПа}$$

$$P_{ПН} = 15,49 \text{ МПа}$$

$$P_{В3} = 15,49 - 0,2 = 15,29 \text{ МПа}$$

$$P_{В2} = 15,29 - 0,2 = 15,09 \text{ МПа}$$

$$P_{В1} = 15,09 - 0,2 = 14,89 \text{ МПа}$$

Давление основного конденсата рассчитывается при условии, что давление на выходе конденсатного насоса (КН), и гидравлическое сопротивление каждого ПНД.

$$P_{КН} = 1,13 \text{ МПа}$$

$$\Delta P_{КН} = 0,03 \text{ МПа}$$

$$\Delta P_{bi} = P_{КН} - \Delta P_{ПНД} = 1,13 - 0,03 = 1,1 \text{ МПа}$$

$$P_{П7} = 1,13 - 2 \cdot 0,03 = 1,07 \text{ МПа}$$

$$P_{П6} = 1,13 - 3 \cdot 0,03 = 1,04 \text{ МПа}$$

$$P_{П5} = 1,13 - 4 \cdot 0,03 = 1,01 \text{ МПа}$$

$$P_{П4} = 1,13 - 5 \cdot 0,03 = 0,8 \text{ МПа}$$

Энтальпия воды и конденсата определяется по таблицам, по температуре и давлению за подогревателем.

Температура дренажей ПВД после охладителя дренажа определяется по температурному напору и температуре питательной воды на выходе из предыдущего ПВД.

$$t_{op} = t_{ni} + \Delta t$$

$$t_{op1} = 194,6 + 6 = 200,6^{\circ}\text{C}$$

$$t_{op2} = 175,1 + 6 = 181,1^{\circ}\text{C}$$

Температура и энтальпия питательной воды перед ПВД №3 определяется с учетом подогрева в питательном насосе.

$$\Delta h_{\text{пн}} = \frac{\Delta P_{\text{пн}} \cdot V_{\text{ср}}}{2_{\text{пн}}}$$

Где $\Delta P_{\text{пн}} = (P_{\text{пн}} - P_{\text{д}} - 0,16)$ – перепад давления в питательном насосе.

$P_{\text{д}} = 0,588$ МПа давление в деаэраторе.

$V_{\text{ср}}$ – средний удельный объем воды в насосе.

$$\Delta P_{\text{пн}} = 15,49 - 0,588 - 0,16 = 14,742 \text{ МПа}$$

$$V_{\text{ср}} = \frac{V_{\text{пн}} + V_{\text{всас}}}{2} \text{ м}^3/\text{кг}$$

$$V_{\text{всас}} = 8,225 \cdot 10^{-4} \text{ м}^3/\text{кг} \text{ по } P_{\text{вс}} = 0,588 \text{ МПа } t_{\text{н}} = 158 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

$$V_{\text{пн}} = 1,09392 \cdot 10^{-4} \text{ м}^3/\text{кг} \text{ по } P_{\text{пн}} = 15,49 \text{ МПа}$$

$$t_{\text{пн}} = t_{\text{д}} + (4 \div 5) = 158 + 4 = 162 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

$$V_{\text{ср}} = \frac{1,09392 \cdot 10^{-4} + 8,225 \cdot 10^{-4}}{2} = 9,5821 \cdot 10^{-4} \text{ м}^3/\text{кг}$$

$$\Delta h_{\text{пн}} = \frac{14,742 \cdot 9 \cdot 10^{-4}}{2} = 14,4 \text{ кДж/кг}$$

$$h_{\text{пн}} = h_{\text{п}} + \Delta h_{\text{пн}} = 666,98 + 14,4 = 681,38 \text{ кДж/кг}$$

Расчетные и выбранные параметры воды, пара и конденсата сводятся в таблицу. В таблицу включен коэффициент недовыработки электроэнергии, который зависит от параметров отбора:

$$y_i = \frac{h_i - h_k}{h_0 - h_k}$$

$$y_1 = \frac{3219,9 - 2300}{3478,5 - 2300} = 0,18$$

$$y_2 = \frac{3108,36 - 2300}{3478,5 - 2300} = 0,685$$

$$y_3 = \frac{3014,78 - 2300}{3478,5 - 2300} = 0,606$$

$$y_4 = \frac{2840 - 2300}{3478,5 - 2300} = 0,46$$

$$y_5 = \frac{2724 - 2300}{3478,5 - 2300} = 0,36$$

$$y_6 = \frac{2608 - 2300}{3478,5 - 2300} = 0,26$$

$$y_7 = \frac{2544 - 2300}{3478,5 - 2300} = 0,21$$

$$y_8 = \frac{2460 - 2300}{3478,5 - 2300} = 0,14$$

Баланс пара и воды.

Подвод тепла к стопорному клапану турбины принимается равным $\alpha_o = 1,0$ потери от утечек $\alpha_{yT} = 0,15$, паровая нагрузка котлоагрегата:
 $\alpha_{пс} = \alpha_o + \alpha_{yT} = 1,015$.

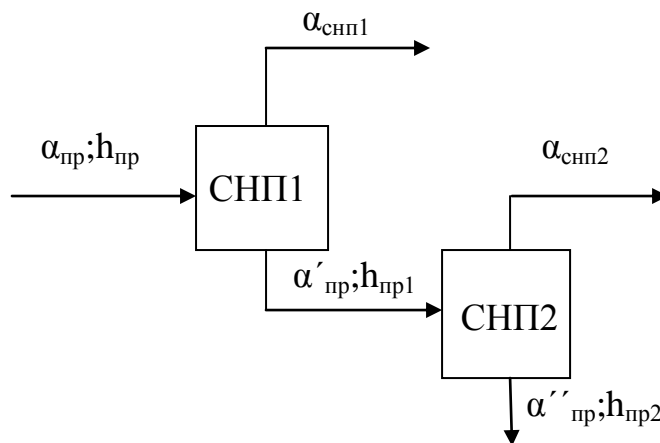
Утечка пара через уплотнения штоков стопорного и регулирующих клапанов принимает $\alpha_{yT} = 0,003$. Протечки пара через концевые уплотнения принимает $\alpha_{кУ} = 0,015$. Отвод пара из деаэратора на основной эжектор уплотнения принимает соответственно:

$$\alpha_{оэ} = 0,0035$$

$$\alpha_{эу} = 0,011$$

Количество продувной воды поступающей в сепаратор непрерывной продувки котлоагрегата принимает равной $\alpha_{пр} = 0,015$.

Расчет элементов тепловой схемы.



1. Расчет сепаратора непрерывной продувки (СПН)

$$D_{КА} = (1 + \alpha_{yT}) \cdot D_T$$

$$D_{пр} = \alpha_{пр} \cdot D_{СП}$$

Давление в 1-ой и 2-ой ступени:

$$P_{СПН1} = 0,25 \text{ МПа}$$

$$P_{СПН2} = 0,12 \text{ МПа}$$

$$\text{По } \alpha_{об} = \frac{D_{об}}{D_0} = \frac{47,52}{58,8} = 0,8 \text{ находим } h_{пр} = 1412,5 \text{ кДж/кг.}$$

$$h_{СПН1} = 2717,2 \text{ кДж/кг}$$

$$h_{пр} = 535,4 \text{ кДж/кг по } P_{СПН1}$$

$$\eta_{СПН} = 0,98$$

$$h_{np2} = 439,36 \text{ кДж/кг по } P_{СПН2}$$

Уравнение теплового баланса для СПН-1:

$$\alpha_{np} \cdot h_{np} \cdot \eta_{СПН} = \alpha_{СПН1} \cdot h_{СПН1} + \alpha_{np} \cdot h_{np}$$

Уравнение материального баланса:

$$\alpha_{np} = \alpha_{СНП1} + \alpha_{np}$$

Из уравнения материального баланса:

$$\alpha_{np} = \alpha_{np} - \alpha_{СНП1}$$

Подставляя это выражение в уравнение теплового баланса, находим:

$$\alpha_{np} \cdot h_{np} \cdot \eta_{СПН} = \alpha_{СПН1} \cdot h_{СПН1} + (\alpha_{np} - \alpha_{СНП1}) \cdot h_{np}$$

$$\alpha_{СНП1} = \frac{\alpha_{np} \cdot (h_{np} \cdot \eta_{СПН} - h_{np})}{h_{СПН1} - h_{np}} = \frac{0,015 \cdot (1412,5 \cdot 0,98 - 535,4)}{2717,2 - 535,4} = 0,0058$$

$$\alpha_{np} = \alpha_{np} - \alpha_{СНП1} = 0,015 - 0,0058 = 0,0092$$

Уравнение теплового баланса для СПН-2:

$$\alpha_{np} \cdot h_{np} \cdot \eta_{СПН} = \alpha_{СПН2} \cdot h_{СПН2} + \alpha_{np} \cdot h_{np}$$

Уравнение материального баланса:

$$\alpha_{np} = \alpha_{СНП2} + \alpha_{np}$$

Из уравнения материального баланса:

$$\alpha_{np} = \alpha_{np} - \alpha_{СНП2}$$

Подставляя это выражение в уравнение теплового баланса, находим:

$$\alpha_{np} \cdot h_{np} \cdot \eta_{СПН} = \alpha_{СПН2} \cdot h_{СПН2} + \alpha_{np} \cdot h_{np} - \alpha_{СПН2} \cdot h_{np2}$$

Где $h_{СПН2}$ и h_{np2} находятся по давлению $P_{СПН2} = 0,12 \text{ МПа}$

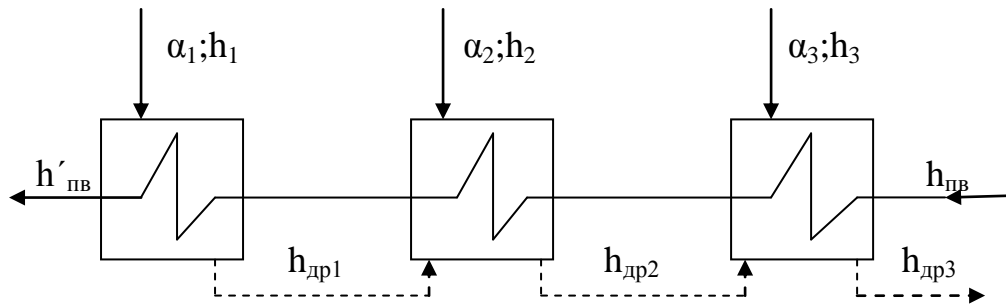
$$h_{СПН2} = 2683,8 \text{ кДж/кг}$$

$$h_{np2} = 439,6 \text{ кДж/кг}$$

$$\alpha_{СНП2} = \frac{\alpha_{np} \cdot (h_{np} \cdot \eta_{СПН} - h_{np2})}{h_{СПН2} - h_{np2}} = \frac{0,0092 \cdot (535,4 \cdot 0,98 - 439,6)}{2683,8 - 439,6} = 0,00035$$

$$\alpha_{np} = \alpha_{np} - \alpha_{СНП2} = 0,0092 - 0,00035 = 0,00885$$

Расчет группы ПВД.



Расход питательной воды определяется из материального баланса пара и воды на станции. $\alpha_{пв} = 1,015$.

$$\alpha_1 \cdot (h_1 - h_{др1}) \cdot \eta_{\Pi} = \alpha_{нв} \cdot (h_{нв} - h_{П2})$$

$$[\alpha_2 \cdot (h_2 - h_{др2}) + \alpha_1 \cdot (h_{др1} - h_{др2})] \cdot \eta_{\Pi} = \alpha_{нв} \cdot (h_{П2} - h_{П3})$$

Из уравнения находим:

$$\alpha_1 = \frac{\alpha_{нв} \cdot (h_{нв} - h_{П2})}{(h_1 - h_{др1}) \cdot \eta_{\Pi}} = \frac{1,015 \cdot (961,25 - 836,1)}{(3219,9 - 857,32) \cdot 0,98} = 0,054$$

$$\alpha_2 = \frac{\alpha_{нв} \cdot (h_{П2} - h_{П3}) - \alpha_1 \cdot (h_{др1} - h_{др2})}{(h_2 - h_{др2}) \cdot \eta_{\Pi}} =$$

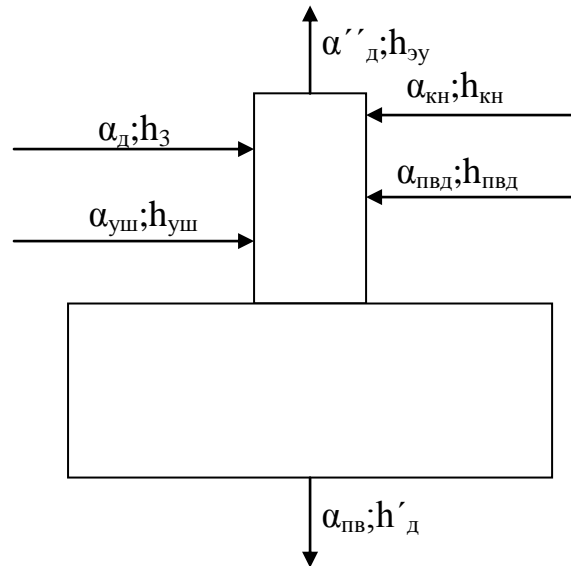
$$= \frac{1,015 \cdot (836,1 - 753,38) - 0,0549 \cdot (857,32 - 772,24)}{(3108,36 - 772,24) \cdot 0,98} = 0,0347$$

$$[\alpha_3 \cdot (h_3 - h_{др3}) + (\alpha_1 + \alpha_2) \cdot (h_{др2} - h_{др3})] \cdot \eta_{\Pi} = \alpha_{нв} \cdot (h_{П3} - h_{ПН})$$

$$\alpha_3 = \frac{\alpha_{нв} \cdot (h_{П3} - h_{ПН}) - (\alpha_1 + \alpha_2) \cdot (h_{др2} - h_{др3})}{(h_3 - h_{др3}) \cdot \eta_{\Pi}} =$$

$$= \frac{1,015 \cdot (753,38 - 681,38) - (0,0549 + 0,0347) \cdot (772,5 - 710,5)}{(3014,8 - 710,5) \cdot 0,98} = 0,03$$

Расчет деаэратора.



Уравнение теплового баланса:

$$\sum \alpha_{пвд} \cdot h_{пвд} + \alpha_{д} \cdot h_{з} + \alpha_{кн} \cdot h_{кн} + \alpha_{уш} \cdot h_{уш} = (\alpha_{нв} \cdot h'_{д} + \alpha_{эу} \cdot h''_{д})$$

где $\sum \alpha_{пвд} = \alpha_1 + \alpha_2 + \alpha_3 = 0,054 + 0,0347 + 0,03 = 0,1187$

$$\alpha_{эу} = \alpha_{оз} + \alpha_{оу} + \alpha_{уш} = 0,0036 + 0,0011 + 0,015 = 0,0196$$

Уравнение материального баланса:

$$\sum \alpha_{пвд} + \alpha_{д} + \alpha_{кн} + \alpha_{уш}$$

Подставляя уравнение материального и теплового баланса известные величины уравнение материального и теплового баланса имеет:

$$\alpha_{уш} = 0,003$$

$$h_{уш} = h_0$$

$$h''_{д} = 2755,5 \text{ кДж/кг по } P_{д}$$

$$0,1187 \cdot 710,5 + \alpha_{д} \cdot 2930 + \alpha_{кн} \cdot 576,59 + 0,003 \cdot 3475,5 = (1,015 \cdot 666,98 + 0,0196 \cdot 2755,5) =$$

$$= 0,1187 + \alpha_{д} + \alpha_{кн} + 0,003 = 1,015 + 0,0196 + 2930 \cdot \alpha_{д} + 576,59 \cdot \alpha_{кн} = 621,59$$

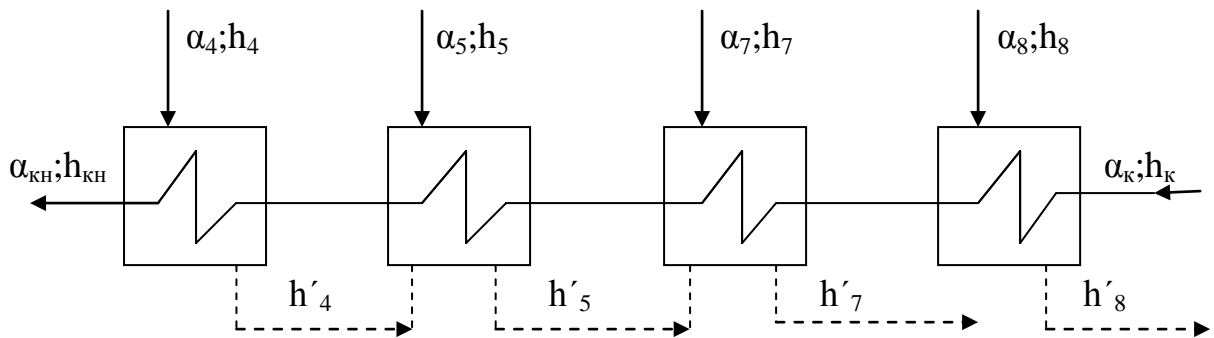
$$\alpha_{д} + \alpha_{кн} = 0,9129$$

$$\alpha_{д} = 621,59 - \alpha_{кн}$$

$$(0,9129 - \alpha_{кн}) \cdot 2930 + 576,59 \cdot \alpha_{кн} = 621,59$$

$$\alpha_{кн} = 0,87, \text{ тогда } \alpha_{д} = 0,9129 - 0,87 = 0,0429$$

Расчет группы ПНД.



Для ПНД№1

$$\alpha_4 \cdot (h_4 - h'_4) \cdot \eta_{\Pi} = \alpha_{KH} \cdot (h_{KH} - h'_5)$$

Для ПНД№2

$$[\alpha_5 \cdot (h_5 - h'_5) + \alpha_4 \cdot (h'_4 - h'_5)] \cdot \eta_{\Pi} = \alpha_{KH} \cdot (h_5 - h_7)$$

Для ПНД№3

$$[\alpha_7 \cdot (h_7 - h'_7) + (h'_4 + h'_5) \cdot (h'_5 + h'_7)] \cdot \eta_{\Pi} = \alpha_{KH} \cdot (h_7 - h_8)$$

Для ПНД№4

$$\alpha_8 \cdot (h_8 - h'_8) \cdot \eta_{\Pi} = \alpha_K \cdot (h_8 - h_K)$$

Решая уравнения, находим величины отборов.

$$\alpha_4 = \frac{\alpha_{KH} \cdot (h_{KH} - h'_5)}{(h_4 - h'_4) \cdot \eta_{\Pi}} = \frac{0,87 \cdot (576,59 - 478,86)}{(2840 - 587,66) \cdot 0,98} = 0,0385$$

$$\alpha_5 = \frac{\alpha_{KH} \cdot (h_5 - h_7) - \alpha_4 \cdot (h'_4 - h'_5)}{(h_5 - h_7) \cdot \eta_{\Pi}} = \frac{0,87 \cdot (478,86 - 364,92) - 0,038 \cdot (576,59 - 478,86)}{(2840 - 587,66) \cdot 0,98} = 0,04$$

$$\alpha_7 = \frac{\alpha_{KH} \cdot (h_7 - h_8) - (\alpha_4 + \alpha_5) \cdot (h'_5 + h'_7)}{(h_7 - h'_7) \cdot \eta_{\Pi}} =$$

$$= \frac{0,87 \cdot (302,06 - 218,56) - (0,04 + 0,038) \cdot (489,9 - 312,5)}{(2544 - 312,5) \cdot 0,98} = 0,052$$

$$\alpha_8 = \frac{\alpha_K \cdot (h_8 - h_K) - \alpha_{o3} \cdot q_{o3} - \alpha_{o4} \cdot q_{o4}}{(h_8 - h'_8) \cdot \eta_{\Pi}}$$

где q_{o3} , q_{o4} можно принять 2460 кДж/кг.

$$q_{o4} = q_{o3} = (h'_d - h_d)$$

$$\alpha_8 = \frac{0,87 \cdot (218,56 - 111,84) - 2460 \cdot 4,6 \cdot 10^{-3}}{(2460 - 230,5) \cdot 0,98} = 0,0425$$

Расход пара на конденсатор

$$\alpha_K = \alpha_0 - \alpha_1 - \alpha_2 - \alpha_3 - \alpha_{KH} - \alpha_4 - \alpha_5 - \alpha_7 - \alpha_8 - \alpha_{ym} - \alpha_{yui} =$$

$$= 1 - 0,054 - 0,0347 - 0,03 - 0,0429 - 0,0385 - 0,04 - 0,052 - 0,0425 - 0,015 - 0,003 = 0,6774$$

Определим конденсационный расход пара

$$\sum d_i \cdot y_i = d_1 \cdot y_1 + d_2 \cdot y_2 + d_3 \cdot y_3 + d_4 \cdot y_4 + d_5 \cdot y_5 + d_6 \cdot y_6 + d_7 \cdot y_7 + d_8 \cdot y_8 = 0,158$$

$$D_0 = \frac{D_K}{1 - \sum d_i \cdot y_i} = \frac{43,7}{1 - 0,158} = 51,94 \text{ кг/с}$$

Определяем действительные расходы

$$D_i = D_0 \cdot \alpha_i$$

$$D_{на} = 1,015 \cdot 51,94 = 52,72 \text{ кг/с}$$

$$D_1 = 0,054 \cdot 51,94 = 2,8 \text{ кг/с}$$

$$D_2 = 0,0347 \cdot 51,94 = 1,8 \text{ кг/с}$$

$$D_3 = (\alpha_3 + \alpha_3) \cdot D_0 = (0,03 + 0,0429) \cdot 51,94 = 3,78 \text{ кг/с}$$

$$D_4 = 0,038 \cdot 51,94 = 1,97 \text{ кг/с}$$

$$D_5 = 0,04 \cdot 51,94 = 2,07 \text{ кг/с}$$

$$D_7 = 0,052 \cdot 51,94 = 2,7 \text{ кг/с}$$

$$D_8 = 0,0425 \cdot 51,94 = 2,2 \text{ кг/с}$$

$$D_K = 0,67 \cdot 51,94 = 34,79 \text{ кг/с}$$

Сумма долей регенеративных отборов

$$\sum d_{ni} = 0,3276 \text{ а их расходов } \sum d_{ni} \cdot D_0 = 0,3276 \cdot 51,94 = 17,01 \text{ кг/с}$$

Расход пара на концевые уплотнения

$$D_{ку} = 0,015 \cdot D_0 = 0,015 \cdot 51,94 = 0,779 \text{ кг/с}$$

Расход пара на основной эжектор

$$D_{ос} = 0,0035 \cdot D_0 = 0,0035 \cdot 51,94 = 0,18 \text{ кг/с}$$

Расход пара на эжектор уплотнений

$$D_{эу} = 0,0011 \cdot D_0 = 0,0011 \cdot 51,94 = 0,057 \text{ кг/с}$$

Сепаратор непрерывной продувки устанавливается на три котлоагрегата, поэтому расход продувочной воды на СНП1:

$$\alpha_{сн} = 3 \cdot 0,15 \cdot 51,94 = 2,33 \text{ кг/с}$$

Количество продувочной воды поступающей из СНП 1 ступени в СНП 2 ступени:

$$\alpha_{np} = 3 \cdot 0,0092 \cdot 51,94 = 1,43 \text{ кг/с}$$

Количество пара получаемого из СНП 1:

$$\alpha_{снп1} = 3 \cdot 0,0058 \cdot 51,94 = 0,9 \text{ кг/с}$$

Количество пара получаемого из СНП 2:

$$\alpha_{снп2} = 3 \cdot 0,0035 \cdot 51,94 = 0,054 \text{ кг/с}$$

Количество сбрасываемой продувочной воды

$$\alpha_{np2} = 0,038 \cdot 51,94 = 2,01 \text{ кг/с}$$

Для проверки правильности расчета определяем мощность турбоустановки по работающим паточкам пара:

$$N_i = 10^{-3} \cdot D_i \cdot (h_0 - h_i) \cdot \eta_m \cdot \eta_e$$

$$N_1 = 10^{-3} \cdot 2,8 \cdot (3418,5 - 3219,9) \cdot 0,965 = 0,7 \text{ МВт}$$

$$N_2 = 10^{-3} \cdot 1,8 \cdot (3418,5 - 3108,36) \cdot 0,965 = 0,642 \text{ МВт}$$

$$N_3 = 10^{-3} \cdot 3,78 \cdot (3418,5 - 3014,78) \cdot 0,965 = 1,47 \text{ МВт}$$

$$N_4 = 10^{-3} \cdot 1,97 \cdot (3418,5 - 2840) \cdot 0,965 = 1,21 \text{ МВт}$$

$$N_5 = 10^{-3} \cdot 2,07 \cdot (3418,5 - 2720,3) \cdot 0,965 = 1,52 \text{ МВт}$$

$$N_7 = 10^{-3} \cdot 2,7 \cdot (3418,5 - 2544) \cdot 0,965 = 2,43 \text{ МВт}$$

$$N_8 = 10^{-3} \cdot 2,2 \cdot (3418,5 - 2460) \cdot 0,965 = 2,16 \text{ МВт}$$

$$N_{нк} = 10^{-3} \cdot 34,79 \cdot (3418,5 - 2300) \cdot 0,965 = 39,56 \text{ МВт}$$

$$\sum N_i = 49,91 \text{ МВт}$$

Сходимость с предварительно заданной мощностью хорошая.

Удельный расход пара

$$d = \frac{3,6 \cdot D}{N} = \frac{3,6 \cdot 51,94}{50} = 3,739 \text{ кг/кВтч}$$

Расход тепла турбоустановки

$$Q_{my} = D_{my} \cdot (h_0 - h_{ne}) = 51,94 \cdot (3418,5 - 961,25) = 130745,9 \text{ кВт} = 470 \text{ ГДж/ч}$$

Коэффициент полезного действия турбины:

$$\eta_{my} = \frac{N}{Q_{my}} = \frac{50 \cdot 10^3}{130745,9} = 0,382$$

Паровая нагрузка котельной установки

$$Q_{ку} = D_{ку} \cdot (h_{ni} - h_{ne}) + D_{np} \cdot (h_{кв} - h_{ne})$$

$$D_{ку} = D_{my} + D_{ym} = 51,94 + 0,77 = 52,71 \text{ кг/с}$$

$$Q_{ку} = 52,71 \cdot (3418,5 - 961,25) + 2,3 \cdot (1412,5 - 961,25) = 133722 \text{ кВт} = 481,4 \text{ ГДж/ч}$$

Коэффициент полезного действия электростанции

КПД трубопровода:

$$\eta_{mp} = \frac{Q_{my}}{Q_{ку}} = \frac{130745,9}{133722} = 0,977$$

КПД котлоагрегата $\eta_{ка} = 0,809$

$$\eta_c = \eta_{my} \cdot \eta_{mp} \cdot \eta_{ка} = 0,382 \cdot 0,977 \cdot 0,809 = 0,302$$

$$\text{Удельный расход условного топлива } e_y = \frac{0,123}{\eta_c} = \frac{0,123}{0,302} = 0,407 \text{ кг/кВтч}$$

4.2. Расчет 4 режимов тепловой нагрузки

С учетом того, что в отопительный период ТЭЦ работает по тепловому графику в базовой части, рассчитываются следующие 4 режима:

- 1 - Максимальный зимний режим.
- 2 - Режим средний наиболее холодного месяца.
- 3 - Средне отопительный режим
- 4 - Летний режим.

Определение тепловых нагрузок

Согласно заданию тепловая нагрузка составляет:

На отопление и вентиляцию $Q_{отв} = 120$ Гкал/ч;

На горячее водоснабжение $Q_{гвс} = 25$ Гкал/ч;

Объем тепловых сетей $V_{тс} = 2200$ м³,

Утечку в данном расчете принимаем = 0,5 % от объема воды в трубопроводах тепловых сетей

$$G_{до} = 0,005 \cdot V_{до} = 0,005 \cdot 2200 = 11 \text{ т/час}$$

Тепловые потери с утечкой воды из т/сети

$$Q_{ут} = \frac{1}{3,6} \cdot G_{ут} \cdot C_p \cdot (t_{тс}^{cp} - t_{хв}) \cdot 10^{-3} = \frac{1}{3,6} \cdot 11 \cdot 4,19 \cdot (115 - 5) \cdot 10^{-3} = 1,4 \text{ Гкал/ч}$$

где C_p - теплоемкость воды

$t_{тс}^{cp} = 115$ °С средняя температура воды в сети

$t_{хв} = 5$ °С температура холодной воды

Тепло вносимое подпиточной водой в систему тепловой сети:

$$Q_{ут} = \frac{1}{3,6} \cdot G_{под} \cdot C_p \cdot (t_{под} - t_{хв}) \cdot 10^{-3} = \frac{1}{3,6} \cdot 11 \cdot 4,19 \cdot (40 - 5) \cdot 10^{-3} = 0,44 \text{ Гкал/ч}$$

где $t_{под} = 40$ °С температура подпиточной воды.

Для закрытой системы ГВС $G_{под} = G_{ут}$

Тепловая мощность теплофикационной установки:

$$Q_{ту} = Q_{отв} + Q_{гвс} - Q_{ут} - Q_{под} = 120 + 25 - 1,4 - 0,44 = 143,14 \text{ Гкал/ч}$$

$$Q_{сн} = Q_{отв} + Q_{гвс} = 120 + 25 = 145 \text{ Гкал/ч}$$

Нагрузка основных бойлеров:

$$\alpha_{тэц} = \frac{\alpha_{об}}{\alpha_{тэц}} = \frac{279,87}{335,26} = 0,83$$

$$Q_{об} = Q_{отв} \cdot \alpha_{тэц} = 0,83 \cdot 145 = 121,04 \text{ Гкал/ч}$$

где $\alpha_{тэц}$ - коэффициент теплофикации.

Нагрузка пиковых бойлеров:

$$Q_{пб} = Q_{сн} + Q_{об} = 145 + 121,04 = 266,04 \text{ Гкал/ч}$$

Климатические условия для г. Алматы:
Таблица 5.1. Температура воздуха г. Алматы

Температура воздуха °С		
$t_{нр}$	$t_{ср}^{хм}$	$t_{ср}^{от}$
-25	-6,8	-1,8

I Режим.

Максимально-зимний, соответствует расчетной температуре наружного воздуха для отопления (-25 °С):

$$Q_{отв} = Q_{отв+гвс}^{max} + Q_{гвс} = 145 - 25 = 120 \text{ Гкал/ч}$$

$$Q_{гвс} = Q_{гвс}^{max} = 25 \text{ Гкал/ч}$$

II Режим.

Расчетно-контрольный, соответствует средней, за наиболее холодный месяц, температуре наружного воздуха (-6,8 °С):

$$Q_{отв} = Q_{отв+гвс}^{max} \cdot \frac{(t_{вн} - t_{ср}^{хм})}{(t_{вн} - t_{н}^p)} = 120 \cdot \frac{(18 - (-6,8))}{(18 - (-25))} = 69,2 \text{ Гкал/ч}$$

$$Q_{гвс} = Q_{гвс}^{max} = 25 \text{ Гкал/ч}$$

III Режим.

Средне - отопительный, рассчитывается при средней за отопительный период температуре наружного воздуха (-7,6 °С) при соответствующих отопительных нагрузках:

$$Q_{отв} = Q_{отв+гвс}^{max} \cdot \frac{(t_{вн} - t_{ср}^{хм})}{(t_{вн} - t_{н}^p)} = 120 \cdot \frac{(18 - (-1,8))}{(18 - (-25))} = 55,25 \text{ Гкал/ч}$$

$$Q_{гвс} = Q_{гвс}^{max} = 25 \text{ Гкал/ч}$$

IV Режим.

Летний, отопительная нагрузка отсутствует. Нагрузка ГВС равна:

$$Q_{гвс} = Q_{гвс}^{max} \cdot \frac{(t_{гв} - t_{хв}^{лето})}{(t_{гв} - t_{хв}^{зима})} = 25 \cdot \frac{(65 - 15)}{(65 - 5)} = 20,83 \text{ Гкал/ч}$$

Расход сетевой воды равен:

$$G_{св} = \frac{Q_{max}}{(130 - 70) \cdot c_p} = \frac{145}{(130 - 70) \cdot 4,19} = 576,77 \text{ кг/с}$$

4.3. Расчет тепловой схемы турбины Т-41-90 ЛМЗ

Расчет расходов основного бойлера и пара на турбину

Расход пара в теплофикационный отбор равен:

$$D_{об} = \frac{G_{об} (t_{об} - t_{ом}) \cdot c_p}{(h_{об} - h'_{об}) \cdot \eta_{об}} = \frac{576,77 \cdot (84 - 40) \cdot 4,19}{(2659 - 376) \cdot 0,98} = 47,52 \text{ кг/с}$$

Где $t_{об} = t_{наг6} - 5 = 89 - 5 = 84 \text{ } ^\circ\text{C}$

Расход пара на турбину равен:

$$D_0 = 1,21 \cdot \left(\frac{N}{H \cdot \eta_m \cdot \eta_z} + y_6 \cdot D_{об} \right) = 1,21 \cdot \left(\frac{41000}{1178 \cdot 0,98 \cdot 0,98} + 0,26 \cdot 47,52 \right) = 58,8 \text{ кг/с}$$

где N - номинальная электрическая мощность турбины, кВт;

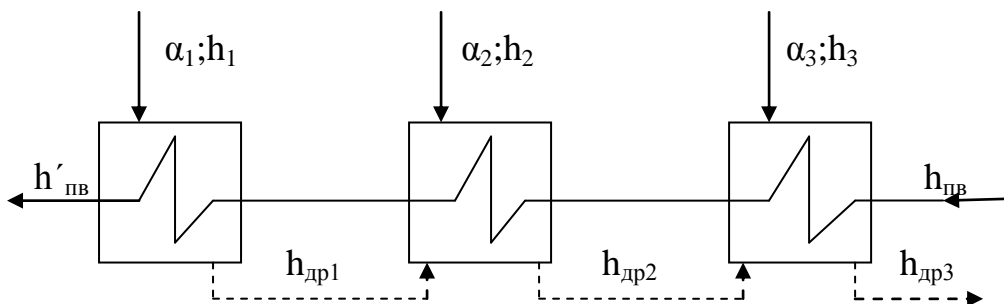
H - полный теплоперепад в турбине, кДж/кг;

y_6 , - соответственно коэффициент недовыработки теплофикационного отбора;

$D_{об}$ - соответственно расходы пара теплофикационного отбора, кг/с.

Тогда $\alpha_{об} = \frac{D_{об}}{D_0} = \frac{47,52}{58,8} = 0,8$

Расчет группы ПВД.



Расход питательной воды определяется из материального баланса пара и воды на станции. $\alpha_{пв} = 1,015$.

$$\alpha_1 \cdot (h_1 - h_{др1}) \cdot \eta_{пв} = \alpha_{пв} \cdot (h_{пв} - h_{п2})$$

$$[\alpha_2 \cdot (h_2 - h_{др2}) + \alpha_1 \cdot (h_{др1} - h_{др2})] \cdot \eta_{пв} = \alpha_{пв} \cdot (h_{п2} - h_{п3})$$

Из уравнения находим:

$$\alpha_1 = \frac{\alpha_{пв} \cdot (h_{пв} - h_{п2})}{(h_1 - h_{др1}) \cdot \eta_{пв}} = \frac{1,015 \cdot (961,25 - 836,1)}{(3219,9 - 857,32) \cdot 0,98} = 0,054$$

$$\alpha_2 = \frac{\alpha_{н6} \cdot (h_{П2} - h_{П3}) - \alpha_1 \cdot (h_{оп1} - h_{оп2})}{(h_2 - h_{оп2}) \cdot \eta_{П}} =$$

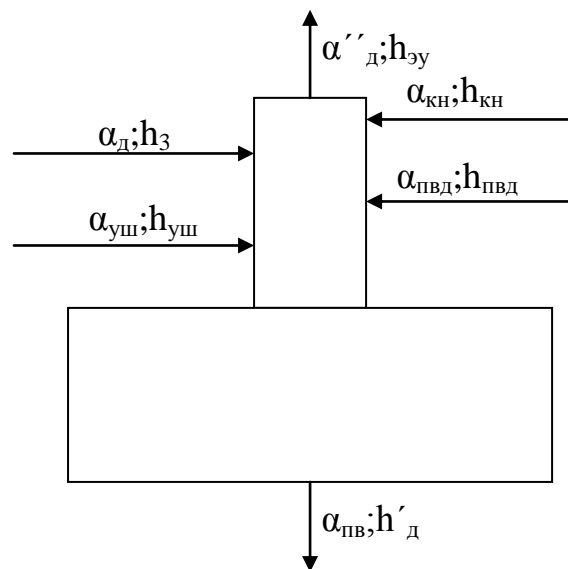
$$= \frac{1,015 \cdot (836,1 - 753,38) - 0,0549 \cdot (857,32 - 772,24)}{(3108,36 - 772,24) \cdot 0,98} = 0,0347$$

$$[\alpha_3 \cdot (h_3 - h_{оп3}) + (\alpha_1 + \alpha_2) \cdot (h_{оп2} - h_{оп3})] \cdot \eta_{П} = \alpha_{н6} \cdot (h_{П3} - h_{ПН})$$

$$\alpha_3 = \frac{\alpha_{н6} \cdot (h_{П3} - h_{ПН}) - (\alpha_1 + \alpha_2) \cdot (h_{оп2} - h_{оп3})}{(h_3 - h_{оп3}) \cdot \eta_{П}} =$$

$$= \frac{1,015 \cdot (753,38 - 681,38) - (0,0549 + 0,0347) \cdot (772,5 - 710,5)}{(3014,8 - 710,5) \cdot 0,98} = 0,03$$

Расчет деаэратора.



Уравнение теплового баланса:

$$\sum \alpha_{пвд} \cdot h_{пвд} + \alpha_{д} \cdot h_3 + \alpha_{кн} \cdot h_{кн} + \alpha_{уш} \cdot h_{уш} = (\alpha_{н6} \cdot h'_д + \alpha_{эу} \cdot h''_д)$$

где $\sum \alpha_{пвд} = \alpha_1 + \alpha_2 + \alpha_3 = 0,054 + 0,0347 + 0,03 = 0,1187$

$$\alpha_{эу} = \alpha_{оз} + \alpha_{оу} + \alpha_{унн} = 0,0036 + 0,0011 + 0,015 = 0,0196$$

Уравнение материального баланса:

$$\sum \alpha_{пвд} + \alpha_{д} + \alpha_{кн} + \alpha_{уш}$$

Подставляя в уравнения материального и теплового балансов известные величины, уравнения материального и теплового балансов имеет вид:

$$\alpha_{уш} = 0,003$$

$$h_{уш} = h_0$$

$$h''_д = 2755,5 \text{ кДж/кг по } P_д$$

$$0,1187 \cdot 710,5 + \alpha_D \cdot 2930 + \alpha_{KH} \cdot 576,59 + 0,003 \cdot 3475,5 = (1,015 \cdot 666,98 + 0,0196 \cdot 2755,5) =$$

$$= 0,1187 + \alpha_D + \alpha_{KH} + 0,003 = 1,015 + 0,0196 + 2930 \cdot \alpha_D + 576,59 \cdot \alpha_{KH} = 621,59$$

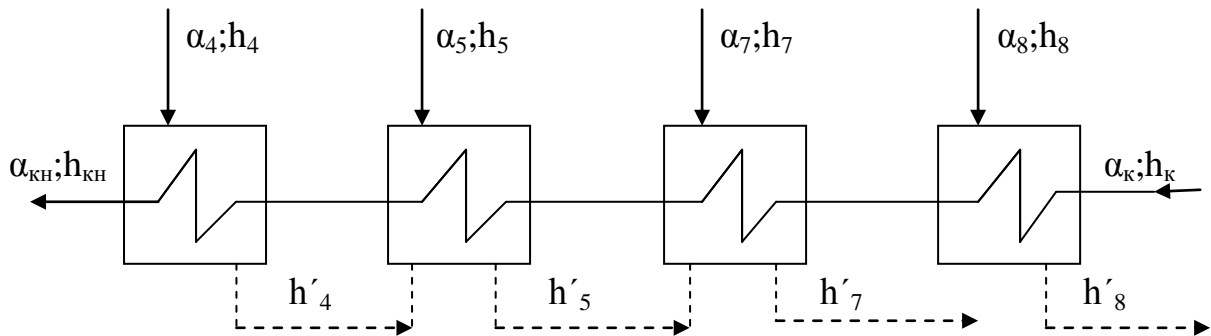
$$\alpha_D + \alpha_{KH} = 0,9129$$

$$\alpha_D = 621,59 - \alpha_{KH}$$

$$(0,9129 - \alpha_{KH}) \cdot 2930 + 576,59 \cdot \alpha_{KH} = 621,59$$

$$\alpha_{KH} = 0,87, \text{ тогда } \alpha_D = 0,9129 - 0,87 = 0,0429$$

Расчет группы ПНД.



Для ПНД№5

$$\alpha_5 \cdot (h_5 - h'_5) \cdot \eta_{II} = \alpha_{KH} \cdot (h_{KH} - h'_5)$$

Для ПНД№4

$$\alpha_4 \cdot (h_4 - h'_4) \cdot \eta_{II} + \alpha_5 \cdot (h'_5 - h'_4) = (\alpha_{KH} - \alpha_4 - \alpha_5 - \alpha_{об}) \cdot (t_{e4} - t_{e3}) \cdot C_p$$

Для ПНД№3

$$\alpha_3 \cdot (h_3 - h'_3) \cdot \eta_{II} = (\alpha_{KH} - \alpha_4 - \alpha_5 - \alpha_{об}) \cdot (t_{e3} - t_{e2}) \cdot C_p$$

Для ПНД№2

$$\alpha_2 \cdot (h_2 - h'_2) \cdot \eta_{II} = (\alpha_{KH} - \alpha_4 - \alpha_5 - \alpha_{об}) \cdot (t_{e2} - t_{e1}) \cdot C_p$$

Для ПНД№1

$$\alpha_1 \cdot (h_1 - h'_1) \cdot \eta_{II} = (\alpha_{KH} - \alpha_4 - \alpha_5 - \alpha_{об}) \cdot (t_{e1} - t_{\kappa}) \cdot C_p$$

Где

$$t_{e4} = t_{нас4} - \nu = 116 - 5 = 111^{\circ}\text{C}$$

$$t_{e3} = t_{нас3} - \nu = 89 - 5 = 84^{\circ}\text{C}$$

$$t_{e2} = t_{нас2} - \nu = 74 - 5 = 69^{\circ}\text{C}$$

$$t_{e1} = t_{нас1} - \nu = 54 - 5 = 49^{\circ}\text{C}$$

$$t_{\kappa} = 26^{\circ}\text{C} \text{ по давлению насыщения в конденсаторе}$$

$$C_p = 4,19 \text{ кДж/(кг*К)}$$

Решая уравнения, находим величины отборов.

$$\alpha_5 = \frac{\alpha_{KH} \cdot (h_{KH} - h_5)}{(h_5 - h_5) \cdot \eta_{II}} = \frac{0,87 \cdot (576,59 - 478,86)}{(2840 - 587,66) \cdot 0,98} = 0,0385$$

$$\alpha_4 = \frac{\alpha_{KH} \cdot (t_{e4} - t_{e3}) \cdot C_p \cdot (\alpha_{KH} - \alpha_5 - \alpha_{ob}) - \alpha_5 \cdot h_5 \cdot \eta_{II} + \alpha_5 \cdot h_5 \cdot \eta_{II}}{(h_4 - h_4) \cdot (t_{e4} - t_{e3}) \cdot C_p \cdot \eta_{II}} =$$

$$= \frac{(0,87 - 0,0385 - 0,8) \cdot 4,19 \cdot (111 - 84) - 0,8 \cdot 0,98 \cdot 2701 + 0,8 \cdot 0,98 \cdot 489}{0,98 \cdot 4,19 \cdot (111 - 84) \cdot (2701 - 489)} = 0,00033$$

$$\alpha_3 = \frac{(\alpha_{KH} - \alpha_5 - \alpha_4 - \alpha_{ob}) \cdot (t_{e3} - t_{e2}) \cdot C_p}{(h_3 - h_3) \cdot \eta_{II}} = \frac{(0,87 - 0,0385 - 0,00033 - 0,8) \cdot (84 - 69) \cdot 4,19}{(2659 - 376) \cdot 0,98} =$$

$$= 0,000662$$

$$\alpha_2 = \frac{(\alpha_{KH} - \alpha_5 - \alpha_4 - \alpha_{ob}) \cdot (t_{e2} - t_{e1}) \cdot C_p}{(h_2 - h_2) \cdot \eta_{II}} = \frac{(0,87 - 0,0385 - 0,00033 - 0,8) \cdot (69 - 49) \cdot 4,19}{(2633 - 310) \cdot 0,98} =$$

$$= 0,000867$$

$$\alpha_1 = \frac{(\alpha_{KH} - \alpha_5 - \alpha_4 - \alpha_{ob}) \cdot (t_{e1} - t_{\kappa}) \cdot C_p}{(h_1 - h_1) \cdot \eta_{II}} = \frac{(0,87 - 0,0385 - 0,00033 - 0,8) \cdot (49 - 26) \cdot 4,19}{(2600 - 229) \cdot 0,98} =$$

$$= 0,001$$

Расход пара на конденсатор

$$\alpha_K = \alpha_0 - \alpha_1 - \alpha_2 - \alpha_3 - \alpha_{д} - \alpha_4 - \alpha_5 - \alpha_6 - \alpha_7 - \alpha_8 - \alpha_{ob} =$$

$$= 1 - 0,054 - 0,0347 - 0,03 - 0,0429 - 0,0385 - 0,00033 - 0,000662 - 0,000867 - 0,001 - 0,8 = 0,01$$

Определяем действительные расходы

$$D_i = D_0 \cdot \alpha_i$$

$$D_{не} = 1,015 \cdot 58,8 = 59,68 \text{ кг/с}$$

$$D_1 = 0,054 \cdot 58,8 = 3,17 \text{ кг/с}$$

$$D_2 = 0,0347 \cdot 58,8 = 2,04 \text{ кг/с}$$

$$D_3 = (\alpha_3 + \alpha_3) \cdot D_0 = (0,03 + 0,0429) \cdot 58,8 = 4,28 \text{ кг/с}$$

$$D_4 = 0,038 \cdot 58,8 = 2,26 \text{ кг/с}$$

$$D_5 = 0,00033 \cdot 58,8 = 0,019 \text{ кг/с}$$

$$D_6 = (\alpha_6 + \alpha_{ob}) \cdot D_0 = (0,000662 + 0,8) \cdot 58,8 = 47,56 \text{ кг/с}$$

$$D_7 = 0,000867 \cdot 58,8 = 0,05 \text{ кг/с}$$

$$D_8 = 0,001 \cdot 58,8 = 0,062 \text{ кг/с}$$

$$D_K = 0,01 \cdot 58,8 = 0,588 \text{ кг/с}$$

Для проверки правильности расчета определяем мощность турбоустановки по работающим паточкам пара:

$$N_i = 10^{-3} \cdot D_i \cdot (h_0 - h_i) \cdot \eta_m \cdot \eta_z$$

$$N_1 = 10^{-3} \cdot 3,17 \cdot (3418,5 - 3219,9) \cdot 0,98 \cdot 0,98 = 0,6 \text{ МВт}$$

$$N_2 = 10^{-3} \cdot 2,04 \cdot (3418,5 - 3108,36) \cdot 0,98 \cdot 0,98 = 0,61 \text{ МВт}$$

$$N_3 = 10^{-3} \cdot 4,28 \cdot (3418,5 - 3014,78) \cdot 0,98 \cdot 0,98 = 1,67 \text{ МВт}$$

$$N_4 = 10^{-3} \cdot 2,26 \cdot (3418,5 - 2840) \cdot 0,98 \cdot 0,98 = 1,26 \text{ МВт}$$

$$N_5 = 10^{-3} \cdot 0,019 \cdot (3418,5 - 2720,3) \cdot 0,98 \cdot 0,98 = 0,01 \text{ МВт}$$

$$N_6 = 10^{-3} \cdot 47,56 \cdot (3418,5 - 2608) \cdot 0,98 \cdot 0,98 = 37,18 \text{ МВт}$$

$$N_7 = 10^{-3} \cdot 0,05 \cdot (3418,5 - 2544) \cdot 0,98 \cdot 0,98 = 0,043 \text{ МВт}$$

$$N_8 = 10^{-3} \cdot 0,062 \cdot (3418,5 - 2460) \cdot 0,98 \cdot 0,98 = 0,057 \text{ МВт}$$

$$N_{нк} = 10^{-3} \cdot 0,588 \cdot (3418,5 - 2300) \cdot 0,98 \cdot 0,98 = 0,67 \text{ МВт}$$

$$\sum N_i = 40,74 \text{ МВт}$$

Сходимость с предварительно заданной мощностью хорошая.

Удельный расход пара

$$d = \frac{3,6 \cdot D}{N} = \frac{3,6 \cdot 58,8}{41} = 5,16 \text{ кг/кВт*ч}$$

Расход тепла турбоустановки

$$Q_{my} = D_{my} \cdot (h_0 - h_{ne}) = 58,8 \cdot (3418,5 - 961,25) = 144,48 \text{ МВт}$$

Коэффициент полезного действия турбины:

$$\eta_{my} = \frac{N}{Q_{my}} = \frac{41}{144,48} = 0,283$$

4.4. Выбор основного и вспомогательного оборудования

Котельный цех

Котлоагрегат типа БКЗ-160-100ф ст.№1-6.

Котел БКЗ-160-100ф Барнаульского котельного завода, барабанного типа с пылеугольной топкой с сухим шлакоудалением, имеет расчетную паропроизводительность 160 т/ч, при давлении 9,8МПа и температуре перегретого пара 540 °С. Тепловая производительность по пару $Q_{к.а} = 119,5$ МВт (97,8 Гкал/ч), тепловая мощность топки $N_T = 124,4$ МВт (107,0 Гкал/ч).

Котел рассчитан на сжигание каменных углей Кузнецкого и Карагандинского месторождений, а после реконструкции конвективной шахты, пересчитан на сжигание каменного угля Экибастузского месторождения:

Таблица 5.2. Характеристики угля.

	Обозн.	Карагандинский	Кузнецкий	Экибастузский
Низшая теплота сгорания	Q_n^p	4700 ккал/кг	5990 ккал/кг	4080 ккал/кг
Зола рабочая	A_p	32,5 %	15,5%	35,8%
Влага рабочая	W_p	8,0%	9,0%	8,0%
Сера рабочая	S_p	1,4%	0,5%	0,9%
Выход летучих	V_r	24%	29%	16,4%

Котел имеет П-образный профиль с прямоугольной в плане призматической топкой. Топочная камера имеет объем 790 м^3 с размерами в плане $6565 \times 7168 \text{ м}^2$.

По боковым сторонам топочной камеры расположены четыре блока прямооточных щелевых горелок (по три горелки в блоке) направленных по касательной к окружности диаметром один метр.

Каждая горелка имеет один канал аэросмеси и два канала вторичного воздуха, они расположены сверху и снизу канала аэросмеси и разделены футерованными простенками. Верхняя и нижняя горелки также разделены простенком в центре, которого смонтирована мазутная форсунка для растопки и подсветки факела. Производительность каждой из восьми пылеугольных горелок по топливу составляет 4 т/ч. Расход вторичного воздуха через горелку составляет $V_2 = 22000 \text{ нм}^3 / \text{ч}$ при коэффициенте избытка первичного воздуха $\alpha_2 = 0,38$. Температура подогрева вторичного воздуха составляет $t_2 = 360 \text{ }^\circ\text{C}$. Площадь поперечного сечения каналов вторичного воздуха на выходе из горелки составляет $F_2 = 0,2 \text{ м}^2$, что обеспечивает уровень скоростей вторичного воздуха на выходе из горелки $w_2 = 40 \text{ м/с}$.

Угольная пыль подается в горелки горячим воздухом с температурой аэросмеси $t_1 = 70\text{-}130 \text{ }^\circ\text{C}$. Расход воздуха на транспорт пыли на одну горелку составляет $V_1 = 4850 \text{ нм}^3 / \text{ч}$. Коэффициент избытка первичного воздуха $\alpha_1 = 0,38$. Балансовая температура аэросмеси на выходе из горелки составляет $t_a = 250 \text{ }^\circ\text{C}$. Площадь поперечного сечения каналов аэросмеси на выходе из горелки составляет $F_1 = 0,105 \text{ м}^2$, что обеспечивает скорость аэросмеси на выходе из горелки $w_1 = 25 \text{ м/с}$. Соотношение скоростей вторичного и первичного воздуха составляет $w_2/w_1 = 1,64$. Коэффициент избытка воздуха в горелках составляет $\alpha_r = \alpha_2 + \alpha_1 = 0,68$.

Расход горячего воздуха на мельницу составляет $22000 \text{ нм}^3 / \text{ч}$. Сбросной воздух после мельницы подается в топку совместно с первичным, и в составе аэросмеси сбрасывается на горелках.

Исходя из воздушного баланса на котлоагрегате, коэффициент избытка воздуха, при выходе из топки, должен быть $\alpha_r = 1,25$.

Для растопки котла и поддержания режима горения при выводе питателей пыли в ремонт, или отключении одной из пылесистем, предназначены четыре мазутные форсунки производительностью 0,9 т/ч.

Экраны топочной камеры разведены на 12 самостоятельных циркуляционных контуров, экранные трубы каждого блока введены в камеры диаметром $273 \times 26 \text{ мм}$, а те в свою очередь соединены с барабаном котла трубами диаметром $133 \times 10 \text{ мм}$.

Трубы фронтального и заднего экранов в нижней части образуют холодную воронку, а в верхней части трубы заднего экрана отогнуты внутрь топочной камеры, образуя «аэродинамический» выступ. После «аэродинамического» выступа трубы заднего экрана собираются в камеры, откуда пароводяная смесь через фестон направляется в барабан котла.

Барабан с внутренним диаметром 1600 мм и толщиной стенки 88 мм изготовлен из стали марки 22К.

В котле применена схема двухступенчатого испарения. Первая ступень испарения (чистый отсек) расположена непосредственно в барабане котла. Сепарационными устройствами являются внутрибарабанные циклоны с барботажной промывкой пара и жалюзийные сепараторы. Такая схема обеспечивает нужное количество и качество пара при питании котла водой с содержанием 100 мг/л при продувке не ниже 0,5 % и не выше 1,0 % производительности котла. Во вторую ступень испарения (соленый отсек) включены средние блоки боковых экранов топки, контура № 5,11 соединяющиеся с выносными сепарационными циклонами (по два циклона с каждой стороны котла) трубами диаметром 133 x 10 мм циклоны, соединяющиеся с барабаном также трубами диаметром 133 x 10 мм.

Питательная вода поступает в барабан по 12 трубам диаметром 60 x 4 мм и раздаточной трубой равномерно направляется по промывочным щитам, протекает по ним через гидрозатвор и сливается в водяной объем барабана.

На котле применено регулирование температуры перегретого пара впрысками собственного конденсата, для его получения два змеевиковых, незатопляемых конденсатора установленных за барабаном на отметке 32,5-35,0 м. Охлаждение пара, поступающего в конденсатор, осуществляется водой прошедшей первую ступень водяного экономайзера. Образовавшийся конденсат по 14 -ти трубам диаметром 133 x 10 мм сливается в два сборных коллектора из труб диаметром 133 x 10 мм, с глубокими петлями. Отбор конденсата на впрыск осуществляется из нижних точек петель, откуда конденсат направляется в сборную камеру, которая расположена на отметке +8,0м. Из сборной камеры конденсат через четыре регулирующих клапана и четыре механических фильтра подается на впрыск.

Водяной экономайзер змеевикового типа с восходящим потоком воды состоит из двух ступеней:

- водяной экономайзер первой ступени находится между I и II ступенью ВЗП и состоит из 90 змеевиков.
- водяной экономайзер второй ступени также состоит из 90 змеевиков и расположен вверху конвективной шахты под IV ярусом ВЗП.

Воздухоподогреватель рекуперативный трубчатый состоит из четырех ярусов, три нижних яруса составляют первую ступень ВЗП, IV ярус является второй ступенью ВЗП. Первый ярус состоит из шести одноходовых кубов, остальные из девяти двухходовых кубов.

На котле применена одноточечная схема питания, узел питания выполнен в виде блока, установленного на отметке +8,0 м. на основном трубопроводе ДУ-175 расположен регулирующий клапан ДУ-175 с обводами – ДУ-100, ДУ-50, ДУ-20. Работа клапанов в условиях «узкой щели» исключается благодаря наличию параллельных трех ниток различного диаметра, которые включаются:
- ДУ-50 при пониженном давлении и расходе в начале топки;

- ДУ-100 включается при пониженных нагрузках на котле во время работы;
- ДУ-175 основная питательная линия котла.

Краткая характеристика дымососов.

1. Количество дымососов на котле - 2 шт
2. Тип дымососов - Д 18х2
3. Завод изготовитель - Таганрогский «Красный гидропресс»
4. Полный напор при норм. производительности - 330 мм.вод.ст.
5. Нормальная производительность - 180000 м³/час
6. Число всасов роторов - 2
7. Способ регулирования производительности - упрощенным направляющим аппаратом, расположенным на всасе, с помощью регулятора тяги автоматически, дистанционно или вручную
8. Предел регулирования – от нуля до нормальной производительности
9. Мощность - 400 кВт
10. Число оборотов - 740 об/мин

Характеристика дутьевых вентиляторов

1. Количество вентиляторов на котле - 2 шт
2. Тип - ВДН 18 на КАН[№]2,6
3. Производительность - 135000 м³/час
4. Завод изготовитель - Барнаульский котельный завод
5. Полный напор при номинальной производительности - 210 мм.вод.ст.
6. Мощность привода - 250 кВт
7. Число оборотов - 740 об/мин
8. Тип - ВД 18 на КАН[№]1,3,4,5
9. Производительность - 84600 м³/час
4. Завод изготовитель - Барнаульский котельный завод
5. Полный напор при номинальной производительности - 210 мм.вод.ст.
6. Мощность привода - 250 кВт
7. Число оборотов - 740 об/мин

Пылесистемы котлов.

Котлоагрегат БКЗ-160-100 Ф оборудован двумя независимыми самостоятельными пылесистемами А и Б. От мельничного вентилятора А работают щелевые горелки № 1,2,3,4, от мельничного вентилятора Б работают горелки №5,6,7,8. Обе пылесистемы имеют общий бункер пыли.(для котлов 1,2,3,4,5).

По транспортерам 4А и 4Б уголь поступает в бункера сырого угля (БСУ) А и Б. Из БСУ, питателями сырого угля (ПСУ), уголь подается в горловину шаро-барabanной мельницы (ШБМ) подсушивается и размалывается до необходимой тонкости пыли. Размолотая угольная пыль транспортируется, в составе аэрозмеси с горячим воздухом, при определенной скорости и разрежении создаваемым мельничным вентилятором, на сепаратор. В

сепараторе более грубая пыль отсеивается и возвращается через сеть мигалок, на входную горловину мельницы, где размальывается до меньшей тонины.

Далее аэросмесь направляется в циклон, где угольная пыль отделяется от сбросного воздуха и через сеть мигалок и сеток собирается в промбункере пыли. Из промбункера пыли, угольная пыль питателями пыли дозируется в необходимом количестве и транспортируется сбросным воздухом по пылепроводам к щелевым горелкам котла.

Имеется возможность перераспределения пыли между пылесистемами котлов при помощи пылепередаточного шнека

Режим работы пылесистемы ведется по режимной карте уточняемой после режимно-наладочных испытаний.

Компрессорная установка.

Воздушный компрессор 103 В-20/8 представляет собой двухступенчатую, шестицилиндровую поршневую машину простого действия.

Таблица 5.3. Характеристика компрессорной установки.

№ п/п	Наименование	Ед. измерения	Величина
1.	Производительность компрессора	м ³ /мин	20
2.	Конечное давление после второй ступени	атм.	8
3.	Конечное давление после первой ступени	атм.	1,6-2,6
	Температура воздуха:		
4.	- после первой ступени не выше	°С	155
5.	- после воздухоохладителя не выше	°С	60
6.	- после второй ступени не выше	°С	160
7.	Температура охлаждающей воды не выше	°С	40
8.	Расход воды	м ³ /ч	6
9.	Потребляемая мощность	кВт	40
10.	Число оборотов коленчатого вала	об/мин	730

Турбинный цех.

Паровая турбина типа К-50-90 ст.№4 и Т-41-90 ст.№1,2,3.

Номинальная мощность К-50-90 - 50000 кВт, Т-41-90 – 41000 кВт.

Параметры свежего пара перед стопорным клапаном:

Давление - 90 ата.

Температура - 535 °С

Число оборотов ротора турбины - 3000 об/мин.

Число ступеней – 22 (одновенечная регулирующая ступень и двадцать одна ступень давления). На турбине ст.№1,2,3 ступеней давления двадцать.

Число цилиндров – один.

Ротор турбины и генератора гибкие.

Критическое число оборотов:

- Ротора турбины - 1725 об/мин.
- Ротора генератора - 1320 об/мин.
- Якоря возбуждителя - 3800 об/мин.

Регулирование пара - клапанное.

Таблица 5.4. Характеристика отборов пара из турбин.

№ отбора	За какой ступенью взят отбор	Давление пара в отборе ата	Температура в отборе °С	Расход пара из отбора т/ч	Куда идет пар из отбора
1	2	3	4	5	6
1.	6	29,1	400	10,5	ПВД №8
2.	9	16,6	340	7,03	ПВД №7 и Д-6 ата
3.	11	10,75	290	4,63	ПВД №6 и Д-6 ата
4.	15	3,63	190	7,25	(на ЖБиК)
5.	17	1,82	130	8,26	ПНД №5, ПУВ-1 ТГ-1,2,3,4
6.	19	0,71	100	3,6	ПНД №4, ОБ-4,
7.	20	0,38	100	3,8	ПУВ-2 ТГ-1,2,3,4,
8.	21	0,16	100	4,35	Д-1,2 ата, ПСВ
					ПНД №3, ТГ-1,2,3
					Т - отбор
					ПНД №2
					ПНД №1
	22	0,035		129,3	Конденсатор

Ленинградский механический завод разрешает дополнительные одновременные отборы пара сверх количества на регенерацию в следующих размерах:

Из II-го отбора -5 т/час

Из III-го отбора -7 т/час

Из IV-го отбора -10 т/час

Из V-го отбора -10 т/час

Максимальный расход пара через турбину – 230 т/час.

Температура охлаждающей воды при входе в конденсатор 10 °С.

Расход охлаждающей воды на конденсатор 8000 м³/час.

При нагрузке 50000 кВт и температура охлаждающей воды +10 °С, гарантируется нагрев питательной воды в системе регенерации не ниже 220 °С.

Турбина допускает длительную работу при номинальной мощности при следующих отклонениях параметров от номинальных в любых сочетаниях:

- При одновременном изменении начальных параметров свежего пара по давлению в пределах 85-95 ата, по температуре в пределах 525-540 °С, но при температуре охлаждающей воды при входе в конденсатор не выше +10 °С.
- При повышении температуры охлаждающей воды при входе в конденсатор до 33 °С и расходе охлаждающей воды 8000 м³/час, если начальные параметры свежего пара при этом не ниже номинальных.
- При давлении свежего пара до 100 ата и температуре до 545 °С допускается работа турбины в течении не более получаса, причем общая продолжительность работы турбины при этих параметрах не должна превышать 20 часов в год.

Степень неравномерного регулирования в процентах от номинального числа оборотов – 4% .

Турбина допускает повторные пуски в работу через любое время после ее остановки, для чего турбина снабжена валоповоротным устройством, вращающим ротор турбины со скоростью 3-4 об/мин.

Лопаточный аппарат турбины рассчитан и настроен на работу при частоте сети 50 периодов в секунду. Работа при частоте сети ниже 49,5 периода в секунду и выше 50,5 периода в секунду не допускается.

Фикспункт турбины расположен на задней фундаментной раме цилиндра, а расширение происходит в сторону переднего подшипника.

Давление пара на уплотнение, поддерживаемое регулятором составляет 1,1-1,3 ата. Из крайних камер паровоздушная смесь отсасывается эжектором в сальниковый подогреватель.

Регулятор скорости имеет механизм управления, который служит для подрегулирования и используется:

- Для изменения числа оборотов турбины на холостом ходу во время синхронизации генератора;
 - Для поддержания заданной нагрузки генератора при параллельной работе;
 - Для поддержания нормальной частоты при одиночной работе генератора;
- Указанная подрегулировка может осуществляться как от руки непосредственно у турбины, так и дистанционно с центрального электрического щита станции и центрального теплового щита посредством электродвигателя постоянного тока типа УМТ-21-Р.

Турбина имеет ограничитель мощности, т.е. ручное приспособление для ограничения открытия регулирующего клапана регулятором скорости. При этом центральный электрический и тепловой щиты автоматически подается световой сигнал « убавить нагрузку» для предотвращения воздействия на регулятор скорости в направлении открытия клапанов.

Для защиты турбины от недопустимого возрастания числа оборотов, турбина снабжена автоматом безопасности, два бойка которого мгновенно

срабатывают при достижении значения числа оборотов, лежащих в пределах 10-12 % сверх нормального, чем вызывается закрытие автоматического затвора, прекращающего допуск свежего пара к регулирующим клапанам турбины.

Одновременно под действием регулятора безопасности закрываются регулирующие клапана турбины. Этот результат достигается и при выключении турбины от руки. При увеличении оборотов турбины на 11- 15 % выше номинального срабатывает соответствующее реле, работающее от электротехометра, и на ЦТЩ загорается сигнальное табло, свидетельствующее о разгоне турбины.

Остановка турбины осуществляется и при выключении турбины от руки с помощью кнопки ручного выключателя турбины или же дистанционно с ЦТЩ при повороте ключа «отключение турбины» в положение отключено.

В случае отказа автомата безопасности имеется дополнительная защита, которая срабатывает при скорости на 14-15 % выше нормального значения числа оборотов.

Предусмотрена возможность при помощи механизма управления вновь приступить к открытию автоматического затвора при снижении числа оборотов до 101-102 % от номинальных.

Турбина имеет электромагнитный выключатель, при срабатывании которого закрывается автоматический затвор и регулирующие клапана турбины. Воздействие на электромагнитный выключатель, приводящее к срабатыванию, осуществляет:

- реле осевого сдвига ротора, поставляемое вместе с турбиной. Это реле действует на электромагнитный выключатель с одновременной подачей аварийного сигнала при осевом сдвиге ротора в районе упорного подшипника более чем 1,2 мм против полного прижатия к рабочим колодкам. Ноль прибора устанавливается, когда ротор прижат к рабочим колодкам упорного подшипника;
- вакуум реле, подающее предупредительный при падении вакуума до 600 мм.рт. ст и вызывающее срабатывание электромагнитного выключателя с одновременной подачей аварийного сигнала при падении вакуума до 330 мм.рт.ст.;
- ключ дистанционного отключения турбины с ЦТЩ;
- реле давления системы смазки, при понижении давления в системе смазки до 0,3 ати и ниже;
- реле защиты турбины при понижении температуры перегретого пара до 465 °С с подачей звукового и светового сигнала на ЦТЩ.

Масляная система турбины питает маслом марки ТП-22 как систему регулирования (при давлении 20 ати), так и систему смазки подшипников (при давлении 0,8 ати после маслоохладителей на уровне подшипников).

Подача масла в систему регулирования производится с помощью центробежного насоса, приводимого в действие непосредственно от вала турбины. В систему смазки масло подается двумя масляными инжекторами.

Для обслуживания турбогенераторов в период пуска предусмотрены два масляных электронасоса: на ТГ №1,2 пускового типа АЯПЗ-150 и на ТГ №3,4 6МС-6. Масляный бак с инжекторной группой имеет конструкцию, которая позволяет производить быструю и безопасную чистку фильтров. Указатель уровня масла при шкале «С» показывает минимальный уровень масла в баке 620 мм от крышки бака. Максимальный рабочий уровень масла в баке составляет 140 мм от крышки бака. Указатель снабжен контактами для подачи сигналов при минимальном и максимальном уровне масла в маслобаке. Ёмкость масляной системы 16 тонн. Маслоохладители в количестве двух штук установленные на турбине, допускают возможность отключение одного из них как от охлаждающей воды, так и от масла для чистки при полной нагрузке турбины и температуре охлаждающей воды не выше 30 °С.

В постоянной работе должен находиться только один маслоохладитель. При работе на двух маслоохладителях ухудшается теплоотдача маслоохладителя, увеличивается мощность насоса смазки и ухудшаются условия отстоя масла в баке из-за расхода масла через сливной клапан.

Нельзя допускать, чтобы в маслоохладителе давление масла было ниже давления воды. Расход охлаждающей воды на маслоохладитель равен 100 м³ при гидравлическом сопротивлении 1,7 мм.вод.ст.

Масляный электронасос	АЯПЗ-150	6МС-6
Производительность	- 100 м ³ / час	- 100 м ³ / час
Напор	- 210 мм. вод.ст.	- 190 мм. вод.ст.
Число оборотов	-935 об/мин	-935 об/мин
Мощность мотора	-160 кВт	-160 кВт
Напряжение	- 380 В	- 380 В
Сила тока	- 286 А	- 227 А

Для обеспечения маслом системы смазки до включения пускового насоса, а также при останове турбины, предусмотрен маслонасос смазки типа 5НДБ, имеющий два двигателя переменного и постоянного тока.

Турбина имеет реле падения давления, которое автоматически:

- включает резервный электронасос смазки при понижении давления в системе смазки после охладителей до 0,6 ати с одновременной подачей предупредительного сигнала;
- включает мотор маслонасоса смазки, если давление в системе упадет до 0,5 ати;
- отключает валоповорот при снижении давления в системе смазки до 0,3 ати, когда ротор вращается валоповоротным устройством;
- отключает турбину при ее работе, в случае понижения давления в системе смазки до 0,3 ати.

	Маслоохладители турбины:	
Тип	МОО-69 для ТГ-1,2	МБ-63 для ТГ – 3,4
Количество	- 2 на один турбогенератор	
Поверхность охл.	- 60 м ²	- 63 м ²
Давление охл. воды	- не более 1 кг/см ²	- не более 1 кг/см ²

Генераторы турбин с водородным охлаждением.

Тип	ТВ-60-2
Мощность	60000 кВт
Ток статора	5730-6860 А
Напряжение статора	6300 В
Коэффициент мощности	0,8
Ток ротора	717 А
Напряжение ротора	239 В
Тип возбудителя	ВТ-170-3000
Мощность возбудителя	190 кВт
Ток возбудителя	760 А
Напряжение возбудителя	250 В
Нормальное рабочее давление газа в корпусе генератора	0,05-1 ати
Мах. Давление воды в газоохладителях	2 ати
Критическая скорость ротора	1320 об/мин
Номинальная температура охлаждающего газа	40 °С

Генератор предназначен для работы на водородном охлаждении. Охлаждение водорода производится газоохладителями, встроенными в корпус статора в количестве 6 штук. Работа на воздушном охлаждении допускается в качестве временного режима. Активная мощность генератора при этом режиме не должна превышать 30000 кВт. Работа генератора при температуре газа свыше 55 °С – недопустима.

Конденсатор турбин поверхностного типа, двухходовой.

Тип	- 50-КЦС-5
Поверхность охлаждения	- 3000 м ²
Диаметр трубок	-23/25 мм.
Материал трубок	- латунь
Длина трубок	- 6650 мм
Количество трубок	- 5800 шт
Расход охлаждающей воды	- 8000 м ³ / час
Гидравлическое сопротивление	- 0,36 ати
Присосы воздуха при N=50 МВт	- не более 10 кг/час

Регенеративная установка.

Регенеративное устройство предназначается для подогрева питательной воды (конденсата) турбины паром, отбираемым от промежуточных ступеней и состоит из:

- охладителя эжекторов – гидравлическое сопротивление охладителя трехступенчатого эжектора при расходе основного конденсата в количестве 100 м³ составляет 0,1 ати;
- пяти поверхностных подогревателей низкого давления (на ТГ 1,2,3 реконструированных с целью организации теплофикационного отбора – четыре ПНД) ПНД-3 используемых как охладитель отсоса из ПКУ, после которых конденсат направляется в деаэрактор 6 ата (подогреватели № 1,2 встроены в конденсатор);
- трех поверхностных подогревателей высокого давления, которые служат для подогрева питательной воды после деаэратора в количестве около 105% от максимального расхода пара по турбине.

Отсос пара из крайних камер лабиринтовых уплотнений турбины производится в специальные вакуумные охладители горизонтального типа (снабжен эжектором, поддерживающим давление в охладителе 0,85-0,97 ати). Для использования тепла отсасываемой среды через охладитель пропускают основной конденсат турбины.

Подогреватели низкого давления ПНД

ПНД №1 и №2 встроены в паровую часть конденсатора, состоит из одного корпуса разделенные перегородкой, трубки U – образной формы:

Поверхность нагрева	- 70 м ²
Диаметр трубок	- 17,5/19 мм
Материал трубок	- латунь Л – 68
ПНД №3,4,5 типа ПН-90	
Поверхность нагрева	- 90 м ²
Диаметр трубок	- 14,5/16 мм
Материал трубок	- латунь Л – 68
Количество трубок	- 530 шт.
Гидравлическое сопротивление	- 5 мм.вод.ст.

Подогреватели высокого давления ПВД

ПВД № 6,7,8 типа ПВ-170/180

Поверхность нагрева	- 170 м ²
Диаметр трубок	- 25/32 мм
Гидравлическое сопротивление	- 20 мм.вод.ст.
Число ходов по воде	- 3

Бойлерные установки:

Основной бойлер типа ПСВ-315-3-29 ОБ-4

Поверхность нагрева	- 315 м ²
Диаметр трубок	- 19 мм
Материал трубок	- латунь Л – 68
Количество трубок	- 1212 шт
Гидравлическое сопротивление	- 3,8 мм.вод.ст.
Расход воды	- 725 т/час
Допустимое давление в корпусе	- 3 кг/см ²
Допустимое давление в трубном пучке	- 23 кг/см ²

Пиковый бойлер типа ПСВ-200-7-15 ПБ-4

Поверхность нагрева	- 200 м ²
Диаметр трубок	- 19 мм
Материал трубок	- латунь Л – 68
Количество трубок	- 1020 шт
Гидравлическое сопротивление	- 4,3 мм.вод.ст.
Расход воды	- 400 т/час
Допустимое давление в корпусе	- 7 кг/см ²
Допустимое давление в трубном пучке	- 15 кг/см ²

Основной бойлер типа ПСВ-500-3-23 ОБ-1,2,3

Поверхность нагрева	- 500 м ²
Диаметр трубок	- 19 мм
Материал трубок	- латунь Л – 68
Количество трубок	- 1928 шт
Гидравлическое сопротивление	- 5,5 мм.вод.ст.
Расход воды	- 1150 т/час
Допустимое давление в корпусе	- 3 кг/см ²
Допустимое давление в трубном пучке	- 23 кг/см ²
Температура воды на входе	- 70 °С
Температура воды на выходе	- 120 °С
Температура пара максимальная	- 400 °С

Пиковый бойлер типа ПСВ-500-14-23 ПБ-1,2,3

Поверхность нагрева	- 500 м ²
Диаметр трубок	- 19 мм
Материал трубок	- латунь Л – 68
Количество трубок	- 1928 шт
Гидравлическое сопротивление	- 6,0 мм.вод.ст.
Расход воды	- 1800 т/час
Допустимое давление в корпусе	- 14 кг/см ²
Допустимое давление в трубном пучке	- 23 кг/см ²

Температура воды на входе	- 70 °С
Температура воды на выходе	- 150 °С
Температура пара максимальная	- 400 °С

Подогреватели умягченной воды.

ПУВ ТГ №1,2,3,4	типа ПСВ-125-7-15
Поверхность нагрева	- 125 м ²
Диаметр трубок	- 19 мм
Материал трубок	- латунь Л – 68
Количество трубок	- 640 шт.
Допустимое давление в корпусе	- 7,0 кг/см ²
Допустимое давление в трубном пучке	- 15,0 кг/см ²
Число ходов по воде	- 4

Деаэраторы конденсата (6 ата) и сетевой воды (1,2 ата).

Деаэраторы 6 ата служат для дегазации питательной воды котлов.

Заводская марка	- ДС-2
Количество	- 4 шт.
Производительность головки	- 225 т/ч
Ёмкость бака	- 72 м ³
Давление в деаэраторе	- 6 ата

Деаэраторы 1,2 ата служат для дегазации воды подпитки теплосети.

Заводская марка	- ДС-75
Количество	- 3 шт.
Производительность головки	- 75 т/ч
Ёмкость бака	- 50 м ³
Давление в деаэраторе	- 1,2 ата

Редукционно–охладительные установки (РОУ).

РОУ 100/1,5 №1 для использования пара растопки котлов.

Потребители редуцированного пара	- ПУВ ТГ №1-4, ОБ-4, Д-1,2 ата, ПСВ
Давление редуцированного пара	- 1,5 кг/ см ²
Производительность	- 30 т/ч
Температура редуцированного пара	- 150-170 °С

РОУ 100/1,5 №2 врезано с высокой стороны в главный паропровод.

Потребители редуцированного пара	- ОБ-4
Давление редуцированного пара	- 1,5 кг/ см ²
Производительность	- 30 т/ч
Температура редуцированного пара	- 150-170 °С

РОУ 100/13 №1 с РУ 13/4 ата	
Потребители редуцированного пара, мазутное хозяйство котельного цеха,	- ЗПУВ ТГ №1-4, Д-6 ата №1-4.
Давление редуцированного пара	- 13/4 кг/ см ²
Производительность	- 30 т/ч
РОУ 100/13 №2	
Потребители редуцированного пара	- Д-бата №1-4, ПБ-4, размораживающий сарай, кооперативы, КОПС.
Давление редуцированного пара	- 13 кг/ см ²
Производительность	- 40 т/ч
РОУ 100/13 №3	
Потребители редуцированного пара	- ПБ-1,2,3
Давление редуцированного пара	- 13 кг/ см ²
Производительность	- 150 т/ч
Редукционные установки РОУ-13/4 предназначены для снижения давления пара до 4 ата.	

Промышленный водозабор.

Снабжение станции исходной водой производится от 12 артезианских скважин оборудованных глубинными насосами. Промышленный водозабор состоит из артезианских скважин ,напорных водоводов (НВ), двух баков запаса по 6000 м³ насосной промводозабора с четырьмя насосами типа 300Д-40 и двумя вакуум-насосами типа 558-01.

Скважины №2,3,4,260,261 работают на напорный водовод №3 (НВ-3) и по нему вода подается в бак запаса №2 . Через приемную камеру, а также через перемышку эти скважины могут работать на старый самотечный коллектор подовая воду на градирни и на всас НСВ.

Скважины №5,6,11,12 работают на НВ-1 в баки запаса №1,2 и через перемышку от скважин №5,6 может подаваться по старой схеме на пожарные баки и градирню №3.

Скважины №7,8,9,10 работают на НВ-2 и по нему вода подается через приемную камеру в бак запаса №1 , а также через перемышку и коллектор в циркуляционный водовод градирни №5. Баки запаса имеют перелив и опорожнение в реку м. Алматинка . С бака запаса №1,2 , через камеру всасывания , по двум трубопроводам вода подается на всасывающий коллектор насосов промышленного водозабора НПВЗ -№1,2,3,4 далее этими насосами через напорный коллектор в три напорных водовода НВ-4,5,6, далее НВ-4,5 подают воду на всас насосов сырой воды ТЦ, а НВ-6 на подпитку градирен.

Оборудование насосной промышленного водозабора.

Четыре насоса типа	- 300Д-40
Производительность	- 1000 м ³ /ч
Напор	- 400 мм.вод.ст
Обороты	- 985 об/мин
Эл.двигатель	- М-280М-6
Мощность	- 110кВт
Сила тока	- 200 А
Два вакуум насоса типа	- 558-01
Производительность	- 90 м ³ /ч
Разряжение	- 0,01 МПа
Обороты	- 1450 об/мин
Эл.двигатель	- АР-1325-4
Мощность	- 5,5 кВт
Сила тока	- 11,4 А

Топливное хозяйство электростанции.

В цех топливоподачи входят: склад топлива, разгруз сарай для выгрузки топлива, ленточные конвейеры №1,2,3,4 и бульдозерная техника для укладки штабеля и подачи угля на котлы.

Склад топливоподачи рассчитан для хранения 100 000тн угля. Учет поступаемого топлива ведется весами, установленными на ж/д. дороге. Взвешиваются сначала полные, а затем разгруженные полувагоны. Вся информация поступает на компьютер и в любое время можно определить количество поступаемого топлива. Разгруз сарай длиной 120м и рассчитан для одновременной разгрузки семи полувагонов. Разгрузка в среднем продолжается 50мин. Мелкие куски угля без труда просыпаются сквозь решетку подполу вагонами, а крупные куски дробит ДФМ. Таким образом, весь разгружаемый уголь попадает в предбункер и лопастными питателями подаётся на ленту первого ленточного конвейера.

С первого транспортера уголь можно транспортировать либо на склад хранения, подавая на второй ленточный конвейер, либо в бункера сырого угля котлов через третий и четвёртый ленточные конвейеры.

После третьего ленточного конвейера установлены решетки для сортирования крупной фракции сырого угля (более 20мм). Крупная фракция дробится дробилкой, оснащенной билами. Узлы пересыпки оснащены механизмом осаждения мелкой пыли, летающей в воздухе, при помощи подачи пара. Четвёртый ленточный конвейер оснащен плужковыми сбрасывателями, для сбрасывания угля с ленты конвейера бункера сырого угля котлов.

Все четыре ленточных конвейера имеют две нитки А и Б для обеспечения надежной подачи топлива т.е. один рабочий другой резервный. При перерыве вагонной поставки, бульдозерная техника сталкивает в разгруз сарай

необходимое количество угля со штабеля, и уголь попадает в предбункер, а затем в ленточный конвейер №1,3,4. На третьем ленточном конвейере установлены весы, которые фиксируют количество отпускаемого на сжигания угля в БСУ котлов. Щит управления топливоподачи располагается на отм.0.0 под транспортером №3.

Водоснабжение и водоиспользование.

Хозяйственно-питьевое и производственно-техническое водоснабжение ТЭЦ-3 организовано за счет ведомственного водозабора из артезианских скважин подающих напорные воды III-го гидродинамического этажа Покровского месторождения.

Пос. Отеген батыр имеет собственную систему водоснабжения и водоотведения не имеющую отношения к ТЭЦ-3.

Водозабор ТЭЦ-3 состоит из трёх одиночных эксплуатационных скважин №1045/2, №1033/260, 1193/261 и пяти водозаборных кустов №1-5, каждый из которых состоит двух эксплуатационных скважин:

куст №1 - скв. №1186/3 и скв. № 1146/4;

куст №2 - скв. №956/5 и скв. № 899/6;

куст №3 - скв. №2355/7 и скв. № 2238/8;

куст №4 - скв. №2244/9 и скв. № 2291/10;

куст №5 - скв. №2390/11 и скв. № 2366/12.

Глубина эксплуатационных скважин от 200 до 300 метров.

Для хозяйственно-питьевого водоснабжения используется две скважины куста №2 - скв. №956/5 и скв. № 899/6. Остальные одиночные скважины и водозаборные кусты входят в систему оборотного производственно-технического водоснабжения ТЭЦ-3. Эксплуатационные скважины оборудованы пьезометрами для замеров динамического уровня воды и счетчиками – водомерами типа WPH-150.

Расчет дебитов скважин производится по текущим нормам водопотребления и водоотведения для ТЭЦ-3. Ведется журнал учета дебита по амперной нагрузке и характеристикам насосов.

Погружные электрические насосы, установленные в настоящее время в эксплуатационных скважинах, по номинальным размерам не соответствуют размерам и паспортным характеристикам, не соответствуют конструкциям эксплуатационных скважин (вместо d=12” установлены насосы d=10”) и расчетным нагрузкам, а также фактическим дебитам скважин, полученным в процессе строительных откачек, значительно отличаясь от последних в меньшую сторону.

Значительная часть эксплуатационных скважин (№1045/2, 1033/260, 1193/261, 1186/3, 1146/4, 956/5, 899/6) была пробурена в период 1963-1979 года – т. е, эти скважины уже отработали свой амортизационный срок и требуют чистки, ремонта и поэтапной замены новыми. В 2011 году в кусте № 1 было

пробурено 2 эксплуатационных скважины №3; №4, в 2012 г. пробурено в кусте №3 – 1 скважина №7, в кусте №4 – 1 скважина №10.

6. РАЗДЕЛ БЕЗОПАСНОСТЬ ЖИЗНЕДЕЯТЕЛЬНОСТИ

6.1. Экологический паспорт

1. Наименование предприятия - Алматинская ТЭЦ-3

Адрес предприятия – 040700, обл. Алматинская р-он Илийский п. Отеген батыр ул. Батталханова, 20.

Сведения о предприятии: Алматинская ТЭЦ-3 расположена в восточной части от г.Алматы и находится за городской чертой.

2. Описание сырья

Таблица 6.1. Описание сырья

Наименование производства и вида продукции.	Расход топлива.			
	Мазут в качестве растопочного		Уголь основное	
	Всего т.у.т.	На единицу продукции. кг/Гкал	Всего т.у.т.	На единицу продукции. кг/кВт ч
На отпуск электроэнергии.	3659	0,014	149 047	0,56
На отпуск теплоэнергии.	546	0,007	17 387	0,21

3. Сведения о мощности АТЭЦ-3 и характеристики производства

Установленная мощность:

электрическая 173 МВт;
тепловая 389,9МВт

Таблица 6.2. Характеристика основного оборудования

Наименование оборудования (котлы, турбины).	Стационарный номер.	Маркировка.	Паропроизводительность котла, т/ч мощность турбины, МВт.	Примечание.
Котлы Энергетические	№1,2,3,4,5,6.	БКЗ-160-100.	по 160	
Турбины	№1,2,3	Т 41-90	по 41	реконструирована
Турбины	№.4	Т 50-90	50	

6.2. Влияние АлЭС ТЭЦ-3 на экологическую обстановку района.

АлЭС ТЭЦ-3 расположена в пригороде и является одним из основных источников централизованного теплоснабжения промышленности и жилищно-коммунального сектора находящегося рядом.

Оборудование, установленное на ТЭЦ-3, находится в эксплуатации более 50 лет. Весь объём в годовом балансе топлива – 100% составляют экологически "грязные" виды топлива: уголь и мазут. Котлы ТЭЦ оборудованы эмульгаторами второго поколения, эксплуатационная эффективность которых составила 99,2%. Газоочистка по другим вредным веществам не производится. Высота дымовых труб для отвода газов не превышает 100 м.

Основным видом топлива для энергетических котлов является Экибастузский уголь, растопочным топливом является топочный мазут.

Таблица 6.3. Характеристики дымовых труб

№ дымовой трубы.	Характеристики.		Количество и тип котлов.
	Н, м.	Д _у , м.	
1	60,0	4,3	БКЗ-160-100 ст.№1
2	100,0	4,9	БКЗ-160-100 ст.№2-6

В соответствии с отчетными данными ТЭЦ по форме 2-ТП (воздух) в атмосферу города за год было выброшено вредных веществ

Всего-7,604 тыс.т. /год

из них:

золы	4,27 тыс. т. /год
диоксида серы	2,59 тыс. т. /год
диоксида азота	0,544 тыс. т. /год

оксида углерода	0,111 тыс. т /год
оксида азота	0,089 тыс. т. /год

Видно, что ТЭЦ-3 вносит весомый вклад по загрязнению воздушного бассейна своего района и пригорода Алматы.

6.3. Анализ условий труда в турбинном цехе АлЭС ТЭЦ – 3.

Помещение главного щита управления является помещением I категории (выполняются легкие физические работы), поэтому должны соблюдаться следующие требования:

- оптимальная температура воздуха 22°C (допустимая 20-24°C), оптимальная относительная влажность 40 - 60% (допустимая не более 75%), скорость движения воздуха не более 0,1м/с.

Основная работа персонала связана непосредственно с системой автоматики, а также наблюдением за тепломеханическими и тепловыми оборудованями.

В помещении турбинного цеха имеются такие оборудования, как:

- пароводяной подогреватель
- атмосферный деаэратор
- насосы подпитки, сетевые насосы
- регуляторы, задвижки
- различного рода теплообменники

Для защиты обслуживающего персонала от воздействия теплоты излишние теплоизлучения должны быть устранены или уменьшены, а избыточная теплота удалена. В турбинном цехе применяются следующие способы защиты от лучистой и тепловой энергии:

1) Теплоизоляция горячих и излучающих поверхностей тепловой изоляцией, т.е. материалами с малой теплопроводностью. Согласно санитарным нормам температура теплоизоляции трубопроводов не должна превышать 35 °С.

2) Экранирование источников излучения поглощающими и отражающими теплоту материалами, которые работают на принципе отражения лучистой энергии в сторону источника.

3) Воздушное кондиционирование и вентиляция. Используются следующие системы вентиляции:

- а) общеобменная естественная, для удаления избытков теплоты;
- б) местная приточная для подачи охлаждённого воздуха к рабочим местам в горячих цехах;
- в) местная вытяжная совместно с приточной для улавливания высокоопасных примесей и подачи чистого воздуха в рабочую зону.

4) Использование помещений для отдыха, т.е. ограничение длительности работы в неблагоприятных температурных условиях.

5) Применение защитной одежды, обуви и головных уборов. Для нормальной жизнедеятельности человека существенное значение имеет чистый воздух без примесей пыли, вредных аэрозолей, газов и паров.

Анализ опасных и вредных факторов, воздействующих на машиниста, при разработке данной системы.

Опасные и вредные производственные факторы по природе возникновения делятся на следующие группы:

- физические;
- химические;
- психофизиологические;
- биологические.

В помещении ГЩУ на машиниста могут негативно действовать следующие физические факторы:

- повышенная и пониженная температура воздуха;
- чрезмерная запыленность и загазованность воздуха;
- повышенная и пониженная влажность воздуха;
- недостаточная освещенность рабочего места;
- превышающий допустимые нормы шум;
- повышенный уровень ионизирующего излучения;
- повышенный уровень статического электричества;
- опасность поражения электрическим током;

Биологические вредные и химические производственные факторы в данном помещении отсутствуют.

К психологически вредным факторам, воздействующим на персонал в течение его рабочей смены можно отнести следующие:

- нервно - эмоциональные перегрузки;
- умственное и физическое напряжение;
- перенапряжение зрительного анализатора.

Для оптимальной работы и благоприятных условий труда персонала турбинного цеха АлЭС ТЭЦ – 3 необходимо рассчитать систему вентиляции и кондиционирования.

6.3. Расчет систем кондиционирования и вентиляции.

Теплопоступления и теплопотери в результате разности температур. Расчет поступления тепла через внешние ограждающие конструкции в летний период года затрудняется существенными колебаниями температуры наружного воздуха в течение суток и ещё большими колебаниями теплового потока на наружных поверхностях ограждений за счет солнечного излучения. Значительное влияние на теплообмен оказывает и массивность ограждений, благодаря чему колебания температуры на их внутренней поверхности уменьшаются.

Потери тепла через ограждающие конструкции в зимний период года рассчитывают в предположении стационарного режима, так как зимой

значительных колебаний температуры наружного воздуха и особенно колебаний температуры на наружной стороне ограждений не наблюдается. Расчетные наружные температуры ($t_{Нрасч}$) для холодного периода соответствуют средней температуре самого холодного месяца в 13 часов,* для теплого периода - средней температуре самого жаркого месяца в 13 часов. Внутренние ($t_{Врасч}$) выбираются с учетом комфортных условий или технологических требований, предъявляемых к производственным процессам. Количество тепла $Q_{огр}$, определяем по формуле:

$$Q_{огр} = V_{пом} X_0 (t_{Нрасч} - t_{Врасч}), \text{ Вт}$$

где $V_{пом}$ - объем помещения, м^3 . $V_{пом} = 30 * 15 * 6 = 2700 \text{ м}^3$;

X_0 - удельная тепловая характеристика, $\text{Вт/м}^3 \text{ } ^\circ\text{С}$. $X_0 = 0,42 \text{ Вт/м}^3 \text{ } ^\circ\text{С}$;

$t_{Нрасч} = -10 \text{ } ^\circ\text{С}$ - средняя температура самого холодного месяца для холодного периода;

$t_{Нрасч} = +27,6 \text{ } ^\circ\text{С}$ - средняя температура самого жаркого месяца для теплого периода;

$$t_{Врасч} = +20 \text{ } ^\circ\text{С},$$

тогда в холодный период: $Q_{огр} = 2700 * 0,42 * (-10 - 20) = -34020 \text{ Вт}$

в теплый период: $Q_{огр} = 2700 * 0,42 * (27,6 - 20) = 8618,4 \text{ Вт}$

Теплопоступления от солнечного излучения через остекление

Избыточная теплота солнечного излучения в зависимости от типа стекла почти до 90% поглощается средой помещения, остальная часть отражается. Максимальная тепловая нагрузка достигается при максимальном уровне излучения, которое имеет прямую и рассеянную составляющие. Интенсивность излучения зависит от широты местности, времени года и времени суток.

Расчетные параметры А и Б наружного воздуха даны в таблице 6[2].

Теплопоступления от солнечного излучения, (радиация) определяется по формуле:

$$Q_p = (q^I F_0^I + q^II F_0^{II}) P_M.$$

где q^I , q^II - тепловые потоки от прямой и рассеянной солнечной радиации, Вт/м^2

F_0^I , F_0^{II} - площади светового проема, облучаемые и необлучаемые прямой солнечной радиацией, м^2 ;

$\beta_{с.з}$ - коэффициент теплопропускания.

При отсутствии наружных затеняющих козырьков, ребер и т.д. для периода облучения остекления солнцем, когда его лучи проникают через окно в помещение $F_0 = F_0$, $F_0 = 0$.

$$Q_p = q^I * F_0 * \beta_{с.з} = (q_{вп} + q_{вр}) * K^C * K_2 * \beta_{с.з} * n * Но * B_0, \text{ Вт}$$

Для периода тени, когда лучи солнца не проникают через окна (рассеянная радиация) $F_0^I = 0, F_0^{II} = 0$

$$Q_p = q^I * F_0 * \beta_{с.з} = q_{вр} * K_1^I * K_2 * \beta_{с.з} * n * Но * B_0, \text{ Вт}$$

Принимается для расчетного часа суток в зависимости от географической широты;

$F_0 = n \cdot H_0 \cdot B_0$ - площадь светового проема, м (n - число окон, высота H_0 и ширина B_0).

K_1 - коэффициент затемнения остекления переплетами (K_1^C - для облученных проемов; K_1^T - для проемов в тени) по таблице 6.

K_2 - коэффициент загрязнения остекления по таблице 7.

Площадь ленточного остекления ГЩУ ТЦ ТЭЦ-3, 44°СШ

$$P_0 = 1 \cdot 6 \cdot 1 = 6 \text{ м}^2.$$

Ориентация остекления: северное(С). Внутри — штор нет.

Принимаем $\beta_{с.з} = 0,1$. Вычислим суммарное теплоступление от солнечной радиации через остекление.

Для С до полудня, т.е. с начала занятости с 9 до 12 часов при широте 44°СШ выписывается значение прямой радиации (П): $q_{вп} = 0$ Вт/м и рассеянной радиации (Р) $q_{вр} = 64$ Вт/м².

После полудня ориентация С начиная с 12-13 часов $q_{вп} = 84$ Вт/м, $q_{вр} = 38$ Вт/м².

В диапазоне широт 44-68 °СШ для одинарного остекления в металлических переплетах: $K_1 = K_1^T = 1,28$, когда проем не облучен солнцем, т.е. в период с 9-10 и до 13-14 часов.

$K_1 = K_1^T = 0,56$ для периода с 14-15 и до 19-20 часов. Принимается коэффициент умеренного загрязнения стекла $K_2 = 0,9$.

В период затемнения от 9 до 14 часов расчет проводится по формуле :

$$Q_p = 64 \cdot 1,28 \cdot 0,9 \cdot 6 \cdot 0,1 = 44,24 \text{ Вт},$$

а в период прямого облучения солнцем от 14 до 20 часов по формуле 18-19 часов:

$$Q_p = (84 + 38) \cdot 0,56 \cdot 0,9 \cdot 6 \cdot 0,1 = 36,89 \text{ Вт}.$$

Максимальный расчетный час: 9-14, когда поступление теплоты 44,24 Вт.

Теплоступления от людей.

Поступление тепла от людей зависит от интенсивности выполняемой работы и параметров окружающего воздуха. Тепло, выделяемое человеком, складывается из ощутимого (явного), т.е. передаваемого в воздух помещения путем конвекции и лучеиспускания, и скрытого тепла, затрачиваемого на испарение влаги с поверхности кожи и из легких.

Определить теплоступление от людей, работающих на ГЩУ, если $t_{окр.ср.} = 27,6^\circ\text{С}$ и на щите работают 2 человека. При $t = 27,6^\circ\text{С}$ один человек выделяет явного тепла 51 Вт, а общего - 102 Вт. Выделение явного тепла на ГЩУ составит $Q_{я} = 2 \cdot 51 = 102$ Вт, общего тепла - $Q_{г} = 2 \cdot 102 = 204$ Вт.

Находим количество влаги и двуокиси углерода, выделяемые человеком.

Значение влаги и двуокиси углерода для $t = 27,6^\circ\text{С}$ находим путем интерполяции данных: влаги с 1 человека выделяется 63 г/ч, двуокиси

углерода - 45 г/ч. Количество влаги от 2 человек составит: $2 \cdot 63 = 126$ г/ч. Количество двуокси углерода от 2 человек составит: $2 \cdot 45 = 90$ г/ч.

Таблица 6.4. Результаты расчетов выделения вредностей человеком на ГЩУ.

Период года	температура °С	Тепло, Вт		Влага W г/ч	CO ₂ г/ч
		Q _л ^я	Q _л ^о		
теплый	27,6	102	204	126	90

На основании выполненных расчетов составим баланс теплоступлений в тепловой пункт в теплый период года.

Теплоступления от солнечной радиации 44,24 Вт. Теплоступления от людей 102 Вт. Теплоступления в результате разности температур 8618,4 Вт. Тепловой баланс теплового пункта составит:

$$Q = 44,24 + 102 + 8618,4 = 8764,64 \text{ Вт}$$

$$Q = 8764,64 \cdot 3600 = 31552,27 \text{ кДж}$$

Теплоступления от осветительных приборов, оргтехники и оборудования.

Теплоступления от ламп определяется по формуле:

$$Q_{\text{осв}} = \eta N_{\text{осв}}, \text{ Вт}$$

где η - коэффициент перехода электрической энергии в тепловую;

$N_{\text{осв}}$ - установленная мощность ламп. При использовании ламп накаливания $\eta = 0,92 - 0,97$; люминесцентных ламп $\eta = 0,5 - 0,6$. Световая нагрузка должна быть задана. При предварительных расчетах для хорошо освещенных помещений можно принимать $N_{\text{осв}} = 50 - 100 \text{ Вт/м}^2$.

Площадь пола ГЩУ $F_{\text{пол}} = 30 \cdot 15 = 450 \text{ м}^2$. При освещении лампами типа ДРЛ $Q_{\text{осв}} = 0,5 \cdot 50 \cdot 450 = 11250 \text{ Вт}$.

Тепло, выделяемое производственным оборудованием определяется по формуле:

$$Q_{\text{об}} = N_{\text{уст}} \cdot \chi \cdot K$$

Для теплового пункта $K = 0,2$

$$Q_{\text{М}} = \sum N_{\text{уст}} \cdot K = 500 \cdot 0,2 = 100 \text{ кВт}$$

Тепло от нагретой поверхности ванн и укрытий определяется по формуле:

$$Q_{\text{пов}} = \alpha \cdot F_{\text{пов}} \cdot (t_{\text{пов}} - t_{\text{рз}})$$

где $F_{\text{пов}}$ - общая площадь боковых поверхностей, $t_{\text{пов}}$ - температура поверхности, $t_{\text{рз}}$ - температура рабочей зоны, α - коэффициент теплоотдачи: для теплого периода $\alpha = 8,2 \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{град}$; для холодного периода $\alpha = 7,2 \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{град}$.

$$F_{\text{пов}} = 540 \text{ м}^2, t_{\text{пов}} = 80^\circ\text{C}, t_{\text{рз}} = 20^\circ\text{C}$$

$$Q_{\text{пов}} = 8,2 \cdot 540 \cdot (80 - 20) = 2655680 \text{ Вт}$$

Расчет тепловлажностного баланса помещения, влаговыделения в помещении. Второй составляющей микроклимата, существенно влияющей на метеорологические условия в помещении, является влажность.

Источниками влаговыделений в жилых и офисных зданиях являются люди находящиеся в помещении. Возможными источниками влаговыделений в производственном помещении, кроме людей, могут быть: открытые водные поверхности, испаряющие влагу; влажные материалы, высыхающие в помещении; химические реакции, при которых выделяется влага, например, процессы горения; утечки пара через неплотности производственного оборудования и коммуникаций; смоченные поверхности оборудования и полов.

Следует отметить, что некоторое количество влаги может поступать, в жилые, офисные и производственные помещения с инфильтрационным (наружным) воздухом.

Влаговыделения от людей. Приток влаги от людей зависит не только от интенсивности мускульной работы, но и температуры воздуха, его " подвижности, а также температуры окружающих поверхностей.

Средние значения выделения влаги человеком, в зависимости от интенсивности мускульной работы и температуры воздуха при средней его влажности, приведены в таблице 13 [2].

Общее количество влаги, поступающей в помещение от людей ($W_{от}$, кг/ч) определяется по формуле

$$W_{от} = d \cdot n \text{ (кг/ч)}$$

где, d - количество влаги, выделяемой одним человеком, кг/ч;

n - количество людей, находящихся в помещении.

$$d=0,125 \text{ кг/ч}; n=2; W_{от} = 0,125 \cdot 2 = 0,25 \text{ кг/ч.}$$

Влаговыделения от открытых водяных поверхностей.

Количество влаги, испаряющейся в помещений с открыто расположенной поверхности некипящей воды ($W_{от}$, кг/ч), может быть определено по формуле:

$$W_{от} = F \cdot (a + 0,0174 \cdot V) \cdot (P_1 - P_2) \cdot 760 / P_{бар},$$

где a - фактор скорости движения (подвижности) окружающего воздуха; значение фактора « a » для диапазона изменения температур воздуха в помещении от 15 до 30 °С, в зависимости от температуры испаряющейся воды, принимают в следующих пределах.

V - относительная скорость движения воздуха над поверхностью испарения, м/с;

P - упругость водяного пара, соответствующая полному насыщению воздуха при его температуре, равной температуре поверхности воды.

мм.рт.ст (если испарение происходит без подведения тепла к воде, значение P , определяется температурой окружающего воздуха по мокрому термометру);

P_2 - упругость водяного пара в воздухе помещения, мм рт.ст.;

760 - нормальное барометрическое давление, мм рт.ст.;

$P_{бар}$ - расчетное барометрическое давление для данного географического пункта, мм рт.ст.;

- F - площадь поверхности испарения, м.

- Температура подогреваемой воды в теплый период равна $70\text{ }^\circ\text{C}$.
 $a=0,041$. Площадь поверхности испарения $P_{пов}=16\text{ м}^2$. Относительная скорость движения воздуха над поверхностью испарения $V = 0,3\text{ м/с}$. Для г. Алматы $P_{бар} = 697\text{ мм.рт.ст}$. Упругость водяного пара при t воды $=70\text{ }^\circ\text{C}$, $P_1=233,83\text{ мм рт.ст}$.

При $t_{ном} = 20\text{ }^\circ\text{C}$ находим $P_2 = 17,53\text{ мм.рт.ст}$.

Находим:

$$W_{от} = 16 * (0,041 + 0,0174 * 0,3) * (233,83 - 17,53) * (760/697) = 174,4\text{ кг/ч}$$

Влаговыведения (прорыв пара) через неплотности производственного оборудования и коммуникаций при правильной их эксплуатации сводится к минимуму, которым можно пренебречь. Но в некоторых проектных случаях, при составлении влажностного баланса, прорыв пара через неплотности соединений оценивается в 2% от количества протекающего пара в данном оборудовании.

Влаговыведения со смоченной поверхности оборудования и пола (W_n , кг/ч) определяют по приближенной формуле: $W_n = 0,006 F_1 * (t_c - t_m)$, где

F_1 -площадь мокрой поверхности пола;

t_c и t_m - температура воздуха в помещении соответственно по сухому и мокрому термометру, $^\circ\text{C}$.

$$F_1 = 100\text{ м}^2;$$

$$t_c = 23,9\text{ }^\circ\text{C};$$

$$t_m = 13,9\text{ }^\circ\text{C};$$

$$W_n = 0,006 * 100 * (23,9 - 13,9) = 60\text{ кг/ч}$$

Приток влаги с инфильтрационным воздухом.

Инфильтрационный воздух может содержать как большее количество влаги, так и меньшее, чем внутренний воздух в помещении. Поэтому увеличение или уменьшение влаги воздуха в помещении от фильтрации ($W_{инф} < j >$ кг/ч) определяется по следующим формулам:

При влажосодержании наружного воздуха большим внутреннего:

$$W_{инф} = G(d_n - d_v)$$

где G - количество инфильтрующегося воздуха, кг/ч;

d_n - d_v - влажосодержание соответственно, наружного и внутреннего воздуха, г/кг.

При влажосодержании наружного воздуха, меньшем внутреннего:

$$W_{вл} = G(d_v - d_n)$$

В том случае, когда в кондиционируемом помещении создается подпор, инфильтрация и приток с ней влаги и тепла не учитываются.

Кроме влаговыделений, в помещении могут быть и влагопоглощения, как например: поглощение влаги гигроскопическими материалами, которое определяется опытным путем.

Расчетное количество влаги, на которое рассчитывается воздухообмен определяется как разность между влагонмдслепами от всех-истом им ков и влагопоглощениями, если таковые имеются к помещению следовательно, баланс влаги в помещении выразится формулой:

$$W_{вт} = \sum W_{выд} - \sum W_{пог}$$

Основные Характеристики влажного воздуха

В системах кондиционирования воздух подвергается различным видам обработки, при которых существенно меняются его тепловые и влажностные состояния.

Атмосферный воздух состоит из сухой части (азота, углерода, инертных газов) и водяных паров. Причем, если содержание газов в сухой части воздуха относительно стабильно, /го количество водяных паров изменяется в широких пределах и зависит от времени года и местных климатических условий.

При обработке в системах кондиционирования влажного воздуха изменяется количество водяных паров, содержащихся в воздухе, содержание же сухого воздуха остается постоянным. Поэтому при расчетах процессов, связанных с увлажнением и осушкой воздуха, пользуются единицей измерения влажности, которая выражает отношение, переменного количества водяных паров к неизменной массе сухого воздуха. Такой единицей измерения является влагосодержание d (г/кг), показывающее количество водяных паров в 1 кг сухого воздуха.

Степень насыщения воздуха водяными парами показывает физическая величина, называемая относительной влажностью φ (в %). С достаточной точностью относительная влажность воздуха может быть вычислена как отношение влагосодержания при данном состоянии (d) к влагосодержанию при полном насыщении (d_H) при тех же значениях температуры и давления:

$$\varphi = \frac{d}{d_H} * 100, \%$$

В расчетах тепловлажностного состояния влажного воздуха существует ещё одно важное понятие, связанное с его физическим состоянием, - это теплосодержание, так называемая энтальпия I (кДж/кг или в ккал/кг при ведении графо - аналитических расчетов).

Энтальпия влажного воздуха представляет собой количество теплоты, необходимое для нагревания от 0°C до данной температуры такого количества влажного воздуха, сухая часть которого имеет массу 1 кг.

Энтальпия влажного воздуха складывается из энтальпии сухой его части и энтальпии водяных паров.

В результате конвективного теплообмена сухой части воздуха передается (или от него, отводится) теплота, температура воздуха повышается или понижается и, соответственно, увеличивается или уменьшается его энтальпия.

При поступлении водяного пара от внешних источников в воздух передается теплота парообразования и энтальпия воздуха возрастает. Изменение энтальпии водяного пара в этом случае происходит за счет увеличения его массы. Температура воздуха при этом остается неизменной.

Тепловлажностный баланс помещения.

Количество воздуха, необходимое для подачи в помещение, исходя из влажностного баланса, определяется по следующей формуле:

$$G = \frac{W_{вл}}{d_n - d_{пр}}$$

где $W_{вл}$ - суммарное количество влаги, выделяющейся в помещении, кг/ч;
 $d_n, d_{пр}$ — влагосодержание воздуха соответственно в помещении и на притоке, г/кг сух. в.

$$W_{вл} = 235,91 \text{ кг/ч};$$

$$d_{пр} = 10,3 \text{ г/кг};$$

$$G = \frac{W_{вл}}{d_n - d_{пр}} = \frac{234,64 * 10^3}{10,3 - 9,3} = 235,91 \text{ кг/ч}$$

Количество воздуха, необходимого для подачи в помещение, исходя из теплового баланса, определяется по формуле:

$$G = \frac{Q_{изб}}{c * (t_n - t_{пр})}$$

где $Q_{изб}$ - количество явного тепла (избыточного), передаваемого в помещение различными источниками, кДж/ч;

c - весовая теплоемкость воздуха, кДж/(кг 20 град).

$t_n, t_{пр}$ - температура воздуха соответственно в помещении и на притоке,

$$Q_{изб} = 31552,27 \text{ кДж/ч}; C = 1,05 \text{ кДж/кг}^\circ\text{C}; t_n = 30; t_{пр} = 27,6$$

$$G = \frac{Q_{изб}}{c * (t_n - t_{пр})} = \frac{31552,27}{1,05 * (30 - 27,6)} = 12520,7 \text{ кг/ч}$$

Для выбора кондиционера по холодопроизводительности на главном щите управления находим теплоизбытки в помещении, которые составляют по расчету 31552,27 кДж/ч или $31552,27 : 3600 = 8,765$ кВт.

Модель прецизионного кондиционера выбираем по ближайшему значению холодопроизводительности. Остановим выбор на кондиционере типа SUA-0501 с холодопроизводительностью 9,5-9,6 кВт

7. ЭКОНОМИЧЕСКАЯ ЧАСТЬ

7.1. Расчет себестоимости отпуска электрической и тепловой энергии АлЭС ТЭЦ-3

Расчет будет произведен по отчетным данным 2013 года.

Исходные данные для расчета:

- установленная электрическая мощность станции $N_{yэ}=173$ МВт;
- установленная тепловая мощность станции $N_{yт}=335,26$ Гкал/ч;
- максимальное число часов использования установленной электрической мощности $T_{мэ}=5000$ час.
- максимальное число часов использования установленной тепловой мощности $T_{мт}=320$ час.
- теплотворная способность топлива $Q_p=4300$ ккал/кг;

Расчет себестоимости

1.) Годовой отпуск энергии ТЭЦ-3

Годовая выработка электрической энергии равна:

$$\mathcal{E}_в = 865 \text{ млн. кВт.ч., при } T_{мэ}=5000 \text{ час}$$

Годовая выработка тепловой энергии равна:

$$Q_в = 107,28 \text{ тыс. Гкал., при } T_{мт}=320 \text{ час.}$$

В расчетах примем расход электроэнергии на собственные нужды в размере 10% ($\mathcal{E}_{сн}$), а тепловой энергии 1 % ($Q_{сн}$).

Годовой отпуск электрической энергии равен:

$$\mathcal{E}_{от} = \mathcal{E}_в \cdot (1 - \mathcal{E}_{сн}) = 865 \cdot (1 - 0,1) = 778,5 \text{ млн. кВтч.}$$

$$Q_{от} = Q_в \cdot (1 - Q_{сн}) = 107,8 \cdot (1 - 0,01) = 107,22 \text{ тыс. Гкал.}$$

2.) Затраты на топливо

Удельный расход условного топлива на выработку одного кВт·ч электрической энергии примем $b_э=210$ гу.т./кВт·ч, удельный расход условного топлива на выработку одной Гкал тепловой энергии примем $b_т=210$ кгу.т./Гкал

Годовой расход условного топлива на выработку электрической энергии равен:

$$B_э = \mathcal{E}_о \cdot b_э = 865 \cdot 210 = 181,65 \text{ тыс. тут.}$$

Годовой расход условного топлива на выработку тепловой энергии равен:

$$B_т = Q_о \cdot b_т = 107,28 \cdot 210 = 22,53 \text{ тыс. тут.}$$

Общий расход условного топлива ТЭЦ равен:

$$B_y = B_э + B_т = 181,65 + 22,53 = 204,18 \text{ тыс. тут}$$

Расход натурального топлива будет

$$B_n = B_y \cdot Q_{усл} / Q_p = 204,18 \cdot 7000 / 4300 = 332,38 \text{ тыс. тнт.}$$

Стоимость топлива с учетом транспортировки составит 3644 тг./т.н.т. Тогда:

$$И_т = B_n \cdot 3644 = 332,38 \cdot 3644 = 1211,19 \text{ млн. тенге}$$

3.) Расчет КПД использования топлива

Коэффициент полезного использования топлива, с учетом расхода электроэнергии и тепла на собственные нужды определяется:

$$КПД_3 = 123 : b_3 \cdot 100\% = 123 : 210 \cdot 100\% = 58,5 \%$$

$$КПД_T = 143 : b_T \cdot 100\% = 143 : 210 \cdot 100\% = 68 \%$$

Коэффициент использования топлива станцией будет:

$$КПД = \frac{0,86 \cdot \Delta \epsilon + Q_{\epsilon}}{7 \cdot B} \cdot 100\% = \frac{0,86 \cdot 865 + 107,2}{7 \cdot 204,18} = 58,5\%$$

4.) Затраты на воду

Хозяйственно-питьевое и производственно-техническое водоснабжение ТЭЦ-3 организовано за счет ведомственного водозабора из артезианских скважин подающих напорные воды III-го гидродинамического этажа Покровского месторождения. Поэтому затраты на воду будут складываться из затрат на природопользование и затрат на добычу тонны воды по фактическому водопотреблению:

Затраты на воду будут складываться из затрат на природопользование и затрат на добычу тонны воды по фактическому водопотреблению.

Затраты на природопользование по отчетным данным равны:

$$Z_{\text{пр}} = 3731 \text{ тыс. тенге.}$$

Себестоимость 1 тонны воды по отчетным данным составляет 25,08 тенге, а годовой объем потребляемой воды - 4707 тыс. тонн.

Тогда затраты на воду равны:

$$Z_{\text{в}} = 3731 + 25,08 \cdot 4707 = 121,78 \text{ млн. тенге.}$$

5.) Затраты на оплату труда

Численность персонала станции по отчетным данным составляет 382 человека.

Примем среднегодовую заработную плату 1200 тыс. тенге на одного работающего, тогда суммарный фонд заработной платы равен:

$$I_{\text{зпо}} = 382 \cdot 1200 = 458400 \text{ тыс. тенге.}$$

Дополнительная заработная плата:

$$I_{\text{зпд}} = 458400 \cdot 0,1 = 45840 \text{ тыс. тенге.}$$

Начисления на заработную плату:

$$I_{\text{зпн}} = (458400 + 45840) \cdot 0,21 = 105890,4 \text{ тыс. тенге.}$$

Суммарный фонд заработной платы:

$$I_{\text{зп}} = I_{\text{зпо}} + I_{\text{зпд}} + I_{\text{зпн}} = 458400 + 45840 + 105890,4 = 610,13 \text{ млн. тенге.}$$

6.) Расчет амортизационных отчислений

На уровне 1960-1970 годов удельные капитальные вложения составляли порядка 1400-1600 \$/кВт установленной мощности, коэффициент износа составляет $K_{\text{из}} = 0,5$. Стоимость доллара США 185 тенге. Тогда суммарные капитальные вложения равны:

$$K_{\text{сум}} = K_{\text{уд}} \cdot N_{\text{у}} \cdot K_{\text{из}} = 1600 \cdot 173 \cdot 0,5 \cdot 185 = 25604 \text{ млн. тенге.}$$

После реконструкции вентиляторных градирен к сумме начальных капитальных вложений прибавятся дополнительные капитальные вложения, которые составят затраты на покупку оборудования, работы по монтажу и подключению, которые по отчетным данным составляют $K_{\text{доп}} = 1859$ млн. тенге. Тогда суммарные капитальные вложения равны:

$$K_{\text{сум}} = K_{\text{из}} + K_{\text{доп}} = 25604 + 1859 = 27463 \text{ млн. тенге.}$$

Норма амортизационных отчислений 7%, тогда величина амортизационных отчислений равна:

$$I_{ao} = 0,07 \cdot 27463 = 1922,41 \text{ млн. тенге.}$$

7.) Расчет затрат на проведение текущего ремонта

Принимаются в размере 15% от амортизационных отчислений:

$$I_{рем} = 0,15 \cdot 1922,41 = 288,36 \text{ млн. тенге.}$$

8.) Расчет платы за выбросы

На практическом примере работы одной из станции РК, установлено, что при сжигании Экибастузского угля плата за выбросы находится в пределах 160-190 тенге за т.н.т. Тогда:

$$I_{выб} = 180 \cdot 332,38 = 36,75 \text{ млн. тенге.}$$

9.) Расчет общестанционных расходов

$$I_{общ} = 0,25 \cdot (I_{ao} + I_{зп} + I_{рем}) = 0,25 \cdot (1922,41 + 610,13 + 288,36) = 2820,9 \text{ млн. тенге.}$$

10.) Расчет себестоимости отпуска энергии

Коэффициента распределения затрат:

$$K_p = V_y / V_z = 181,65 / 204,18 = 0,89$$

$$(1 - K_p) = (1 - 0,89) = 0,11$$

То есть 89% затрат идут на выработку электроэнергии, на выработку тепловой энергии идут 11% затрат.

Затраты по видам отпускаемой энергии занесены в Таблицу 7.1.

Таблица 7.1. Составляющие затрат на производство электрической и тепловой

составляющие затрат	И млн.тенге	Иэ энергия	Ит тепло
топливо Ит	1211,19	1077,96	133,23
Вода Ив	121,78	108,38	13,40
Фонд зар.платы Изп	610,13	543,01	67,12
амортизационные отчисления Иао	1922,41	1710,95	211,46
текущий ремонт Ирем	288,36	256,64	31,72
общестанционные Иоб	2820,9	2510,6	310,30
плата за выбросы Ивыб	36,75	32,71	4,04
Итого затрат	7011,52	6240,25	771,27

Себестоимость отпуска электрической энергии равна:

$$S_э = (I_т + I_в + I_{зп} + I_{ao} + I_р + I_{об} + I_{выб}) / \mathcal{E}_{от} = \\ = (1211,19 + 121,78 + 610,13 + 1922,41 + 288,36 + 2820,9 + 36,75) / 778,5 = \\ = 7011,52 / 778,5 = \mathbf{9,00 \text{ тенге/кВтч}}$$

Себестоимость отпуска тепловой энергии равна:

$$S_т = (I_т + I_в + I_{зп} + I_{ao} + I_р + I_{об} + I_{выб}) / Q_{от} = 7011,52 / 0,10722 = \mathbf{6539,4 \text{ тенге /Гкал}}$$

В результате проведенного расчета себестоимость отпуска электрической энергии составила 9,0 тенге/кВт*ч и тепловой 6539,4 тенге/Гкал, что примерно соответствует существующим отпускным ценам.

7.2. Расчет годового экономического эффекта от внедрения схемы обогрева фланцев и шпилек турбины К-50-90 ЛМЗ

Схема обогрева фланцев и шпилек позволяет сократить время простоя турбин в ремонте или резерве и получить экономию топлива при пусках за счет сокращения времени затрачиваемого на разворот и нагружение турбины.

Кроме того, за счет соблюдения всех критериев установленных заводом-изготовителем исключить вероятность повреждения уплотнений проточной части и коробления цилиндра, что позволит сохранить уровень экономической работы турбины в межремонтный период и сократить затраты на капитальный ремонт.

Годовой экономический эффект определяется по формуле:

$$\mathcal{E} = \mathcal{E}_1 + \mathcal{E}_2 + \mathcal{E}_3 - Z \quad (\text{тенге в год})$$

Где: \mathcal{E}_1 – годовая экономия от увеличения среднегодовой располагаемой мощности агрегата;

\mathcal{E}_2 – годовая экономия от сокращения условно постоянных расходов в составе себестоимости вырабатываемой агрегатом энергии в связи с ее дополнительной выработкой и возросшей среднегодовой располагаемой мощности агрегата;

\mathcal{E}_3 – годовая экономия за счет сохранения уровня экономической работы агрегата в межремонтный период;

Z – затраты, обусловленные дополнительными издержками на выполнение обзоров, схемы, а также проведение испытаний.

$$\mathcal{E}_1 = \rho * K_{уд} * N_{уст} / h_{уст} * \Delta\tau,$$

Где: ρ – процентная ставка банка по кредиту, равная 0,15

$K_{уд}$ – удельные капиталовложения на 1кВт дополнительно располагаемой мощности ремонтируемого агрегата (для Алматинской ТЭЦ-3 стоимость установленного кВт равна 900тенге/кВт*ч);

$N_{уст}$ – установленная мощность агрегата (50 МВт);

$h_{уст}$ – годовое число использования установленной мощности агрегата (по отчетным данным за 2013 год составило 6325 час/год);

$\Delta\tau$ – расчетная величина сокращения ремонтного простоя получаемая за счет сокращения времени пуска $\Delta\tau = 14 * 2,5 = 35$ час, где 14-это число пусков турбины за 2013 год

$$\mathcal{E}_1 = (0,15 * 0,9 * (50000 / 6325) * 35) = 37,3 \text{ тыс.тенге в год}$$

$$\mathcal{E}_2 = N_{ср} * \Delta\tau * S_n * 10^{-2},$$

Где: S_n – себестоимость одного кВт*ч выработанного на ремонтируемом агрегате (по Алматинской ТЭЦ-3 9,0 тенге/кВт*ч)

$N_{ср}$ – среднегодовая мощность агрегата

$$\mathcal{E}_2 = 50000 * (6325 / 8760) * 35 * 0,009 * 10^{-2} = 113,7 \text{ тыс.тенге в год}$$

Проводимые исследования о влиянии величины радиальных зазоров в диафрагменных и концевых уплотнениях показывают, что увеличение радиальных зазоров только на 0,1 мм приводят к потере на клеммах генератора:

На переднем уплотнении – 96кВт

В диафрагменных уплотнениях ЦВД – 82 кВт

Внедренная схема обогрева фланцев и шпилек позволяет качественно проводить пуски турбины, что положительно сказывается на состоянии концевых и диафрагменных уплотнениях. Исходя из имеющихся данных, определим годовой перерасход топлива за счет увеличения радиальных зазоров.

$$\Delta B = v_3 * t_{\text{раб}} * (\Delta N_k + \Delta N_d) * 10^{-6}$$

Где v_3 – удельный расход условного топлива 501,2гр.у.т./кВт

$t_{\text{раб}}$ – число часов работы агрегата в году;

ΔN_k ; ΔN_d – потери мощности на клеммах генератора за счет увеличения зазоров;

$$\Delta B = 501,2 * 6325 * 178 * 10^{-6} = 564,3 \text{ т.у.т./год}$$

Годовой экономической эффект за счет сохранения уровня экономичности в межремонтный период составит:

$$\mathcal{E}_3 = \Delta B * G_T = 564,3 * 2,238 = 1262,9 \text{ тыс.тенге в год}$$

Где $G_T = 2238$ тенге/т.у.т. – цена условного топлива для Алматинской ТЭЦ-3

Сумма единовременных затрат складывается из затрат на материалы, стоимости рабочей силы и стоимости работ по испытанию турбины с целью отработки режимов.

а.) по прейскуранту оптовых цен:

Труба ст.ХМФ Д 76х6 - 0,3т*3117 тыс.тенге/тонна=935,1 тыс.тенге

Вентиль Ду50 В-230 - 3шт.*52 тыс.тенге=156 тыс.тенге

Вентиль Ду10 В-501 - 2шт.*21,3 тыс.тенге=42,6 тыс.тенге

Труба ст.10 Д 219х7 - 1,3*251 тыс.тенге=326,3 тыс.тенге

Итого 1460 тыс.тенге

б.) стоимость теплоизоляции трубопроводов:

$$20000 \text{ тенге/м}^3 * 0,5 \text{ м}^3 = 10 \text{ тыс.тенге}$$

в.) стоимость рабочей силы – 258,5 тыс.тенге

(бригада – 2 слесаря и сварщик на 14 рабочих дней)

г.) стоимость испытаний по отработке режимов – 3млн.тенге

таким образом, сумма единовременных затрат составляет

$$I_e = 1460 + 10 + 258,5 + 3000 = 4728,5 \text{ тыс.тенге}$$

Дополнительные удельные приведенные затраты в год определяются:

$$Z = p * I_e = 0,15 * 4728,5 = 709,3 \text{ тыс.тенге/агр/год}$$

Годовой экономический эффект от внедрения схемы обогрева фланцев и шпилек на одном агрегате составит:

$$\mathcal{E} = \mathcal{E}_1 + \mathcal{E}_2 + \mathcal{E}_3 - Z = 37,3 + 113,7 + 1262,9 - 709,3 = 704,6 \text{ тыс.тенге в год}$$

Таким образом, мы видим явную экономическую привлекательность данной модернизации турбины.

8. СПЕЦИАЛЬНЫЙ ВОПРОС

8.1. Введение

Опыт эксплуатации турбин К-50-90 Алматинской ТЭЦ-3 показал, что их пуск из холодного состояния при температуре металла ЦВД ниже 100°C , вызывает определенные трудности, связанные с быстрым увеличением относительного теплового расширения ротора.

Пуски турбин приводили к большим разностям температур по ширине фланцев. Эти разности температур по ширине фланцев приводили к короблению цилиндра, что вызывало необходимость шабровки разъемов и большим трудозатратам в период капремонта. Как правило, пустить турбину из холодного состояния с одного раза и включить в параллель под нагрузку, не представлялось возможным.

Для устранения отмеченных недостатков были разработаны технические условия на схему обогрева фланцев и шпилек паром из камеры регулирующей ступени по углубленной обнизке разъема, которые были согласованы с заводом изготовителем.

8.2. Описание схемы

В предлагаемой схеме (рис.1, приложение) обогрев фланцев и шпилек турбины осуществляется паром из камеры регулирующей ступени. Пар подводится в обнизки ЧВД в зоне шпилек №6 и 7, симметрично справа и слева. На линиях подвода устанавливается запорная арматура. Отвод пара из обнизок осуществляется по двум сбросным трубопроводам (в зоне шпилек №1 и 13) в коллектор, из коллектора по трубопроводу $\varnothing 150$ мм пар заводится в расширитель дренажей турбины.

8.3. Основные критерии

Основными критериями, обеспечивающими надежность пуска с применением схемы обогрева фланцев и шпилек, являются:

8.3.1. Относительное расширение (укорочение) ротора «+» $4,0$ «-» $3,0$ мм с допуском $\pm 0,2$ мм.

8.3.2. Абсолютная величина давления в обнизках не должна превышать 10 кгс/см².

8.3.3. Разность температур металла верх-низ ЧВД в зоне регулирующей ступени 50°C .

8.3.4. Разность температур металла фланец-шпилька ЧВД $35^{\circ}\text{C} \pm 10^{\circ}\text{C}$.

8.3.5. Разность температур металла по ширине фланца ЦВД в зоне регулирующей ступени не должна превышать 80°C .

8.3.6. Разность температур металла верхнего-нижнего правого-левого фланцев ЦВД 10°C .

8.3.7. Скорость прогрева металла корпусов цилиндра турбины, стопорного и регулирующих клапанов:

при температуре металла до 200°C	3,5°C/мин
при температуре металла от 200°C до 300°C	3°C/мин
при температуре металла от 300°C до 400°C	2°C/мин
при температуре металла от 400°C до 500°C	1°C/мин
при температуре металла свыше 500°C	0,5°C/мин

8.3.8. Скорость прогрева металла перепускных труб не более 15°C/мин.

8.3.9. Остальные критерии пуска и нагружения турбины принимаются в соответствии с инструкцией завода-изготовителя.

8.4.Объем испытаний

Предусматривается проведение следующего объема экспериментальных работ:

8.4.1. Пуск турбины из холодного состояния паром номинальных параметров по заводской инструкции.

Цель: зафиксировать температуры металла во всех точках, где дополнительно устанавливаются термопары, для последующего сравнения при пусках турбины с обогревом фланцев.

8.4.2. Пуск турбины из холодного состояния паром номинальных параметров:

8.4.2.1. С включением обогрева фланцев при достижении пускового вакуума равным 500 мм. рт. ст., последующим набором оборотов до 3000 об/мин и включением в параллель по заводской инструкции с соблюдением критериев пуска (2 опыта).

Цель: определить эффективность прогрева фланцев паром из КРС, определить влияние обогрева фланцев на температурное состояние металла турбин при пусках.

8.4.2.2 С включением обогрева фланцев аналогично п.8.4.2.1. и набором оборотов ротора до 3000об/мин за 25-30 мин с последующим включением в параллель (2 опыта).

Цель: Руководствуясь критериями пуска, приведенными в настоящих «технических условиях», определить минимальное время разворота турбины.

8.4.3. Пуск турбины из неостывшего состояния (температура ЧВД низа 150-300°C) паром номинальных параметров с включением схемы обогрева фланцев.

Цель: определить момент включения схемы обогрева, определить продолжительность прогрева фланцев и шпилек, определить нагрузку на турбине, при которой отключается схема обогрева.

8.4.4. Во всех опытных пусках турбины повышение оборотов от 1000 об/мин до холостого хода должно производиться без выдержек за время 2-3 мин.

8.4.5. На основании «технических условий на проведение испытаний по внедрению схемы обогрева фланцев и шпилек турбины К-50-90 (ВК-50-3)

ЛМЗ» составляется рабочая программа на проведение каждой серии опытов, которая утверждается главным инженером электростанции.

8.5. Результаты экспериментальных пусков

8.5.1. Пуск №1 турбины К50-90 ст.№1 из холодного состояния без обогрева фланцев и шпилек.

Графики пуска и режимы подъема оборотов приведены на рис.2-6 (приложение). Пуск турбины проводился в соответствии с заводской инструкцией.

Температурное состояние металла турбины перед пуском:

Температура ЦВД верх/низ 90°C/90°C

Тепловое расширение корпуса ($l_{ст}$) 3,3 мм

Относительное тепловое расширение ротора «-» 0,4 мм

Параметры острого пара: $P_0=90 \text{ кгс/см}^2$ $t_0=400^\circ\text{C}$

Предпусковые и пусковые операции проводились эксплуатационным персоналом согласно действующих инструкций. Набор вакуума производился основными эжекторами. В 14 часов 30 минут при вакууме 250 мм.рт.ст., произведен толчок ротора. На частоте вращения 600 об/мин турбина была осмотрена и прослушена. В дальнейшем набор оборотов производился со скоростью 50-60 об/мин до частоты вращения 2200 об/мин ($\tau=20$ мин). На этих оборотах турбина проработала 30 мин. В 15 часов 07 минут набор вакуума был приостановлен, чтобы удержать в допустимых пределах величину относительного расширения ротора.

Через 40 минут после толчка ротора, температура верха и низа цилиндра составляла, соответственно 182°C и 157°C. За это время скорость прогрева металла фланцев составила в среднем 0,1-0,4°C/мин, можно сказать, что прогрева почти не было. Только после повышения частоты вращения ротора до 2200 об/мин начался прогрев металла фланцев.

В период от толчка ротора до холостого хода металл цилиндра и фланцев в сечении 7-8 шпилек грелся со скоростями:

Верх цилиндра		2,4°C/мин
Низ цилиндра		2,22°C/мин
Фланцы	слева	справа
Внутренняя стенка	2,0°C/мин	1,9°C/мин
По оси шпильки	1,0°C/мин	1,0°C/мин
Наружная стенка	0,63°C/мин	0,64°C/мин

Значительное различие скорости прогрева металла цилиндра и фланцев привело к быстрому росту разности температур по ширине фланца, которая составила:

В сечении 3-4 шпилек	--
В сечении 7-8 шпилек	120°C
В сечении 11-12 шпилек	48°C

Максимальные разности температур «фланец-шпилька», при наборе оборотов от толчка ротора до холостого хода, по всем трем сечениям составили:

	слева	справа
в сечении 3-4 шпилек	-	41°C
в сечении 7-8 шпилек	48°C	44°C
в сечении 11-12 шпилек	18°C	нет сведений

Наибольшая разность температуры верха и низа цилиндра за все время пуска не превысила 27°C.

В этом пуске не производились: синхронизация и набор электрической нагрузки.

Перед пуском турбины имелись и были созданы необходимые условия для удержания относительного расширения ротора в допустимых пределах, а именно:

- низкая температура острого пара;
- низкий вакуум при пуске;
- высокая температура фланцев (116°C);
- отрицательная разность относительного теплового расширения ротора.

В процессе пуска эксплуатационный персонал неоднократно ухудшал вакуум, чтобы приостановить рост относительного расширения ротора. В результате этих манипуляций с ухудшением вакуума относительное расширение ротора к моменту выхода на полные обороты не превысило величины 1,7мм.

Корпус турбины начал расширяться только через 40 минут после толчка ротора и в 16 часов 10 минут достиг величины 5,5 мм.

В 16 часов 12 минут турбина была остановлена для настройки автомата безопасности, и в дальнейшем по условиям работы станции проведение пуска турбины без обогрева фланцев с последующим нагружением ее не представилось возможным. Анализ пусков предыдущих лет показывает, что при включении турбины в сеть и взятии нагрузки начинается рост относительного расширения ротора до недопустимых пределов, турбина останавливается на продолжительное время для снижения величины относительного расширения ротора и пускается вновь.

Разность температур в одноименных точках по высоте и ширине фланцев приведены на графиках пуска рис.3.

8.5.2. Пуск №2 турбины из холодного состояния с обогревом фланцев и шпилек из камеры регулирующей ступени.

Графики пуска представлены на рис.7-12(приложение). Температурное состояние металла турбоустановки и параметры острого пара перед пуском:

Температура металла цилиндра верх/низ 82°C /82°C

Тепловое расширение статора $l_{ст.}=4\text{мм}$

Относительное расширение ротора $\Delta l \llcorner\gg 0,95\text{мм}$;

$$P_0=93 \text{ кгс/см}^2$$

$$t_0=480^\circ\text{C}$$

Все операции по подготовке турбины к пуску и в процессе пуска, не связанные со схемой обогрева фланцев и шпилек эксплуатационный персонал выполнял согласно действующим инструкциям. Прогрев главного паропровода до ГПЗ проведен в соответствии с инструкцией без отклонения от норм при работающем валоповоротном устройстве. Набор вакуума производился основными эжекторами. Для предотвращения преждевременного нагрева ротора и удержания относительного расширения ротора на первоначальной величине пар на уплотнения при наборе вакуума подавался в самом минимальном количестве. При вакууме 350 мм.рт.ст. была собрана схема обогрева фланцев и шпилек: закрыт вентиль обеспаривания и открыты оба вентиля на трубопроводе подачи пара из камеры регулирующей ступени в обнизки. Включение схемы обогрева фланцев и шпилек перед прогревом перепускных труб было сделано для того, чтобы пар, поступающий в цилиндр через неплотности регулирующих клапанов, прогревал не только ротор, но и фланцы цилиндра.

В 19 часов 10 минут начат прогрев перепускных труб, температура которых составляла 60°C .

В 19 часов 30 минут при температуре металла пароперепускных труб 175°C произведен толчок ротора, при частоте вращения ротора 1000 об/мин турбина прослушана и осмотрена, дальнейшее повышение оборотов проводилось равномерно со скоростью 50-60 об/мин до частоты вращения ротора 2800 об/мин, критические числа оборотов (1320 и 1750) проходили быстро. При частоте вращения ротора 2800 об/мин турбина проработала 50 минут. В 21 час генератор включен в сеть. От толчка ротора до включения генератора в сеть металл цилиндра в сечении 7-8 шпилек грелся в среднем со скоростью:

Верх цилиндра – $2,72^\circ\text{C/мин}$;

Низ цилиндра - $2,66^\circ\text{C/мин}$;

Скорости прогрева фланцев корпуса и фланцев представлены в таблице

Через 40 минут после толчка ротора максимальная скорость прогрева металла цилиндра и фланцев достигла 4°C/мин при температуре цилиндра $t_{\text{н}}^{\text{в}}=200/170^\circ\text{C}$, после чего темп набора оборотов был снижен, а вместе с ним и снизилась скорость прогрева, которая к моменту включения генератора в сеть составила $2,5-2,6^\circ\text{C/мин}$.

Максимальная разность температур «фланец- шпилька» при наборе оборотов от толчка до холостого хода составляла:

	слева	справа
в сечении шпилек 3-4 шпилек	26°C	
в сечении шпилек 7-8 шпилек	16°C	20°C
в сечении шпилек 11-12 шпилек	минус 30°C	минус 30°C

максимальная разность температур по ширине фланца имела место в сечении 7-8 шпилек и составила по фланцу корпуса 80°C по фланцу крышки 72°C .

Скорость прогрева металла цилиндра и фланцев в сечении 7-8 шпилек на этом этапе пуска составляли:

Верх цилиндра – $1,5^{\circ}\text{C}/\text{мин}$;

Низ цилиндра - $1,3^{\circ}\text{C}/\text{мин}$;

Скорости прогрева фланцев корпуса и фланцев крышки после включения генератора в сеть представлены в таблице 1(приложение).

Максимальная скорость прогрева металла цилиндра не превышала $2,0^{\circ}\text{C}/\text{мин}$, фланца $2,5^{\circ}\text{C}/\text{мин}$.

Максимальная разность температур по ширине фланца после включения генератора в сеть и в период нагружения зафиксирована в сечении 7-8 шпилек на нижнем фланце и составила 65°C , в сечении 3-4 шпилек 19°C , в сечении 11-12 шпилек минус 60°C .

В 22 часа вентили подачи пара в обнизки были закрыты, эксперимент окончен. Максимальное давление в обнизках поднималось до $9,3\text{кгс}/\text{см}^2$ при нагрузке 22-24 МВт и давлении в регулирующей ступени $38\text{кгс}/\text{см}^2$. Разность температур «верх-низ» цилиндра в сечении 7-8 шпилек за все время не превышала 23°C .

Величина относительного теплового расширения ротора за время эксперимента находилась в допустимых пределах и максимального значения достигла после включения генератора в сеть и составила только 1,1 мм. корпус турбины после толчка сократился на 1 мм, вследствие низкой температуры пара при толчке, но через 30 минут корпус начал прогреваться и удлиняться, достигнув к моменту отключения пара обогревающего фланцы величины расширения 11 мм, время от толчка ротора до включения генератора в сеть составило 1 час 30 минут. Экспериментальный пуск показал, что с обогревом фланцев турбина может быть пущена с одного раза и включена в сеть под нагрузку при соблюдении основных критериев пуска.

8.5.3. Пуск №3 турбины из холодного состояния с обогревом фланцев и шпилек.

Графики пуска, режимы подъема оборотов и электрической нагрузки представлены на рис.13-17 (приложение).

Температурное состояние металла турбоустановки и параметры острого пара перед пуском:

температура цилиндра верх/низ $66^{\circ}\text{C} / 58^{\circ}\text{C}$

относительное тепловое расширение ротора Δl «минус» 0,8 мм

тепловое расширение статора $l_{\text{ст}}=2,5$ мм

$P_0=93\text{кгс}/\text{см}^2$ $t_0=517^{\circ}\text{C}$.

В 8 часов 40 минут подан пар на уплотнения в минимальном количестве, включены оба основных эжектора и начат набор вакуума. В 8-55 начат прогрев перепускных труб.

В 9 часов 10 минут вакуум на турбине достиг 550 мм.рт.ст. задержка пуска произошла из-за исчезновения напряжения на измерительных потенциометрах КСП.

В период задержки перепускные трубы продолжали греть, и к толчку температура перепускных труб составляла 220-260°C.

В 10 часов 05 минут произведен толчок ротора.

После толчка на турбине установлена частота вращения ротора 1000об/мин, при которых турбина прослушана и осмотрена, дальнейшее повышение частоты вращения продолжалось со скоростью 70-80 об/мин, критические обороты проходили быстро.

В 10 часов 45 минут обороты были подняты до 2800. На данных оборотах турбина проработала 40 минут, металл низа ЦВД прогрелся до 305°C, в 11 часов 26 минут включен в сеть. Разворот ротора и включение генератора в сеть осуществлено за 1 час 21 минуту. В период от толчка ротора до включения генератора в сеть металл цилиндра и фланцев в сечении 7-8 шпилек грелся со скоростями:

верх цилиндра - 2,9°C/мин;

низ цилиндра - 2,9°C/мин;

скорости прогрева фланцев корпуса и фланцев крышки представлены в таблице

максимальная скорость повышения температуры металла фланцев составляла в 10 часов 40 минут 3,9°C/мин при температуре металла 176-165°C, цилиндра 4,1°C/мин при температуре металла 148-156°C. Разность температур по ширине фланцев достигала следующих максимальных величин:

	слева	справа
в сечении 3-4 шпилек	28°C	40°C
в сечении 7-8 шпилек	65°C	60°C
в сечении 11-12 шпилек	«-»10°C	«-»6°C

Максимальная разность температур «фланец-шпилька» при наборе оборотов от толчка до холостого хода составляла:

	слева	справа
в сечении 3-4 шпилек	12°C	26°C
в сечении 7-8 шпилек	12°C	20°C
в сечении 11-12 шпилек	«-»30°C	«-»30°C

После включения генератора в сеть прогрев металла цилиндра и фланцев характеризовался следующими скоростями:

верх цилиндра - 1,42°C/мин

низ цилиндра - 1,45°C/мин

Скорости прогрева фланцев корпуса и фланцев крышки после включения генератора в сеть представлены в таблице 2 (приложение).

Максимальная скорость прогрева металла цилиндра не превышала 2,0°C/мин в интервале температур 300-400°C.

Максимальная разность температур металла по ширине фланцев после включения генератора в сеть и в период нагружения зафиксирована

	слева	справа
в сечении 3-4 шпилек	36°C	48°C
в сечении 7-8 шпилек	57°C	66°C
в сечении 11-12 шпилек	«-»30°C	«-»22°C

максимальная разность температур «фланец-шпилька» после включения генератора в сеть и нагружения турбины составила:

	слева	справа
в сечении 3-4 шпилек	«-»15°C	20°C
в сечении 7-8 шпилек	24°C	25°C
в сечении 11-12 шпилек	«-»30°C	«-»30°C

Технология пуска несколько отличалась от принятой ранее.

Так, через 20 минут после включения генератора в сеть при нагрузке 6 МВт давление пара поступающего в схему обогрева начали снижать прикрытием второго по ходу вентиля на трубопроводе «пар из камеры регулирующей ступени на обогрев фланцев». С ростом нагрузки увеличивалось давление в КРС соответственно прикрывался вентиль не допуская повышения давления в обнизках более 3,5 кгс/см².

В 12 часов 37 минут при нагрузке 20 МВт и достижения температуры низа ЦВД 406°C подача пара в схему обогрева была прекращена.

В 13 часов нагрузка на турбине достигла 30 МВт. Относительное тепловое расширение ротора не являлось лимитирующим фактором пуска и за все время эксперимента не превысило значения 1,0 мм.

Корпус турбины на всем протяжении пуска равномерно расширялся. В 13 часов расширение достигало 12 мм. вследствие хорошего прогрева перепускных труб захлаживания (сокращения) корпуса турбины после точка ротора не наблюдалось. Разница температур металла верх-низ цилиндра при пуске находилась в пределах 10°C и достигла 22°C при нагружении турбины. При регулировании давления пара в обнизках повысилось с «-»60°C при пуске №2 до «-»30°C при пуске №3.

Все разницы температур в одноименных точках (по высоте фланцев, справа-слева) приведены в таблицах 1 и 2 (приложение) и на графиках пуска (рис. 8, 14 приложение).

8.6. Анализ результатов испытаний

Внедренная схема обогрева фланцев и шпилек проста в эксплуатации и не требует больших затрат при ремонте.

При вводе в работу предусмотренного техническими условиями регулятора давления «после себя» отпадает необходимость ручного регулирования расхода греющего пара в обнизке и привлечение персонала на эти операции. Проведенный контрольный пуск турбины из холодного состояния без применения схемы обогрева фланцев и шпилек показал, что лимитирующим фактором цилиндра является низкая скорость прогрева

наружной поверхности фланцев. Прогрев наружной поверхности фланцев цилиндра происходит медленнее внутренней поверхности в три раза, что приводит к разнице температур по ширине фланцев до 115-120°C.

В пусках с обогревом фланцев эта разность не превысила 70-80°C.

Сравнительные скорости прогрева фланцевых соединений без обогрева и с обогревом представлены в таблице 8.1.

Таблица 8.1.

Место измерения температуры металла	Без обогрева, °C/мин	С обогревом, °C/мин
Внутренняя стенка цилиндра	2,0	2,7
По оси шпильки	1,0	2,3
Наружная поверхность фланца	0,6	2,1

Из таблицы видно, что скорость прогрева наружной поверхности в пуске с обогревом фланцевого соединения в 3,5 раза выше, чем в пуске турбин без обогрева фланцевого соединения.

Наружная поверхность фланцев с обогревом греется быстрее, чем внутренняя стенка цилиндра без обогрева. О медленном прогреве фланцев без применения схемы обогрева говорит и тот факт, что расширение цилиндра началось только через 40 минут после толчка ротора. Расширение цилиндра находится в прямой зависимости от прогрева фланцев, следовательно и величин относительного теплового расширения ротора, также находится в зависимости от прогрева фланцев.

Хороший прогрев фланцев устраняет основной лимитирующий фактор пуска – относительное расширение ротора.

Так при пуске №3 с обогревом фланцев величина относительного расширения ротора не превышала 1,0 мм и при взятии нагрузки снижалась до «-» 0,5 мм, расширение корпуса турбины при холостом ходе составило 5,5 мм. без применения схемы обогрева фланцев картина при выходе на частоту вращения 3000 об/мин величина $\Delta l = 1,7$ мм и имела тенденцию к росту, а расширение корпуса турбины составило всего 3,5 мм.

Максимальная разность температур «фланец-шпилька» в сечении 7-8 шпилек при пуске турбины без обогрева фланцев достигает 45-48°C рис 3 (приложение), с обогревом эта разность не превышает 20-26°C, в сечении 3-4 шпилек 23°C. Таким образом, разность температур «фланец-шпилька» в самом напряженном сечении между 7-8 шпильками в два раза меньше, следовательно и меньше растягивающее напряжения в шпильках, что положительно оказывается на состоянии крепежа турбины.

В сечении 11-12 шпилек при обогреве фланцев наблюдается отрицательные разности температур «фланец-шпилька» это объясняется во-

первых тем, что диаметр 12 шпильки составляет всего 75 мм, а 3 и 8 – 110 мм, во-вторых проточную часть 13 ступени омывает пар гораздо меньшей температуры, чем пар идущий по обнизке. В процессе экспериментальных пусков пробоя соединений и каких-либо ненормальностей в работе турбины не наблюдалось.

Снизить нежелательную отрицательную разницу температур «фланец-шпилька» возможно следующими методами:

- при эксплуатации существующей схемы путем регулирования количества подаваемого в схему обогрева греющего пара;

- изменением схемы обогрева фланцев при ее внедрении на других турбинах;

- сброс пара осуществить за 10 шпилькой, в существующей схеме за 12 шпилькой, а перемычку в обнизках установить за 11 шпилькой (сейчас за 13-й шпилькой). Тем самым уменьшится обогреваемая часть.

При пуске №3 турбины был обеспечен хороший прогрев перепускных труб до толчка ротора, после толчка ротора перепускные трубы грелись в зависимости от расхода пара на турбину. Скорости прогрева пароперепускных труб были невелики 3,5-4°С/мин, максимальная скорость прогрева была зафиксирована при частоте вращения ротора 2500 об/мин и составила 8,0°С/мин.

В процессе набора оборотов в пусках №2 и №3 наблюдались скорости прогрева как фланцев так и цилиндра до 4°С/мин, при температуре металла до 200°С. В критериях заданы скорости прогрева 3,5°С/мин. Кратковременное увеличение скорости прогрева объясняется тем, что в обнизке в это время быстро повышается давление от 0 до 0,5 кгс/см², в дальнейшем, чтобы избежать подобного явления необходимо в данном диапазоне температур устанавливать меньший темп подъема оборотов ротора. Скорости прогрева стопорного и регулирующих клапанов в процессе пусков с обогревом фланцев и нагружения были невелики и составляли 2,3-2,5°С/мин. В процессе нагружения турбины наблюдалась разница между фланцем и крышкой стопорного клапана 93°С, при нагрузке N₃=5÷6 МВт. В процессе всего пуска и нагружения до 30 МВт эта разница находилась в пределах 80-85°С. В стационарном режиме, при длительной работе турбины с полной нагрузкой эта разница составляет 8÷10°С. Для уменьшения разницы между корпусом и крышкой стопорного клапана необходимо произвести тщательную изоляцию крышки стекловатой или произвести напыление.

9.ЗАКЛЮЧЕНИЕ

В данном дипломном проекте была произведена реконструкция турбин АлЭС ТЭЦ-3 монтажом схемы обогрева фланцев и шпилек по углубленной обнизке.

Произведенные расчеты показывают высокую эффективность установки данной схемы обогрева фланцев и шпилек по углубленной обнизке турбины К-50-90.

В результате реконструкции уменьшилось время пуска турбины как из холодного, так из горячего состояния, а также снизилась разница температур по ширине фланца, приводящих к короблению цилиндра. Также уменьшились трудозатраты в период капитального ремонта.

Установка схемы обогрева фланцев и шпилек по углубленной обнизке позволила уменьшить время пуска турбины из холодного состояния, вследствие чего уменьшились затраты на топливо и видится явный экономический эффект и улучшение технико – экономических показателей ТЭЦ.

10. СПИСОК ИСПОЛЬЗУЕМОЙ ЛИТЕРАТУРЫ

1. Рыжкин В.Я. Тепловые электрические станции: Для студентов вузов. 3-е изд., - М.: Энергоатомиздат, 1987.- 328 с.
2. Тепловой расчет котельных агрегатов (нормативный метод), под ред. Кузнецова: Учебник для вузов.- М.: Энергия, 1973.-489с.
3. Борисова Н.Г. Огай В.Д. Кибарин А.А. Методические указания к выполнению дипломной проекта (работы). для студентов специальности 5В071700 – Теплоэнергетика (специализация – Тепловые электрические станции). – Алматы: АУЭС, 2011.-34 с.
4. Гиршфельд В.Я., Князев А.М., Куликов В.Е. Режимы работы и эксплуатация ТЭС. –М.: Энергия, 1973
5. Парамонов С.Г. Экономика отрасли. Методические указания к выполнению курсовой работы,-Алматы: АИЭС, 2007.-20 с.
6. Санатова Т.С. Методические указания к выполнению РГР по «Экологии», для всех форм обучения, 1999.
7. Султанбаева Б.М., Идрисова К.С, Туманова А.А. Инженерная экология. Методические указания к выполнению семестровых работ для студентов всех форм обучения специальности- Теплоэнергетика. АИЭС,2008.
8. Лосев А.М. Паровые турбины. –М.:1989
9. Теплотехнический справочник Т.1. -М.:1975
- 10.Жабо В.В. Охрана окружающей среды на ТЭС и АЭС. –М.: Энергоатомиздат, 1992
- 11.Рихтер Л.А., Волков Э.П. и др. Охрана водного и воздушного бассейнов от выбросов ТЭС. –М.: Энергоиздат, 1981.- 296с.
- 12.Юренев В.Н. Тепловые Электрические Станции. Москва: Гос. энерг. изд-во 1956.
- 13.Технический паспорт АлЭС ТЭЦ-3
14. Куличихин В.В., Тажиев Э.И., Грачев В.А., Усанов Б.Л., Соловьёва О.В., Мурашко А.Н., Лесниченко А.Я. Модернизация системы обогрева фланцев и шпилек турбины Т-100-130. «Электрические станции».1978.
15. Отработка режимов пуска турбины типа ПТ-25-90/10 ст.№5 Лениногорской ТЭЦ с обогревом фланцев и шпилек через углубленную обнизку. Отчет РСПП «Казэнергонадка». Алма-Ата. 1980.
16. Определение оптимальных режимов пуска турбины Т-110/120-130 ТМЗ ст.№4 с обогревом фланцев через обнизку на Павлодарской ТЭЦ-3. Отчет РСПП «Казэнергонадка». Алма-Ата. 1983.
17. Трубинов М.А., Прохоров С.А. Влияние величины радиальных зазоров в диафрагменных и концевых уплотнениях на экономичность турбин ЛМЗ типа ПТ-50-130. Теплоэнергетика. №3.

Приложение. Таблица 1.

Скорости прогрева корпуса и крышки в сечении 7-8 шпилек в период
набора оборотов и нагружения

°С/мин

место измерения температуры металла	фланцы корпуса				фланцы крышки			
	слева		справа		слева		справа	
	до включения ТГ в сеть	после включения ТГ в сеть	до включения ТГ в сеть	после включения ТГ в сеть	до включения ТГ в сеть	после включения ТГ в сеть	до включения ТГ в сеть	после включения ТГ в сеть
1	2	3	4	5	6	7	8	9
внутренняя стенка цилиндра	2,4	1,8	-	-	2,7	1,64	2,44	1,9
по оси шпильки	2,17	1,75	2	1,8	2,2	1,7	2,16	1,7
наружная поверхность фланца	1,94	1,78	1,64	2,25	2,2	1,6	1,9	1,8

Приложение. Таблица 2.

Скорости прогрева фланцев корпуса, фланцев крышки в сечении 7-8 шпилек в период набора оборотов и после включения генератора в сеть.

°С/мин

место измерения температуры металла	фланцы корпуса				фланцы крышки			
	слева		справа		слева		справа	
	до включения ТГ в сеть	после включения ТГ в сеть	до включения ТГ в сеть	после включения ТГ в сеть	до включения ТГ в сеть	после включения ТГ в сеть	до включения ТГ в сеть	после включения ТГ в сеть
1	2	3	4	5	6	7	8	9
внутренняя стенка цилиндра	2,78	1,58	2,6	1,77	2,8	1,35	2,7	1,48
по оси шпильки	2,3	1,6	2,25	1,77	2,5	1,38	2,25	1,36
наружная поверхность фланца	2,1	1,5	2	1,61	2,32	1,25	2,2	1,28