

Министерство науки и высшего образования Российской Федерации
Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого
Институт энергетики/Высшая школа атомной и тепловой энергетики

Работа допущена к защите

Руководитель ОП

_____ А.В. Ившин

«___» _____ 20__ г.

ВЫПУСКНАЯ КВАЛИФИКАЦИОННАЯ РАБОТА

РАБОТА БАКАЛАВРА

ПРОЕКТ ПРОМЫШЛЕННО – ОТОПИТЕЛЬНОЙ ТЭЦ ДЛЯ АПАТИТО – НЕФЕЛИНОВОЙ ОБОГАТИТЕЛЬНОЙ ФАБРИКИ АНОФ-3 г. КИРОВСК МУРМАНСКОЙ ОБЛАСТИ

по направлению подготовки 13.03.01 Теплоэнергетика и теплотехника

Направленность 13.03.01_01 Промышленная теплоэнергетика

Выполнил

студент гр. _____

М.В. Пивоварова

Руководитель

доцент, к.т.н.

Н.Т. Амосов

Консультант

по нормоконтролю

Е.А. Соколова

Санкт-Петербург

2020

САНКТ-ПЕТЕРБУРГСКИЙ ПОЛИТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ ПЕТРА ВЕЛИКОГО
Институт энергетики/Высшая школа атомной и тепловой энергетики

УТВЕРЖДАЮ

Руководитель ОП

А.В. Ившин

« » 20 г.

ЗАДАНИЕ

по выполнению выпускной квалификационной работы

студенту _____ Пивоваровой Марии Васильевне, гр. 3231301/60102
фамилия, имя, отчество (при наличии), номер группы

1. Тема работы: Проект промышленно-отопительной ТЭЦ для апатито-нефелиновой обога-
тительной фабрики АНОФ-3 г.Кировск Мурманской области

2. Срок сдачи студентом законченной работы: 18.06.2020

3. Исходные данные по работе: -расчетный отпуск пара на производственно – технологические нуж-
ды $D_p^n = 70$ кг/с;

-давление, температура технологического пара $p_n = 1,2$ МПа и $t_n = 215^\circ\text{C}$;

-доля возврата конденсата и температура конденсата технологического пара $\beta_k = 0,9$ и $t_k = 95^\circ\text{C}$;

-годовое время использования максимума технологической нагрузки $h_n = 4300$ ч;

-расчетные нагрузки отопления-вентиляции и ГВС промышленного предприятия $Q_{ОВП}^p = 180$ МВт, $Q_{ГП}^p =$
35 МВт;

-условное место строительства г.Кировск, Мурманская область;

-численность населения в районе теплоснабжения $m = 30$ тыс.чел;

-тип системы теплоснабжения – открытая (СТО);

-топливо, используемое в паровых котлах ТЭЦ – газ (основное), мазут (резервное);

4. Содержание работы (перечень подлежащих к разработке вопросов): Введение;

1. Расчет тепловых нагрузок;

2.Выбор, описание основного и вспомогательного оборудования;

3.Разработка и расчет тепловой схемы;

4.Разработка генерального плана ТЭЦ и компоновок главного корпуса;

5.Разработка систем обеспечения работы ТЭЦ. (Система топливоснабжения. Система удаления продуктов
горения топлива. Система технического водоснабжения. Водоподготовка.)

Заключение;

Список использованных источников.

5. Перечень графического материала (с точным указанием обязательных чертежей): Генеральный
план ТЭЦ; продольный разрез главного корпуса ТЭЦ (план), поперечный разрез главного корпуса ТЭЦ,

тепловая схема ТЭЦ

6. Консультанты по работе: отсутствуют

7. Дата выдачи задания 07.05.2020

Руководитель ВКР _____
(подпись)

Н.Т. Амосов
инициалы, фамилия

Задание принял к исполнению 07.05.2020
(дата)

Студент _____
(подпись)

М.В. Пивоварова
инициалы, фамилия

РЕФЕРАТ

На 103 с., 17 рисунков, 22 таблицы, 4 приложений.

КЛЮЧЕВЫЕ СЛОВА: ТЭЦ, ТЕХНОЛОГИЧЕСКАЯ НАГРУЗКА, ТЕПЛОФИКАЦИЯ, ПАРОВЫЕ ТУРБИНЫ, КОТЁЛ, ДЕАЭРАТОР, НАСОС, СЕТЕВАЯ ВОДА.

Тема выпускной квалификационной работы: «Проект промышленно - отопительной ТЭЦ для апатито-нефелиновой обогатительной фабрики АНОФ-3 г.Кировск Мурманской области».

В данной работе проектируется теплоэлектроцентраль для снабжения технологическим паром апатит – нефелиновой обогатительной фабрики (АНОФ-3), а также теплом и горячей водой коммунально – бытовых потребителей – жителей близлежащего города Кировска. Задачи, решаемые в ходе исследования:

1. Выявление необходимости строительства новой ТЭЦ методом изучения технологического процесса производства, климатических особенностей местности.
2. Расчет тепловых нагрузок потребителей и выбор оборудования ТЭЦ.
3. Разработка и расчет тепловой схемы.
4. Создание генерального плана ТЭЦ, компоновок главного корпуса.
5. Разработка систем обеспечения работы станции.

По итогам работы в программе Автокад разработана схема, демонстрирующая и технологический процесс АНОФ-3, и потребность фабрики в технологическом паре от проектируемой ТЭЦ. Также выполнены расчеты тепловых нагрузок, обоснован выбор систем обеспечения работы станции, выбрано оборудование ТЭЦ, рассчитана тепловая схема, в программе Автокад начерчены генеральный план, компоновки главного корпуса и развернутая тепловая схема.

ABSTRACT

103 pages, 17 figures, 22 tables, 4 appendices.

KEY WORDS: CHP, OPERATIONAL LOAD, DISTRICT HEATING, STEAM TURBINES, STEAM GENERATOR, DEAERATOR, PUMP, DELIVERY WATER.

The subject of the graduate qualification work is “The project of an industrially-heating CHP for the apatite-nepheline concentrating mill ANOF-3 for Kirovsk of the Murmansk region.”

The CHP is being projected for technological steam provision of the mill and also for heat and hot water provision of municipal and domestic consumers, which are the nearby town Kirovsk`s citizens. The goals of this work are:

1. The identification of a necessity of the new CHP building by technology process and local climate features exploring methods.
2. The operational loads calculating and choosing of the station equipment.
3. The design and calculating of the heat scheme.
4. The creation of the master plan and the main building arrangement.
5. To develop systems providing the operation of the station.

The results of the work are the scheme design, which shows the technological process of the plant as well as its need in technological steam from the projected station. Also the calculation of operational loads, the choice of providing systems and equipment were conducted. Similarly the heat scheme were calculated, the master plan, the arrangement of the main building and the deployed heat scheme were created in the AutoCAD program.

СОДЕРЖАНИЕ

Введение.....	8
Глава 1. Расчет тепловых нагрузок.....	12
1.1. Производственно – технологические потребители (пар).....	12
1.2. Коммунально – бытовые и производственные потребители (горячая вода).....	14
1.2.1. Расчетные тепловые нагрузки.....	14
1.2.2. Средние тепловые нагрузки.....	15
1.2.3. Годовые расходы теплоты.....	17
1.2.4. Отпуск теплоты по сетевой воде.....	18
1.2.5. Построение графика Россандера.....	19
Глава 2. Выбор, описание основного и вспомогательного оборудо- вания.....	22
2.1. Расчет коэффициентов теплофикации и выбор соответствующего оборудования.....	22
2.2. Характеристики выбранного основного оборудования.....	25
2.2.1. Характеристика турбины ПТ-50/60-12,8/0,7.....	25
2.2.2. Характеристика турбины Т-50/60-12,8.....	31
2.2.3. Характеристика котла Е-480-13,8 ГМ.....	37
2.2.4. Характеристика водогрейного котла КВ-ГМ-30.....	41
2.2.5. Характеристика водогрейного котла КВ-ГМ-50.....	44
2.3. Выбор вспомогательного оборудования.....	48
2.3.1. Выбор питательного насоса.....	48
2.3.2. Выбор деаэраторов повышенного давления.....	50
Глава 3. Разработка и расчет тепловой схемы.....	52
3.1. Расчет тепловой схемы.....	52
3.2. Разработка тепловой схемы.....	71
Глава 4. Разработка генерального плана ТЭЦ и компоновок главного корпуса.....	73

4.1. Разработка генерального плана ТЭЦ.....	73
4.2. Разработка компоновок главного корпуса.....	74
Глава 5. Разработка систем обеспечения работы ТЭЦ.....	76
5.1. Система топливоснабжения.....	76
5.1.1. Газовое хозяйство.....	76
5.1.2. Мазутное хозяйство.....	77
5.2. Система удаления продуктов горения топлива.....	80
5.3. Система технического водоснабжения.....	92
5.4. Водоподготовка.....	94
Заключение.....	97
Список использованных источников.....	98
Приложение 1. Схема пароподогрева мельнично-флотационного отделения АНОФ-3.....	100
Приложение 2. Тепловая схема ТЭЦ.....	101
Приложение 3. Поперечный разрез главного корпуса ТЭЦ.....	102
Приложение 4. Продольный разрез главного корпуса ТЭЦ (план).....	103

Введение

Выбранная тема ВКР раскрывает целый ряд вопросов, которые касаются теплотехнического оборудования и теплоэнергетики в целом. В работе показана непосредственная связь объектов современной энергетики, в частности – промышленно-отопительной ТЭЦ, с промышленными предприятиями. В качестве такого предприятия была выбрана апатито – нефелиновая обогатительная фабрика АНОФ – 3 г.Кировск Мурманской области.

Цель работы – создание проекта новой промышленно – отопительной ТЭЦ для АНОФ – 3 вместо уже существующей котельной, работающей на технологические нужды и отопление фабрики более 60 лет, топливо – мазут.

Актуальность проекта объясняется, главным образом, тем фактом, что новая промышленно – отопительная ТЭЦ, работающая на газе и (резервном топливе) мазуте, сможет не только справиться с все возрастающей нагрузкой АНОФ-3, но и осуществлять снабжение горячей водой и отопление рядом расположенного города Кировска. Важно, что Кировск расположен от АНОФ-3, где и будет спроектирована ТЭЦ, на расстоянии, не превышающем 10 км (а тепловые сети, передающие воду для отопления города должны иметь протяженность не более 30 км). Город расположен за Полярным кругом, на Кольском полуострове, климат умеренно – холодный, с очень большим количеством осадков. Поскольку зимы в Кировске долгие и с обильным количеством осадков, а лето короткое и холодное, разработка проекта промышленно – отопительной ТЭЦ как нельзя актуальна.

Загрязнение окружающей среды выбросами от постоянного сжигания высокосернистых мазутов, устаревшее оборудование существующей котельной, рост числа амортизационных отчислений и затраты на ремонт изжившего срок эксплуатации оборудования – основные причины, демонстрирующие острую необходимость создания проекта новой ТЭЦ.

С учетом особенностей климата и розы ветров г.Кировска целесообразно установить промышленно – отопительную ТЭЦ на северо – восточном направлении от АНОФ-3.

Апатито – нефелиновая обогатительная фабрика, принятая в эксплуатацию 27.06.1988 предназначена для переработки руд шести месторождений Хибинского массива: Кукисвумчоррское, Юкспорское, Апатитовый Цирк, Плато Расвумчорр, Коашвинское и Ньоркпахжское. Технологическая схема переработки апатито-нефелиновой руды на фабрике включает её дробление, измельчение, флотацию с последующей сушкой полученного продукта и отправкой его заводам-потребителям [1]. АНОФ–3 обеспечивает производственные комплексы компании Фосагро в других регионах экологически чистым апатитовым концентратом (с содержанием P_2O_5 не менее 37.5%) для выпуска удобрений, востребованных на отечественном рынке и еще в более чем ста стран мира. АНОФ–3 – единственный в России производитель нефелинового концентрата. В 2018 году на обогатительных фабриках было произведено 10,1 млн тонн апатитового концентрата и 986 тысяч тонн нефелинового концентрата [2].

Снабжение паром оборудования, установленного в системе подогрева технической воды, использование пара в калориферных установках АНОФ-3, а также отопление цехов дробильного, мельничного, флотационного и сушильного отделения будет осуществляться от котлов, выбранных в ходе расчета.

Для сохранения здоровья рабочих, минимизации выбросов в атмосферу и продления срока службы станков и агрегатов необходимо очищать воздух и газы от пыли. Данную задачу с высоким КПД выполняют рукавные фильтры, расположенные вне здания фабрики. Во избежание образования конденсата на корпусе фильтра, его необходимо снабдить системой подогрева паром.

Далее будет описан технологический процесс подогрева воды паром в МФО – мельнично-флотационном отделении. Схема находится в Приложении 1.

Часть воды от камеры учета КП6 направляется в бак смешанной воды, для того чтобы потом осуществить орошение загрязненного газа в скрубберах с целью очистки от примесей. Такая вода называется скрубберная. Также вода из бака смешанной воды многократно используется в операциях обогащения полезных ископаемых – такая называется оборотной.

Другая часть воды из КПб пройдя через запорную арматуру, поступает в АФТ-125 – пароводяной струйный подогреватель. Это устройство состоит из тройника и имеет три фланцевых патрубка для присоединения наружных трубопроводов, фильтр-грязевик на входе воды, регулирующийся клапан на паропроводе перед аппаратом.

Корпус аппарата и внутренние части выполнены из нержавеющей стали. В торцевой фланец аппарата подается пар. В боковой верхний фланец подается вода. Смешиваясь с паром и нагреваясь, вода через другой торцевой фланец под давлением подается в технологический процесс. Каждый аппарат имеет запорную арматуру на линии подачи пара в аппарат, на линии подачи холодной воды в аппарат, на линии выхода горячей воды из аппарата, а также – манометры на линии подачи пара в аппарат, термометры на выходе воды из аппарата, реле протока, спускники для сброса конденсата из парового коллектора перед аппаратом.

Рабочие параметры находятся в пределах:

- давление пара перед аппаратом не менее $p_{\text{п}} = 6 \frac{\text{кгс}}{\text{см}^2} = 6 \text{ ат}$
- давление воды перед аппаратом не менее $p_{\text{в}} = 3 \frac{\text{кгс}}{\text{см}^2} = 3 \text{ ат}$
- температура воды на входе в аппарат $t_{\text{вх}} = (1 \div 5)^\circ\text{C}$
- температура воды на выходе из аппарата $t_{\text{вых}} = (63 \div 70)^\circ\text{C}$
- расход горячей воды $G_{\text{в}} = 90 \frac{\text{т}}{\text{час}}$
- расход холодной воды на входе в аппарат не менее $70 \frac{\text{м}^3}{\text{ч}}$.

Часть подогретой воды подается в линию подачи воды от фильтровально-сушильного отделения (ФСПО). Неподогретая вода от ФСПО поступает в компрессорную, из которой часть направляется в бак повторно используемой воды. Оставшаяся вода после смешения с водой, прошедшей пароводяные подогреватели, направляется на третью очередь флотации. Из помещения установок пароподогрева подогретая вода поступает не только в компрессорную – другая её часть смешивается с водой, идущей на первую и вторую очереди флотации. Некоторое количество воды от системы подогрева воды МФО АНОФ-3 направляется в корпус приготовления и складирования реагентов КПиСР.

Нагревающей средой в данной схеме является пар, идущий от котельной. Изначально он поступает в теплоцентр №2. Назначение теплоцентра – регулирование подачи пара, сброс лишнего количества теплоносителя, а также осмотр показаний, получаемых в манометрах, термометрах. После теплоцентра пар по паропроводу направляется в помещение установок пароподогрева, где в АФТ-125 нагревает воду.

ГЛАВА 1. РАСЧЕТ ТЕПЛОВЫХ НАГРУЗОК

1.1. Производственно-технологические потребители (пар)

Исходными данными для выполнения расчета тепловых нагрузок потребителей являются:

- расчетный отпуск пара на производственно-технологические нужды $D_p^p = 70 \frac{\text{кг}}{\text{с}}$;
- давление и температура технологического пара $p_p = 1,2 \text{ МПа}$ и $t_p = 215 \text{ }^\circ\text{C}$;
- доля возврата и температура конденсата технологического пара $\beta_k = 0,9$ и $t_k = 95 \text{ }^\circ\text{C}$;
- годовое время использования максимума технологической нагрузки $h_p = 4300 \text{ ч}$;
- расчетные нагрузки отопления-вентиляции и горячего водоснабжения промышленного предприятия $Q_{\text{ОВП}}^p = 180 \text{ МВт}$ и $Q_{\text{ГП}}^p = 35 \text{ МВт}$;
- условное место строительства г.Кировск, Мурманская область;
- численность населения в районе теплоснабжения $m = 30 \text{ тыс. чел}$;
- тип системы теплоснабжения (СТО - открытая, СТЗ - закрытая) – СТО;
- топливо, используемое в паровых котлах ТЭЦ ГМ (газ, мазут)

Расчетная технологическая нагрузка с учетом потерь в тепловых сетях определяется по формуле, кВт (МВт) и $\frac{\text{ГДж}}{\text{ч}}$ [3]:

$$Q_p^p = D_p^p (i_p - \beta (i_k - i_x) - i_x) (1 + q_p),$$

где i_p, i_k, i_x – соответственно энтальпии технологического пара, обратного конденсата и холодной воды зимой (температура, давление холодной воды зимой составляют $5 \text{ }^\circ\text{C}$ и $0,4 \text{ МПа}$), $\frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$; q_p – доля тепловых потерь в паропроводах (принимается в пределах от $0,04$ до $0,6$), $D_p^p = 70 \frac{\text{кг}}{\text{с}}$ по исходным данным, $\beta = 0,9$ задано изначально. Значения энтальпий по таблицам Александрова и H-S диаграмме составляют $i_p = 2854 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$, $i_k = 399 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$, $i_x = 21,4 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$.

$$Q_p^p = 70 \cdot (2854 - 0,9(399 - 21,4) - 21,4)(1 + 0,3) = 226841160 \frac{\text{Дж}}{\text{с}} = 227 \text{ МВт}$$

Годовой отпуск теплоты технологическим потребителям, ГДж:

$$Q_p^r = Q_p^p h_p,$$

где $h_p = 4300 \text{ ч}$ по исходным данным.

$$Q_{\Pi}^{\Gamma} = 227 \cdot 4300 = 976100 \text{ МВт} = 3513960 \text{ ГДж}$$

Для построения годового графика технологических нагрузок в виде столбчатой диаграммы или ступенчатой линии, где высота каждой ступеньки или столбца есть средняя нагрузка $Q_{\Pi i}$ за рассматриваемый месяц i , величина нагрузки определяется для каждого месяца по формуле:

$$Q_{\Pi i} = Q_{\Pi}^{\Gamma} \bar{Q}_{\Pi i} \sum_{i=1}^{12} \bar{Q}_{\Pi i},$$

где $\bar{Q}_{\Pi i}$ – относительная средняя технологическая нагрузка i -го месяца.

$$\sum_{i=1}^{12} \bar{Q}_{\Pi i} = 1 + 0,92 + 0,81 + 0,65 + 0,59 + 0,57 + 0,55 + 0,56 + 0,63 + 0,75 + 0,88 + 0,95 = 8,86$$

Построение годовой диаграммы осуществлялось с использованием Мастера диаграмм программы Microsoft Excel (рис.1.1). Расчет технологических нагрузок для каждого месяца:

$$Q_{\Pi 1} = 3513960 \cdot 1 \cdot 8,86 = 31133686 \text{ ГДж}$$

Аналогично $Q_{\Pi 2} = 28642991 \text{ ГДж}$, $Q_{\Pi 3} = 25218285 \text{ ГДж}$, $Q_{\Pi 4} = 20236896 \text{ ГДж}$,
 $Q_{\Pi 5} = 18368875 \text{ ГДж}$, $Q_{\Pi 6} = 17746201 \text{ ГДж}$, $Q_{\Pi 7} = 17123527 \text{ ГДж}$, $Q_{\Pi 8} = 17434864 \text{ ГДж}$,
 $Q_{\Pi 9} = 19614222 \text{ ГДж}$, $Q_{\Pi 10} = 23350264 \text{ ГДж}$, $Q_{\Pi 11} = 27397643 \text{ ГДж}$,
 $Q_{\Pi 12} = 29577001 \text{ ГДж}$.

Годовая диаграмма технологических нагрузок представлена на рис.1.1.

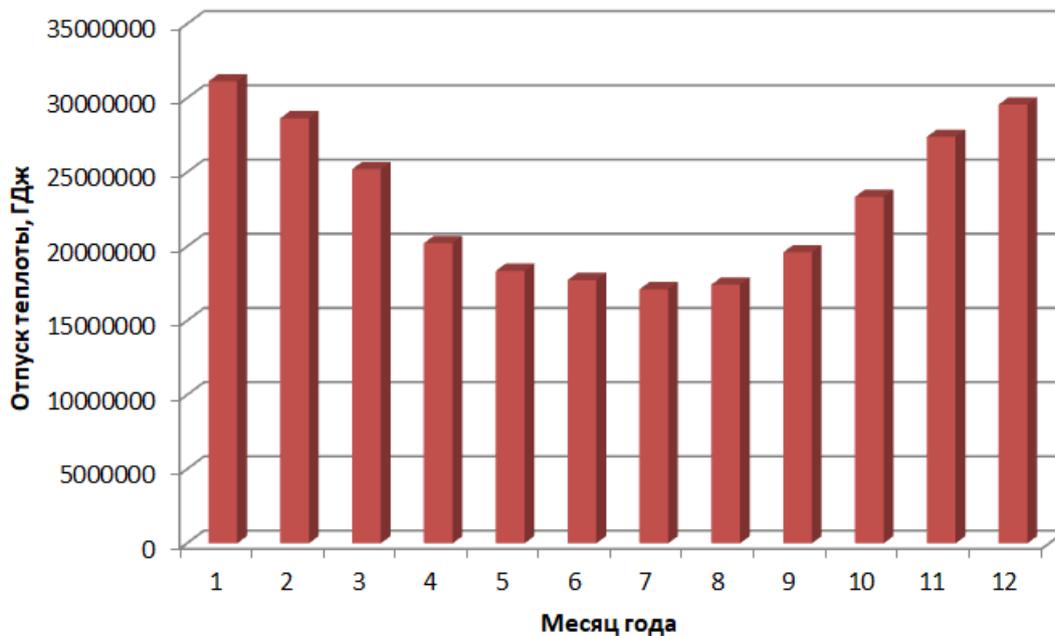


Рис.1.1. Среднемесячные нагрузки производственно – технологических потребителей (пар)

1.2. Коммунально-бытовые и производственные потребители (горячая вода)

1.2.1 Расчетные тепловые нагрузки

Расчетная нагрузка отопления, МВт:

$$Q_o^p = q_o A(1 + k_1) = q_o m f(1 + k_1),$$

где q_o есть укрупненный показатель максимального теплового потока на отопление жилых зданий на 1 м^2 общей площади, $\frac{\text{Вт}}{\text{м}^2}$; $A = m f$ – общая площадь жилых зданий, м^2 , численность населения выбранного места для строительства ТЭЦ составляет 30 тыс. чел.; f – норма общей площади жилых зданий на 1 человека (принимается равной $18 \frac{\text{м}^2}{\text{чел}}$; $k_1 = 0,25$ это коэффициент учёта доли теплового потока на отопление общественных зданий. Методом интерполяции по расчетной температуре для отопления в г. Кировск $t_o^p = -27^\circ\text{C}$ определен $q_o = 83,4 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2}$.

Площадь жилых зданий:

$$A = 30 \cdot 18 = 540 \text{ тыс. м}^2$$

Тогда расчетная нагрузка отопления, МВт:

$$Q_o^p = 83,4 \cdot 540 \cdot (1 + 0,25) = 56,3 \text{ МВт}$$

Расчетная нагрузка вентиляции, МВт, определяется по формуле:

$$Q_{\text{в}}^p = q_o A k_1 k_2,$$

где k_2 это коэффициент учета доли теплового потока на вентиляцию общественных зданий. Для зданий, построенных после 1985 г., составляет 0,6.

$$Q_{\text{в}}^p = 83,4 \cdot 540 \cdot 0,25 \cdot 0,6 = 6,76 \text{ МВт}$$

Расчетная нагрузка горячего водоснабжения, МВт:

$$Q_{\text{г}}^p = q_{\text{г}} m,$$

где $q_{\text{г}}$ есть укрупненный показатель среднего теплового потока на горячее водоснабжение на 1 человека, измеряется в $\frac{\text{Вт}}{\text{чел}}$. Тогда расчетная нагрузка ГВС:

$$Q_{\text{г}}^p = 332 \cdot 30 = 9,96 \text{ МВт}$$

Расчетная нагрузка коммунально-бытовых потребителей определяется суммированием всех нагрузок, посчитанных выше, МВт:

$$Q_{\text{к}}^p = Q_{\text{о}}^p + Q_{\text{в}}^p + Q_{\text{г}}^p$$

После подстановки полученных нагрузок в формулу можно определить нагрузку коммунально-бытовых потребителей:

$$Q_{\text{к}}^p = 56,3 + 6,76 + 9,96 = 73,02 \text{ МВт.}$$

1.2.2. Средние тепловые нагрузки

Средняя нагрузка отопления, МВт вычисляется по формуле:

$$Q_{\text{о}}^{cp} = Q_{\text{о}}^p \frac{t_{\text{в}} - t_{\text{о}}}{t_{\text{в}} - t_{\text{о}}^p},$$

где $t_{\text{в}}$ есть средняя температура внутреннего воздуха отапливаемых зданий (для жилых и общественных зданий составляет 18°C , для производственных равна 16°C , а для промышленно-отопительной ТЭЦ принимается как среднеарифметическая $\frac{18^{\circ}\text{C} + 16^{\circ}\text{C}}{2} = 17^{\circ}\text{C}$); $t_{\text{о}}^p$, $t_{\text{о}}$ - расчетная для отопления и средняя за отопительный период температуры наружного воздуха, принимаются в соответствии с климатологическими данными города Кировска.

$$Q_o^{cp} = 56,3 \cdot \frac{17 - (-3,3)}{17 - (-27)} = 25,97$$

Средняя нагрузка вентиляции определяются аналогично, МВт:

$$Q_B^{cp} = Q_B^p \frac{t_B - t_o}{t_B - t_o^p}$$

Подстановка значений в формулу:

$$Q_B^{cp} = 6,76 \cdot \frac{17 - (-3,3)}{17 - (-27)} = 3,12 \text{ МВт}$$

Средняя за отопительный период нагрузка ГВС, МВт:

$$Q_G^{cp} = Q_G^p = 9,96 \text{ МВт.}$$

Средняя за неотопительный период нагрузка ГВС, МВт:

$$Q_{ГЛ}^{cp} = Q_G^{cp} \frac{55 - t_{хл}}{55 - t_x} \beta, \quad (1)$$

где $t_x = 5^\circ\text{C}$ и $t_{хл} = 15^\circ\text{C}$ это температуры водопроводной (холодной) воды в отопительный и неотопительный период; β есть коэффициент учета изменения среднего расхода воды на ГВС в неотопительный период по сравнению с отопительным (для жилых и общественных зданий принимается равным 0,8, промышленных предприятий равным 1, а для промышленно-отопительной ТЭЦ является результатом алгебраической суммы этих значений, т.е. $\beta = 0,9$). Тогда нагрузка равна:

$$Q_{ГЛ}^{cp} = 9,96 \cdot \frac{55 - 15}{55 - 5} \cdot 0,9 = 7,17 \text{ МВт}$$

Средняя за отопительный период нагрузка коммунально-бытовых потребителей:

$$Q_K^{cp} = Q_o^{cp} + Q_B^{cp} + Q_G^{cp}$$

В результате получено:

$$Q_K^{cp} = 25,97 + 3,12 + 9,96 = 39,05 \text{ МВт.}$$

1.2.3. Годовые расходы теплоты

Годовые расходы рекомендуется вычислять в ГДж. Годовой расход теплоты на отопление определяется по формуле:

$$Q_o^r = Q_o^{cp} h_o.$$

В данной формуле h_o есть продолжительность отопительного периода, принятая в соответствии с климатологическими данными города строительства ТЭЦ. Таким образом, получится:

$$Q_o^r = 25,97 \cdot 6744 = 175142 \text{ МВт} = 630510 \text{ ГДж}.$$

Годовой расход теплоты на вентиляцию вычисляется по формуле, ГДж:

$$Q_B^r = Q_o^{cp} h_o \frac{z}{24},$$

где $z = 16$ ч есть время работы систем вентиляции общественных зданий за сутки. Тогда:

$$Q_B^r = 25,97 \cdot 6744 \cdot \frac{16}{24} = 116761,12 \text{ МВт} = 420340 \text{ ГДж}$$

Годовой расход теплоты на ГВС, ГДж:

$$Q_r^r = Q_r^{cp} h_o + Q_{r,l}^{cp} (8400 - h_o)$$

В результате подстановки получено:

$$Q_r^r = 9,96 \cdot 6744 + 7,17 \cdot (8400 - 6744) = 79044 \text{ МВт} = 284558 \text{ ГДж}$$

Годовой расход теплоты на коммунально-бытовые нужды, ГДж:

$$Q_K^r = Q_o^r + Q_B^r + Q_r^r,$$

и после подстановки чисел в уравнение получится:

$$Q_K^r = 630510 + 420340 + 284558 = 1335408 \text{ ГДж}$$

1.2.4. Отпуск теплоты по сетевой воде

Сантехническая нагрузка промышленного предприятия покрывается сетевой водой и суммируется с коммунально-бытовой нагрузкой. При этом расчетная сантехническая нагрузка, МВт, вычисляется по формуле:

$$Q_c^p = Q_{\text{ОВП}}^p + Q_{\text{ГП}}^p,$$

где $Q_{\text{ОВП}}^p$ и $Q_{\text{ГП}}^p$ приняты как исходные данные. После подстановки получится:

$$Q_c^p = 180 + 35 = 215 \text{ МВт}$$

Средние нагрузки ($Q_{\text{ОВП}}^{\text{ср}}, Q_{\text{ГП}}^{\text{ср}}$) и годовые расходы теплоты ($Q_{\text{ОВП}}^{\text{Г}}, Q_{\text{ГП}}^{\text{Г}}$) на отопление, вентиляцию и ГВС промпредприятия рассчитывают по приведенным выше формулам для коммунально – бытовых потребителей.

$$Q_{\text{ОВП}}^{\text{ср}} = Q_{\text{ОВП}}^p \frac{t_{\text{в}} - t_{\text{о}}}{t_{\text{в}} - t_{\text{о}}^p},$$

после подстановки чисел средняя нагрузка равна:

$$Q_{\text{ОВП}}^{\text{ср}} = 180 \cdot \frac{18 - (-3,3)}{18 - (-27)} = 85,2 \text{ МВт}$$

При этом $Q_{\text{ГП}}^{\text{ср}} = Q_{\text{ГП}}^p = 35 \text{ МВт}$.

Средняя нагрузка на ГВС предприятия в неотапительный период по формуле (1):

$$Q_{\text{ГПЛ}}^{\text{ср}} = 35 \cdot \frac{55 - 15}{55 - 5} \cdot 0,9 = 25,2 \text{ МВт}$$

Годовая нагрузка $Q_{\text{ОВП}}^{\text{Г}}$, ГДж, определяется по формуле:

$$Q_{\text{ОВП}}^{\text{Г}} = Q_{\text{ОВП}}^{\text{ср}} h_{\text{о}}$$

После подстановки получится:

$$Q_{\text{ОВП}}^{\text{Г}} = 85,2 \cdot 6744 = 574589 \text{ МВт} = 2068520 \text{ ГДж}$$

Годовая нагрузка ГВС промышленного предприятия определяется по формуле:

$$Q_{\text{ГП}}^{\text{Г}} = Q_{\text{ГП}}^{\text{ср}} h_{\text{о}} + Q_{\text{ГПЛ}}^{\text{ср}} (8400 - h_{\text{о}})$$

После подстановки получится:

$$Q_{\text{ГП}}^{\text{Г}} = 35 \cdot 6744 + 25,2 \cdot (8400 - 6744) = 277771,2 \text{ МВт} = 999976,32 \text{ ГДж}$$

Годовой расход теплоты на сантехнические нужды промпредприятия, ГДж:

$$Q_{\text{С}}^{\text{Г}} = Q_{\text{ОВП}}^{\text{Г}} + Q_{\text{ГП}}^{\text{Г}}$$

В результате подстановки получится:

$$Q_{\text{С}}^{\text{Г}} = 2068520 + 999976,32 = 3068496,32 \text{ ГДж}$$

Учитывая тепловые потери в сетях, можно рассчитать нагрузку потребителей сетевой воды, МВт:

$$Q_{\text{СВ}}^{\text{П}} = (1 + q)(Q_{\text{К}}^{\text{П}} + Q_{\text{С}}^{\text{П}}),$$

Где q это доля потерь тепла в теплосетях (принимается при надземной прокладке от 0,04 до 0,06) принята равной 0,05.

$$Q_{\text{СВ}}^{\text{П}} = (1 + 0,05)(73,02 + 215) = 302,421 \text{ МВт}$$

Годовой отпуск теплоты по сетевой воде, ГДж:

$$Q_{\text{СВ}}^{\text{Г}} = (1 + q)(Q_{\text{К}}^{\text{Г}} + Q_{\text{С}}^{\text{Г}})$$

После подстановки получится:

$$Q_{\text{СВ}}^{\text{Г}} = (1 + 0,05)(1335408 + 3068496,32) = 4624100 \text{ ГДж}$$

1.2.5. Построение графика Россандера

По результатам расчета нагрузок потребителей сетевой воды строится график тепловых нагрузок по продолжительности (график Россандера). В данной работе данный график (рис.1.2.) был построен в программе Автокад на основании табл. 1.1., а также формул, приведенных ниже.

Средний расход теплоты на отопление $Q_{\text{О}}^{\text{СР}}$ вычисляется для каждой температуры $t_{\text{О}}$ (средней за отопительный период температуры наружного воздуха) по формуле, $\frac{\text{МДж}}{\text{с}}$:

$$Q_{\text{О}}^{\text{СР}} = Q_{\text{О}}^{\text{П}} \frac{t_{\text{В}} - t_{\text{О}}}{t_{\text{В}} - t_{\text{О}}^{\text{П}}}$$

В таблице 1 также есть величина среднего расхода теплоты на вентиляцию Q_B^{cp} . Она рассчитывается по формуле для каждого значения средней за отопительный период температуры по формуле:

$$Q_B^{cp} = Q_B^p \frac{t_B - t_o}{t_B^p - t_o^p}$$

Число часов за отопительный период со среднесуточной температурой (и ниже) наружного воздуха n находится на основании климатологических данных.

В табл. 1.1 Q_{o+v}^{cp} это суммарный расход теплоты на отопление и вентиляцию.

Таблица 1

Сводная таблица данных для построения графика Россандера

$t_o, ^\circ\text{C}$	$n, \text{ч}$	$Q_o^{cp}, \frac{\text{МДж}}{\text{с}}$	$Q_B^{cp}, \frac{\text{МДж}}{\text{с}}$	$Q_{o+v}^{cp}, \frac{\text{МДж}}{\text{с}}$
-30	6	60,24	6,76	67
-25	38	53,49	6,42	59,91
-20	134	47,3	5,68	52,98
-15	448	41,1	4,93	46,03
-10	1106	34,34	4,12	38,46
-5	2253	28,15	3,38	31,53
0	3962	21,96	2,64	24,6
+5	5785	15,2	1,83	17,03
+8	6744	11,26	1,35	12,61

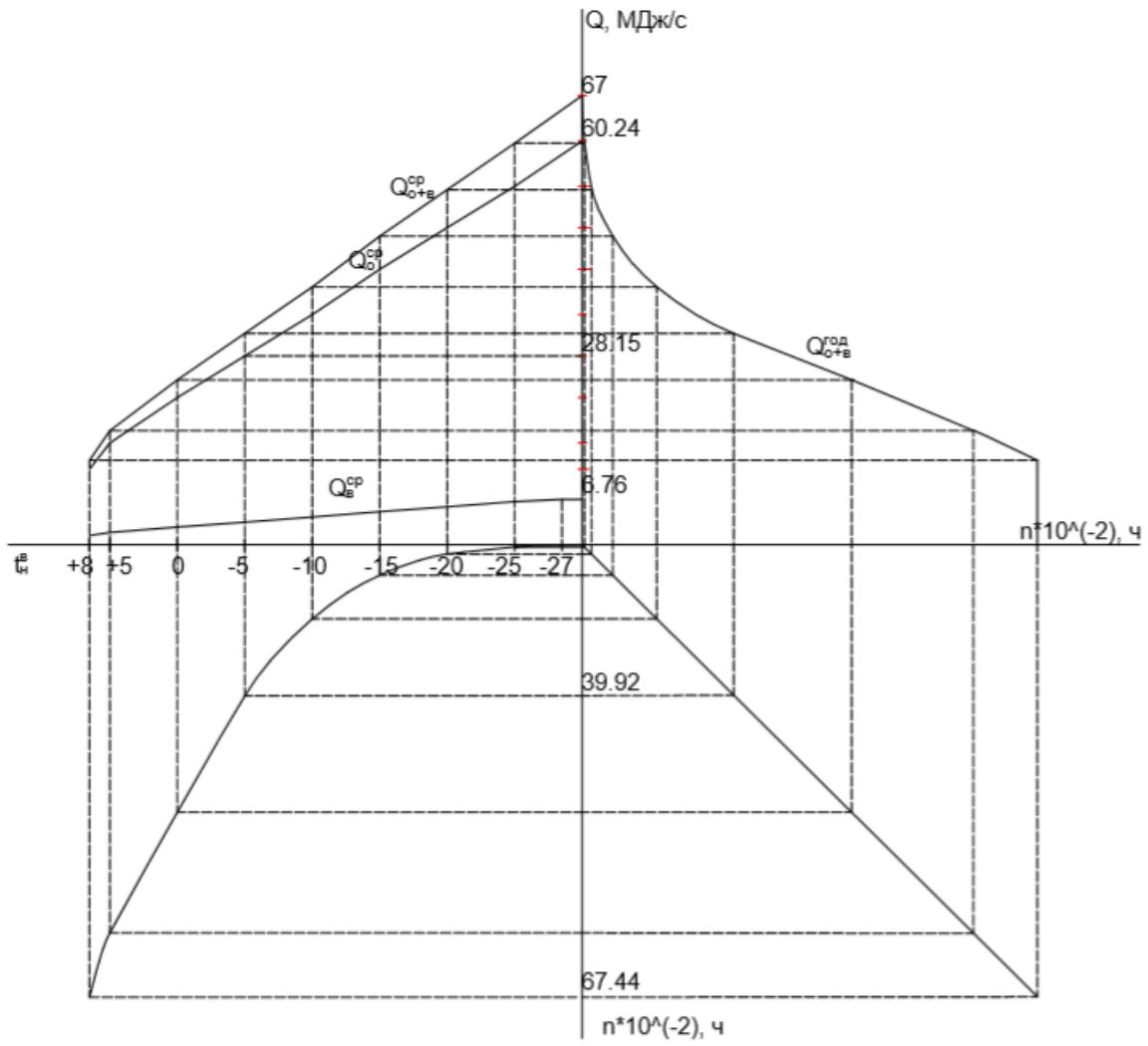


Рис.1.2. График Россандера

ГЛАВА 2. ВЫБОР, ОПИСАНИЕ ОСНОВНОГО И ВСПОМОГАТЕЛЬНОГО ОБОРУДОВАНИЯ

2.1. Расчет коэффициентов теплофикации и выбор соответствующего оборудования

Основным оборудованием промышленно-отопительной ТЭЦ являются: паровые котлы (ПК), пиковые водогрейные котлы (ПВК), паровые турбины (ПТ). Выбор данных агрегатов производится следующим образом.

Выбор ПТ осуществляется по расчетным тепловым нагрузкам, расчетным коэффициентам теплофикации по пару и сетевой воде, а также по характеристикам выбираемых паровых турбин. Коэффициенты теплофикации по пару и сетевой воде варьируются в пределах соответственно $\alpha_{\text{п}}^{\text{р}} = 0,7 \div 1,0$ и $\alpha_{\text{св}}^{\text{р}} = 0,4 \div 0,7$. Ниже представлены формулы для вычисления обоих коэффициентов:

$$\alpha_{\text{п}}^{\text{р}} = \frac{D_{\text{п}}^{\text{ТУР}}}{D_{\text{п}}^{\text{р}}}$$

$$\alpha_{\text{св}}^{\text{р}} = \frac{Q_{\text{св}}^{\text{ТУР}}}{Q_{\text{св}}^{\text{р}}},$$

где $D_{\text{п}}^{\text{ТУР}}$ — отпуск пара (расчетный) производственных отборов и противодавления выбранных турбин типа ПТ и Р, $\frac{\text{кг}}{\text{с}}$; $Q_{\text{св}}^{\text{ТУР}}$ — отпуск теплоты (расчетный) из отопительных отборов и встроенных пучков конденсаторов выбранных турбин типа Т и ПТ, МВт.

Расчетный отпуск пара на технологические нужды предприятия известен и равен $D_{\text{п}}^{\text{р}} = 70 \frac{\text{кг}}{\text{с}}$, и для данного значения оптимально выбрать 2 турбины типа ПТ-50/60-12/0,7 с номинальной нагрузкой производственного отбора $32,8 \frac{\text{кг}}{\text{с}}$. В таком случае коэффициент теплофикации по пару составит:

$$\alpha_{\text{п}}^{\text{р}} = \frac{2 \cdot 32,8}{70} = 0,94$$

Полученное значение коэффициента теплофикации по пару удовлетворяет условию $\alpha_{\text{п}}^{\text{р}} = 0,7 \div 1,0$.

Для обеспечения условия $\alpha_{\text{св}}^{\text{р}} = 0,4 \div 0,7$ коэффициента теплофикации по сетевой воде наряду с двумя турбинами типа ПТ-50/60-12,8/0,7 в компоновку проектируемой промышленно-отопительной ТЭЦ целесообразно выбрать также

турбину, работающую на теплофикацию Т-50/60-12,8 с номинальной нагрузкой отопительного отбора 105 МВт.

Важно отметить, что при расчете $\alpha_{\text{св}}^{\text{р}}$ учитываются также номинальные отопительные нагрузки двух турбин, выбранных ранее:

$$\alpha_{\text{св}}^{\text{р}} = \frac{105 + 2 \cdot 46,5}{302,421} = 0,65$$

Полученное значение коэффициента теплофикации по сетевой воде удовлетворяет требованию, указанному выше.

Когда паровые нагрузки технологических потребителей достигают пиковых значений, их можно покрыть с помощью паровых котлов через РОУ – редуционно-охладительные установки, пиковые нагрузки потребителей сетевой воды, в свою очередь, покрываются за счет пиковых водогрейных котлов (ПВК) в соответствии с выражением ниже:

$$Q_{\text{ПВК}}^{\text{р}} = Q_{\text{св}}^{\text{р}} - Q_{\text{св}}^{\text{ТУР}}$$

Экономически более выгодно покрывать пиковую теплофикационную нагрузку с помощью пиковых водогрейных котлов [4]. Они обычно устанавливаются последовательно с основными теплофикационными подогревателями. Причем избыточная теплопроизводительность однотипных ПВК должны быть минимальна. По указанной формуле рассчитывается расчетная теплопроизводительность:

$$Q_{\text{ПВК}}^{\text{р}} = 302,421 - (105 + 2 \cdot 46,5) = 104,421 \text{ МВт}$$

По полученному значению выбираются пиковые водогрейные котлы с номинальной теплопроизводительностью $34,9 \frac{\text{Гкал}}{\text{ч}}$ (КВ-ГМ-30) и $58,2 \frac{\text{Гкал}}{\text{ч}}$ (КВ-ГМ-50). Установленная теплопроизводительность двух выбранных ПВК равна:

$$Q_{\text{ПВК}}^{\Sigma} = (34,9 + 58,2) \cdot 1,163 = 108,3 \text{ МВт}$$

Выбор типа, количества паровых котлов осуществляется по сумме максимальных расходов свежего пара на все турбины $D_{0\Sigma}^{\text{ТУР}}$ и РОУ $D_0^{\text{РОУ}}$ с коэффициентом 1,02 для компенсации неучтенных потерь в цикле ТЭЦ, $\frac{\text{кг}}{\text{с}}$. Котлы также должны быть однотипными и обязательно обеспечивающими минимальный запас по паропроизводительности. Формула для расчета паропроизводительности:

$$D_{\Sigma\text{К}} = 1,02(D_{0\Sigma}^{\text{ТУР}} + D_0^{\text{РОУ}}),$$

где $D_0^{\text{РОУ}}$ определяется таким образом:

$$D_0^{\text{РОУ}} = (D_{\text{п}}^{\text{р}} - D_{\text{п}}^{\text{ТУР}}) \frac{i_{\text{п}} - i_{\text{пв}}}{i_0 \eta_{\text{РОУ}} - i_{\text{пв}}}, \quad (2)$$

где i_0 , $i_{\text{пв}}$ соответственно энтальпии свежего пара и питательной воды паровых котлов, $\frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$; $\eta_{\text{РОУ}} = 0,98$ есть коэффициент полезного действия редуционно-охладительной установки.

В формуле (2) $D_{\text{п}}^{\text{ТУР}} = 2 \cdot 32,8 = 65,6 \frac{\text{кг}}{\text{с}}$, $i_{\text{п}} = 2854 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$, а энтальпия питательной воды есть функция температуры насыщения $i_{\text{пв}} = f(t_s = 230 \text{ }^\circ\text{C}) = 990,21 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$. Энтальпия свежего пара определяется как функция от давления и температуры $i_0 = f(p = 13,8 \text{ МПа}; t = 560^\circ\text{C}) = 3495,5 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$. Давление и температуры взяты из приложений сборника методических указаний к работе, а соответствующие им значения энтальпий определены по таблицам Александрова и Н-S диаграмме. Тогда $D_0^{\text{РОУ}}$ может быть определена:

$$D_0^{\text{РОУ}} = (70 - 65,6) \cdot \frac{2854 - 990,21}{3495,5 \cdot 0,98 - 990,21} = 3,4 \frac{\text{кг}}{\text{с}}$$

Сумма максимальных расходов свежего пара на все турбины проектируемой ТЭЦ равна:

$$D_{0\Sigma}^{\text{ТУР}} = 69,4 + 2 \cdot 83,3 = 236 \frac{\text{кг}}{\text{с}}$$

Зная $D_{0\Sigma}^{\text{ТУР}}$ и $D_0^{\text{РОУ}}$, можно определить $D_{\Sigma\text{К}}$:

$$D_{\Sigma\text{К}} = 1,02 \cdot (236 + 3,4) = 244,2 \frac{\text{кг}}{\text{с}}$$

Для полученного значения расхода свежего пара и РОУ с учетом коэффициента компенсации неучтенных потерь подходит 2 котла с естественной циркуляцией Е-480-13,8 ГМ, работающих на газомазутном топливе с суммарной паропроизводительностью $D_{\Sigma}^{\text{ПК}} = 2 \cdot 133,3 \frac{\text{кг}}{\text{с}} = 266,6 \frac{\text{кг}}{\text{с}}$.

2.2. Характеристики выбранного основного оборудования

2.2.1. Характеристика турбины ПТ-50/60-12,8/0,7

Турбина ПТ-50/60-12,8/07 мощностью 50 МВт на начальные параметры пара 12,75 МПа и 555°C и частоту вращения 50 с⁻¹ предназначена для выработки электроэнергии и отпуска пара при давлении 0,5 – 1,0 МПа (промышленный отбор) и для отопления (теплофикационный отбор) [5].

Последний отбор выполнен двухступенчатым: давление в верхнем отопительном отборе составляет 60 – 250 кПа, а в нижнем 50 – 200 кПа. Расход пара через стопорный клапан составляет 76,1 $\frac{\text{кг}}{\text{с}}$, номинальный производственный отбор – 32,8 $\frac{\text{кг}}{\text{с}}$.

На рис.2.1. изображение ПТ-50/60-12,8/07 турбины в разрезе, а в табл. 2.1 приведены основные характеристики турбины.

Таблица 2.1

Основные характеристики турбины ПТ-50/60-12,8/07

Номинальная мощность, МВт	50
Максимальная мощность, МВт	60
Частота вращения, с ⁻¹	50
Начальное давление пара, МПа	12,8
Начальная температура пара, °С	555
Параметр изменения давления пара в верхнем регулируемом отборе, кПа	50 – 245
Параметр изменения давления пара в нижнем регулируемом отборе, кПа	50 – 200
Максимальная тепловая нагрузка, $\frac{\text{ГДж}}{\text{ч}}$	160
Номинальный производственный расход отбираемого пара, $\frac{\text{кг}}{\text{с}}$	32,8
Температура питательной воды, °С	230
Давление пара за турбиной, кПа	5,4
Температура охлаждающей воды, °С	20
Максимальный расход свежего пара, $\frac{\text{кг}}{\text{с}}$	83,3
Конструктивная схема турбины	1ЦВД+1ЦСНД
Конструктивная схема проточной части ЦВД	2р+8
Конструктивная схема проточной части ЦНД	15
Число выхлопов	1
Длина лопатки последней ступни, мм	550

Окончание табл.2.1

Удельный расход пара, $\frac{\text{кг}}{\text{кВт}\cdot\text{ч}}$	5,48
---	------

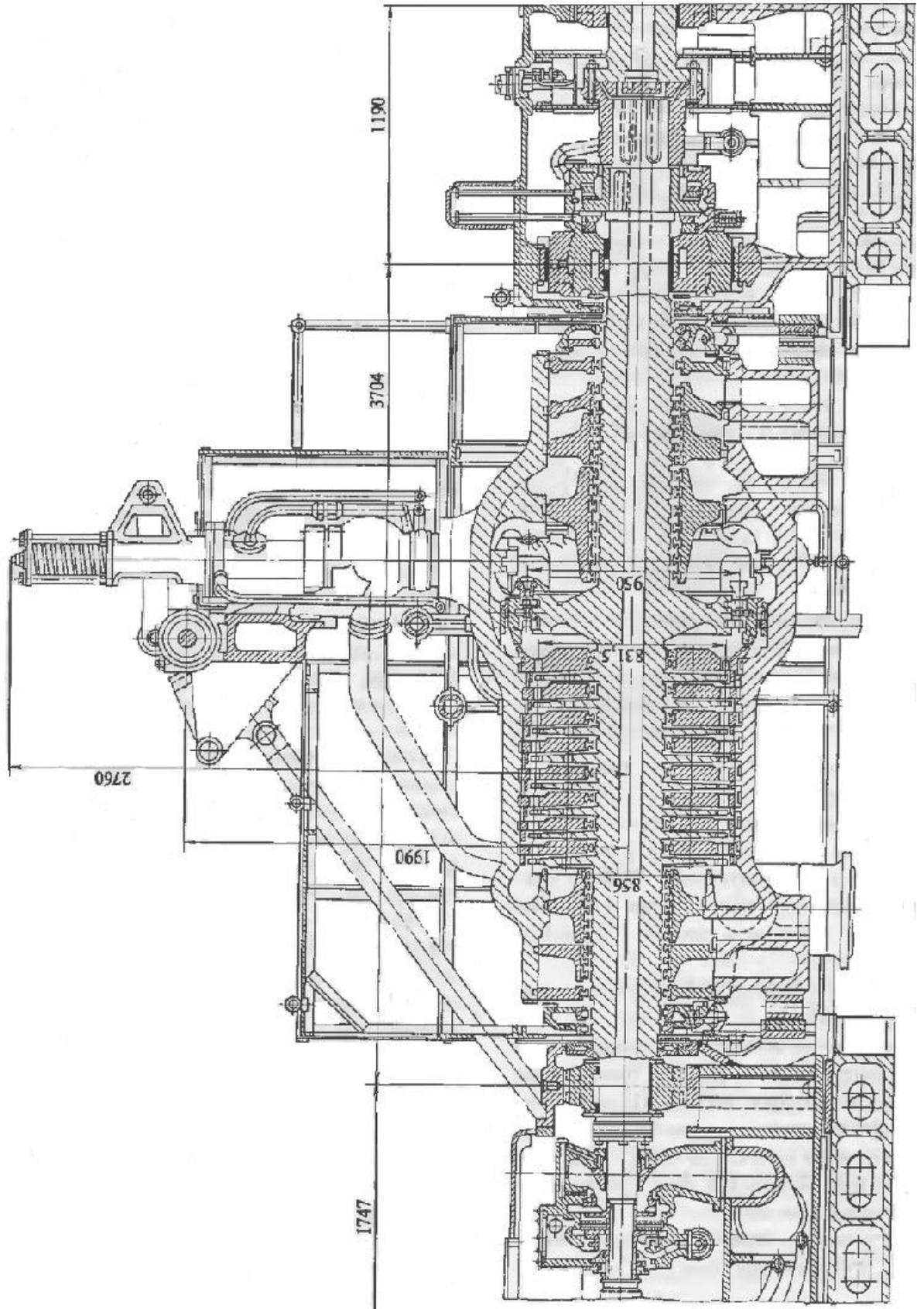


Рис. 2.1. Турбина ПТ-50/60-12,8/0,7 в разрезе

Турбина одновальная, состоит из двух цилиндров. Свежий пар подают на стопорный клапан, а оттуда он по перепускным трубам поступает к регулирующим клапанам цилиндра высокого давления (ЦВД), который полностью унифицирован с ЦВД турбины Т-100-12,8 ТМЗ. Перепуск в ЦВД расположен со стороны среднего подшипника, а пар, пройдя через регулирующие клапаны, подводится к сопловым коробкам. Цилиндр высокого давления однопоточный, регулирующая ступень двухвенечная, ступеней давления восемь штук. Ротор ЦВД цельнокованый.

Из выходного патрубка ЦВД пар поступает в ЧСД ЦНД, которая содержит семь ступеней. Конструкция ЧСД ЦНД унифицирована с передней частью ЦНД турбины Т-50-12,8.

После седьмой ступени ЧСД ЦНД расположен регулирующий орган – регулирующая поворотная диафрагма, перед которой осуществляется промышленный отбор. ЧСД состоит из регулирующей ступени, трех ступеней, после которых производится верхний теплофикационный отбор, и двух ступеней, за которыми располагается нижний теплофикационный. Часть низкого давления ЦНД турбины полностью унифицирована с ЧНД ЦНД турбины Т-50-12,8.

Регенеративная система турбоустановки включает четыре ПНД, деаэратор и три ПВД (см. табл.2.2 с характеристиками системы регенерации). Температура подогрева питательной воды 230°C.

Таблица 2.2

Характеристики системы регенерации турбины ПТ-50/60-12,8/07

Потребитель пара	Параметры пара в камере отбора		Количество отбираемого пара, $\frac{T}{ч}$
	Давление, МПа	Температура, °С	
ПВД №7	3,33	395	11,24
ПВД №6	2,17	346	10,9
ПВД №5	1,4	296	12,7
Деаэратор	0,69	222	2,0

ПНД №4	0,69	222	3,0
ПНД №3	0,21	137	7,05
ПНД №2	0,093	-	1,3
ПНД №1	0,045	-	0,3

Регенеративная установка предназначена для подогрева питательной воды паром из промежуточных ступеней турбины. Также предусмотрено использование тепла пара основных эжекторов и пара, отсасываемого из лабиринтовых уплотнений. ПНД №1-4 это поверхностные теплообменники пароводяного типа вертикального исполнения. Они последовательно нагревают основной конденсат перед подачей на деаэратор. Конденсат греющего пара сливается из четвертого по ходу питательной воды ПНД в ПНД №3, из третьего – во второй, из второго – в первый, а затем этот конденсат откачивается насосом в линию основного конденсата. После деаэратора подогрев питательной воды осуществляют три вертикальных поверхностных ПВД. Слив конденсата пара из подогревателей высокого давления каскадного типа.

Конденсационная установка состоит из конденсаторной группы, конденсатных, циркуляционных насосов, воздухоудаляющего устройства, водяных фильтров, эжектора циркуляционной системы. Общая площадь поверхности равна 3 тыс. м². Конденсаторная группа имеет один конденсатор и выполняет функцию конденсации поступающего из турбины пара, сохранения полученного конденсата, а также создания разрежения. При срыве вакуума предусмотрена установка электрической задвижки, управление которой происходит со щита.

Воздухоудаляющее устройство обеспечивает нормальный теплообмен в конденсаторе и теплообменниках под разрежением, а также обладает свойством быстрого набора вакуума при пуске турбины и включает в себя два основных трехступенчатых эжектора (один из них резервный) и пусковой одноступенчатый пароструйный эжектор в количестве 1 шт.

Два конденсатных насоса (основной и резервный) и электронасос осуществляют функцию отвода конденсата из конденсатосборников и подачи его в

деаэратор. Циркуляционные насосы подают охлаждающую воду в конденсатор и на маслоохладители турбины, а вместе с тем и в охладители генератора.

Принципиальная тепловая схема турбоустановки ПТ-50/60-12,8/0,7 изображена на рис.2.2., а перечень комплектующего оборудования в табл.2.3.

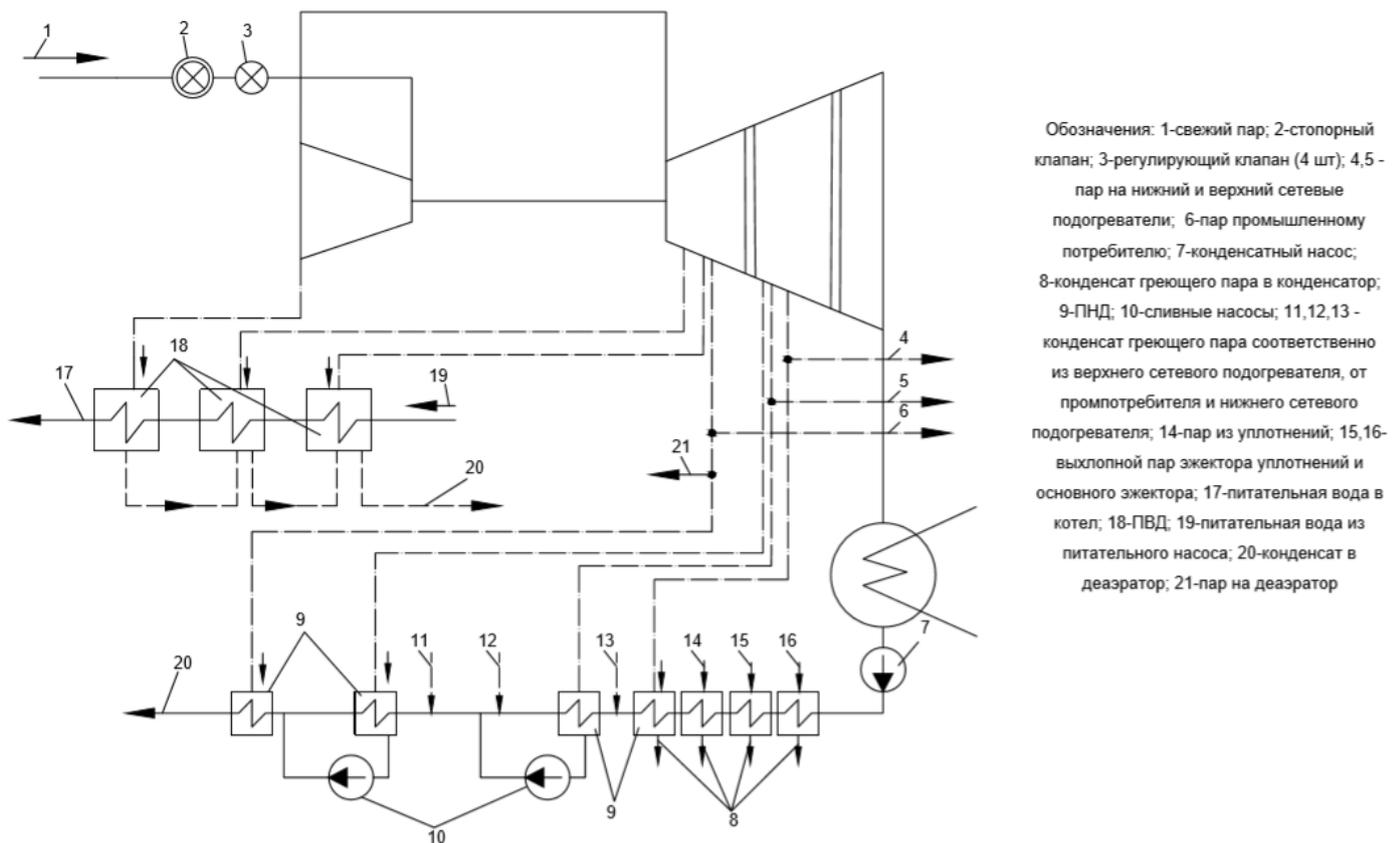


Рис.2.2. Принципиальная тепловая схема турбоустановки ПТ-50/60-12,8/0,7

Таблица 2.3

Комплектующее оборудование турбоустановки ПТ-50/60-12,8/0,7

Наименование	Обозначение	
	В тепловой схеме	Типоразмера
Конденсатор	К	К2-3000- I

Подогреватели низкого давления	ПНД-1 ПНД-2 ПНД-3 ПНД-4	ПН-130-16-9-III
Деаэратор	Д	ДП-225-7
Подогреватели высокого давления	ПВД-1 ПВД-2 ПВД-3	ПВ-350-230-21-I ПВ-350-230-36-I ПВ-350-230-50-I
Подогреватели сетевой воды	ПС-1 ПС-2	ПСГ-800-3-8-I ПСГ-800-3-8-I
Маслоохладители	-	Встроены в маслобак
Основной эжектор	-	ЭПО-3-200
Охладитель эжектора уплотнений: концевых камер промежуточных камер	-	ЭПУ-0,9-900 ПН-90-16-4 (ПНД-1)

2.2.2. Характеристика турбины Т-50/60-12,8

Турбина мощностью 50 МВт, производимая «Турбомоторным заводом», спроектирована на начальные параметры 12,8 МПа и 565°C без промежуточного перегрева пара и на частоту вращения 50 с⁻¹. Завод модернизировал турбину, повысив ее номинальную мощность до 55 МВт, а максимальную – до 60 МВт. На рис.2.3 приведена установка турбины на фундаменте.

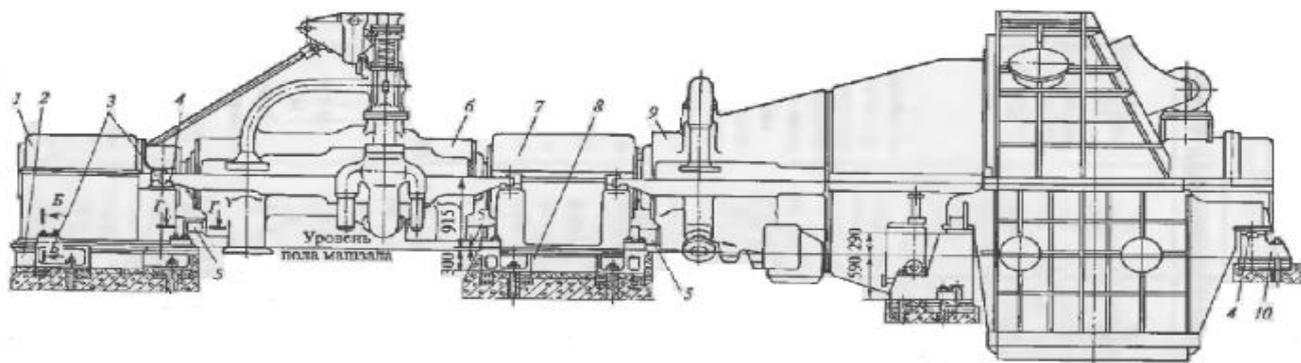


Рис.2.3 Установка турбины Т-50/60-12,8 на фундаменте

На рисунке выше приведены обозначения: 1, 7 – корпуса переднего и среднего подшипников; 2, 8 – фундаментальные рамы переднего и среднего подшипников; 3 – скоба; 4, 5, 13 – поперечная, вертикальная и продольная шпонки соответственно; 6 – ЦВД; 9 – ЦНД; 10, 12 – задняя и боковая фундаментальные рамы; 11 – шпонка кося.

Принципиальная тепловая схема турбоустановки приведена на рис.2.4. Пар от стопорного клапана направляется к четырем регулирующим клапанам, которые расположены на корпусе ЦВД и обеспечивают сопловое парораспределение. После двухвентечной регулирующей ступени и восьми последующих ступеней пар направляется в ЦНД. В ЦНД турбины Т-50/60-12,8 конструктивно совмещены 14 ступеней до регулируемого отбора пара (ЧСД) и 2 ступени после отбора (ЧНД). Из ЧНД пар поступает в конденсатор. Перепуск пара из ЦВД в ЦНД производится по двум паропроводам, соединяющим нижние половины корпусов ЦВД и ЦНД.

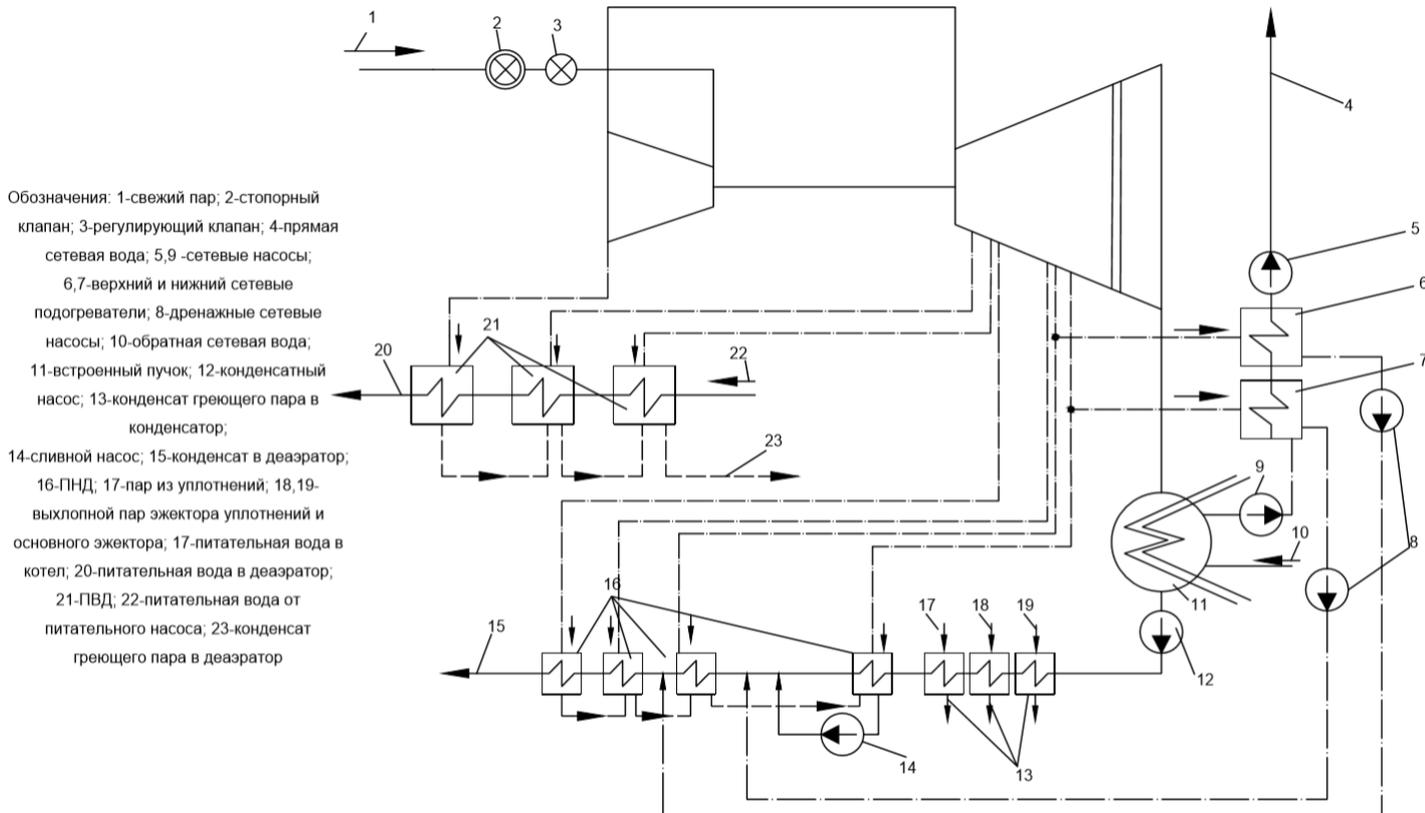


Рис.2.4 Принципиальная тепловая схема турбоустановки Т-50/60-12,8

В регенеративной схеме турбоустановки есть четыре ПНД, из них конденсат подается в общестанционные деаэраторы. Также в регенеративной схеме имеются 3 ПВД. В табл. 2.4 приведены характеристики отборов данной турбины.

Таблица 2.4

Характеристики отборов турбины Т-50/60-12,8

Потребитель пара	Параметры пара в камере отбора		Количество отбираемого пара, $\frac{T}{ч}$
	Давление, МПа	Температура, °С	
ПВД-7	2,96	366	11,4+2*
ПВД-6	1,765	309	10,6
ПВД-5	1,062	254	6,3
Деаэратор	1,062	254	3,5
ПНД-4	0,565	192	4,6+4,7*

ПНД-3	0,286	132	13,4
ПНД-2	0,088	-	1,8
ПНД-1	0,0372	-	0,3

*Пар из концевых уплотнений

ПНД №1-4 представляют собой поверхностные теплообменники вертикального исполнения, а все подогреватели высокого давления пароводяные, вертикального типа и со встроенным пароохладителем и охладителем дренажа.

Сетевая вода подогревается в горизонтальных пароводяных теплообменниках, имеющих прямые латунные трубы, закрепленные в трубных досках путем развальцовки. Со стороны поворотной водяной камеры есть линзовый компенсатор, препятствующий температурным расширениям труб поверхности нагрева и корпуса. Сетевые подогреватели обслуживают конденсатные электронасосы.

Сетевые насосы первой ступени подают воду в сетевые подогреватели и создают подпор в сетевых подогревателях и на всасе сетевых насосов второй ступени. Подпор необходим, чтобы не было холодного кипения, т.е. кавитации. Сетевые насосы второй ступени расположены за сетевыми подогревателями, они обеспечивают подачу воды потребителям.

Особенность Т-50/60-12,8 заключается в следующем: в них используется ступенчатый подогрев сетевой воды в двух последовательно расположенных сетевых подогревателях. Такой подогрев даёт экономию топлива около 2%, что быстро окупает затраты на установку двух сетевых подогревателей вместо одного.

В верхнем отопительном отборе, где давление больше, его значение может изменяться от 59 до 254 кПа, а в нижнем отопительном отборе оно находится в пределах 49 – 100 кПа. Однако при отключенном верхнем отопительном отборе возможно более глубокое снижение давления нижнего отбора – до 30 кПа.

Важно, что при использовании ступенчатого подогрева сетевой воды регулятор давления отбираемого пара поддерживает давление только в одной из ступеней отбора, в другой же ступени давление отбираемого пара не регулируется.

Другой особенностью турбоустановки Т-50/60-12,8 является использование теплофикационного пучка, встроенного в конденсатор, для нагрева сетевой воды. При этом циркуляционную охлаждающую воду отключают, а конденсацию пара, поступающего в конденсатор, организуют с помощью обратной сетевой воды, которая таким образом подогревается перед тем, как направиться в сетевые подогреватели. Данный режим работы турбоустановки с трехступенчатым нагревом сетевой воды экономичен, поскольку нет потерь с охлаждающей водой.

Номинальная суммарная нагрузка отопительных отборов составляет $380 \frac{\text{ГДж}}{\text{ч}}$ и обеспечивается при номинальных параметрах свежего пара, включенных подогревателях и работающем деаэраторе, количестве питательной воды, подогретой в ПВД № 5-7, равном полному расходу пара на турбину. Расход охлаждающей воды составляет $8000 \frac{\text{м}^3}{\text{ч}}$, температура данной воды 20°C .

Паровой обогрев фланцев и шпилек сокращает время прогрева и улучшает условия пуска турбины. Для усовершенствования условий пуска турбины из горячего состояния, когда останов турбины занял до 8 часов, а также для увеличения маневренности паровой турбины температура пара, подаваемого в предпоследнюю камеру переднего уплотнения ЦВД, повышается путем подмешивания горячего пара от штоков регулирующих клапанов.

Конденсационная установка состоит из: конденсаторной группы площадью поверхности теплообмена равной 3300 м^2 , устройства для очищения труб конденсатора, циркуляционных, конденсатных насосов, воздухоудаляющего устройства, водяных фильтров, эжектора системы циркуляции и трубопровода с арматурой. Воздухоудаляющее устройство включает два основных эжектора (трехступенчатых, пароструйного типа) и один пусковой эжектор (он имеет одну ступень).

Комплектуемое теплообменное оборудование в полном составе представлено в табл. 2.5:

Комплектуемое теплообменное оборудование турбоустановки Т-50/60-12,8

Наименование	Обозначение	
	В тепловой схеме	Типоразмер
Конденсатор	К	К2-3300- I
Подогреватели низкого давления	ПНД-1	ПН-90-16-4- III
	ПНД-2	ПН-130-16-9- III
	ПНД-3	ПН-130-16-10- II
	ПНД-4	ПН-130-16-10- II
Деаэратор	Д	ДП-225-7
Подогреватели высокого давления	ПВД-1	ПВ-350-230-21
	ПВД-2	ПВ-350-230-36
	ПВД-3	ПВ-350-230-50
Подогреватели сетевой воды	ПС-1	ПСГ-1300-3-8
	ПС-2	ПСГ-1300-3-8
Сальниковый подогреватель	СП	ХЭ-40-350
Эжектирующий подогреватель	ЭП	ЭП-3-2А
Маслоохладители		Встроены в маслобак
Конденсатный насос	КН	8КСД-6×3
Сливные (дренажные) насосы	ДН	КС-30-150
Питательные насосы	ПЭН	ПЭ-300-200

2.2.3. Характеристики котла Е-480-13,8 ГМ

Паровой котел Е-480-13,8 ГМ, заводское обозначение ТГМ-96, изготовлен ОАО «Красный котельщик» (г. Таганрог). ТГМ-96 – это однобарабанный вертикально-водотрубный котел с естественной циркуляцией, предназначенный для сжигания природного газа и мазута в режиме работы с уравновешенной тягой.

Компоновка Е-480-13,8 ГМ П-образная, конвективная шахта разделена надвое. Воздух подается в котел вентиляторами ВДН-26-II в количестве двух штук. Предварительный подогрев воздуха может осуществляться с помощью калориферов. Основной нагрев происходит в регенеративных воздухоподогревателях (РВП), которые размещены вне здания котельной. Горячий воздух из РВП по двум симметричным воздухопроводам направляется к горелкам.

На рис.2.5 представлена конструктивная схема котла.

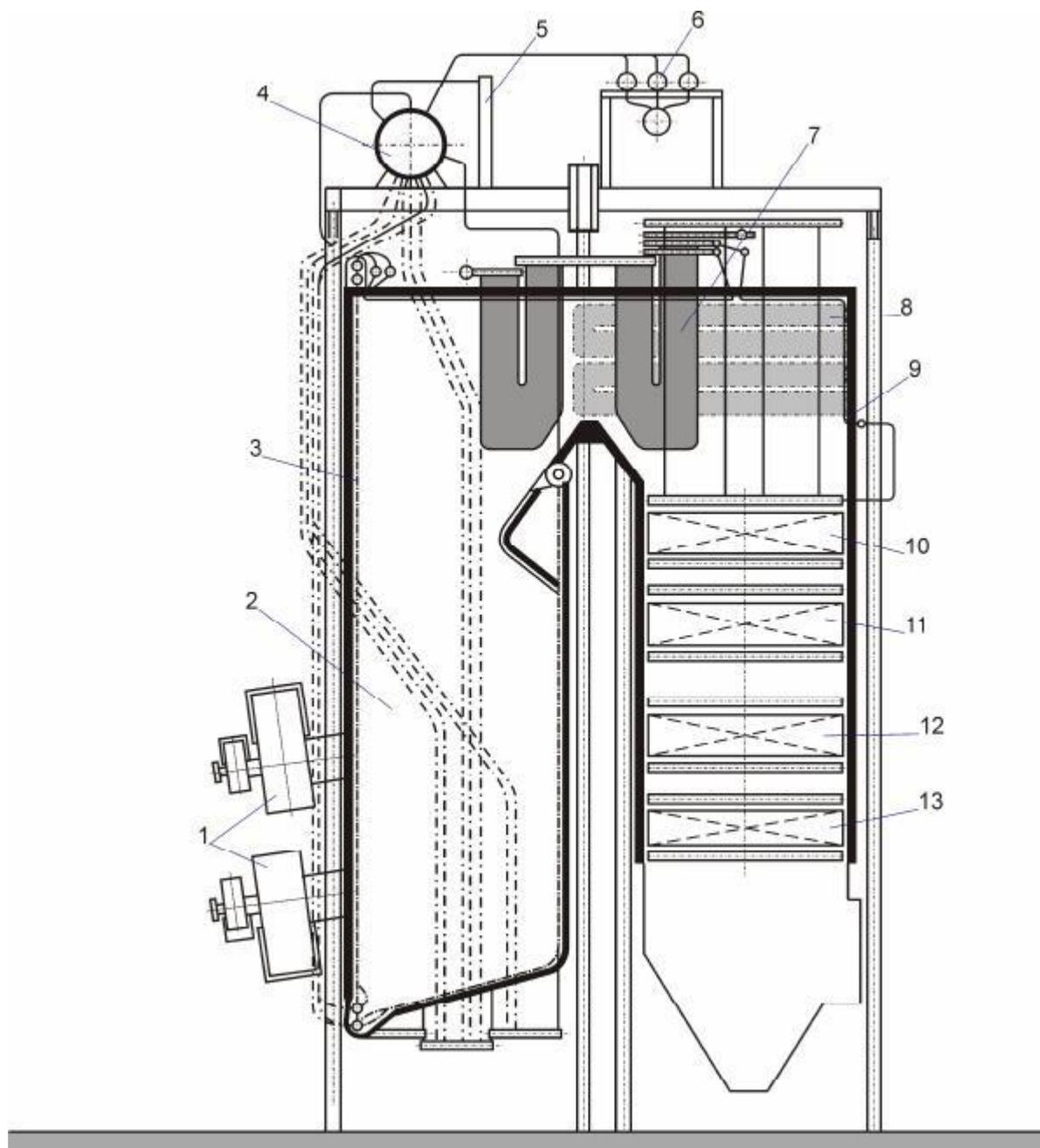


Рис.2.5 Конструктивная схема котла ТГМ-96 (продольный разрез)

На рис.2.5 указанные цифры обозначают: 1 – горелки; 2 – топка; 3 – настенный радиационный пароперегреватель (НРПП); 4 – барабан; 5 – выносные циклоны; 6 – конденсационные установки (КУ); 7 – ширмы; 8 – настенный экономайзер; 9 – настенный пароперегреватель; 10 – первая ступень конвективного пароперегревателя (КПП1); 11 – вторая ступень конвективного пароперегревателя (КПП2); 12 – верхний пакет экономайзера (ЭК2); 13 – нижний пакет экономайзера (ЭК1).

ТГМ-96 укомплектован четырьмя вихревыми газомазутными горелками, скомпонованными на фронтальной стене топки в два яруса с наклоном осей горелок на 10° вверх.

Подвод воздуха к каждой горелке индивидуальный, горелки двухпоточные и по воздуху, и по природному газу, а также они оснащены паромеханическими форсунками. Призматическая топка котла имеет прямоугольное сечение, размеры в осях труб $6,08 \times 14,7$ м. Боковые и задняя стена топки полностью экранированы трубами $\varnothing 60 \times 6$ мм, шаг 64 мм. Трубы заднего экрана вверху образуют аэродинамический выступ, в нижней – под, углом наклона 15° . Под заложен шамотным кирпичом. Фронтальная стена топки по всей высоте закрыта шестью панелями настенного радиационного пароперегревателя из труб $\varnothing 42 \times 5$ мм, сталь 12Х1МФ, с шагом 46 мм. Газоход, потолок топки и часть поворотной камеры экранированы трубами потолочного пароперегревателя $\varnothing 32 \times 4$ мм с шагом 35 мм.

После топки по ходу газов находятся ширмы первого ряда, однорядный фестон из труб $\varnothing 133 \times 10$ мм, ширмы второго ряда, поворотная камера, экранированная настенным пароперегревателем и экономайзером. Через поворотную камеру проходят трубы $\varnothing 108 \times 9$ мм подвесной системы пароперегревателя, ступени КПП1 и КПП2, пакеты ЭК2 и ЭК1. Затем продукты сгорания поступают в РВП и двумя дымососами ДН-26 \times 2А через трубу выбрасываются в атмосферу. Водопаровой тракт котла до и после барабана представляет собой два симметричных потока. В пределах каждого из них вода противотоком проходит подвесную систему пароперегревателя, конденсационные установки, панели настенного экономайзера, пакеты ЭК1 и ЭК2 из труб $\varnothing 28 \times 4$ мм и попадает в барабан котла.

На котле двухступенчатая схема испарения - она включает барабан, выносные циклоны, отдельные контуры циркулирования. Непрерывная продувка производится из выносных циклонов, периодическая – из нижних коллекторов экранов. Насыщенный пар из барабана поступает в панели двухходового НРПП: опускается вниз, перемешиваясь в нижнем коллекторе, и поднимается вверх, а затем прямоотком проходит через потолочный пароперегреватель. Затем обогреваемая

среда каждого потока по паропроводу с установленным в нем первым впрыскивающим пароохладителем, перебрасывается на другую сторону газохода и поступает в крайние ширмы второго ряда, из них – первого ряда.

Во всех крайних ширмах движение пара противоточное. Далее происходит второй переброс пара каждого потока на противоположную сторону газохода, совмещенный со вторым впрыском, и пар прямотоком проходит средние ширмы первого и второго ряда. В каждом ряду по 20 ширм: 10 крайних и 10 средних. Все они выполнены из труб $\varnothing 42 \times 6$ мм, сталь 12Х1МФ, шаг между ширмами составляет $S = 700$ мм, шаг между трубами в ленте $S = 45$ мм. Пройдя средние ширмы, пар поступает в панели настенного пароперегревателя поворотной камеры, проходя их прямотоком, затем попадает в конвективную часть, включающую две ступени: КПП1 и выходную КПП2. Они прямоточные, шахматные, изготавливаются из труб $\varnothing 36 \times 6$ мм. В соединительном паропроводе каждого потока между ступенями расположен третий впрыскивающий пароохладитель.

Обмуровка котла комбинированная – в подовой части котла надтрубная, ниже гидропояса, а выше гидропояса щитовая. Щиты крепятся на каркасе и обшиты листом из стали. Каркас представляет собой пространственную раму с раскосами по всем стенам. Котел имеет средства очистки поверхностей нагрева от загрязнений, устройства для отбора проб пара и воды, контрольно-измерительные приборы, средства тепловой защиты и АСР.

Характеристики парового котла Е-480-13,8 ГМ следующие:

- Номинальная паропроизводительность $133,3 \frac{\text{кг}}{\text{с}}$;
- Параметры пара 13,8 МПа и 560°C;
- Температура питательной воды 230°C;
- Топливо газ и мазут;
- КПД брутто $92,1 \div 92,9\%$;
- Температура горячего воздуха 400°C;
- Теплопроизводительность $250 \frac{\text{Гкал}}{\text{ч}}$.

2.2.4. Характеристики котла КВ-ГМ-30

Котел КВ-ГМ-30-150 устанавливается в отопительных и промышленно-отопительных котельных. Выпуск данного вида котла осуществляет Дорогобужский котельный завод.

Котлы КВ-ГМ-30-150 выполнены по П-образной схеме. Вход воды производится в нижний коллектор заднего топчного экрана, выходит вода из нижнего коллектора фронтального экрана. У топчной камеры горизонтальная компоновка. Конвективная поверхность нагрева находится в вертикальной шахте, движение газов в ней подъёмное.

Котел КВ-ГМ-30-150 работает на двух видах топлива - газе и мазуте. На его фронтальной стенке расположена одна газомазутная горелка с ротационной форсункой. Для удаления наружных отложений с конвективных поверхностей в котле предусмотрена дробеочистка.

Обмуровка котла надтрубная, несущего каркаса нет. Топочный и конвективный блоки имеют опоры, которые приварены к нижним коллекторам котлоагрегата. На стыке топчного и конвективного блоков опоры неподвижные.

Габаритные размеры котла: высота – 7300 мм, ширина – 3200 мм, длина – 11800 мм.

Топочная камера целиком экранирована трубами диаметром 60×3 мм с шагом 64 мм. Экранные трубы приварены к камерам диаметром 219×10 мм. В задней части топчной камеры расположена промежуточная экранированная стенка, которая образует камеру догорания. Экраны этой стенки выполнены также из труб диаметром 60×3 мм и установлены в два ряда с шагом $S_1 = 128$ мм и $S_2 = 182$ мм.

Конвективная поверхность нагрева располагается в вертикальной шахте с полностью экранированными стенками. Задняя и передняя стены представляют собой трубы диаметром 60×3 мм с шагом 64 мм.

Боковые стены экранированы вертикальными трубами диаметром 83×3,5 мм с шагом 128 мм, которые служат ещё и стояками для труб конвективных пакетов.

Пакеты набираются из U-образных ширм из труб диаметром 28×3 мм. Ширмы расставлены так, что трубы образуют шахматный пучок с шагом $S_1 = 64$ мм и $S_2 = 40$ мм.

Передняя стена шахты, одновременно выполняющая роль и задней стены топки, цельносварная, а в нижней части стены трубы разведены в четырехрядный фестон с шагом $S_1 = 256$ мм и $S_2 = 180$ мм.

Трубы, образующие переднюю, боковые и заднюю стены конвективной шахты, ввариваются в камеры диаметром 219×10 мм.

Технические характеристики котла КВ-ГМ-30 указаны в табл. 2.6.

Таблица 2.6.

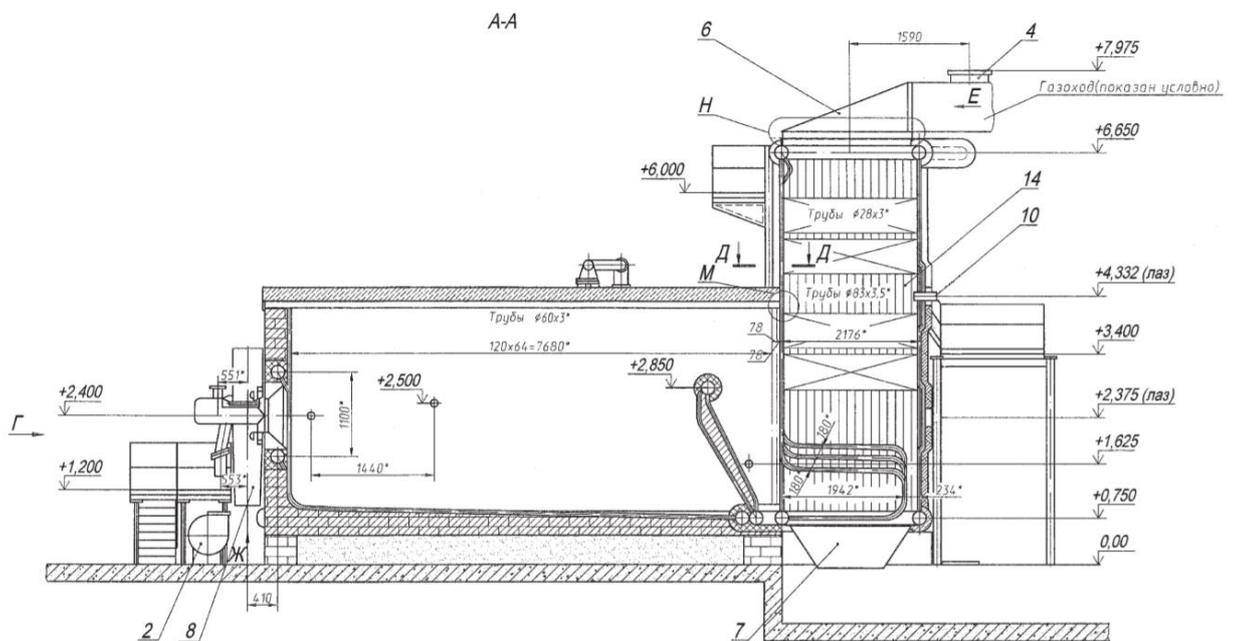
Технические характеристики котла КВ-ГМ-30

Показатель	Значение
Номинальная теплопроизводительность, $\frac{\text{Гкал}}{\text{ч}}$	30
Расход топлива (газ), $\frac{\text{м}^3}{\text{ч}}$	3680
Расход топлива (мазут), $\frac{\text{кг}}{\text{ч}}$	3490
Расход воды, $\frac{\text{т}}{\text{ч}}$	370
Температура уходящих газов (топливо – газ), °С	160
Температура уходящих газов (топливо – мазут), °С	250
Гидравлическое сопротивление котла, $\frac{\text{кгс}}{\text{м}^2}$	19000
Расчетное давление воды, $\frac{\text{кгс}}{\text{см}^2}$	25
КПД при номинальной нагрузке на газе, %	91,2
КПД при номинальной нагрузке на мазуте	87,7
Видимое теплонапряжение топочного объёма (топливо – газ), $\frac{\text{ккал}}{\text{м}^3 \cdot \text{ч}}$	$551 \cdot 10^3$

Видимое теплонапряжение топчного	$480 \cdot 10^3$
Продолжение табл.2.6	
объёма (топливо – мазут), $\frac{\text{ккал}}{\text{м}^3 \cdot \text{ч}}$	

У котла газомазутный ротационный тип горелки (РГМГ-30). Достоинство ротационных форсунок заключается в бесшумной работе. Более того, у них большой диапазон регулирования, и главный их плюс – экономичность эксплуатации, так как расход энергии на распыливание значительно ниже, чем при механическом, паровом или воздушном распыливание.

На рис.2.6 общий вид котла.



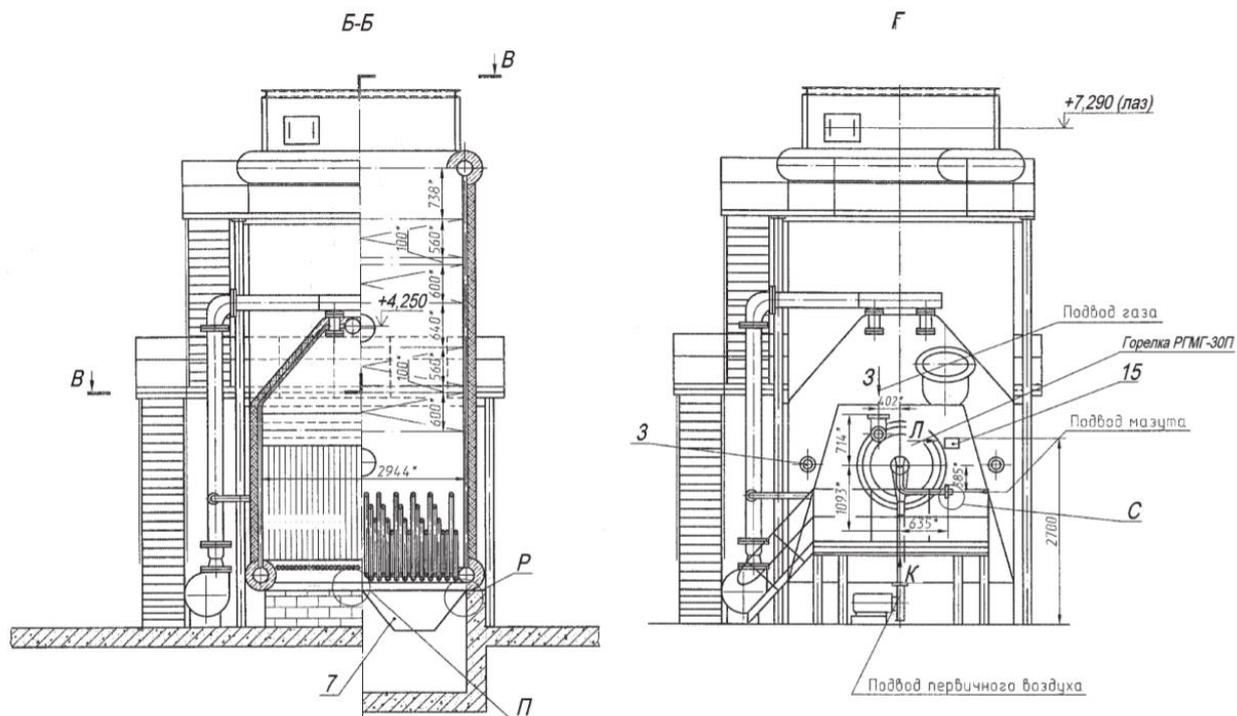


Рис.2.6 Общий вид котла КВ-ГМ-30

2.2.5. Характеристики котла КВ-ГМ-50

Водогрейный котёл теплопроизводительностью 58.2 МВт ($50 \frac{\text{Гкал}}{\text{ч}}$) предназначен для получения горячей воды давлением до $22,5 \frac{\text{кгс}}{\text{см}^2}$ и температурой до 150°C , которая используется в системах отопления и ГВС, а также для технологических целей. Котёл работает в двух режимах: пиковом – температурный график $110\text{-}150^\circ\text{C}$, и основном – $70\text{-}150^\circ\text{C}$.

Компоновка котла башенная. Над вертикальной топочной камерой призматической формы расположена конвективная поверхность нагрева. Установка котла – полуоткрытая, или на индивидуальную, или на отдельностоящую дымовую трубу.

Топочная камера экранирована трубами $\varnothing 60 \times 3$ мм с шагом 64 мм, которые входят в коллекторы $\varnothing 273 \times 10$. Конвективная поверхность нагрева котла состоит из U – образных секций из труб $\varnothing 28 \times 3$ с шагом $S1=64$ мм, $S2=40$ мм. Боковые стены конвективного газохода закрыты трубами $\varnothing 83 \times 3,5$ мм с шагом 128 мм,

одновременно исполняющими роль стояков (коллекторы) конвективных секций. Трубная система котла подвешена к каркасу за верхние коллекторы и может свободно расширяться вниз.

Котёл оборудован 12-ю комбинированными газомазутными горелками, которые установлены на боковых стенках топочной камеры встречно друг к другу в два яруса (по 4 – на нижнем, по 2 – на верхнем). Каждая горелка с помощью воздухопроводов подсоединяется к индивидуальному вентилятору. На всасе каждый вентилятор оснащён направляющим аппаратом с электрическим однооборотным исполнительным механизмом (МЭО). На воздухопроводах к горелкам предусматривается установка воздушных заслонок с МЭО (два положения: открыто/закрыто). Такая комплектация позволяет как осуществлять и качественно-количественное регулирование нагрузки котла благодаря воздействию на МЭО направляющего аппарата и отключения/включения горелок, так и количественное.

При работе на мазуте образуются наружные отложения на трубах конвективной поверхности, и для их удаления котлы оборудованы устройством газоимпульсной очистки (ГИО). Принцип работы ГИО основан на сжигании газозоудушной смеси в высокотурбулентном (взрывном) режиме с определённой частотой.

Обмуровка котла облегчённая, с креплением непосредственно к трубам.

Технические характеристики данного котла представлены в табл. 2.7.

Таблица 2.7

Технические характеристики котла КВ-ГМ-50

Показатель	Значение
Теплопроизводительность, МВт ($\frac{\text{Гкал}}{\text{ч}}$)	58,2 (50)
Рабочее (избыточное) давление воды, МПа ($\frac{\text{кгс}}{\text{см}^2}$)	2,5 (25,0)
Абсолютное давление воды на выходе из котла, не менее, МПа ($\frac{\text{кгс}}{\text{см}^2}$)	1,0 (10,0)
Температура воды на входе в котел (пиковый режим), °С	110
Температура воды на входе в котел (основной режим), °С	70

Температура воды на выходе из котла, °С	150
Диапазон регулирования теплопроизводительности по отношению к номинальной, %	30...100

Продолжение табл. 2.7

Гидравлическое сопротивление в пиковом режиме, не более МПа ($\frac{\text{кгс}}{\text{см}^2}$)	0,15 (1,5)
Гидравлическое сопротивление в основном режиме, не более МПа ($\frac{\text{кгс}}{\text{см}^2}$)	0,25 (2,5)
Номинальный расход воды через котел в пиковом режиме, $\frac{\text{т}}{\text{ч}}$	1230
Номинальный расход воды через котел в основном режиме, $\frac{\text{т}}{\text{ч}}$	618
Температура уходящих газов (топливо – газ), °С	180
Температура уходящих газов (топливо – мазут), °С	250
КПД котла брутто, не менее (топливо – газ), %	92,8
КПД котла брутто, не менее (топливо – мазут), %	91,1
Расход топлива расчетный (газа), $\frac{\text{нм}^3}{\text{ч}}$	6250
Расход топлива расчетный (мазута) $\frac{\text{кг}}{\text{ч}}$	5985
Масса котла расчетная, кг	106000
Длина котла, мм	9350
Ширина котла, мм	8780
Высота (без дымовой трубы), мм	15170
Расчетный срок службы, не менее (лет)	20
Общее число пусков за весь срок службы, не менее	2000
Время растопки котла, не более ч	0,5

Продольный и поперечный разрез котла представлены на рис.2.7

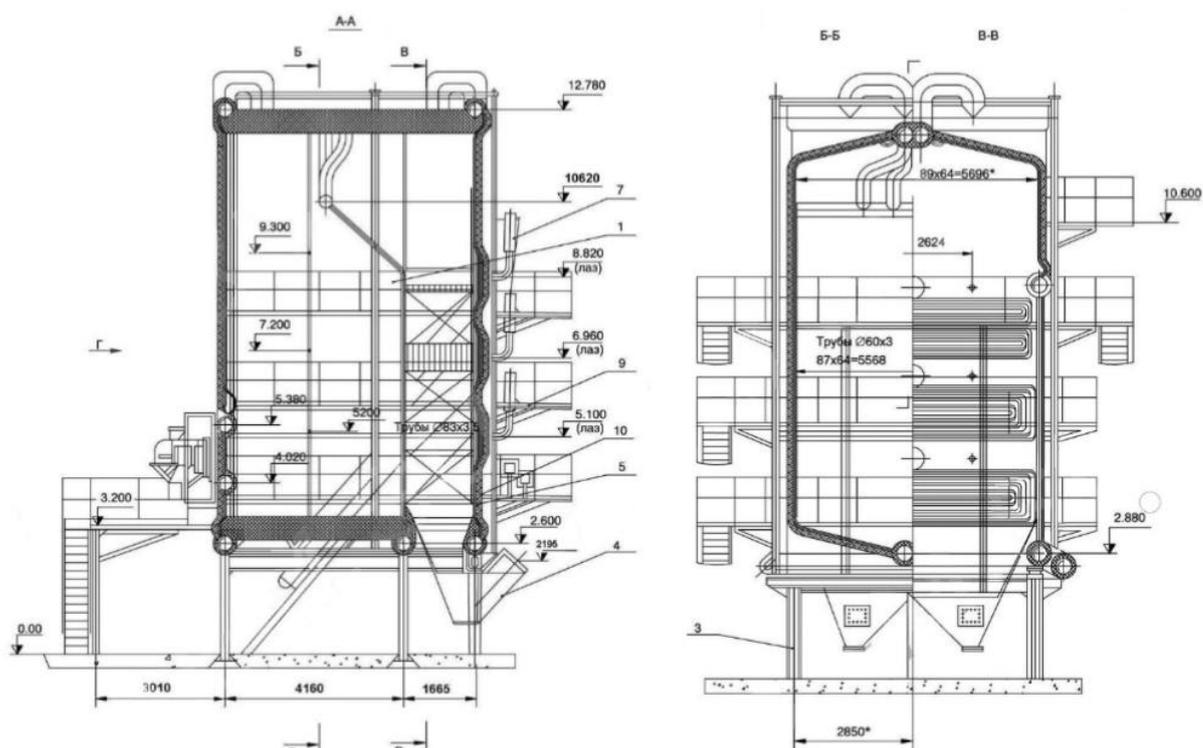


Рис.2.7 Продольный и поперечный разрез котла КВ-ГМ-50

На рисунке, приведенном выше, присутствуют обозначения. Их расшифровка: 1 – трубная система; 2 – воздушный короб; 3 – портал; 4 – золовый бункер; 5 – обшивка; 6 – паромазутопровод; 7 – газоимпульсная очистка (ГИО); 8 – горелка; 9 – площадки и лестницы; 10 – тепловая изоляция; 11 – газопровод; 12 – холодильник; 13 – щит водный.

Вид с фронта котла КВ-ГМ-50 представлен на рис.2.8.

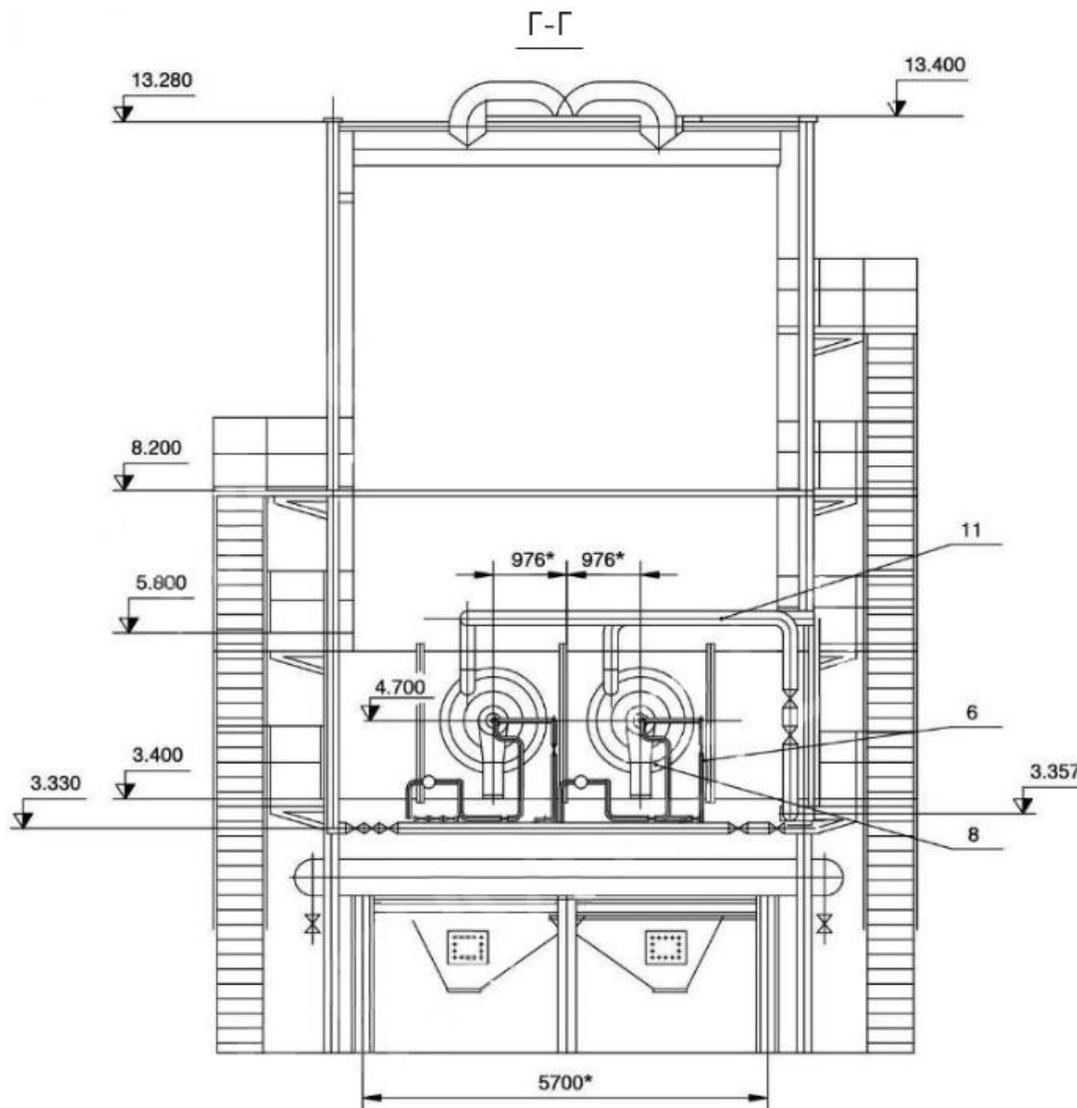


Рис.2.8 Вид с фронта котла КВ-ГМ-50

2.3. Выбор вспомогательного оборудования

2.3.1. Выбор питательного насоса

Питательный насос предназначен для подачи питательной воды из аккумуляторного бака в барабан котла и обеспечения заданного давления пара на выходе [6]. На входе в питательный насос, в соответствии с необходимым кавитационным запасом, должно быть обеспечено нужное давление. С этой целью аккумуляторный бак размещают на некоторой высоте над всасом насоса.

По нормам проектирования на ТЭЦ, входящих в энергосистему, суммарная подача всех питательных насосов должна быть такой, чтобы в случае останова

любого из них оставшиеся в работе насосы должны обеспечивать номинальную паропроизводительность всех котлов. Резервный питательный насос на ТЭЦ не устанавливается, а находится на складе.

Расход питательной воды на котел Е-480-13,8 ГМ, $\frac{\text{т}}{\text{ч}}$:

$$D_{\text{ПВ}} = (1 + \alpha + \beta) \cdot D_{\text{КА}},$$

где α и β – доли расхода питательной воды на продувку и собственные нужды.

$$D_{\text{ПВ}} = (1 + 0,01 + 0,05) \cdot (192,5 + 154) = 367,3 \frac{\text{т}}{\text{ч}}$$

Зная удельный расход воды $v_{\text{ПВ}} = 1,1 \frac{\text{м}^3}{\text{т}}$, можно определить объемный расход питательной воды:

$$D' = v_{\text{ПВ}} \cdot D_{\text{ПВ}}$$

$$D' = 1,1 \cdot 367,3 = 404 \frac{\text{м}^3}{\text{ч}}$$

По расчетным данным выбирается 3 питательных насоса типа ПЭ 500-180, характеристики которых представлены в таблице 2.8.

Таблица 2.8

Характеристики питательного насоса типа ПЭ-500-180

Подача, м ³ /час (м ³ /с)	Напор, м	Давление насоса, МПа	Давление на входе в насос, МПа	Допустимый кавитационный запас, м ст. ж.	Масса насоса, кг	Мощность, кВт	КПД, %
500	1975	17,6	0,98	15	10850	3125	78

Насос ПЭ 500-180 «питает» водой стационарные паровые котлы с температурой до 165°C. Электронасосный агрегат включает насос и электродвигатель, установленные на отдельных фундаментных рамах. Валы насоса и двигателя соединены между собой зубчатой и пластинчатой муфтой закрытой кожухом [7].

Крепление трубопроводов к насосу и агрегата к фундаменту – жесткое. Насос центробежный, горизонтальный, многоступенчатый, секционный и двухкорпусной.

Каждый корпус насоса имеет входную и напорную крышки и набор секций. Для восприятия осевого давления предусмотрена гидропята (разгрузочное отверстие), от которой протечка горячей воды отводится в деаэратор. К концевым уплотнениям подводится холодный конденсат, который затем поступает в конденсатор. Опорами ротора насоса выступают подшипники скольжения с принудительной смазкой. Для обеспечения смазкой подшипников и муфты имеется маслоустановка. Конструкция насоса предусматривает установку и торцового, и сальникового уплотнения с подводом охлаждающей воды.

2.3.2. Выбор деаэраторов повышенного давления

В соответствии со СНиП суммарная производительность деаэраторов питательной воды должна быть выбрана по максимальному расходу $D_{ПВ}$. Суммарный запас питательной воды в баках основного деаэрата обеспечивается в течение пяти минут [8].

Минимальная полезная вместимость деаэраторного бака, m^3 :

$$V = \tau^{min} \cdot \frac{v \cdot D_{ПВ}}{n \cdot 60},$$

где τ^{min} – минимальное время, которое бак основного деаэрата обеспечивает его водой; v – удельный объем; $D_{ПВ}$ – расход питательной воды, определен в тепловом расчете; n – число деаэраторов.

Таким образом, полезная вместимость составит:

$$V = 5 \cdot \frac{1,1 \cdot 346,5}{3 \cdot 60} = 10,6 \text{ м}^3$$

По результатам расчетов минимальная полезная вместимость деаэраторного бака $V = 10,6 \text{ м}^3$. Учитывая расход питательной воды $D_{ПВ} = 346,5 \text{ т/ч}$, выбирается 3 деаэрата типа ДП-500/65 с полезной вместимостью бака 65 м^3 .

Давление в деаэраторе 0,6 МПа, температура 158,08°C. Деаэраторы повышенного давления предназначены для удаления коррозионно-агрессивных газов из питательной воды парогенераторов ТЭЦ, ГРЭС и АЭС [9]. Колонки повышенного

давления устанавливают на баках деаэрата. В любой деаэрационной установке должна присутствовать защита от повышения давления, опасного для его механической прочности, а также защита аккумуляторного бака от переполнения водой. Поэтому в деаэраторах повышенного давления в качестве защитных устройств от повышения давления используют предохранительные клапаны, устанавливаемые на баках или подводящих трубопроводах греющего пара (второй вариант лучше). Деаэраторы ДП допускают повышение давления в аппарате на 25% сверх рабочего, давление подрыва предохранительных клапанов на 0,02 МПа выше рабочего.

ГЛАВА 3. РАЗРАБОТКА И РАСЧЕТ ТЕПЛОВОЙ СХЕМЫ

3.1. Расчет тепловой схемы

После выбора оборудования для проектируемой ТЭЦ необходимо составить структурную схему расположения оборудования по тракту движения рабочего тела. Такая схема называется принципиальной тепловой и характеризует процессы преобразования, использования тепловой энергии, а также она показывает функциональную взаимосвязь основных элементов оборудования.

В принципиальную тепловую схему входят паровые турбины, конденсационная установка, аппараты системы регенерации для подогрева питательной воды (ПВД, ПНД, деаэратор, охладители эжекторов уплотнений), конденсатные и питательные насосы с приводными двигателями. Кроме того, в состав схемы входят и некоторые специальные установки, например, для отпуска в том или ином виде теплоты потребителям, а наряду с ними системы смазки, регулирования и защиты.

Для теплового расчета необходимо осуществить пересчет средних нагрузок отопления, вентиляции, горячего водоснабжения и средней за неотапительный период нагрузки ГВС. Расчет проводится для четырех режимов, причем один из них уже был произведен ранее (см. расчет средних тепловых нагрузок). Первый режим называется максимально – зимним, второй – средним наиболее холодного месяца (или так называемый расчетно – контрольный), третий – средний отопительного сезона, четвертый – летний режим.

Максимально – зимний режим соответствует самой низкой расчетной температуре наружного воздуха и определяет максимум выработки пара ТЭЦ, а следовательно и суммарную мощность установленных котлов. Отопительно – вентиляционные нагрузки и нагрузки по технологическому пару в первом режиме принимаются максимальными, нагрузка ГВС – средняя часовая за неделю.

Второй режим соответствует средней за наиболее холодный месяц температуре наружного воздуха и рассчитывается при условии аварийного останова одного наиболее мощного котла ТЭЦ. Также расчетно – контрольный режим определяет число и единичную мощность устанавливаемых на ТЭЦ котельных агрегатов. При

этом, согласно нормам технологического проектирования электростанций должны быть обеспечены:

- 1) Максимально длительная отдача пара на производство
- 2) Средняя за наиболее холодный месяц отдача теплоты на отопление
- 3) Средний суточный расход тепла на сантехнические нужды (для ГВС – средний за неделю)

Третий (среднеотопительный) режим рассчитывается для средней за отопительный сезон температуры наружного воздуха.

Четвертый режим характеризует работу ТЭЦ при отсутствии отопительной нагрузки. Нагрузка по технологическому пару в данном режиме максимальная за сутки, по ГВС она принимается средненедельной.

Далее представлен расчет трех режимов (со второго по четвертый).

Средняя нагрузка отопления вычисляется по формуле:

$$Q_o^{II} = Q_o^I \frac{t_B - t_{XM}}{t_B - t_o^P},$$

где $Q_o^I = Q_o^P = 56,3$ МВт; t_B – средняя температура внутреннего воздуха отапливаемых зданий (принята равной 17°C как средняя арифметическая для промышленно-отопительной ТЭЦ); t_o^P – расчетная для отопления, t_{XM} – средняя температура наиболее холодного месяца, равная $-13,9^\circ\text{C}$ (со знаком минус).

$$Q_o^{II} = 56,3 \cdot \frac{17 - (-13,9)}{17 - (-27)} = 39,54 \text{ МВт} = 142,34 \frac{\text{ГДж}}{\text{ч}},$$

Средняя нагрузка вентиляции:

$$Q_B^{II} = Q_B^I \cdot \frac{t_{BP} - t_{XM}}{t_{BP} - t_o^P},$$

где $Q_B^I = Q_B^P = 6,76$ МВт.

$$Q_B^{II} = 6,76 \cdot \frac{17 - (-13,9)}{17 - (-27)} = 4,75 \text{ МВт} = 17,1 \frac{\text{ГДж}}{\text{ч}}$$

Средняя нагрузка на ГВС:

$$Q_r^{II} = Q_r^I = Q_r^P$$

$$Q_{\Gamma}^{II} = 9,96 \text{ МВт} = 35,9 \frac{\text{ГДж}}{\text{ч}}$$

Средняя нагрузка отопления для третьего режима:

$$Q_o^{III} = Q_o^I \frac{t_B - t_o}{t_B - t_o^p} = 56,3 \cdot \frac{17 - (-4,9)}{17 - (-27)} = 28,02 \text{ МВт} = 101 \frac{\text{ГДж}}{\text{ч}},$$

где $t_o = -4,9^\circ\text{C}$ есть средняя температура за отопительный период.

Средняя нагрузка вентиляции (третий режим):

$$Q_B^{III} = Q_B^I \cdot \frac{t_{Bp} - t_o}{t_{Bp} - t_B^p} = 6,76 \cdot \frac{17 - (-4,9)}{17 - (-27)} = 3,4 \text{ МВт} = 12,24 \frac{\text{ГДж}}{\text{ч}}$$

Средняя нагрузка на ГВС:

$$Q_{\Gamma}^{III} = Q_{\Gamma}^I = 9,96 \text{ МВт} = 35,9 \frac{\text{ГДж}}{\text{ч}}$$

Для четвертого режима нагрузка отопления и вентиляции равны нулю:

$$Q_o^{IV} = Q_B^{IV} = 0$$

Средняя за неотопительный период нагрузка ГВС:

$$Q_{\Gamma\text{Л}}^{\text{ср}} = Q_{\Gamma}^{\text{ср}} \cdot \frac{55 - t_{\text{хл}}}{55 - t_x} \cdot \beta,$$

где $t_x = 5^\circ\text{C}$ и $t_{\text{хл}} = 15^\circ\text{C}$ соответственно температуры холодной (водопроводной) воды в отопительный и неотопительный период; β - коэффициент, учитывающий изменение среднего расхода воды на горячее водоснабжение в неотопительный период по отношению к отопительному, $\beta = 0,9$ – среднее арифметическое для промышленно – отопительной ТЭЦ).

$$Q_{\Gamma}^{\text{ср}} = Q_{\Gamma}^p = 9,96 \text{ МВт} = 35,9 \frac{\text{ГДж}}{\text{ч}}$$

$$Q_{\Gamma\text{Л}}^{\text{ср}} = 9,96 \cdot \frac{55 - 15}{55 - 5} \cdot 0,9 = 7,2 \text{ МВт} = 26 \frac{\text{ГДж}}{\text{ч}}$$

Ниже представлена сводная таблица тепловых нагрузок (табл. 4.1).

Таблица 3.1

Сводная таблица тепловых нагрузок

Наименование потребителей тепла	Параметры теплоносителей	Единицы измерения	Максимальный расход тепла по режимам с учетом потерь в наружных сетях			
			I	II	III	IV
Производственные потребители	Пар 6 ат	$\frac{T}{ч}$	252			
		$\frac{T}{год}$	2207520			
		МВт	681			
		$\frac{ГДж}{ч}$	2451,6			
		Годовая, ГДж	3513960			
Коммунально-бытовые потребители	-	МВт	73,02	56,26	41,38	7,17
		$\frac{ГДж}{ч}$	263	202,5	149	26
Системы отопления	Вода 150-70°C	МВт	56,3	39,54	28,02	-
		$\frac{ГДж}{ч}$	203	142,34	101	-
Вентиляция	-	МВт	6,76	4,75	3,4	-
		$\frac{ГДж}{ч}$	24,34	17,1	12,24	-
ГВС	Вода 60°C	МВт	9,96			7,17
		$\frac{ГДж}{ч}$	35,9			26
		Годовая, ГДж	296390			
Сантехнические потребители	-	МВт	215			
Сантехнические потребители	-	$\frac{ГДж}{ч}$	774			
Сантехнические потребители	-	Годовая, ГДж	3068496			

Потребители теплоты	-	МВт	302,42	285	269,2	233,3
---------------------	---	-----	--------	-----	-------	-------

Продолжение табл.3.1

по сетевой воде	-	$\frac{\Gamma \text{Дж}}{\text{ч}}$	1089	1026	969,1	840
-----------------	---	-------------------------------------	------	------	-------	-----

Сооружение ТЭЦ объясняется потребностью в тепловой энергии промышленного предприятия с технологическими потребителями тепла в виде пара с давлением 6 ат и потребителей тепла на теплофикацию в виде горячей воды. Топливом ТЭЦ является природный газ с низшей теплотворной способностью $Q_H^p = 8500 \frac{\text{ккал}}{\text{м}^3}$. Принято, что теплофикационная нагрузка ТЭЦ сверх заданной для третьего режима, т.е. сверх 269,2 МВт, покрывается пиковыми водогрейными котлами. В первом режиме давление греющего пара бойлеров увеличивается до 1,2 ат, расход пара на бойлер постоянный, т.к. одновременно с теплосодержанием пара увеличивается теплосодержание конденсата в бойлерах [4].

На станциях высокого давления (от 100 ат и выше), как правило, используют двухступенчатую сепарацию продувочной воды. В первой ступени сепарации устанавливается давление около 7 ат (принято в расчетах 6 ат), и пар из сепаратора поступает в деаэрактор питательной воды повышенного давления (6 ат). Продувочная отсепарированная вода после сепаратора первой ступени направляется на вторую ступень сепарации. Пар из второй ступени сепарации поступает в атмосферный деаэрактор добавочной воды, в котором давление равно 1,2 ат.

Предварительно принят расход пара на собственные нужды ТЭЦ равным 5% расходов пара 6 ат внешним потребителем и 10% расхода пара 0,9-1,2 ат (в первом режиме, для остальных режимов – с предполагаемым уменьшением). В данном тепловом расчете на собственные нужды ТЭЦ расходуется пар 10 ат (деаэрактор 6 ат и ПВП $_{\text{ХО}}^{\text{КОТ}}$) и пар 1,2 ат (атмосферный деаэрактор и ПВП $_{\text{ХО}}^{\text{КОТ}}$).

В подогревателях высокого давления питательная вода, подаваемая в котлы из деаэракторов, подогревается, и конечная температура подогрева питательной воды за

ПВД задается в зависимости от давления в паровых котлах. Согласно ГОСТ 3619-59 для станций, работающих на высоких параметрах (более 100 ат), эта температура равна 215°C.

Далее показаны характеристики турбин.

ПТ-50/60-12,8/0,7

- Максимальная мощность 60 МВт
- Максимальный пропуск свежего пара $274 \frac{\text{т}}{\text{ч}}$
- Давление пара в промотборе $5 \div 9,9$ ат
- Номинальное давление пара в отборе «П» 6 ат
- Давление пара в теплофикационном отборе $0,6 \div 2,5$ ат
- Номинальное давление в отборе 1,2 ат
- Номинальный отбор «П» $118 \frac{\text{т}}{\text{ч}}$
- Номинальный отбор «Т» $75 \frac{\text{т}}{\text{ч}}$
- Температура питательной воды 230°C

Т-50/60-12,8

- Давление пара в отопительном «Т» отборе $0,49 \div 2,59$ ат
- Номинальный отбор «Т» $185 \frac{\text{т}}{\text{ч}}$
- Номинальный расход пара на турбину $255 \frac{\text{т}}{\text{ч}}$
- Максимальная мощность 60 МВт
- Номинальная мощность 50 МВт
- Давление в конденсаторе 5,4 кПа
- Температура питательной воды 225°C
- Давление в деаэраторе 6,12 ат

Далее рассмотрены параметры пара и воды, необходимые в тепловом расчете.

- 1) Пар, вырабатываемый котлами: 140,72 ат; 560°C; $3489,5 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$
- 2) Свежий пар перед турбинами: 130,52 ат; 555°C; $3486,5 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$
- 3) Пар из промотбора турбин: 6 ат, $696,44 \frac{\text{ккал}}{\text{кг}} = 2915,8 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$
- 4) Пар из теплофикационного отбора турбины Т-50/60-12,8: 1,2 ат, $698,44 \frac{\text{ккал}}{\text{кг}} = 2924,2 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$
- 5) Пар после турбины ПТ-50/60-12,8/0,7: при 1,2 ат $700,81 \frac{\text{ккал}}{\text{кг}}$, а при 0,6 ат $701,33 \frac{\text{ккал}}{\text{кг}}$
- 6) Пар из расширителя непрерывной продувки первой ступени при 7 ат $660 \frac{\text{ккал}}{\text{кг}} = 2763,3 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$
- 7) Пар из расширителя непрерывной продувки второй ступени при 2 ат $646 \frac{\text{ккал}}{\text{кг}} = 2704,7 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$
- 8) Сырая вода из водопровода зимой 5°C, летом 15°C.
То же после ПВП_{сыр}^{ХО} – по балансу деаэратора подпитки.
То же после ПВП_{сыр}^{КОТ} 22°C.
- 9) Химическая очищенная вода перед деаэраторами 15°C; 20°C летом
- 10) Питательная вода из деаэратора повышенного давления 6 ат 158,08°C, энтальпия равна $159,4 \frac{\text{ккал}}{\text{кг}} = 667,19 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$
- 11) Вода из атмосферного деаэратора 1,2 ат (насыщенная) $436,92 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}} = 104,36 \frac{\text{ккал}}{\text{кг}}$ при температуре 104,22°C
- 12) Вода после ПВД 215°C с энтальпией $219,88 \frac{\text{ккал}}{\text{кг}} = 920,61 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$
- 13) Сетевая вода – по отопительному графику
- 14) После охлаждения подпиточная вода: зимой 70°C, летом 60°C
- 15) Конденсат после сетевых подогревателей и ПВП (пароводяной подогреватель) $96 \div 104 \frac{\text{ккал}}{\text{кг}}$ или $401,93 \div 435,43 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$

Перед началом теплового расчета необходимо подчеркнуть:

1. Тепловая нагрузка по ГВС задаётся как среднечасовая за неделю, при этом учитываются потери в наружных трубопроводах. Использование аккумуляторных баков покрывает неравномерность потребления горячей воды.
2. Водопроводная вода зимой имеет температуру 5°C , летом – температуру 15°C .
3. Приняты утечки в теплосети зимой и летом соответственно (в $\frac{\text{Т}}{\text{Ч}}$) 30 и 20 (они задаются по ёмкости сети, действующей в отопительный и летний периоды).
4. Температура производственного конденсата, возвращаемого на промышленно – отопительную ТЭЦ, составляет 70°C , доля возврата конденсата – 70%.
5. Потребление производственного пара составляет 307 дней круглые сутки в течение года. На суточном графике коэффициент неравномерности принят 0,8.

Тепловой расчет представлен в табл 3.2.

Таблица 3.2

Номер пункта	Наименование величины	Ед.изм	Расчетная формула	I режим	II режим	III режим	IV режим
Теплофикационная установка							
1	Расход воды на ГВС	$\frac{\text{м}^3}{\text{ч}}$	$G_{\text{Г.В}} = \frac{Q_{\text{Г.В}}}{t_{\text{Г.В}} - t_{\text{Х.В}}}$	$\frac{35,9 \cdot 10^3}{60 - 5} = 652,7$	652,7	652,7	472,7
2	Утечки теплосети	$\frac{\text{м}^3}{\text{ч}}$	$G_{\text{ут}}$	30	30	30	20
3	Суммарный расход подпиточной воды	$\frac{\text{м}^3}{\text{ч}}$	$G_{\text{подпит}} = G_{\text{Г.В}} + G_{\text{ут}}$	$652,7 + 30 = 682,7$	682,7	682,7	492,7
4	Тепло подпиточной воды	МВт	$Q_{\text{подпит}} = G_{\text{подпит}} t_{\text{подпит}}$	$\frac{682,7 \cdot 70}{1000} = 47,8$	47,8	47,8	Не требуется
5	Нагрузка сетевых подогревателей	МВт	$Q_{\text{с.п}} = Q_{\text{ту}} - Q_{\text{подпит}}$	$302,42 - 47,8 = 254,6$	237,2	221,4	Не работают
6	Нагрузка пикового водогрейного котла	МВт	$Q_{\text{п.п}} = Q_{\text{с.п}} - Q_{\text{о.п}}$	$254,6 - 134,5 = 120,1$	102,7	Не работают	Не работают
7	Расход пара основными сетевыми подогревателями	$\frac{\text{м}^3}{\text{ч}}$	$D_{\text{о.п}} = \frac{Q_{\text{с.п}} - Q_{\text{п.п}}}{(i_{\text{п}} - i_{\text{к}})\eta}$	$\frac{(254,6 - 120,1) \cdot 10^3}{(630 - 96) \cdot 0,98}$	Не работа	231,4	Не работают

					ЮТ		
--	--	--	--	--	----	--	--

Продолжение табл.3.2

	-лями			=257			
8	Расход пара на деаэрактор подпитки	$\frac{\text{м}^3}{\text{ч}}$	$D_{\text{подп}} = G_{\text{подпит}} \frac{t_{\text{подпит}} - t_{\text{хо}} \eta}{(i_{\text{п}} - i_{\text{хо}}) \eta}$	$682,7 \cdot \frac{104 - 80 \cdot 0,98}{(646 - 80) \cdot 0,98} = 31,5$	31,5	31,5	22,7
9	Расход химически очищенной воды на подпитку теплосети	$\frac{\text{м}^3}{\text{ч}}$	$G_{\text{хо}}^{\text{подп}} = G_{\text{подпит}} - D_{\text{подпит}}$	$682,7 - 31,5 = 651,2$	651,2	651,2	470
10	Температура сырой воды после ВВТ _{подп}	°С	$t''_{\text{сыр}} = G_{\text{подпит}} \eta \frac{t'_{\text{подп}} - t''_{\text{подп}}}{1,25 G_{\text{хо}}^{\text{подп}}} + t'_{\text{сыр}}$	$682,7 \cdot 0,98 \frac{104 - 70}{1,25 \cdot 651,2} + 5 = 29,9$	29,9	29,9	32,9
11	Расход пара на ПВП _{хо} ^{подп}	$\frac{\text{Т}}{\text{ч}}$	$D_{\text{пвп}}^{\text{хо}} = G_{\text{хо}}^{\text{подп}} \frac{t'_{\text{хо}} - t''_{\text{хо}}}{(i_{\text{гр}} - \bar{t}_{\text{к}}) \eta}$	$651,2 \frac{80 - 30}{(646 - 104) \cdot 0,98} = 61,3$	61,3	61,3	44,2
Суммарный расход пара внешним потребителям							
12	Производство	$\frac{\text{Т}}{\text{ч}}$	$D_{\text{п}}^{\text{п}}$	252	252	252	252

Расчет расходов пара на собственные нужды. Паропроизводительность котельной

Продолжение табл.3.2.

13	Полный расход пара 10 ат	$\frac{T}{ч}$	D_{10}	$1,05 \cdot 252 = 264,6$	264,6	264,6	264,6
14	Загрузка отбора 10 ат 2-х турбин ПТ	$\frac{T}{ч}$	$D_{ПТ}^{10}$	$2 \cdot 264,6 = 529,2$	529,2	529,2	529,2
15	Расход свежего пара на две турбины ПТ (по диаграмме режимов турбины)	$\frac{T}{ч}$	$D_{ПТ}^{св}$	$2 \cdot 275 = 550$	550	550	550
16	Мощность 2-х турбин ПТ (по диаграмме режимов)	кВт	$N_{ПТ}$	$2 \cdot 49000 = 98000$	98000	98000	98000
17	Расход свежего пара на турбину Т (по диаграмме режимов)	$\frac{T}{ч}$	$D_T^{св}$	249	245	170	50
18	Мощность турбины Т (по диаграмме режимов)	кВт	N_T	49800	49500	37980	7170

	режимов)						
19	Паропроизводитель-	т/ч					

Продолжение табл.3.2.

	ность котельной ТЭЦ	$\frac{T}{ч}$	$D'_k = \frac{D_{пт}^{св} + D_T^{св}}{\eta}$	$\frac{550 + 249}{0,98} = 815,31$	811,2	734,7	612,2
Баланс расширителей непрерывной продувки.							
Расширитель первой ступени (давление 7 ат, энтальпия нас.пара $660 \frac{\text{ккал}}{\text{кг}}$, энтальпия котловой воды при давлении в барабане 140,72 ат $342,79 \frac{\text{ккал}}{\text{кг}}$, энтальпия отсепарированной воды при 7 ат $165,7 \frac{\text{ккал}}{\text{кг}}$)							
20	Коэффициент сепарации	-	$\alpha^I = \frac{i_{к.в}\eta - i_{с.вI}}{i_{с.пI} - i_{с.вI}}$	$\frac{342,79 \cdot 0,98 - 165,7}{660 - 165,7} = 0,34$	0,34	0,34	0,34
Расширитель второй ступени. Давление пара 2 ат, энтальпия насыщенного пара $646 \frac{\text{ккал}}{\text{кг}}$, энтальпия котловой воды $165,7 \frac{\text{ккал}}{\text{кг}}$, энтальпия отсепарированной воды при давлении 2 ат $120 \frac{\text{ккал}}{\text{кг}}$.							
21	Коэффициент сепарации	-	$\alpha^{II} = \frac{i_{с.вI}\eta - i_{с.вII}}{i_{с.пII} - i_{с.вII}}$	$\frac{165,7 \cdot 0,98 - 120}{646 - 120} = 0,081$	0,081	0,081	0,081
22	Количество продувочной воды,	$\frac{T}{ч}$	$G_{\text{прод}}^I = 0,01D_k^I$	$0,01 \cdot 815,31 = 8,15$	8,1	7,3	6,1

	поступающей в расширитель первой ступени (про-						
--	--	--	--	--	--	--	--

Продолжение табл.3.2.

	-дувка котлов)						
23	Количество пара, выходящее из расширителя первой ступени	$\frac{T}{Ч}$	$D_{сеп}^I = G_{прод}^I \alpha^I$	$8,15 \cdot 0,34 = 2,8$	2,75	2,5	2,1
24	Количество продувочной воды, выходящее из расширителя первой ступени	$\frac{T}{Ч}$	$G_{прод}^{II} = G_{прод}^I - D_{сеп}^I$	$8,15 - 2,8 = 5,35$	5,35	4,8	4
25	Количество пара, выходящее из расширителя второй ступени	$\frac{T}{Ч}$	$D_{сеп}^{II} = G_{прод}^{II} \alpha^{II}$	$5,35 \cdot 0,081 = 0,43$	0,43	0,39	0,324
26	Количество	$\frac{T}{Ч}$	$G_{сеп}^{II} = G_{прод}^{II} - D_{сеп}^{II}$	$5,35 - 0,43 = 4,92$	4,92	4,41	3,7

	продувочной воды, выходящее из расширителя II ступени (сброс в канализацию после охлаждения до 50°C в теплообменнике						
--	---	--	--	--	--	--	--

Продолжение табл.3.2

	непрерывной продувки ки сырой воды, подаваемой на химводоочистку						
Добавок химически очищенной воды котлов (поступает в деаэратор 6 ат)							
27	Потеря конденсата на производстве (40% расхода пара 10 ат)	$\frac{T}{Ч}$	$\Delta G_k^п = 0,4D_p^п$	$0,4 \cdot 252 = 100,8$	100,8	100,8	100,8
28	Конденсат греющего пара деаэратора подпитки	$\frac{T}{Ч}$	(см.п.8)	31,5	31,5	31,5	22,7
29	Непрерывная продувка	$\frac{T}{Ч}$	(см.п.26)	4,92	4,92	4,41	3,7

	котлов (сброс из расширителя II степени)						
30	Внутростанционные потери пара и воды	$\frac{T}{\text{Ч}}$	$\Delta G_{\text{пв}} = 0,02D_{\text{к}}^I$	$0,02 \cdot 815,31 = 16,31$	16,2	14,7	12,24
31	Добавок	$\frac{T}{\text{Ч}}$	$G_{\text{хо}}^6 = \Delta G_{\text{к}}^{\text{II}} + D_{\text{подп}} + G_{\text{сеп}}^{\text{II}} + \Delta G_{\text{пв}}$	$100,8+31,5+4,92+16,31=$	153,42	151,41	140

Продолжение табл.3.2

	хим.очищенной воды в цикл ТЭЦ (сумма потерь)			154			
32	Расход сырой воды на приготовление добавка	$\frac{T}{\text{Ч}}$	$G_{\text{сыр}} = 1,25G_{\text{хо}}$	$1,25 \cdot 154 = 192,5$	192	189,3	175
33	Расход пара на подогрев сырой воды в ПВП	$\frac{T}{\text{Ч}}$	$D_{\text{пвп}}^{\text{сыр}} = G_{\text{сыр}} \frac{t'_{\text{сыр}} - t''_{\text{сыр}}}{(i_{\text{п}} - i_{\text{к}})\eta}$	$192,5 \frac{22 - 7}{(646 - 104) \cdot 0,98} = 5,43$	5,41	5,34	4,94
Баланс деаэратора 1,2 ат							
34	Количество производственного	$\frac{T}{\text{Ч}}$	$\Delta G_{\text{др}}^{1,2} = 0,6D_{\text{п}}^{\text{II}}$	$0,6 \cdot 252 = 151,2$	151,2	151,2	151,2

	конденсата, поступающего в деаэратор 1,2 ат при 95°C (60% количества пара, отпускаемого производству)						
35	Добавок хим.очищенной воды,	$\frac{T}{ч}$	$G_{хо}^{1,2}$	154	153,42	151,41	140

Продолжение табл.3.2

	поступающей в деаэратор 1,2 ат						
36	Расчетная сумма тепловых потоков, входящих в деаэратор 1,2 ат (кроме греющего пара)	$\frac{\text{тыс. ккал}}{ч}$	$\sum q_{т.п}^{вх,1,2} = \sum G_{пот}^{вх,1,2} \cdot t_{пот}^{вх,1,2}$	$151,2 \cdot 70 + 146,24 +$ $15 + 0,2 \cdot 646 = 10882,2$	10882	10880	10868,2
37	Расчетный суммарный вес потоков, входящих в деаэратор 1,2 ат	$\frac{T}{ч}$	$\sum G_{пот}^{вх} = \Delta G_{др}^{1,2} + G_{хо}^{1,2}$	$151,2 + 146,24 + 0,2 = 305,4$	304,82	303	291,4

	(кроме греющего пара)						
38	Учетное тепло	$\frac{\text{Тыс. ккал}}{\text{ч}}$	$\sum Q_{\text{пот}}^{\text{учт}} = \sum G_{\text{пот}}^{\text{учт}} \cdot (t''_{\text{др}} - t_{\text{пот}}^{\text{учт}})$	$0,6 \cdot 252 \cdot (104 - 60) = 6653$	6653	6653	6653
39	Расход пара на деаэрактор	$\frac{\text{Т}}{\text{ч}}$	$D_{\text{др}}^{\text{доб}} = \frac{\sum G_{\text{пот}}^{\text{вх}} \cdot t_{\text{др}} - \sum q_{\text{пот}}^{\text{вх}} \cdot \eta - \sum Q_{\text{пот}}^{\text{учт}}}{i_{\text{п}} \cdot \eta - t_{\text{др}}}$	$\frac{305,4 \cdot 104 - 10882,2 \cdot 0,98 - 6653}{646 \cdot 0,98 - 104} = 27,3$	27,19	26,83	24,6
40	Суммарный расчетный расход пара 1,2 ат из	$\frac{\text{Т}}{\text{ч}}$	$D_{\text{сум}}^{\text{отб}} = D_{\text{пвп}}^{\text{сыр}} + D_{\text{др}}^{\text{доб}}$	$5,43 + 27,3 = 32,73$	32,6	32,17	30

Продолжение табл.3.2

	отборов турбин (внешние потребители и с.н.ТЭЦ)						
Баланс деаэрактора 6 ат							
41	Добавок химически очищенной воды, поступающей в деаэрактор 6 ат		(см.п.31)	154	153,42	151,41	140

42	Расчетная сумма тепловых потоков, входящих в деаэратор 6 ат (кроме греющего пара)	тыс. ккал ч	$\sum q_{т.п}^{вх,6} = \sum G_{пот}^{вх,6} \cdot t_{пот}^{вх,6}$	$154 \cdot 104 = 16016$	15956	15747	14560
43	Расчетный суммарный вес потоков, входящих в деаэратор 6 ат (кроме греющего пара)	$\frac{T}{ч}$	$\sum G_{пот}^{вх} = \Delta G_{др}^6 + D_{сеп}^{II}$	$154 + 0,43 = 154,43$	153,9	151,8	140,3
44	Расход пара на деаэратор 6 ат	$\frac{T}{ч}$	$\Delta D_{др}^6 = \frac{\sum G_{пот}^{вх6} \cdot t_{др} - \sum q_{т.п}^{вх,6} \eta}{i_{п} \cdot \eta - t_{др}}$	$\frac{154,43 \cdot 158,08 - 16016 \cdot 0,98}{667,19 \cdot 0,98 - 158,08}$	17,52	17,27	15,95

Продолжение табл.3.2

				=17,6			
Итоги расчета							
45	Суммарный расчетный расход пара 10 ат внешними потребителями и с.н.ТЭЦ	$\frac{T}{ч}$	$D_{сум}^{10} = D_{п}^{п} + D_{др}^6$	$252 + 17,6 = 269,6$	269,5	269,3	268

46	Действительная загрузка отбора 10 ат турбины ПТ	$\frac{T}{ч}$	(см.п.14)	529,2	529,2	529,2	529,2
47	Действительный расход свежего пара на турбину ПТ	$\frac{T}{ч}$	(см.п.15)	550	550	550	550
48	Мощность 2-х турбин ПТ	кВт	(см.п.16)	98000	98000	98000	98000
49	Действительный расход свежего пара на турбину Т	$\frac{T}{ч}$	(см.п.17)	249	245	170	50

Продолжение табл.3.2

50	Мощность турбины Т	кВт	(см.п.18)	49800	49500	37980	7170
51	Действительная паропроизводительност ь котельной ТЭЦ	$\frac{T}{ч}$	(см.п.19)	815,31	811,2	734,7	612,2

3.2. Разработка тепловой схемы

Тепловая схема (рис.3) производственно – отопительной ТЭЦ, разработанная на основе выбранного основного и вспомогательного оборудования, представлена в Приложении 2. Расшифровка обозначений: 1 - парогенератор Е-480-13,8 ГМ; 2 – паровые турбины (2 шт) ПТ-50/60-12,8/0,7; 3 – паровая турбина Т-50/60-12,8; 4 – электрогенератор; 5 – конденсатор; 6 – охладитель основного эжектора; 7 – подогреватель уплотнений; 8-11 – ПНД; 12-14 – ПВД; 15, 16 – нижняя и верхняя ступени сетевой подогревательной установки; 17 – сливной насос ПНД; 18 – расширитель дренажей; 19 – питательный электронасос; 20, 21 - аккумуляторный бак и деаэрационная колонка питательной воды; 22 – конденсатные насосы двух турбин ПТ и одной Т; 23, 24 – сетевые насосы первой и второй ступеней; 25, 26 – сливные насосы дренажей сетевых подогревателей; 27 – пиковые водогрейные котлы (2 шт) КВ-ГМ-30; 28 – пиковый водогрейный котел КВ-ГМ-50; 29 – основные эжекторы конденсаторов; 30, 31 – главный и вспомогательный паровые коллекторы; 32 – коллектор непрерывной продувки парогенераторов; 33 – горячая перемычка воды высокого давления; 34 – коллектор слива и перелива воды; 35 – коллектор обессоленной воды; 36 – коллектор воды от промежуточных ступеней питательных насосов; 37 – паровой коллектор; 38 – коллектор технологического пара на производство; 39, 40 – коллекторы прямой и обратной сетевой воды; 41 - редуционно – охладительная установка; 42 – охладитель выпара деаэратора; 43 - встроенный теплофикационный пучок; 44 – расширители непрерывной продувки котлов; 45 – ДА подпитки теплосети; 46 – эжектор отсоса ДА; 47 – перекачивающий насос. Буквенные символы: а – пар из уплотнений турбины; б, в – конденсат из ПНД, а также линии конденсата из сетевых подогревателей нижней и верхней ступеней; г – пар из уплотнений; д – вода (пар) в конденсатор турбины; е – вода (пар) в охладитель продувки и в бак низких точек; ж – химически очищенная вода.

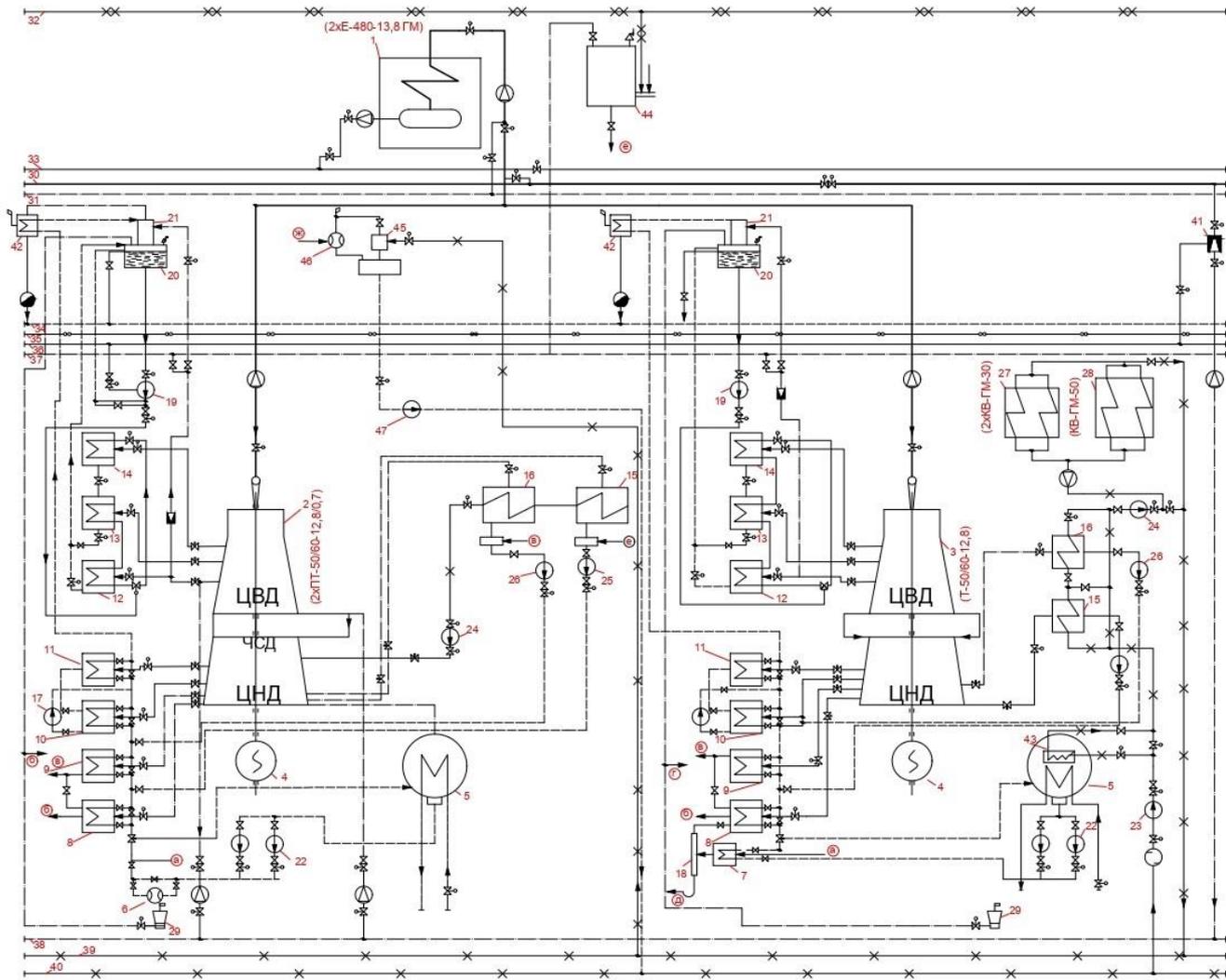


Рис.3 Тепловая схема ТЭЦ

ГЛАВА 4. РАЗРАБОТКА ГЕНЕРАЛЬНОГО ПЛАНА ТЭЦ И КОМПОНОВОК ГЛАВНОГО КОРПУСА

4.1. Разработка генерального плана ТЭЦ

На рис.4.1 представлен генеральный план проектируемой производственно - отопительной ТЭЦ, выполненный в программе Автокад. Обозначения на рисунке: 1 – главный корпус ТЭЦ; 2 – главный щит управления (ГЩУ); 3 – переходные галереи; 4, 5 – распределительные электротехнические устройства закрытого типа; 6 – пиковая водогрейная котельная; 7 – баки мазутные; 8 – мазутное хозяйство; 9 – насосная станция; 10 – газовое хозяйство; 11 – сливное устройство мазутного хозяйства; 12 – склад оборудования и материалов; 13 – масляное хозяйство; 14 – конденсатобаки; 15 – водоём (оз. Имандра и Большой Вудъявр); 16 – градирни; 17 – автодорога; 18 – железная дорога; ОВК – объединенные вспомогательные корпуса; ДТ – дымовая труба; КПП – контрольно пропускной пункт; ЛБК – лабораторно – бытовой корпус.

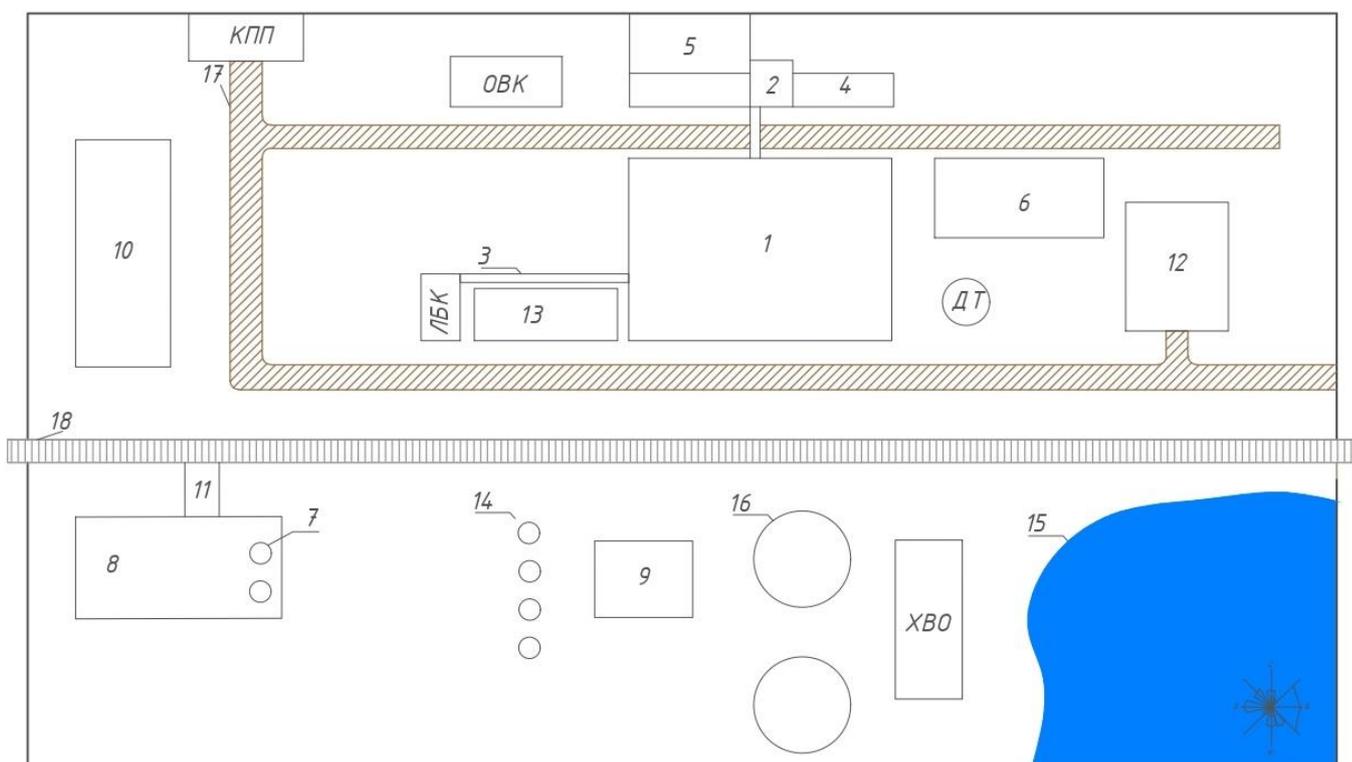


Рис.4.1 Генеральный план ТЭЦ

Направления векторов на розе ветров, расположенной на рисунке в нижнем правом углу, показывают, что направление ветра преимущественно восточное, поэтому дымовые трубы расположены таким образом, чтобы в ветреную погоду выбросы с уходящими газами ТЭЦ не сносило в сторону города Кировска.

Рядом с главным корпусом ТЭЦ на генплане есть свободная площадка, оставленная с целью дальнейшего увеличения мощности станции.

4.2. Разработка компоновок главного корпуса

На рис.4.2 и в Приложении 3, в более читабельном виде, расположена компоновка проектируемой станции в поперечном разрезе. На ней виден котел Е-480-13,8 ГМ, схематично изображены: турбогенератор, деаэрационная колонка и деаэрационный бак, а также вентилятор, регенеративный воздухоподогреватель с расположенным за ним дымососом и дымовая труба. РУСН – распределительное устройство собственных нужд.

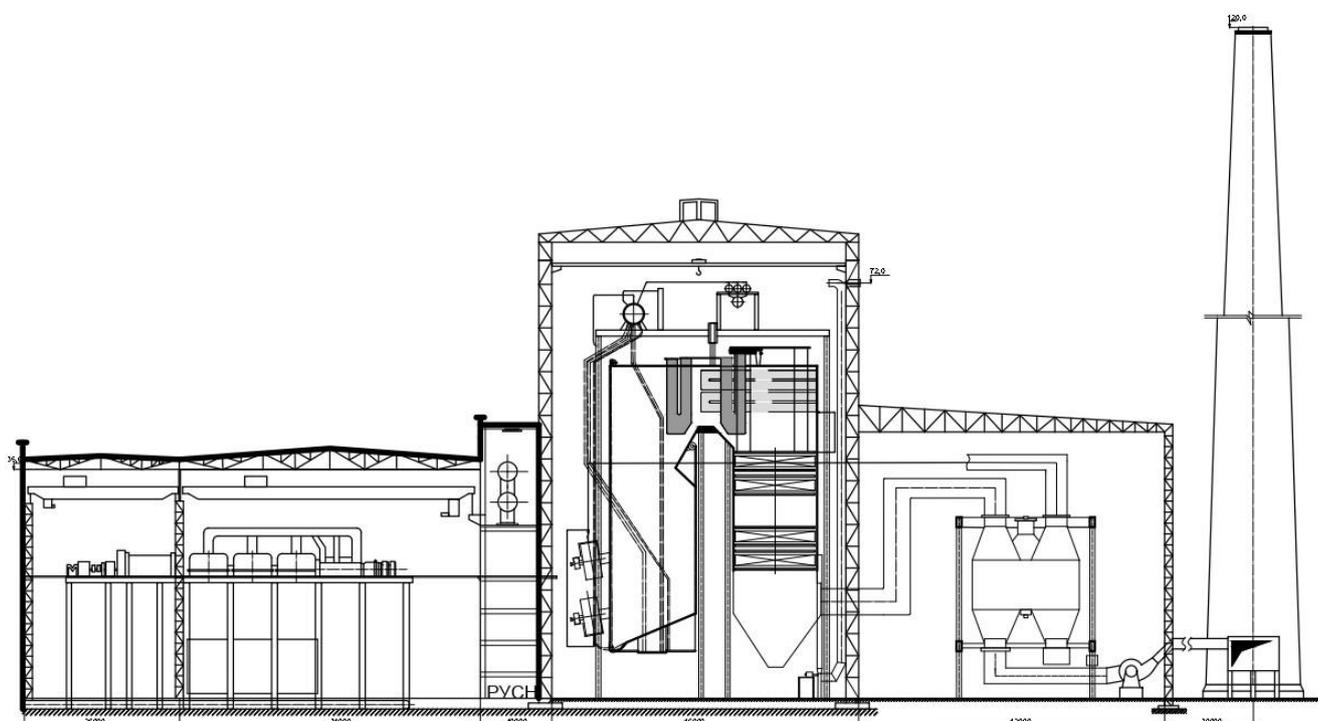


Рис. 4.2 Поперечный разрез главного корпуса

На рис.4.3 и в Приложении 4, в более читабельном виде, представлен продольный разрез главного корпуса проектируемой станции, где изображено 2 котла Е-480-13,8 ГМ, 3 турбины – две ПТ-50/60-12,8/0,7 и одна Т-50/60-12,8, а также деаэрационные устройства. За котлами расположены регенеративные воздухоподогреватели и дымососы.

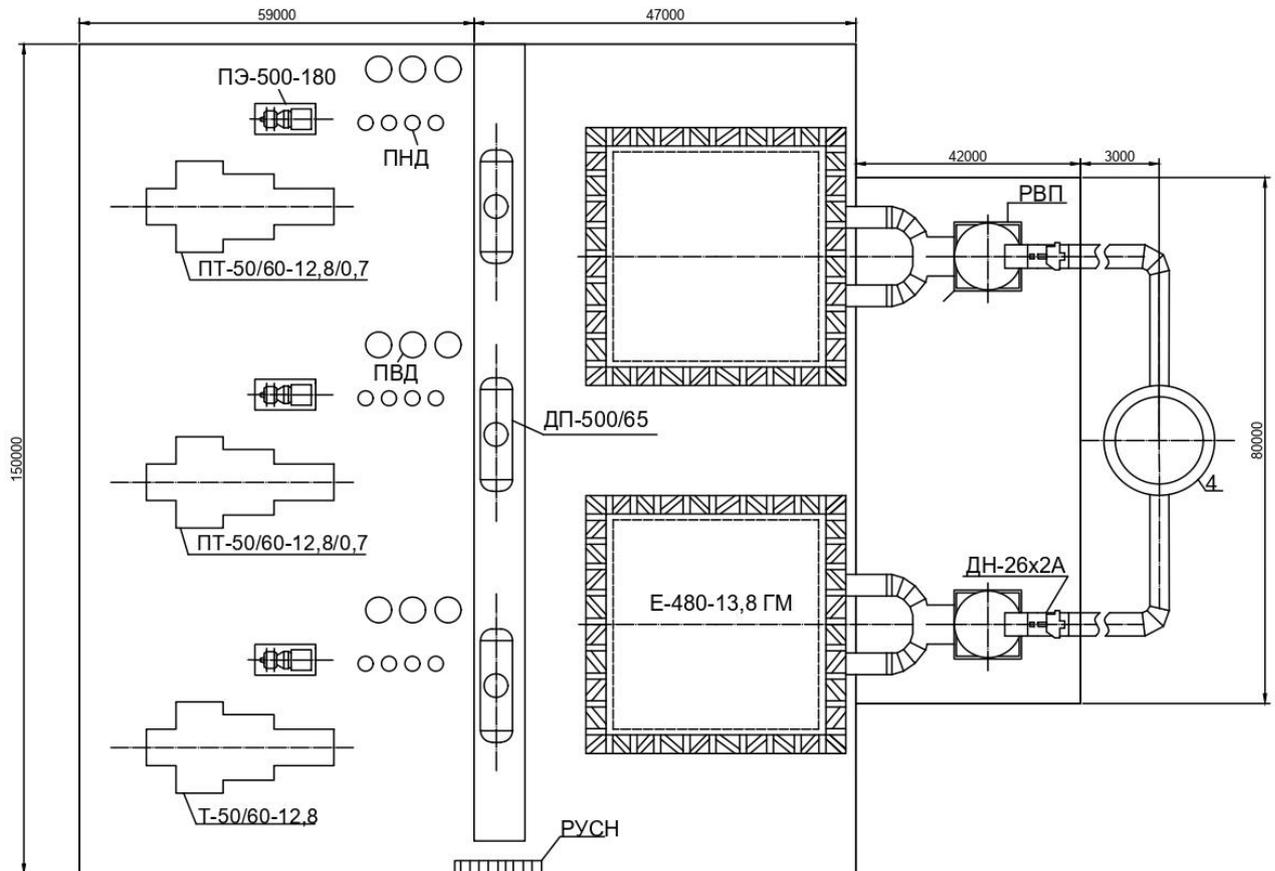


Рис. 4.3 Продольный разрез главного корпуса (план)

ГЛАВА 5. РАЗРАБОТКА СИСТЕМ ОБЕСПЕЧЕНИЯ РАБОТЫ ТЭЦ

5.1. Система топливоснабжения

5.1.1. Газовое хозяйство

Газораспределительные пункты и система газопроводов составляют газовое хозяйство ТЭС. Согласно ПТЭ и нормам технологического проектирования ТЭЦ ГРП должны быть целиком автоматизированы и иметь систему удаленного управления устанавливаемыми в них регуляторами со щитов, которые находятся в главном корпусе промышленно-отопительной ТЭЦ. Достигнуть такой степени автоматизации можно, например, при использовании регуляторов электронного типа и установке в ГРП исполнительных механизмов типа поворотная регулирующая заслонка – ПРЗ. Она имеет привод от колонки дистанционного управления, которая и используется в автоматизированных ГРП станций.

При входном давлении 6 ат ГРП ТЭЦ промпредприятий оборудуют мембранными регуляторами давления типов РДУК 2Н и регуляторами ПРЗ, управляемыми электронной автоматикой. После ГРП требуемое значение давления газа определяется потерями давления до самого удаленного от ГРП котла и необходимым давлением газа перед горелками и составляет обычно 0,13-0,2 МПа.

На рис.5.1 изображена схема ГРП с регуляторами типов РДУК 2Н и ПРЗ. Обозначения на схеме: 1 – фильтр, 2 – регулятор давления типа РДУК 2Н, 3 – регулятор давления типа ПРЗ, 4 – контрольная трубка.

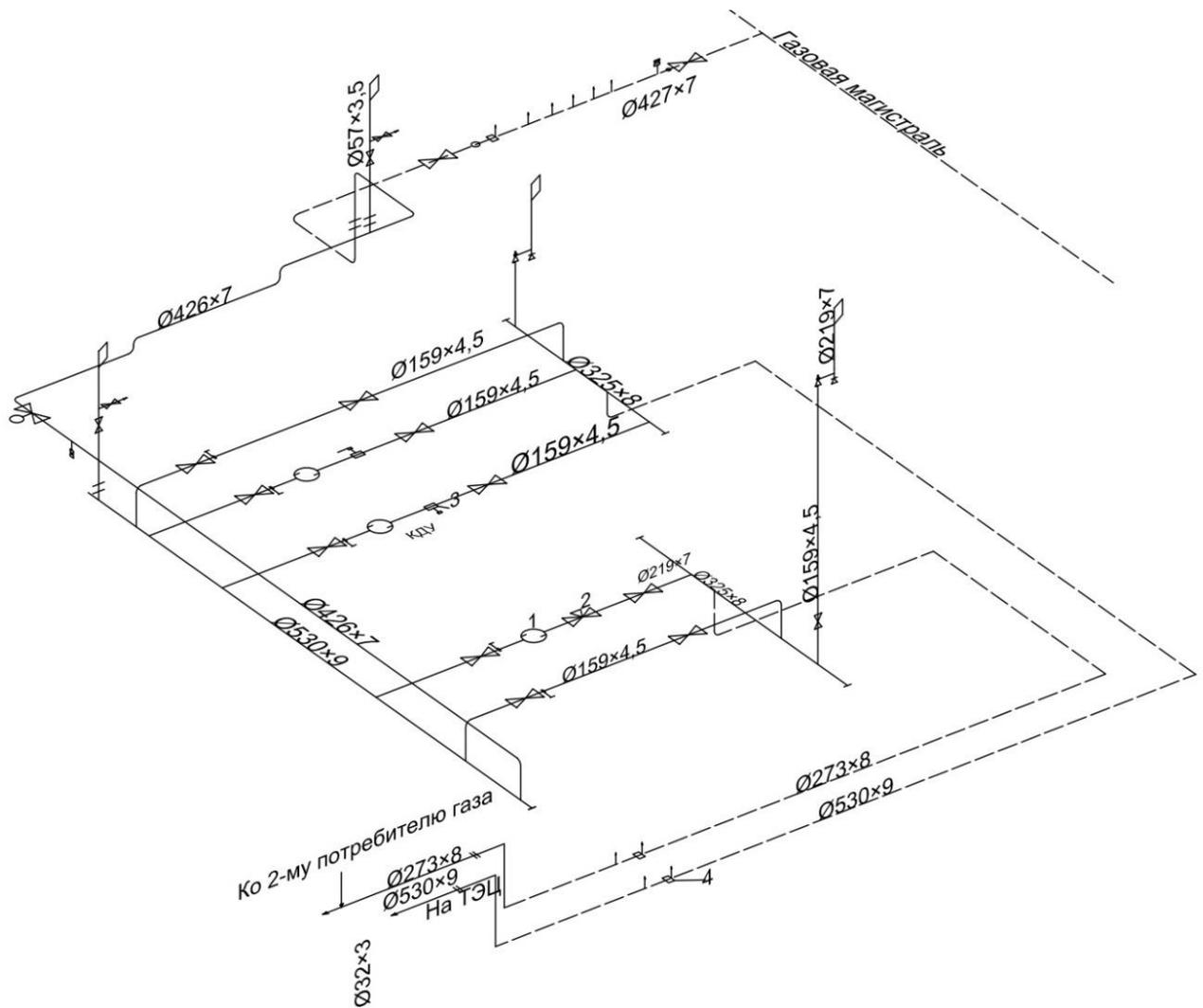


Рис.5.1 Схема газораспределительного пункта

5.1.2. Мазутное хозяйство

На проектируемой ТЭЦ основным топливом является газ, а мазут сжигается в периоды его отсутствия (в зимние месяцы), поэтому мазутное хозяйство будет считаться резервным.

Так как на промышленно-отопительной проектируемой ТЭЦ будут сжигаться высоковязкие мазуты (в качестве резерва), целесообразно применить циркуляционную схему подвода мазута. В такой схеме доставка мазута осуществляется по железной дороге [10]. Прием цистерн 1 осуществляют на

эстакаде 2. Свежий пар с давлением 0,8-1,3 МПа, температурой 200-250°C подаётся из котельной для подогрева мазута, находящегося в цистернах. Из цистерн топливо поступает в межрельсовый сливной желоб 6, располагающийся под всей длиной эстакады. Из желобов с уклоном не менее 1% мазут сливается в приемную ёмкость с трубчатыми паровыми подогревателями, поддерживающими температуру мазута. Конденсат пара поступает в специальный сборник.

Из приёмной ёмкости, поддерживающими температуру топлива с помощью секционных паровых подогревателей, мазут направляется на фильтры грубой очистки 5, перекачивается насосами 4 в основной резервуар 14. Далее насосы 11 перекачивают мазут в кожухотрубные подогреватели 10, расположенные в мазутонасосной. Однако перед поступлением в 10 мазут очищают от примесей и осадков в фильтрах грубой очистки 12. Давление в мазутопроводе котельной регулируется с помощью сливного клапана 15.

Преимущество схемы – наличие линии рециркуляции, т.к. она позволяет поддерживать мазут в резервуарах в «горячем» состоянии, что предотвращает расслоение и влагоотстой; другое достоинство схемы – предотвращение застывания топлива в трубопроводах. Основной недостаток циркуляционной схемы – неизбежность слива обработанного и подогретого мазута в емкости в случае останова котлов, в противном случае наступает перегрев топлива на всасе насоса.

На рис.5.2 приведена циркуляционная схема подачи мазута. Обозначения в схеме: 1 – цистерна, 2 – эстакада; 3,9 – мазутомеры; 4 – насосы перекачивающие; 5,12 – фильтры грубой очистки; 6 – желоб сливной, 7 – приемная емкость, 8 – фильтр тонкой очистки; 10,13 – подогреватели мазута, 11 – насосы, 14 – ёмкость основная, 15 – сливной клапан, МВ – всасывающий мазутопровод; МН, МЦ, МР – мазутопроводы напорные, циркуляционные и рециркуляционные.

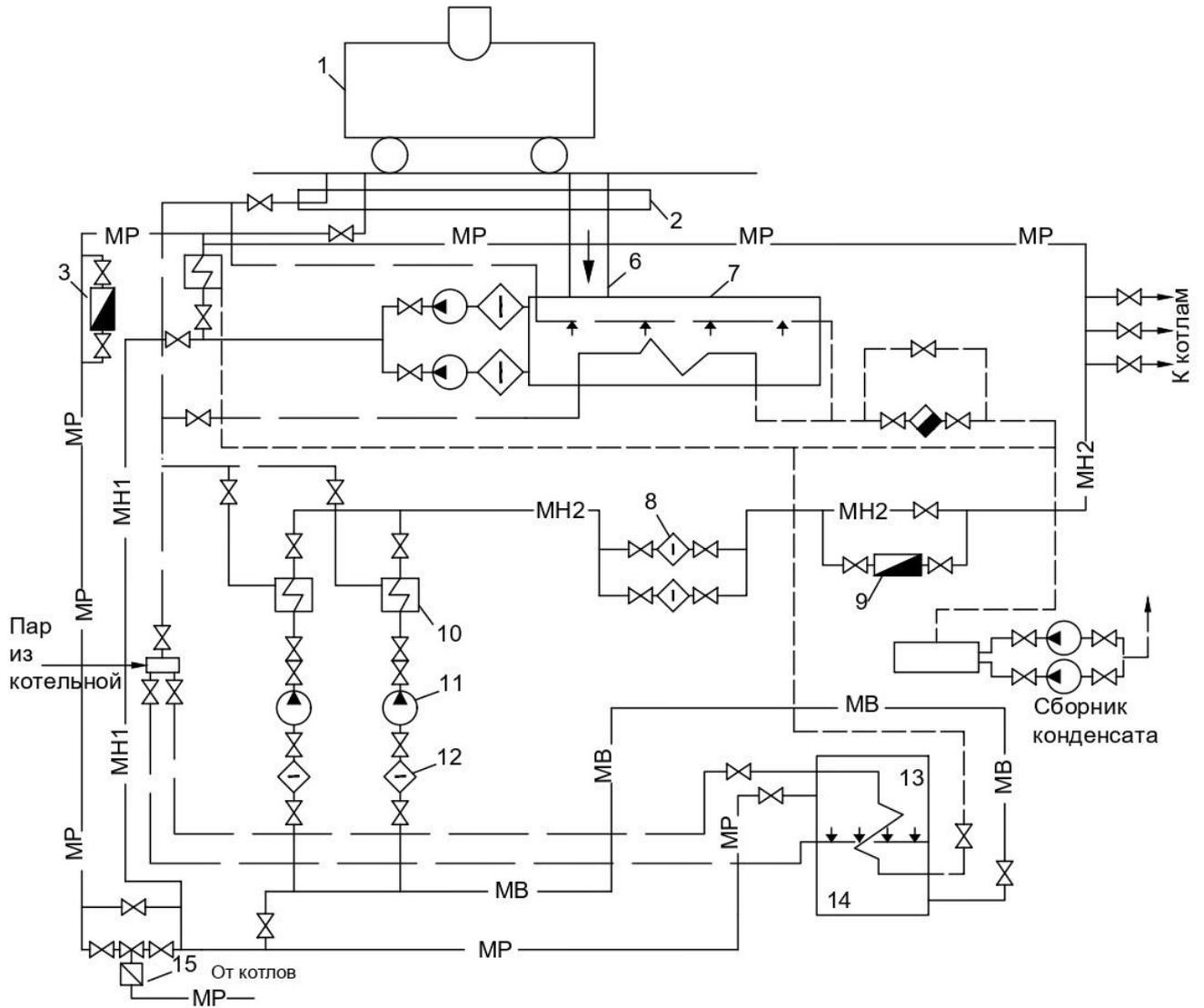


Рис.5.2 Схема подачи мазута на проектируемой ТЭЦ (циркуляционная)

В табл.5.1 приведена характеристика топочного мазута марки М100, который будет использоваться как резервное топливо на проектируемой станции.

Таблица 5.1

Характеристика мазута М100

Показатель	М100
Кинематическая вязкость при 80°С,	118

Продолжение табл.5.1

не более, $\frac{м^2}{с}$	
Вязкость условная (ВУ°) при 80°С, не более	16
Зольность, %	0,14
Температура застывания, °С	+25
Удельный вес, не более, $\frac{кг}{м^3}$	1015
Удельный вес при 20°С, $\frac{кг}{м^3}$	985

Так как М100 будет использоваться в качестве резервного топлива, то вместимость мазутохранилища рассчитывается на десятисуточный расход топлива. Формула приведена ниже:

$$V = \frac{B}{\rho},$$

где B – расход топлива на 10 суток для энергетических котлов, равный производству:

$$B = 37661 \frac{кг}{ч} \cdot 24ч \cdot 10 \text{ сут} = 9038640 \text{ кг}$$

Следовательно на 1 котёл объём резервуара составит:

$$V = \frac{9038640}{985} = 9176,3 \text{ м}^3$$

5.2. Система удаления продуктов горения топлива

Характеристика вентилятора горячего дутья центробежного типа ВДН-26-II для котла Е-480-13,8 ГМ сведена в табл. 5.2 и составлена на основе источников [11] и [12].

Таблица 5.2

Характеристика вентилятора ВДН-26- II

Показатель	Вентилятор ВДН-26-II
Мощность двигателя, кВт	315-800

Продолжение табл.5.2

Частота вращения двигателя, $\frac{\text{об}}{\text{мин}}$	600÷750
Производительность, $\frac{\text{м}^3}{\text{ч}}$	350000
Полное давление, Па	4610
Диаметр рабочего колеса, мм	2600
Температура воздуха на входе в вентилятор, °С, не более	100
Маховой момент ротора, $\text{кг} \cdot \text{м}^2$, не более	6300

Из источника [13] в таблице 5.3, размещенной ниже, приведены характеристики дутьевого центробежного вентилятора ВДН-15Х-1000 одностороннего всасывания для котла КВ-ГМ-30, выполненного из листовой углеродистой стали.

Таблица 5.3

Характеристика вентилятора ВДН-15Х-1000

Показатель	Вентилятор ВДН-15Х-1000
Диаметр рабочего колеса, м	1,5
Частота вращения рабочего колеса двигателя (синхронная) max, $\frac{\text{об}}{\text{мин}}$	1000
Типоразмер двигателя	4A280S6
Установленная мощность двигателя, кВт	75
Потребляемая мощность, кВт	65
Производительность на всасывании, $\frac{\text{м}^3}{\text{ч}}$	51000
Полное давление, даПа	393
Температура перемещаемой среды на всасывании, °С	30
Максимальный КПД, %	84
Предельная запыленность перемещаемой среды, $\frac{\text{г}}{\text{м}^3}$	0,1

Пределная температура перемещаемой среды на всасывании, °С	200
--	-----

Продолжение табл.5.3

Поставочные габариты, $L \times B \times H$, мм	3595×2710×2220
Масса с электродвигателем (без эл.двигателя), кг	2850 (2070)
Угол разворота корпуса при поставке (монтаже)	255° (0° – 270° через 15°)

По данным источника [14] была составлена таблица характеристик (табл.5.4,) вентилятора одностороннего всасывания центробежного типа ВДН-20-1000 для котла КВ-ГМ-50

Таблица 5.4

Характеристика вентилятора ВДН-20-1000

Показатель	Вентилятор ВДН-20-1000
Диаметр рабочего колеса, м	2
Частота вращения рабочего колеса двигателя (синхронная) max, $\frac{\text{об}}{\text{мин}}$	1000
Типоразмер двигателя	ДА304-400У-6У1
Установленная мощность двигателя, кВт	400
Производительность на всасывании, $\frac{\text{м}^3}{\text{ч}}$	215000
Полное давление, даПа	471
Температура перемещаемой среды на всасывании, °С	30
Максимальный КПД, %	85
Пределная запыленность перемещаемой среды, $\frac{\text{г}}{\text{м}^3}$	0,1
Пределная температура перемещаемой среды на всасывании, °С	100

Поставочные габариты без эл.двигателя, $L \times B \times H$, мм	3301×4710×3840
--	----------------

Продолжение табл.5.4

Масса без эл.двигателя, кг	5660
Угол разворота корпуса при поставке (монтаже)	90° (0° – 278° через 15°)

По данным сайта [15] составлена табл.5.5 технических характеристик дымососа ДН-26×2А для котла Е-480-13,8 ГМ.

Таблица 5.5

Характеристики дымососа ДН-26×2А

Показатель	Дымосос ДН-26×2А
Производительность, $\frac{м^3}{ч}$	467000
Полное давление, Па	4343
Максимальный КПД, %	85
Частота вращения, $мин^{-1}$	750
Мощность эл.двигателя, кВт	1000
Частота вращения ротора эл.двигателя, $мин^{-1}$	750
Напряжение эл.двигателя, В	10000
Масса без эл.двигателя, кг	25100

Центробежный котельный дымосос ДН-17Х-750 для водогрейного котла КВ-ГМ-30 выполнен из листовой углеродистой стали производства ОАО «Бийский котельный завод», его технические характеристики представлены в табл. 5.6.

Таблица 5.6

Характеристики дымососа ДН-17-17Х-750

Показатель	Дымосос ДН-17Х-750
------------	--------------------

Диаметр рабочего колеса, м	1,7
Частота вращения рабочего колеса двигателя (синхронная) тах, об/мин	750

Продолжение табл.5.6

Типоразмер двигателя	5AM280S8
Установленная мощность двигателя, кВт	55
Потребляемая мощность, кВт	34
Производительность на всасывании, $\frac{м^3}{ч}$	56600
Полное давление, даПа	185
Температура перемещаемой среды на всасывании, °С	200
Максимальный КПД, %	84
Предельная запыленность перемещаемой среды, $\frac{г}{м^3}$	2
Предельная температура перемещаемой среды на всасывании, °С	200
Поставочные габариты с эл.двигателем, $L \times B \times H$, мм	3367×3187×2524
Масса с электродвигателем (без эл.двигателя), кг	3142 (2417)
Угол разворота корпуса при поставке (монтаже)	60° (0° –270° через 15°)

Центробежный дымосос двустороннего всасывания ДН-22×2-750 для пикового водогрейного котла КВ-ГМ-50 из листовой углеродистой стали имеет следующие характеристики:

Таблица 5.7

Характеристики дымососа ДН-22×2-750

Показатель	Дымосос ДН-22×2-750
Диаметр рабочего колеса, м	2,2
Частота вращения рабочего колеса	750

двигателя (синхронная) max, $\frac{\text{об}}{\text{мин}}$	
Типоразмер двигателя	ДА304-450Х-8

Продолжение табл.5.7

Установленная мощность двигателя, кВт	315
Производительность на всасывании, $\frac{\text{м}^3}{\text{ч}}$	162000
Полное давление, даПа	320
Температура перемещаемой среды на всасывании, °С	200
Максимальный КПД, %	84
Предельная запыленность перемещаемой среды, $\frac{\text{г}}{\text{м}^3}$	2
Предельная температура перемещаемой среды на всасывании, °С	200
Поставочные габариты без эл.двигателя, $L \times B \times H$, мм	3180×4476×3578
Масса без электродвигателя, кг	5250
Угол разворота корпуса при поставке (монтаже)	60° (0° –270° через 15°)

По [16] высота дымовой трубы определяется выражением:

$$H = \sqrt{\frac{AMFm}{\text{ПДК} - c_{\phi}} \cdot \sqrt[3]{\frac{N}{V\Delta T}}},$$

где A – коэффициент учета условий рассеяния, который принимают в зависимости от климата района размещения проектируемой ТЭЦ, и для Северо – Западного региона России он равен 160 согласно [17]; M – суммарное количество вредных примесей, $\frac{\text{г}}{\text{с}}$; F – коэффициент, учитывающий скорость оседания, для газообразных примесей принимаемый равным 1; m – безразмерный коэффициент, учитывающий условия выхода дымовых газов из устья дымовой трубы (т.к. принята скорость газов в устье дымовой трубы $\omega = 35 \frac{\text{м}}{\text{с}}$, данный коэффициент составляет 0,8); N – число

дымовых труб одинаковой высоты, принято равным 1; ΔT – разность температуры уходящих газов и средней температурой самого жаркого месяца в 14 часов дня, К; V – объемный расход дымовых газов $\frac{\text{м}^3}{\text{с}}$; $c_{\text{ф}}$ – фоновая концентрация вредных примесей в атмосфере, $\frac{\text{мг}}{\text{м}^3}$; ПДК – предельно допустимая концентрация вредных примесей (берется максимальная разовая из [18]), $\frac{\text{мг}}{\text{м}^3}$.

Для определения объемного расхода дымовых газов необходимо определить, по какому топливу будет рассчитана высота дымовой трубы. С целью ответа на данный вопрос необходимо сравнить полный расход дымовых газов при сжигании природного газа и мазута.

1) Расход воды на продувку котла Е-480-13,8 ГМ определяется выражением:

$$D_{\text{пр}} = \frac{p}{100} \cdot D_{\text{пп}},$$

где величина непрерывной продувки p принимается 1,5%, а номинальная паропроизводительность котла $D_{\text{пп}} = 133,3 \frac{\text{кг}}{\text{с}}$. Тогда:

$$D_{\text{пр}} = \frac{1,5}{100} \cdot 133,3 = 2 \frac{\text{кг}}{\text{с}}$$

2) Количество теплоты, полезно использованное в котле, равно:

$$Q_{\text{к}} = D_{\text{пп}} \cdot (i_{\text{пп}} - i_{\text{пв}}) + D_{\text{пр}} \cdot (i'_{\text{с}} - i_{\text{пв}}),$$

где энтальпия перегретого пара $i_{\text{пп}} = f(p = 13,8 \text{ МПа}; T = 560^{\circ}\text{C}) = 3490 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$; в зоне влажного пара $i_{\text{пв}} = 1021 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$ при температуре питательной воды 230°C ; энтальпия продувочной воды $i'_{\text{с}}$ – энтальпия продувочной воды в расширителе первой ступени $342,79 \frac{\text{ккал}}{\text{кг}} = 1435,2 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$. Тогда:

$$Q_{\text{к}} = 133,3 \cdot (3490 - 1021) + 2 \cdot (1435,2 - 1021) = 330 \text{ МВт}$$

3) Расход мазута, подаваемого в топку:

$$B^{\text{м}} = \frac{Q_{\text{к}}}{\frac{Q_{\text{р}} \cdot \eta_{\text{ка}}}{100} + Q_{\text{в.вн}} + Q_{\text{ф}}},$$

где тепло, вносимое воздухом, при его подогреве вне котла $Q_{\text{в.вн}}$ принимается равным 0; $Q_{\text{ф}}$ – тепло, вносимое в топку форсуночным дутьем, принимается равным

0; $Q_p = 38900 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$ есть располагаемое тепло рабочей массы мазута; $\eta_{\text{ка}}$ – КПД котла, равный 92,1%. Тогда:

$$B^M = \frac{330 \cdot 10^3}{\frac{38900 \cdot 92,1}{100}} = 9,21 \frac{\text{кг}}{\text{с}}$$

4) Расчетный расход мазута:

$$B_p^M = B^M \cdot \left(1 - \frac{q_4}{100}\right),$$

где q_4 – неполнота сгорания топлива, равная 0,5%. Тогда:

$$B_p^M = 9,21 \cdot \left(1 - \frac{0,5}{100}\right) = 9,16 \frac{\text{кг}}{\text{с}} = 32976 \frac{\text{кг}}{\text{ч}}$$

5) Расход природного газа определяется аналогичным способом:

$$B^G = \frac{Q_k}{\frac{Q_p \cdot \eta_{\text{ка}}}{100} + Q_{\text{в.вн}} + Q_{\text{ф}}},$$

где для природного газа $Q_p = 36 \frac{\text{МДж}}{\text{м}^3}$. Тогда:

$$B^G = \frac{330 \cdot 10^3}{\frac{36000 \cdot 92,1}{100}} = 10 \frac{\text{м}^3}{\text{с}}$$

6) Расчетный расход природного газа

$$B_p^G = B^G \cdot \left(1 - \frac{q_4}{100}\right) = 10 \cdot \left(1 - \frac{0,5}{100}\right) = 9,95 \frac{\text{м}^3}{\text{с}} = 35820 \frac{\text{м}^3}{\text{ч}}$$

7) По [19] теоретическое количество воздуха для сжигания 1 м³ сухого газообразного топлива (природный газ):

$$V_0 = 0,0476 \cdot \left[0,5 \cdot CO + 0,5H_2 + 1,5 \cdot H_2S + \sum \left(m + \frac{n}{4}\right) \cdot C_mH_n - O_2\right],$$

где для газа и мазута в табл.5.8 и 5.9 соответственно приведено процентное содержание элементов:

Таблица 5.8

Процентное содержание элементов для газа

CH_4	82,7%
--------	-------

C_2H_6	4,9%
C_3H_8	1,65%
C_4H_{10}	0,92%

Продолжение табл.5.8

C_5H_{12}	1,92%
N_2	4,33%
CO_2	1,34%
H_2S	2,23%

Таблица 5.9

Процентное содержание элементов для мазута

C	83%
H_2	10,4%
S	2,8%
A^p	0,1%
W^p	3%
N^p	0,7%

Теоретическое количество воздуха для сжигания единицы объёма природного газа составит:

$$V_0 = 0,0476$$

$$\cdot \left[1,5 \cdot 2,23 + (1 + 1) \cdot 82,7 + \left(2 + \frac{6}{4} \right) \cdot 4,9 + (3 + 2) \cdot 1,65 + \left(4 + \frac{10}{4} \right) \cdot 0,92 + (5 + 3) \cdot 1,92 \right] = 10,26 \frac{M^3}{M^3}$$

8) Объём трехатомных газов для природного газа вычисляется по формуле:

$$V_{RO_2} = 0,01 \cdot \left[CO_2 + CO + H_2S + \sum m \cdot C_m H_n \right]$$

$$V_{RO_2} = 0,01 \cdot [1,34 + 0 + 2,23 + 1 \cdot 82,7 + 2 \cdot 4,9 + 3 \cdot 1,65 + 4 \cdot 0,92 + 5 \cdot 1,92] = 1,143 \frac{M^3}{M^3}$$

9) Теоретический объём азота:

$$V_{N_2} = 0,79 \cdot V_0 + 0,01 \cdot N_2 = 0,79 \cdot 10,26 + 0,01 \cdot 4,33 = 8,15 \frac{\text{м}^3}{\text{м}^3}$$

10) Теоретический объём водяных паров:

$$V_{H_2O} = 0,01 \cdot \left[H_2 + H_2S + \sum \frac{n}{2} \cdot C_m H_n + 0,124 d_r \right] + 0,0161 \cdot V_0,$$

где d_r – влагосодержание газообразного топлива, принимается равным $10 \frac{\text{г}}{\text{м}^3}$

$$V_{H_2O} = 0,01 \cdot [0 + 2,23 + 2 \cdot 82,7 + 3 \cdot 4,9 + 4 \cdot 1,65 + 5 \cdot 0,92 + 6 \cdot 1,92 + 0,124 \cdot 10] + 0,0161 \cdot 0,26 = 2,1 \frac{\text{м}^3}{\text{м}^3}$$

11) При $\alpha_{yx} > 1$ выход продуктов полного сгорания на 1 кг твердого и жидкого топлива на 1 м³ газообразного топлива, $\frac{\text{м}^3}{\text{м}^3}$, равен:

$$V_r = V_{RO_2} + V_{N_2} + V_{H_2O} + (\alpha_{yx} - 1) \cdot V_0,$$

где принято $\alpha_{yx} = 1,07$. Тогда

$$V_r = 1,143 + 8,15 + 2,1 + (1,07 - 1) \cdot 10,26 = 12,1 \frac{\text{м}^3}{\text{м}^3}$$

12) Полный расход дымовых газов при использовании в качестве топлива природного газа:

$$V_{\text{полн}}^r = V_r \cdot B_p^r = 12,1 \frac{\text{м}^3}{\text{м}^3} \cdot 35820 \frac{\text{м}^3}{\text{ч}} = 433422 \frac{\text{м}^3}{\text{ч}}$$

13) Далее проводится аналогичный расчет для другого вида топлива (мазута). Теоретическое количество воздуха для сжигания 1 кг мазута вычисляется по формуле:

$$\begin{aligned} V_0 &= 0,0889 \cdot (C + 0,375 \cdot S) + 0,265 \cdot H_2 - 0,0333 \cdot O_2 \\ &= 0,0889 \cdot (83 + 0,375 \cdot 2,8) + 0,265 \cdot 10,4 = 10,23 \frac{\text{м}^3}{\text{кг}} \end{aligned}$$

Теоретический объём азота:

$$V_{N_2} = 0,79 \cdot V_0 = 0,79 \cdot 10,23 = 8,1 \frac{\text{м}^3}{\text{кг}}$$

Объём трехатомных газов для мазута вычисляется по формуле:

$$V_{RO_2} = 1,866 \cdot \frac{C + 0,375 \cdot S}{100} = 1,866 \cdot \frac{83 + 0,375 \cdot 2,8}{100} = 1,57 \frac{\text{м}^3}{\text{кг}}$$

В формуле теоретического объёма водяных паров есть W_{ϕ} – влага, вносимая с паром, и она принимается равной 0. Тогда:

$$\begin{aligned} V_{H_2O} &= 0,111 \cdot H_2 + 0,0124 \cdot W^p + 0,0161 \cdot V_0 \cdot (\alpha - 1) + 1,24 \cdot W_{\phi} \\ &= 0,111 \cdot 10,4 + 0,0124 \cdot 3 + 0,0161 \cdot 10,23 \cdot (1,17 - 1) = 1,22 \frac{\text{м}^3}{\text{кг}} \end{aligned}$$

Полный удельный объём дымовых газов при сжигании мазута равен:

$$\begin{aligned} V_{\Gamma} &= V_{RO_2} + V_{N_2} + V_{H_2O} + (\alpha - 1) \cdot V_0 = 1,57 + 8,1 + 1,22 + (1,17 - 1) \cdot 10,23 \\ &= 12,63 \frac{\text{м}^3}{\text{кг}} \end{aligned}$$

Полный расход дымовых газов:

$$V_{\text{полн}}^M = V_{\Gamma} \cdot G_M = 12,63 \frac{\text{м}^3}{\text{кг}} \cdot 32976 \frac{\text{кг}}{\text{ч}} = 416487 \frac{\text{м}^3}{\text{ч}}$$

Расход дымовых газов при сжигании природного газа получился больше, чем при сжигании мазута, поэтому высота дымовой трубы будет вычисляться по природному газу.

- 14) Теперь можно определить высоту дымовой трубы, но первоначально необходимо задаться некоторыми величинами, входящими в формулу высоты, и посчитать все оставшиеся показатели, нужные для расчета.

Выброс по сернистому ангидриду M равен:

$$M = M_{SO_2} + 5,88 \cdot M_{NO_2},$$

где количество окислов серы в пересчете на SO_2 составит:

$$M_{SO_2} = 20 \cdot S^p \cdot B \cdot (1 - \eta'_{SO_2}) \cdot (1 - \eta''_{SO_2}),$$

где η'_{SO_2} – доля окислов серы, улавливаемых летучей золой в газоходах котла, принимается равной 0 по [20], η''_{SO_2} – доля окислов серы, улавливаемых в мокром золоуловителе, принимаемая по 0,015; т.к. секундный расход дымовых газов при сжигании мазута составляет $\frac{416487}{3600} = 116 \frac{\text{м}^3}{\text{с}}$, тогда секундный расход топлива B в формуле выше определяется выражением:

$$B = \frac{G_{\Gamma}}{3600} = \frac{32976 \frac{\text{кг}}{\text{ч}}}{3600} = 9,16 \frac{\text{кг}}{\text{с}}$$

$$M_{SO_2} = 20 \cdot 2,8 \cdot 9,16 \cdot (1 - 0) \cdot (1 - 0,015) = 505,3 \frac{\Gamma}{\text{с}}$$

$$M_{NO_2} = 0,034 \cdot \beta \cdot k \cdot B \cdot Q_H^p \cdot \left(1 - \frac{q_4}{100}\right),$$

где β – учитывает влияние на выход окислов азота качества сжигаемого топлива и способа шлакоудаления, принимается равным 0,85. k характеризует выход окислов азота на 1 т сожженного условного топлива. Для котлов производительностью выше $70 \frac{\text{т}}{\text{ч}}$ он равен:

$$k = \frac{12 \cdot D}{200 + D_H},$$

где фактическая и номинальная производительность равны $D = D_H = 480 \frac{\text{т}}{\text{ч}}$. Тогда:

$$k = \frac{12 \cdot 480}{200 + 480} = 8,5$$

$$M_{NO_2} = 0,034 \cdot 0,85 \cdot 8,5 \cdot 9,16 \cdot 36 \cdot \left(1 - \frac{0,5}{100}\right) = 80,6 \frac{\Gamma}{\text{с}}$$

Максимальная разовая величина предельно допустимой концентрации $\text{ПДК}_{SO_2} = 0,5 \frac{\text{мг}}{\text{м}^3}$ и $\text{ПДК}_{NO_2} = 0,085 \frac{\text{мг}}{\text{м}^3}$ по санитарным нормам, тогда фоновая концентрация SO_2 равна:

$$c_{\phi SO_2} = 0,1 \cdot \text{ПДК}_{SO_2} = 0,1 \cdot 0,5 = 0,05 \frac{\text{мг}}{\text{м}^3}$$

Фоновая концентрация NO_2 :

$$c_{\phi NO_2} = 0,1 \cdot \text{ПДК}_{NO_2} = 0,1 \cdot 0,085 = 0,0085 \frac{\text{мг}}{\text{м}^3}$$

Выброс по сернистому ангидриду M равен:

$$M = (505,3 + 5,88 \cdot 80,6) \frac{\Gamma}{\text{с}} = 979,2 \frac{\Gamma}{\text{с}}$$

$$\Delta T = T_{\text{yx}} - T_{\text{нв}} = 140 - 21 = 119^\circ\text{C}$$

Тогда высота дымовой трубы равна:

$$H = \sqrt{\frac{160 \cdot 0,8 \cdot 1 \cdot 979,2}{0,5 - 0,05 - 0,0085}} \cdot \sqrt[3]{\frac{1}{119 \cdot 116}} = 109 \text{ м}$$

Высоту дымовой трубы принимают по ближайшей максимальной из типоразмерного ряда. Таковая равна 120 м.

5.3. Система технического водоснабжения

Техническая вода на ТЭЦ будет использоваться для следующих целей: охлаждение турбинного масла и масла электрических генераторов, отвод теплоты от отработавшего в конденсаторах турбин пара, а также охлаждение подшипников вспомогательных механизмов (дымососов, вентиляторов, питательных насосов). Некоторая часть технической воды является исходной для подготовки добавочной воды, используемой в основном цикле ТЭЦ, и подпиточной воды тепловых сетей.

Поскольку на проектируемой станции будет сжигаться мазут, в результате использования технической воды будут образовываться замасленные и замазученные воды, сбросная вода конденсаторов турбин, засоленные сточные воды химцехов. Однако в окружающие электростанцию водоёмы необработанным сбрасывается только поток воды, прошедшей через конденсаторы.

Для проектируемой станции выбрана оборотная система технического водоснабжения. Она подразумевает замкнутое водоиспользование, а из природных источников вода на ТЭЦ будет подаваться только в случаях необходимости восполнения естественных потерь технической воды. Обязательным для оборотной системы водоснабжения является наличие воздухоохладителя. Роль воздухоохладителя для проектируемой ТЭЦ выполняет градирня.

Охлажденная вода после градирен самотеком направляется по железобетонным каналам на вход циркуляционных насосов. В насосных станциях применяют центробежные или осевые вертикальные насосы, которые создают давление воды $2 \div 2,5$ МПа, а также в них устанавливают дополнительные насосы меньшей подачи. Они служат (в основном зимой) для охлаждения водой газо- и маслоохладителей и другого вспомогательного оборудования.

Расход охлаждающей воды через конденсатор для блока, работающего в первом режиме, $N = 98$ МВт (см.тепловой расчет), а также блока $N = 48,9$ МВт, определяется формулой из [16]:

$$G_{\text{ов}} = \frac{m \cdot d_{\text{к}} \cdot N_{\text{э}}}{3600},$$

где в среднем m – кратность охлаждения для многоходовых конденсаторов (у обоих типов турбин конденсатор К2-3000-2 многоходовой) – равна $60 \frac{\text{кг}}{\text{кг}}$; удельный расход пара в конденсатор для современных турбоустановок $d_{\text{к}} = 2 \frac{\text{кг}}{\text{кВт}\cdot\text{ч}}$.

Расход охлаждающей воды через конденсатор для теплофикационной турбины будет равен:

$$G_{\text{ов}}^{\text{т}} = \frac{60 \cdot 2 \cdot 48900}{3600} = 1630 \frac{\text{кг}}{\text{с}}$$

Расход охлаждающей воды через конденсатор для турбины типа ПТ будет равен:

$$G_{\text{ов}}^{\text{т}} = \frac{60 \cdot 2 \cdot 98000}{3600} = 3267 \frac{\text{кг}}{\text{с}}$$

Суммарный расход охлаждающей воды через конденсаторы трёх выбранных турбин равен:

$$G_{\text{ов}}^{\text{полн}} = 3267 + 1630 = 4897 \frac{\text{кг}}{\text{с}}$$

Расходы потребителей представлены ниже в таблице в процентах от расхода охлаждающей воды на конденсацию отработавшего в турбине пара:

Таблица 5.10

Расходы потребителей в процентах от расхода воды на конденсацию

Назначение	$G_{\text{ов}}, \%$
Конденсация пара	100
Охлаждение турбогенераторов, крупных электрических двигателей	2,5 ÷ 4,0
Охлаждение подшипников вспомогательных механизмов	0,3 ÷ 0,8
Охлаждение масла в системе	1,2 ÷ 2,5

турбоагрегатов и питательных насосов	
Восполнение внутренних утечек в основном цикле электростанции	0,04 ÷ 0,1

Опираясь на данные таблицы 5.10, можно вычислить расход охлаждающей воды на охлаждение турбогенераторов, крупных электродвигателей, а также расход – на охлаждение подшипников вспомогательных механизмов и на охлаждение масла в системе турбоагрегатов и питательных насосов, и на восполнение утечек:

$$G_{\text{ОВ}}^{\text{ТГ,ЭД}} = \frac{(4 + 2,5)\% \cdot G_{\text{ОВ}}^{\text{ПОЛН}}}{2} = 159,2 \frac{\text{КГ}}{\text{С}}$$

$$G_{\text{ОВ}}^{\text{ПШ}} = \frac{(0,3 + 0,8)\% \cdot G_{\text{ОВ}}^{\text{ПОЛН}}}{2} = 27 \frac{\text{КГ}}{\text{С}}$$

$$G_{\text{ОВ}}^{\text{М}} = \frac{(1,2 + 2,5)\% \cdot G_{\text{ОВ}}^{\text{ПОЛН}}}{2} = 90,6 \frac{\text{КГ}}{\text{С}}$$

$$G_{\text{ОВ}}^{\text{УТ}} = \frac{(0,04 + 0,1)\% \cdot G_{\text{ОВ}}^{\text{ПОЛН}}}{2} = 3,4 \frac{\text{КГ}}{\text{С}}$$

5.4. Водоподготовка

В данном разделе необходимо выбрать, каким способом – химическим или термическим – будет осуществляться подготовка добавочной воды. Обычно применение термического способа обходится намного дороже химического, а также основывается на установке испарителя в машинном зале. Причем использование многоступенчатых испарителей усложняет компоновку машзала и делает довольно громоздкой всю установку. По вышеизложенным причинам на проектируемой ТЭЦ будет производиться химическая водоподготовка добавочной воды.

При химической подготовке сырая вода из озер Имандра и Большой Вудъявр проходит несколько этапов очистки. Первый этап – выделение из воды грубодисперсных и коллоидных веществ, снижение бикарбонатной щелочности воды посредством добавления в воду реагентов, посредством которых происходит

выпадение примесей в осадок. Далее вода очищается от растворенных примесей методом ионного обмена, при этом почти полностью удаляются соли жесткости и частично – хорошо растворимые соли.

Для очистки воды от солей жесткости используют фильтр с Na-катионированием и H-катионирование, для удаление анионов различных кислот - анионитные фильтры, где в качестве обменных ионов выступают ионы OH^- . При Na-катионировании в фильтре содержится слой катионита, где катионы Na^+ выполняют роль обменных ионов, и тогда катионы Ca^+ заменяются катионами Na^+ . Те в свою очередь образуют легко растворимые соединения, жесткость воды снижается. По той же схеме действуют H-катионитовые фильтры.

На рис.5.3. представлена принципиальная схема химического способа подготовки добавочной воды, созданная на основе материалов [21]. Подписи обозначают следующее: Н1, Н2, Н3 – H-катионитовые фильтры соответственно 1, 2, 3-й ступеней; А1, А2, А3 - анионитные фильтры соответственно 1-й (слабоосновной), 2-й (сильноосновной) и третьей ступеней; ДК – декарбонизатор; ПБ – промежуточный бак; а – ввод осветленной воды; б – вывод обработанной воды; в – подача воздуха; г - выход CO_2 ; ПН – промежуточный насос.

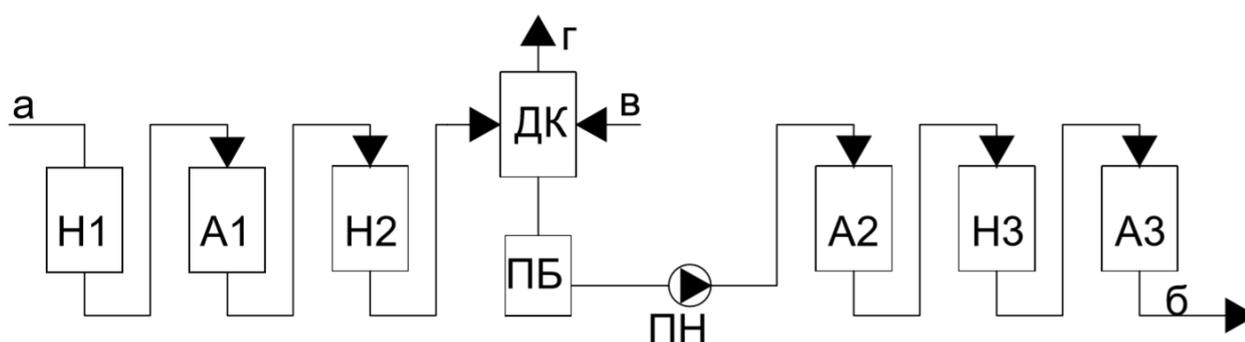


Рис.5.3. Принципиальная схема химического способа подготовки добавочной воды

Нормы качества питательной воды котлов с естественной циркуляцией и давлением свыше 10 МПа представлены в таблице 5.11:

Таблица 5.11

Нормы качества питательной воды котлов типа Е с давлением выше 10 МПа

Na , не более, $\frac{\text{МКГ}}{\text{КГ}}$	10
Жесткость, не более	1

Продолжение табл.5.11

$\frac{\text{МКГ} - \text{ЭКВ}}{\text{КГ}}$	
SiO_2 , не более, $\frac{\text{МКГ}}{\text{КГ}}$	40
Fe , не более, $\frac{\text{МКГ}}{\text{КГ}}$	20
pH	$9,1 \pm 0,1$
Ca , не более, $\frac{\text{МКГ}}{\text{КГ}}$	5
CO_2 (после деаэратора)	-
NH_3 , не более, $\frac{\text{МКГ}}{\text{КГ}}$	1000
NO_2^- , не более, $\frac{\text{МКГ}}{\text{КГ}}$	20
$NO_2^- + NO_3^-$, не более, $\frac{\text{МКГ}}{\text{КГ}}$	20
O_2 , до деаэратора не более, $\frac{\text{МКГ}}{\text{КГ}}$	30
O_2 , после деаэратора не более, $\frac{\text{МКГ}}{\text{КГ}}$	10

Добавок химически очищенной воды ТЭЦ (рассчитывается на основании теплового расчета для первого режима)

1. Потеря конденсата на производстве (40% расхода пара 6 ат)

$$\Delta G_{\text{кд}}^{\text{п}} = 0,4 \cdot D_{\text{п}}^{\text{п}} = 0,4 \cdot 252 = 100,8 \text{ т/ч}$$

2. Конденсат греющего пара деаэратора подпитки.

$$D_{\text{подп}} = G_{\text{подпит}} \frac{t_{\text{подпит}} - t_{\text{х.о.}} \cdot \eta}{(i_{\text{п}} - t_{\text{х.о.}}) \cdot \eta} = 682,7 \cdot \frac{104 - 80 \cdot 0,98}{(646 - 80) \cdot 0,98} = 31,5 \text{ т/ч}$$

3. Непрерывная продувка котлов (сброс из расширителя II ступени).

$$G_{\text{сеп}}^{\text{II}} = G_{\text{прод}}^{\text{II}} - D_{\text{сеп}}^{\text{II}} = 3,53 - 0,29 = 3,24 \text{ т/ч}$$

4. Внутростанционные потери пара и воды.

$$\Delta G_{\text{пв}} = 0,02 \cdot D'_K = 0,02 \cdot 534,7 = 10,7 \text{ т/ч}$$

5. Добавок химически очищенной воды в цикл ТЭЦ (сумма потерь).

$$G_{\text{хо}}^{\text{доб}} = \Delta G_{\text{кд}}^{\text{п}} + D_{\text{подп}} + G_{\text{сеп}}^{\text{II}} + \Delta G_{\text{пв}} = 100,8 + 31,5 + 3,24 + 10,7 = 146,24 \text{ т/ч}$$

Заключение

В ходе выполнения выпускной квалификационной работы был разработан проект промышленно – отопительной ТЭЦ для апатито-нефелиновой обогатительной фабрики (АНОФ-3) г.Кировска. АНОФ-3 – крупное предприятие, которому необходим качественный технологический пар. Однако на сегодняшний день фабрика не получает пар в нужном количестве и в соответствующем качестве по причине износа оборудования расположенной рядом старой котельной. По этим причинам была спроектирована новая теплоэлектроцентраль, которая будет снабжать теплом не только фабрику, но и расположенный рядом с ней город Кировск.

По итогам работы были рассчитаны тепловые нагрузки производственных и коммунальных потребителей, выбрано следующее основное оборудование: две турбины с производственным и теплофикационным отборами ПТ-50/60-12,8/0,7 и одна с теплофикационным отбором – Т-50/60-12,8, а также два котла типа Е-480-13,8 ГМ и пиковые водогрейные котлы – КВ-ГМ-30 (1 шт.) и КВ-ГМ-50 (1 шт.). Выбрано вспомогательное оборудование – 3 питательных насоса ПЭ 500-180 и 3 деаэратора ДП-500/65.

В части систем обеспечения работы проектируемой станции были разработаны следующие решения – схема газораспределительного пункта имеет регуляторы типов РДУК 2Н и ПРЗ, выбрана циркуляционная схема подачи мазута, рассчитана высота дымовой трубы на ТЭЦ – 120 м, принята оборотная система технического водоснабжения с градирнями, выбрана и обоснована химическая водоподготовка добавочной воды.

В графической части работы были разработаны и описаны: развернутая тепловая схема, генеральный план, а также компоновки главного корпуса ТЭЦ в поперечном и продольном разрезах. Весь перечисленный графический материал был разработан в программе Автокад.

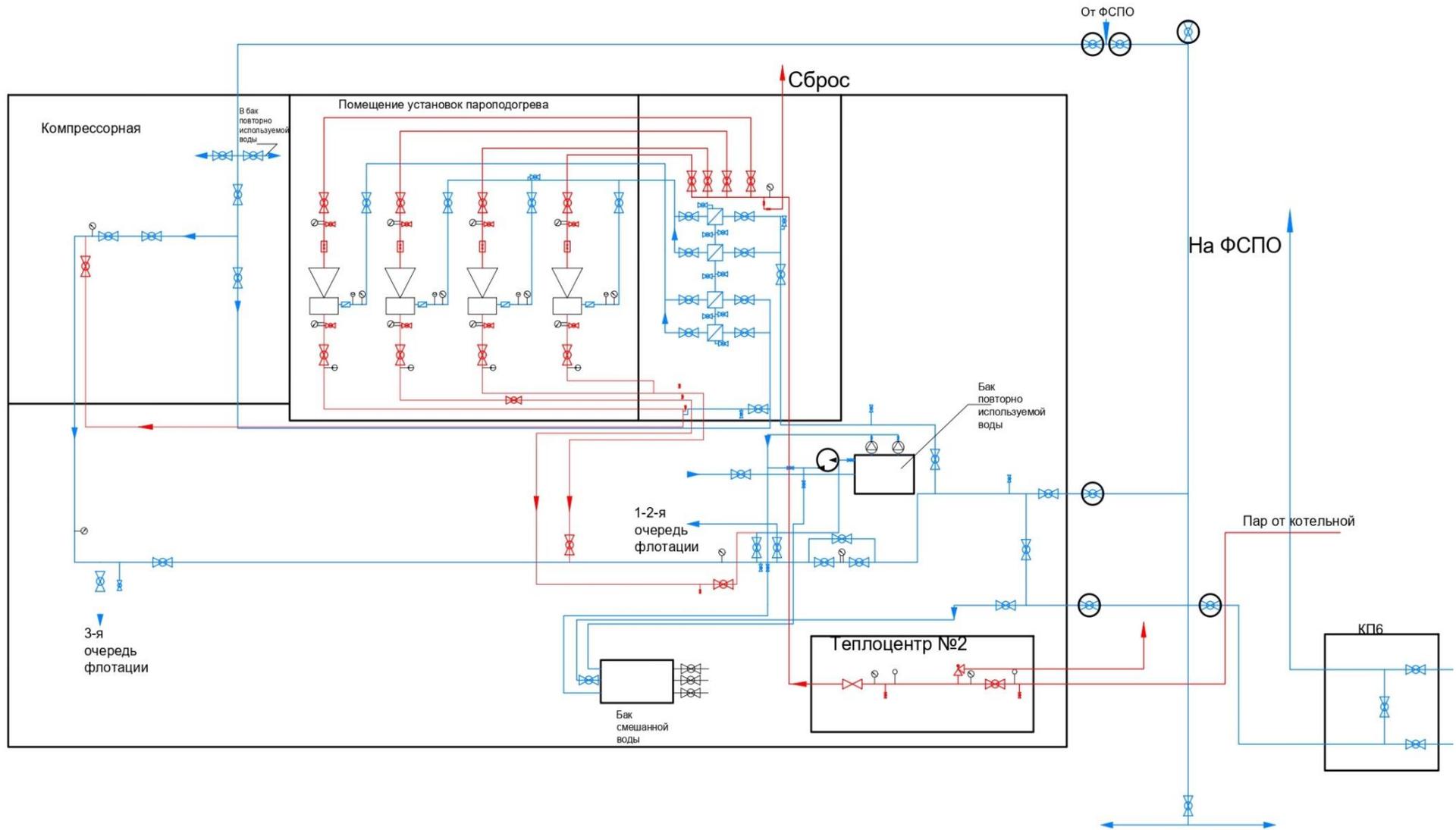
Список использованных источников

1. Национальный туристический портал [Электронный ресурс]. URL: <https://russia.travel/objects/306661/> (дата обращения 07.05.2020)
2. Группа компаний ФосАгро [Электронный ресурс]. URL: https://www.phosagro.ru/about/holding_kirovsk (дата обращения 07.05.2020)
3. Амосов Н.Т. Теплофикация и теплоснабжение: методические указания к выполнению расчетной работы. – СПб.: Изд-во Политехн. ун-та, 2018. – 52 с.
4. Соловьев Ю.П. Проектирование теплоснабжающих установок для промпредприятий. – М.: «Энергия», 1968. – 312 с. с илл.
5. Трухний А.Д., Ломакин Б.В. Теплофикационные паровые турбины и турбоустановки. – М.: Изд-во МЭИ, 2002. – 540 с.
6. Гиршфельд В.Я., Морозов Г.Н. Тепловые электрические станции: учебник для техникумов. – 2-е изд., перераб. – М.: Энергоатомиздат, 1986. – 224 с. с илл.
7. Производство и поставка насосного оборудования [Электронный ресурс]/Акционерное общество «Сибметизолит». URL: <https://sibmetizolit.ru/list/nasosy/pitatelnye-nasosy/nasos-pe-500-180.html> (дата обращения 15.05.2020)
8. Григорьев А.В., Зорин В.М. Тепловые и атомные электрические станции. Справочник. – М.: Энергоатомиздат, 1989. – 608 с.
9. Бродов Ю.М., Аронсон К.Э., Рябчиков А.Ю., Ниренштейн М.А. Справочник по теплообменным аппаратам паротурбинных установок. – М.: Издательский дом МЭИ, 2008. – 480 с. с илл.
10. Ю.Г. Назмеев. Мазутные хозяйства ТЭС. – М.: Издательство МЭИ, 2002. – 612 с.: ил
11. Электродвигатели и насосное оборудование [Электронный ресурс]/ ООО «Электродвигатели. URL: <http://ventilator.kiev.ua/production/vdn/index.html> (дата обращения 01.06.2020)
12. Сайт торгового дома ХАРВЕНТ [Электронный ресурс]. URL: http://www.kharvent.com.ua/index_product.html (дата обращения 02.06.2020)
13. Официальный сайт БКЗ [Электронный ресурс]/ ОАО «Бийский котельный завод». URL: <http://www.bikz.ru/production/oborudovanie/tiagdutmash/ventdutvisnapcentrkot1/> (дата обращения 02.06.2020)
14. Сибирская ассоциация энергетического машиностроения [Электронный ресурс]. URL: https://saem.su/dyomososy_centrobejnie (дата обращения 05.06.2020)
15. Сайт завода вентиляционно-отопительного оборудования [Электронный ресурс]/ Концерн МЕДВЕДЬ. URL: <https://kalorifer.net/product/ventilyatory-dutevye-vdn> (дата обращения 05.06.2020)
16. В.Д. Буров, Е.В. Дорохов, Д.П. Елизаров. Тепловые электрические станции – М.: Издательский дом МЭИ, 2009. – 466 с.: ил.
17. Л.А. Рихтер и др. Вспомогательное оборудование тепловых электростанций. – М.: Энергоатомиздат, 1987. – 216 с, ил.

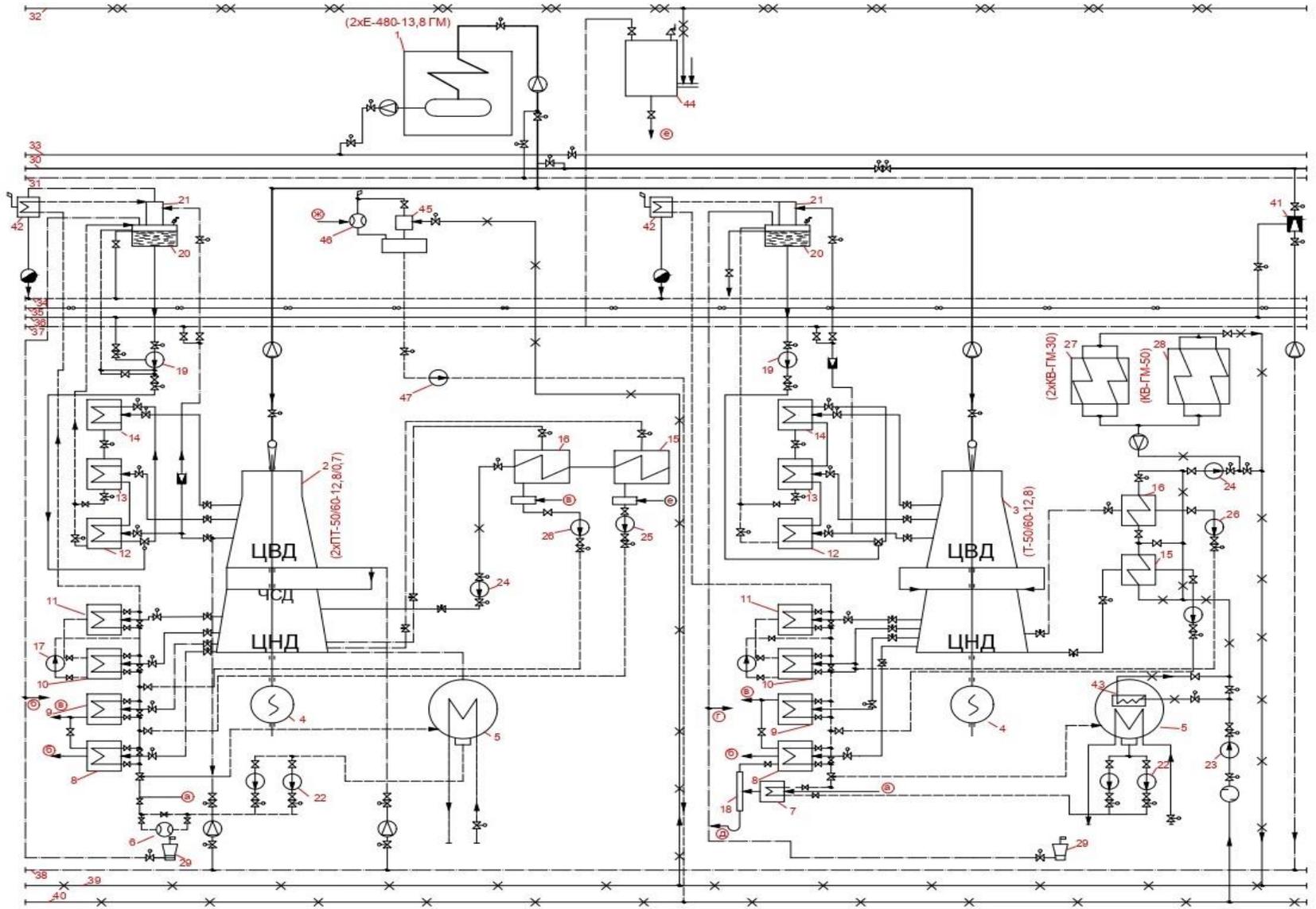
18. ГН 2.1.6. 695-98

19. Т.М. Богачева. Методические указания к практическим занятиям. Расчет продуктов горения топлив в энергетических котлах и вредных выбросов в окружающую среду, 2011 – Москва, ФГБОУ ВО «Московский государственный технический университет имени Н.Э. Баумана (национальный исследовательский университет)», 14 с.
20. Сайт Томского политехнического университета [Электронный ресурс]/ Корпоративный портал. URL: https://portal.tpu.ru/SHARED/b/BONDLI/stud_work/prom/Tab1/kotel.pdf (дата обращения 08.06.2020)
21. Л.А. Беляев. Тепловые электрической станции, 2011 – STT Publishing, Томск. – 339 с.
22. Комплексные решения по проектированию и устройству внутренних инженерных систем зданий и сооружений [Электронный ресурс] // Страница создана Елисеєм Гороховым. URL: <https://ru.readkong.com/page/kompleksnye-resheniya-po-proektirovaniyu-i-ustroystvu-2862768> (дата обращения 09.06.2020)
23. Котельное и котельно-вспомогательное оборудование [Электронный ресурс]/ Котельный завод «ТЭП-Холдинг». URL: <https://www.tep-holding.ru/catalog/kotelnoe-oborudovanie/> (дата обращения 09.06.2020)
24. Котлы & котельные ДОРОВОБУЖКОТЛОМАШ [Электронный ресурс]/ Дорогобужский котельный завод. URL: <http://www.dkm.ru/catalog/bolshie-kotly/67.html> (дата обращения 09.06.2020)

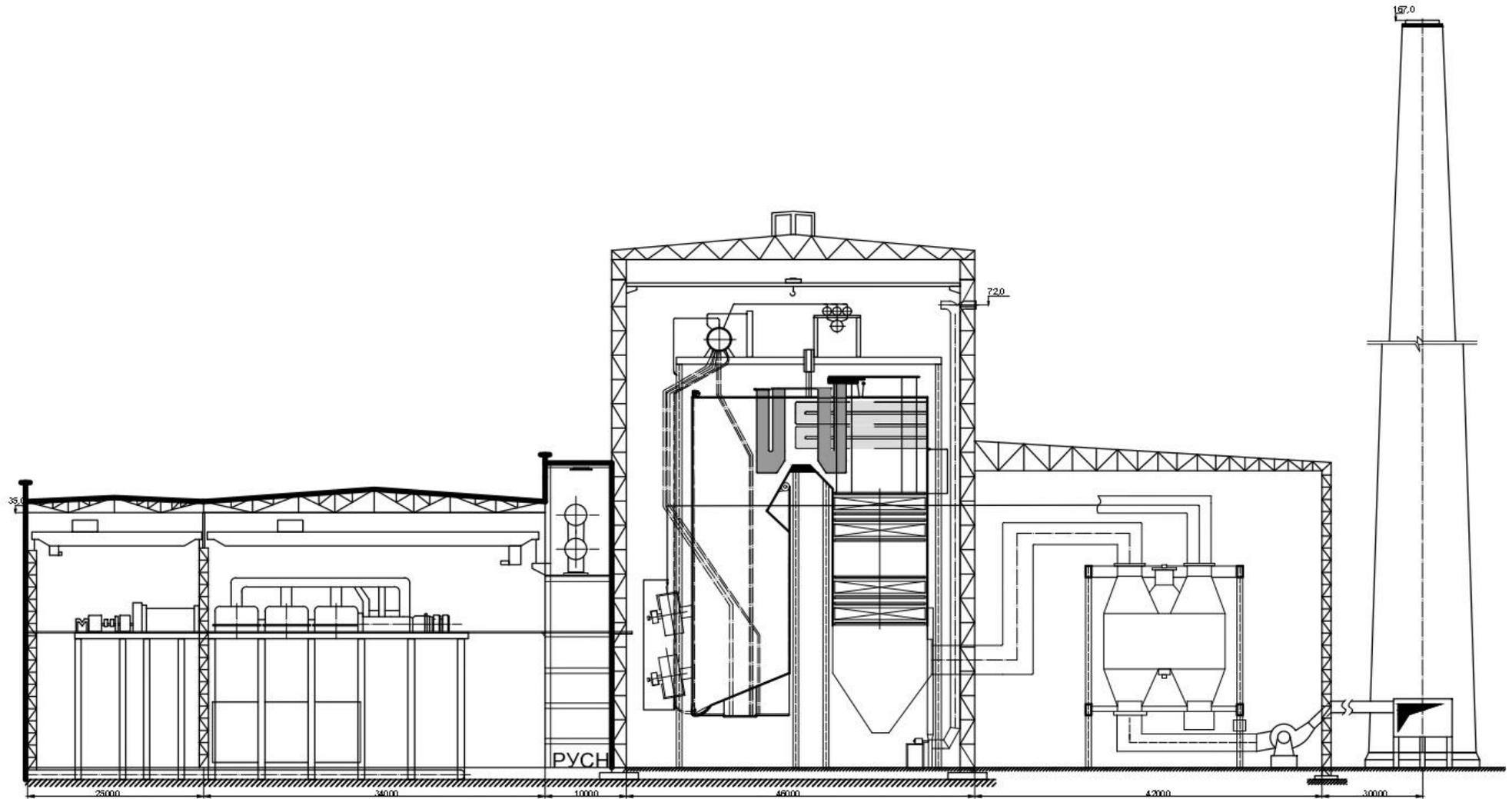
Схема пароподогрева мельнично-флотационного отделения АНОФ-3



Приложение 2
Тепловая схема ТЭЦ



Приложение 3
Поперечный разрез главного корпуса ТЭЦ



Приложение 4
 Продольный разрез главного корпуса ТЭЦ (план)

