

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

Политехнический институт
институт

Тепловые электрические станции
кафедра

УТВЕРЖДАЮ
Заведующий кафедрой

_____	Е.А.Бойко
подпись	инициалы, фамилия
« ____ »	_____ 2021г.

БАКАЛАВРСКАЯ РАБОТА

13.03.01 – Теплоэнергетика и теплотехника
код – наименование направления

Проект строительства ПГУ 840 МВт в Краснодарском крае
тема

Руководитель	_____	Профессор, д.т.н.	Е.А. Бойко
	подпись, дата	должность, ученая степень	инициалы, фамилия
Выпускник	_____		Э.А. Бубенчиков
	подпись, дата		инициалы, фамилия
Тех. контроль		_____	Е.А. Бойко
		подпись, дата	инициалы, фамилия
Нормоконтролер		_____	П.В. Шишмарев
		подпись, дата	инициалы, фамилия

Красноярск 2021

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

Политехнический институт

институт

Тепловые электрические станции

кафедра

УТВЕРЖДАЮ

Заведующий кафедрой

Е.А. Бойко

подпись

инициалы, фамилия

« ____ »

_____ 20 ____ г

**ЗАДАНИЕ
НА ВЫПУСКНУЮ КВАЛИФИКАЦИОННУЮ РАБОТУ**

в форме

бакалаврской работы

бакалаврской работы, дипломного проекта, дипломной работы, магистерской диссертации

РЕФЕРАТ

Выпускная квалификационная работа по теме «Проект строительства ПГУ 840 МВт в Краснодарском крае» содержит 106 страниц текстового документа, 21 использованный источник, 3 листа графического материала, 3D модель электростанции.

Ключевые слова: ПАРОГАЗОВАЯ УСТАНОВКА; КОТЕЛ – УТИЛИЗАТОР; ТЕПЛОВАЯ СХЕМА; ГАЗОТУРБИННАЯ УСТАНОВКА; ПАРОСИЛОВОЙ ЦИКЛ.

Объект исследования – Анастасиевская ТЭС 840 МВт

Цели работы:

- выполнить обоснование проектируемой станции;
 - произвести технико-экономический расчет трех вариантов по методу приведенных затрат;
 - произвести тепловой расчет принципиальной схемы установки;
 - выбрать вспомогательное оборудование для работы элементов электростанции.
- определить технико – экономические показатели работы проектируемой электростанции.

В процессе работы проводились расчеты газотурбинной установки по сложному термодинамическому циклу, а также тепловой расчет паротурбинной установки и котла-утилизатора.

Проектирование проводилось расчетным путем как вручную, так и с использованием электронно – вычислительной среды.

СОДЕРЖАНИЕ

ВВЕДЕНИЕ	5
1 Размещение и топливо	7
2 SWOT анализ	8
3 Расчет максимальной тепловой нагрузки района	9
3.1 Расчет максимального потребления тепла на горячее водоснабжение промышленных, общественных и жилых зданий	9
3.2 Расчет максимального потребления тепла на отопление промышленных, общественных и жилых зданий	12
3.3 Расчет максимального потребления тепла на вентиляцию промышленных и общественных зданий	14
3.4 Суммарная тепловая нагрузка Славянского района	15
4 Техничко-экономическое обоснование выбора систем основного оборудования проектируемой ТЭС	16
5 Литературный обзор ПГУ–420	23
5.1 Комплектность ГТУ	25
5.2 Газовая турбина GT26B	25
5.3 Паровая турбина STF30C	28
5.4 Описание турбогенераторов турбин	31
5.5 Котел–утилизатор П-133	32
5.6 Описание пункта подготовки газа с топливными компрессорами	35
5.7 Описание автоматической системы управления (АСУ ПГУ)	36
5.8 Описание дожимной компрессорной станции ДКС-424	37
6 Расчет тепловой схемы парогазовой электростанции	39
6.1 Расчет газотурбинной установки по сложному термодинамическому циклу	40
6.2 Расчет сетевой установки	51
6.3 Тепловой расчет котла-утилизатора	54
6.4 Тепловой расчет паротурбинной установки	60
7 Техническое водоснабжение	64
7.1 Расчет вентилируемой градирни	65
8 Выбор вспомогательного оборудования	69
8.1 Выбор сетевых подогревателей	69
8.2 Выбор питательных насосов	70
8.3 Выбор конденсатных насосов	71
8.4 Выбор сетевых насосов	71
8.5 Выбор циркуляционных насосов	72
8.6 Выбор деаэрационной установки	72
8.7 Выбор конденсатора	73
8.8 Выбор пикового водогрейного котла	74
9 Охрана окружающей среды	74
9.1 Расчет выброса вредных веществ	77
9.2 Расчет высоты дымовой трубы	76

9.3	Расчет концентраций загрязняющих веществ в газах за КУ	77
9.4	Расчет рассеивания вредных веществ в атмосферу.....	78
9.5	Подъем дымового факела над устьем дымовой трубы	82
9.6	Оценка влияния низкоэмиссионной системы горения Alstom.....	82
9.7	Построение кривой распределения приземных концентраций.....	82
10	Проектирование электрической части ПГУ	87
10.1	Выбор силовых трансформаторов.....	87
10.2	Проектирование основных электрических схем.....	89
10.3	Выбор пускового устройства	90
10.4	Схемы выдачи мощности	92
11	Топливное хозяйство ПГУ	94
11.1	Газовое хозяйство ПГУ	94
11.2	Дизельное хозяйство ПГУ	95
11.3	Подача запального газа к газовой турбине.....	96
12	Компоновка генерального плана и главного корпуса	96
	ЗАКЛЮЧЕНИЕ	99
	СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ.....	101

ВВЕДЕНИЕ

Краснодарский край — один из самых населенных регионов России, носящий гордое звание «здравницы страны». В летний период регион характеризуется «туристической перенаселенностью», что обуславливает проблему перегрузки энергетической инфраструктуры городов и районов. По энергодостаточности Кубань располагается на 73 месте из 74 регионов России.

По данным инвестиционного портала Краснодарского края топливно-энергетический комплекс региона выступает как одно из приоритетных направлений развития. Фактор дефицита электричества накладывает множество ограничений на реализацию инвестиционных проектов в различных отраслях: промышленности, агропромышленном комплексе, гостиничном бизнесе.

На территории Краснодарского края по состоянию на 2021 год полноценно функционируют четыре важных производителя электрической и тепловой энергии: Краснодарская ТЭЦ 1025 МВт, Сочинская ТЭЦ 158 МВт, Адлерская ТЭЦ 367 МВт, Джубгинская ТЭЦ 180 МВт. Остальные объекты меньшей производительности – Краснополянская 29 МВт и Белореченская ГЭС 48 МВт, и порядка 40 ТЭС малой мощности. Общая установленная мощность электростанций Краснодарского края составляет 2371 МВт.

Согласно данным Министерства топливно-энергетического комплекса по 2020 год потребляемая электрическая энергия в Краснодарском крае превысила 27,264 млрд. кВт·ч. Максимальная мощность потребления достигает 4917 МВт. Прогноз роста на энергосистему к 2025 году демонстрирует рост максимальной мощности потребления до 5333 МВт. Все это означает, что край к 2025 году будет ощущать нехватку мощности в 2962 МВт.

Данный дефицит энергии оказывает следующие последствия для региона:

- Уменьшается инвестиционная привлекательность края, так как наличие дефицита препятствует развитию инвестиционного потенциала.
- Увеличение числа затянутых строительных объектов (долгостроев). Краснодарский край вышел на третье место по темпам строительства среди других регионов, но динамика создания инфраструктуры сильно отстала от темпа строительства.
- Появляется вероятность перебоев энергоснабжения, что недопустимо для медицинских, оздоровительных и курортных учреждений.

Таким образом, Краснодарский край относится к энергодефицитным субъектам РФ, энергопотребление которого с годами будет нарастать высокими темпами в связи с ростом производства на территории края.

Кроме дефицита электрической энергии в Краснодарском крае существует еще одна немаловажная проблема. Основную часть тепловых нагрузок края покрывают с помощью котельных. Большая часть этих котельных находятся в неудовлетворительном состоянии, что приводит к аварийным перебоям

обеспечения тепловой нагрузки. Кроме того, по данным ПАО «МОЭК», переключение зоны теплоснабжения котельных с суммарной расчетной нагрузкой ГВС около 340 Гкал/час на ПГУ-ТЭЦ достигнута экономия газа в системе порядка 297 миллионов кубометров в год и, соответственно, существенно улучшена экологическая ситуация. Учитывая стоимость природного газа, для городов, где энергетика полностью основана на сжигании этого вида топлива, экономия ресурсов – ключевой вопрос экономической эффективности топливно-энергетического комплекса.

Один из путей решения проблемы был прописан в Прогнозе НТР отраслей ТЭК до 2035 года, выпущенном Минэнерго РФ в 2016 году. Предполагается закрытие локальных котельных, с переводом их потребителей на снабжение от крупных ТЭЦ.

На 2021 год в Славянском районе Краснодарского края функционирует наибольшее число котельных по краю - 277 штук. При этом в районе нет работающих электрических станций. Стоит отметить, что в Славянском районе функционирует крупнейший объект газодобычи на юге России - Анастасиевско-Троицкое месторождение. Все эти факторы указывают на необходимость строительства крупной ТЭЦ в Славянском районе Кубани.

Для того, чтобы окончательно определиться с районом и мощностью возводимой станции, необходимо рассмотреть схему территориального планирования Российской Федерации в области энергетики. Данный документ содержит сведения о планируемых для размещения объектов федерального значения в области энергетики на период до 2030 года. Рассмотрим все планируемые электростанции Краснодарского края.

Новороссийская ТЭС 600 МВт находится на этапе проектирования – предпроектные работы завершены. Проект разрабатывает компания «ГазЭнергоСтрой».

Ударная ТЭС 465 МВт – в эксплуатацию введено две газотурбинные установки производительностью 25 МВт. Проектом занимается «Ростех».

Абинская ТЭС 540 МВт реализуется на торгах в процедурах банкротства ООО "Велта - лизинг" и ООО "Абинская ТЭС". Степень готовности объекта – 88%.

Анастасиевская ТЭС 840 МВт планируется к постройке в Славянском районе Краснодарского края к 2030 году. На данный момент заказчик не определен.

Исходя из всех вышеперечисленных фактов можно сделать окончательный вывод. В данной квалификационной работе будет выполнено проектирование Анастасиевской ТЭС 840 МВт в Славянском районе Краснодарского края. Для переключения зоны теплоснабжения котельных станция будет выполнена по технологической схеме теплоэлектроцентрали.

1 Размещение и топливо

Электростанции располагают на местности с учетом возможностей подключения станции к общей энергосистеме. Также учитывают расстояние от топливного месторождения и густонаселенного города.

Топливо на проектируемую станцию будет поступать с Анастасиевско – троицкого месторождения, поэтому станцию необходимо установить между Анастасиевской и Троицкой станцией. Расположение станции указано на рисунке 1 (а).

По схемам линий электропередач Российской Федерации видно, что рядом с проектируемой станцией проходит Ростовская-Таманьская ЛЭП с номинальным напряжением электрической сети 500 кВ. Подключение электростанции к ЛЭП представлено на рисунке 1 (б).

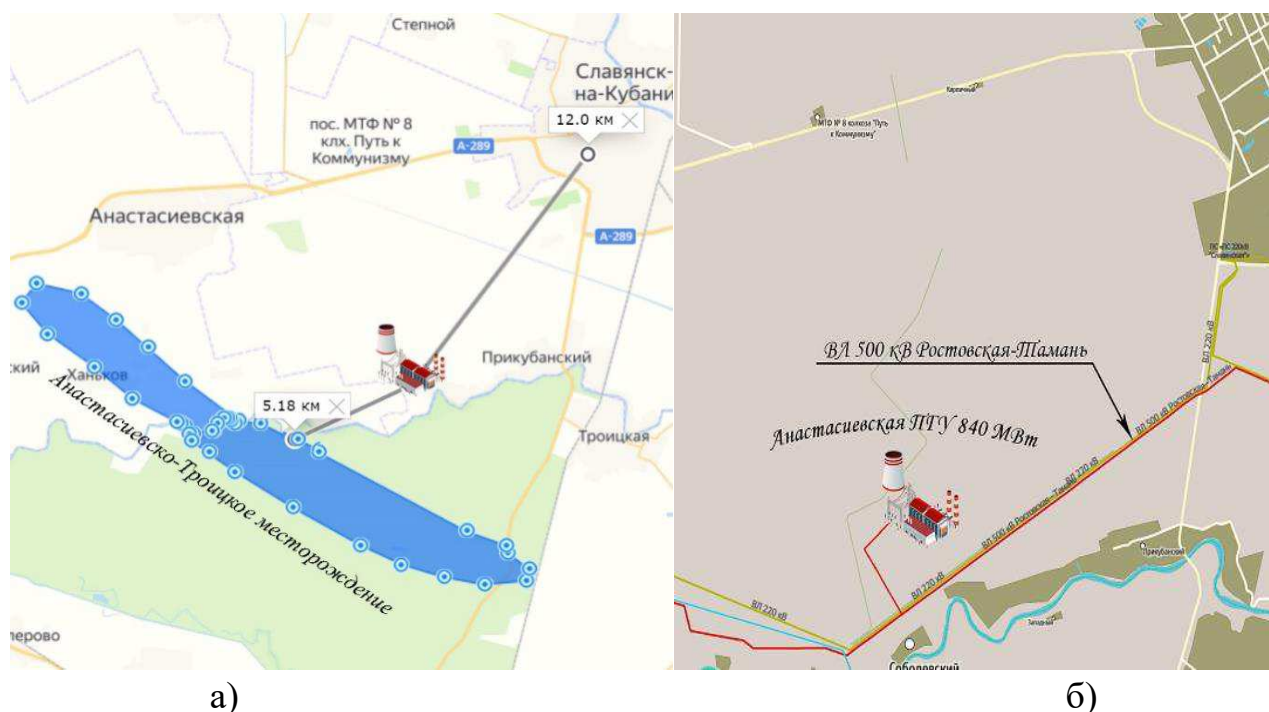


Рисунок 1 – Местоположение электростанции (а – расположение станции относительно крупного населенного пункта и месторождения природного газа; б – расположение станции относительно ЛЭП).

Рядом со станцией располагается город Славянск-на-Кубани с населением 67919 человек. По состоянию на март 2021 года на территории проектируемой станции находится пустой ландшафт с близлежащими земельными полями. По рисунку 1а видно, что станция располагается в 12 километрах от города и 5,2 километрах от месторождения.

2 SWOT анализ

Краснодарский край отличается от других регионов своим богатством нефтяных, газовых и нефтегазоконденсатных месторождений. Остальные ресурсы, в том числе уголь, добывается в меньших количествах. Проектируемая станция будет располагаться в Славянском районе, то есть рядом с одним из крупнейших месторождений в «РН-Краснодарнефтегазе» – Анастасиевско-Троицким месторождением. Общий фонд месторождения составляет 330 добывающих газовых и нефтяных скважин. Этот факт позволяет проектировать станцию на газообразном топливе. В качестве резервного топлива будем рассматривать дизельное.

На 2021 год существует три основные технологии исполнения электростанции, работающей на газообразном топливе.

1) ГТУ-ТЭЦ, когда отработавшие газы после газовой турбины направляются на подогрев сетевой воды в воздушно-водяные подогреватели.

2) ПГУ-ТЭЦ включающая: паротурбинную установку и котлоагрегат, работающий на газообразном топливе.

3) ПГУ-ТЭЦ (парогазовая установка), позволяющая объединить паротурбинную и газотурбинную установку. В парогазовой установке теплота топлива, подведенная в камеру сгорания газовой турбины, последовательно используется сначала в газотурбинном, а затем в паросиловом цикле, и поэтому утилизационные ПГУ являются самыми экономичными из всех известных типов.

В наши дни более 50% создаваемых энергетических мощностей выполняются по технологии ПГУ. Например, в Великобритании и Италии эта величина достигла 92%.

Сравнивая все вышеперечисленные варианты, следует отметить следующие технические и эксплуатационные достоинства ПГУ:

- ПГУ на 30% меньше по размерам и весу по сравнению с эквивалентной электростанцией, работающей с промышленным газовым котлом. По информации всероссийского теплотехнического института (ВТИ) и атомтеплоэлектропроекта (АТЭП) сооружение главного корпуса ПГУ с 6-ю блоками ПГУ-800 по сравнению с установкой 6-и газомазутных энергоблоков 800 МВт позволяет сэкономить до 9107 тысяч кг стали и до 8130 тысяч кг железобетона.

- Капитальные вложения парогазовой установки ниже, чем у эквивалентной электростанции, работающей с промышленным газовым котлом. По данным Mitsubishi Heavy Industries (МНИ) парогазовая тепловая станция мощностью 370 МВт стоит около 1739 \$ за кВт. В настоящее время станция с газомазутными котлами эквивалентной мощности стоит около 2468 \$ за кВт.

- Зарубежные газотурбинные двигатели имеют наработку энергоблока между капитальными ремонтами (межремонтный ресурс) до 100000 часов.

Например, паровые турбины имеют средний межремонтный ресурс около 45000 часов.

- В случае выхода из строя паротурбинной установки и невозможности сброса, вырабатываемого котлом пара в конденсатор паровой турбины с помощью арматуры можно перевести ПГУ-ТЭЦ на режим работы ГТУ-ТЭЦ. В этом случае электрическая мощность будет вырабатываться только ГТУ, а котел-утилизатор и сетевой подогреватель будут играть роль промежуточного контура передачи тепловой энергии от выхлопных газов ГТУ к сетевой воде. Это достоинство позволяет исключить вариант проектирования ГТУ-ТЭЦ.

- Поскольку 2/3 электроэнергии производится в газовой турбине и только 1/3 в простом паросиловом цикле, необходимое количество охлаждающей воды на 50–60% меньше, чем для обычной паровой электростанции.

- На 2021 год КПД паротурбинных установок на суперсверхкритических параметрах пара около 43,5 – 46%. У парогазовых установок данный диапазон КПД находится в пределах 52 – 61%. То есть эффективность станции намного больше, а удельный расход топлива на отпущенный со станции киловатт электроэнергии меньше.

- Установки комбинированного цикла (ПГУ) идеально подходят для использования в густонаселенных регионах из-за их высокой эффективности и низкого уровня выбросов загрязняющих веществ. В современных газотурбинных установках удалось добиться эмиссии оксида азота NO_x менее 25 ppm при сжигании природного газа и менее 40 ppm при сжигании жидкого топлива.

- Согласно данным АТЭП и ВТИ экономия от внедрения ПГУ-800 вместо обычного энергоблока 800 МВт составляет в год 204 миллиона килограмм условного топлива.

Эти многочисленные достоинства позволяют с уверенностью выбрать для проектирования установку комбинированного цикла – ПГУ.

3 Расчет максимальной тепловой нагрузки района

Так как проектируемая станция будет выполнена по технологической схеме теплоэлектроцентрали, необходимо определить максимальную тепловую нагрузку потребителей. Потребителем для проектируемой станции определим Славянский район Краснодарского края.

3.1 Расчет максимального потребления тепла на горячее водоснабжение промышленных, общественных и жилых зданий

Для промышленных зданий суточная норма расхода воды на одного потребителя по СНиП 2.04.01-84 составляет $a = 45$ л/(чел·сут). По информации

центра занятости населения Славянского района следует, что количество человек, работающих в промышленности $N = 8220$ чел. Продолжительность работы горячего водоснабжения в течение суток для промышленных зданий принимаем $\tau = 16$ ч/сут.

Максимальное потребление тепла на горячее водоснабжение определяется по формуле, кДж/ч:

$$Q_{ГВС}^p = \chi_n \cdot \chi_c \cdot Q_{звс}^{ср.нед}, \quad (3.1)$$

где χ_n – коэффициент недельной неравномерности расхода теплоты. Для жилых и общественных зданий принимается $\chi_n = 1,2$. Для промышленных зданий $\chi_n = 1$.

χ_c – коэффициент суточной неравномерности расхода теплоты за сутки наибольшего водопотребления. Для деятельности отвлеченной от промышленности принимается равной $\chi_c = 2$. Для промышленных зданий принимается равной $\chi_c = 1$ [1].

$$Q_{ГВС}^{ср.нед} = \frac{a \cdot N \cdot c \cdot (t_2 - t_x)}{\tau} - \text{средненедельный расход тепла на нужды ГВС,}$$

кДж/ч;

a – суточная норма расхода воды на одного потребителя;

N – количество единиц измерения (количество работающих; число жителей, чел.);

$c = 4,187$ – теплоемкость воды, кДж/(кг $^{\circ}$ С);

$t_2 = 60$ – температура горячей воды (по ГОСТ Р 51232-98)

$t_x^3 = 5$ и $t_x^л = 20$ – температура холодной воды зимой и летом (по СНиП СП 30.13330.2016),

Потребление тепла на горячее водоснабжение промышленных зданий в зимний и летний период:

$$Q_{ГВС \text{ пром}}^{\text{зима}} = 1 \cdot 1 \cdot \frac{45 \cdot 8220 \cdot 4,187 \cdot 60 - 5}{16} = 5323901,34 \text{ кДж/ч}$$

$$Q_{ГВС \text{ пром}}^{\text{лето}} = 1 \cdot 1 \cdot \frac{45 \cdot 8220 \cdot 4,187 \cdot 60 - 20}{16} = 3871928,25 \text{ кДж/ч.}$$

Для общественных зданий суточная норма расхода воды на одного потребителя (по СНиП 2.04.01-84) приведена в таблице 1. Продолжительность работы горячего водоснабжения в течение суток для промышленных зданий принимаем $\tau = 24$ ч/сут.

Для определения тепловой нагрузки общественных зданий Славянского района распределим занятое население по основным разделам.

Таблица 1 – Распределение занятых в экономике по разделам

n	Наименование деятельности	Суточная норма расхода воды на одного потребителя л/чел	Количество работающих
1	Административные здания	12	1020
2	Учебные заведения (школы)	10	5090
3	Детские сады, ясли	28,5	2150
4	Организации досуга и развлечений	90	1750
5	Область здравоохранения (больницы, аптеки)	40	3350
6	Торговля оптовая и розничная; ремонт автотранспортных средств и мотоциклов	65	11260
7	Деятельность профессиональная, научная и техническая	17,2	560
8	Деятельность гостиниц и предприятий общественного питания	12	650

По формуле (1) определяем потребление тепла на горячее водоснабжение для каждого здания в летний и зимний период. Результаты расчета сведем в таблицу 2.

Таблица 2 – Потребление тепла на ГВС общественными зданиями

n	Наименование деятельности	Потребление тепла на горячее водоснабжение, кДж/ч	
		Зимний период	Летний период
1	Административные здания	281868,8	204995,5
2	Учебные заведения (школы)	1172151	852473,2
3	Детские сады, ясли	1411071	1026234
4	Организации досуга и развлечений	3626989	2637810
5	Область здравоохранения (больницы, аптеки)	3085819	2244232
6	Торговля оптовая и розничная; ремонт автотранспортных средств и мотоциклов	16854559	12257861
7	Деятельность профессиональная, научная и техническая	221810,5	161316,7
8	Деятельность гостиниц и предприятий общественного питания	179622,3	130634,4
Суммарное потребление тепла на ГВС общественных зданий			26833891

По СНиП 2.04.01-84 для жилых зданий наибольшая суточная норма расхода воды на одного потребителя составляет $a = 130$ л/(чел·сут). Количество жителей жилого массива $N = 134420$ человек.

$$Q_{ГВС \text{ жил}}^{зима} = 1,2 \cdot 2 \cdot \frac{130 \cdot 134420 \cdot 4,187 \cdot 60 - 5}{24} = 371458916,40 \frac{\text{кДж}}{\text{ч}},$$

$$Q_{ГВС \text{ жил}}^{лето} = 1,2 \cdot 2 \cdot \frac{130 \cdot 134420 \cdot 4,187 \cdot 60 - 20}{24} = 270151939,20 \frac{\text{кДж}}{\text{ч}}.$$

Суммарное потребление тепла на горячее водоснабжение промышленных, общественных и жилых зданий определяется по формулам, кДж/ч:

$$Q_{ГВС \Sigma}^{зима} = Q_{ГВС \text{ пром}}^{зима} + Q_{ГВС \text{ общ}}^{зима} + Q_{ГВС \text{ жил}}^{зима}, \quad (3.2)$$

$$Q_{ГВС \Sigma}^{зима} = 5323901,34 + 26833891 + 371458916,40 = 403616708,74 \text{ кДж/кг}$$

$$Q_{ГВС \Sigma}^{лето} = Q_{ГВС \text{ пром}}^{лето} + Q_{ГВС \text{ общ}}^{лето} + Q_{ГВС \text{ жил}}^{лето}, \quad (3.3)$$

$$Q_{ГВС \Sigma}^{лето} = 3871928,25 + 19515557 + 270151939,20 = 293539424,45 \text{ кДж/кг}$$

3.2 Расчет максимального потребления тепла на отопление промышленных, общественных и жилых зданий

Максимальное потребление тепла на отопление промышленных зданий определяется по формуле, кДж/ч:

$$Q_{от}^{пром} = (1 + \mu) \cdot q_0 \cdot V_n \cdot t_{вн}^p - t_{но}^p, \quad (3.4)$$

где q_0 - удельная отопительная характеристика, Вт/(м³·°С) [1, прил.2а];

V_n - наружный объем здания, м³;

$t_{вн}^p = 18$ - температура внутри помещения по СП 60.13330.2016, °С;

$t_{но}^p = -4$ - температура наружного воздуха для проектирования систем отопления принимается по СНиП 23-01-99 для Краснодарского края, °С;

$$\mu^i = B^i \sqrt{2gL \left(1 - \frac{T_H}{T_B}\right) + w_B^2} - \text{коэффициент инфильтрации};$$

$B^n = 35 \cdot 10^{-3}$ и $B^o = 8 \cdot 10^{-3}$ - постоянная инфильтрации производственных и общественных зданий, с/м [1, прил.3];

$g = 9,81$ - ускорение свободного падения, м/с²;

$L = 3$ – средняя высота одного этажа здания, м;
 T_H и T_B – температура наружного и внутреннего воздуха, К;
 $w_B = 1,4$ – средняя скорость воздуха принимается по СНиП 23-01-99 в зависимости от региона, м/с.

Сведем расчет в таблицу 3.

Таблица 3 – Потребление тепла на отопление производственного комплекса района и общественных зданий

п	Характер производства	q_0 , кДж/ м ³ °С·ч	V_n , м ³	μ	$Q_{от}^{пром}$, кДж/ч
Производственные здания					
1	Ремонтно-производственные цеха	2,1	1000	0,383	63916,33
2	Цеха по производству продовольственной продукции	1,59	5000		241969
3	Цеха по производству строительных материалов	2,72	5500		455327,8
Суммарное максимальное потребление тепла на отопление промышленных зданий:					761213
Общественные здания					
1	Административные здания	1,59	1200	0,0876	45655,21
2	Учебные заведения (школы)	1,38	3000		99063,19
3	Детские сады, ясли	1,42	3000		101934,6
4	Организации досуга и развлечений	1,34	8000		256511,5
5	Область здравоохранения (больницы, аптеки)	1,23	8000		235454,6
6	Торговля оптовая и розничная; ремонт автотранспортных средств и мотоциклов	1,59	10000		380460,1
7	Деятельность профессиональная, научная и техническая	1,47	4000		140698,5
8	Деятельность гостиниц и предприятий общественного питания	1,26	8000		241197,3
Суммарное максимальное потребление тепла на отопление общественных зданий:					1500975

Максимальное потребление тепла на отопление жилых зданий определяется по формуле, кДж/ч:

$$Q_{от}^{ж} = q_0 \cdot A \cdot (1 + K_1), \quad (3.5)$$

где q_0 - укрупненный показатель максимального теплового потока на отопление жилых зданий на 1 м² общей площади (по СНиП 2.04.07-86 для температуры наружного воздуха -4 градуса принимается $q_0 = 74$ Вт/м²), Вт/м²;

$$A = \frac{F_{ж}}{K} - \text{общая площадь жилых зданий};$$

$K_1 = 0,25$ - коэффициент, учитывающий тепловой поток на отопление жилых зданий [1].

Общую площадь жилых зданий определяют по формуле, м²:

$$F_{ж} = f_{ж} \cdot N - \text{жилая площадь района, м}^2.$$

$$K = 0,7 - \text{безразмерный планировочный коэффициент квартиры};$$

$f_{ж}$ - норма жилой площади на человека — по федеральному закону №283-ФЗ ст. 7 общая площадь на одного человека должна составлять 15 м²/чел.

Тогда потребление тепла на отопление жилыми зданиями:

$$Q_{от}^{ж} = 74 \cdot \frac{15 \cdot 134420}{0,7} \cdot (1 + 0,25) = 266439,643 \text{ кВт} = 959182714,286 \text{ кДж/ч}.$$

Суммарное потребление тепла на отопление всей группы зданий определяется по формуле, кДж/ч:

$$Q_{от}^{\Sigma} = Q_{от}^{пром} + Q_{от}^{общ} + Q_{от}^{жил}, \quad (3.6)$$

$$Q_{от}^{\Sigma} = 761213 + 1500975 + 959182714,286 = 961444902,286 \text{ кДж/ч}.$$

3.3 Расчет максимального потребления тепла на вентиляцию промышленных и общественных зданий

Максимальное потребление тепла на вентиляцию промышленных зданий определяется по формуле:

$$Q_v^i = q_v \cdot V_n \cdot (t_{вн}^p - t_{нв}^p), \quad (3.7)$$

где q_v - удельная вентиляционная характеристика, Вт/(м³°С) [1, прил.2а];

Расчет потребления тепла на вентиляцию сведем в таблицу 4.

Таблица 4 – Потребление тепла на вентиляцию производственного комплекса района и общественных зданий

n	Характер производства	q_v , кДж/ м ³ °С·ч	V_n , м ³	Q_v^i , кДж/ч
Производственные здания				
1	Ремонтно-производственные цеха	1,26	1000	27720
2	Цеха по производству продовольственной продукции	2,1	5000	231000
3	Цеха по производству строительных материалов	1,26	5500	152460
Суммарное максимальное потребление тепла на вентиляцию промышленных зданий:				411180
Общественные здания				
1	Административные здания	0,34	1200	8976
2	Учебные заведения (школы)	0,29	3000	19140
3	Детские сады, ясли	0,43	3000	28380
4	Организации досуга и развлечений	1,63	8000	286880
5	Область здравоохранения (больницы, аптеки)	1,04	8000	183040
6	Торговля оптовая и розничная; ремонт автотранспортных средств и мотоциклов	1,63	10000	358600
7	Деятельность профессиональная, научная и техническая	0,29	4000	25520
8	Деятельность гостиниц и предприятий общественного питания	2,51	8000	441760
Суммарное максимальное потребление тепла на вентиляцию общественных зданий:				1352296

Суммарное потребление тепла на вентиляцию промышленных и общественных зданий определяется по формуле, кДж/кг:

$$Q_v^\Sigma = Q_v^{пром} + Q_v^{общ}, \quad (3.8)$$

$$Q_v^\Sigma = 411180 + 1352296 = 1763476 \text{ кДж/ч.}$$

3.4 Суммарная тепловая нагрузка Славянского района

Часовой расход теплоты на теплоснабжение района в зимний и летний период определяется по формуле, Гкал/ч:

$$Q_{зима}^{час} = Q_{от}^{час} + Q_{в}^{час} + Q_{ГВСзима}^{час}, \quad (3.9)$$

$$Q_{зима}^{час} = \frac{961444902,286 + 1763476 + 403616708,74}{3600 \cdot 1160} = 327,304 \text{ Гкал/ч}$$

$$Q_{лето}^{час} = Q_{в}^{час} + Q_{ГВСлето}^{час}, \quad (3.10)$$

$$Q_{лето}^{час} = \frac{1763476 + 293539424,45}{3600 \cdot 1160} = 70,714 \text{ Гкал/ч}$$

В дальнейших расчетах необходимо учитывать тепловую нагрузку в самый холодный период – отопительный. Таким образом, мы получили, что Славянский район Краснодарского края имеет потребность в 327,3 Гкал/ч тепловой энергии.

4 Технико-экономическое обоснование выбора систем основного оборудования проектируемой ТЭС

При выборе вариантов оборудования необходимо, чтобы установки имели одинаковую электрическую и тепловую мощность. Тепловая мощность сопоставляется с помощью коэффициента теплофикации [2].

Технические характеристики и список основного оборудования выбранных вариантов для сравнения представлены в таблице 5.

Таблица 5 – Технические характеристики выбранного для сравнения оборудования

Параметр	Значение		
	ПГУ-420	ПГУ-210	ПГУ-280
Наименование парогазовой установки	ПГУ-420	ПГУ-210	ПГУ-280
Количество энергоблоков n , шт	2	4	3
Мощность одного энергоблока N_i , МВт	420	210	280
Электрический КПД газовой турбины $\eta_{ГТ}$, %	41	34,4	36,9
Номинальная тепловая мощность $Q_{баз}^{от}$	287	144,6	193,3
Газотурбинная энергетическая установка	GT26B	ГТЭ-160	GT13E2
Паровой котел – утилизатор	П-133	П-90	SES Energy
Паровая турбина	STF30C	T-60/75	STF15C
Установленная мощность электростанции, МВт	840	840	840

Определение эксплуатационных характеристик ПГУ представим в виде таблицы 6.

Таблица 6 – Определение эксплуатационных характеристик ПГУ

Параметр	Формула	Значение		
		ПГУ-420	ПГУ-210	ПГУ-280
Теплота сгорания природного газа (Анастасиевско - троицкий разрез), кДж/м ³	Q_n^p	43333,38		
Удельные капитальные затраты на строительство ПГУ 840 МВт за 1 кВт [2], \$	ΔK_{usd}	1242,219	1242,219	1242,219
Снижение капитальных затрат с последующим блоком (по удельным затратам для аналогичных проектов ПГУ), %	Γ_{nzy}	17%	10,5%	8,375%
Цена с последующим блоком, \$/кВт	$K_i = \Delta K_{usd} - \Delta K_{usd} \cdot \Gamma_{nzy}$	1031,04	1 111,79	1138,18
коэффициент, учитывающий инфляцию на вложенный капитал (с 2020 на 2021) [2]	K_u	1,15	1,15	1,15
коэффициент, учитывающий место расположения станции (северо-кавказский)	K_p	0,99	0,99	0,99
Капитальные вложения в ПГУ, млрд. руб.	$K = (\$ \cdot \Delta K_{usd} \cdot N_i + \$ \cdot K_i \cdot N_i \cdot (n-1)) \cdot K_u \cdot K_p$	80,43837	80,98782	83,00244
Тепловая нагрузка потребителя с учетом 100% резерва, Гкал/ч	$Q_{max}^{om} = Q_{зима}^{час} \cdot 2$	654,608		
Коэффициент теплофикации часовой	$\alpha_m = \frac{n \cdot Q_{газ}^{om}}{Q_{max}^{om}}$	0,87686	0,88358	0,8858
число часов использования максимальной нагрузки по пару отопительных параметров (для Краснодарского края), ч	T_{omn}	1839		
Годовой отпуск тепла в отопительные отборы, Гкал/г	$Q_{omn}^2 = T_{omn} \cdot n \cdot Q_{газ}^{om}$	1055586	10636677	1066436
число часов использования установленной расчетной мощности турбин, ч	$T_{уст}$	7000		
Годовая выработка электрической энергии на ТЭС W, МВт·г	$W_{выр} = T_{уст} \cdot n \cdot N_i$	5880000		

Окончание таблицы 6

Параметр	Формула	Значение		
		ПГУ-420	ПГУ-210	ПГУ-280
Среднее значение удельного расхода электроэнергии на собственные нужды ТЭС [2]	$\Delta W_{сн}$	5%	8,6%	8%
Расход электрической энергии на собственные нужды $W_{сн}$, МВт·ч	$W_{сн} = \Delta W_{сн} \cdot W_{выр}$	294000	505680	470400
Сумма поправок расхода на отклонение значения из-за внешних факторов от фиксированных условий в рассматриваемом периоде [2]	$\sum B_n$	0,17	0,17	0,17
Коэффициент увеличения расхода топлива на ГТУ при отпуске тепла от турбоагрегатов в плановом периоде, ед	$K_{увл}$	0,755	0,9135	0,81
Удельный расход условного топлива на отпуск единицы теплоты с учетом ПВК (по эмпирическому методу), кВт·ч/ГДж	$b_{m.эм} = \frac{(100 + \alpha_m) \cdot 10^5 \cdot \sum B_n}{\eta_k \cdot K_{увл} \cdot Q_n^p}$	7,719	6,381	7,196
годовой отпуск тепла в отопительные отборы, ГДж/г	$Q_{отп}^c$	25229,11	25422,505	25488,43
Годовой отпуск электрической энергии с шин станции, МВт·ч	$W_{отп} = W_{выр} - W_{сн}$	5586000	5374320	5409600

Расчет обоснования коммерческой эффективности проекта ПГУ в составе ТЭС сведен в таблицу 7.

Таблица 7 – Обоснование коммерческой эффективности проекта

Параметр	Формула	Значение		
		ПГУ-420	ПГУ-210	ПГУ-280
Расход топлива на производство электрической энергии				
Электрическая мощность газотурбинной установки, кВт	$N_{эм}$	288300	157000	179900
Проектный расход топлива на одну газовую турбину определяется, м ³ /с	$B_{эм} = \frac{N_{эм}}{\eta_{эм} \cdot Q_n^p}$	17,4621	10,5321	11,2507
Время простоя ГТ в ремонте	$T_{прост.эм}$	1446		

Продолжение таблицы 7

Число часов фактической работы турбоагрегата	$T_{\phi} = 8760 - T_{\text{прост.эм}}$	7314		
Годовой расход топлива блоками ТЭС на выработку электрической нагрузки в установившемся режиме, т.у.т/год:	$B_{\text{эл}} = T_{\phi} \cdot B_{\text{эм}} \cdot n \cdot 3,6$	919569,4	1109266	888711,79
Расход топлива на производство тепловой энергии				
Годовой расход топлива на производство тепла, т.у.т./год	$B_{\text{тепло}} = b_{\text{т.эм}} \cdot Q_{\text{отт}}^2$	194761,5	162213,4	183419,32
плотность природного газа, кг/м ³	ρ_2	0,762		
Расход натурального топлива, тыс. м ³ /год	$B_{\text{мэс}} = \frac{(B_{\text{эл}} + B_{\text{тепло}}) \cdot 29310}{Q_{\text{н}}^p \cdot \rho_2}$	989127,9	1128620	951669,56
Затраты на топливо ТЭС				
Цена природного газа, руб./тыс. м ³ (принята по данным на 2021 г. для славянского района Краснодарского края)	$C_{\text{мон}}$	6290		
Затраты на топливо, млн руб./год	$Z_{\text{мон}} = C_{\text{мон}} \cdot B_{\text{мэс}} \cdot 10^{-6}$	6221,615	7099,023	5986
Затраты на заработную плату				
Штатный коэффициент, представляющий собой численность промышленно-производственного персонала на единицу установленной мощности [2], чел/МВт	φ_4	1,25	1,25	1,25
Средняя зарплата одного работника за год (ОКВЭД 35) для Краснодарского края на 2020 г, руб	Φ_p	481440		
Налоги в пенсионный фонд, медицинское и социальное страхование, %	H	30,2%		
Заработная плата работников тепловой электростанции, млн руб./год:	$Z_{\text{зн}} = N_i \cdot n \cdot \Phi_p \cdot \varphi_4 \cdot \left(1 + \frac{H}{100}\right) \cdot 10^{-6}$	526,5412	526,541	526,5412

Окончание таблицы 7

Параметр	Формула	Значение		
		ПГУ-420	ПГУ-210	ПГУ-280
Расходы на содержание и эксплуатацию оборудования				
Норма амортизационных отчислений, %	H_p	11,142%		
Амортизационные отчисления на содержание оборудования, млн. руб/год	$Z_p = H_p \cdot K$	5745,598	5784,844	5928,7459
Расходы по ремонтному обслуживанию				
Норма отчислений на цеховые расходы [2], %	$H_{ц}$	6,4%		
коэффициент, учитывающий затраты на текущий ремонт и обслуживания оборудования	Ψ_p	1,35		
Цеховые расходы, млн руб/год	$Z_{цех} = H_{ц} \cdot K \cdot \Psi_p$	5148,056	5183,220	5312,156
Прочие расходы				
Общестанционные расходы, млн руб/год	$Z_{проч} = Z_{цех} + Z_p + Z_{зн} \cdot 0,25$	2855,049	2873,652	2941,861
Эксплуатационные расходы				
Эксплуатационные расходы, млн руб./год	$\mathcal{E}_{общ} = Z_{мон} + Z_{зн} + Z_p + Z_{цех} + Z_{проч}$	20496,860	21467,28	20695,306
Удельный вес топливной составляющей в структуре затрат ТЭС, %:	$\Pi_{мон} = \frac{Z_{мон}}{Z_{общ}} \cdot 100\%$	30,35%	33,07%	28,92%

Составление калькуляции себестоимости электрической и тепловой энергии сведем в таблицу 8.

Таблица 8 – Калькуляция себестоимости электрической и тепловой энергии

Параметр	Формула	Значение		
		ПГУ-420	ПГУ-210	ПГУ-280
Коэффициент распределения затрат на единицу тепла	$\xi_{тепла} = \frac{B_{тэс}}{B_{тепло}}$	0,197	0,144	0,193
Коэффициент распределения затрат на единицу выработки электроэнергии	$\xi_{эл} = \frac{B_{тэс}}{B_{эл}}$	0,803	0,856	0,807
Годовые издержки на отпуск теплоты, млн. руб./год	$U_{тепла} = \mathcal{E}_{общ} \cdot \xi_{тепла}$	4035,877	3085,432	3988,694
Годовые издержки на отпуск электрической энергии, млн. руб/год	$U_{эл} = \mathcal{E}_{общ} \cdot \xi_{эл}$	16460,98	18381,84	16706,61
Себестоимость отпуска единицы тепла, руб./Гкал·ч	$C_m = \frac{U_{тепла}}{Q_{отп}^2}$	159,969	121,366	156,490
Себестоимость единицы отпущенной электроэнергии, руб./кВт·ч:	$C_{эл} = \frac{U_{эл}}{W_{отп}}$	2,934	3,404	3,074

Далее проведем расчет показателей экономической эффективности, чтобы окончательно определиться с выбором основного оборудования. Расчет показателей экономической эффективности варианта с ПГУ-420 сведем в таблицу 9.

Таблица 9 – Расчет показателей экономической эффективности ПГУ-420

Показатели	Формула	0	1...	...7	8	9	10...	...14
Капитальные вложения в проект, млн. руб	K	-80438						
Стоимость фондов на начало года, млн. руб/год	$\Phi_{нз} = \Phi_{кз(i-1)}$		80438	45965	40219	34474	28728	5746
амортизационные отчисления, млн. руб/год	$З_p$	5746	5746	5746	5746	5746	5746	5746
Стоимость фондов на конец года, млн. руб/год	$\Phi_{кз} = \Phi_{нз,i} - З_p$	80438	74693	40219	34474	28728	22982	0
Среднегодовая стоимость основных производственных фондов, млн. руб/год	$\Phi_{ср} = \frac{\Phi_{кз} + \Phi_{нз}}{2}$		77566	43092	37346	31601	25855	2873
Налог на имущество, млн. руб/год	$H_{им} = 2,2\% \Phi_{ср}$		1706	948	822	695	569	63
тариф на отпущенный кВт·ч с учётом планируемой рентабельности, руб./кВт·ч	$T_{эл}$	5,02	5,02	5,02	5,02	5,02	5,02	5,02

Окончание таблицы 9

Показатели	Формула	0	1...	...7	8	9	10...	...14
тариф на единицу отпущенного тепла с учетом рентабельности (РЭК ДЦиТ КК 56-2020-т), руб/Гкал	T_m	2377	2377	2377	2377	2377	2377	2377
Доход от продажи электроэнергии, млн. руб/год	$D_{эл} = (T_{эл} - C_{эл}) \cdot W_{отп}$	11707	11707	11707	11707	11707	11707	11707
Доход от продажи тепловой энергии, млн руб/год	$D_{тп} = (T_m - C_m) \cdot Q_{отп}^*$	2744	2744	2744	2744	2744	2744	2744
Суммарная выручка, млн. руб/год	$D_o = D_{эл} + D_{тп}$	14451	14451	14451	14451	14451	14451	14451
Денежный поток по основной деятельности, млн. руб/год:		20197	20197	20197	20197	20197	20197	20197
Налогооблагаемая прибыль, млн. руб/год:	$\Pi_{он} = D_o - H_{ум}$		18490	19249	19375	19502	19628	20134
Налог на прибыль, млн. руб/год:	$H_{np} = 20\% \Pi_{он}$		3698	3850	3875	3900	3926	4027
Чистая прибыль, ЧП	$ЧП = \Pi_{он} - H_{np}$		14792	15399	15500	15601	15702	16107
Чистый денежный поток, млн. руб/год	$ЧДП = ЧП$	-80438	14792	15399	15500	15601	15702	16107
Коэффициент дисконтирования $1/(1+0,1)^n$	$dK = \frac{1}{1+0,1^i}$	1	0,9091	0,5132	0,4665	0,4241	0,3855	0,263
Чистая дисконтированная прибыль (ЧДП), млн. руб/год	$ЧДД = ЧДП \cdot dK$	-80438	13448	7902	7231	6617	6054	4241
ЧДП нарастающим итогом (ЧДП-К), млн. руб/год	$ЧДК = ЧДК_{i-1} + ЧДД$	-80438	-66991	-7132	99	6715	12769	32254
Норма дисконта, %	α_m	12%	12%	12%	12%	12%	12%	12%
Дисконтированный денежный поток (ДДП), млн. руб/год	$ДДП = \frac{ЧДП}{1+\alpha_m^i}$	-80438	13207	6966	6260	5626	5056	3296
ДДП нарастающим итогом (ДДПНИ), млн. руб/год	см. ЧДК	-80438	-67231	-11752	-5492	134	5190	20779

Абсолютно аналогично определяем показатели экономической эффективности для второго и третьего варианта. Далее проведем расчет показателей эффективности инвестиций в проекты. В таблице 10 представим определение данных показателей для всех трех вариантов.

Таблица 10 – Расчет показателей эффективности инвестиций в проекты

Показатель	Способ определения	Значение		
		ПГУ –420x2	ПГУ –210x4	ПГУ –280x3
Чистый дисконтированный доход (<i>NPV</i>), млн. руб	$NPV = ЧПС(r; ЧДП_{1-15}) + K$	20 779,46 Р	4 912,27 Р	12 812,58 Р
Внутренняя норма доходности (<i>IRR</i>), %	$IRR = ВСД(ЧДП_{0-15})$	16,749%	13,284%	15,545%
Индекс доходности дисконтированных инвестиций (<i>DPI</i>), руб/руб	$DPI = \frac{NPV}{(-K)} + 1$	1,26 Р/Р	1,06 Р/Р	1,15 Р/Р
Срок возврата инвестиций (<i>PP</i>), лет	$PP = t_{u-1} + \frac{-ЧДПНИ_{u-1}}{ЧДП_u}$	7,99	10,30	8,68
Дисконтированный срок окупаемости (<i>DPP</i>), лет	$DPP = t_{l-1} + \frac{-ДДПНИ_{l+1}}{ДДП_l}$	8,98	12,33	10,46

По таблице 10 можно сделать однозначный вывод, что самым выгодным вариантом оборудования является установка двух энергоблоков ПГУ-420. Окупаемость по дисконтированной величине проекта составила около 9 лет, что с точки зрения мировой практики является привлекательным показателем.

Размещение электростанции позволяет проектировать станцию на газообразном топливе. Электростанция будет выполнена по технологической схеме ТЭЦ.

5 Литературный обзор ПГУ–420

Энергетический блок ПГУ–420 является парогазовой установкой бинарного типа для выработки электрической энергии в базовом и полупиковом режимах. ПГУ–420 состоит из газотурбинной энергетической установки, паротурбинной установки, парового котла–утилизатора, дожимной компрессорной станции топливного газа и предназначен для модернизации существующих мощностей или введения новых, в том числе в комплексе с аналогичными установками или турбогенераторами других серий, и может использоваться:

- автономно;
- в параллельной работе с сетью неограниченной мощности;
- в базовом и полупиковом режимах с выработкой только электроэнергии либо электроэнергии и тепла.

Поставщиком основного энергетического оборудования ПГУ – 420 является компания Alstom, которая работает по контракту с российским партнером – группой предприятий «ЭМАльянс» [3]. Список основного оборудования и его производители представим в таблице 11.

Таблица 11– Основное оборудования одного энергоблока ПГУ–420

Наименование единицы	Маркировка	Производитель
Газотурбинная энергетическая установка	КА26-2	Alstom
Газовая турбина	GT26b	
Турбогенератор ГТУ	50WV237-109	
Стартер – пуск от турбогенератора ГТУ	ТПУ	
Воздухозаборный тракт	В комплекте с КА26-2	
Паровая энергетическая установка	ND-33	
Паровая турбина	STF30C	ОАО «ЭМАльянс»
Турбогенератор паровой турбины	50WV217-95	
Котел-утилизатор паровой	П-133	Cameron Compression system «Фирма НОЭМИ»
Дожимная компрессорная станция	ДКС-CCS ДКС-424	
АСУ ТП	EGATROL	Alstom с АBB

На рисунке 2 представлена упрощенная структурная схема парогазовой установки КА-26-2.

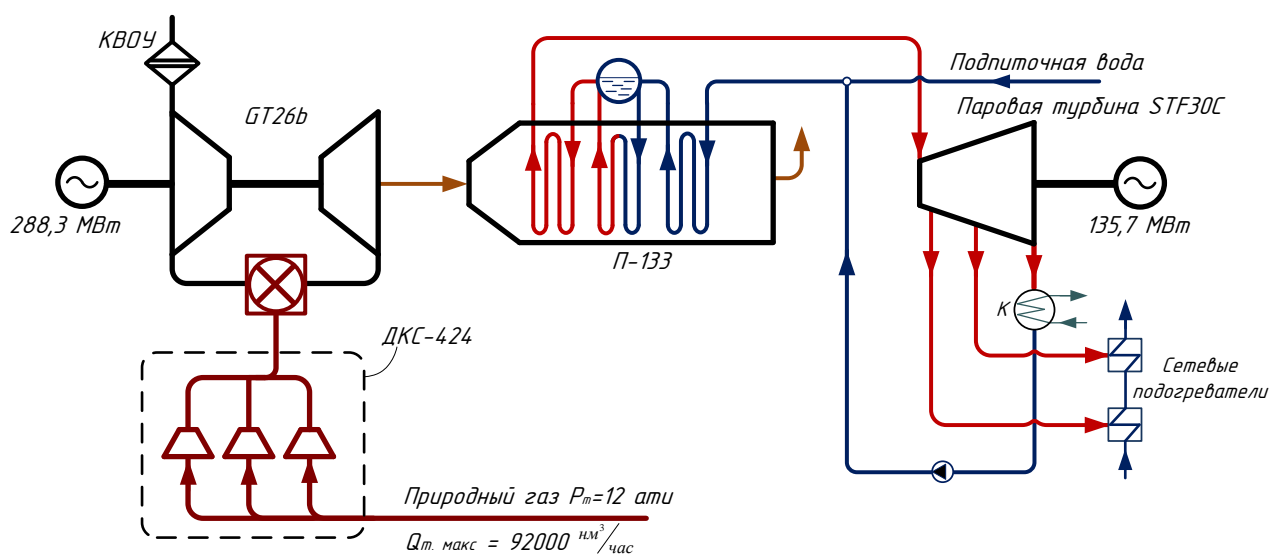


Рисунок 2 - Структурная схема ПГУ– 420

5.1 Комплектность ГТУ

Высокоэффективная мощная малоэмиссионная газотурбинная энергетическая установка КА-26-1 производства Alstom поставляется в комплектации, включающей следующее основное оборудование:

- газовую турбину GT26B для работы на газообразном топливе;
- турбогенератор 50WV237-109, установленный перед двигателем;
- базовый блок, включающий вспомогательное оборудование ГТУ для подачи газообразного топлива, жидкого топлива и смазки;
- центр управления мощностью (РСС) – установленное в контейнеры электрооборудование, предназначенное для запуска GT26, возбуждения обмоток турбогенератора, питания низковольтного оборудования и системы управления [4];
- систему подачи воздуха в компрессор ГТУ, включая воздухоочистительное устройство (КВОУ) с противообледенительной системой и шумоглушителем, воздухопроводы, другое вспомогательное оборудования.
- выхлопной диффузор,
- оборудование АСУ ТП и КИПиА.

Технические характеристики ПГУ– 420 представлены в таблице 12.

Таблица 12 – Технические характеристики ПГУ-424

Наименование параметра	Значение
Номинальная электрическая мощность, МВт	420
Номинальный электрический КПД, %	58,3
Необходимое давление топливного газа на входе в ГТУ, кгс/см ²	42
Резервное топливо	Дизельное
Диапазон регулирования нагрузок	100...30
Температура наружного воздуха, °С	-40...+40
Срок службы (за исключением ГТД), лет	40

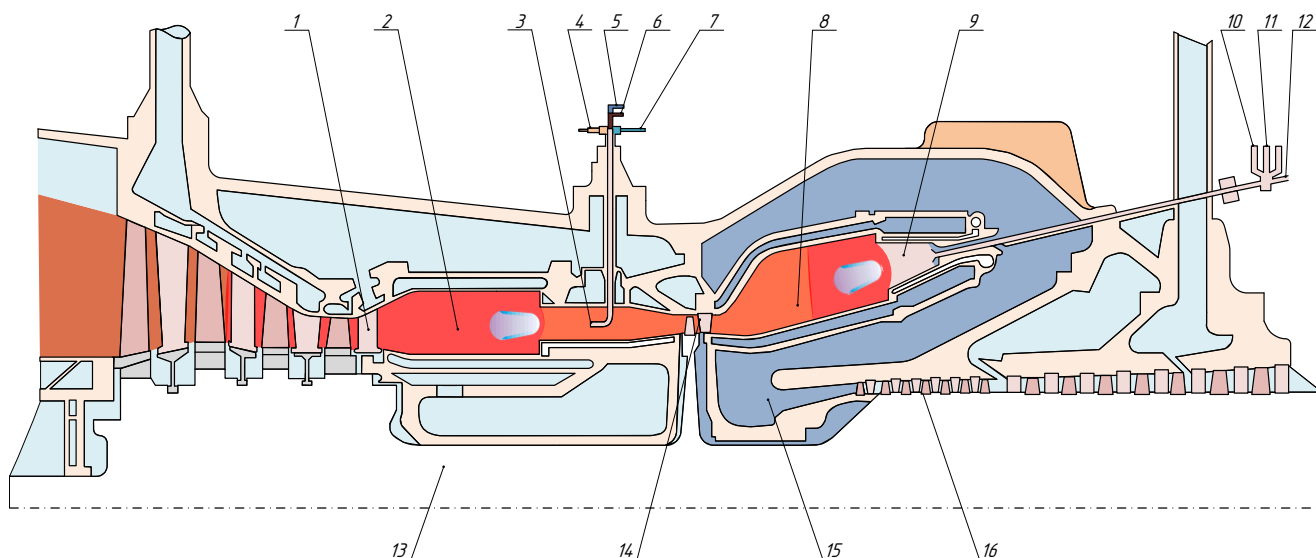
5.2 Газовая турбина GT26B

Газотурбинная установка GT26 является одной из самых мощных и экономичных. Она существенно отличается от ГТУ других фирм, как в термодинамическом, так и в технологическом отношении.

Газовая турбина типа GT26 состоит из одного общего ротора для одной ступени турбины высокого давления (ТВД) и четырех ступеней турбины низкого давления (ТНД) и 22 ступеней компрессора. Подвод тепла осуществляется двумя кольцевыми камерами сгорания (горелками EV и SEV), применяющими принцип последовательного горения [5].

Воздух, сжатый в компрессоре «16» (рисунок 3), подается в КС высокого давления «8», в которой происходит сжигание топлива. Образовавшиеся газы направляются в одноступенчатую газовую турбину высокого давления (ТВД) и, расширяясь в ней, вырабатывают мощность. После турбины высокого давления

газы поступают в КС «2» низкого давления, в которую подводится определенное количество топлива. В ней происходит сжигание топлива с использованием кислорода, содержащегося в продуктах сгорания после КС ВД. Образовавшиеся продукты сгорания поступают в турбину низкого давления (ТНД) и расширяются в ней, совершая работу. Принцип работы последовательного сжигания представлен на рисунке 3.



1 – первый сопловой аппарат турбины низкого; 2 – камера сгорания низкого давления (SEV); 2 – камера сгорания низкого давления (SEV); 3 – SEV горелка; 4 – вторичная подача воздуха на SEV горелку; 5 – подача воды на SEV горелку для подавления NO_x ; 6 – подача жидкого топлива на SEV горелку; 7 – подача газа на SEV горелку; 8 – камера сгорания высокого давления (EV); 9 – EV горелка; 10 – подача газа на EV горелку; 11 – подача воды для подавления для подавления NO_x или жидкого топлива для EV горелки; 12 – подача запального газа на EV горелку; 13 – ротор (вал турбины компрессора); 14 – сопловые лопатки турбины высокого давления; 15 – диффузор компрессора; 16 – лопатки компрессора.

Рисунок 3 – Принципиальная схема последовательного сжигания топлива

Два потока воздуха частично охлаждаются снаружи газовой турбины – в охладителях низкого и высокого давления газовой турбины, которые соединены с пароводяным циклом котельного агрегата (рисунок 4).

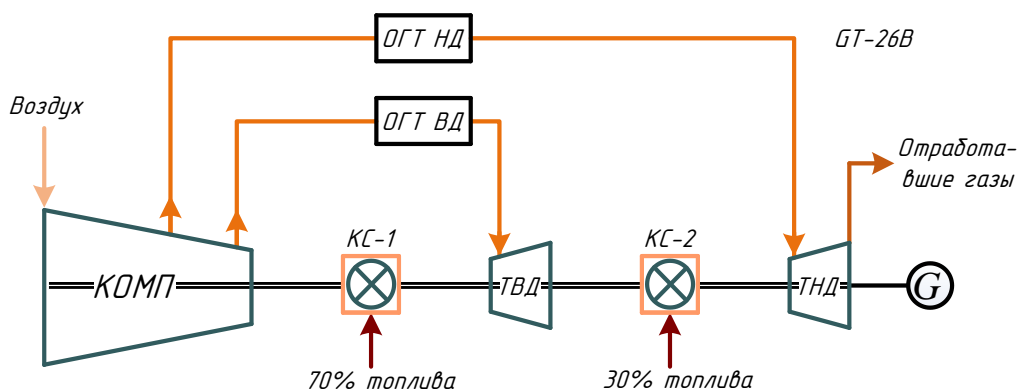


Рисунок 4 – Конструктивная схема GT26B

Охладители ГТ производят дополнительный пар и, таким образом, повышают расход через паровую турбину. Для предварительного нагрева воздуха в условиях обледенения предусмотрена система антиобледенения и подогрева воздуха на основе теплообменника.

Система последовательного сгорания, или концепция цикла повторного нагрева, является ключевой технологией, лежащей в основе GT26. В EV камеру сгорания добавляется около 70% от общего количества топлива (при базовой нагрузке). Оставшееся топливо (30%) добавляется в камеру сгорания второй ступени, где получившаяся смесь нагревается во второй раз до максимальной температуры на входе в турбину и, наконец, расширяется в четырехступенчатой турбине низкого давления (ТНД).

Использование системы промежуточного подвода теплоты приводит к увеличению удельной работы цикла, чем достигаются повышенные мощность и экономичность без увеличения температуры горения. Эмиссия оксидов азота NO_x составляет менее 25 ppm при сжигании природного газа и менее 42 ppm при сжигании жидкого топлива [6].

Все эти преимущества ГТУ GT26 обусловили широкий круг заказов. По имеющимся данным, только за 12 мес 2020 г. из 38 заказанных ГТУ 18 приходятся на ГТУ GT26. Они установлены в Германии, Новой Зеландии, Республике Корея, Тайване, Великобритании. В 2011 г. в России на ТЭЦ-26 ОАО «Мосэнерго» введена двухвальная ПГУ- 420 с этой ГТУ [8].

Газовые установки Alstom Power набирают популярность, поскольку мир проявляет все большее беспокойство по любой форме эмиссии, разрушающей озоновый слой. Кроме того, сильные стороны, способствующие продаже GT26 — это их высокий КПД и умеренные температуры рабочего тела.

Технические характеристики ГТУ представлены в таблице 13.

Таблица 13 – Технические характеристики GT26B

Наименование параметра	Значение
Схема двигателя: - количество валов - количество ступеней	Одновальная 22 К + 1 ТВД + 4 ТНД
Номинальная электрическая мощность $N_{ГТ}$, МВт	288,3
Степень повышения давления в компрессоре π_k	32
Степень повышения давления в компрессоре: низкого давления $\pi_{кнд}$ среднего давления $\pi_{ксд}$	2,3 4
Уменьшение давления в охладителе циклового воздуха $\delta P_{охл}$, %	2
Степень расширения газов в газовой турбине высокого давления $\pi_{ГТВД}$	2
Тип камеры сгорания (КС)	Две последовательные кольцевые КС
КПД ГТУ, %	42
Расход выхлопных газов, кг/с	650
Температура выхлопных газов, °С	620

Окончание таблицы 13

Частота вращения ТВД, об/мин	3000
Температура газов на входе в ГТ $t_3^{ГТУ}$, °С	1300
Снижение давления в камере сгорания $\delta P_{КС}$, %	2
Механический КПД газовой турбины $\eta_M^{ГТ}$, %	99,9
Максимальная температура поверхности рабочих лопаток, °С	900
Тип стартера	Тиристорное пусковое устройство
Назначения ресурс, ч	200000
Межремонтный ресурс, ч	70000
Масса энергетического блока, т	480
Габариты двигателя (LxВxН)	12,3x5x5,5
Уровень звука на расстоянии 1 метр, дБ	80

5.3 Паровая турбина STF30C

На рисунке 4 показана паровая турбина для ПГУ фирмы Alstom Power. Паровая турбина выполнена двухцилиндровой: она состоит из ЦВД и ЦСНД. Слева к ротору ЦВД присоединяется самосинхронизирующаяся расцепная муфта 1, справа — встроенный в выходной патрубок 16 задний подшипник 17. Между цилиндрами устанавливается опорно-упорный подшипник 10. Проточные части всех цилиндров выполнены реактивными. Корпус ЦВД — двустенный. Внутренний корпус 6 не имеет фланцев. Две его половины стягиваются с помощью стяжных колец, насаживаемых на корпус с помощью горячей посадки. Только небольшой участок в районе паровпуска выполнен с вертикальными стяжными фланцами, не нарушающими осевой симметрии корпуса. Такая конструкция обеспечивает высокие маневренные качества машины и сохранность периферийных и диафрагменных зазоров в процессе эксплуатации, но имеет повышенную сложность сборки [7].

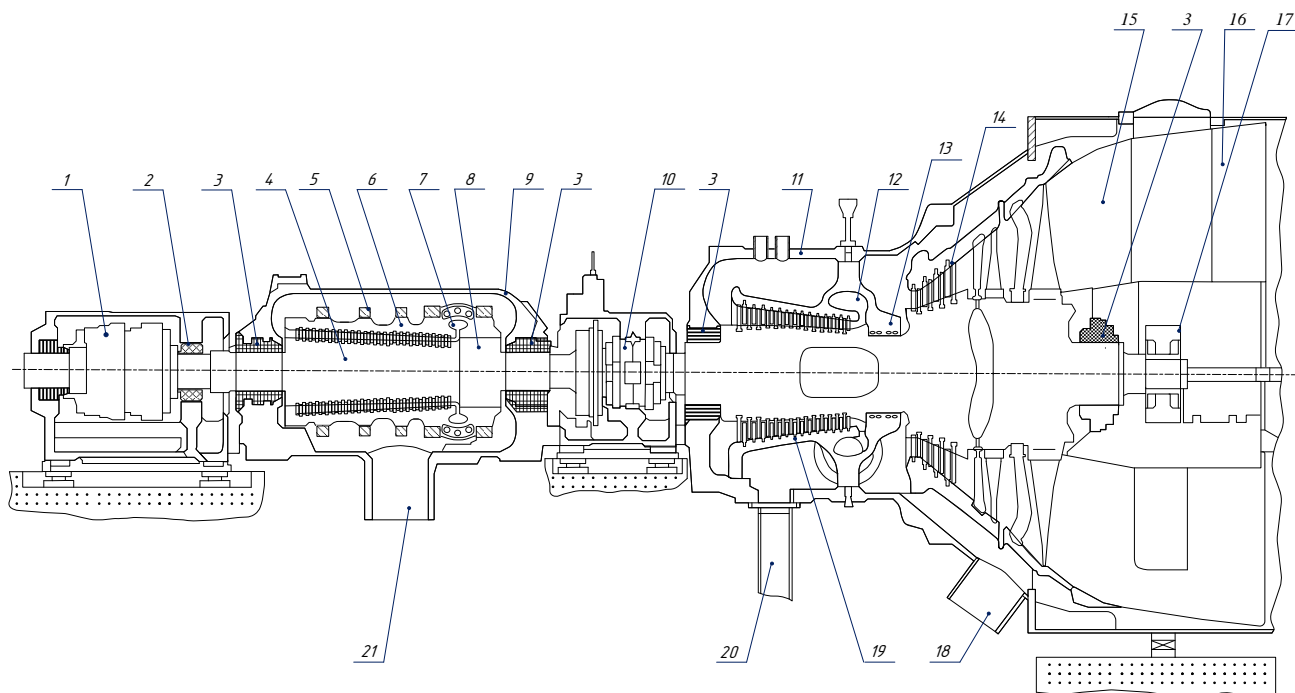
Турбоагрегат размещается на нулевой отметке, а использование невысокого фундамента под паровую турбину обусловлено лишь вертикальным габаритным размером конденсатора.

Турбина имеет один выход, из которого пар направляется в осевой конденсатор.

Пар поступает (рисунок 5) в паровпускную камеру 7 ЦВД, проходит его проточную часть и из межкорпусного пространства через патрубок 21, расположенный в середине внешнего корпуса 9, направляется на промежуточный перегрев.

Пар после промежуточного перегрева направляется в паровпускную камеру 12 ЦСНД и проходит через проточную часть СД в межкорпусное пространство. В нем происходит подмешивание пара НД, поступающего из КУ по патрубку 20, и образовавшаяся смесь расширяется в проточной части НД.

Ротор ЦВД выполнен сварным, достаточно жестким; с правой стороны для уравнивания осевых усилий, действующих на упорный подшипник, установлен думмис 8.



1 — расцепная муфта; 2, 17 — передний и задний подшипники; 3 — концевые уплотнения; 4, 14 — роторы ЦВД и ЦСНД; 5 — стяжные кольца; 6, 9 — внутренний и внешний корпуса ЦВД; 7, 12 — паровпускные камеры ЦВД и ЦСНД; 8 — думмис (разгрузочный поршень); 10 — опорно-упорный подшипник; 11, 19 — внешний и внутренний корпуса ЧСД; 13 — промежуточное уплотнение; 15 — ЧНД; 16 — выходной патрубок турбины; 18 — патрубок отбора пара на вспомогательные механизмы; 20 — патрубок подвода пара НД из КУ; 21 — патрубок отвода пара на промежуточный перегрев.

Рисунок 5 – Продольный разрез паровой турбины STF30C для ПГУ КА26-2

Зарубежные производители, как правило, объединяют ЧСД и ЧНД турбины в один цилиндр (ЦСНД), и, таким образом, традиционная паровая турбина с двухпоточным ЦНД представляет собой двухцилиндровую конструкцию, состоящую из ЦСНД и ЦВД.

В комплекте с турбоагрегатом идет теплофикационная установка, состоящая из двух последовательно включенных горизонтальных паровых подогревателей сетевой воды (ПСГ-1 и ПСГ-2), с подводом к ним пара из регулируемых отборов турбины с номинальным давлением 0,115 МПа и 0,269 МПа, с охладителем конденсата и конденсатными насосами.

При монтаже турбоагрегата на ТЭС все его основные элементы (ЦСНД, ЦВД, генератор и ГТУ) поставляются заводом-изготовителем в собранном виде и требуется только центровка и соединение линии валопровода муфтами.

Паровая турбина Alstom имеет хороший показатель маневренности. Например, холодный запуск турбоагрегата осуществляется за 120 минут, что выгодно отличается даже от существующих машин мощностью аналогичной мощности (до 360 минут). Показатели маневренности приведены на рисунке 6.

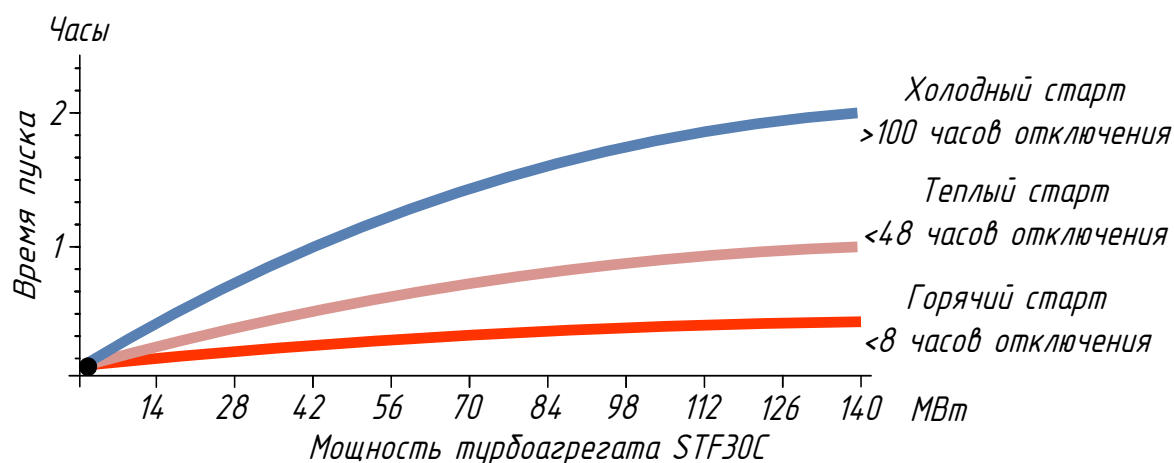


Рисунок 6 – Показатели маневренности турбины

Технические характеристики турбоагрегата представлены в таблице 14.

Таблица 14 – Технические характеристики STF30С

Наименование параметра	Значение
Установленная мощность $W_э$, МВт	140
Номинальная нагрузка теплофикационных отборов $Q_{баз}^{от}$, Гкал/ч	288
Внутренний КПД ЦВД $\eta_{oi}^{цвд}$, %	88,2
Внутренний КПД ЦНСД $\eta_{oi}^{цнсд}$, %	89,4
Давление в конденсаторе P_k , кПа	5,3
Диапазон регулирования нагрузок, %	100 ... 30
Масса турбины, т	310
Габариты с турбоагрегатом (LxВxН), м	39x22x20
Параметры пара контура высокого: Давление свежего пара $P_0^{вд}$, МПа Температура свежего $t_0^{вд}$, °С	13,05 565
Параметры пара перед ЦСНД: Давление свежего пара $P_0^{сд}$, МПа Температура свежего $t_0^{сд}$, °С	2,7 565
Параметры пара контура низкого давления: Давление свежего пара $P_0^{нд}$, МПа Температура свежего $t_0^{нд}$, °С	0,45 277,8

Еще одной немаловажной особенностью паровой турбины является конструкция термоусадочных колец в цилиндрах. Конструкция кольца предполагает отсутствие фланцевого соединения, что приводит к радиально-симметричной структуре с наилучшей термоэластичностью. Поэтому конструкция термоусадочного кольца (рисунок 7) практически полностью предотвращает перекосы корпуса, что приобретает все большее значение с повышением температуры пара современных парогазовых циклах.

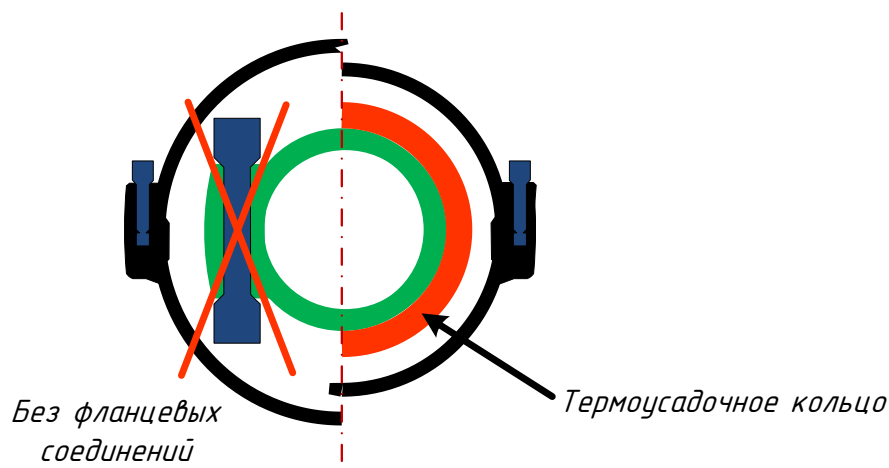


Рисунок 7 – Конструкция термоусадочного кольца

5.4 Описание турбогенераторов турбин

Турбогенераторы 50WV237-109 и 50WV217-95 входят в комплект поставки энергетических установок KA26-1 и ND-33 компании Alstom. Турбогенераторы собственной разработки типа TOPAIR с воздушным охлаждением. Технология TOPAIR базируется на принципе TEWAS «изолированное охлаждение вода-воздух», то есть тепло с охлаждающего турбогенератора снимается в воздушно-водяных охладителях с оребрѐнными трубками. На охладители подается вода, циркулирующая в замкнутом контуре. Такие крупные турбогенераторы с воздушным охлаждением по сравнению с водородным позволяют обеспечивать:

- высокую эксплуатационную надежность;
- меньший объем строительных работ, простые фундаменты;
- меньшее количество трубопроводов;
- минимум усилий по техническому обслуживанию;
- сокращение надзора и технического обслуживания;
- снижение потребления электроэнергии вспомогательными устройствами;
- при использовании водородного охлаждения высокое изменение температуры в течение короткого времени может привести к дополнительной потере водорода из-за его расширения;
- не требуются дорогостоящие водородные системы и системы CO₂.

Технические характеристики турбогенераторов представим в таблице 15.

Таблица 15 – Технические характеристики турбогенераторов

Наименование параметра	Турбогенераторы	
	50WV23Z-109	50WV21Z-95
Номинальная частота, Гц	50	
Полная мощность $S_{ТГ}$, МВА	315	225
Коэффициент мощности	0,8	0,8

Окончание таблицы 15

Частота вращения ротора, об/мин	3000	3000
Напряжение статора, кВ	20	15,75
КПД, %	98,8	98,8
Масса, т	215	203
Охлаждение	Замкнутое охлаждение с воздушно-водяными теплообменниками	

5.5 Котел–утилизатор П-133

Котел – утилизатор ЕП-315/44,3/30,9-13,9/3,0/0,47-567/566/284 (П-133) трех давлений с промперегревом, с естественной циркуляцией в испарительных контурах высокого, среднего и низкого давления, горизонтального профиля, подвесной, с вертикальным расположением труб поверхностей нагрева.

Котел включает поверхности контуров высокого, среднего, низкого давления, промперегрева, подогревателя питательной воды КУ и охладителя газовой турбины. Поверхности нагрева выполнены из труб с наружным просечным спирально – ленточным оребрением.

Котел – утилизатор работает на скользящий параметрах пара высокого давления, определяемых расходом и температурой газов, поступающих в КУ от ГТУ, и характеристиками паровой турбины. Давление и температура пара высокого давления и пара горячего промперегрева на эксплуатационных режимах обеспечиваются впрыскивающими пароохладителями.

Максимальная температура газов на входе в КУ не должна превышать 630 °С.

Поверхности нагрева КУ изготавливаются из труб с наружным оребрением спиральной лентой.

КУ выполнен газоплотным, исходя из максимально избыточного давления газов на входе в диффузор за ГТУ – 8 кПа. Конструкция газоплотной обшивки КУ – щитовая.

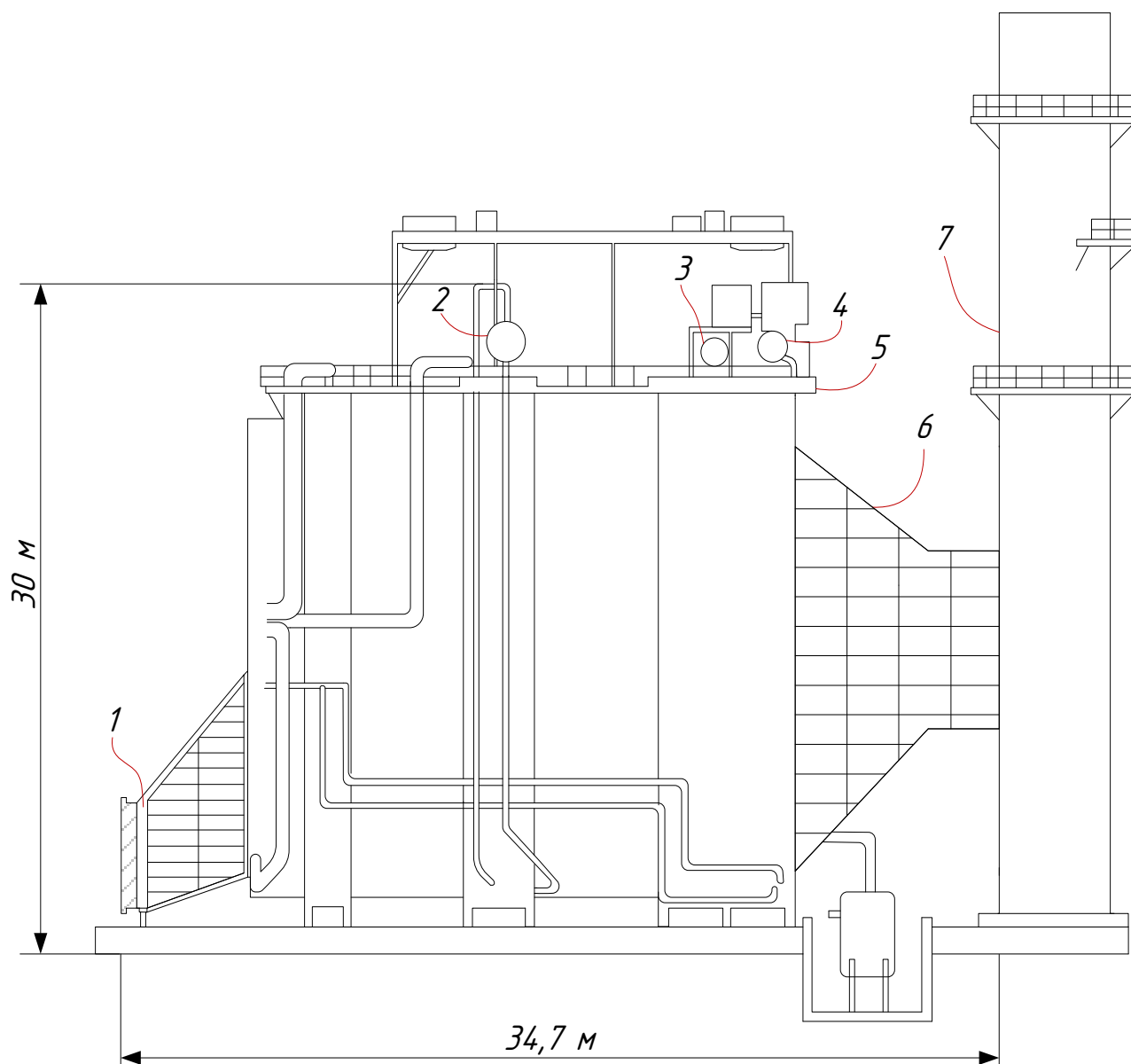
Дымовые газы от котла отводятся в дымовую трубу. В газоходе между котлом и дымовой трубой установлен отсечной клапан для поддержания котла в горячем резерве при останове. Для снижения уровня звуковой мощности на выходе из КУ расположен шумоглушитель.

Работа газовой турбины через остановленный КУ не допускается.

В П-133 диаметры и толщина стенок соприкасающихся с газом коллекторов минимизируются, а изгибы труб устраняются с помощью узлов из высокопрочной стали X10CrMoVNb9-1. Все трубы имеют диаметр 1,5 дюйма (38 мм) или 1,75 дюйма (45 мм), однорядные арфовые коллекторы имеют диаметр 3,5 дюйма (89 мм) или 4,5 дюйма (114 мм). Остальные коллекторы варьированы от 8 дюймов (203 мм) до 20 дюймов (508 мм).

В паровом тракте котла используется система двухступенчатого пароохладителя для поддержания температуры пара в пределах расчетных пределов металла и предотвращения чрезмерного распыления до состояния насыщенного пара.

На 2021 год П-133 изготовлен в единичном экземпляре для ТЭЦ-26 ОАО «Мосэнерго» для энергоблока ПГУ-420. П-133 является полным аналогом Alstom HRSG. На рисунке 8 представлен общий вид П-133 [6].



1 - Входной диффузор газохода; 2 – барабан высокого давления; 3 – барабан низкого давления; 4 – барабан низкого давления; 5 – теплый ящик; 6 – выходной конфузор газохода; 7 – дымовая труба.

Рисунок 8 – Общий вид котла-утилизатора П-133

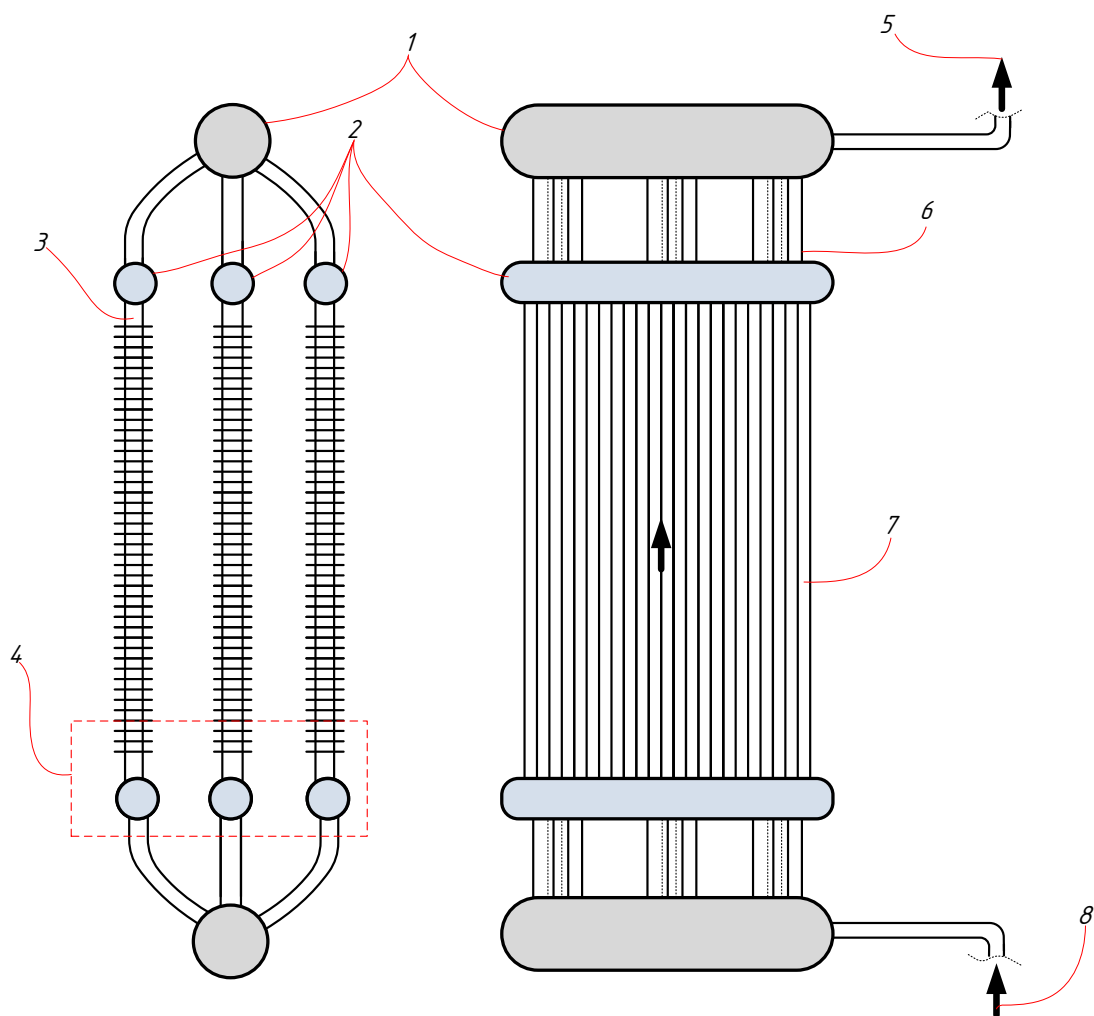
Технические характеристики П-133 представлены в таблице 16.

Таблица 16 – Технические характеристики П-133

Наименование параметра	Значение
Температура газов на входе в КУ, °С	620
Тепловая нагрузка охладителя ГТ, МВт	27,2
Тепловая нагрузка подогревателя питательной воды (ГПК), МВт	8,8
Температура воды на входе в ГПК, °С	60
Контур высокого давления	
-температура пара на выходе $t'_{\text{пе}}^{\text{ВД}}$, °С	565
- давление пара на выходе $P'_{\text{пе}}^{\text{ВД}}$, МПа	13,9
Контур среднего давления	
-температура пара на выходе $t'_{\text{пе}}^{\text{СД}}$, °С	354
- давление пара на выходе $P'_{\text{пе}}^{\text{СД}}$, МПа	3
Контур низкого давления	
-температура пара на выходе $t'_{\text{пе}}^{\text{НД}}$, °С	284
- давление пара на выходе $P'_{\text{пе}}^{\text{НД}}$, МПа	0,47
Промперегрев:	
-температура пара на выходе $t'_{\text{пп}}$, °С	565
- давление пара на выходе $P'_{\text{пп}}$, МПа	3
Сопротивления газового тракта КУ, Па	4388
Габариты (LxВxН), м	34,7x20x30

Испарительные поверхности котла изготовлены по принципу ступенчатой компоновки.

На рисунке 9 представлена конструктивная схема испарительной поверхности котла. По данным GE Power такая компоновка позволяет снизить тепловые напряжения на 60% по сравнению со стандартным промышленным исполнением и, как следствие, увеличить срок службы поверхностей нагрева.



1 – Большой сборный коллектор; 2 – секционные коллекторы; 3 – оребренные испарительные трубы; 4 – многорядная «арфа»; 5 – отводящая труба; 6 – трубы секционных коллекторов; 7 – испарительная поверхность; 8 – подводящая труба.

Рисунок 9 – Испарительная поверхность П-133

5.6 Описание пункта подготовки газа с топливными компрессорами

Дожимная компрессорная станция ДКС – ССС установлена в помещении пункта подготовки газа (ППГ), включающего также фильтры, узел редуцирования, подогреватели газа, необходимые трубопроводы и трубопроводную арматуру.

Давление газа на входе составляет 25 кгс/см^2 . Давление на выходе 32 кгс/см^2 . Поскольку параметры поступающего на площадку газа могут изменяться и возможно повышение газа на входе более 32 кгс/см^2 , предусмотрена байпасная линия с узлом редуцирования для возможности подачи газа на ГТУ помимо компрессоров, что ведет к снижению собственных нужд блока.

В ППГ устанавливается три компрессора (2 рабочих по 50% производительности и 1 резервный). Каждая компрессорная установка

представляет модульную конструкцию, устанавливаемую на фундаментную плиту. Установка включает в себя собственно компрессорный блок (центробежный, безмасляный одноступенчатый компрессор) и привод, размещенный на общем рамном основании, где также размещены входной и промежуточный скрубберы, маслосистема компрессора, теплообменный аппараты охлаждения газа, запорно-регулирующая арматура. Привод компрессора осуществляется от электродвигателя 3000 об/мин, 10 кВт.

Технические характеристики одной компрессорной установки приведены в таблице 17.

Таблица 17 – Технические характеристики одной компрессорной установки

Наименование параметра	Значение
Маркировка станции	DKS-CCS
Количество компрессоров ППГ	2
Максимальная производительность, $\text{нм}^3/\text{час}$	52000
Давление топливного газа на входе, $\text{кгс}/\text{см}^2$	25
Давление топливного газа на выходе, $\text{кгс}/\text{см}^2$	42
Габариты (LxVxH), м	5,9x3,4x2,9

5.7 Описание автоматической системы управления (АСУ ПГУ)

Автоматическая система управления ПГУ-424 строится по распределенному принципу на базе программно-технического комплекса ABB EGATROL, специально разработанного для выполнения всех задач автоматизации оборудования электростанции: управление ГТУ, ПТУ, котлом-утилизатором и общестанционными системами.

Решение для управления газовыми турбинами ABB EGATROL защищает полный спектр газовых турбин, включая сверхмощные газовые турбины. Он обеспечивает полностью автоматическую работу турбины, включая запуск, непрерывную работу и остановку. Его модульная структура была разработана совместно с производителями турбин.

Система управления газовой турбиной EGATROL основана на распределенной системе управления Advant.

5.8 Описание дожимной компрессорной станции ДКС-424

Дожимная компрессорная станция ДКС-424 наружного исполнения на базе винтовых компрессоров GRASSO предназначена для повышения давления топливного газа в топливной магистрали на входе в ПГУ-420 с 12 кгс/см² до необходимых 28 кгс/см² на входе в ГТУ.

Топливный газ низкого давления поступает на всасывающие коллекторы компрессорных блоков. В каждом блоке газ, пройдя через фильтр низкого давления, поступает в винтовой компрессор, где компримируется и, пройдя через фильтр высокого давления, поступает из каждого блока в общий нагнетательный трубопровод ДКС и по нему в два газовых ресивера общим объемом 10 м³. Из ресиверов стабилизированный топливный газ высокого давления поступает в топливную систему ГТУ.

Для освобождения внутренних объемов газопроводов, сосудов и других емкостей от воздуха, накопившегося после вскрытия газовых полостей, предусмотрена система продувок азотов от азотной рампы.

Каждый компрессорный блок состоит из технологического оборудования, размещенного как внутри контейнера, так и снаружи его. Каждый контейнер выполнен в виде панельно-каркасного помещения с применением звуко теплоизоляционного материала и разделен герметичной перегородкой на два отсека, компрессорный и силовой.

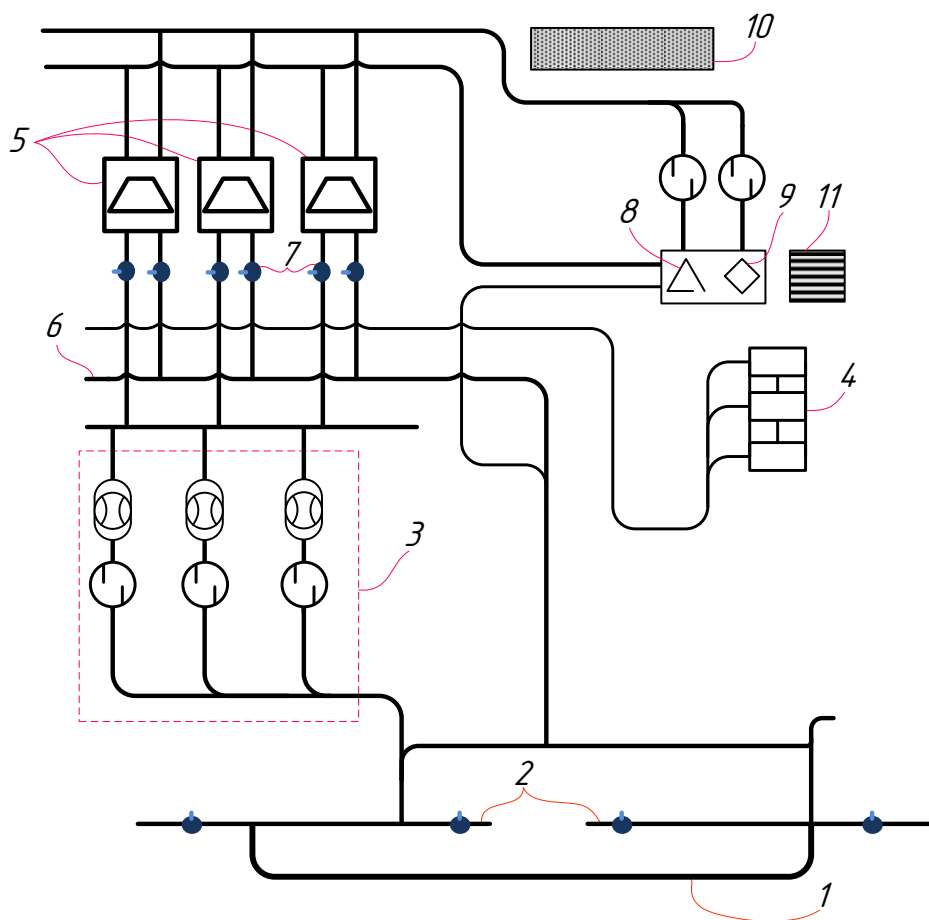
В компрессорном отсеке установлен винтовой герметичный маслonaполненный компрессор GRASSO (Германия) на общей раме с приводом электродвигателя, обвязанный газовыми и масляными трубопроводами. В силовом отсеке установлен шкаф управления компрессорным блоком.

Технические характеристики одного блока ДКС представлены в таблице 18.

Таблица 18 – Технические характеристики одного блока ДКС

Наименование параметра	Значение
Максимальная производительность, м ³ /час	46000
Давление топливного газа на входе, кгс/см ²	12
Давление топливного газа на выходе, кгс/см ²	60
Габариты (LxВxН), м	10,8x3,2x3,8
Температура топливного газа на выходе, °С	60
Температура топливного газа на входе, °С	-15...+30
КПД, %	70
Уровень звука на расстоянии 1 м, дБ	80

Упрощенная элементная схема дожимной компрессорной станции представлена на рисунке 10.



1 – узел подключения компрессорной станции (КС) к магистральному газопроводу; 2 – камеры запуска и приема очистного устройства; 3 – установка очистки технологического газа; 4 – установка охлаждения технологического газа; 5 – газоперекачивающие агрегаты; 6 – технологические трубопроводы обвязки КС; 7 – запорная арматура технологических трубопроводом обвязки агрегатов; 8 – установка подготовки пускового и топливного газа; 9 – установка подготовки импульсного газа; 10 – главный щит управления и система телемеханики; 11 – оборудование электрохимической защиты трубопроводов обвязки КС

Рисунок 10 – Элементная схема дожимной компрессорной станции

В помещении БППГ проводится контроль параметров воздушной среды (загазованности), а сам он оснащается системой пожарной сигнализации.

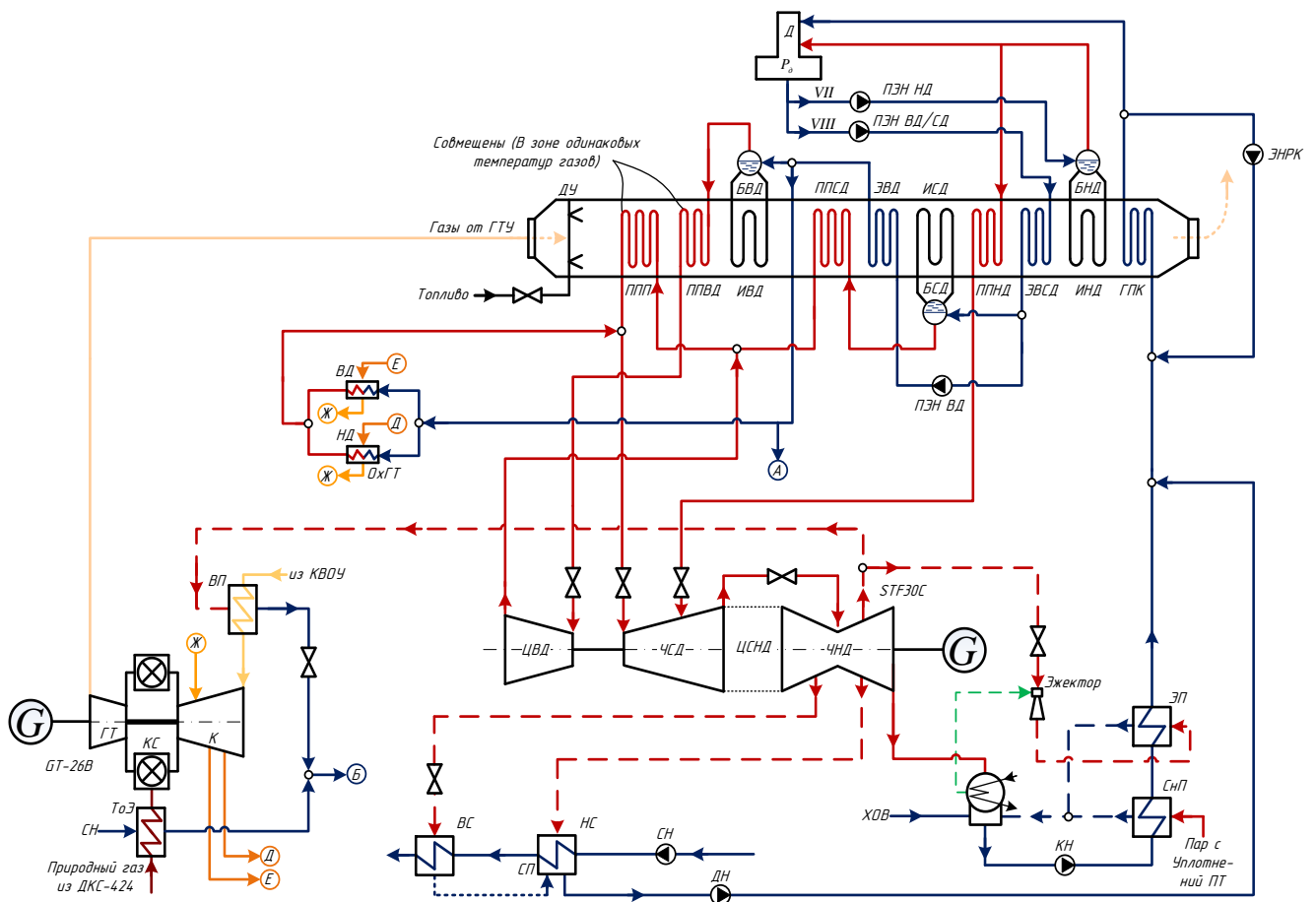
Для того чтобы удовлетворить все эти требования, на ПГУ-ТЭС сооружают блочный пункт подготовки газа — отдельное здание или выгороженную площадку на открытом воздухе (в теплом климате), в котором размещают оборудование, обеспечивающее очистку газа от механических и жидких примесей, измерение расхода газа и его теплоты сгорания, редуцирование или компримирование, осушку, подогрев или охлаждение. Эти операции проводятся в автоматическом режиме с выдачей данных на блочный щит управления.

6 Расчет тепловой схемы парогазовой электростанции

Рассмотренная ПГУ построена на основе современной высокотемпературной ГТУ с температурой выхлопных газов больше 600 °С. Поэтому параметры пара, поступающего в ЦВД и ЦСД паровой турбины, обычно выбирают близкими к параметрам свежего пара и пара промпрегрева традиционных паросиловых установок докритического давления.

В результате расчета тепловой схемы должны быть получены значения параметров рабочих тел (газов, воды и пара) и экономические показатели ПГУ и ее элементов.

Полная тепловая схема ПГУ-420 представлена на рисунке 11.



ГПК – газовый подогреватель конденсата; ЭНРК – электронасос рециркуляции конденсата; НД/СД/ВД – низкое/среднее/высокое давление; И – испаритель; Э – экономайзер; ПП – пароперегреватель; ППП – промежуточный пароперегреватель; ДУ – дожигающее устройство; ОхГТ – охладитель газовой турбины; Б – барабан; ПЭН – питательный электронасос; Д – деаэрактор; ЦВД – цилиндр высокого давления; ЦСНД – цилиндр средневысокого давления; СНП – сальниковый подогреватель; ЭП – эжекторный подогреватель; ХОВ – химический очищенная вода; КС – камера сгорания; ТоЭ – топливный подогреватель.

Рисунок 11 – Тепловая схема ПГУ-420

Конденсат из конденсатора направляется в котел по линии конденсатными электронасосами КЭН. Подогретая горячим конденсатом рециркуляции до температуры $t_k^{знк} = 60\text{ }^\circ\text{C}$, вода поступает в ГПК. Из ГПК конденсат направляется в деаэратор. Подогрев деаэратора осуществляется паром из барабана низкого давления. В деаэраторе конденсат становится питательной водой котла-утилизатора. Часть воды с помощью ПЭН НД направляется в барабан низкого давления. В испарителе низкого давления вода переходит в сухой насыщенный пар. После подогрева в ППНД пар поступает в ЦСД. Другая часть питательной воды ПЭН ВД/СД подается в экономайзер средневысокого давления, после которого поток разделяется по двум линиям. Одна линия направлена в барабан среднего давления, в котором образовывается пар среднего давления, поступающий в ППСД на смешение с паром, приходящий из ЦВД (промежуточный перегрев). Вторая линия питательной воды направлена к ПЭН ВД. С помощью питательного насоса вода поступает в экономайзер высокого давления, а из него в барабан высокого давления. Перед БВД вода отбирается на охладители газовой турбины, где за счет тепла горячего воздуха из компрессора, становится паром и возвращается в цикл за счет сброса в ППВД-2.

На выходе из котла установлены два пароперегревателя. Первый – основной, состоящий из ПП-1 и ПП-2. Второй пароперегреватель – промежуточный, состоящий из теплообменных поверхностей ППП-1 и ППП-2.

Поверхность первого (по ходу рабочей среды) промежуточного пароперегревателя установлен отдельно от основного пароперегревателя, но выходные поверхности обоих пароперегревателей (ПП-2 и ППП-2) на котле П-133 выполнены друг под другом, то есть располагаются в области одинаковых входных температур продуктов сгорания, поступающих из ГТУ.

Тракт газовой турбины описан в пункте 5.2 литературного обзора.

6.1 Расчет газотурбинной установки по сложному термодинамическому циклу

подавляющее число ПГУ используют ГТУ простого цикла. Исключением является ПГУ с ГТУ GT26 фирмы Alstom Power. Усложнение термодинамического цикла позволяет повысить экономичность ГТУ. Данное усложнение достигается введением промежуточного охлаждения воздуха между ступенями сжатия в компрессоре, промежуточного подвода теплоты между ступенями расширения в газовой турбине и их комбинации. Все это приводит к существенному увеличению КПД ГТУ, используемой в ПГУ, однако эти меры значительно усложняют тепловую схему и увеличивают капиталовложения. Только с помощью таких усложнений цикла возможно добиться КПД ГТУ выше 40% [3].

Схема с основными расчетными точками ГТУ представлена на рисунке 12.

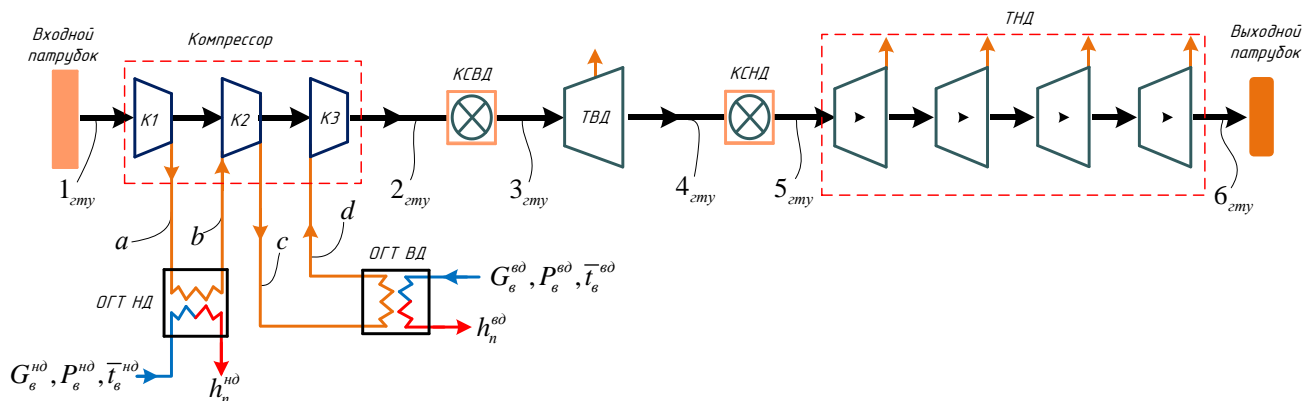


Рисунок 12 – Расчетная схема ГТУ

Исходные данные для расчета газотурбинной установки сведем в таблицу 19.

Таблица 19 – Исходные данные для расчета ГТУ

Наименование параметра	Значение
Массовый расход воздуха на входе в КУ $G_{ГТНД}$, кг/с	650
Влажность воздуха $\varphi_{вх}$, %	60
Давление воздуха на входе $P_{вх}$, МПа	0,1013
Общая степень повышения давления в компрессоре $\pi_{к}$	32
Степень повышения давления в компрессоре: низкого давления $\pi_{кнд}$ среднего давления $\pi_{ксд}$	2,3 4
Потери давления в охладителях воздуха компрессора $\delta P_{охл}$, %	2
Степень расширения в газовой турбине высокого давления $\pi_{ГТВД}$	2
КПД турбогенератора $\eta_{ГГТУ}$, %	98,8
Температура воздуха на входе в ГТУ после КВОУ $t_{вх}$, °С	15
Внутренний относительный КПД компрессора η_{oi}^k , %	88
Внутренний относительный КПД ГТУ $\eta_{oi}^{ГТУ}$, %	88,4
Температура газов на входе в ГТ $t_{зГТУ}$, °С	1300
Механический КПД газовой турбины $\eta_M^{ГТ}$, %	99,9
Температура топлива на входе в камеру сгорания t_T , °С	20
Давление входящего топлива P_T , МПа	0,6
Потери давления в камерах сгорания ГТУ $\delta P_{КС}$, %	2
Избыточное давление топлива перед камерой сгорания ГТУ $\Delta P_{КС}^T$, МПа	0,877
Внутренний относительный КПД топливного компрессора $\eta_{ТК}^{oi}$, %	70
Коэффициент использования теплоты камеры сгорания ГТУ $\eta_{КС}$, %	98,9
Низшая теплота сгорания топлива (Анастасиевско-Троицкое месторождение) Q_p^H , кДж/кг	43333,36
Объемное содержание метана в топливе X_{CH_4} , %	81
Температура определения теплоты сгорания топлива $t_{Q_p^H}$, °С	15
Потеря давления уходящих газов в котле-утилизаторе $\delta P_{ку}$, %	4
Электрическая мощность газовой турбины $N_{эм}$, МВт	288,3

Расчет ГТУ будем проводить с использованием библиотек расчета газов и смесей газов – WaterSteamPro [9]. Расчет компрессорной установки ГТУ сведем в таблицу 20.

Таблица 20 – Расчет компрессора газовой турбины

Наименование параметра	Формула	Значение
Расчет свойств окружающего воздуха		
Давление воды при температуре воздуха на входе, МПа	$P_{ex}^{zp} = P(t_{ex})$	0,00171
Молярная масса H ₂ O, кг/моль	M_{H_2O}	0,01802
Молярная масса общей смеси воздуха, кг/моль	M_{AirMix}	0,02896
Массовое содержание влаги во входящем воздухе, кг(пара)/кг(воздуха)	$d_{ex} = \frac{M_{H_2O}}{M_{AirMix}} \cdot \frac{\varphi_{ex} \cdot P_{ex}^{zp}}{P_{ex} - \varphi_{ex} \cdot P_{ex}^{zp}}$	0,006348
Молярное содержание влаги во входящем воздухе, %	$X_{ex} = \frac{M_{H_2O}}{M_{AirMix}} \cdot d_{ex}$	1,0206
Рабочая смесь на входе в компрессор	$qs_{ex} = AirMix:1;H_2O:0,010206$	
Удельная энтальпия воздуха на входе, кДж/кг	$h_{1zmy} = wspgHGST(qs_{ex}, t_{ex})$	290,095
Энтропия воздуха на входе, кДж/(кг·К)	$S_{1zmy} = wspgSGSPT(qs_{ex}, P_{ex}, t_{ex})$	6,865
Энтальпия воздуха при температуре на входе в ГТ, кДж/кг	$h_{3zmy}^{возд} = wspgHGST(qs_{ex}, t_{3zmy})$	1735,904
Расчет компрессора низкого давления (КНД)		
Давление воздуха за КНД, МПа	$P_a = P_{ex} \cdot \pi_{кнд}$	0,23299
Энтропия воздуха при изоэнтропном сжатии, кДж/(кг·К)	$S_a = S_{1zmy}$	6,865
Температура воздуха при изоэнтропном сжатии, °С	$t_a = wspgTGSPS(qs_{ex}, P_a, S_a)$	92,065
Энтальпия воздуха при изоэнтропном сжатии, кДж/кг	$h_a = wspgHGST(qs_{ex}, t_a)$	368,1009
Энтальпия воздуха при действительном сжатии в КНД, кДж/кг	$h_a^{\circ} = h_{1zmy} + \frac{h_a - h_{1zmy}}{\eta_{oi}^k}$	378,738
Температура воздуха при действительном сжатии в КНД, °С	$t_a^{\circ} = wspgTGSH(qs_{ex}, h_a^{\circ})$	102,538
Энтропия при действительном сжатии в КНД, кДж/(кг·К)	$S_a^{\circ} = wspgTGSPT(qs_{ex}, P_a, t_a^{\circ})$	6,902
Изоэнтропная работа сжатия, затраченная в компрессоре КНД, кДж/кг	$L_{кнд} = h_a - h_{1zmy}$	78,006
Действительная работа сжатия, кДж/кг	$L_{кнд}^{\circ} = h_a^{\circ} - h_{1zmy}$	88,643

Продолжение таблицы 20

Наименование параметра	Формула	Значение
Расчет компрессора среднего давления (КСД)		
Давление воздуха после охладителя ГТ, МПа	$P_b = P_a \cdot (1 - \delta P_{охл})$	0,22833
Температура входного воздуха, °С	$t_b = t_{ex}$	15
Энтальпия входного воздуха в КСД, кДж/кг	$h_b = wspgHGST(qs_{ex}, t_b)$	290,095
Энтропия входного воздуха, кДж/(кг·К)	$S_b = wspgSGSPT(qs_{ex}, P_b, t_b)$	6,631
Давление воздуха на выходе из КСД, МПа	$P_c = P_b \cdot \pi_{ксд}$	0,91332
Энтропия воздуха при изоэнтропном сжатии, кДж/(кг·К)	$S_c = S_b$	6,631
Температура воздуха при изоэнтропном сжатии, °С	$t_c = wspgTGSPS(qs_{ex}, P_c, S_c)$	153,8535
Энтальпия воздуха при изоэнтропном сжатии, кДж/кг	$h_c = wspgHGST(qs_{ex}, t_c)$	431,043
Энтальпия воздуха при действительном сжатии в КСД, кДж/кг	$h_c^{\circ} = h_b + \frac{h_c - h_b}{\eta_{oi}^{\kappa}}$	450,263
Температура воздуха при действительном сжатии в КСД, °С	$t_c^{\circ} = wspgTGSH(qs_{ex}, h_c^{\circ})$	172,6204
Энтропия при действительном сжатии в КСД, кДж/(кг·К)	$S_c^{\circ} = wspgTGSPT(qs_{ex}, P_c, t_c^{\circ})$	6,67505
Изоэнтропная работа сжатия, затраченная в КСД, кДж/кг	$L_{ксд} = h_c - h_b$	140,948
Действительная работа сжатия, кДж/кг	$L_{ксд}^{\circ} = h_c^{\circ} - h_b$	160,168
Расчет компрессора высокого давления (КВД)		
Давление воздуха после охладителя ГТ, МПа	$P_d = P_c \cdot (1 - \delta P_{охл})$	0,895
Температура входного воздуха, °С	$t_d = t_c$	15
Энтальпия входного воздуха в КВД, кДж/кг	$h_d = wspgHGST(qs_{ex}, t_d)$	290,095
Энтропия входного воздуха, кДж/(кг·К)	$S_d = wspgSGSPT(qs_{ex}, P_d, t_d)$	6,238
Давление воздуха на выходе из КВД, МПа	$P_{2zmy} = P_{ex} \cdot \pi_{\kappa}$	3,2416
Энтропия воздуха при изоэнтропном сжатии, кДж/(кг·К)	$S_{2zmy} = S_d$	6,238
Температура воздуха при изоэнтропном сжатии, °С	$t_{2zmy} = wspgTGSPS(qs_{ex}, P_{2zmy}, S_{2zmy})$	142,22
Энтальпия воздуха при изоэнтропном сжатии, кДж/кг	$h_{2zmy} = wspgHGST(qs_{ex}, t_{2zmy})$	419,152
Энтальпия воздуха при действительном сжатии в КВД, кДж/кг	$h_{2zmy}^{\circ} = h_d + \frac{h_{2zmy} - h_d}{\eta_{oi}^{\kappa}}$	436,751
Температура воздуха при действительном сжатии в КВД, °С	$t_{2zmy}^{\circ} = wspgTGSH(qs_{ex}, h_{2zmy}^{\circ})$	158,847
Энтропия при действительном сжатии в КВД, кДж/(кг·К)	$S_{2zmy}^{\circ} = wspgTGSPT(qs_{ex}, P_{2zmy}, t_{2zmy}^{\circ})$	6,277

Окончание таблицы 20

Наименование параметра	Формула	Значение
Изоэнтروпная работа сжатия, затраченная в КВД, кДж/кг	$L_{квд} = h_{2,эту} - h_d$	129,057
Действительная работа сжатия, кДж/кг	$L_{квд}^{\circ} = h_{2,эту}^{\circ} - h_d$	146,656
Общая работа компрессора ГТУ		
Суммарная изоэнтропная работа сжатия, затраченная в компрессоре ГТУ, кДж/кг	$L_k = L_{кнд} + L_{кcd} + L_{квд}$	348,0108
Суммарная действительная работа сжатия, кДж/кг	$L_k^{\circ} = L_{кнд}^{\circ} + L_{кcd}^{\circ} + L_{квд}^{\circ}$	395,4668
Содержание O_2 во входном воздухе, %	$X_{O_2} = wspgVFGSGS(qs_{ex}, qs_{O_2})$	20,778
Содержание H_2 во входном воздухе, %	$X_{H_2} = wspgVFGSGS(qs_{ex}, qs_{H_2})$	$9,9 \cdot 10^{-3}$
Содержание H_2O во входном воздухе, %	$X_{H_2O} = wspgVFGSGS(qs_{ex}, qs_{H_2O})$	1,0101
Расчет топливных компрессоров (ТК) газовой турбины		
Энтальпия топлива на входе в топливный компрессор (по таблицам для газа), кДж/кг	$h_{mk}^{ex} = h_{CH_4}^{табл}(t_m)$	613
Энтропия топлива на входе в топливный компрессор, кДж/(кг·К)	$S_{mk}^{ex} = S_{CH_4}^{табл}(P_m, t_m)$	10,7
Давление топлива за ТК, МПа	$P_{mk}^{вбх} = P_{2,эту} + \Delta P_{kc}^m$	4,118
Температура топлива на выходе из ТК при изоэнтропическом сжатии, °С	$t_{mk}^{вбх} = t_{CH_4}^{табл}(P_{mk}^{вбх}, S_{mk}^{ex})$	162
Энтальпия топлива на выходе из ТК при изоэнтропическом сжатии, кДж/кг	$h_{mk}^{вбх} = h_{CH_4}^{табл}(t_{mk}^{вбх})$	956
Теплоперепад в ТК, кДж/кг	$L_{mk} = h_{mk}^{вбх} - h_{mk}^{ex}$	343
Теплоперепад в ТК при реальном сжатии, кДж/кг	$L_{mk}^{\circ} = \frac{L_{mk}}{\eta_{mk}^{oi}}$	490
Действительная энтальпия топлива за ТК, кДж/кг	$h_{mk}^{вбх, \circ} = h_{mk}^{ex} + L_{mk}^{\circ}$	1103
Действительная температура топлива за ТК, °С	$t_{mk}^{вбх, \circ} = t_{CH_4}^{табл}(h_{mk}^{вбх, \circ})$	173

Расчет газовой турбины сведем в таблицу 21.

Таблица 21 – Расчет газовой турбины

Наименование параметра	Формула	Значение
Расчет первой камеры сгорания		
Теоретическое количество входящего воздуха, необходимое для полного сгорания 1 м ³ топлива в КС-1, м ³ /м ³	$V_n^{0ксл} = \frac{1}{X_{O_2} - 0,5 \cdot X_{H_2}} \cdot 2 \cdot X_{CH_4}$	7,7986
Теоретический объем азота, который получился при сгорании 1 м ³ топлива при нормальных условиях, м ³ /м ³	$V_{N_2}^{0ксл} = wspgVFGSGS(qs_{ex}, qs_{N_2}) \cdot V_n^{0ксл}$	6,0237

Продолжение таблицы 21

Наименование параметра	Формула	Значение
Теоретический объем углекислого газа, который получился при сгорании 1 м ³ топлива, м ³ /м ³	$V_{CO_2}^{0_{кк1}} = wspgVFGSGS(qs_{ex}, qs_{CO_2}) \cdot V_n^{0_{кк1}} + X_{CH_4}$	0,81231
Теоретический объем водяных паров, который получился при сгорании 1 м ³ топлива, м ³ /м ³	$V_{H_2O}^{0_{кк1}} = X_{H_2} \cdot V_n^{0_{кк1}} + 2X_{CH_4} + X_{H_2O} \cdot V_n^{0_{кк1}}$	1,69959
Теоретический объем аргона, который получился при сгорании 1 м ³ топлива, м ³ /м ³	$V_{Ar}^{0_{кк1}} = wspgVFGSGS(qs_{ex}, qs_{Ar}) \cdot V_n^{0_{кк1}}$	0,072566
Теоретическая масса воздуха, которая необходима для сжигания 1 кг топлива, кг/кг	$l_{кк1}^0 = V_n^{0_{кк1}} \cdot \frac{M_{qs_{ex}}}{M_{CH_4}}$	14,0286
Расчетная смесь продуктов горения, которая получилась в первой камере сгорания	$qs_{кк1} = \text{AirMix}:1; N_2:6,024; CO_2:0,812; H_2O:1,7; Ar:0,0725$	
Энтальпия продуктов сгорания при температуре перед ГТВД (на входе), кДж/кг	$h_{3_{зmy}}^{nz} = wspgHGST(qs_{кк1}, t_{3_{зmy}})$	2007,104
Приведение удельных энтальпий к температуре определения низшей теплоты сгорания топлива, кДж/кг	$h_{2_{зmy}}^{\partial Q_p^n} = h_{2_{зmy}}^{\partial} - wspgHGST(qs_{ex}, t_{Q_p^n})$	146,655
	$h_{3_{зmy}}^{nz Q_p^n} = h_{3_{зmy}}^{nz} - wspgHGST(qs_{кк1}, t_{Q_p^n})$	1674,983
	$h_{mk}^{вых. \partial Q_p^n} = h_{mk}^{вых. \partial} - h_{CH_4}(t_{Q_p^n})$	501,8
	$h_{mk}^{ex. Q_p^n} = h_{mk}^{ex} - h_{CH_4}(t_{Q_p^n})$	11,8
	$h_{3_{зmy}}^{возд Q_p^n} = h_{3_{зmy}}^{возд} - wspgHGST(qs_{ex}, t_{Q_p^n})$	1445,809
Избыточный расход воздуха в расчете на 1 килограмм топлива определяется по формуле, кг/кг:	$g_{изб}^{ex} = \frac{h_{2_{зmy}}^{\partial Q_p^n} \cdot l_{кк1}^0 - (l_{кк1}^0 + 1) \cdot h_{3_{зmy}}^{nz Q_p^n} + h_{mk}^{вых. \partial Q_p^n} + Q_p^n \cdot \eta_{кк}}{h_{3_{зmy}}^{возд Q_p^n} - h_{2_{зmy}}^{\partial}}$	15,5818
Коэффициент избытка воздуха на входе в ГТВД	$\alpha_{ex} = \frac{g_{изб}^{ex} + l_{кк1}^0}{l_{кк1}^0}$	2,11
Рабочая смесь, которая подводится в газовую турбину высокого давления ГТВД	$qs_{z1} = \text{AirMix}:1; H_2O:0,0102 : g_{изб}^{ex}; N_2:6,024; CO_2:0,812; H_2O:1,7; Ar:0,0725 : g_{изб}^{ex}$	
Содержание O ₂ после КС1, %	$X_{O_2}^3 = wspgVFGSGS(qs_{z1}, qs_{O_2})$	10,462

Продолжение таблицы 21

Наименование параметра	Формула	Значение
Содержание H_2 после КС1, %	$X_{H_2}^3 = wspgVFGSGS(qs_{z1}, qs_{H_2})$	$4,98 \cdot 10^{-3}$
Содержание H_2O за КС1, %	$X_{H_2O}^3 = wspgVFGSGS(qs_{z1}, qs_{H_2O})$	10,311
Проверка баланса по КС1		
Энтальпия продуктов горения за КС1, кДж/кг	$h_{3zmy} = wspgHGST(qs_{z1}, t_{3zmy})$	1846,154
Энтальпия h_{3zmy} относительно температуры определения теплоты сгорания, кДж/кг	$h_{3zmy}^{Q_p^H} = h_{3zmy} - wspgHGST(qs_{z1}, t_{Q_p^H})$	302,5646
Сходимость баланса	$\frac{(g_{узб}^{ex} \quad l_{кс1}^0) h_{2zmy}^{Q_p^H} + h_{mk}^{вых.д. Q_p^H} + Q_p^H \cdot \eta_{kc} - (g_{узб}^{ex} \quad l_{кс1}^0 + 1) h_{3zmy}^{Q_p^H}}{(g_{узб}^{ex} + l_{кс1}^0 + 1) h_{3zmy}^{Q_p^H}}$	0,0096
Расчет газовой турбины высокого давления (ГТВД)		
Давление на входе в ГТВД, МПа	$P_{3zmy} = P_{2zmy} \cdot (1 - \delta P_{kc})$	3,177
Энтропия рабочей смеси на входе в ГТВД, кДж/(кг·К)	$S_{3zmy} = wspgSGSPT(qs_{z1}, P_{3zmy}, t_{3zmy})$	8,142
Давление газов на выходе из ГТВД, МПа	$P_{4zmy} = \frac{P_{3zmy}}{\pi_{zmeo}}$	1,588
Температура рабочего тела на выходе из ГТВД при изоэнтропическом расширении, °С	$t_{4zmy} = wspgTGSPS(qs_{z1}, P_{4zmy}, S_{3zmy})$	1083,148
Энтальпия на выходе из ГТВД, кДж/кг	$h_{4zmy} = wspgHGST(qs_{z1}, t_{4zmy})$	1544,511
Теплоперепад в ГТВД, кДж/кг	$L_{zmeo} = h_{3zmy} - h_{4zmy}$	301,506
Полезный теплоперепад в ГТВД с учетом потери на трение, кДж/кг	$L_{zmeo}^{mp} = L_{zmeo} \cdot \eta_{oi}^{zmy}$	266,531
Энтальпия за ГТ первой ступени с учетом потери на трение, кДж/кг	$h_{4zmy}^{mp} = h_{3zmy} - L_{zmeo}^{mp}$	1579,485
Температура за ГТ, °С	$t_{4zmy}^{mp} = wspgTGSH(qs_{z1}, h_{4zmy}^{mp})$	1093,628
Энтропия за ГТВД, кДж/(кг·К)	$S_{4zmy}^{mp} = wspgSGSPT(qs_{z1}, P_{4zmy}, t_{4zmy}^{mp})$	8,0513

Продолжение таблицы 21

Наименование параметра	Формула	Значение
Расчет второй камеры сгорания		
Работа ГТВД с охлаждением (задается) [10], кДж/кг	$L_{охл}^{\partial.э\tau\theta\delta}$	261
Потеря энергии при охлаждении ГТВД, %	$\delta_{э\tau\theta\delta}^{ном} = \frac{L_{э\tau\theta\delta}^{np} - L_{охл}^{\partial.э\tau\theta\delta}}{L_{э\tau\theta\delta}^{np}}$	0,496
Действительная температура за ГТВД с охлаждением, °С	$t_{4э\tau\theta\delta}^{\partial.охл}$	1088
Теплота, отводимая от ГТВД, кДж/кг	$q_{охл}^{э\tau\theta\delta}$	16,602
Действительная энтропия за ГТВД с охлаждением, кДж/(кг·К)	$S_{4э\tau\theta\delta}^{\partial.охл} = wspgSGSPT(qs_{э1}, P_{4э\tau\theta\delta}, t_{4э\tau\theta\delta}^{\partial.охл})$	8,0025
Действительная энтальпия за ГТВД с охлаждением, кДж/кг	$h_{4э\tau\theta\delta}^{\partial.охл} = wspgHGST(qs_{э1}, t_{4э\tau\theta\delta}^{\partial.охл})$	1567,168
Энтальпия при температуре за ГТ относительно Q_p^H , кДж/кг	$h_{4э\tau\theta\delta}^{\partial.охл} Q_p^H = h_{4э\tau\theta\delta}^{\partial.охл} - wspgHGST(qs_{э1}, t_{Q_p^H})$	1259,916
Теоретическое количество входящего воздуха, м ³ /м ³	$V_n^{0к\epsilon 2} = \frac{1}{X_{O_2}^3 - 0,5 \cdot X_{H_2}^3} \cdot 2 \cdot X_{CH_4}$	15,488
Теоретический объем азота, м ³ /м ³	$V_{N_2}^{0к\epsilon 2} = wspgVFGSGS(qs_{э\kappa}, qs_{N_2}) \cdot V_n^{0к\epsilon 2}$	11,405
Теоретический объем углекислого газа, м ³ /м ³	$V_{CO_2}^{0к\epsilon 2} = wspgVFGSGS(qs_{э\kappa}, qs_{CO_2}) \cdot V_n^{0к\epsilon 2} + X_{CH_4}$	1,538
Теоретический объем водяных паров, м ³ /м ³	$V_{H_2O}^{0к\epsilon 2} = X_{H_2}^3 \cdot V_n^{0к\epsilon 2} + 2X_{CH_4} + X_{H_2O}^3 \cdot V_n^{0к\epsilon 2}$	3,2177
Теоретический объем аргона, м ³ /м ³	$V_{Ar}^{0к\epsilon 2} = wspgVFGSGS(qs_{э\kappa}, qs_{Ar}) \cdot V_n^{0к\epsilon 2}$	0,1374
Теоретическая масса воздуха, которая необходима для сжигания 1 кг топлива, кг/кг	$l_{к\epsilon 2}^0 = V_n^{0к\epsilon 2} \cdot \frac{M_{qs_{э1}}}{M_{CH_4}}$	27,28
Расчетная смесь продуктов горения в КС-2	$qs_{к\epsilon 2} = N_2:11,405; CO_2:1,538; H_2O:3,217; Ar:0,137$	
Энтальпия продуктов горения на входе в ГТНД, кДж/кг	$h_{5э\tau\theta\delta}^{нэ} = wspgHGST(qs_{к\epsilon 2}, t_{3э\tau\theta\delta})$	1962,829
Энтальпия на выходе из ГТВД при температуре перед ГТНД, кДж/кг	$h_{5э\tau\theta\delta}^{э1} = wspgHGST(qs_{э1}, t_{3э\tau\theta\delta})$	1846,15

Продолжение таблицы 21

Приведем удельные энтальпии к температуре определения Q_p^H	$h_{5zmy}^{n2 Q_p^H} = h_{5zmy}^{n2} - wspgHGST(qs_{kc2}, t_{Q_p^H})$	1649,884
	$h_{5zmy}^e Q_p^H = h_{5zmy}^e - wspgHGST(qs_{z1}, t_{Q_p^H})$	1544,898
Избыточный расход воздуха в расчете на 1 килограмм топлива, кг/кг:	$g_{изб}^{zme\theta} = \frac{h_{4zmy}^{\partial.oxl Q_p^H} \cdot l_{kc2}^0 - (l_{kc2}^0 + 1) \cdot h_{5zmy}^{n2 Q_p^H} + h_{mk}^{вых.д. Q_p^H} + Q_p^H \cdot \eta_{kc}}{h_{5zmy}^e Q_p^H - h_{4zmy}^{\partial.oxl Q_p^H}}$	109,025
Коэффициент избытка воздуха после ГТВД	$\alpha_2^{zme\theta} = \frac{g_{изб}^{zme\theta} + l_{kc2}^0}{l_{kc2}^0}$	4,996
Рабочая смесь на выходе из ГТВД	$qs_{z2} = \text{AirMix:1;H}_2\text{O:0,0102 :}g_{изб}^{zme\theta}$; $\text{N}_2:11,405;\text{CO}_2:1,538;\text{H}_2\text{O:3,217;Ar:0,137 :}g_{изб}^{zme\theta}$	
Проверка баланса		
Энтальпия продуктов горения перед ГТНД, кДж/кг	$h_{5zmy} = wspgHGST(qs_{z2}, t_{3zmy})$	1869,758
Энтальпия перед ГТНД относительно $t_{Q_p^H}$	$h_{5zmy}^{Q_p^H} = h_{5zmy} - wspgHGST(qs_{z2}, t_{Q_p^H})$	1566,19
Сходимость баланса	$\frac{(g_{изб}^{zme\theta} + l_{kc2}^0)h_{4zmy}^{\partial.oxl Q_p^H} + h_{mk}^{вых.д. Q_p^H} + Q_p^H \cdot \eta_{kc} - (g_{изб}^{zme\theta} + l_{kc2}^0 + 1)h_{5zmy}^{Q_p^H}}{(g_{изб}^{zme\theta} + l_{kc2}^0 + 1)h_{5zmy}^{Q_p^H}}$	0,0096
Давление на входе в ГТНД, МПа	$P_{5zmy} = P_{4zmy} \cdot (1 - \delta P_{kc})$	1,55662
Энтропия рабочей смеси на входе в ГТНД, кДж/(кг·К)	$S_{5zmy} = wspgSGSPT(qs_{z2}, P_{5zmy}, t_{3zmy})$	8,474
Давление газов на выходе из ГТНД, МПа	$P_{6zmy} = P_{ex} (1 + \frac{\delta P_{ky}}{100})$	0,1053
Температура рабочего тела на выходе из ГТНД при изэнтропическом расширении, °С	$t_{6zmy} = wspgTGSPS(qs_{z2}, P_{6zmy}, S_{5zmy})$	636,84
Энтальпия на выходе из ГТНД, кДж/кг	$h_{6zmy} = wspgHGST(qs_{z2}, t_{6zmy})$	1131,062
Теплоперепад в ГТНД, кДж/кг	$L_{zme\theta} = h_{5zmy} - h_{6zmy}$	738,758
Полезный теплоперепад в ГТНД с учетом потери на трение, кДж/кг	$L_{zme\theta}^{mp} = L_{zme\theta} \cdot \eta_{oi}^{zmy}$	653,062
Энтальпия за ГТНД с учетом потери на трение, кДж/кг	$h_{6zmy}^{mp} = h_{5zmy} - L_{zme\theta}^{mp}$	1216,695
Температура за ГТ, °С	$t_{6zmy}^{mp} = wspgTGSH(qs_{z2}, h_{6zmy}^{mp})$	921,134
Энтропия за ГТНД, кДж/(кг·К)	$S_{6zmy}^{mp} = wspgSGSPT(qs_{z2}, P_{6zmy}, t_{6zmy}^{mp})$	8,309

Окончание таблицы 21

Наименование параметра	Формула	Значение
Расчет газовой турбины низкого давления (ГТНД)		
Работа ГТНД с охлаждением (задается), кДж/кг	$L_{охл}^{\partial.гтнд}$	650
Потеря энергии при охлаждении ГТНД, %	$\delta_{гтнд}^{пот} = \frac{L_{гтнд}^{тр} - L_{охл}^{\partial.гтнд}}{L_{гтнд}^{тр}}$	0,98
Действительная температура за ГТНД с охлаждением, °С	$t_{6гту}^{\partial.охл}$	621
Теплота, отводимая от ГТНД, кДж/кг	$q_{охл}^{гтнд}$	19,906
Действительная энтропия за ГТНД с охлаждением, кДж/(кг·К)	$S_{6гту}^{\partial.охл} = wspgSGSPT(qs_{22}, P_{6гту}, t_{6гту}^{\partial.охл})$	8,336
Содержание O ₂ после КС2, %	$X_{O_2}^5 = wspgVFGSGS(qs_{22}, qs_{O_2})$	10,462
Содержание H ₂ после КС2, %	$X_{H_2}^5 = wspgVFGSGS(qs_{22}, qs_{H_2})$	0,004
Содержание H ₂ O за КС2, %	$X_{H_2O}^5 = wspgVFGSGS(qs_{22}, qs_{H_2O})$	12,252

Определение показателей эффективности газотурбинной установки сведем в таблицу 22. Данный расчет предполагает определение массового расхода входящего воздуха так, чтобы на выходе из ГТ значение совпадало с расходом, установленным заводом-изготовителем.

Таблица 22 – Показатели эффективности ГТУ

Наименование параметра	Формула	Значение
Массовый расход входящего воздуха, кг/с	$G_{вх}$	624,186
Массовый расход газов через ГТВД, кг/с	$G_{гтвд} = \left(\frac{g_{изб}^{вх} + l_{ксл}^0 + 1}{g_{изб}^{вх} + l_{ксл}^0} \right) \cdot G_{вх}$	645,266
Массовый расход газов через ГТНД, кг/с	$G_{гтнд} = \left(\frac{g_{изб}^{гтвд} + l_{ксл2}^0 + 1}{g_{изб}^{гтвд} + l_{ксл2}^0} \right) \cdot G_{гтвд}$	650
Количество тепла, отводимое при охлаждении ГТВД, МВт	$Q_{гтвд}^{охл} = q_{охл}^{гтвд} \cdot G_{гтвд}$	12,712
Количество тепла, отводимое при охлаждении ГТНД, МВт	$Q_{гтнд}^{охл} = q_{охл}^{гтнд} \cdot G_{гтнд}$	14,7439
Суммарная мощность охладителей газовой турбины, МВт	$Q_{общ}^{охл} = Q_{гтнд}^{охл} + Q_{гтвд}^{охл}$	27,456
Расход топлива в первую камеру сгорания (КС-1), кг/с	$B_{ксл1} = \left(\frac{1}{g_{изб}^{вх} + l_{ксл1}^0} \right) \cdot G_{вх}$	24,248

Окончание таблицы 22

Расход топлива во вторую камеру сгорания (КС-2), кг/с	$B_{к2} = \left(\frac{1}{g_{изб}^{2мвд} + l_{к2}^0} \right) \cdot G_{2мвд}$	7,274
Общий расход топлива ТЭЦ, кг/с	$B_{к}^{общ} = B_{к1} + B_{к2}$	31,523
Полная теплота, подведенная в ГТУ, МВт	$Q_{2мг} = h_{mk}^{ex} \cdot Q_p^u + Q_p^u \cdot B_{к1} + h_{mk}^{ex} \cdot Q_p^u + Q_p^u \cdot B_{к2}$	1165,124
Мощность компрессора газовой турбины, МВт	$N_k = \left(\frac{L_k^0}{\eta_M} \right) \cdot G_{ex}$	249,338
Мощность топливных компрессоров газовой турбины, МВт	$N_{mk} = \left(\frac{L_{mk}^0}{\eta_M} \right) \cdot B_{к1} + \left(\frac{L_{mk}^0}{\eta_M} \right) \cdot B_{к2}$	14,549
Расчетная мощность газовой турбины, МВт	$N_{2м} = L_{охл}^{\delta, 2мвд} \cdot G_{2мвд} + L_{охл}^{\delta, 2мнд} \cdot G_{2мнд} \cdot \eta_M^{2м}$	553,205
Мощность электрогенератора газовой турбины, МВт	$N_{2м}^P = N_{2м} - N_k \cdot \eta_{2мг}^e - N_{mk}$	285,671
Отклонение расчетной мощности от заданной, %	$\Delta = \frac{N_{2м} - N_{2м}^P}{N_{2м}} \cdot 100\%$	0,921
Электрический КПД газовой турбины, %	$\eta_{2мг}^e = \frac{N_{2м}^P}{Q_{2мг}}$	42,38

Построим цикл Брайтона по основным расчетным точкам схемы 12. Получившийся цикл представлен на рисунке 13.

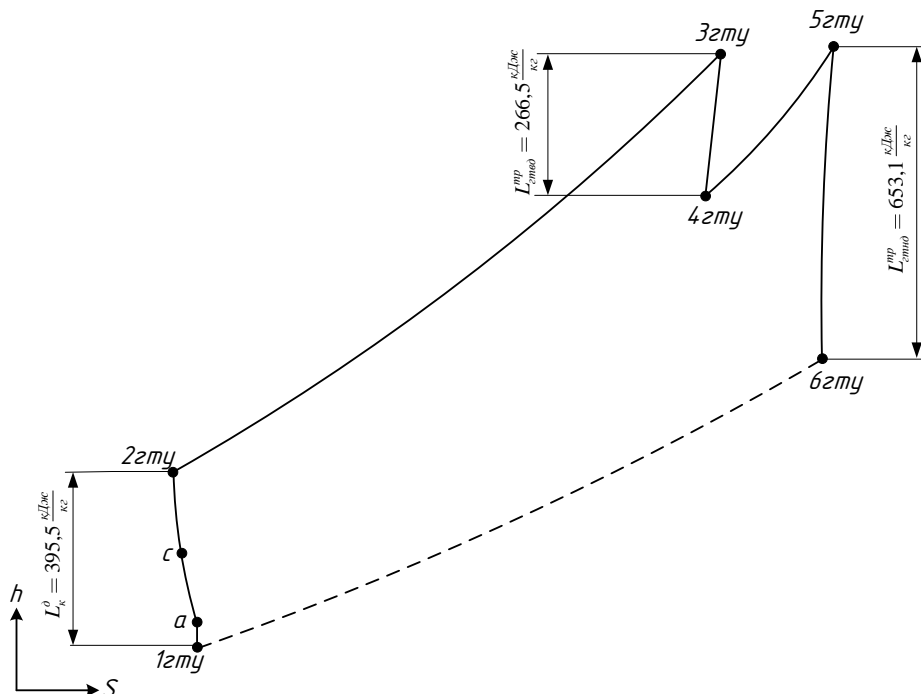


Рисунок 13 – Термодинамический цикл ГТ по расчетным точкам

На рисунке 13 показан цикл Брайтона ГТУ в h-s координатах. На процессе сжатия (линия «1гту-2гту») показаны точки отборов воздуха на охлаждение («а»

и «с»). В основной камере сгорания (линия «2гту-3гту») газы нагреваются до состояния «3гту», что соответствует выходу из камеры сгорания. Падение давления и температуры из-за охлаждения сопловых лопаток между камерой сгорания и входом в рабочие лопатки учитывается в расчете. В одноступенчатой турбине ВД происходит расширение газов и выработка мощности, при этом подмешивается холодный воздух, охлаждающий турбину ВД. Энтропия в точке «4гту» ниже, чем в точке «3гту», несмотря на значительное повышение энтропии в турбине ВД, из-за того, что подмешиваемый охлаждающий воздух с низкой температурой (низкой энтропией) перевешивает повышение энтропии в турбине ВД. Уменьшение энтальпии в процессе «3гту-4гту» не равно удельной работе турбины из-за того, что часть уменьшения энтальпии происходит вследствие подмешивания воздуха с низкими параметрами, кроме того, массовый расход в точке «4гту» включает в себя охлаждающий воздух, тогда как в точке «3гту» – нет. Во второй (перегревательной) камере сгорания (линия «4гту-5гту») газы нагреваются до состояния «5гту». Точка «5гту» соответствует выходу из камеры сгорания перед сопловыми лопатками. На линии «5гту-6гту» показано расширение газов в турбине НД и выработка мощности. Далее (линия «6гту-1гту») показан процесс отвода тепла.

6.2 Расчет сетевой установки

Схема сетевой установки представлена на рисунке 14. Исходные данные для расчета представлены в таблице 23

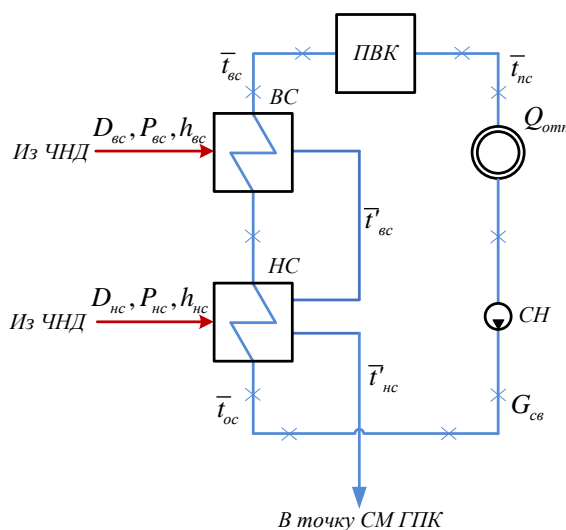


Рисунок 14 – Схема сетевой установки

Таблица 23 – Исходные данные для расчета сетевой установки

Наименование параметра	Значение
Максимальная отопительная нагрузка $Q_{от}^{макс}$, Гкал/ч	327,307
Тепловая мощность отопительных отборов $Q_{от}^{баз}$, Гкал/ч	288
Максимальная температура прямой сетевой воды $t_{под}$, °C	130
Минимальная температура прямой сетевой воды $t_{ос}$, °C	70

Расход сетевой воды определяется по формуле, кг/с:

$$G_{св} = \frac{Q_{от}^{макс}}{c_в \cdot (t_{под} - t_{ос})}, \quad (6.1)$$

где $c_в = 4,186$ – удельная теплоемкость воды, кДж/(кг·К).

$$G_{св} = \frac{327,307}{4,186 \cdot (130 - 70)} = 1515,6 \text{ кг/с.}$$

Тепловая нагрузка пикового водогрейного котла составляет, МВт:

$$Q_{пвк} = \frac{Q_{от}^{макс} - Q_{от}^{баз}}{1,163}, \quad (6.2)$$

$$Q_{пвк} = \frac{327,307 - 288}{1,163} = 39,307 \text{ МВт}$$

Температура сетевой воды после верхнего сетевого подогревателя, °С:

$$t_{вс} = t_{ос} + \frac{Q_{от}^{баз}}{G_{св} \cdot c_в}, \quad (6.3)$$

$$t_{вс} = 70 + \frac{288}{1515,6 \cdot 4,186} = 122,794 \text{ °С.}$$

Температура сетевой воды после нижнего сетевого подогревателя определяется из условия равномерного нагрева воды в подогревателях, °С:

$$t_{нс} = t_{ос} + \frac{t_{вс} - t_{ос}}{2}, \quad (6.4)$$

$$t_{нс} = 70 + \frac{122,794 - 70}{2} = 96,397 \text{ °С.}$$

Температура насыщения пара верхнего и нижнего сетевого подогревателя:

$$\bar{t}'_{вс} = t_{вс} + \mathcal{G}_c, \quad (6.5)$$

$$\bar{t}'_{нс} = t_{нс} + \mathcal{G}_c, \quad (6.6)$$

где $\mathcal{G}_c = 5$ – недогрев сетевой воды в сетевом подогревателе, °С.

$$t'_{\text{вс}} = 122,794 + 5 = 127,794 \text{ } ^\circ\text{C};$$

$$t'_{\text{нс}} = 96,397 + 5 = 101,397 \text{ } ^\circ\text{C}.$$

По данным температурам определим давление пара в корпусе и отборе турбины с учетом потери давления в трубопроводе 5%, МПа:

$$P_{\text{вс}} = f(\bar{t}'_{\text{вс}}) = 0,266 \text{ Мпа};$$

$$P_{\text{нс}} = f(\bar{t}'_{\text{нс}}) = 0,112 \text{ Мпа}.$$

Нагрузка верхнего и нижнего сетевого определяется по формулам, кВт:

$$Q_{\text{вс}} = G_{\text{св}} \cdot (t_{\text{вс}} - t_{\text{нс}}) \cdot c_{\text{в}}, \quad (6.7)$$

$$Q_{\text{нс}} = G_{\text{св}} \cdot (t_{\text{нс}} - t_{\text{ос}}) \cdot c_{\text{в}}. \quad (6.8)$$

$$Q_{\text{вс}} = 1515,6 \cdot (122,794 - 96,397) \cdot 4,186 = 167472 \text{ кВт};$$

$$Q_{\text{нс}} = 1515,6 \cdot (96,397 - 70) \cdot 4,186 = 167472 \text{ кВт}.$$

Расход пара на сетевые подогреватели можно определить по формулам, кг/с:

$$D_{\text{вс}} = \frac{Q_{\text{вс}}}{(h_{\text{вс}} - \bar{t}_{\text{вс}}) \cdot \eta_{\text{сн}}}, \quad (6.9)$$

где $h_{\text{вс}} = 2907,864$ – энтальпия пара в первом отборе, кДж/кг;

$h_{\text{нс}} = 2732,168$ – энтальпия пара во втором отборе, кДж/кг;

$\bar{t}_{\text{вс}} = 536,975$ – энтальпия насыщения пара верхнего сетевого подогревателя, кДж/кг;

$\bar{t}_{\text{нс}} = 424,996$ – энтальпия насыщения пара нижнего сетевого подогревателя, кДж/кг;

$\eta_{\text{н}} = 0,98$ – КПД подогревателя.

$$D_{\text{вс}} = \frac{167472}{(2907,864 - 536,975) \cdot 0,98} = 61,944 \text{ кг/с};$$

$$D_{\text{нс}} = \frac{167472}{(2732,168 - 424,975) \cdot 0,98} = 62,696 \text{ кг/с}.$$

6.3 Тепловой расчет котла-утилизатора

Тепловая схема котла-утилизатора представлена на рисунке 15.

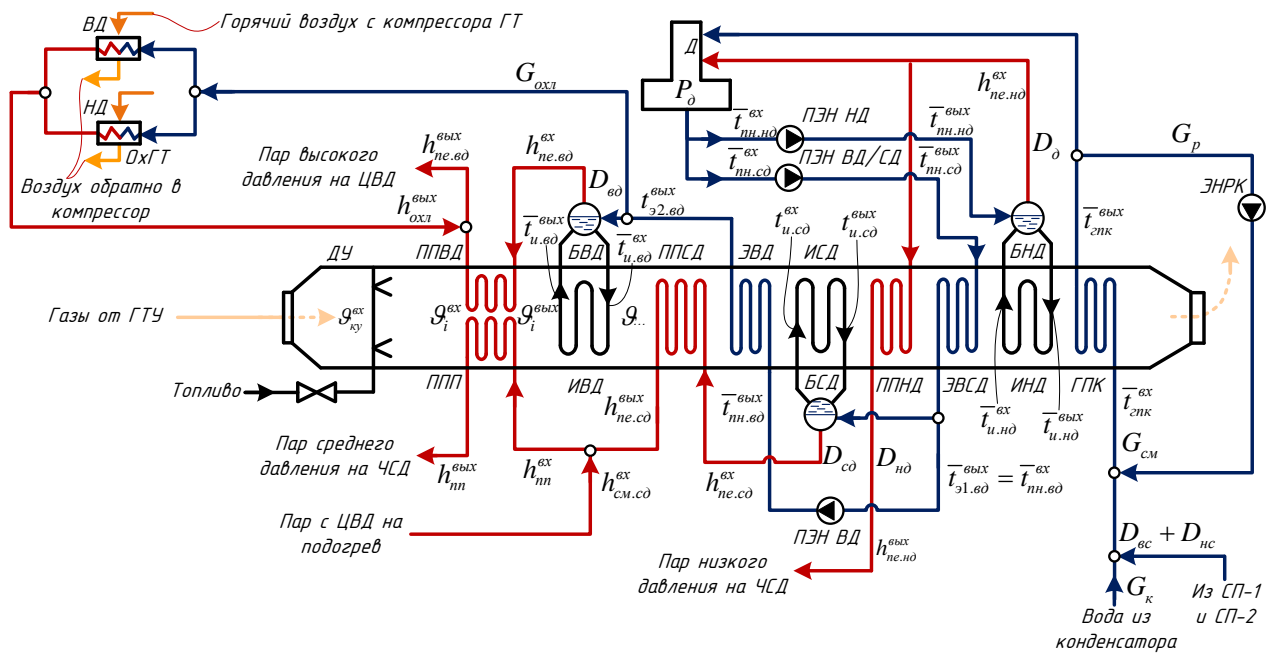


Рисунок 15 – Тепловая схема КУ П-133

Исходные данные для теплового расчета КУ представим в таблице 24.

Таблица 24 – Исходные данные для расчета котла-утилизатора

Наименование параметра	Значение
Давление пара высокого давления на выходе из котла $P_{\text{пе.вд.}}^{\text{ввых}}$, МПа	13,9
Давление на выходе из турбины (в конденсаторе) $P_{\text{чнд}}^{\text{ввых}}$, МПа	0,0039
Давление в деаэраторе $P_{\text{д}}$, МПа	0,12
Давление пара после промежуточного перегрева $P_{\text{пп}}^{\text{ввых}}$, МПа	3
Давление пара низкого давления на выходе из котла $P_{\text{пе.нд.}}^{\text{ввых}}$, МПа	0,47
Температура воды на входе в газовый подогреватель конденсата $t_{\text{ГПК}}^{\text{вх}}$, °C	60
Температура пара высокого давления на выходе из котла $t_{\text{пе.вд.}}^{\text{ввых}} = t_0$, °C	565
Температура пара после промежуточного перегрева $t_{\text{пп}}^{\text{ввых}}$, °C	565
Внутренний относительный КПД насосов $\eta_{\text{н}}^{\text{oi}}$, %	82
Потери давления пара в трубопроводах между котлом и турбиной $\delta P_{\text{п}}$, %	5
Механический КПД паровой турбины $\eta_{\text{м}}$, %	99,8
Внутренний относительный КПД ЦВД $\eta_{\text{цвд}}^{\text{oi}}$, %	88,2
Внутренний относительный КПД ЦСНД $\eta_{\text{цснд}}^{\text{oi}}$, %	89,4
Расход питательной воды на охладители газотурбинной установки $G_{\text{охл}}$, т/ч	40
Заданный температурный напор:	
на входе газов в пароперегреватель среднего давления $\delta t_{\text{пе.сд.}}^{\text{вх}}$, °C	20
на входе в пароперегреватель низкого давления $\delta t_{\text{пе.нд.}}^{\text{вх}}$, °C	20
на выходе газов из испарителя среднего давления $\delta t_{\text{и.сд.}}^{\text{ввых}}$, °C	14
на выходе газов из испарителя высокого давления $\delta t_{\text{и.вд.}}^{\text{ввых}}$, °C	14
на выходе газов из испарителя низкого давления $\delta t_{\text{пе.нд.}}^{\text{вх}}$, °C	10

Расчет котла-утилизатора проведем с помощью функций по свойствам воды и пара WaterSteam [9,11,12]. Определение основных термодинамических параметров сведем в таблицу 25.

Таблица 25 – Расчет термодинамических параметров

Наименование параметра	Формула	Значение
Гидравлические потери пароперегревателя ВД, МПа	$\Delta P_{не.вод.}$	0,25
Давление пара в барабане ВД, МПа	$P_{б.вод.} = P_{не.вод.}^{6блх} + \Delta P_{не.вод.}$	14,15
Давление воды за питательным насосом ВД, МПа	$P_{пн.вод.}^{6блх} = 1,1 \cdot P_{б.вод.}$	15,565
Давление воды на выходе из экономайзера ВД, МПа	$P_{э.вод.}^{6блх} = 1,05 \cdot P_{б.вод.}$	14,858
Давление пара на входе в ППП, МПа	$P_{пн}^{6блх} = 1,05 \cdot P_{пн}^{6блх}$	3,15
Гидравлические потери пароперегревателя СД, МПа	$\Delta P_{не.сд.}$	0,05
Давление пара в барабане СД, МПа	$P_{б.сд.} = P_{не.сд.}^{6блх} + \Delta P_{не.сд.}$	3,2
Давление воды на выходе из ПЭН СД/ВД, МПа	$P_{пн.сд.}^{6блх} = 1,1 \cdot P_{б.сд.}$	3,52
Гидравлические потери пароперегревателя НД, МПа	$\Delta P_{не.нд.} = \Delta P_{не.сд.}$	0,05
Давление пара в барабане НД, МПа	$P_{б.нд.} = P_{не.нд.}^{6блх} + \Delta P_{не.нд.}$	0,52
Давление воды на входе в испаритель НД, МПа	$P_{у.нд.}^{6блх} = 1,05 \cdot P_{б.нд.}$	0,546
Давление воды за питательным насосом НД, МПа	$P_{пн.нд.}^{6блх} = 1,1 \cdot P_{б.нд.}$	0,572
Температура на выходе из ГПК при условии одинакового нагрева в ГПК и деаэраторе, °С	$t_{знк}^{6блх} = t_{знк}^{6блх} + \frac{WaterSteamTs(P_0) - t_{знк}^{6блх}}{2}$	82,392
Энтальпия воды на входе в ГПК, кДж/кг	$\bar{t}_{знк}^{6блх} = WaterSteamHPT(P_0, t_{знк}^{6блх})$	251,238
Энтальпия воды на выходе из ГПК, кДж/кг	$\bar{t}_{знк}^{6блх} = WaterSteamHPT(P_0, t_{знк}^{6блх})$	345,044
Энтальпия пара после ППВД, кДж/кг	$h_{не.вод.}^{6блх} = WaterSteamHPT(P_{не.вод.}^{6блх}, t_{не.вод.}^{6блх})$	3501,724
Энтальпия пара перед ППВД, кДж/кг	$h_{не.вод.}^{6блх} = WaterSteamHPT(P_{не.вод.}^{6блх}, t_{не.вод.}^{6блх})$	2634,173
Температура воды на входе в испаритель ВД, °С	$t_{у.вод.}^{6блх} = WaterSteamTs(P_{э.вод.}^{6блх}) - 8 \text{ °С}$	333,394
Энтальпия воды перед испарителем ВД, кДж/кг	$\bar{t}_{у.вод.}^{6блх} = WaterSteamHPT(P_{э.вод.}^{6блх}, t_{у.вод.}^{6блх})$	1542,85
Температура газов после испарителя ВД, °С	$\vartheta_{у.вод.}^{6блх} = t_{у.вод.}^{6блх} + \delta t_{у.вод.}^{6блх}$	353,394
Энтальпия газов после испарителя ВД, кДж/кг	$l_{у.вод.}^{6блх} = wspgHGST(qs_{22}, \vartheta_{у.вод.}^{6блх})$	845,232
Температура газов на входе в КУ, °С	$\vartheta_{ку}^{6блх} = t_{6,2му}$	636,84
Энтальпия газов на входе в КУ, кДж/кг	$l_{ку}^{6блх} = h_{6,2му}^{mp}$	1216,695
Температура воды перед ПЭН ВД, °С	$t_{пн.вод.}^{6блх} = WaterSteamTs(P_{э.сд.}^{6блх}) - 8 \text{ °С}$	232,227
Энтальпия воды на входе в ПЭН ВД, °С	$\bar{t}_{пн.вод.}^{6блх} = WaterSteamTs(t_{пн.вод.}^{6блх})$	1000,676
Температура воды после первой ступени ЭВД, °С	$t_{э1.вод.}^{6блх} = t_{пн.вод.}^{6блх}$	232,227
Энтальпия воды после 1-й ступени ЭВД, кДж/кг	$\bar{t}_{э1.вод.}^{6блх} = \bar{t}_{пн.вод.}^{6блх}$	1000,676

Продолжение таблицы 25

Наименование параметра	Формула	Значение
Энтальпия воды после ПЭН ВД при действительном сжатии, кДж/кг	$\bar{t}_{nn.вод.}^{6bx} = wsp(P_{э.сд.}^{6bx}, t_{nn.вод.}^{6x}, P_{nn.вод.}^{6bx}, \frac{1}{\eta_{oi}})$	1012,831
Энтропия воды после ПЭН ВД, кДж/(кг·К)	$S_{nn.вод.}^{6bx} = WaterSteamSPH(P_{nn.вод.}^{6bx}, h_{nn.вод.}^{6bx})$	2,624
Температура воды после ПЭН ВД, °С	$t_{nn.вод.}^{6bx} = WaterSteamTPH(P_{nn.вод.}^{6bx}, \bar{t}_{nn.вод.}^{6bx})$	234,285
Энтальпия воды перед 2-й ступенью экономайзера ВД, кДж/кг	$\bar{t}_{э2.вод.}^{6x} = \bar{t}_{nn.вод.}^{6bx}$	1012,831
Температура воды перед 2-й ступенью ЭВД, °С	$t_{э2.вод.}^{6x} = t_{nn.вод.}^{6bx}$	234,285
Температура пара перед ППСД, °С	$t_{не.сд.}^{6x} = WaterSteamTs(P_{сд.}^{6x})$	237,464
Энтальпия пара перед ППСД, кДж/кг	$h_{не.сд.}^{6x} = WaterSteamHgT(t_{не.сд.}^{6x})$	2803,238
Температура пара СД на выходе из котла, °С	$t_{не.сд.}^{6bx} = \vartheta_{u.вод.}^{6bx} - \delta t_{не.сд.}^{6x}$	327,394
Энтальпия пара СД на выходе из котла, кДж/кг	$h_{не.сд.}^{6bx} = WaterSteamHPT(P_{не.сд.}^{6bx}, t_{не.сд.}^{6bx})$	3058,313
Температура воды на входе в испаритель СД, °С	$t_{u.сд.}^{6x} = WaterSteamTs(P_{э.сд.}^{6bx}) - 8 \text{ °С}$	232,227
Энтальпия воды перед испарителем СД, кДж/кг	$\bar{t}_{u.сд.}^{6x} = WaterSteamHPT(P_{э.сд.}^{6bx}, t_{u.сд.}^{6x})$	1000,751
Температура газов после испарителя СД, °С	$\vartheta_{u.сд.}^{6bx} = t_{u.сд.}^{6x} - \delta t_{не.сд.}^{6bx}$	242,397
Энтальпия газов на выходе из ИСД, кДж/кг	$l_{u.вод.}^{6bx} = wspgHGST(qs_{э2}, \vartheta_{u.сд.}^{6bx})$	551,44
Температура воды в деаэраторе, °С	$t_{\theta} = WaterSteamTs(P_{\theta})$	104,784
Энтальпия воды перед ПЭН СД/ВД, кДж/кг	$\bar{t}_{nn.сд.}^{6x} = WaterSteamHfT(t_{\theta})$	439,299
Энтальпия воды после ПЭН СД/ВД, кДж/кг	$\bar{t}_{nn.сд.}^{6bx} = wsp(P_{\theta}, t_{\theta}, P_{nn.сд.}^{6bx}, \frac{1}{\eta_{oi}})$	442,089
Энтропия воды после ПЭН СД/ВД, кДж/(кг·К)	$S_{nn.сд.}^{6bx} = WaterSteamSPH(P_{nn.сд.}^{6bx}, \bar{t}_{nn.сд.}^{6bx})$	1,359
Температура воды после ПЭН СД/ВД, °С	$t_{nn.сд.}^{6bx} = WaterSteamTPH(P_{nn.сд.}^{6bx}, \bar{t}_{nn.сд.}^{6bx})$	104,848
Энтальпия воды перед ЭСД, кДж/кг	$\bar{t}_{э.сд.}^{6bx} = \bar{t}_{nn.сд.}^{6bx}$	442,089
Температура пара перед ППНД, °С	$t_{не.нд.}^{6x} = WaterSteamTs(P_{нд.}^{6x})$	153,32
Энтальпия пара НД перед ППНД, кДж/кг	$h_{не.нд.}^{6x} = WaterSteamHgT(t_{не.нд.}^{6x})$	2749,852
Температура пара НД на выходе из котла, °С	$t_{не.нд.}^{6bx} = \vartheta_{u.сд.}^{6bx} - \delta t_{не.нд.}^{6x}$	226,227
Энтальпия пара НД на выходе из котла, кДж/кг	$h_{не.нд.}^{6bx} = WaterSteamHPT(P_{не.нд.}^{6bx}, t_{не.нд.}^{6bx})$	2912,727
Энтальпия воды перед ПЭН НД, кДж/кг	$\bar{t}_{nn.нд.}^{6x} = \bar{t}_{nn.сд.}^{6x}$	439,299
Энтальпия воды после ПЭН НД, кДж/кг	$h_{nn.нд.}^{6bx} = wsp(P_{\theta}, t_{\theta}, P_{nn.нд.}^{6bx}, \frac{1}{\eta_{oi}})$	439,472
Энтропия воды после ПЭН НД, кДж/(кг·К)	$S_{nn.нд.}^{6bx} = WaterSteamSPH(P_{nn.нд.}^{6bx}, h_{nn.нд.}^{6bx})$	1,36
Температура воды после ПЭН НД, °С	$t_{nn.нд.}^{6bx} = WaterSteamTPH(P_{nn.нд.}^{6bx}, h_{nn.нд.}^{6bx})$	104,748
Температура газов после испарителя НД, °С	$\vartheta_{u.нд.}^{6bx} = WaterSteamTs(P_{u.нд.}^{6x}) + \delta t_{u.нд.}^{6bx}$	165,281
Энтальпия газов на выходе из ИНД, кДж/кг	$l_{u.вод.}^{6bx} = wspgHGST(qs_{э2}, \vartheta_{u.нд.}^{6bx})$	501,255
Давление пара ВД на входе в ЦВД, МПа	$P_{цвд}^{6x} = P_{не.вод.}^{6bx} (1 - \delta P_n)$	13,205

Окончание таблицы 25

Наименование параметра	Формула	Значение
Энтальпия пара ВД на входе в ЦВД, кДж/кг	$h_{цвд}^{6x} = WaterSteamHPT(P_{цвд}^{6x}, t_{не.вд}^{6x})$	3509,223
Давление пара на выходе из ЦВД, МПа	$P_{цвд}^{6bлx} = 1,05 \cdot P_{nn}^{6bлx} \cdot (1 - \delta P_n)$	3,308
Энтальпия пара на выходе из ЦВД, кДж/кг	$h_{цвд}^{6bлx} = wsp(P_{цвд}^{6x}, t_{не.вд}^{6bлx}, P_{цвд}^{6bлx}, \eta_{цвд}^{oi})$	3132,008
Температура пара на выходе из ЦВД, °С	$t_{цвд}^{6bлx} = WaterSteamTPH(P_{цвд}^{6bлx}, h_{цвд}^{6bлx})$	359,572
Расчетная тепловая нагрузка охладителей газовой турбины, МВт	$Q_{охл} = Q_{общ}$	27,456
Энтальпия пара на выходе из охладителей ГТ, кДж/кг	$h_{охл}^{6bлx} = \frac{Q_{общ}^{охл}}{G_{охл}} + h_{э2.вд}^{6x}$	3493,871
Энтальпия пара турбины после смешения с паром СД, кДж/кг	$h_{см.сд}^{6x} = WaterSteamHPT(P_{nn}^{6x}, t_{цвд}^{6bлx})$	3135,153
Энтальпия пара после промежуточного перегрева, кДж/кг	$h_{nn}^{6bлx} = WaterSteamHPT(P_{nn}^{6bлx}, t_{цвд}^{6bлx})$	3603,234
Давление пара перед ЧСД, МПа	$P_{чсд}^{6x} = P_{nn}^{6bлx} \cdot (1 + \delta P_n)$	3,15
Энтальпия пара перед ЧСД, кДж/кг	$h_{чсд}^{6x} = WaterSteamHPT(P_{чсд}^{6x}, t_{nn}^{6bлx})$	3602,301

Расчет расхода пара высокого давления проведем MathCAD 3.1 Prime. Зададим расход пара среднего давления как функцию расхода пара высокого давления. Определим расход греющего пара высокого давления из уравнения теплового баланса. Тогда:

$$\left\{ \begin{array}{l} D_{cd}(D_{6d}) = \frac{G_2 \cdot l_{у.вд}^{6bлx} - l_{у.сд}^{6bлx} - D_{cd} \cdot h_{у.вд}^{6x} - h_{э2.вд}^{6x}}{h_{не.сд}^{6bлx} - h_{не.сд}^{6x} + h_{не.сд}^{6x} + h_{у.сд}^{6x}} \\ G_2 \cdot l_{ку}^{6x} - l_{у.вд}^{6bлx} = D_{6d} \cdot h_{не.сд}^{6bлx} - h_{у.вд}^{6x} + D_{6d} + D_{cd}(D_{6d}) \cdot \left(h_{nn}^{6bлx} - \frac{D_{6d} \cdot h_{см.сд}^{6x} + D_{cd}(D_{6d}) \cdot h_{не.сд}^{6bлx}}{D_{6d} + D_{cd}(D_{6d})} \right) \end{array} \right.$$

Расход пара высокого давления: $D_{ВД} = 313,168$ т/ч.

Аналогично проведем расчет расхода пара низкого, среднего давления и расхода пара на деаэрационную установку. Составим уравнения теплового баланса:

$$\left\{ \begin{array}{l} G_2 \cdot l_{у.вд}^{6bлx} - l_{у.сд}^{6bлx} = D_{cd} \cdot h_{не.сд}^{6bлx} - h_{у.сд}^{6x} + D_{6d} \cdot h_{у.вд}^{6x} - h_{э2.вд}^{6x} \\ D_{6d} \cdot h_{э1.вд}^{6bлx} - h_{nn.сд}^{6bлx} + D_{cd} \cdot h_{у.сд}^{6x} - h_{nn.сд}^{6bлx} + D_{нд} \cdot h_{не.нд}^{6bлx} - h_{у.нд}^{6x} = G_2 \cdot l_{у.сд}^{6bлx} - l_{у.нд}^{6bлx} \\ D_{6d} \cdot h_{не.нд}^{6bлx} + D_{6d} + D_{cd} + D_{нд} - D_{6d} \cdot h_{эпк}^{6bлx} = (D_{6d} + D_{cd}) \cdot h_{nn.сд}^{6x} + D_{нд} \cdot h_{nn.нд}^{6x} \\ D_{6d} + (D_{6d} + D_{cd} + D_{нд} - D_{6d}) = D_{6d} + D_{cd} + D_{нд} \end{array} \right.$$

Расход пара среднего давления: $D_{сд} = 43,15$ т/ч;
 расход пара низкого давления: $D_{нд} = 29,274$ т/ч;
 расход пара на деаэратор: $D_{д} = 14,154$ т/ч.

Определение основных показателей котла-утилизатора сведем в таблицу

26.

Таблица 26 – Определение основных показателей КУ

Наименование параметра	Формула	Значение
Энтальпия газов за ПЕВД, кДж/кг	$I_{не.вд}^{вбх} = I_{ку}^{вбх} - \frac{D_{вд} \cdot (h_{не.вд}^{вбх} - \bar{t}_{у.вд}^{вбх}) + (D_{вд} + D_{сд}) \cdot (h_{нн}^{вбх} - \frac{D_{вд} \cdot h_{см.сд}^{вбх} + D_{сд} \cdot h_{не.сд}^{вбх}}{D_{вд} + D_{сд}})}{G_{этид}}$	877,18
Температура газов после ПЕВД, °С	$\vartheta_{не.вд}^{вбх} = \text{wspgTGS}(qs_{22}, I_{не.вд}^{вбх})$	491,52
Энтальпия газов после ПЕСД, кДж/кг	$I_{не.сд}^{вбх} = I_{у.вд}^{вбх} - \frac{D_{сд} \cdot (h_{не.сд}^{вбх} - h_{не.сд}^{вбх})}{G_{этид}}$	637,94
Температура газов после ПЕСД, °С	$\vartheta_{не.сд}^{вбх} = \text{wspgTGS}(qs_{22}, I_{не.сд}^{вбх})$ $\vartheta_{не.сд}^{вбх} - t_{у.вд}^{вбх} = 14,056 > 10 \rightarrow \text{Условие выполнено}$	347,45
Энтальпия газов перед ИСД, кДж/кг	$I_{у.сд}^{вбх} = I_{не.сд}^{вбх} - \frac{D_{сд} \cdot (\bar{t}_{у.сд}^{вбх} - \bar{t}_{э2.вд}^{вбх})}{G_{этид}}$	571,226
Температура газов перед ИСД, °С	$\vartheta_{у.сд}^{вбх} = \text{wspgTGS}(qs_{22}, I_{у.сд}^{вбх})$	275,78
Энтальпия газов за ПЕНД, кДж/кг	$I_{не.нд}^{вбх} = I_{у.сд}^{вбх} - \frac{D_{нд} \cdot (h_{не.нд}^{вбх} - h_{не.нд}^{вбх})}{G_{этид}}$	549,402
Температура газов после ПЕНД, °С	$\vartheta_{не.нд}^{вбх} = \text{wspgTGS}(qs_{22}, I_{не.нд}^{вбх})$ $\vartheta_{не.нд}^{вбх} - t_{у.сд}^{вбх} = 14,923 > 10 \rightarrow \text{Условие выполнено}$	242,4
Энтальпия газов за ПЕВД, кДж/кг	$I_{э1.вд}^{вбх} = I_{не.нд}^{вбх} - \frac{D_{вд} \cdot (h_{не.нд}^{вбх} - h_{не.сд}^{вбх}) + D_{сд} \cdot (\bar{t}_{у.сд}^{вбх} - \bar{t}_{нн.сд}^{вбх})}{G_{этид}}$	456,279
Температура газов на выходе из 1-й ступени ЭВД, °С	$\vartheta_{э1.вд}^{вбх} = \text{wspgTGS}(qs_{22}, I_{э1.вд}^{вбх})$	184,18
Температура газов на выходе из ЭВСД, °С	$\vartheta_{э.сд}^{вбх} = \vartheta_{э1.вд}^{вбх}$	184,18
Энтальпия пара перед промежуточным перегревом, кДж/кг	$h_{нн}^{вбх} = \frac{D_{вд} \cdot h_{см.сд}^{вбх} + D_{сд} \cdot h_{не.сд}^{вбх}}{D_{вд} + D_{сд}}$	3132,002
Температура пара перед ППП, °С	$t_{нн}^{вбх} = \text{WaterSteamTPH}(P_{нн}^{вбх}, h_{нн}^{вбх})$	342,78
Температура пара на выходе из ЦСНД, °С	$t_{чнд}^{вбх} = \text{WaterSteamTs}(P_{чнд}^{вбх})$	28,525

Окончание таблицы 26

Наименование параметра	Формула	Значение
Энтальпия конденсата перед рециркуляцией, кДж/кг	$\bar{t}_{\text{риц}}^{\text{ex}} = \text{WaterSteamHPT}(P_{\text{д}}, t_{\text{чнд}}^{\text{бых}})$	119,683
Энтальпия конденсата на выходе с рециркуляции, кДж/кг	$\bar{t}_{\text{риц}}^{\text{бых}} = \text{WaterSteamHPT}(P_{\text{д}}, t_{\text{знк}}^{\text{ex}})$	251,238
Расход воды на рециркуляцию конденсата, т/ч	$D_p = \frac{D_{\text{вд}} + D_{\text{сд}} + D_{\text{нд}} - D_{\text{д}} + D_{\text{вс}} + D_{\text{ис}} \cdot (\bar{t}_{\text{знк}}^{\text{ex}} - \bar{t}_{\text{риц}}^{\text{ex}})}{\bar{t}_{\text{знк}}^{\text{бых}} - \bar{t}_{\text{риц}}^{\text{бых}}}$	1150,186
Энтальпия уходящих газов на выходе из котла, кДж/кг	$l_{\text{yx}} = l_{\text{и.нд}}^{\text{бых}} - (D_{\text{вд}} + D_{\text{сд}} + D_{\text{нд}} - D_{\text{д}} + D_p) \cdot \frac{(h_{\text{знк}}^{\text{бых}} - h_{\text{знк}}^{\text{ex}})}{G_{\text{зтнд}}}$	349,001
Температура уходящих газов, °С	$\vartheta_{\text{yx}} = \text{wspgTGS}(qs_{22}, l_{\text{yx}})$	90,13
Энтропия уходящих газов, кДж/(кг·К)	$S_{\text{yx}} = \text{wspgSGSPT}(qs_{22}, P_{\text{бзту}}, \vartheta_{\text{yx}})$	7,2751
Энтальпия входящего воздуха в турбину ГТ (таблица 21), кДж/кг	$l_{\text{везд}} = h_{\text{д,а,с}}$	290,05
Энтальпия за газовой турбиной (таблица 21), кДж/кг	$l_{\text{бзту}} = h_{\text{бзту}}$	1136
КПД котла-утилизатора П-133, %	$\eta_{\text{ку}} = \frac{l_{\text{ку}}^{\text{ex}} - l_{\text{yx}}}{l_{\text{ку}}^{\text{ex}} - l_{\text{везд}}}$	88,922
Составление прямого баланса котла-утилизатора		
Теплота, которую подвели к воде в ГПК, МВт	$Q_{\text{знк}} = (D_{\text{вд}} + D_{\text{сд}} + D_{\text{нд}} - D_{\text{д}} + D_p) \cdot (h_{\text{знк}}^{\text{бых}} - h_{\text{знк}}^{\text{ex}})$	42,516
Теплота, которую подвели к воде в ИНД, МВт	$Q_{\text{и.нд}} = D_{\text{нд}} \cdot (h_{\text{не.нд}}^{\text{ex}} - h_{\text{и.нд}}^{\text{ex}})$	18,787
Теплота, подводимая к ПЕНД, МВт	$Q_{\text{не.нд}} = D_{\text{нд}} \cdot (h_{\text{не.нд}}^{\text{бых}} - h_{\text{не.нд}}^{\text{ex}})$	1,324
Теплота, подводимая к воде в ЭСД, МВт	$Q_{\text{э.сд}} = D_{\text{сд}} \cdot (h_{\text{и.сд}}^{\text{ex}} - h_{\text{и.сд}}^{\text{бых}})$	6,696
Теплота, подводимая к ИСД, МВт	$Q_{\text{и.сд}} = D_{\text{сд}} \cdot (h_{\text{не.сд}}^{\text{ex}} - h_{\text{и.сд}}^{\text{ex}})$	21,605
Теплота, подводимая к ПЕСД, МВт	$Q_{\text{не.сд}} = D_{\text{сд}} \cdot (h_{\text{не.сд}}^{\text{бых}} - h_{\text{не.сд}}^{\text{ex}})$	1,276
Теплота, подводимая к воде в первой ступени ЭВД, МВт	$Q_{\text{э1.вд}} = D_{\text{вд}} \cdot (h_{\text{и1.вд}}^{\text{бых}} - h_{\text{и1.вд}}^{\text{ex}})$	65,665
Теплота, подводимая к воде во второй ступени ЭВД, МВт	$Q_{\text{э2.вд}} = D_{\text{вд}} \cdot (h_{\text{и2.вд}}^{\text{ex}} - h_{\text{э2.вд}}^{\text{ex}})$	57,937
Теплота, подводимая к ИВД, МВт	$Q_{\text{и.вд}} = D_{\text{вд}} \cdot (h_{\text{не.вд}}^{\text{ex}} - h_{\text{и.вд}}^{\text{ex}})$	112,521
Теплота, подводимая к ППП, МВт	$Q_{\text{пн}} = (D_{\text{вд}} + D_{\text{сд}}) \cdot (h_{\text{пн}}^{\text{бых}} - h_{\text{пн}}^{\text{ex}})$	65,801
Теплота, подводимая к ПЕВД, МВт	$Q_{\text{не.вд}} = D_{\text{вд}} \cdot (h_{\text{не.вд}}^{\text{бых}} - h_{\text{не.вд}}^{\text{ex}})$	101,985
Теплота, полученная в КУ паромводой от газов ГТУ, МВт	$Q_{\text{ку.п}} = Q_{\text{знк}} + Q_{\text{и.нд}} + Q_{\text{не.нд}} + Q_{\text{э.сд}} + Q_{\text{и.сд}} + Q_{\text{э.сд}} + Q_{\text{и.сд}} + Q_{\text{не.сд}} + Q_{\text{э1.вд}} + Q_{\text{э2.вд}} + Q_{\text{и.вд}} + Q_{\text{пн}} + Q_{\text{не.вд}}$	496,115
Теплота, отданная в КУ газами ГТУ, МВт	$Q_{\text{ку.г}} = (l_{\text{ку}}^{\text{ex}} - l_{\text{yx}}) \cdot G_{\text{зтнд}}$	495,604
Относительная величина невязки, %	$\delta = \frac{ Q_{\text{ку.г}} - Q_{\text{ку.п}} }{Q_{\text{ку.г}}} \cdot 100$ $\delta \leq 0,2\% \rightarrow \text{Условие выполнено}$	0,103

По результатам расчета составим тепловые диаграммы котла-утилизатора в области всех поверхностей нагрева. Тепловая диаграмма в области пароперегревателя высокого давления (ППВД) и промежуточного пароперегревателя (ППП) представлена на рисунке 16.

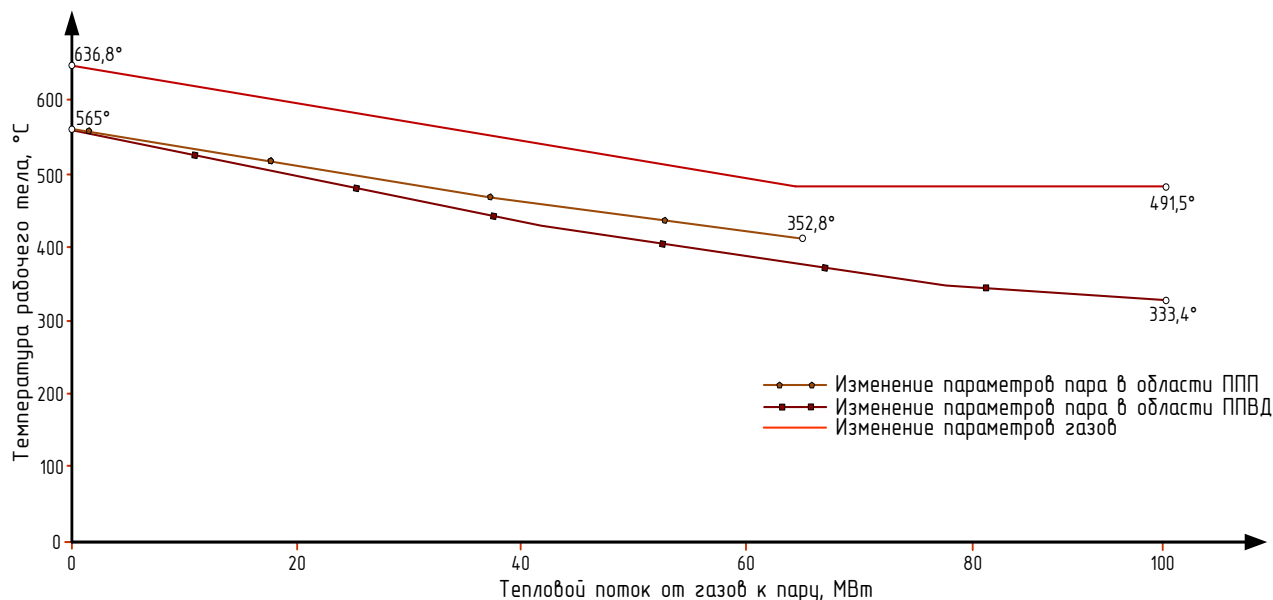


Рисунок 16 – Тепловая диаграмма котла-утилизатора в области ППВД и ППП

Тепловая диаграмма котла-утилизатора в области остальных поверхностей нагрева представлена на рисунке 17.

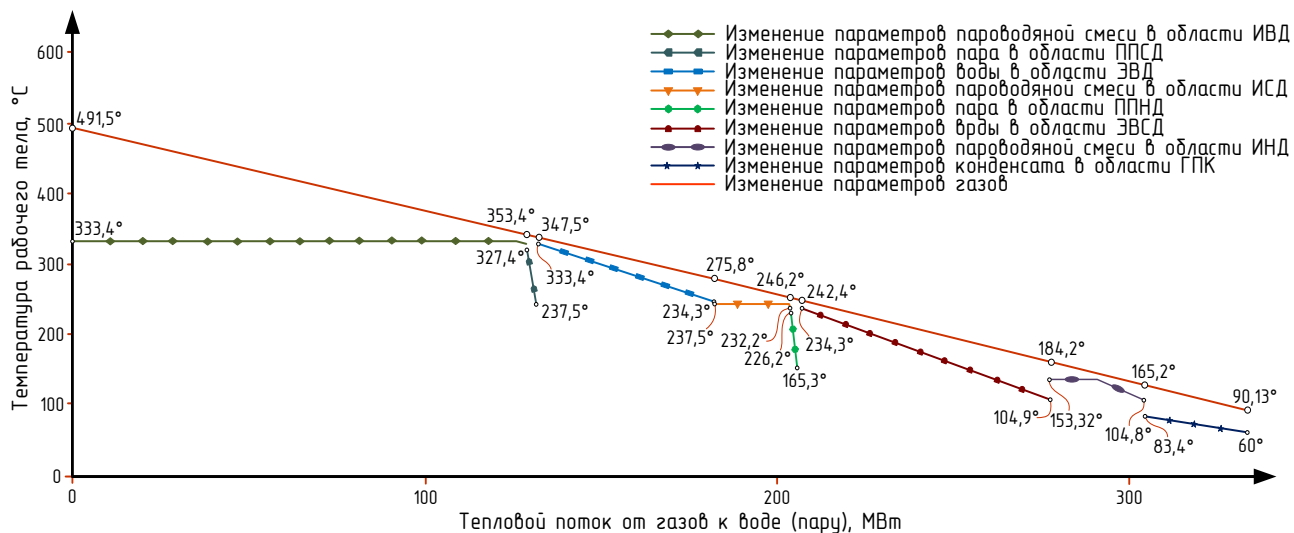


Рисунок 17 – Тепловая диаграмма котла-утилизатора

6.4 Тепловой расчет паротурбинной установки

Тепловая схема паротурбинной установки представлена на рисунке 18.

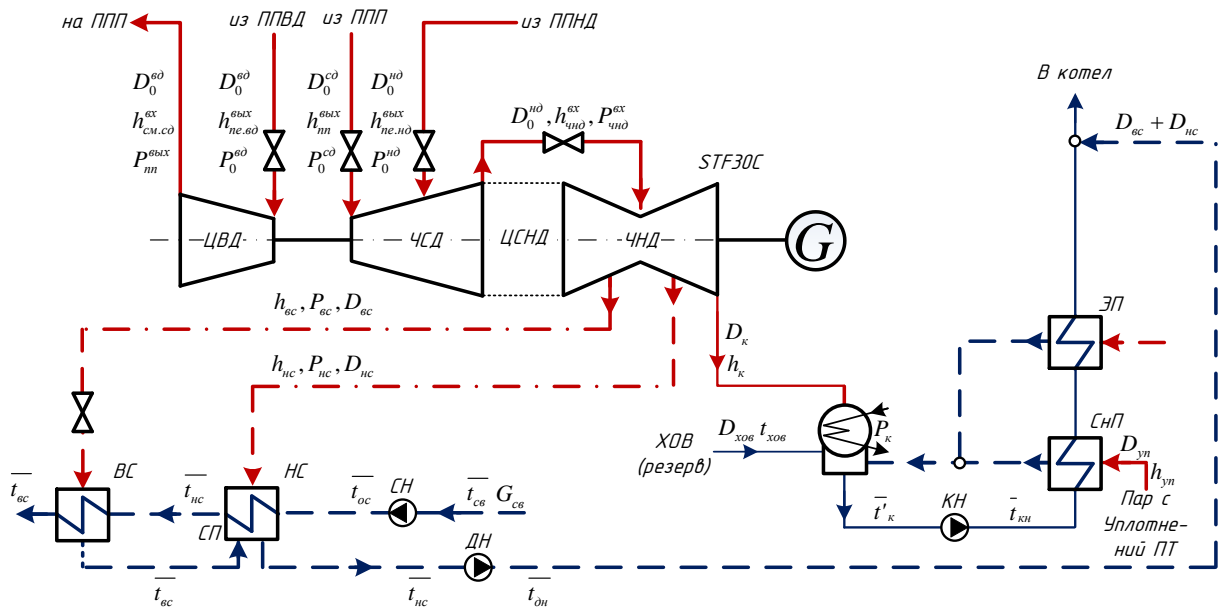


Рисунок 18 – Тепловая схема паротурбинной установки

Построим процесс расширения в h,S -диаграмме с учётом дросселирования пара в стопорных и регулирующих клапанах турбины, а также в промежуточном пароперегревателе.

Внутренние КПД цилиндров турбины приведены в таблице 24.

На рисунке 19 представлен процесс расширения турбины в h,S – диаграмме.

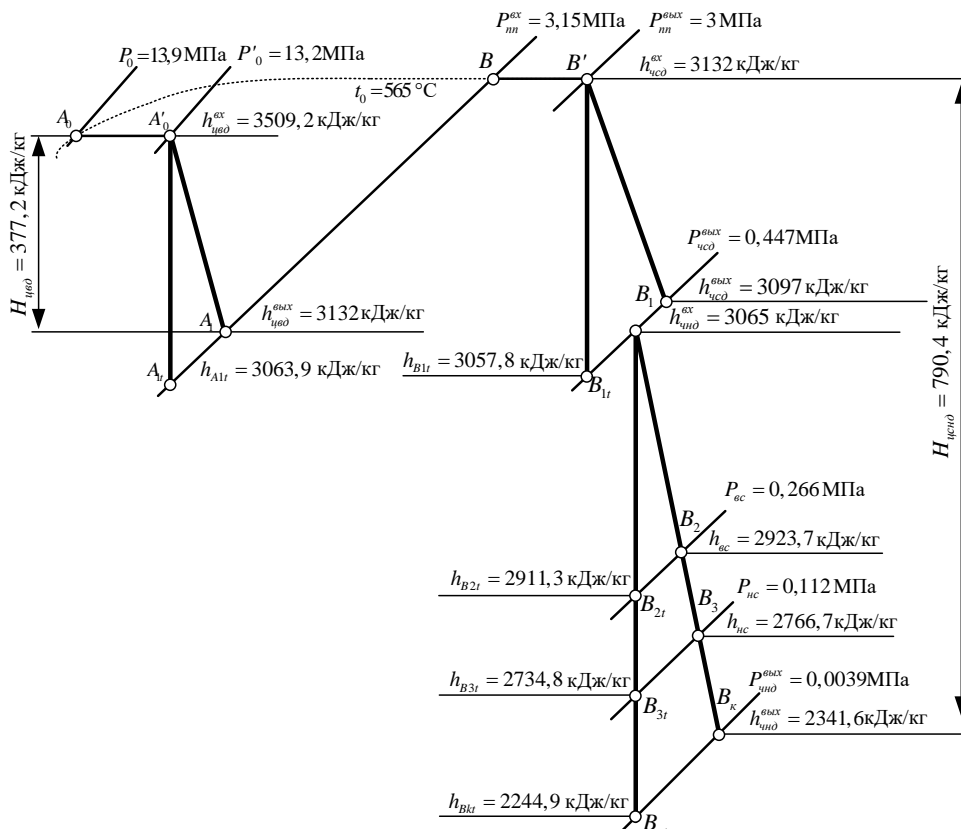


Рисунок 19 – Процесс расширения в турбине STF30C

Далее проведем расчет мощности паротурбинной установки. Потери на вращение турбоагрегата (механические потери) будем учитывать для номинального режима.

На графике под:

$A'_0 \div A_1$ – действительный процесс расширения пара в цилиндре высокого давления;

$A_1 \div B$ – подогрев пара в промежуточном пароперегревателе;

$B' \div B_1$ – действительный процесс расширения пара в части среднего давления;

$B_1 \div B_k$ – действительный процесс расширения пара в части низкого давления.

Расчет паротурбинной установки STF30С представим в виде таблицы 27.

Таблица 27 – Расчет внутренней мощности STF30С

Наименование параметра	Формула	Значение
Давление пара НД перед ЧНД, МПа	$P_{\text{чнд}}^{\text{ex}} = P_{\text{пе.нд}}^{\text{бьлх}} \cdot (1 - \delta P_n)$	0,447
Энтальпия пара перед смешиванием с паром НД, кДж/кг	$h_{\text{чсд}}^{\text{бьлх}} = \text{wsp}(P_{\text{чсд}}^{\text{ex}}, t_{\text{пт}}^{\text{бьлх}}, P_{\text{чнд}}^{\text{ex}}, \eta_{\text{чсд}}^{\text{oi}})$	3097,312
Энтальпия пара на входе в ЧНД, кДж/кг	$h_{\text{чнд}}^{\text{ex}} = \frac{(D_{\text{вд}} + D_{\text{сд}}) \cdot h_{\text{чсд}}^{\text{бьлх}} + (D_{\text{нд}} - D_{\text{д}}) \cdot h_{\text{см.нд}}^{\text{ex}}}{D_{\text{вд}} + D_{\text{сд}} + D_{\text{нд}} - D_{\text{д}}}$	3065,112
Температура пара НД перед смешиванием с паром в турбине, °С	$t_{\text{см.нд}}^{\text{ex}} = \text{WaterSteamTPH}(P_{\text{чнд}}^{\text{ex}}, h_{\text{см.нд}}^{\text{ex}})$	226,226
Температура пара ПТ перед смешением с паром в НД, °С	$t_{\text{чсд}}^{\text{бьлх}} = \text{WaterSteamTPH}(P_{\text{чнд}}^{\text{ex}}, h_{\text{чсд}}^{\text{бьлх}})$	298,31
Температура пара на входе в ЦНД, °С	$t_{\text{чнд}}^{\text{ex}} = \text{WaterSteamTPH}(P_{\text{чнд}}^{\text{ex}}, h_{\text{чнд}}^{\text{ex}})$	296,04
Энтальпия пара на выходе из ЧНД, кДж/кг	$h_{\text{чнд}}^{\text{бьлх}} = \text{wsp}(P_{\text{чнд}}^{\text{ex}}, t_{\text{чнд}}^{\text{ex}}, P_{\text{чнд}}^{\text{бьлх}}, \eta_{\text{чнд}}^{\text{oi}})$	2341,618
Действительная энтальпия пара в отборе на верхний сетевой подогреватель, кДж/кг	$h_{\text{вс}} = \text{wsp}(P_{\text{чнд}}^{\text{ex}}, t_{\text{чнд}}^{\text{ex}}, P_{\text{вс}}, \eta_{\text{чнд}}^{\text{oi}})$	2923,757
Действительная энтальпия пара в отборе на нижний сетевой подогреватель, кДж/кг	$h_{\text{нс}} = \text{wsp}(P_{\text{чнд}}^{\text{ex}}, t_{\text{чнд}}^{\text{ex}}, P_{\text{нс}}, \eta_{\text{чнд}}^{\text{oi}})$	2766,684
Расход пара в конденсатор, т/ч	$D_{\text{к}} = D_{\text{вд}} + D_{\text{сд}} + D_{\text{нд}} - D_{\text{д}} - D_{\text{вс}} - D_{\text{нс}}$	73,606
Максимальный расход в конденсатор, т/ч	$D_{\text{к}}^{\text{max}} = D_{\text{вд}} + D_{\text{сд}} + D_{\text{нд}} - D_{\text{д}}$	371,438

Окончание таблицы 27

Наименование параметра	Формула	Значение
Показатели эффективности паровой турбины		
Внутренняя мощность ЦВД ПТ, МВт	$W_{цвд} = D_{вд} \cdot h_{цвд}^{вх} - h_{цвд}^{вых} \cdot \eta_m$	48,437
Внутренняя мощность ЧСД ПТ, МВт	$W_{чсд} = D_{вд} + D_{сд} \cdot h_{чсд}^{вх} - h_{чсд}^{вых} \cdot \eta_m$	75,88
Внутренняя мощность ЧНД ПТ, МВт	$W_{чнд} = D_{вд} + D_{сд} + D_{нд} - D_{д} - D_{вс} - D_{ис} \cdot h_{чнд}^{вх} - h_{чнд}^{вых} \cdot \eta_m$	14,614
Внутренняя мощность ПГУ, МВт	$W_{пт} = W_{цвд} + W_{чсд} + W_{чнд}$	138,93

Проведем расчет показателей экономичности всей ПГУ пропорциональным методом [9]. Данный расчет представим в таблице 28.

Таблица 28 – Расчет показателей экономичности ПГУ

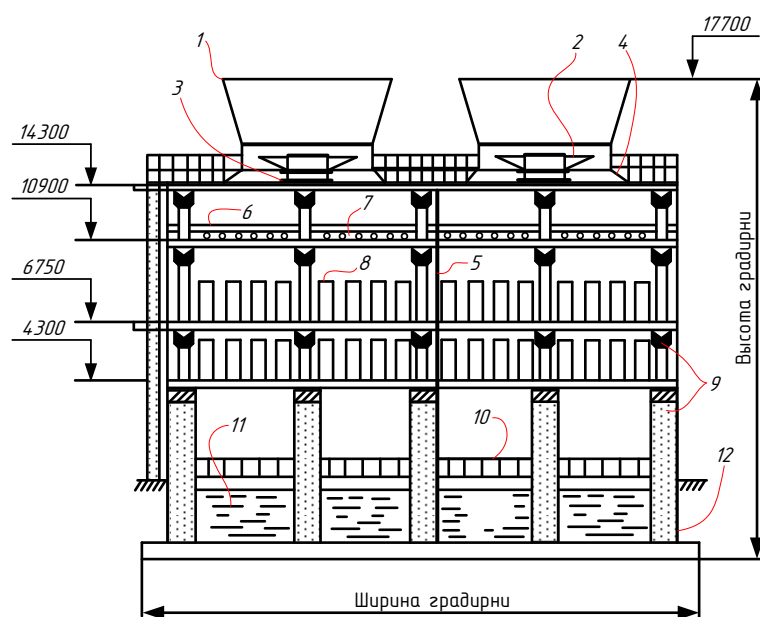
Наименование параметра	Формула	Значение
Электрическая мощность ПГУ, МВт	$N_{пгу} = W_{пт} + N_{эм}^p$	424,601
КПД выработки электроэнергии в режиме КЭС и ТЭЦ (заданный по каталогу), %	$\eta_{кэс}; \eta_{тэц}$	58,3; 80
Коэффициент пропорциональности ПГУ	$\eta_n = \frac{\eta_{кэс}}{\eta_{тэц}}$	0,729
Удельная теплота, подведенная в ГТУ (таблица 22), МВт	$Q_{пгу} = Q_{эту}$	1165,124
Расход топлива на производство электроэнергии ПГУ-ТЭЦ, кг/с	$B_{пгу}^э = B_{пгу} \cdot \frac{N_{эм}^p}{N_{пгу} + \eta_n \cdot Q_{от}^{баз}}$	20,016
Расход топлива на производство теплоты ПГУ (без учета ПВК), кг/с	$B_{пгу}^м = B_{пгу} \cdot \frac{\eta_n \cdot Q_{от}^{баз}}{N_{пгу} + \eta_n \cdot Q_{от}^{баз}}$	11,507
Расход топлива на производство теплоты ПВК, кг/с	$B_{пвк} = \frac{Q_{пвк}}{Q_p^u \cdot \eta_{пвк}}$	1,172
Расход топлива на производство теплоты ПГУ (с ПВК), кг/с	$B_m = B_{пгу}^м + B_{пвк}$	12,679
Удельная теплота, подведенная в ГТУ, МДж/кг	$q_{пгу} = \frac{Q_{пгу}}{B_{пгу}}$	36,961
КПД электростанции по производству электроэнергии, %	$\eta_{пгу}^э = \frac{N_{пгу}}{B_{пгу}^э \cdot q_{пгу}} \cdot 100$	57,4
КПД ПГУ-ТЭЦ по производству тепловой энергии, %	$\eta_{пгу}^м = \frac{\eta_{пгу}^э}{\eta_n} \cdot 100$	78,8
Удельный расход топлива на производство электроэнергии, кг/(МВт·ч)	$b_{пгу}^э = \frac{B_{пгу}^э}{N_{пгу}}$	169,709
Удельный расход топлива на производство тепловой энергии, кг/ГДж	$b_{пгу}^м = \frac{B_m \cdot 10^3}{Q_{от}^{баз}}$	37,854

Тепловой расчет основного оборудования парогазовой установки Alstom ПГУ–420x2 закончен. Далее перейдем к выбору и расчету системы технического водоснабжения.

7 Техническое водоснабжение

На 2021 год водоснабжение электростанций по схеме проточной системы не допускается п.4 ст.60 Водного Кодекса РФ. Из-за данного запрета наибольшее распространение имеют системы оборотного водоснабжения с охлаждением воды в градирнях. Такие системы водоснабжения имеют ряд явных преимуществ: сильное снижение забора воды из источников, отсутствие сброса воды в источники водоснабжения - отсутствие теплового загрязнения.

Градирни могут быть вентиляторными, башенными или открытыми (атмосферными). Наиболее привлекательным вариантом на сегодняшний день является установка модульной вентиляторной градирни. Такая градирня имеет несколько достоинств по сравнению с башенными и атмосферными. В вентиляторных градирнях воздух прокачивается с помощью отсасывающих или нагнетательных вентиляторов. Поэтому, за счет повышенного относительного (по отношению к расходу воды) расхода воздуха, проходящего через градирню, они допускают более высокие тепловые нагрузки и глубокое охлаждение воды. Вентиляторные градирни более компактны по сравнению с башенной и атмосферной. По данным ВТИ [15], сооружение вентиляторных градирен дешевле на 50—60%, чем башенных градирен, и на 35—50%, чем брызгальных бассейнов. Конструктивная схема вентиляторной градирни приведена на рисунке 20.



1 – диффузор; 2 – вентилятор; 3 – электродвигатель; 4 – конфузор; 5 – межсекционная перегородка; 6 – водоуловитель; 7 – воздухораспределительное устройство; 8 – ороситель; 9 – железобетонный каркас; 10 – окна для входа воздуха; 11 – водосборный бассейн; 12 – обшивка.

Рисунок 20 – Вентиляторная секционная градирня

Градирни с вентилятором допускают перепад температур воды до 26 С° и выше (например, башенные градирни обеспечивают перепад всего 8–12 С°). Стоит отметить, что вентиляторные градирни более маневренные, чем башенные (изменением частоты вращения вентилятора, изменением угла наклона лопастей, выключением вентиляторов отдельных секций можно регулировать температуры охлажденной воды).

7.1 Расчет вентилируемой градирни

Сведем исходные данные для расчета в таблицу 29.

Таблица 29 – Исходные данные для расчета

Наименование параметра	Значение
Температура воды на выходе из градирни $t_{2В}, ^\circ\text{C}$	25
Среднесуточное значение температуры воздуха (летний период) $\vartheta_1, ^\circ\text{C}$	28
Относительная влажность воздуха $\varphi_1, \%$	60
Барометрическое давление $P_6, \text{мм.рт.ст}$	750

Градирня вентиляторная: тип оросителя – Ороситель пленочный асбестоцементный с вертикальной волной [16, т.11]; высота оросителя - $h_{ор} = 2,8$ м; площадь оросителя - $f_{ор} = 380 \text{ м}^2$; коэффициент для данного оросителя - $A = 0,345 \text{ м}^{-1}$; показатель степени для оросителя - $m_{ор} = 0,527$; коэффициент аэродинамического сопротивления сухого оросителя - $\xi_{сух.ор} = 3,11 \text{ м}^{-1}$; коэффициент аэродинамических сопротивлений от воды, стекающей по оросителю - $k_{ор} = 0,13 \cdot 10^{-3}$; расстояние между листами – 45 мм; $l = 3$ – половина длины подоросительного расстояния от воздухопроводных окон до центра градирни, м.

Водоуловитель: тип водоуловителя - асбестоцементный с криволинейным очертанием лопаток; коэффициент сопротивления - $\xi_{водоул} = 3,1$; унос капельной влаги – 0,05%; расстояние между планками - $d = 40$ мм [16, т.8.4].

Вентилятор: марка – ГАЦ-104-6-ВГ; частота вращения - $n = 110 \text{ мин}^{-1}$; мощность двигателя - 250 кВт; коэффициенты $L = -0,63 \cdot 10^{-12} (\text{кг} \cdot \text{ч})^2/\text{м}^8$; $M = -1,358 \cdot 10^{-6} (\text{кг} \cdot \text{ч})/\text{м}^5$; $d_в = 12,6 \text{ кг}/\text{м}^2$; номинальная подача воздуха вентилятором - $G_в = 2850 \text{ тыс. м}^3/\text{ч}$ [16, т.8.6].

Дополнительное оборудование: разбрызгивающие сопла (форсунки) – СК36.

Если окажется, что расчетная подача воздуха вентилятором будет равна номинальной или близка к ней, то аэродинамическое сопротивление градирни считается соответствующим напору вентилятора. Отклонение от номинальной подачи допускается до ± 20 .

По графику 29 [16] принимаем аэродинамическое сопротивление градирни (без водоуловителя и оросителя) - $\xi_{гр} = 20$.

При $t_{2B} = 25 \text{ }^\circ\text{C}$ по таблице 9 [16] парциальное давление насыщенных паров воды - $P''_{\text{п}} = 3,168 \text{ кПа}$; плотность насыщенных паров воды $y''_{\text{п}} = 23 \text{ кгс/м}^3$.

Расчетный расход охлаждающей воды при конденсационном режиме рассчитывается по формуле, кг/с:

$$G_{\text{ов}} = 1,1 \cdot m \cdot D_{\text{к}}^n, \quad (7.1)$$

где $D_{\text{к}}^n = D_{\text{вд}} + D_{\text{сд}} + D_{\text{нд}} - D_{\text{д}} = 145,086$ – максимальный расход пара в конденсатор (летний период), кг/с;

$m = 70$ – кратность охлаждения, кг/кг.

$$G_{\text{ов}} = 1,1 \cdot 70 \cdot 145,086 = 11171,622 \text{ кг/с} = 40217839,199 \text{ кг/ч.}$$

Определим температуру на входе в градирню из уравнения теплового баланса конденсатора, $^\circ\text{C}$:

$$t_{1B} = t_{2B} + \frac{h_{\text{чнд}}^{\text{вых}} - \bar{t}_{\text{к}}}{m \cdot c_p}, \quad (7.2)$$

$\bar{t}_{\text{к}} = f(P_{\text{к}}) = 119,577$ – энтальпия конденсата отработавшего пара, кДж/кг.

$$t_{1B} = 25 + \frac{2341,618 - 119,577}{70 \cdot 4,187} = 33 \text{ }^\circ\text{C.}$$

По графику 28 [16] плотность влажного воздуха $y_1 = 1,17 \text{ кгс/м}^3$.

По таблице 9 [16] определим парциальное давление и плотность насыщения паров воды при:

1) $t_1 = 33 \text{ }^\circ\text{C}$: $P''_{\text{п}} = 5,031 \text{ кПа}$ (513 кгс/м^2); плотность насыщенных паров воды $y''_{\text{п}} = 35,7 \cdot 10^{-3} \text{ кгс/м}^3$;

2) $t_2 = 25 \text{ }^\circ\text{C}$: $P''_{\text{п}} = 3,168 \text{ кПа}$ (323 кгс/м^2); плотность насыщенных паров воды $y''_{\text{п}} = 29 \cdot 10^{-3} \text{ кгс/м}^3$;

3) $t_{\text{ср}} = 29 \text{ }^\circ\text{C}$: $P''_{\text{п}} = 4,001 \text{ кПа}$ (408 кгс/м^2); плотность насыщенных паров воды $y''_{\text{п}} = 28,7 \cdot 10^{-3} \text{ кгс/м}^3$;

По номограмме 21 [16] определим удельные энтальпии воздуха:

1) $h''_1 = 114,2 \text{ кДж/кг}$;

2) $h''_2 = 79,1 \text{ кДж/кг}$;

3) $h''_{\text{м}} = 90,56 \text{ кДж/кг}$;

4) $h_{\text{в}1} = 57,97 \text{ кДж/кг}$ (энтальпия воздуха при среднесуточной температуре);

Сведем расчет вентиляторной градирни в таблицу 30.

Таблица 30 – Расчет вентиляторной градирни

Наименование параметра	Формула	Значение
Поправка к удельной энтальпии воздуха, кДж/кг	$\delta h'' = \frac{h_1'' + h_2'' - 2 \cdot h_m''}{4},$	3,045
Вспомогательная расчетная величина (для определения расхода воздуха)	$Y = \frac{h_1'' - h_{g_1} - \delta h''}{h_2'' - h_{g_1} - \delta h''},$	2,941
Коэффициент в упрощенном уравнении теплового баланса (удельная теплота парообразования принимается $r = 2493$ кДж/кг)	$\kappa = 1 - \frac{c_p \cdot t_2}{r},$	0,958
2-ая вспомогательная расчетная величина (для определения расхода воздуха)	$U = \frac{(t_1 - t_2)c_p}{(h_2'' - h_{g_1} - \delta h'') \cdot \kappa},$	1,933
3-ая вспомогательная расчетная величина (для определения расхода воздуха)	$R = \frac{U^{1-m_{op}}}{A \cdot h_{op}},$	1,07
4-ая вспомогательная величина по Y и R	По номограмме 26 [16] (x)	1,5
относительный расход воздуха в градирне, кг/кг	$\lambda = \frac{U}{x},$	1,289
коэффициент аэродинамического сопротивления элементов градирни, не зависящий от плотности орошения	$\zeta_1 = \kappa_{op} h_{op} + 0,25 \cdot l \cdot 10^{-4} + 0,0002$	0,000798
коэффициент аэродинамического сопротивления, зависящий от плотности орошения	$\zeta_2 = \xi_{sp} + \xi_{сгх.оп} \cdot h_{op} + 0,1 \cdot l + \xi_{водоуш}$	35,077
1-ая вспомогательная расчетная величина (для расчета плотности орошения)	$a_B = \frac{\lambda^2 \cdot \zeta_1}{3600^2 \cdot 2g \cdot y_1^2}$	$3,81 \cdot 10^{-12}$
2-ая вспомогательная расчетная величина (для расчета плотности орошения)	$b_B = \frac{\lambda^2 \cdot f_{op}^2}{y_1^2} \cdot \left(\frac{\zeta_2}{f_{op}^2 \cdot 3600^2 \cdot 2g} - \frac{J}{1,2} \right)$	$2,59 \cdot 10^{-7}$
3-ая вспомогательная расчетная величина (для расчета плотности орошения)	$c_B = \frac{M}{1,2} \cdot \frac{\lambda \cdot f_{op}}{y_1}$	$-4,73 \cdot 10^{-4}$
Плотность орошения определяется по уравнению	$a_B \cdot q_{жс}^3 + b_B \cdot q_{жс}^2 - c_B \cdot q_{жс} - \frac{d_6}{1,2} = 0$	
4-ая вспомогательная расчетная величина	$p_1 = \frac{b_6^3}{27 \cdot a_6^3} - \frac{b_6 \cdot c_6}{6 \cdot a_6^2} + \frac{d_6}{1,2 \cdot 2 \cdot a_6}$	$1,66 \cdot 10^{13}$
5-ая вспомогательная расчетная величина	$p_2 = \frac{3 \cdot a_6 \cdot c_6 - b_6^2}{9 \cdot a_6^2}$	$-22,5 \cdot 10^8$
Угол для определения плотности орошения, °	φ	15
6-ая вспомогательная расчетная величина	$D = p_1^2 + p_2^3$	$-1,1 \cdot 10^{28}$

Окончание таблицы 30

Наименование параметра	Формула	Значение
7-ая вспомогательная расчетная величина	$r_p = \sqrt{ p_2 }$	47483,68
Косинус угла для определения плотности орошения	$\cos \varphi = \frac{p_1}{r^3}$	0,969
8-ая вспомогательная расчетная величина	$Z = 2r \cdot \cos(60^\circ - \frac{\varphi}{3})$	53561,59
Плотность орошения, кг/(м ² ·ч)	$q_{жс} = Z - \frac{b_6}{2a_6}$	19526,77
число секций градирни на 1 энергоблок, шт	$N = \frac{G_{ос}}{q_{жс} \cdot f_{оп}}$	6
подача воздуха вентилятором (по объему), м ³ /ч	$G_s'' = \frac{\lambda \cdot q_{жс} \cdot f_{оп}}{3 \cdot y_1}$	2,724·10 ⁶
Отклонение от номинальной подачи, %	$\Delta = \frac{G_s - G_s''}{G_s} \cdot 100 \leq 20\%$	4,42

Отклонение от номинальной подачи составило 4,42%, что можно считать допустимым значением. Выбранные устройства окончательны. Конструктивная схема градирни показана на рисунке 21.

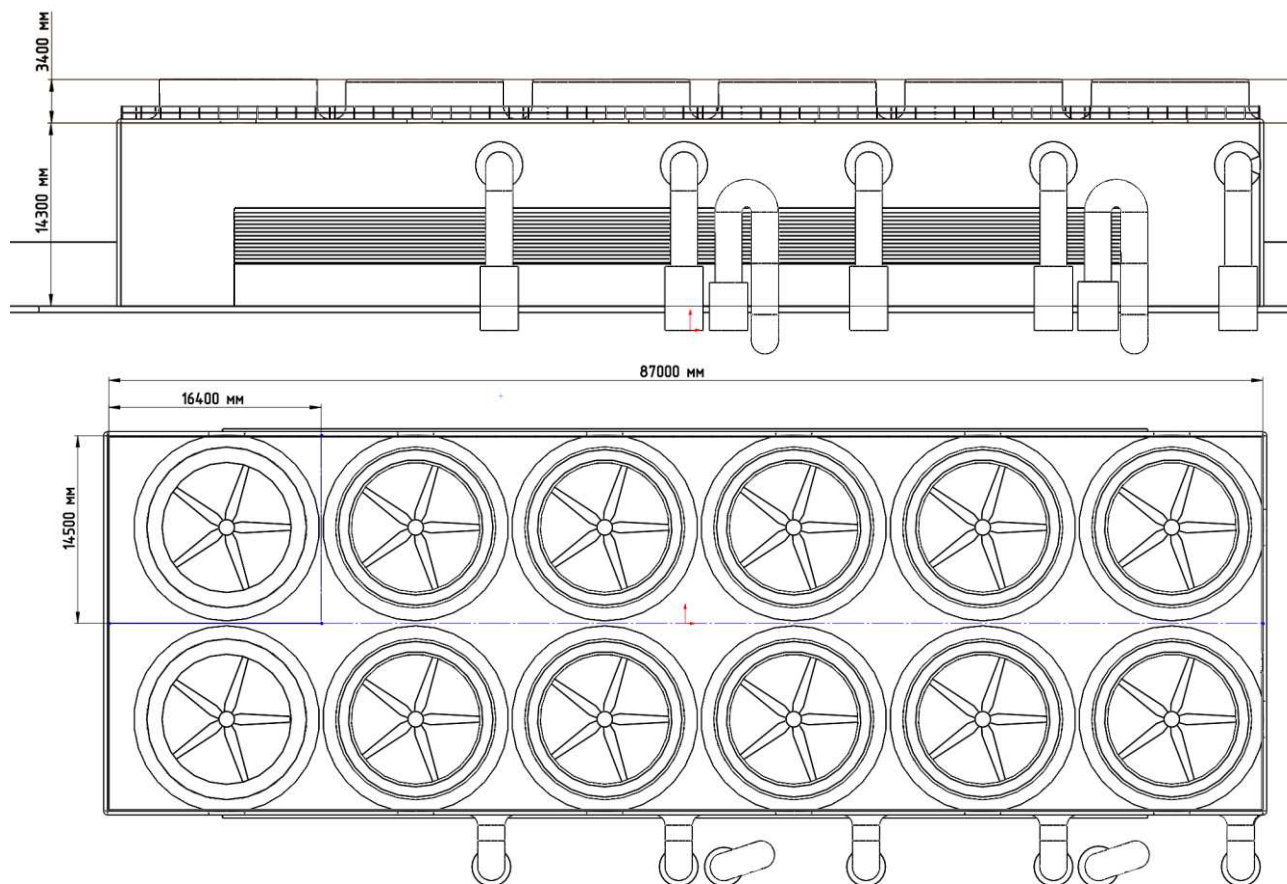


Рисунок 21 – Секции вентилируемой градирни на два энергоблока

8 Выбор вспомогательного оборудования

8.1 Выбор сетевых подогревателей

Сетевые подогреватели подбираются по площади теплообмена. Произведем расчет эскизной площади теплообмена сетевых подогревателей.

Средний температурный напор определяется по формуле, °С:

$$\Delta t_{cp}^{ec} = \frac{\Delta t_{\bar{o}}^{ec} - \Delta t_{\bar{m}}^{ec}}{2,3 \cdot \left(\frac{\Delta t_{\bar{o}}^{ec}}{\Delta t_{\bar{m}}^{ec}} \right)}, \quad (8.1)$$

где $\Delta t_{\bar{m}}^{ec} = t_{отб.вс} - t'_{вс} = 1,676$ – меньшая разница температур теплоносителей, °С;
 $t_{отб.н} = 126,03$ – температура насыщения пара отбора на верхний сетевой, °С;

$\Delta t_{\bar{o}}^{ec} = t_{вс} - t_{нс} = 26,397$ – большая разница температур теплоносителей, °С.

$$\Delta t_{cp}^{ec} = \frac{26,397 - 1,676}{2,3 \cdot \left(\frac{26,397}{1,676} \right)} = 8,977 \text{ °С.}$$

Для нижнего сетевого аналогично. При этом: $\Delta t_{\bar{m}}^{nc} = t_{отб.нс} - t'_{нс} = 1,408$ °С;
 $\Delta t_{\bar{o}}^{nc} = t_{нс} - t_{ос} = 26,397$ °С. Тогда: $\Delta t_{cp}^{nc} = 8,635$ °С.

Площадь поверхности зоны теплообмена определяется по формуле, м²:

$$F_{эск}^i = \frac{Q_i}{K_{сн} \cdot \Delta t_{cp}^i}, \quad (8.2)$$

где $K_{сн} = 2800$ – коэффициент теплопередачи для зоны СП, Вт/(м²·К).

$$F_{эск}^{вс} = \frac{167,472}{2800 \cdot 8,977} = 6662,741 \text{ м}^2;$$

$$F_{эск}^{нс} = \frac{167,472}{2800 \cdot 8,635} = 6926,628 \text{ м}^2.$$

Выбираем: ПСГ-7000-4,5-8-I x2 (подогреватели будут изготавливаться по проекту «ЭМАльянс»).

8.2 Выбор питательных насосов

Произведем расчет количества и производительности питательных насосов. Необходимо учесть, что питательные насосы выбираются по максимальному расходу воды на котел с запасом не менее 5% [14]. Данный расчет сведем в таблицу 31.

Таблица 31 – Выбор питательных насосов

Наименование параметра	Формула	Значение
Расход питательной воды на ПЭН НД, кг/с	$G_{nn}^{нд} = 1,05 \cdot (D_{нд} + D_{\partial})$	12,586
Расход питательной воды на ПЭН СД/ВД, кг/с	$G_{nn}^{сд} = 1,05 \cdot (D_{вд} + D_{сд})$	103,926
Расход питательной воды на ПЭН ВД, кг/с	$G_{nn}^{вд} = 1,05 \cdot D_{вд}$	91,341
Мощность, потребляемая ПЭН НД, кВт	$N_{nn}^{нд} = \frac{v_{nn}^{нд} (P_{nn,нд}^{вых} - P_{\partial})}{\eta_n} \cdot G_{nn}^{нд},$ <p>где $\eta_n = 0,8$ – КПД насоса. $v_{nn}^{нд} = 0,00105$ – удельный объем на стороне всаса, м³/кг;</p>	48,323
Мощность, потребляемая ПЭН СД/ВД, кВт	$N_{nn}^{сд} = \frac{v_{nn}^{сд} (P_{nn,сд}^{вых} - P_{\partial})}{\eta_n} \cdot G_{nn}^{сд},$	463,77
Мощность, потребляемая ПЭН ВД, кВт	$N_{nn}^{вд} = \frac{v_{nn}^{вд} (P_{nn,вд}^{вых} - P_{nn,сд}^{вых})}{\eta_n} \cdot G_{nn}^{вд},$ <p>Где $v_{nn}^{вд} = 0,00114$ – удельный объем на стороне всаса, м³/кг</p>	1444,009
Между объёмным и массовым расходами выполняется соотношение, м ³ /ч	$Q_{nn}^{нд} = v_{nn}^{нд} \cdot G_{nn}^{нд} \cdot 3600,$ $Q_{nn}^{сд} = v_{nn}^{сд} \cdot G_{nn}^{сд} \cdot 3600,$ $Q_{nn}^{вд} = v_{nn}^{вд} \cdot G_{nn}^{вд} \cdot 3600.$	47,575 392,84 379,55

Так как давление свежего пара меньше 14 МПа, то устанавливаем один питательный насос (без резерва на месте). Выбираем на каждый блок:

ПЭН НД - ПЭ 50-70;

ПЭН ВД/СД - ПЭ 400-185-1;

ПЭН ВД - ПЭ 400-185-1.

8.3 Выбор конденсатных насосов

Конденсатные насосы входят в оборудование, поставляемое комплектно с турбиной, наряду с конденсатором и эжекторами [14]. Устанавливается с резервом. Мощность конденсатного насоса определим по формуле, кВт:

$$N_{кн} = \frac{\nu_{кн} (P_{\partial} - P_{к})}{\eta_n} \cdot D_{к}^{\max}, \quad (8.3)$$

где $\nu_{кн} = 0,001043$ – удельный объем на стороне всаса насоса, м³/кг;

$$N_{кн} = \frac{0,001025 \cdot (0,12 - 0,0039)}{0,8} \cdot \frac{371,438}{3,6} = 15,722 \text{ кВт.}$$

Объёмный расход через конденсатный насос будет:

$$Q_{кн} = 0,001025 \cdot \frac{371,438}{3,6} \cdot 3600 = 380,724 \text{ м}^3/\text{ч.}$$

Выбираем на каждый энергоблок: КсВ 500-150-1 х2 (один в резерве и один в работе).

8.4 Выбор сетевых насосов

Сетевые насосы устанавливаются на ТЭС индивидуально на каждую турбоустановку [14]. При индивидуальной установке ставят два насоса по 50% производительности каждый. На складе предусматривается один резервный насос.

Мощность, потребляемая сетевым насосом, кВт:

$$N_{сн} = \frac{\nu_{сн} (P_{св} - P_{вс})}{\eta_n} \cdot G_{св}, \quad (8.4)$$

где $\nu_{сн} = 0,001064$ – удельный объем на стороне всаса сетевого насоса, м³/кг;

$P_{св} = P_n^I + P_{\partial}^{II} + 2 \cdot \Delta P_{сн} = 0,778$ – давление сетевой воды, МПа;

$P_n^I = 0,5$ – входное давление насоса первой ступени, МПа;

$P_{\partial}^{II} = 0,1$ – кавитационный запас насоса второй ступени, МПа;

$\Delta P_{сн} = 0,084$ – гидравлическое сопротивление ПСГ, МПа.

$$N_{сн} = \frac{0,001064 \cdot (0,778 - 0,266)}{0,8} \cdot 1515,6 = 1018,483 \text{ кВт.}$$

Объёмный расход через сетевой насос будет:

$$Q_{сн} = 0,001064 \cdot 1515,6 \cdot 3600 = 5805,354 \text{ м}^3/\text{ч}.$$

Выбираем на каждую турбоустановку: два насоса второй ступени по 50% производительности – СЭ3200-160 (на складе предусматривается резерв). Насосы первой ступени будут включаться по схеме групповой установки. Выбираем: три насоса первой ступени: СЭ2000-100.

8.5 Выбор циркуляционных насосов

Расход воды на конденсатор принимается по летнему режиму работы при условии обеспечения номинальной электрической мощности и покрытия летних тепловых нагрузок. Каждый насос будет работать на свою систему, включающая напорный водовод, половину конденсатора и сливной водовод.

Мощность, потребляемая циркуляционным насосом, кВт:

$$N_{цн} = \frac{\nu_{цн} (P_n - P_в)}{\eta_n} \cdot G_{ов}, \quad (8.5)$$

где $\nu_{сн} = 0,00117$ – удельный объем на стороне всаса насоса, м³/кг;

$P_n = 200$ – давление нагнетания циркуляционного насоса, кПа;

$P_в = 70$ – давление циркуляционного насоса на стороне всаса, кПа;

$$N_{цн} = \frac{0,00117 \cdot (0,16 - 0,07)}{0,8} \cdot 11171,622 = 2931524,382 \text{ кВт}.$$

Объёмный расход через сетевой насос будет:

$$Q_{цн} = 0,00117 \cdot 11171,622 \cdot 3600 = 47054,872 \text{ м}^3/\text{ч}.$$

Устанавливаем два циркуляционных насоса по 50% производительности. Выбираем на каждый блок: ОП2-110Э х2 с производительностью $Q_{кн} = 23760$ м³/ч.

8.6 Выбор деаэрационной установки

Исходными данными для расчета паротурбинного цикла являются давление в деаэраторе $P_d = 0,12$ МПа; $\nu_0 = 0,00105$ м³/кг. Также в ходе расчета мы рассчитали расход питательной воды на деаэратор $G_{пв} = G_{пн}^{сд/вд} + G_{пн}^{нд} = 116,512$ кг/с.

Объёмный расход через деаэратор будет:

$$Q_0 = 0,00105 \cdot 116,512 \cdot 3600 = 1660,995 \text{ м}^3/\text{ч}.$$

Выбираем вакуумный деаэратор производителя «Экотех»: ДВ-2400 с производительностью $Q_0^{\text{загод}} = 1800 \text{ м}^3/\text{ч}$; диаметр колонки – 2432 мм; высота колонки – 4900 мм.

Бак аккумулятор предназначен для сбора питательной воды и создания ее аварийного запаса не менее, чем на $\tau = 5$ минут работы котла в аварийных ситуациях [13]. Объем бака рассчитаем по формуле, м^3 :

$$V_0 = \frac{G_{\text{нс}} \cdot \nu_0 \cdot \tau}{0,85}, \quad (8.6)$$

$$V_0 = \frac{116,512 \cdot 0,00105 \cdot 5 \cdot 60}{0,85} = 43,2 \text{ м}^3.$$

Выбираем бак-аккумулятор БДА-50 с общей вместимостью $53,5 \text{ м}^3$ и рабочим давлением $0,12 \text{ МПа}$. Диаметр бака – 3020 мм; длина бака – 9095 мм. Патрубки отвода деаэрированной воды и подвода пара – 250 мм, дренаж – 80 мм.

8.7 Выбор конденсатора

Конденсатор выбирают по максимальному расходу пара в конденсатор, температуре охлаждающей воды, по которым определяются давление в конденсаторе, расход охлаждающей воды.

Для определения средней разности температур в конденсаторе (среднего температурного напора) в инженерном расчете пользуются формулой, $^{\circ}\text{C}$:

$$\Delta t_{\text{cp}} = \frac{\Delta t_{\text{ов}}}{\ln\left(\frac{\Delta t_{\text{ов}} + \Delta t_{\text{конд}}}{\Delta t_{\text{конд}}}\right)}, \quad (8.7)$$

где $\Delta t_{\text{ов}} = t_1 - t_2 = 8$ - разность температур по охлаждающей воде, $^{\circ}\text{C}$;

$\Delta t_{\text{конд}} = 5,5$ - разность температур пара и воды, $^{\circ}\text{C}$;

$$\Delta t_{\text{cp}} = \frac{8}{\ln\left(\frac{8 + 5,5}{5,5}\right)} = 8,93^{\circ}\text{C}.$$

Поверхность охлаждения конденсатора определяется по формуле, м^2 :

$$F_{\text{конд}}^{\text{охл}} = \frac{D_{\text{к}}^{\text{max}} \cdot (h_{\text{чнд}}^{\text{вых}} - \bar{t})}{k_{\text{к}} \cdot \Delta t_{\text{ср}}}, \quad (8.8)$$

где $k_{\text{к}} = 4$ – коэффициент теплопередачи [13], кВт/(м²·°С)

$$F_{\text{конд}}^{\text{охл}} = \frac{103,177 \cdot (2341,618 - 119,577)}{4 \cdot 8,93} = 6418 \text{ м}^2.$$

Выбираем конденсатор 200-КЦС-3 с площадью поверхности охлаждения одного корпуса – 4500 м². Количество корпусов – 2. Общая площадь поверхности охлаждения – 9000 м². Номинальный расход пара в конденсатор – 111 кг/с; максимальный расход охлаждающей воды на один корпус 25000 м³/ч. По всем параметрам данный конденсатор подходит к паровой турбине STF30С.

8.8 Выбор пикового водогрейного котла

Водогрейные котлы подбираются по необходимой величине пиковой нагрузки ТЭЦ на отопление и горячее водоснабжение. Из расчета сетевой установки следует, что необходимая тепловая мощность пикового водогрейного котла одного блока равна - $Q_{\text{пвк}} = 39,307$ МВт.

Выбираем: ПТВМ–50 х2.

Котёл ПТВМ-50 оборудован 12 газомазутными горелками МГМГ-6.

9 Охрана окружающей среды

9.1 Расчет выброса вредных веществ

Парогазовая установка на основе газовой турбины GT26В производства Alstom обладает хорошими энергетическими и экологическими характеристиками. Проведем расчет выбросов ПГУ-420х2 Alstom.

Теоретический объем продуктов сгорания определяется по формуле, м³/кг:

$$V_{\text{г}} = V_{\text{N}_2}^{0\text{кк}2} + V_{\text{CO}_2}^{0\text{кк}2} + V_{\text{Ar}}^{0\text{кк}2} + V_{\text{H}_2\text{O}}^{0\text{кк}2}, \quad (9.1)$$

$$V_{\text{г}} = 11,405 + 1,538 + 3,218 + 0,137 = 16,298 \text{ м}^3/\text{м}^3.$$

Максимальной разовый выброс оксидов азота в пересчете на диоксиды азота в единицу времени равен, г/с:

$$M_{\text{NO}_2} = \frac{C_{\text{v}}^{\text{NO}_2} \cdot V_{\text{г}} \cdot B_{\text{кк}}^{\text{обц}} \cdot n_{\text{гму}} \cdot 1000}{P_{\text{г}}}, \quad (9.2)$$

где $C_v^{NO_2} = 0,15$ – массовая концентрация диоксида азота при концентрации кислорода в выхлопных газах – 15%, кг/м³;

$\rho_2 = 0,85$ – плотность природного газа в сухом состоянии, кг/м³;

$$M_{NO_2} = \frac{0,15 \cdot 16,298 \cdot 31,523 \cdot 1000}{0,85} = 90663,5 \text{ кг/с} = 90,663 \text{ г/с}.$$

Суммарное количество оксидов азота NO_x в перерасчете на полное окисление оксидов азота в диоксид азота NO₂, выбрасываемых в атмосферу с дымовыми газами котла при сжигании газообразного топлива, г/с:

$$M_{NO_x} = \frac{M_{NO_2}}{0,8}, \quad (9.3)$$

$$M_{NO_x} = \frac{90,663}{0,8} = 113,329 \text{ г/с}.$$

Выход оксида углерода при сжигании газа, кг/т:

$$\Gamma_{CO} = \frac{R \cdot Q_p^h \cdot \gamma_{CO}}{Q_{CO}} = \frac{q_3 \cdot R \cdot Q_p^h}{1013}, \quad (9.4)$$

где $R = 0,5$ – коэффициент, учитывающий потери теплоты от химической неполноты сгорания топлива, обусловленную содержанием СО в продуктах неполного сгорания [17];

$Q_p^h = 43,33$ – теплота сгорания природного газа Анастасиевско-Троицкого месторождения (см. таблицу 19), МДж/м³.

$Q_{CO} = 12,650$ – теплота сгорания угарного газа, МДж/м³.

$\gamma_{CO} = 1,25$ – удельный вес оксида углерода [17], кг/м³.

$q_3 = 0,5$ – потеря тепла от химической неполноты сгорания (химического недожога).

$$\Gamma_{CO} = \frac{0,5 \cdot 0,5 \cdot 43,33 \cdot 1000}{1013} = 10,693 \text{ г/кг (г/нм}^3\text{)}$$

Оценка максимально разового выброса монооксида углерода, г/с (т/год), может быть выполнена по соотношению:

$$M_{CO} = \Gamma_{CO} \cdot B_{\text{кв}}^{\text{раз}} \cdot 10^3 \quad (9.5)$$

$$M_{CO} = 10,693 \cdot 31,523 = 337,07 \text{ г/с}.$$

По данным программы ISC Manager ГИС «Карта 2008» при перевооружении газомазутной ТЭЦ за счет ПГУ-ТЭЦ снижается общая смертность из-за рассеивания оксидов азота на 43,8% – с 2,7 чел/год до 1,55 чел/год. При этом происходит сокращение выбросов вредных веществ на 40 %.

Строительство современных парогазовых установок, аналогичных ПГУ-420, является ключевым направлением для расширения и технического перевооружения ТЭС с получением существенного энергетического, экологического и экономического эффектов.

9.2 Расчет высоты дымовой трубы

Выбор высоты и количества устанавливаемых на электростанции труб производится таким образом, чтобы загрязнение приземного слоя воздуха выбросами из дымовых труб не превышало предельно допустимую концентрацию вредных примесей.

Минимально допустимая высота дымовых труб определяется по формуле, м:

$$H = \sqrt{\frac{A \cdot M_{NO_x} \cdot m}{C_{nd}}} \cdot \sqrt{\frac{n_{котлов}}{V_z \cdot \Delta T}}, \quad (9.6)$$

$A = 120$ – коэффициент, учитывающий условия вертикального и горизонтального рассеяния (конвективной диффузии) примеси в воздухе;

$C_{nd} = 0,04 \cdot 10^{-3}$ – предельно допустимая концентрация вредных примесей, г/м³;

$\Delta T = \vartheta_{yx} - 26 \text{ } ^\circ\text{C} = 64,13$ – разность температур, выходящих из трубы дымовых газов и окружающего воздуха, $^\circ\text{C}$;

$m = 0,8$ – безразмерный коэффициент, учитывающий влияние скоростей выхода газов из устья трубы (при скорости 35 м/с) [17];

$$H = \sqrt{\frac{120 \cdot 113,329 \cdot 0,8}{0,04 \cdot 10^{-3}}} \cdot \sqrt{\frac{2}{16,298 \cdot 64,13}} = 79,885 \text{ м.}$$

Принимаем стандартную высоту трубы – $H_{om} = 80$ м.

Устанавливаем две трубы (по одной на энергоблок) Краснодарского котельного завода – ТР-80х4000. Диаметр устья дымовой трубы $d_{устья} = 4$ м. Труба с теплоизолированными газоходами. Трубы оборудованы молниезащитой, лестницей с системой безопасности и световым ограждением. Дымовые трубы изготавливаются из углеродистой стали.

Определим среднюю скорость, м/с, выхода газозвушной смеси из устья источника выброса:

$$w_0 = \frac{V_z \cdot B_{\text{КС}}^{\text{общ}}}{l_{\text{устья}} \cdot d_{\text{устья}}} \quad (9.7)$$

$$w_0 = \frac{16,298 \cdot 31,523}{4 \cdot 4} = 32,11 \text{ м/с.}$$

Высота подъема факела дымовых газов определяется по формуле, м:

$$\Delta H = 1,9 \cdot \frac{d_{\text{устья}} \cdot w_0}{V \cdot \varphi}, \quad (9.8)$$

где $V = 5$ – скорость ветра на высоте 10 м над уровнем земли, м/с;
 $\varphi = 1,42$ – коэффициент, учитывающий возрастание скорости ветра с высотой трубы (при высоте трубы 80 метров).

$$\Delta H = 1,9 \cdot \frac{4 \cdot 32,11}{5 \cdot 1,42} = 34,4 \text{ м.}$$

Эффективная высота выброса дымовых газов складывается из геометрической высоты трубы высоты подъема факела дымовых газов, м:

$$H = H_{\text{от}} + \Delta H, \quad (9.9)$$

$$H = 80 + 34,4 = 114,4 \text{ м.}$$

9.3 Расчет концентраций загрязняющих веществ в газах за КУ

Массовые концентрации загрязняющих веществ определяются по формулам, мг/м³:

$$C_i = \frac{M_i}{V_z \cdot B_{\text{КС}}^{\text{общ}}}, \quad (9.10)$$

Массовая концентрация диоксидов азота:

$$C_{\text{NO}_2} = \frac{90,663 \cdot 1000}{16,298 \cdot 31,523} = 176,469 \text{ мг/м}^3.$$

Массовая концентрация монооксидов азота:

$$C_{NO} = \frac{(113,329 - 90,663) \cdot 1000}{16,298 \cdot 31,523} = 44,118 \text{ мг/м}^3.$$

Массовая концентрация монооксида углерода:

$$C_{CO} = \frac{337,07 \cdot 1000}{16,298 \cdot 31,523} = 609,367 \text{ мг/м}^3.$$

Токсичность выбросов за котлом-утилизатором и в устье трубы определяется соотношением:

$$T = \frac{C_{NO_2}}{ПДК_{NO_2}} + \frac{C_{NO}}{ПДК_{NO}} + \frac{C_{CO}}{ПДК_{CO}}, \quad (9.11)$$

где $ПДК_{NO_2} = 0,085$ – предельно допустимая концентрация максимально разовая диоксида азота, мг/м³;

$ПДК_{CO} = 5$ – предельно допустимая концентрация монооксида углерода максимально разовая, мг/м³;

$ПДК_{NO} = 0,4$ – предельно допустимая концентрация твердых частиц максимально разовая, мг/м³;

$$T = \frac{176,469}{0,085} + \frac{44,118}{0,4} + \frac{609,367}{5} = 2308,274.$$

Например, энергоблок с 2-мя котлами БКЗ-500-140, работающий на Анадырском буром угле марки Б-3, имеет расчетную токсичность – 51264,366 (без учета установки золоуловителя). Токсичность угольного энергоблока с котлами БКЗ-500-140 на 2120% выше, чем расчетная токсичность блока с газовыми турбоагрегатами.

9.4 Расчет рассеивания вредных веществ в атмосферу

Определим величину первого безразмерного коэффициента по формуле:

$$f = 10^3 \cdot \frac{w_0 \cdot d_{устья}}{H^2 \cdot \Delta T} \quad (9.12)$$

$$f = 10^3 \cdot \frac{32,11 \cdot 4}{114,4^2 \cdot 64,13} = 0,153$$

Тогда второй безразмерный коэффициент будет:

$$m = \frac{1}{0,67 + 0,1 \cdot \sqrt{f} + 0,34 \cdot \sqrt{f}}, \quad (9.13)$$

$$m = \frac{1}{0,67 + 0,1 \cdot \sqrt{0,153} + 0,34 \cdot \sqrt{0,153}} = 1,188$$

Третий безразмерный коэффициент определяется в зависимости от вспомогательного параметра, определяемого по формуле:

$$u_m = 0,65 \cdot \sqrt[3]{\frac{V_z \cdot B_{kc}^{общ} \cdot \Delta T}{H}}, \quad (9.14)$$

$$u_m = 0,65 \cdot \sqrt[3]{\frac{16,298 \cdot 31,523 \cdot 64,13}{114,4}} = 4,29$$

Величина опасной скорости ветра, при концентрации вредных веществ в атмосферном воздухе должна быть, м/с:

$$U_M = u_m \cdot (1 + 0,12 \cdot \sqrt{f}), \quad (9.15)$$

$$U_M = 4,29 \cdot (1 + 0,12 \cdot \sqrt{0,153}) = 4,5 \text{ м/с.}$$

Безразмерная величина, определяемая в зависимости от отношения скоростей, рассчитывается по формуле:

$$r = \frac{3 \cdot \left(\frac{U}{U_M}\right)}{2 \left(\frac{U}{U_M}\right)^2 - \left(\frac{U}{U_M}\right) + 2}, \quad (9.16)$$

где $U = 3,61$ – средняя скорость ветра в городе Славянск-на-Кубани (по СНиП 23-01-99), м/с.

$$r = \frac{3 \cdot \left(\frac{3,61}{4,5}\right)}{2 \cdot \left(\frac{3,61}{4,5}\right)^2 - \left(\frac{3,61}{4,5}\right) + 2} = 0,968.$$

Величина максимальной приземной концентрации вредных веществ, при выбросе нагретой газовой смеси из одиночного (точечного) источника с круглым устьем определяется по формуле, мг/м³:

$$C_M = \frac{A \cdot M \cdot t \cdot n_{\text{эту}}}{H^2 \cdot \sqrt[3]{V_z \cdot B_{\text{кв}}^{\text{общ}} \cdot \Delta T}}, \quad (9.17)$$

где $M = M_{\text{NO}_x} + M_{\text{CO}} = 450,399$ – количество вредного вещества, выбрасываемого в атмосферу от одной турбины, г/с.

$$C_M = \frac{120 \cdot 450,399 \cdot 0,8 \cdot 2}{114,4^2 \cdot \sqrt[3]{16,298 \cdot 31,523 \cdot 64,13}} = 0,013 \text{ мг/м}^3.$$

Максимальная Величина приземной концентрации вредного вещества мг/м³, при неблагоприятных метеорологических условиях и скорости ветра, м/с, отличающейся от «опасной скорости ветра» должна определяться по формуле:

$$C_{\text{Ми}} = r \cdot C_M, \quad (9.18)$$

$$C_{\text{Ми}} = 0,968 \cdot 0,013 = 0,0126 \text{ мг/м}^3.$$

Определим фактическую концентрацию вредного вещества у поверхности земли с учетом фонового загрязнения воздуха по формуле:

$$C_{\text{факт}} = C_{\text{Ми}} - C_{\text{ф}}, \quad (9.19)$$

где $C_{\text{ф}} = 0,01$ – фоновая концентрация вредного вещества в приземном воздухе [18], мг/м³.

$$C_{\text{факт}} = 0,0126 - 0,01 = 0,0026 \text{ мг/м}^3.$$

В соответствии с ГОСТом для каждого проектируемого и действующего промышленного предприятия устанавливается ПДК вредных веществ в атмосферу при условии, что выбросы вредных веществ от данного источника в совокупности с другими источниками не создадут приземную концентрацию, превышающую ПДК.

$$C_M + C_{\text{ф}} \leq \text{ПДК}$$

$$C_M + C_{\text{ф}} \leq 0,04$$

Тогда: $0,0126 + 0,0026 = 0,0152 < 0,04$

Таким образом, выбросы вредных веществ от ПГУ-420 в совокупности с другими источниками (второго энергоблока) создают приземную концентрацию, не превышающую ПДК. Установка для очистки дымовых газов не требуется.

9.5 Подъем дымового факела над устьем дымовой трубы

Данный раздел подразумевает построение схема подъема факела над устьем дымовой трубы по расчетным данным. Сведем расчет основных параметров для построения схемы в таблицу 32.

Таблица 32 – Расчетные параметры для построения схемы

Наименование параметра	Формула	Значение
коэффициент, характеризующий влияние гидродинамической и тепловой составляющей подъема факела [17]	$K_z = 0,42$ и $K_m = 0,3$	
Подъем за счет кинетической энергии вытекающей вверх струи (гидродинамический подъем), м	$\Delta h_z = K_z \frac{w_0 \cdot d_{устья}}{U_M}$	15,76
Подъем за счет разности плотностей окружающей среды и дымового облака (тепловой подъем), м	$\Delta h_m = \Delta H - \Delta h_z$	18,64
Экспериментальные характеристики струи	$a; b; m$	0,15; 0,96; 0,2.
Безразмерный коэффициент для определения угла наклона дымового облака	$\kappa_1 = \sqrt{\frac{2 \cdot m \cdot b \cdot w_0 \cdot d_{устья}}{a \cdot U_M}}$	8,533
Тангенс угла наклона оси облака к горизонту	$tg(\beta) = \frac{\Delta h_z}{0,5 \cdot \kappa_1^2}$	0,433
Расчетный угол наклона, °	β	21
Уравнение траектории движения струи:	$Z_z = \kappa_1 \cdot \sqrt{x}$ где x – координата (задается)	

По рассчитанным параметрам построим схему подъема факела над устьем дымовой трубы. Данная схема представлена на рисунке 22.

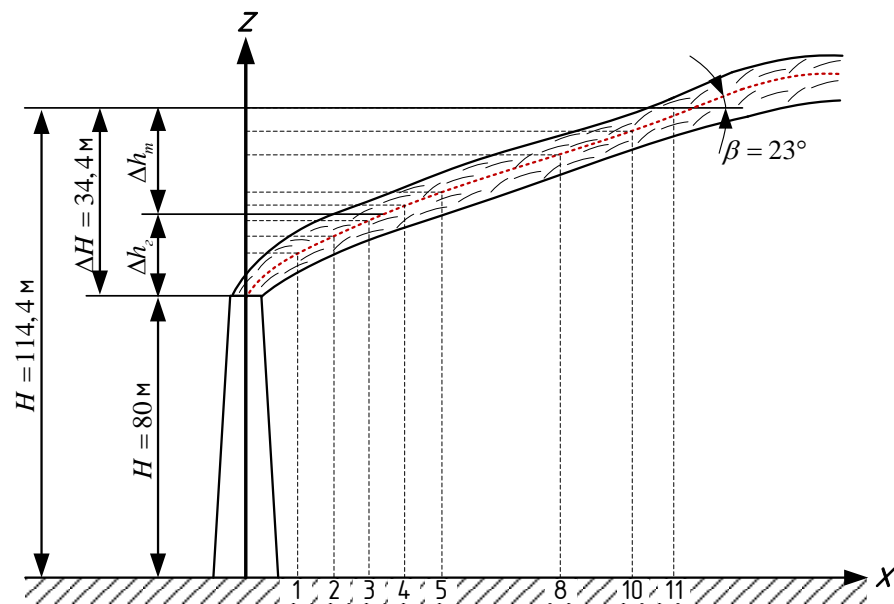


Рисунок 22 – Схема распространения дымового облака (веерообразная струя)

9.6 Оценка влияния низкоэмиссионной системы горения Alstom

На сегодняшний день в международной и отечественной энергетике большой интерес представляют удельные капитальные затраты на мероприятия по снижению выбросов NO_x в атмосферу, отнесенные на 1 кВт установленной мощности. Турбина GT26B Alstom имеет достаточно уникальных особенностей, направленных на уменьшение затрат на мероприятия по снижению оксидов азота, отнесенных на киловатт мощности. К этим особенностям можно отнести:

1) Ступенчатое сжигание в двух камерах сгорания с распределением топлива – обеспечивает снижение концентрации оксидов азота до 40%.

2) Установка малотоксичных горелок (с пониженным образованием NO_x) собственной конструкции Alstom – обеспечивает снижению концентрации оксидов азота до 30÷40%.

3) Микрофакельные камеры сгорания. Микрофакельное сжигание организуют за счет размещения металлической решетки на устье круглой горелки. Смесь продуктов сгорания, пройдя решетку, разбивается на мелкие струи. Данное разбиение позволяет добиться оптимального смесеобразования и снижения концентрации оксидов на 10÷20%.

4) В GT26B самым эффективным способом снижения концентрации оксидов азота в уходящих газах является впрыск воды в зону горения.

Проведем оценку влияния данных технологий ГТУ на снижении концентраций оксидов азота. При этом будем учитывать расчетный коэффициент избытка воздуха в отработавших газах за газовой турбиной (рассчитанные объемы газов и коэффициенты избытка воздуха за КС-1 и КС-2 см. таблица 21).

Объем сухих дымовых газов за турбиной, $\text{нм}^3/\text{кг}$ топлива ($\text{нм}^3/\text{нм}^3$ топлива), вычисляемый по формуле:

$$V_{c2} = (V_2 - V_{H_2O}^{0_{KC2}}) + (\alpha_2^{2_{m\delta}} - 1) \cdot V_n^{0_{KC2}}, \quad (9.20)$$

$$V_{c2} = (16,298 - 3,217) + (5 - 1) \cdot 15,488 = 75,033 \text{ м}^3/\text{кг}.$$

При использовании микрофакельных камер сгорания с последовательным вводом воздуха в зону горения с подачей всего воздуха через фронтное устройство концентрация оксидов азота ($\text{мг}/\text{м}^3$) приближенно вычисляется по формуле:

$$C_{NO_2}^{вл} = a \cdot K_m \cdot K_p \cdot 10^{-3}, \quad (9.21)$$

где $a = 1,8$ – коэффициент, зависящий от вида топлива (для природного газа) [18];

$K_m = f(t_{3_{zmy}}) = 6$ – коэффициент, отражающий влияние температуры газов перед турбиной высокого давления на образование NO_x [18]

$$k_p = \frac{16 \cdot P_{2_{zmy}} - 0,23}{6 \cdot P_{2_{zmy}} - 0,77} = 2,766 \text{ – коэффициент, отражающий зависимость}$$

концентрации оксидов азота от давления в камере сгорания:

$$P_{2_{zmy}} = 3,24 \text{ – давление в камере сгорания (см. таблица 21), МПа.}$$

Тогда:

$$C_{NO_2}^{вл} = 1,8 \cdot 6 \cdot 2,766 \cdot 10^{-3} = 29,872 \text{ мг}/\text{м}^3.$$

Произведем перевод концентрации двуокиси азота во влажном газе к содержанию в сухом газе, $\text{мг}/\text{м}^3$:

$$C_{NO_2}^{сух} = C_{NO_2}^{вл} \cdot \frac{100}{100 - X_{H_2O}^5}, \quad (9.22)$$

где $X_{H_2O}^5 = 12,252$ – расчетное содержание H_2O за КС-2 (см. таблица 21), %

$$C_{NO_2}^{сух} = 29,872 \cdot \frac{100}{100 - 12,252} = 34,044 \text{ мг}/\text{м}^3.$$

Снижение концентрации оксидов азота при подаче влаги в зону горения можно оценить по формуле, $\text{мг}/\text{м}^3$:

$$C_{NO_2} = \frac{C_{NO_2}}{K_{в1}}, \quad (9.23)$$

где $K_{в1} = 1,5$ – коэффициент, учитывающий влияние расхода влаги в зависимости от отношения количества вводимой влаги к расходу топлива (упрощенно принимается отношение расхода воды к расходу топлива $\frac{1}{3}$, то есть расход воды в горелки будет 10 кг/с) [18].

$$C_{NO_2} = \frac{C_{NO_2}^{сух}}{1,5} = 22,696 \text{ мг/м}^3.$$

Суммарное количество оксидов азота NO_x в пересчете на NO_2 , поступающих в атмосферу с отработавшими газами газотурбинных установок, г/с:

$$M_{NO_2}^{mod} = C_{NO_2} \cdot V_{СТ} \cdot B_{кc}^{общ} \cdot k_n, \quad (9.24)$$

где $k_n = 0,278 \cdot 10^{-3}$ – коэффициент пересчета при определении выбросов в г/с [18].

$$M_{NO_2}^{mod} = 22,696 \cdot 75,033 \cdot 31,523 \cdot 0,278 \cdot 10^{-3} = 14,923 \text{ г/с.}$$

Проведем оценку влияния всех конструктивных особенностей газовой трубы GT26B на количество оксидов азота, поступающих в атмосферу с уходящими газами:

$$\varepsilon_M = \frac{M_{NO_x} - M_{NO_2}^{mod}}{M_{NO_x}} \cdot 100, \quad (9.25)$$

$$\varepsilon_M = \frac{113,329 - 14,923}{113,329} \cdot 100 = 87 \%.$$

Можно сделать окончательный вывод, что все технологии снижения оксидов азота, которые установлены в газовой турбине GT26b, снижают величину массового выброса NO_x на 87%. Данная величина доказывает, что GT26b является одной из самых перспективных энергетических установок для производства электрической энергии с точки зрения экономичности и экологической эффективности.

9.7 Построение кривой распределения приземных концентраций

Расстояние от источника выброса, на котором приземная концентрация достигает максимального значения определяется по формуле, м:

$$X_M = \frac{5 \cdot d \cdot H}{4}, \quad (9.26)$$

где $d = 7\sqrt{U_M} \cdot (1 + 0,28\sqrt[3]{f}) = 17,073$ – безразмерный коэффициент.

$$X_M = \frac{5 \cdot 17,073 \cdot 114,4}{4} = 1,707 \cdot 10^3 \text{ м.}$$

Для построения основных схем рассеяния вредных веществ в приземном слое необходимо задать следующие условия:

$$\left\{ \begin{array}{l} 3 \cdot X^4 - 8 \cdot X^3 + 6 \cdot X^2 \leftarrow \text{если } X \leq 1 \\ S_1(X) = \frac{1,13}{0,13 \cdot X^2 + 1} \leftarrow \text{если } 1 < X \leq 8 \\ \frac{1}{3,18 \cdot X^2 + 3,52 \cdot X + 12} \leftarrow \text{если } X > 8 \\ x = \frac{X}{X_M} \\ C(X / X_M) = S_1(X) \cdot C_M \\ S_2(Y) = \frac{1}{\left(1 + 8,4 \cdot (1,15 \cdot U_M) \cdot \left(\frac{y}{2000}\right)^2\right) \cdot \left(1 + 28,2 \cdot (1,15 \cdot U_M^2) \cdot \left(\frac{y}{2000}\right)^4\right)} \\ C(Y) = S_2(Y) \cdot C_M \\ X = 1000, 2000 \dots 10000 \\ Y = 100, 200 \dots 1000 \end{array} \right.$$

где x – отношение заданного расстояния к расстоянию, на котором приземная концентрация достигает максимального значения;

$S_1(X)$ – безразмерный коэффициент, определяемый в зависимости от отношения X/X_M [17];

$C(X / X_M)$ – приземная концентрация вредных веществ в атмосфере при опасной скорости ветра (по оси факела выброса на различных расстояниях X от источника выброса), $\text{мг}/\text{м}^3$;

$S_2(Y)$ – безразмерный коэффициент, определяемый в зависимости от скорости ветра и отношения Y/X [17];

$C(Y)$ – значение приземной концентрации вредных веществ в атмосфере на расстоянии Y по перпендикуляру к оси факела выброса, $\text{мг}/\text{м}^3$;

U_M – величина опасной скорости ветра, при концентрации вредных веществ в атмосферном воздухе (см. формула 9.15), $\text{м}/\text{с}$.

Результат расчета всех вышеперечисленных величин представим в виде таблицы 33.

Таблица 33 – Результат расчета

Заданное расстояние X , м	Параметр			Заданное расстояние Y , м	Параметр	
	X / X_M	$S_1(X)$	$C(X / X_M)$		$S_2(Y)$	$C(Y)$
10^3	0,586	0,804	$4,943 \cdot 10^{-5}$	10^2	0,896	0,017
$2 \cdot 10^3$	1,171	0,959	$1,821 \cdot 10^{-4}$	$2 \cdot 10^2$	0,644	0,012
$4 \cdot 10^3$	1,757	0,806	$3,763 \cdot 10^{-4}$	$4 \cdot 10^2$	0,36	$6,847 \cdot 10^{-3}$
$5 \cdot 10^3$	2,343	0,659	$6,123 \cdot 10^{-4}$	$5 \cdot 10^2$	0,161	$3,066 \cdot 10^{-3}$
$6 \cdot 10^3$	2,929	0,534	$8,729 \cdot 10^{-4}$	$6 \cdot 10^2$	0,066	$1,254 \cdot 10^{-3}$
$7 \cdot 10^3$	3,514	0,434	$1,143 \cdot 10^{-3}$	$7 \cdot 10^2$	0,028	$5,246 \cdot 10^{-4}$
$8 \cdot 10^3$	4,1	0,355	$1,409 \cdot 10^{-3}$	$8 \cdot 10^2$	0,012	$2,346 \cdot 10^{-4}$
$9 \cdot 10^3$	4,686	0,293	$1,661 \cdot 10^{-3}$	$9 \cdot 10^2$	0,006	$1,13 \cdot 10^{-4}$
$10 \cdot 10^3$	5,271	0,245	$1,89 \cdot 10^{-3}$	$10 \cdot 10^2$	0,003	$5,827 \cdot 10^{-5}$
$11 \cdot 10^3$	6,733	0,207	$2,09 \cdot 10^{-3}$	$11 \cdot 10^2$	0,002	$3,191 \cdot 10^{-5}$
$12 \cdot 10^3$	7,267	0,174	$2,257 \cdot 10^{-3}$	-	-	-
$13 \cdot 10^3$	7,654	0,136	$2,388 \cdot 10^{-3}$	-	-	-
$14 \cdot 10^3$	8,125	0,112	$2,484 \cdot 10^{-3}$	-	-	-
$15 \cdot 10^3$	8,664	0,102	$2,548 \cdot 10^{-3}$	-	-	-

Построим схему рассеяния вредного вещества в приземном слое атмосферы (рисунок 23).

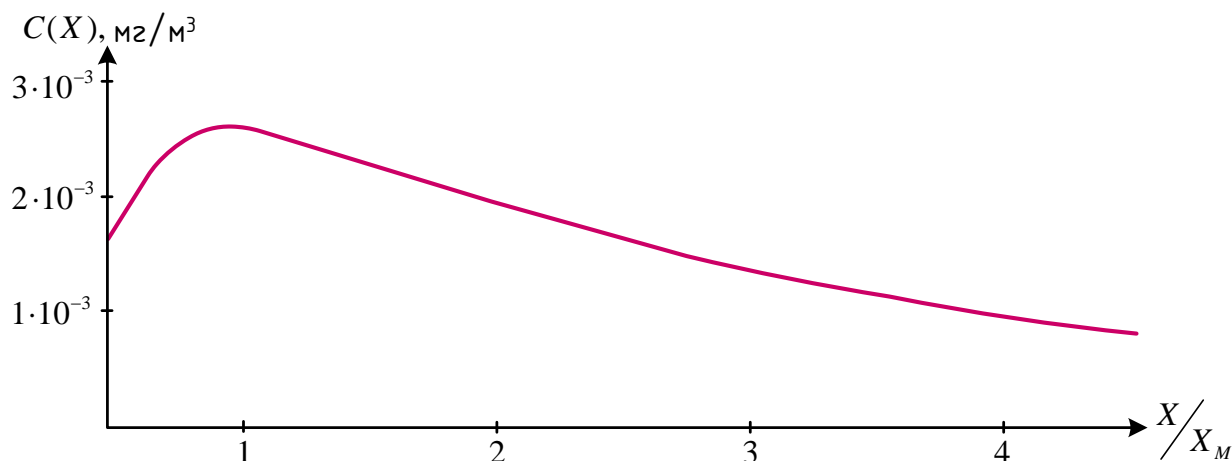


Рисунок 23 - Схема рассеяния вредного вещества в приземном слое атмосферы

Схема рассеяния вредного вещества (ВВ) в атмосфере по перпендикуляру к оси факела выброса (сечение в точке $X=X_M$) представлена на рисунке 24.

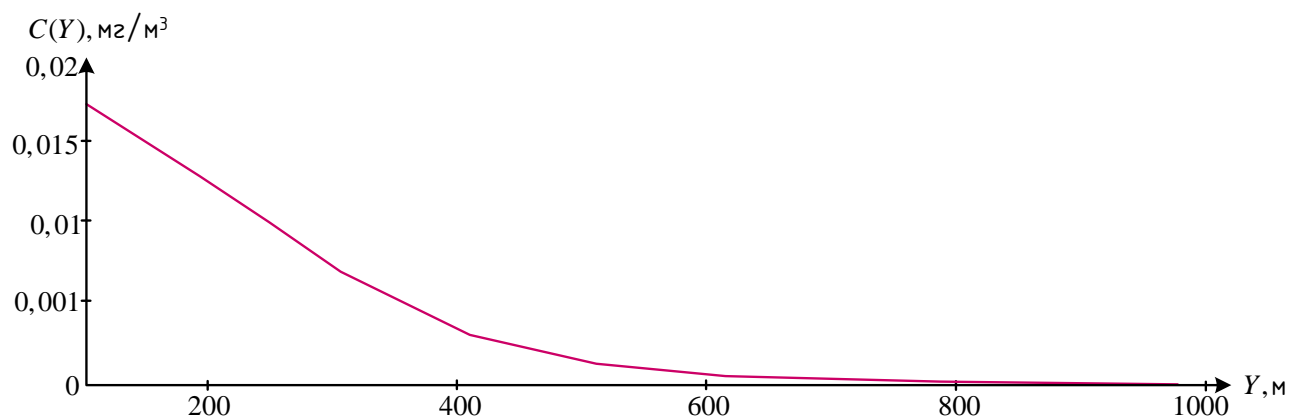


Рисунок 24 - Схема рассеяния ВВ в атмосфере по перпендикуляру к оси факела выброса ($X=X_M$)

10 Проектирование электрической части ПГУ

Подробное описание турбогенераторов турбин ГТУ и ПТУ изложено в разделе 5.4 данной научно-исследовательской работы. Необходимо выбрать схемы подключения основного оборудования электроцеха.

10.1 Выбор силовых трансформаторов

Определим максимальную мощность, которую станция может выдать потребителю. Разрешенная мощность определяется по формуле, МВт:

$$N_{разр} = N_{уст} \cdot 1 - a_{сн} , \quad (10.1)$$

где $N_{уст} = 848$ – установленная мощность ПГУ, МВт;

$a_{сн} = 7$ – собственные нужды электростанции, %.

Трансформаторы выбираем исходя из условия максимума выдачи мощности генератором по формуле, МВА:

$$S_{расч\ m} = S_{m2} \cdot 1 - a_{сн} , \quad (10.2)$$

Для турбогенератора ГТУ 50WV237-109:

$$S_{расч\ m1} = 315 \cdot \left(1 - \frac{7}{100} \right) = 292,95 \text{ МВА},$$

Для турбогенератора ПТУ 50WV217-95:

$$S_{расч\ m2} = 225 \cdot \left(1 - \frac{7}{100}\right) = 209,25 \text{ МВА.}$$

При выборе силовых трансформаторов должно выполняться следующее условие:

$$S_{тр} \geq S_{расч\ т2}$$

где $S_{тр}$ – полная мощность трансформатора, МВА.

Основным показателем для выбора трансформатора является класс напряжения (диапазон напряжений, в котором электрооборудование данного класса может нормально функционировать). Класс напряжения обмотки трансформатора совпадает с номинальным напряжением электрической сети, в которую обмотка включается. Классом напряжения трансформатора считают класс напряжения обмотки ВН. По рисунку 1 (раздел 1) видно, что рядом со станцией проходит линия ЛЭП 500 кВ. Выбираем класс напряжения 500 кВ.

Исходя из результатов расчетов:

1) Для турбогенератора газовой турбины (50WV237-109) выбираем силовой трансформатор ТДЦ-400000/500-У1 производителя «АО Электрозавод»;

2) для турбогенератора паровой турбины (50WV217-95) выбираем силовой трансформатор ТДЦ-250000/500-У1.

Расшифровку маркировки сведем в таблицу 34.

Таблица 34 – Расшифровка маркировки трансформаторов

Обозначение	Значение
Т	трансформатор трехфазный
Д	масляный с естественной циркуляцией масла и принудительной циркуляцией воздуха
Ц	принудительная циркуляция воды и масла и ненаправленным потоком масла (в охладителях вода движется по трубам, а масло — в межтрубном пространстве, разделенном перегородками);
400000 и 250000	номинальная мощность, кВ·А
500	класс напряжения обмотки ВН, кВ
У1	климатическое исполнение и категория размещения по ГОСТ 15150-69

10.2 Проектирование основных электрических схем

Структурная электрическая схема позволяет рассмотреть принцип работы электростанции. Структурная схема приведена на рисунке 25.

Так как мощность местной нагрузки (потребителя, находящегося на расстоянии до 5 км от ТЭС) относительно невелика и составляет меньше 30% суммарной мощности установленных генераторов, то структурную схему построим по блочному принципу. В этом случае местная нагрузка и собственные нужды питаются от трансформаторов собственных нужд, подключение которых к генераторам осуществляется с помощью отвлечения от главного токопровода, соединяющего генератор и блочный трансформатор.

Таких потребителей гораздо дешевле подключить на генераторное напряжение 6-18 кВ по ЛЭП 10,5 кВ. Иначе придётся этому потребителю питаться через свою подстанцию с высшего напряжения, что экономически и технически не выгодно [19].

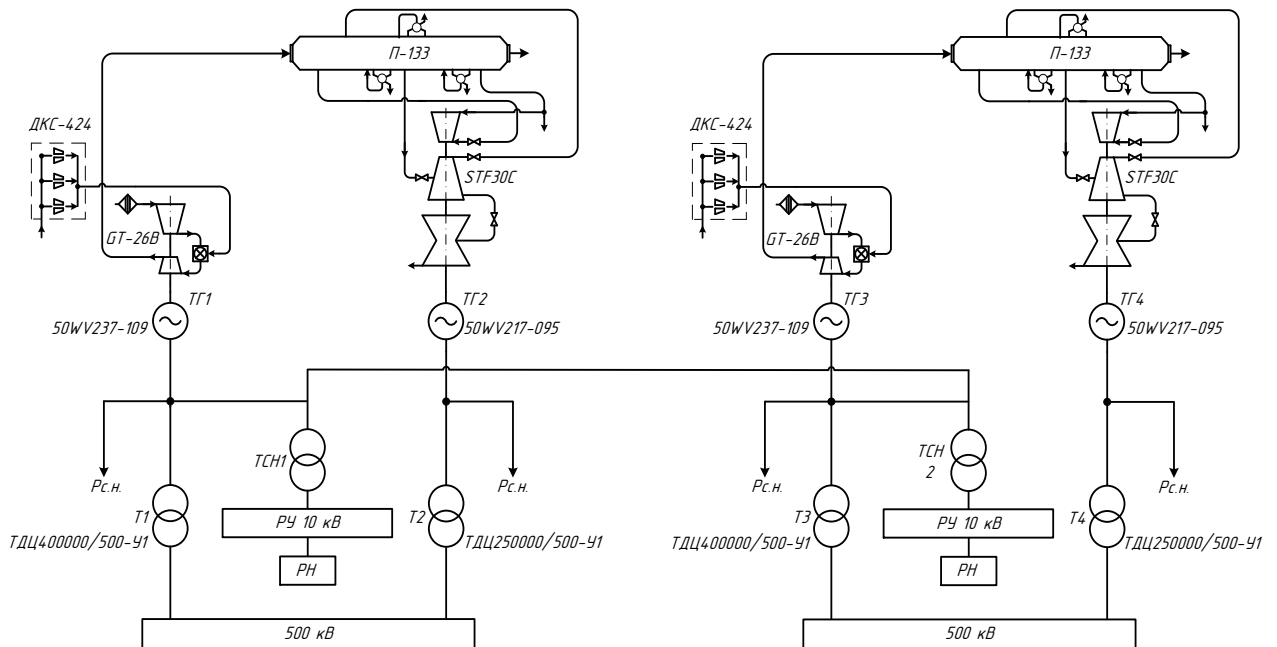


Рисунок 25 – Структурная схема

Далее представим схему собственных нужд электростанции (рисунок 26). На данной схеме представлены все энергозависимые вспомогательные устройства, которые обеспечивают устойчивый режим работы электростанции.

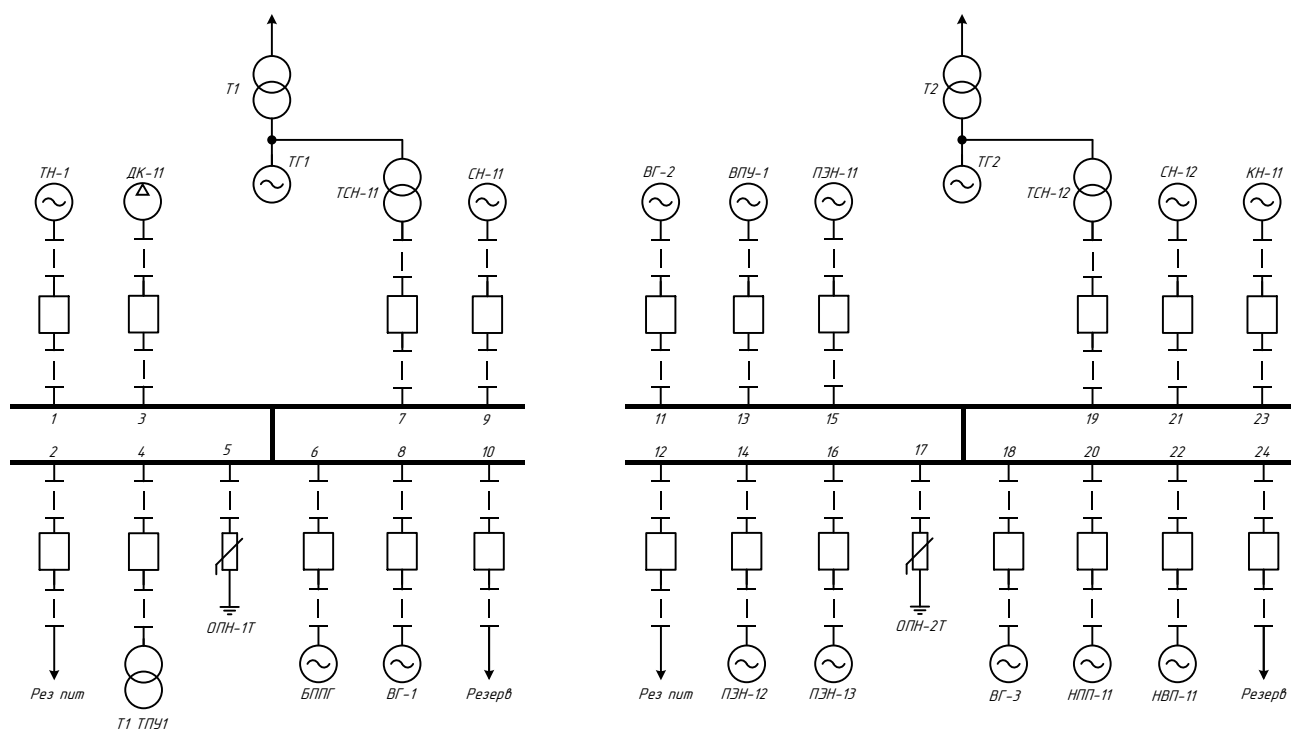


Рисунок 26 – Схема собственных нужд (первый энергоблок)

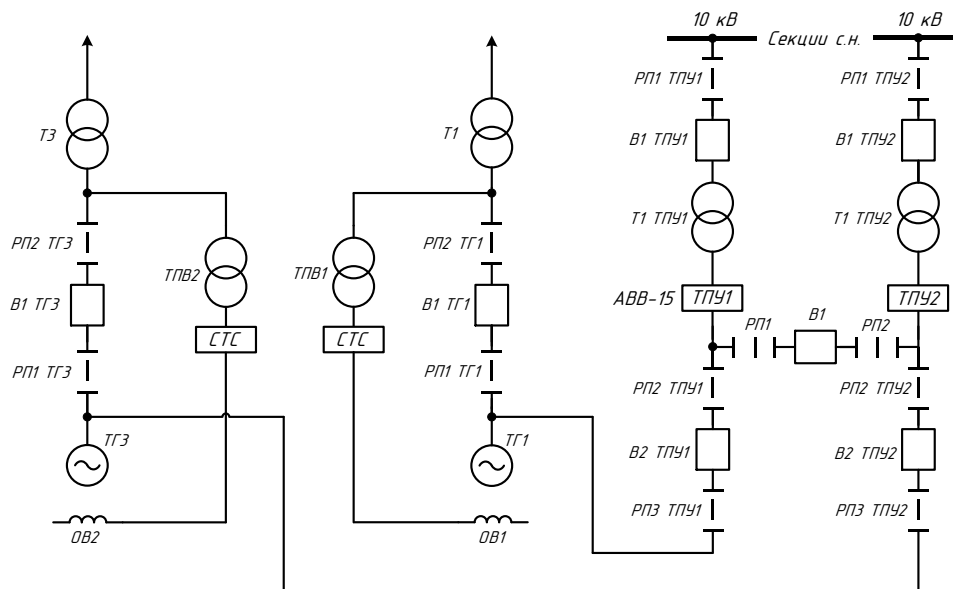
На схеме 26 под: БППГ – блочные пункты подготовки газа; Т1ТПУ1 – трансформатор тиристорного пускательного устройства; ТН – топливный насос (дизеля); ЦН – центробежный насос; ОПН – ограничитель перенапряжений нелинейный (предназначен для защиты оборудования систем электроснабжения); ДК - дожимной компрессор; НПП – насосная первого подъема; НВП – насосная второго подъема; ВПУ – водоподготовительная установка; ВГ – вентилятор градирни.

10.3 Выбор пускового устройства

Для пуска ГТУ на минимальный режим устойчивой работы необходим внешний источник энергии. Это связано с тем, что до начала вращения ротора газовой турбины невозможно обеспечить горение топлива в камере сгорания. При небольшой частоте вращения турбины создаваемый ею крутящий момент значительно меньше момента, необходимого для вращения компрессора. Поэтому в газовой турбине GT26B предусмотрены тиристорные пусковые устройства.

Мощность ТПУ полностью используется для покрытия разности моментов вращения турбины и компрессора, а также на разгон ротора турбины. Для турбин с мощностью более 250 МВт подбирают ТПУ пусковой мощностью не менее 10 МВт (в зависимости от модели) [19].

Выбираем ТПУ «АВВ» с мощностью 15 МВт. Продолжительность пуска до режима холостого хода – 5 минут. Схема включения представлена на рисунке 27.



СТС - системы тиристорные самовозбуждения; В – выключатель нагрузки; РП – разъединители-предохранители; Т1 ТПУ1 – трансформатор ТПУ; ТПВ – трансформатор питания возбудителя; ОВ – обмотка возбуждения генератора.

Рисунок 27 – Схема включения ТПУ двух энергоблоков (две ГТУ)

Укрупненная схема подключения пускового устройства при пуске газовой турбины представлена на рисунке 28.

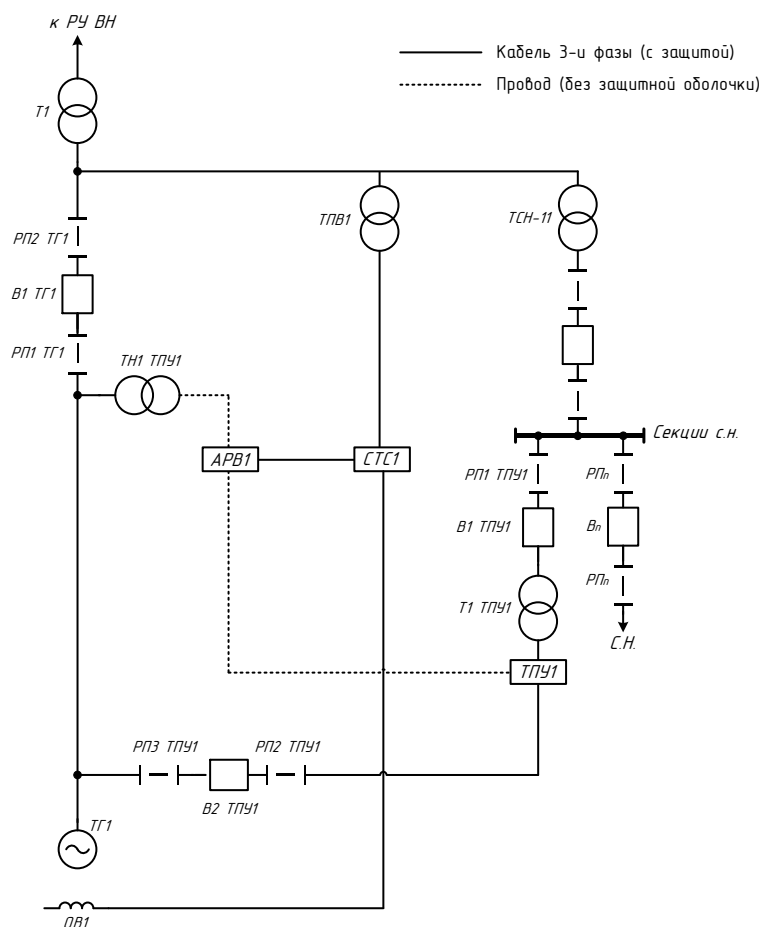


Рисунок 28 – Укрупненная схема подключения ТПУ-АВВ при пуске ГТУ

Тиристорный преобразователь является источником токов, частота которых выше 50 Гц, поэтому при выборе места его подключения необходимо обеспечить гальваническую развязку ТПУ и собственных нужд электростанций.

В систему СТС входит автоматический регулятор возбуждения (АРВ). АРВ поддерживает заданный уровень напряжения и устойчивость работы генератора при колебаниях напряжения в электроэнергетической системе [19].

10.4 Схемы выдачи мощности

На рисунке 29 и 30 представлена схема выдачи мощности. Данная схема зависит от состава оборудования: количества, типа и мощности генераторов; силовых трансформаторов; распределения нагрузки между распределительными устройствами (РУ) разного напряжения. Выдача мощности будет осуществляться по схеме – система сборных шин с обходной системой.

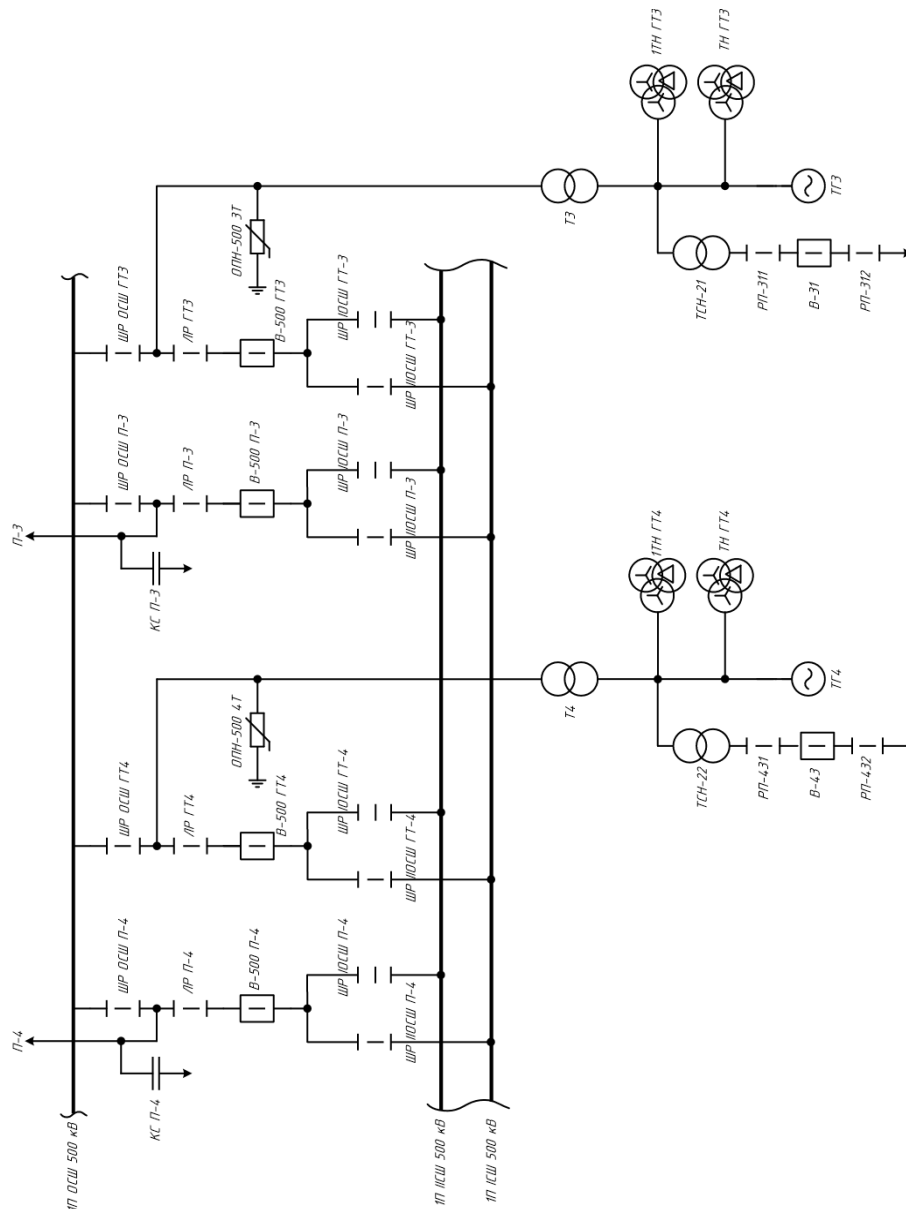


Рисунок 29 – Схема выдачи мощности

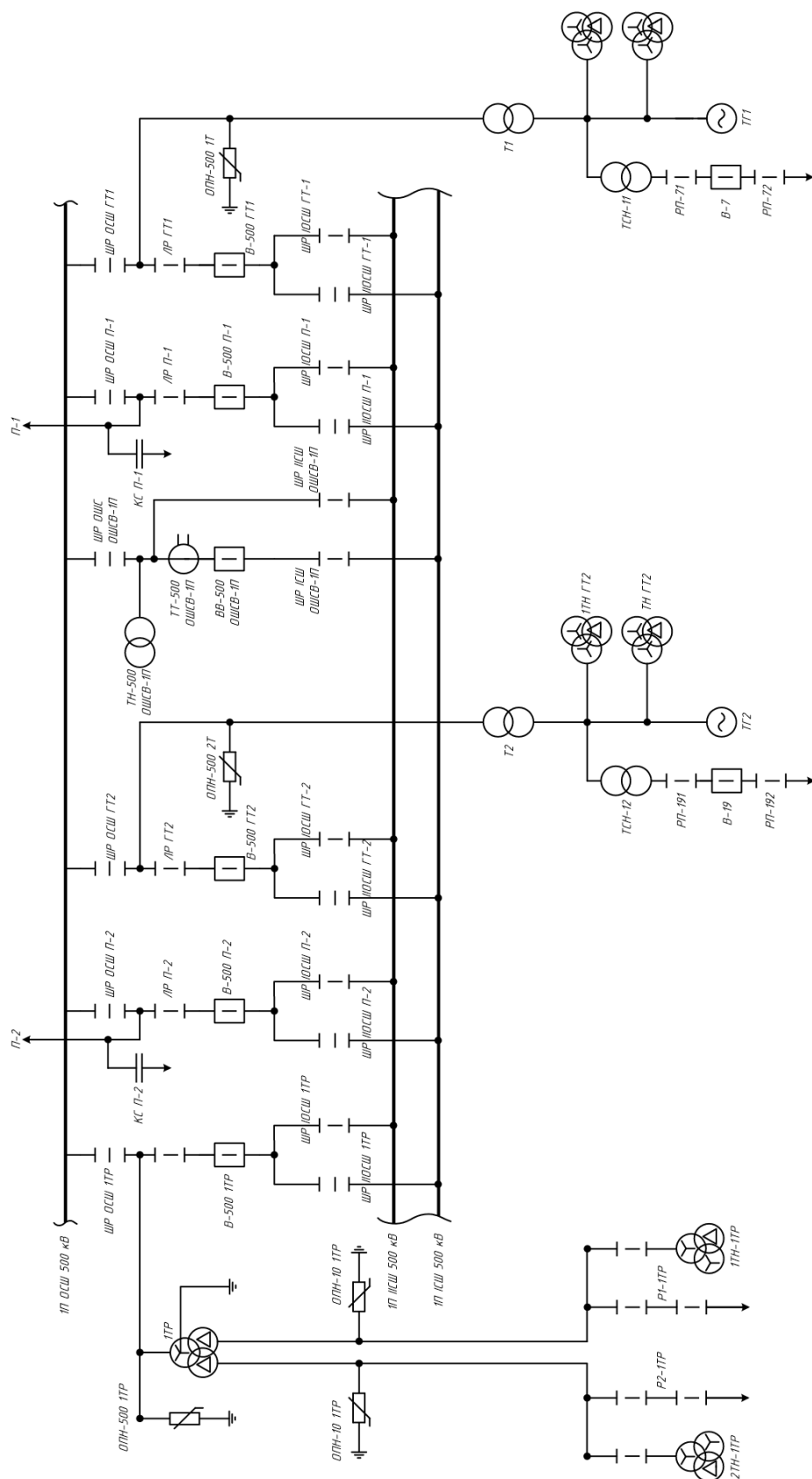


Рисунок 30 – Схема выдачи мощности

Кс – Контролируемое сечение; В – выключатель высоковольтный; ОСШ – обходная система шин; ОШСВ – обходной шиносоединительный выключатель; ТН-ТР; ТР; ОПН – система безопасности от падения мощности; ТР – резервный трансформатор собственных нужд; ТН – трансформатор напряжения; ОПН – ограничитель перенапряжения.

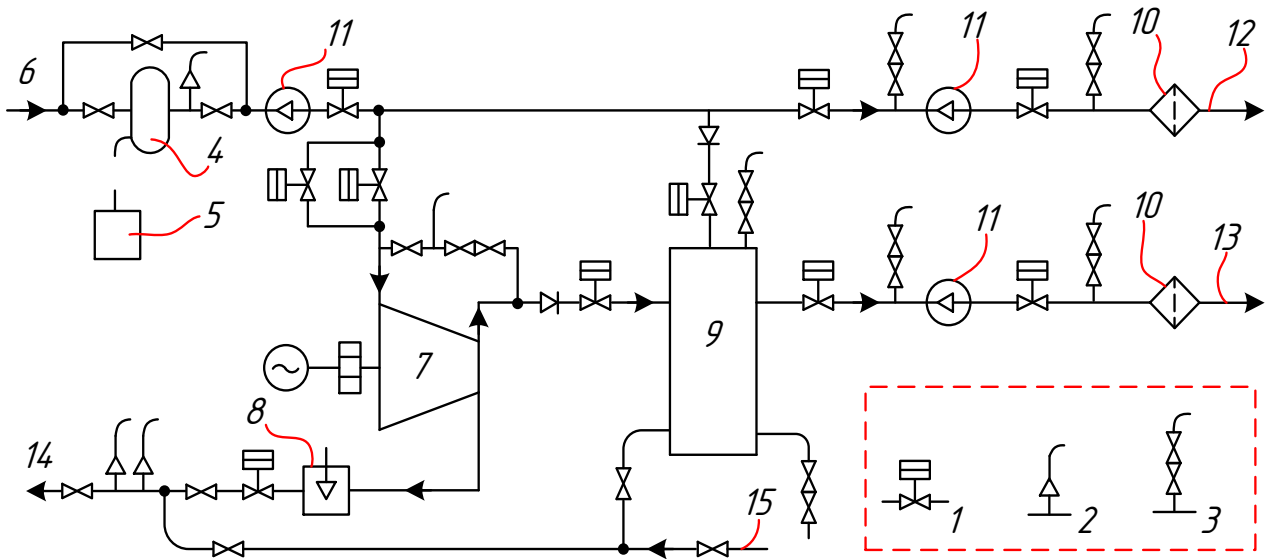
11 Топливное хозяйство ПГУ

Топливное хозяйство обеспечивает бесперебойное снабжение топливом газовых турбин и объединяет механизмы и устройства, необходимые для его транспортирования, очистки и хранения. В проекте «Строительство ПГУ-ТЭЦ 840 МВт» в качестве основного топлива принят природный газ с Анастасиевско-Троицкого месторождения. В качестве резервного топлива – дизельное.

Подробное описание основных элементов топливного хозяйства ПГУ Alstom представлено в разделе 5.6 – 5.8.

11.1 Газовое хозяйство ПГУ

Получаемый на газовых месторождениях газ по магистральным трубопроводам направляется на газораспределительные станции (ГРС). Вдоль трасс магистральных газопроводов сооружается компрессорная станция с газотурбинным приводом (см. раздел 5.6 – 5.8) для подкачки газа. От ГРС будут прокладываться газопроводы к газораспределительным пунктам (ГРП), а от ГРП – газопроводы к газовой турбине. Схема подачи газа к газотурбинной установке представлена на рисунке 31.



1 – клапан с пневмоприводом; 2 – предохранительный клапан; 3 – выпуск газа в атмосферу «на свечу»; 4 – сепаратор; 5 – сборник конденсата; 6 – газ из газопровода; 7 – нагнетатель природного газа с электродвигателем; 8 – перепускной клапан; 9 – ресивер; 10 – фильтры; 11 – измерительная диафрагма; 12 – газ к системе распределения камеры сгорания низкого давления GT26B; 13 – газ к системе распределения камеры сгорания высокого давления GT26B; 14 – сброс в газопровод паросиловой части электростанции; 15 – воздух на продувку.

Рисунок 31 – Схема подачи природного газа к газовой турбине GT26B

На схеме 33 показана схема с одноступенчатым редуцированием. Снижение давления в этой схеме производится с помощью регуляторов РДУК-2-200 и РДБУ2-200. Для прекращения подачи газа (при превышении или понижении давления ниже допустимого) используются предохранительно запорные клапаны ПКВ-200. Для сброса избыточных газов при неплотном закрытии предохранительных запорных клапанов и регуляторов используют предохранительно сбросные клапаны ППК4-50-16. Для очистки газа от механических частиц устанавливают фильтры ФГ-100-300-12. Регулирующие линии ГРП включают в себя фильтр, предохранительный запорный клапан, регулятор давления, предохранительный сбросной клапан, контрольно-измерительные приборы и запорную арматуру.

11.2 Дизельное хозяйство ПГУ

Схема подачи дизельного топлива – блочная. Каждый насос первого подъема может подавать топливо на свою группу фильтров и насос второго подъема. Дизельное топливо используется только при пуске ГТУ и его расход в разы меньше газообразного. Оборудование топливной насосной предназначено для надежной транспортировки топлива с установленной вязкостью, очищенного от примесей и при давлении, необходимом для нормальной работы горелок.

Необходимо перед подачей топлива в ГТУ удалить воду из дизельного топлива и обеспечить давление жидкого топлива - 8 МПа.

Насосная дизельного топлива включает в себя следующее основное оборудование:

1) Два центробежных насосов первого подъема типа 5Н-5 (1 резервный). Производительность 5Н-5-90 м³/ч; напор – 3,4 МПа; мощность – 160 кВт.

2) Два центробежных насосов второго подъема типа НПС-120/65-750 (1 резервный). Производительность НПС-120/65-750 – 88 м³/ч; напор – 7,8 МПа; мощность – 400 кВт.

3) Фильтры средней очистки ФП-50-0,2. Пропускная способность ФП-50-0,2 – 50 м³/ч; тонкость фильтрации частиц – 40 мкм; максимальное рабочее давление – 2,5 МПа; количество секций – 5. Секции самоочищаются. На напоре насосов первого подъема установлено по одному фильтру средней очистки.

4) Фильтры тонкой очистки Ф-120. Пропускная способность Ф-120-120 м³/ч; тонкость фильтрации частиц – 15 мкм; максимальное рабочее давление – 10 МПа.

Подача топлива осуществляется самотеком из расходного резервуара.

Топливо поступает на всас насоса первого подъема, прокачивается им через подогреватель топлива, где подогревается, и далее последовательно через группу фильтров средней и тонкой очистки подается на всас насоса второго подъема, которые подают топливо в топливные коллекторы газовой турбины.

11.3 Подача запального газа к газовой турбине

Для начального воспламенения топлива при пуске газотурбинной установки используется запальный газ из баллонов с пропан-бутаном [20]. На рисунке 32 представлена схема подачи запального газа к камерам сгорания высокого (КСВД) и низкого (КСНД) давлений.

Баллоны с пропан-бутановой смесью поступают на ТЭС и хранятся в помещениях ГБУ (газобаллонная установка). Газ через редукторы подается в общий коллектор, из которого по системе трубопроводов с запорной арматурой поступает к горелкам в камеры сгорания.

При охлаждении на стенках трубопроводов конденсируется влага, поэтому газ поступает через отстойник. Из отстойника влага сливается открытием ручного вентиля (в данный момент газовой турбина не должна работать). На камеру сгорания высокого давления газ и воздух поступает к запальникам отдельно, а на камеру сгорания низкого давления в запальник подается горючая смесь.

Данная технология подачи запального газа связана с тем, что при пуске газовой турбины сначала зажигаются КСВД, а потом КСНД.

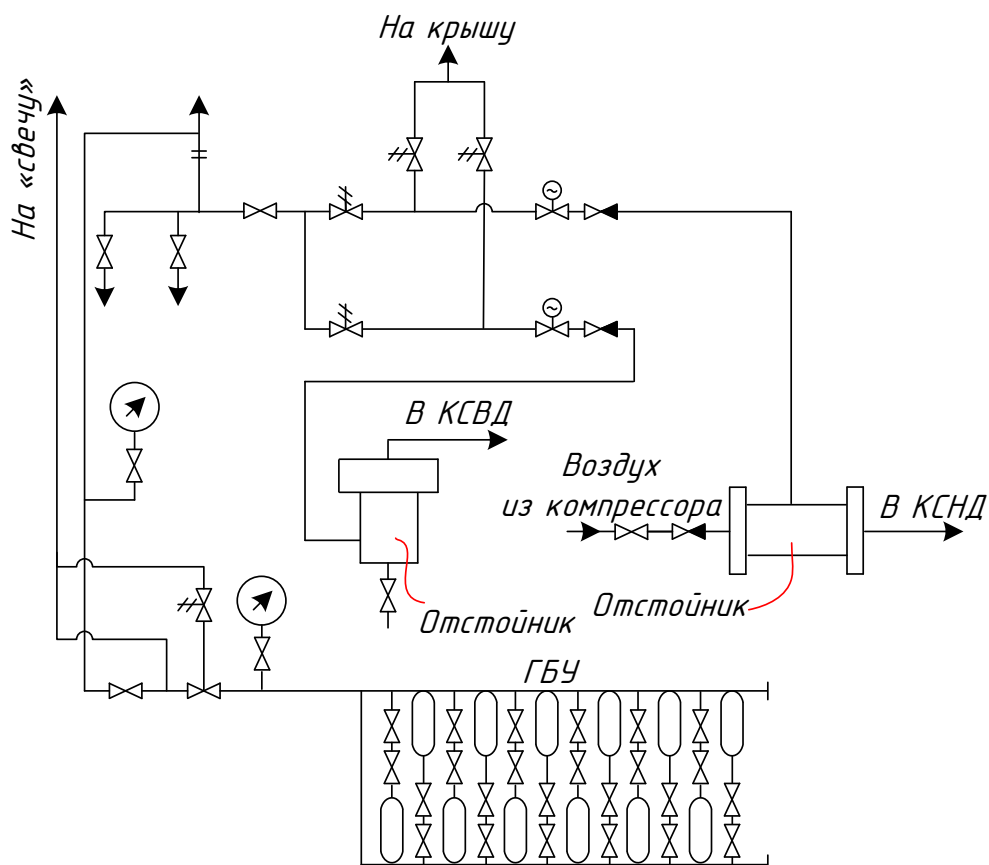


Рисунок 32 – Схема подачи запального газа к КСВД и КСНД ГТУ типа GT26В.

12 Компоновка генерального плана и главного корпуса

Основной признак, определяющий компоновку утилизационной ПГУ — число валов или число генераторов. ПГУ 420 Alstom имеет два генератора на одном энергоблоке — двухвальная компоновка ПГУ. Такой тип компоновки выбирают при большой мощности газовой и паровой турбины [3]. Это связано с увеличением осевого усилия на сегменты упорного подшипника, что вследствие приводит к невозможности использования расцепных (гибких или жестких) муфт. Схема двухвальной компоновки ПГУ Alstom представлена на рисунке 33.

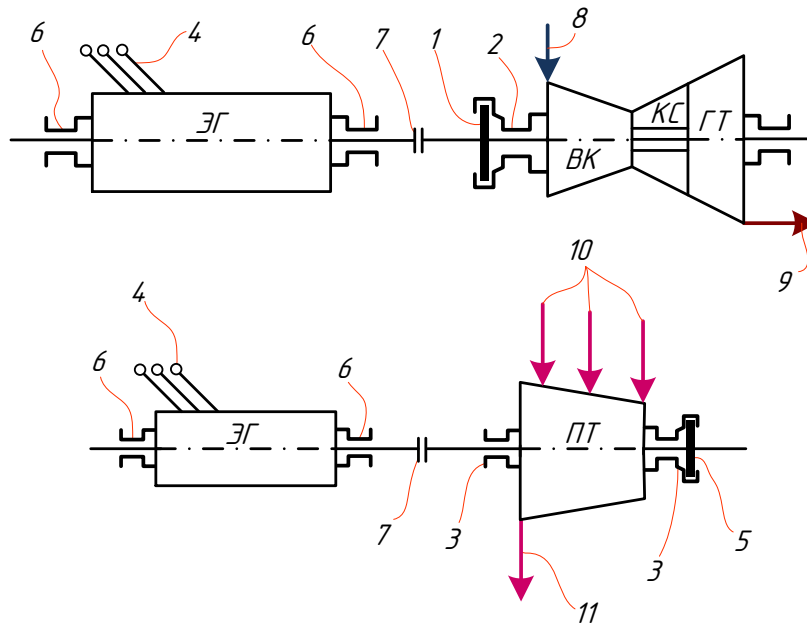


Рисунок 33 – Схема компоновки турбогенераторов ПГУ-420 Alstom

1,5 – упорные подшипники газовой и паровой турбины; 2,3,6 – опорные подшипники; 4 – вывод токопроводов генератора; 7 – жесткие муфты; 8 – верхний ввод воздуха в ВК; 9 – боковой выхлоп газов ГТУ в котел-утилизатор; 10 – потоки пара в турбину; 11 – нижний выход пара в конденсатор; ЭГ- электродвигатель; ВК – воздушный компрессор; КС – камера сгорания ГТУ; ГТ – газовая турбина; ПТ – паровая турбина.

Паровая и газовая турбина устанавливаются отдельно и имеют собственные генераторы, главные трансформаторы и другое электротехническое оборудование. Все тепломеханическое оборудование устанавливается в отдельно стоящем здании. ГТУ и паровая турбина располагаются поперек машинного зала. ГТУ устанавливается на фундаменте с привязкой к входному диффузору горизонтального КУ П-133. Паровая турбина помещается на монолитный железобетонный рамный фундамент с высотной отметкой обслуживания 12 м. Два основных подогревателя размещаются под генератором (ПСГ-1) и под ЦСНД (ПСГ-2) на высоте примерно 3,5 м [21].

Двухвальная ПГУ имеет более высокую надежность (при сравнении с одновальной и многовальной компоновкой), так как валопроводы ее турбоагрегатов более просты, а их вибрационные характеристики более определены. Более определены и осевые усилия, действующие на упорные

подшипники. Далее стоит сказать про вспомогательные здания и сооружения [21].

Открытое распределительное устройство (ОРУ), а при определенных условиях, располагается рядом с главным корпусом со стороны турбинного отделения, в котором вырабатывается электроэнергия. От него расходятся высоковольтные линии электропередачи (ЛЭП).

Градирни размещаются со стороны турбинного отделения на таком расстоянии от ОРУ, которое исключает воздействие на него испаряющейся воды. Так как в проекте выбраны вентилируемые градирни, то фактор испаряющейся воды влияет незначительно.

Административно-бытовой и объединённый вспомогательный корпуса размещены со стороны постоянного торца главного корпуса (сторона установки первых агрегатов), что обеспечивает наиболее удобную связь с ним. Цех химводоочистки с водоподготовительными установками входит в состав объединённого вспомогательного корпуса.

Водогрейная котельная располагается перпендикулярно главному корпусу так, что её котлы подключены к общей дымовой трубе.

Коммуникации, включающие тепловые сети, газопроводы, кабельные короба, трубопроводы дизельного топлива и другие межцеховые трубопроводы, размещают на двух- трехъярусных эстакадах.

Газ подается на ТЭЦ и транспортируется по её территории по наземным трубопроводам с предварительным снижением давления на газораспределительной станции (см. раздел 11).

Все оборудование машинного зала расположена на двух этажах, причем площадка турбины поднята на 9 метров над полом. Площадки двух соседних машин соединены между собой переходными площадками-мостиками.

Питательные и сетевые насосы установлены возле каждой паровой турбины.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

В рамках данной научно-исследовательской работы было выполнено комплексное проектирование ПГУ-ТЭЦ с мощностью 840 МВт в Краснодарском крае.

В первой части работы был проведен анализ основных факторов для начала проектирования потенциальной станции: потребность в тепловой энергии с учетом работы районах источников тепла (в данном случае котельных); дефицит выработки электроэнергии; возможность вывода электроэнергии в сеть; возможность размещения электростанции на данной местности; экологическим состоянием места сооружения; расположение и достаточность источника топлива. Также было представлено обоснование технологии, по которой будет осуществляться технологический процесс проектируемой электростанции, работающей на газообразном топливе Анастасиевско–Троицкого месторождения.

Был проведен расчет главных показателей назначения проектируемой станции. Главным показателем назначения для генерального подрядчика и генерального проектировщика станции является численное значение максимальной тепловой и электрической нагрузки для проектируемой ТЭЦ. Наконец, с учетом выбранной технологии исполнения электростанции и расчетных параметров назначения, было проведено технико-экономическое сравнение трех сопоставимых и взаимозаменяемых вариантов. Сравнение трех инвестиционных проектов и выбор лучшего проводился с использованием расчетных показателей экономической эффективности строительства. Исходя из экономических расчётов было сделано обоснование техническим решениям проекта. Произведён расчёт срока окупаемости предлагаемого проекта, который составляет 9 лет (с учетом дисконтирования). В заключении первой части проектирования был представлен укрупненный литературный обзор всех основных и вспомогательных систем выбранной парогазовой установки ПГУ-420 Alstom.

В основной главе работы представлена расчетная часть, которая включает в себя следующие пункты:

- расчет газотурбинной установки по сложному термодинамическому циклу, в результате которого были определены параметры эффективности GT26b (расход топлива на каждую КС, КПД ГТ, расчетная мощность компрессоров и турбины) и поострён термодинамический цикл Брайтона в координатах h s;
- расчет сетевой установки и тепловой расчет котла – утилизатора П-133, в результате которого были получены расходы рабочей среды на каждый контур котла, КПД КУ, а также количество тепла, подведенного к каждой поверхности нагрева;
- расчет паротурбинной установки, в результате которого были определены показатели эффективности ПТУ и ПГУ в целом (электрическая

мощность станции, расходы топлива на производство теплоты и электроэнергии, удельные расходы топлива).

В основную часть включен расчет и выбор вспомогательного оборудования станции. В результате проведенного расчета был произведен выбор: устройств технического водоснабжения; сетевых подогревателей; питательных насосов; конденсатных насосов; циркуляционных насосов; делегационной установки; конденсатора; пикового водогрейного котла.

В заключительной части работы представлен укрупненный расчет экологических показателей, спроектированы основные электрические схемы ПГУ-ТЭЦ, выбраны схемы и устройства топливного хозяйства потенциальной станции, а также разработан генеральный план и компоновка ТЭЦ.

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ

1. Соколов, Е.Я. Теплофикация и тепловые сети : учебник для вузов / Е.Я. Соколов. – Москва : МЭИ, 2001. – 472 с.
2. Барановский, В.В., Короткова, Т.Ю. Техничко-экономическое обоснование создания тепловых электрических станций : учебное пособие / В.В. Барановский, Т.Ю. Короткова. – Санкт-Петербург : ВШТЭ СПбГУПТД, 2018. – 30 с.
3. Трухний, А.Д. Парогазовые установки электростанций : учебное пособие для вузов / А.Д. Трухний. – Москва : Издательский дом МЭИ, 2013. – 648 с.
4. Hauenschild, R. Kombi-Kraftwerke mit höchsten Wirkungsgraden und niedrigsten Emissionen unter Einsatz der Gasturbine GT26 / R. Hauenschild, W. Jury. – London: Springer, 2001. – 493 с.
5. Boksteen, S.Z. Smart Operation of Gas Turbine Combined Cycle Plants / S.Z. Boksteen, J.P. Buijtenen. – Nederland : TU Delft, 2014. – 156 с.
6. Boksteen, S.Z. A holistic approach to GTCC operational efficiency improvement studies. Journal of Engineering for Gas Turbines and Power / D.J. van der Vecht, and J.P. van Buijtenen. – Nederland : TU Delft, 2014. – 227 с.
7. Основы современной энергетики: учебник для вузов / А.Д. Трухний, М.А. Изюмов, С.П. Малышенко, О.А. Поваров. – Москва : Издательский дом МЭИ, 2016. – 512 с.
8. Smith, R.W., Polukort P. Advanced Technology Combined Cycles / R.W. Smith, P. Polukort, C.M. Jones, B.D. Gardner.– GE Power Systems, 2001. – 44 с.
9. Ochkov, V.F., Orlov, K.A. Thermal Engineering Studies with Excel, Mathcad and Internet / V.F. Ochkov, K.A. Orlov. – Springer International Publishing Switzerland, 2016. – 315 с.
10. Елисеев, Ю.С. Теория и проектирование газотурбинных и комбинированных установок: учеб. для вузов / Ю.С. Елисеев – М. : Изд-во МГТУ им. Н. Э. Баумана, 2000. - 635 с
11. Цанев, С.В. Газотурбинные и парогазовые установки тепловых электростанций / С.В. Цанев, В.Д. Буров, А.Н. Ремезов. - М. : Изд-во МЭИ, 2002. - 579 с.
12. Паровые и газовые турбины для электростанций : Учебник для вузов / А.Г. Костюк, В.В. Фролов, А.Е. Булкин, А.Д. Трухний — М. : Издательский дом МЭИ, 2016. — 557.
13. Рыжкин, В.Я. Тепловые электрические станции: Учебник для вузов / В.Я. Рыжкин – Энергоатомиздат, 1987 – 328 с.
14. Цыганок, А.П. Проектирование тепловых электрических станций: учебное пособие/ А.П. Цыганок. – Красноярск : СФУ, 2017. –138 с.

15. Соколов, Е.Я. Промышленные тепловые электростанции: Учебник для вузов / М.И. Баженов, А.С. Богородский, Б.В. Сазанов, В.Н. Юренев. – М. : Энергия, 1979 – 296 с.

16. ВНИИ ВОДГЕО Госстроя СССР. Пособие к СНиП 2.04.02-84: Пособие по проектированию градирен / ВНИИ ВОДГЕО Госстроя СССР, ВНИИГ им. Б.Е. Веденеева Минэнерго СССР, НИИЖБ Госстроя СССР. – М. : Центральный институт типового проектирования, 1989. – 166 с.

17. Рихтер, Л.А. Охрана водного и воздушного бассейнов от выбросов ТЭС / Л.А. Рихтер, Э.П. Волков, В.Н. Покровский. – М. : Энергоиздат, 1981. – 297 с.

18. Глебов, В.П. Методика определения валовых выбросов загрязняющих веществ в атмосферу от котельных установок ТЭС: РД 34.02.305–98 / В.П. Иванова, А.А. Глебов, В.Р. Котлер. – АООТ «ВТИ», 1998. – 38 с.

19. Жуков, В.В. Электрическая часть электростанций с газотурбинными и парогазовыми установками : учебное пособие для вузов / В.В. Жуков. – М. : Издательский дом МЭИ, 2015. — 519 с.

20. Турчин, Н.Я. Монтаж оборудования газового и мазутного хозяйства тепловых электростанций / Н.Я. Турчин. – М. : Энергоиздат, 1981. – 104 с.

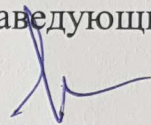
21. Повколас, К.Э. Здания и сооружения ТЭС и АЭС / К.Э. Повколас, О.Б. Корбут. – Минск : Национальный технический университет, 2009 – 213 с.

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

Политехнический институт
институт

Тепловые электрические станции
кафедра

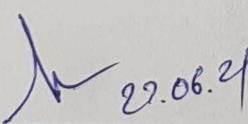
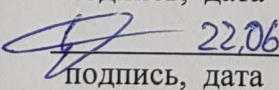
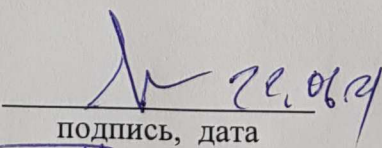
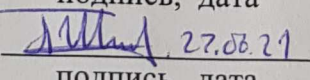
УТВЕРЖДАЮ
Заведующий кафедрой


подпись «22»
Е.А.Бойко
инициалы, фамилия 06 2021г.

БАКАЛАВРСКАЯ РАБОТА

13.03.01 – Теплоэнергетика и теплотехника
код – наименование направления

Проект строительства ПГУ 840 МВт в Краснодарском крае
тема

Руководитель	 подпись, дата 22.06.21	Профессор, д.т.н. должность, ученая степень	Е.А. Бойко инициалы, фамилия
Выпускник	 подпись, дата 22.06		Э.А. Бубенчиков инициалы, фамилия
Тех. контроль	 подпись, дата 22.06.21		Е.А. Бойко инициалы, фамилия
Нормоконтролер	 подпись, дата 22.06.21		П.В. Шишмарев инициалы, фамилия

Красноярск 2021