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
« _____» _____ 2020 г.

БАКАЛАВРСКАЯ РАБОТА

13.03.01 – Теплоэнергетика и теплотехника
код – наименование специальности
Проект гибридной ПГУ – КЭС 1000 МВт
тема

Тех.контроль	02.07.2020	профессор, д.т.н.	Е.А. Бойко
	подпись, дата	должность, ученая степень	инициалы, фамилия
Выпускник	02.07.2020		А.А. Ненашев
	подпись, дата		инициалы, фамилия
Тех. контроль	02.07.2020		Е.А. Бойко
	подпись, дата		инициалы, фамилия
Нормоконтролер	08.07.2020		П.В. Шишмарев
	подпись, дата		инициалы, фамилия

Красноярск 2020

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
« 25» мая 2020 г.

ЗАДАНИЕ
НА ВЫПУСКНУЮ КВАЛИФИКАЦИОННУЮ РАБОТУ
в форме бакалаврской работы

Студенту Ненашеву Андрею Андреевичу

фамилия, имя, отчество

Группа ФЭ16 – 01Б Направление (специальность) 13.03.01

номер код

Тепловые электрические станции

наименование

Тема выпускной квалификационной работы Проект гибридной ПГУ – КЭС 1000 МВт

Утверждена приказом по университету № 746/с от 27.01.2020

Руководитель ВКР Е.А. Бойко, профессор, д.т.н., заведующий кафедрой «ТЭС» ПИ СФУ

Исходные данные для ВКР Электрическая нагрузка 1000 МВт, топливо – бородинский бурый уголь марки 2Б, синтез – газ после газификации бородинского бурого угля марки 2Б, район строительства – г. Тайшет

Перечень разделов ВКР Расчет газогенерирующей установки, комплексный расчет газотурбинной установки, расчет дожимного компрессора, комплексный расчет трехконтурного котла – утилизатора, расчет паровой турбины, конструкторский расчет конвективной воздухонагревательной установки, расчет технико – экономических показателей станции, расчет и выбор вспомогательного оборудования, охрана окружающей среды, экономическая часть.

Перечень графического материала:

Лист 1. Принципиальная тепловая схема энергоблока;

Лист 2. Генеральный план станции;

Лист 3. Компоновка главного корпуса.

Руководитель ВКР _____ Е.А. Бойко

подпись инициалы и фамилия

Задание принял к исполнению _____ А.А. Ненашев

подпись инициалы и фамилия

« 25 » мая 2020 г.

РЕФЕРАТ

Дипломный проект по теме «Проект гибридной ПГУ–КЭС 1000 МВт» выполнен на четырех листах графической части и 117 страницах расчетно – пояснительной записки.

Ключевые слова: ВНУТРИЦИКЛОВАЯ ГАЗИФИКАЦИЯ, ТЕПЛОВАЯ СХЕМА, ГАЗИФИКАТОР, ГАЗОТРУБИННАЯ УСТАНОВКА, ПАРОВАЯ ТУРБИНА, ТРЕХКОНТУРНЫЙ КОТЕЛ–УТИЛИЗАТОР, КОНВЕКТИВНАЯ ВОЗДУХОНАГРЕВАТЕЛЬНАЯ УСТАНОВКА

Дипломный проект включает в себя: расчет газогенерирующей установки, комплексный расчет газотурбинной установки SGT5–4000F, расчет дожимного компрессора, комплексный расчет трехконтурного котла–утилизатора КГТ–258/310/35–15/3,14/0,44, расчет паровой турбины SST–3000, конструкторский расчет конвективной воздухонагревательной установки, расчет технико–экономических показателей станции, расчет и выбор вспомогательного оборудования, охрану окружающей среды, экономическую часть.

В данном дипломном проекте представлен проект ПГУ–1000 МВт с внутрицикловой газификацией бородинского угля марки 2Б мощностью 1000 МВт. Дипломный проект состоит из пяти разделов. Первый раздел включает в себя литературный обзор современных ПГУ–ВЦГ, а также обоснование выбора схемы ПГУ–ВЦГ. Вторая часть содержит расчет газогенератора, расчет тепловой схемы, расчет показателей энергетической эффективности и расчет и выбор вспомогательного оборудования станции. В четвертом разделе проработан расчет выбросов вредных веществ в окружающую среду. В пятом разделе проекта представлена экономическая часть, включающая в себя расчет себестоимости производства электроэнергии, чистого дисконтированного дохода и срока окупаемости проекта.

СОДЕРЖАНИЕ

Введение 2
1 Обзор и обоснование выбора технологии гибридной ПГУ–ВЦГ 9
1.1 Место строительства 9
1.2 Обзор современной ПГУ–ВЦГ 9
1.3 Гибридный цикл ПГУ–ВЦГ 15
1.4 Выбор схемы и основного оборудования для ПГУ 19
2 Основная расчетная часть 23
2.1 Расчет газогенерирующей установки 23
2.2 Комплексный расчет газотурбинной установки 31
2.2.1 Расчет параметров процесса сжатия воздуха в основном компрессоре 34
2.2.2 Определение параметров продуктов сгорания после подвода теплоты в камере сгорания 36
2.2.3 Расчет параметров продуктов сгорания в процессе расширения в турбине 40
2.2.4 Расчет коэффициента полезного действия ГТУ с учетом охлаждения турбины 47
2.3 Расчет дожимного компрессора 49
2.4 Комплексный расчет трехконтурного котла–утилизатора 50
2.4.1 Тепловой расчет котла–утилизатора 50
2.4.2 Конструкторский расчет котла–утилизатора 64
2.5 Расчет паровой турбины 78
2.6 Конструкторский расчет конвективной воздухонагревательной установки 80
2.7 Расчет технико–экономических показателей станции 94
3 Расчет и выбор вспомогательного оборудования турбинного отделения, проектирование топливного хозяйства, выбор тягодутьевых машин 96
3.1 Выбор насосов 96
3.2 Расчет и выбор тягодутьевых машин 97
3.3 Определение площади угольного склада и выбор типа мельниц 99
4 Охрана окружающей среды 100
4.1 Расчет выбросов вредных веществ 100
4.2 Расчет высоты дымовой трубы для конвективной воздухонагревательной установки 102
5 Общая часть 103
5.1 Генеральный план станции 103

5.2 Компоновка главного корпуса 104
5.3 Схема технического водоснабжения 104
5.4 Схема топливно–транспортного хозяйства 105
6 Экономическая часть 106
6.1 Определение эксплуатационных затрат 106
6.2 Расчет затрат на топливо 106
6.3 Расходы на оплату труда 107
6.4 Амортизационные отчисления 107
6.5 Расходы на ремонт основных средств 108
6.6 Прочие расходы 108
6.7 Расчёт себестоимости единицы электроэнергии 108
6.8 Расчёт показателей экономической эффективности проекта 109
Заключение 111
Список сокращений 112
Список использованных источников 113

ВВЕДЕНИЕ

Производство электроэнергии с использованием органического топлива является базовым направлением развития мировой экономики уже многие десятилетия. Значительная часть рынка первичных энергоресурсов базируется на угле, и доля его постоянно возрастает: с 2000 по 2015 г. доля угля возросла от 23 до 29 %, при этом 45 % роста мирового спроса на первичные энергоресурсы обеспечивалось именно за счет угля. К началу 2015 г. мощность угольных ТЭС составила 1900 ГВт, или 50,5 %, из 3759 ГВт суммарной установленной мощности ТЭС мира. На них выработано 23 322 ТВт·ч, или 41,3 % от общей генерации электроэнергии в мире. Для справки: доля выработки на газовых ТЭС составила 27,1 % всей мировой электрогенерации или 11 728 ГВт. На долю Азиатско–Тихоокеанского региона приходится 64 % угольных ТЭС. Средняя эффективность ТЭС мира составляет около 35 %. Прогнозы развития угольной энергетики связаны как с появлением на рынке новых потребителей (Индия, страны Юго–Восточной Азии), так и с пониманием необходимости сдерживания негативного влияния отрасли на мировую экосистему.

Стратегическим приоритетом развития тепловой энергетики на органическом топливе является повышение эффективности и экологической безопасности с обеспечением в перспективе близких к нулю выбросов вредных веществ. Анализируя разные сценарии развития энергетики, эксперты получили, что сохранение существующего тренда с двукратным увеличением потребления энергии к 2050 г. может вызвать повышение температуры атмосферы на недопустимо большое значение (+6 °С, этому значению соответствует сценарий потребления угля до 2050 г. 6DS). Для того чтобы затормозить этот процесс до допустимого уровня (+2 °С, этому значению соответствует сценарий потребления угля до 2050 г. 2DS), необходима реализация комплекса мероприятий по реструктуризации отрасли. Требуется в том числе вывод из эксплуатации всего энергетического оборудования, работающего на паре докритических параметров, (что составляет около 40 % установленных мощностей и по техническим условиям может находиться в эксплуатации до 2050 г.), а также оснащение системами улавливания и хранения CO_2 (carbon capture and storage — CCS) всех ТЭС, работающих на сверхкритических и суперсверхкритических параметрах (СКП и ССКП).

Развитие угольной энергетики в мире базируется на сочетании многолетнего опыта и перспективных разработок в рамках концепции высокоэффективных низкоэмиссионных угольных технологий (High–efficiency, low–emissions (HELE) coal technologies). Статус технологий, уровень их

реализации и перспективы на среднесрочный и долгосрочный периоды анализируются международным энергетическим агентством IEA. И угольные технологии в течение, как минимум, последних 5 лет оцениваются как демонстрирующие низкий уровень прогресса с точки зрения реализации сценария 2DS. Это связано с тем, что большое количество ТЭС, работающих на паре докритических параметров, находится в эксплуатации и продолжается строительство новых ТЭС. В качестве перспективных твердотопливных технологий предлагаются ТЭС на сверхкритических и суперсверхкритических параметрах, а также ПГУ с внутрицикловой газификацией. При этом отмечается, что в долгосрочной перспективе ПГУ с внутрицикловой газификацией обеспечивают более высокий КПД и более масштабное снижение выбросов CO_2. Однако на сегодняшний день в стадии проектирования и строительства находится незначительное количество ПГУ-ВЦГ, основная причина чего — высокая стоимость. Эксперты отмечают существенный рост в целом стоимости строительства объектов электрогенерации, начиная с 2005 г., а для строящихся ПГУ-ВЦГ, значительная часть из которых является демонстрационными и, как следствие, имеют нестандартизированные уникальные схемы, подвергающиеся ревизии и усовершенствованию в процессе проектирования и даже строительства, это приводит к удлинению сроков строительства и еще большему удорожанию. Так, например, удельные капитальные затраты ПГУ-ВЦГ Edwardsport (США) возросли с первоначальных 3400 долларов/кВт в 2007 г. до 5600 долларов/кВт в 2012 г.

Разработка энергетических установок со сжиганием угля и продуктов его конверсии на базе газовых турбин производится по следующим основным направлениям:

– ГТУ замкнутого (и полузамкнутого) цикла;

– ПГУ со сжиганием угля в выносной топке;

– ПГУ с внутрицикловой газификацией топлива (ПГУ-ВЦГ, или IGCC);

– ПГУ на промышленных газах — продуктах конверсии угля в технологических агрегатах.

Авторы [1, с. 38] считают, что интерес к технологии производства энергии в твердотопливном комбинированном цикле объясняется возможностью реализации бинарного цикла на твердом топливе с высоким КПД (освоенный уровень 43–44 %, ожидаемый 50–55 %) с обеспечением жестких экологических требований. Перспективы развития твердотопливной ПГУ связаны с возможностью достижения по этой технологии высоких околопредельных начальных температур цикла (1700–1750 °С).

Технология производства энергии в комбинированном твердотопливном цикле (ПГУ-ВЦГ или IGCC — Integrated Gasification Combined Cycle) является относительно молодой: первая в мире твердотопливная ПГУ Kellerman мощностью 170 МВт с четырьмя газогенераторами Lurgi, газовой турбиной на продуктах сгорания генераторного газа в ВПГ и паровой турбиной была пущена в Германии в 1976 г. и работала до 1991 г. (для сравнения: первая в мире угольная центральная электростанция мощностью 500 кВт была пущена в Нью-Йорке в 1882 г., вторая — мощностью 200 кВт в 1883 г. в Петербурге). Развитие ПГУ с внутрицикловой газификацией идет достаточно успешно и к началу XXI в. перешло от демонстрационной стадии освоения к коммерческой стадии. Первые ПГУ-ВЦГ современного типа — Buggenum (1994 г., газогенератор Shell, N = 253 МВт, η = 43 %), Puertollano (1998 г., газогенератор Prenflo, N = 300 МВт, η = 42 %). Последние ПГУ-ВЦГ — Edwardsport (2013 г., газогенератор GE, N = 630 МВт, η = 44 %), Kemper County IGCC (в 2014 г. пущена на природном газе, 15 июля 2016 г. начата эксплуатация первого газогенератора, 19 сентября 2016 г. введен в эксплуатацию второй газогенератор; после отладки работы всех основных подсистем начнется коммерческая эксплуатация станции на синтез-газе; газогенератор TRIG, N = 582 МВт, $\eta_н$ = 48 %). Интерес к этой технологии объясняется, прежде всего, способом решения экологических задач при сохранении известных преимуществ бинарного цикла и обусловлен несколькими факторами:

– возможностью достижения высокой температуры рабочего тела в камере сгорания ГТ — 1600–1700 °С при умеренных давлениях (3–10 МПа) против 600–700 °С (при 30–35 МПа) в ПТУ. В настоящее время фирмы Siemens, MHI, GE производят газовые турбины, адаптированные для работы на искусственных газах (температуры на входе в ГТ составляют 1100–1300 °С). Компания MHI в рамках национального проекта разработала газовую турбину нового поколения на природном газе серии J мощностью 470 МВт с температурой рабочего тела в КС 1600 °С. Квалификационные испытания первой турбины M501J завершены, ее коммерческая эксплуатация началась в июле 2011 г. на тестовой электростанции MHI T–Point. Использование ГТ такого класса позволит поднять КПД нетто ПГУ-ВЦГ выше 49–50 %;

– обеспечением жестких экологических требований, включая возможность организации эффективного улавливания CO_2 в схемах CCS (pre- и post-combustion);

– наличием отработанного энергетического оборудования на достигнутые термодинамические параметры, применяемого с высокой эффективностью в ГТУ на искусственных газах, и успешными активными разработками оборудования на перспективные параметры;

– освоенностью и наличием производства основных элементов технологической части (газогенератор, газоочистка). По данным глобальной базы газификации 2014 г. в энергетике и в родственных сферах (химия, производство газового и жидкого топлив) находятся в стадии строительства и разработки установки суммарной мощностью соответственно 59 и 88 ГВт;

– высокой адаптивностью к работе на различных типах твердых топлив, в том числе низкосортных (асфальтены, нефтекокс, каменные и бурые угли).

По прогнозам компании Siemens установленная мощность газовых турбин для работы на бедных (низкокалорийных) искусственных газах увеличивается с 8,1 ГВт в 2005 г. до 81–135 ГВт к 2020 г.

1 Обзор и обоснование места строительства и выбора технологии гибридной ПГУ–ВЦГ

1.1 Место строительства

Местом строительства электростанции будет являться г. Тайшет, Иркутская обл. Обоснованием выбора является потребность в электрической мощности строящегося там алюминиевого завода. Предполагаемая мощность электростанции – 1000 МВт, в состав первой очереди будут входить 2 энергоблока по 500 МВт.

1.2 Обзор современной ПГУ–ВЦГ

Современную ПГУ-ВЦГ (IGCC), как приводят авторы в [1, с.39–40], укрупненно можно представить в виде технологической части (gasification island, или остров газификации) и энергетической части. В технологическую часть (ТЧ) входят следующие основные технологические узлы: система подготовки окислителя, система топливоподготовки, газогенератор, газоохладитель (ГО), система газоочистки (ГОЧ). В энергетическую часть (ЭЧ) входят газотурбинная установка (ГТУ), котел-утилизатор, паровая турбина. Между технологической и энергетической частью существуют интеграционные связи.

Базовыми интеграционными связями (рис. 1) являются: I — связи между газовой турбиной и системой подготовки окислителя в схеме на кислородном дутье либо между газовой турбиной и газогенератором в схеме на воздушном дутье, II — между газоохладителем и котлом-утилизатором в результате обмена питательной водой и III — системой получения и под- готовки синтез-газа к сжиганию и камерой сгорания ГТ.

Выбор газификационной технологии определяется требованиями со стороны технологического цикла по производительности, составу и калорийности синтез-газа, которые зависят, прежде всего, от типа дутья (кислородное или воздушное) и параметров процесса (давление и температура).

Наиболее полно основным требованиям энергетических приложений — большой единичной мощности газогенераторов, заданному составу синтез-газа (минимальное содержание углеродсодержащих газов CO, CO2, CH4) — удовлетворяют поточные газогенераторы. Среди поточных технологий (табл. 1) лидирующее место по суммарной тепловой мощности, как приводят в [1, с.110–111] (по синтез-газу) и количеству установок, отлаженности процесса и опыту эксплуатации занимают одностадийные кислородные газогенераторы с мокрой

топливоподачей в виде водоугольной суспензии (ВУС) — 60 ГВт, или 37 % газификационных мощностей в мире. За ними следуют одностадийные кислородные газогенераторы с сухой подачей топлива (СТП) — 53 ГВт, или 33 %. Завершают эту линейку двухстадийные воздушные и кислородные газогенераторы с сухой и мокрой топливоподачей — 16 ГВт, или 10 % рынка.

Таблица 1 – Характеристики поточных технологий

Характеристики	Одностадийные газогенераторы на ВУС	Одностадийные газогенераторы с СТП	Двухстадийные газогенераторы на ВУС	Двухстадийные газогенераторы с СТП
Типичные газогенераторы	GE, ECUST, Tsinghua, MCSG	Shell, Prenflo, Siemens, HT–L, ECUST–SE	E–Gas	MHI, TPRI
Давление, МПа	3,5–10	4–6	2,8–4,2	2–4
Окислитель	Кислород	Кислород+пар	Кислород	Воздух, килород+пар
Температура, ºС	1300–1500	1350–1750	1300–1500/ 950–1050	1400–1800/ 1100–1200
Расход угля, кг на 1000 нм^3 ($CO+H_2$)	560–600	510	600	510–520
Расход кислорода, нм^3 на 1000 нм^3 ($CO+H_2$)	380–430	310–330	440–500	290–310
Расход пара, кг на 1000 нм^3 ($CO+H_2$)	60–150	200–240	160	80–85
Степень конверсии углерода, %	96–98	99–99,5	99,7	99–99,9
Теплота сгорания синтез-газа, МДж/м^3	9–10	10,5–11,5	9–10	5–5,5 (воздух), 11–12 (кислород+пар)
Химический КПД η_x, %	70–76	78–82	79–80,6	80–84

При кислородной или парокислородной газификации под давлением 3–8 МПа получается среднекалорийный синтез-газ с Q_i^r=10÷14 МДж/м^3, который может быть использован в энергетических и химических приложениях. Применение кислородной или парокислородной газификации под давлением более 10 МПа позволяет получить высококалорийный синтез-газ с теплотой сгорания Q_i^r до 20÷40 МДж/м^3, являющийся фактически заменителем природного газа. В результате воздушной или паровоздушной газификации получается низкокалорийный синтез-газ с теплотой сгорания Q_i^r = 2÷8 МДж/м^3, который может быть утилизирован в ГТ.

Поточные газогенераторы также классифицируются по виду подачи топлива в газогенератор на сухую (СТП) для любого типа угля, в том числе низкосортного, или мокрой в виде водоугольной суспензии (ВУС) для качественного угля. Мокрая топливоподача в реактор под давлением технологически более легко осуществима, но может быть реализована только на кислородном дутье и при работе на высокосортном топливе, кроме того, приводит к энергетическим затратам на испарение дополнительной влаги и, следовательно, к снижению КПД. В подавляющем большинстве находящихся в настоящее время разработке проектов ПГУ-ВЦГ предусмотрена сухая топливоподача. Переход к сухой подаче топлива в реактор (Shell, Prenflo, Siemens, HT–L, ECUST–SE) позволяет:

- повысить температуру в реакционной зоне до 1350–1750 ºС;
- увеличить химический КПД на 4,5–10,1 %;
- снизить потребление кислорода на 20–25 %;
- расширить возможности использования низкосортных углей.

Выбор системы газоочистки — холодная или горячая (Hot Gas Cleanup — HGC или Warm Gas Cleanup — WGC) — зависит от назначения целевого продукта (синтез-газа) и для современных энергетических приложений однозначно склоняется в пользу высокотемпературных — WGC и HGC. По данным DOE–NETL, применение горячей газоочистки вместо холодной увеличивает КПД порядка на 3 %.

В зависимости от выбора системы подготовки окислителя (технический кислород или воздух) наполнение интеграционных связей I и III будет различным (рис. 1).

К основным недостаткам современного уровня развития технологии, как видно на рисунке 1, взятом из [1, с. 40], можно отнести многозвенность ПГУ-ВЦГ, большие по сравнению с традиционным паротурбинным циклом требования к чистоте синтез-газа, сжигаемого в камере сгорания ГТ, ограничения по увеличению единичной мощности элементов технологической части (газогенератор), применение воздухоразделительной установки (ВРУ) и недостаточную адаптированность технологической части (газогенератор, газоочистка) к работе газовой турбины.

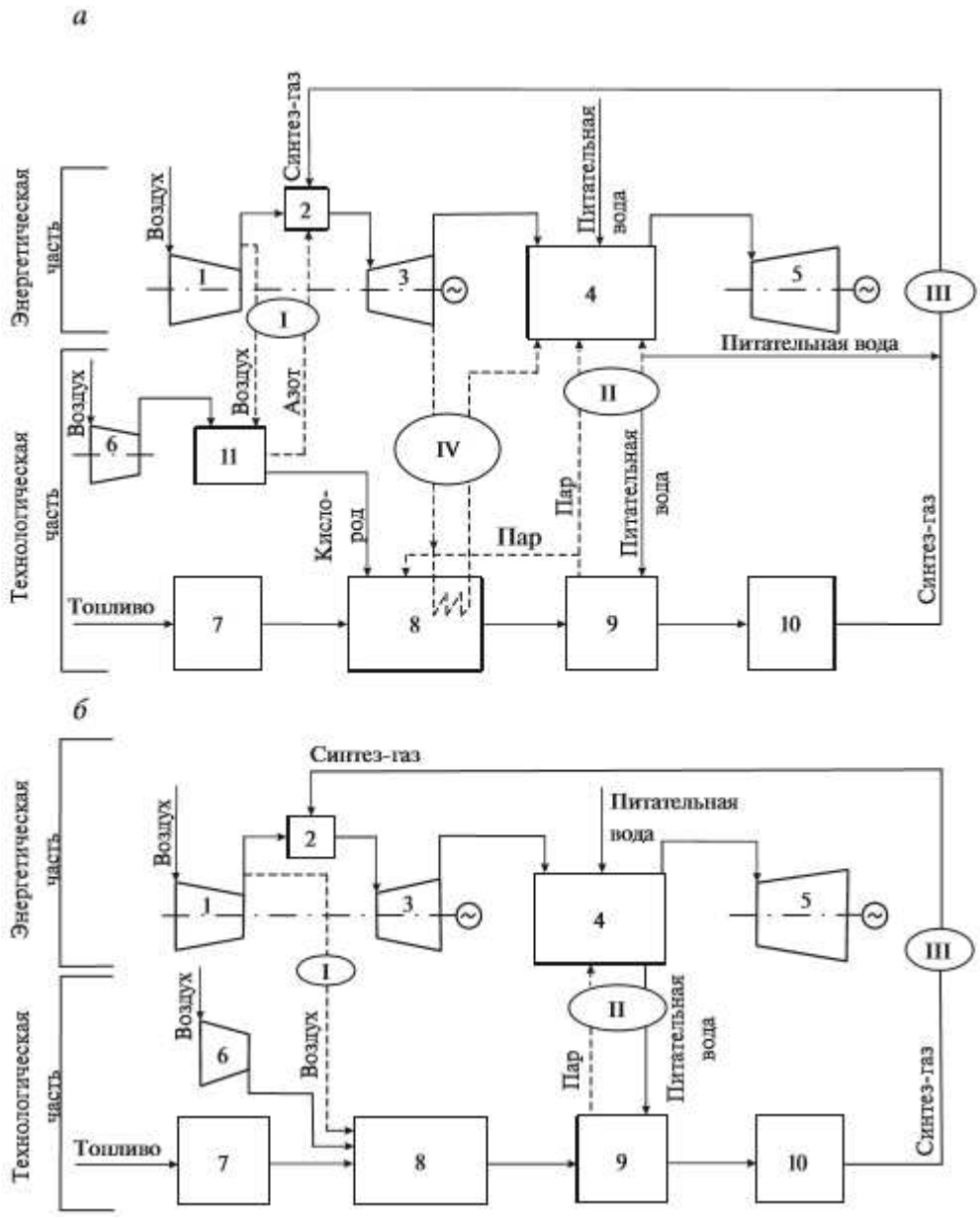


Рисунок 1 – Структурные схемы ПГУ–ВЦГ с газификаторами на кислородном (а) и воздушном (б) дутье

На рисунке 1 I–IV — интеграционные связи: I — между ГТУ и системой подготовки окислителя в схеме (а) или ГТУ и газогенератором в схеме (б); II — газоохладителем и котлом-утилизатором; III — системами получения и подготовки синтез-газа и ГТ; IV– газогенератором, ГТ и КУ; 1 — компрессор ГТ; 2 — камера сгорания ГТ; 3 — ГТ; 4 — котел-утилизатор; 5 — паровая турбина; 6 — воздушный компрессор; 7 — топливоподготовка; 8 — газогенератор; 9 — газоохладитель; 10 — газоочистка; 11 — воздухоразделительная установка.

Основное количество ПГУ-ВЦГ спроектировано и работает на синтез-газе кислородной газификации, получаемом в высокотемпературных

поточных установках с жидким шлакоудалением. Использование кислородного дутья обеспечивает высокий химический КПД, получение синтез-газа с относительно высокой теплотой сгорания, возможность реализации высокотемпературных процессов при использовании углей различного качества, повышение удельной производительности, уменьшение габаритов оборудования. Однако технология кислородной газификации подразумевает наличие такого элемента, как ВРУ, а ее весомым ограничением выступает высокая для энергетических приложений стоимость, составляющая до 15–17 % стоимости всей ПГУ–ВЦГ, и увеличенные затраты на собственные нужды. Так, например, для IGCC на базе газогенератора GE потребление электроэнергии воздухоразделительной установкой (включая основной воздушный компрессор, кислородный и азотный нагнетатели) доходит до 64 % от всей электроэнергии на собственные нужды, или до 16 % от всей произведенной станцией электроэнергии.

В [2] приведено, что при замене кислорода воздухом расход синтез–газа повышается пропорционально снижению теплоты сгорания (~4 раз), что приводит к значительному росту металлоемкости системы получения и кондиционирования синтез–газа перед сжиганием. Рост металлоемкости установки за счет отказа от установки воздухоразделения дает незначительное снижение капитальных затрат. При этом эффективность получения синтез–газа, оцениваемая при помощи химического КПД η_x, в случае парокислородной конверсии выше, чем воздушной (80% против 72%). Указанной эффективности работа газогенератора на кислородном дутье достигает для кондиционных топлив, при ухудшении качества топлива η_x снижается до уровня воздушной. Поэтому для энергетического применения углей ухудшенного качества (бурые угли, лигниты и т.д.) наиболее подходящим является режим воздушной конверсии.

Так же, как и с газогенератором на кислородном дутье, ПГУ с воздушной газификацией отличается режимом работы не кардинально, поскольку в обоих случаях газовые турбины работают в основном на подготовленных топливных газах со схожей низшей теплотой сгорания. Работа воздушной схемы принципиально отличается от кислородной в технологической части, а конкретно в процессах и связанных с ними затратах на подготовку окислителя (установка воздушного компрессора вместо ВРУ), подготовка синтез–газа к сжиганию в турбине (обогащение различными способами, а не разбавление, как в случае с кислородной газификацией, газов), а также в массогабаритных свойствах. Удаление из схемы воздухоразделительной установки и переход на воздушный компрессор, как было сказано ранее, оказывают положительное влияние на капитальные и эксплуатационные издержки.

Но стоит отметить, что технологическая часть воздушной ПГУ–ВЦГ менее эффективна, чем кислородная, что говорит о том, что реализация потенциала воздушной конверсии заметно занижена. В частности, это характеризуется более низкими значениями ряда важных показателей:

– низкой степенью конверсии топлива в реакторе, требующей рециркуляции коксозольного остатка;

– невысокой теплотой сгорания воздушного синтез-газа (3,5–4 МДж/м^3) и связанной с этимпроблемой его кондиционирования и сжигания в газовой турбине;

– сравнительно низким КПД газификации (65–72 % против 80 %);

– сложностью организации жидкого шлакоудаления по сравнению с кислородным процессом.

Из этого следует, что реализация потенциала воздушной ПГУ-ВЦГ возможна путем приближения показателей воздушной технологической части к кислородной, для чего рассматривают различные способы развития старых и создания новых интеграционных связей, нацеленных на повышение эффективности воздушной конверсии и технологической части в целом. Среди мероприятий, направленных на повышение эффективности ПГУ с воздушной газификацией, стоит выделить следующие:

– нагрев дутьевого воздуха до температуры 800–1000 °С, способный уменьшить приведенные выше недостатки воздушного процесса, повысить эффективность использования воздуха и газификации в целом, а также увеличить теплоту сгорания синтез-газа и одновременно уменьшить потребность в нем;

– двухстадийная организация процесса газификации, необходимая для снижения температуры газа на выходе из газогенератора, так же, как и перегрев воздуха, позволяет решить большую часть проблем, связанных с использованием воздушного дутья;

– обогащение дутья присадкой кислорода является альтернативным нагреву дутьевого воздуха способом решения проблем воздушной конверсии. Его применение на ПГУ-ВЦГ Nakoso позволяет стабилизировать жидкошлаковый режим работы газогенератора и получить на выходе из него кондиционный топливный газ для газовой турбины.

Мероприятия по повышению эффективности воздушной конверсии рассматривают совместно с мероприятиями по оптимизации работы ГТУ,

частичной разгрузке острова газификации (газогенератор, газоохладитель, газоочистка), увеличению мощности и экономичности энергетической части установки.

1.3 Гибридный цикл ПГУ

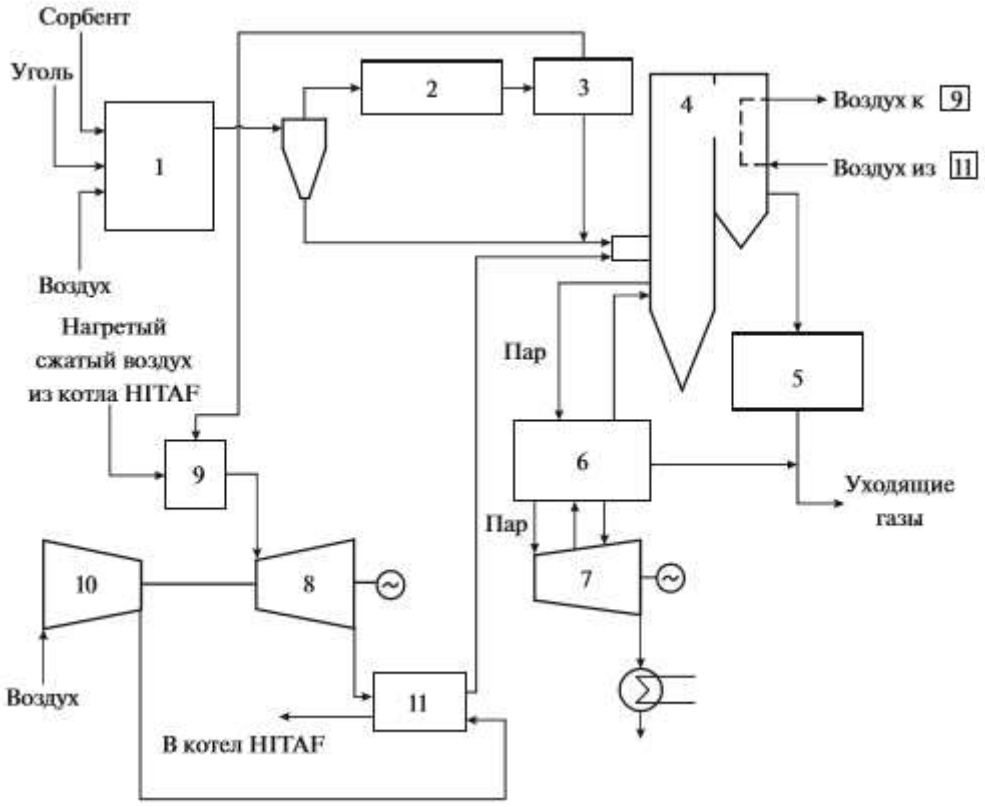
В гибридном цикле используется комбинация двух и более процессов преобразования энергии топлива, что позволяет повысить его эффективность по сравнению с циклами, построенными на данных процессах в отдельности. В частности, основным достоинством гибридной схемы ПГУ-ВЦГ представляется снижение нагрузки на «остров газификации» — газогенератор с газоохладителем и систему газоочистки за счет сокращения потребности в топливном газе. В результате этого снижаются производительность системы подготовки рабочего тела и соответственно ее габаритные размеры и стоимость, повышается эффективность ПГУ в целом.

В 1990-е гг. Министерство энергетики США (US DOE) реализовывало программу развития угольных высокоэффективных энергетических систем, больше известных как HIPPS (High Performance Power Systems). Основными разработчиками стали компании Foster Wheeler Development Corporation (FW) и United Technologies Research Center (UTRC).

Особенностью данных систем стало доминирование высокотемпературного воздушного котла HITAF (High–Temperature Advanced Furnace) с соотношением теплоты, вносимой в цикл предварительно нагретым в угольном котле воздухом, к теплоте, вносимой в цикл с газом, 65/35 %. При таком соотношении комплекс оборудования ВЦГ достаточно компактен и имеет относительно небольшую мощность, а использование низкотемпературной воздушной конверсии позволяет с относительно низкими затратами получить среднекалорийный синтез-газ (Q_i^r ~ 20 МДж/м^3).

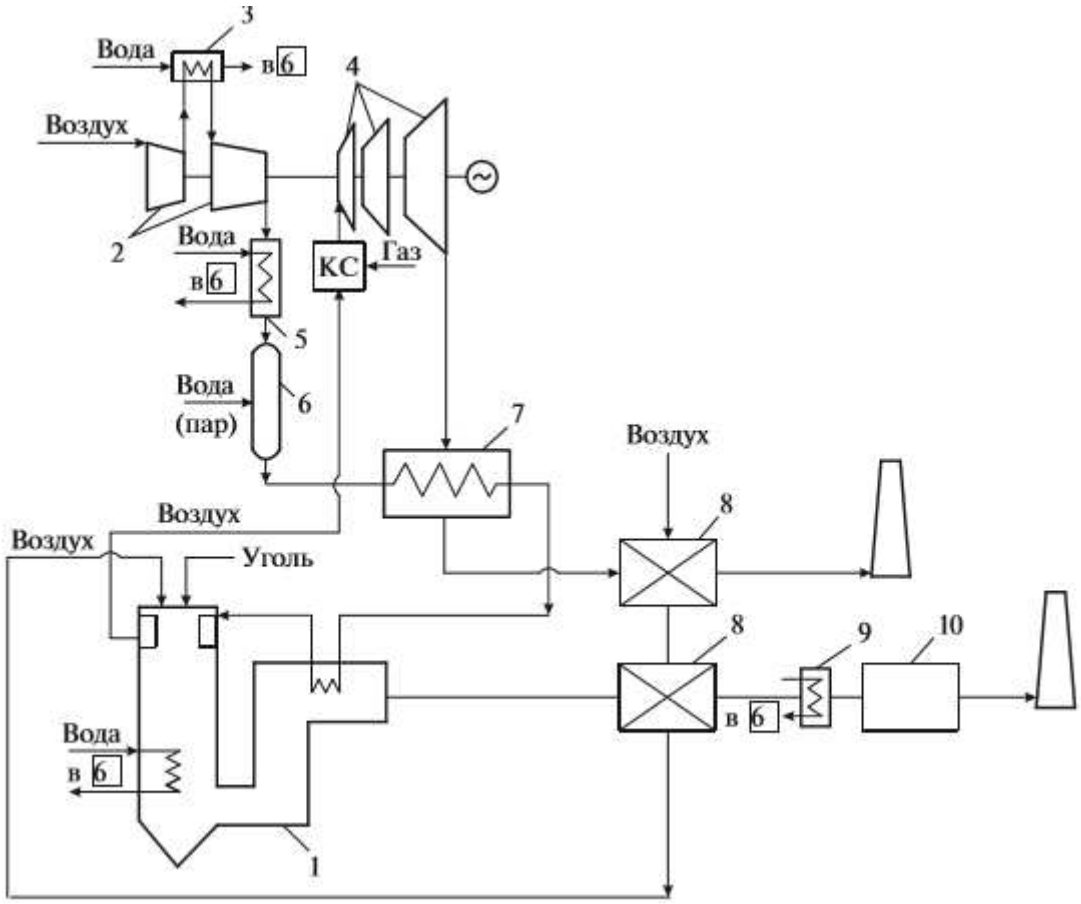
Однако у этих систем имелись недостатки, появившиеся ввиду того, что названные компании выступили «пионерами» в развитии гибридных циклов, схем. В частности Foster Wheeler использовала на своем острове газификации реактор ЦКСД, как это изображено на рисунке 2 из [1, с. 65], из минусов которого, как основным, можно выделить ограниченную углеродную конверсию, особенно для менее реактивного топлива (например, каменный уголь), следствием чего явилось появление значительного количества углерода в золе. Также тормозом развития служили умеренная производительность, значительные габариты, низкие температура и давление. Компания UTRC достигла более высокой температуры циклового воздуха в своей схеме (рис. 3) благодаря использованию ступенчатого подогрева воздуха, но существенным

отличием их схемы является не чисто «угольная» генерация в цикле ПГУ, а использование присадки природного газа в камере сгорания газовой турбины для догрева воздуха и отсутствие газогенератора в технологической части. Схема ПГУ компании UTRC показана на рисунке 3, позаимствованного из [1, с.66].



1 — пиролизер ЦКСД; 2 — газоохладитель; 3 — фильтр; 4 — котел HITAF; 5 — газоочистка и экономайзер; 6 — котел-утилизатор; 7 — паровая турбина; 8 — газовая турбина; 9 — камера сгорания ГТ; 10 — компрессор ГТУ; 11 — теплообменник

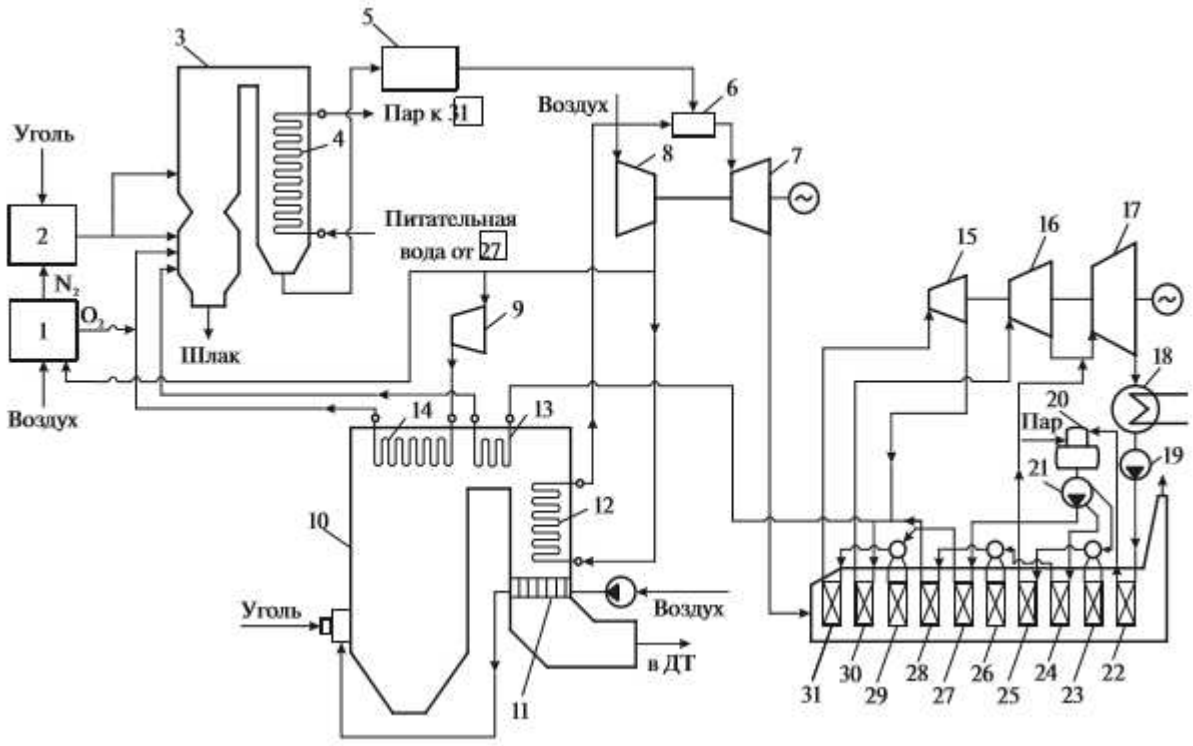
Рисунок 2 – Схема угольной энергоустановки с ПГУ (HIPPS компании Foster Wheeler)



1 — котел HITAF; 2 — компрессор; 3 — промежуточный воздухоохладитель; 4 — газовая турбина; 5 — конечный воздухоохладитель; 6 — сатуратор; 7 — котел-утилизатор; 8 — воздухоподогреватель; 9 — экономайзер; 10 — газоочистка

Рисунок 3 – Схема угольно-газовой энергоустановки с ГТУ (HIPPS компании UTRC)

В России наиболее крупно в исследовании и проработке схемы гибридной ПГУ–ВЦГ, изображенной на рисунке 4, [1, с. 70], стал Уральский Федеральный Университет (УрФУ).



1 — воздухоразделительная установка; 2 — топливоподготовка; 3 — газогенератор; 4 — газоохладитель; 5 — газоочистка; 6 — камера сгорания; 7 — газовая турбина; 8 — компрессор; 9 — дожимной компрессор дутьевого воздуха; 10 — воздушный котел; 11 — воздухоподогреватель; 12 — конвективный нагреватель циклового воздуха; 13 — пароперегреватель; 14 — радиационный нагреватель дутьевого воздуха; 15 — ЦВД; 16 — ЦСД; 17 — ЦНД; 18 — конденсатор; 19 — конденсатный насос; 20 — деаэратор; 21 — питательный насос; 22 — газовый подогреватель конденсата; 23 — испаритель низкого давления; 24 — экономайзер среднего давления; 25 — пароперегреватель низкого давления; 26 — испаритель среднего давления; 27 — экономайзер высокого давления; 28 — пароперегреватель среднего давления; 29 — испаритель высокого давления; 30 — промежуточный пароперегреватель; 31 — пароперегреватель высокого давления

Рисунок 4 – Схема гибридной ПГУ УрФУ

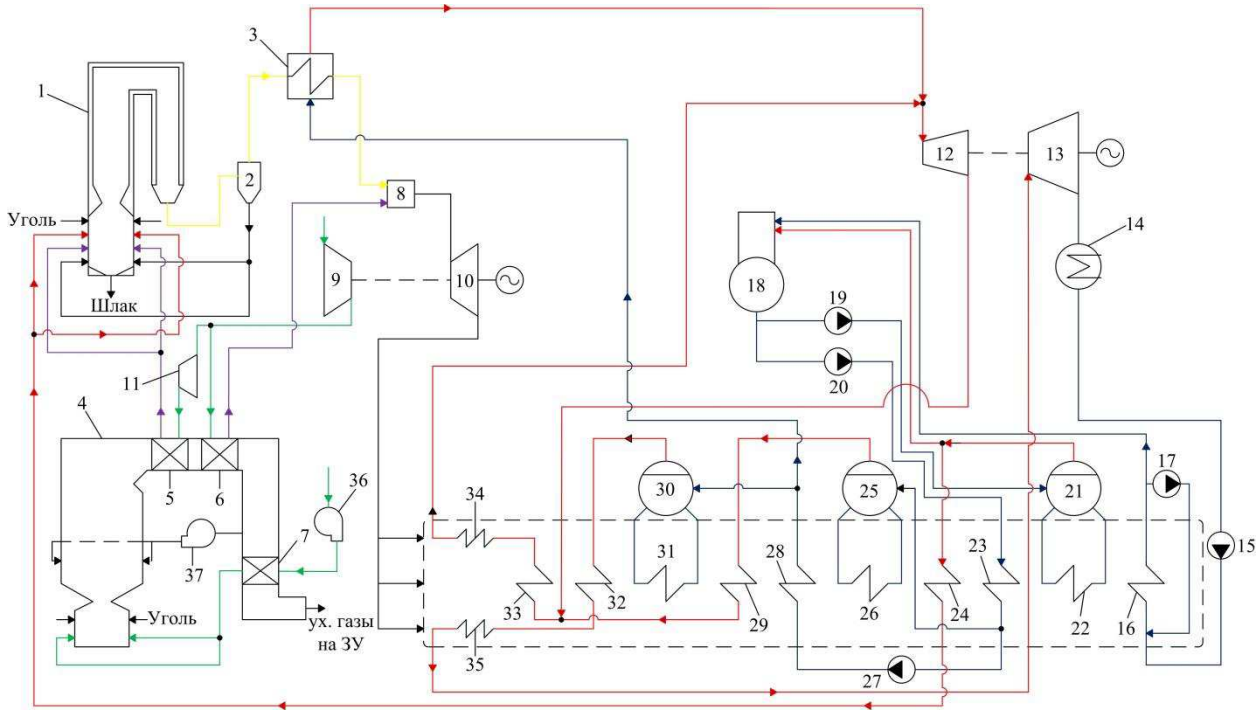
В [1, с.70–71] говорится, что для газификации используется воздух, обогащенный кислородом (расчетная концентрация кислорода в воздухе составляла 21–43 %), подогрев которого, как и циклового воздуха перед КС ГТ до 800–1000 °С, осуществляется в рекуперативном воздухонагревателе, отапливаемом угольной пылью. В КС подается полученный в поточном газогенераторе синтез-газ с околонулевым содержанием углеводородов и с повышенной, по сравнению с чисто воздушной газификацией, теплотой сгорания. Перераспределение тепловой нагрузки с синтез-газа на дополнительно подогреваемый воздух позволяет создать гибридную схему с уравновешенной структурой по соотношению тепловой нагрузки

твердотопливного воздушного котла высокого давления (аналог HITAF) и ВЦГ примерно 45/55 % (при нагреве воздуха до 800 °С) и 62/38 % (до 1000 °С). Реализация такого подхода дает по сравнению с обычной воздушной ПГУ-ВЦГ снижение нагрузки на работающие под давлением системы ВЦГ — реактор, газоохладитель, газоочистку за счет обоснованного уменьшения потока топлива через газогенерирующую часть, уменьшение капиталоемкости системы газоочистки и термодинамических потерь в ней, снижение доли энергии топлива, минующей газовую турбину. Расчетный КПД нетто ПГУ на твердом топливе по данной технологии на действующем энергетическом оборудовании (ГТУ класса F, ПТУ 13 МПа/540 °С) составляет 50–52 %.

1.4 Выбор схемы и основного оборудования для ПГУ

Сравнивая различные варианты технологической части современных парогазовых установок с внутрицикловой газификацией, исходя из приведенных выше сильных и слабых сторон той или иной модификации схемы ПГУ, оптимальным вариантом будет являться газификация с использованием поточного газогенератора на паровоздушной конверсии твердого топлива с сухой топливоподачей. Также предполагается использование принципиально нового элемента в схеме – воздухонагревательной установки на основе факельного сжигания в топочной камере, с перспективой достижения температуры воздуха 800 – 1000 ℃. Как было сказано ранее, применение воздуха вместо кислорода в качестве дутья и сухая подача топлива позволяют получить «универсальность» работы на различных видах угля, в том числе и низкосортных, снизить капитальные и эксплуатационные затраты и повысить металлоемкость за счет отказа от воздухоразделительной установки, увеличить химический КПД до 10 %. Использование же воздухонагревательной установки открывает возможность для снижения потребности в синтез–газе, подаваемом в камеру сгорания ГТУ, и, как следствие, значительной разгрузки системы ВЦГ за счет уменьшения потока угля, необходимого для газификации. Нагрев воздуха до расчетных 800 – 1000 ℃ обладает потенциалом достижения КПД нетто установки до 52 %.

На представленной тепловой схеме (рис. 5) в качестве основного оборудования энергоблока представлены газогенератор с паровоздушной конверсией топлива, газоохладитель, газотурбинная установка SGT5–4000F, конвективная воздухонагревательная установка, паровая турбина SST–3000, горизонтальный трехконтурный котел–утилизатор, специализированный конкретно под ГТУ SGT5–4000F, КГТ–258/310/35–15/3,14/0,44.



пар

вода и конденсат

воздух

высокотемпературный дутьевой и цикловый воздух

синтез–газ

уголь, коксовый остаток, шлак, газы после камеры сгорания, уходящие газы, дымовые газы рециркуляции

1 – газогенератор; 2 – циклонный сепаратор синтез–газа; 3 – газоохладитель; 4 – конвективная воздухонагревательная установка; 5 – конвективный воздухонагреватель дутьевого воздуха; 6 – конвективный воздухонагреватель циклового воздуха; 7 – регенеративный воздухоподогреватель; 8 – камера сгорания ГТУ; 9 – компрессор ГТУ; 10 – газовая турбина; 11 – дожимной компрессор; 12 – цилиндр высокого давления; 13 – цилиндр среднего и низкого давления; 14 – конденсатор; 15 – конденсатный насос; 16 – газовый подогреватель конденсата; 17 – насос рециркуляции конденсата; 18 – деаэратор; 19 – питательный насос низкого давления; 20 – питательный насос среднего давления; 21 – барабан низкого давления; 22 – испаритель низкого давления; 23 – экономайзер среднего давления; 24 – пароперегреватель низкого давления; 25 – барабан среднего давления; 26 – испаритель среднего давления; 27 – питательный насос высокого давления; 28 – экономайзер высокого давления; 29 – пароперегреватель среднего давления; 30 – барабан высокого давления; 31 – испаритель высокого давления; 32 – пароперегреватель высокого давления первой ступени; 33 – промежуточный пароперегреватель первой ступени; 34 – промежуточный пароперегреватель второй ступени; 35 – пароперегреватель высокого давления второй ступени; 36 – дутьевой вентилятор конвективной воздухонагревательной установки; 37 – дымосос рециркуляции газов конвективной воздухонагревательной установки

Рисунок 5 – Принципиальная тепловая схема блока гибридной ПГУ–ВЦГ 500 МВт

Газификации подвергается Бородинский уголь марки 2Б, который поступает после системы подготовки угля в газогенератор 1, куда одновременно подаются пар с пароперегревателя низкого давления 24 для увеличения содержания H_2, необходимого для более эффективного сжигания синтез–газа в камере сгорания 4 газовой турбины 10, дутьевой воздух с расчетной температурой 900 °С, которая позволяет снизить потребность в угле, повысить химический КПД и теплоту сгорания синтез–газа. Также, опираясь на [1, с. 113], поскольку, за один проход реактора не обеспечивается полная конверсия органической части топлива в синтез-газ, то предусмотрена рециркуляция топливных частиц в реактор газификатор для наибольшей конверсии углерода посредством сепарации синтез–газа и коксового остатка в циклонном сепараторе 2.

Охлаждение синтез–газа происходит в поверхностном теплообменнике 3, куда в качестве охлаждающего агента поступает вода из экономайзера высокого давления 28. Далее синтез–газ направляется в 8, где смешивается с воздухом, предварительно нагретым в конвективном воздухонагревателе циклового воздуха 6 для снижения нагрузки с газогенератора и нужды ГТУ в синтез–газе.

Пар, выходящий из 3, смешивается с потоком перегретого пара контура высокого давления и направляется к ЦВД 12. Пар, выходящий из пароперегревателя среднего давления 29, смешивается с потоком пара из ЦВД и подается на промежуточный пароперегреватель первой, затем и второй 33, 34 ступеней, после чего поступает в ЦСНД 13. В [3, с. 154–156] автор выделил, что поверхность 33 помещается в «рассечку» основного пароперегревателя, но выходные поверхности обоих пароперегревателей 34 и 35 находятся в зоне одинаковых входных температур газов, поступающих из ГТУ, чем и обеспечиваются равные температуры свежего пара $t_0^{ВД}$ и пара после промежуточного перегрева $t_0^{ЦСД}$. Стоит отметить, что для подогрева основного конденсата организована его рециркуляция после газового подогревателя 16, где конденсат нагревается за счет теплоты уходящих газов.

Особенностью трехконтурного котла–утилизатора является наличие трех питательных насосов, создающих соответственное давление в каждом контуре.

Параметры основного оборудования:

- ГТУ SGT5–4000F:
  - Номинальная электрическая мощность, МВт – 329;
  - КПД брутто, % – 41;
  - Температура газов на выхлопе, °С – 599;
  - Степень сжатия – 20;

- Номинальный расход выхлопных газов, кг/с – 724.

- Трехконтурный КУ КГТ–258/310/35–15/3,14/0,44:
  - Номинальная паропроизводительность по контурам ВД/СД(ПП)/НД, т/ч – 258/309,8(251,2)/35;
  - Давление пара по контурам ВД/СД(ПП)/НД, МПа – 15/3,14(3,42)/0,44;
  - Температура пара по контурам ВД/СД(ПП)/НД, ℃ – 540/534,6(345,2)/263,2;
  - Температура газов на входе в КУ, ℃ – 578,8;
  - Расход газов на КУ, кг/с – 687,4.
- Паровая турбина SST–3000:
  - Диапазон мощности, МВт – 90÷250;
  - Давление пара на входе, МПа – до 17,7;
  - Температура пара на входе, ℃ – 565;
  - Давление пара после промперегрева, МПа – 3,4;
  - Температура пара после промперегрева, ℃ – 565;
  - Давление в конденсаторе выбирается в зависимости от регулирования мощности.
- Конвективная воздухонагревательная установка:
  - Давление дутьевого воздуха, МПа – 2;
  - Температура дутьевого воздуха, ℃ – 900;
  - Давление циклового воздуха, МПа – 2;
  - Температура циклового воздуха, ℃ – 900;
  - КПД брутто, % – 91.
- Газогенератор поточный:
  - Давление дутьевого воздуха, МПа – 2;
  - Температура дутьевого воздуха, ℃ – 900;
  - Давление пара для дутья, МПа – 0,44;
  - Температура пара для дутья, ℃ – 263,2.

2 Основная расчетная часть

2.1 Расчет газогенерирующей установки

Как было сказано ранее, для получения синтез–газа используется Бородинский бурый уголь марки Б2, его состав приведен в таблице 2.

Таблица 2 – Энергетические характеристики энергетического топлива

Наименование параметра	Значение
Марка	2Б
Содержание влаги на рабочую массу топлива W_p, %	33
Зольность на рабочую массу топлива $A_{p,}$ %	7,4
Содержание серы на рабочую массу топлива S_p, %	0,2
Содержание углерода на рабочую массу топлива C_p, %	42,6
Содержание водорода на рабочую массу топлива H_p, %	3
Содержание азота на рабочую массу топлива N_p, %	0,6
Содержание кислорода на рабочую массу топлива O_p, %	13,2
Выход летучих веществ $V_г$, %	47
Низшая рабочая теплота сгорания $Q^{\text{Р}}_{\text{Нуг}}$, кДж/кг	15280
Коэффициент размолоспособности $k_{ло}$	1,15
Температура начала деформации золы t_1, ℃	1180
Температура размягчения золы t_2, ℃	1210
Температура жидкоплавкого состояния золы t_3, ℃	1230

Процесс газификации твердого топлива проходит при давлении выше атмосферного, высокой температуре и жидком шлакоудалении. Окислителем является кислород воздуха, который подается в газификатор после сжатия в дожимном компрессоре и компрессоре ГТУ, нагрева в воздушном котле. Пар отбирается из контура низкого давления котла–утилизатора с давлением 0,44 МПа и температурой 263,2 ℃. Уравнения реакции в этом случае имеют вид:

$$2C + O_2 + 3,76N_2 \rightarrow 2CO + 3,76N_2 + 52300 \ ккал, \qquad (2.1)$$

$$C + H_2O(пар) \rightarrow CO + H_2 - 31700 \text{ ккал} \quad (2.2)$$

По условию соблюдения равенства экзотермического и эндотермического тепловых эффектов этих реакций на 2 кг–моль углерода, вступающего в реакцию с воздухом, должны вступить в реакцию с водяным паром 1,6498 кг–моль углерода. Тогда процентное содержание кислорода в паре и воздухе:

$$\%C_{пар} = \frac{\frac{52300}{31700}}{2 + \frac{52300}{31700}} = \frac{1,6498}{2 + 1,6498} = 0,452, \quad (2.3)$$

$$\%C_{воздух} = \frac{2}{2 + \frac{52300}{31700}} = \frac{2}{2 + 1,6498} = 0,548 \quad (2.4)$$

В 1 кг угля содержится 0,426 кг углерода. Тогда количество углерода, которое вступит в реакцию с водяным паром, кг:

$$C_p \cdot \%C_{пар} = 0,426 \cdot 0,452 = 0,1926 \quad (2.5)$$

Запишем реакцию и решим систему уравнений теплового и материального баланса, кг:

$$C_p \cdot \%C_{пар} + m_1 H_2O_{пар} \rightarrow m_2 CO + m_3 H_2, \quad (2.6)$$

$$m_1 H_2O = \frac{(C_p \cdot \%C_{пар}) \cdot \mu H_2O}{\mu C} = \frac{0,1926 \cdot 18}{12} = 0,2888, \quad (2.7)$$

$$m_2 CO = \frac{(C_p \cdot \%C_{пар}) \cdot \mu CO}{\mu C} = \frac{0,1926 \cdot 28}{12} = 0,4493, \quad (2.8)$$

$$m_3 H_2 = \frac{(C_p \cdot \%C_{пар}) \cdot \mu H_2}{\mu C} = \frac{0,1926 \cdot 2}{12} = 0,0321 \quad (2.9)$$

Проверим правильность расчета по полученным значениям, кг:

$$0,1926(C) + 0,2888(H_2O_{пар}) = 0,4814, \quad (2.10)$$

$$0,4493(CO) + 0,0321(H_2) = 0,4814 \quad (2.11)$$

Стандартная молярная энтальпия водяного пара и монооксида углерода, кДж/моль:

$$\Delta_f H^0(H_2O_{пар}) = -241,8, \quad (2.12)$$

$$\Delta_f H^0(CO) = 110,5 \quad (2.13)$$

Тепловой эффект эндотермической реакции, кДж:

$$\Delta H_{H_2O_{пар}} = \frac{(C_p \cdot \%C_{пар})}{\frac{\mu C}{1000}} \cdot (\Delta_f H^0(H_2O_{пар}) + \Delta_f H^0(CO)), \quad (2.14)$$

$$\Delta H_{H_2O_{пар}} = \frac{0{,}1926}{\frac{12}{1000}} \cdot (-241{,}8 + 110{,}5) = -2106{,}985$$

Тепло внесенное в газификатор паром, кДж:

$$\Delta H_{пар} = m_1 H_2O_{пар} \cdot h_{пг} = 0{,}2888 * 2990{,}403 = 863{,}7716, \quad (2.15)$$

где $h_{пг}$ – энтальпия пара при $P_0^{НД}$ и $t_0^{НД}$, кДж/кг. Рассматриваемый процесс адиабатический (без подвода теплоты извне), поэтому для расплава минеральной части топлива необходимо поддерживать температуру в зоне горения 1500–2000 °С, для этого необходимо часть углерода топлива окислить до диоксида углерода:

$$m_4 C + m_5 O_2 \rightarrow m_6 CO_2 \quad (2.16)$$

Для начала примем $m_4 C = 0{,}0829$ кг, запишем реакцию и решим систему уравнений теплового и материального баланса:

$$m_4 + m_5 O_2 \rightarrow m_6 CO_2, \quad (2.17)$$

$$m_5 O_2 = \frac{m_4 C \cdot \mu O_2}{\mu C} = \frac{0{,}0829 \cdot 32}{12} = 0{,}2211, \quad (2.18)$$

$$m_6 CO_2 = \frac{m_4 C \cdot \mu CO_2}{\mu C} = \frac{0{,}0829 \cdot 44}{12} = 0{,}304 \quad (2.19)$$

Выполним проверку расчета по найденным значениям:

$$0{,}0829(C) + 0{,}2211(O_2) = 0{,}304(CO_2) \quad (2.20)$$

Стандартная молярная энтальпия диоксида углерода, кДж/моль:

$$\Delta_f H^0(CO_2) = 393{,}5 \quad (2.21)$$

Тепловой эффект реакции (экзотермической), кДж:

$$\Delta H_{CO_2} = \frac{\frac{m_4 C}{\mu C}}{1000} \cdot \Delta_f H^0(CO_2) = \frac{\frac{0{,}0829}{12}}{1000} \cdot 393{,}5 = 2718{,}4292 \quad (2.22)$$

Масса азота в воздухе с учетом наличия кислорода в топливе, кг:

$$m_7 N_2 = (m_5 O_2 - \frac{O_p}{100}) \cdot \frac{75}{23} = \left(0{,}2211 - \frac{13{,}2}{100}\right) \cdot \frac{75}{23} = 0{,}2904 \quad (2.23)$$

где 75% и 23% – массовые доли азота и кислорода в воздухе.

Теоретический объем воздуха, необходимого для полного сгорания угля, м^3/кг:

$$V_B^0 = 0{,}0889 \cdot (C_p + 0{,}375 \cdot S_p) + 0{,}265 \cdot H_p - 0{,}0333 \cdot O_p, \quad (2.24)$$

$$V_B^0 = 0{,}0889 \cdot (42{,}6 + 0{,}375 \cdot 0{,}2) + 0{,}265 \cdot 3 - 0{,}0333 \cdot 13{,}2 = 4{,}1492$$

Энтальпия дутьевого воздуха, вносимого в газификатор, кДж/кг:

$$h_{дв_2} = V_B^0 \cdot \alpha_{ГГ} \cdot t_{дв_2} \cdot c_{дв2} = 4{,}1492 \cdot 0{,}32 \cdot 900 \cdot 1{,}4259 = 1703{,}927, \quad (2.25)$$

где $\alpha_{ГГ}$ – коэффициент избытка воздуха в газогенераторе; $t_{дв_2}$ – температура дутьевого воздуха, °С; $c_{дв2}$ – теплоемкость дутьевого воздуха, кДж/(м^3·°С) .

Тепло, выделенное углекислым газом, внесенным в газификатор воздухом, кДж:

$$\Delta H_{CO_2 воздух} = h_{дв_2} \cdot (m_5 O_2 - \frac{O_p}{100} + m_7 N_2), \quad (2.26)$$

$$\Delta H_{CO_2 воздух} = 1703,927 \cdot (0,2211 - \frac{13,2}{100} + 0,2904) = 646,6426$$

Оставшуюся часть углерода окисляется до монооксида углерода, кг:

$$m_8 2C + m_9 O_2 \rightarrow m_{10} 2CO, \quad (2.27)$$

$$m_8 2C = C_p - (C_p \cdot \%C_{пар}) - m_4 C = 0,426 - 0,1926 - 0,0829 = 0,1505 \quad (2.28)$$

Запишем реакцию и решим систему уравнений теплового и материального баланса, кг:

$$m_8 + m_9 O_2 \rightarrow m_{10} 2CO, \quad (2.29)$$

$$m_9 O_2 = \frac{m_8 2C \cdot \mu O_2}{\mu 2C} = \frac{0,1505 \cdot 32}{24} = 0,2007, \quad (2.30)$$

$$m_{10} 2CO = \frac{m_8 2C \cdot \mu 2CO}{\mu 2C} = \frac{0,1505 \cdot 56}{24} = 0,3512 \quad (2.31)$$

Проверим правильность расчета:

$$0,1505(2C) + 0,2007(O_2) = 0,3512(2CO) \quad (2.32)$$

Тепловой эффект данной экзотермической реакции, кДж:

$$\Delta H_{CO} = \frac{\frac{m_8 2C}{\mu C}}{1000} \cdot \Delta_f H^0(CO) = \frac{\frac{0,1505}{12}}{1000} \cdot 110,5 = 1386,082 \quad (2.33)$$

Масса азота воздуха рассчитывается по следующей формуле, кг:

$$m_{11} N_2 = m_9 O_2 \cdot \frac{75}{23} = 0,2007 \cdot \frac{75}{23} = 0,6545, \quad (2.34)$$

где 75% и 23% – массовые доли азота и кислорода в воздухе.

Теплота, выделенная монооксидом углерода, внесенным в газификатор воздухом, кДж:

$$\Delta H_{CO воздух} = h_{дв_2} \cdot (m_9 O_2 + m_{11} N_2), \quad (2.35)$$

$$\Delta H_{CO воздух} = 1703,927 \cdot (0,2007 + 0,6545) = 1457,218$$

Выполним проверку правильности расчета количества теплоты, внесенной в газификатор, через баланс теплоты. Для этого сначала рассчитаем физическую теплоту элементов соответственно уравнениям реакций через

известные энтальпии элементов и их соединений, которые приведены в таблице 3, и массы элементов в каждой реакции.

Таблица 3 – Энтальпии элементов и их соединений, участвующих в реакциях газификации

Температура, ℃	500	600	700	800	900	1000	1100
Монооксид углерода, CO							
Энтальпия, кДж/кг	876	1010	1148	1286	1426	1567	1707
Водород, H_2							
Энтальпия, кДж/кг	11346	12919	14534	16204	17937	19714	21564
Азот, N_2							
Энтальпия, кДж/кг	863	995	1191	1268	1408	1547	1688
Диоксид углерода, CO_2							
Энтальпия, кДж/кг	895	1044	1194	1344	1496	1647	1798

Синтез–газ имеет температуру на выходе из газификатора $T_{\text{вых}} = 1100$ ℃, поэтому рассчитываем физическую теплоту синтез–газа при этой температуре.

Рассчитываем теплоту элементов первой реакции, кДж:

$$Q_{1физ1100CO} = H_{1100CO} \cdot m_2 CO = 1707 \cdot 0,4493 = 766,677, \quad (2.36)$$

$$Q_{1физ1100H_2} = H_{1100H_2} \cdot \left(m_3 H_2 + \frac{H_p}{100} \right) = 21564 \cdot \left(0,0321 + \frac{3}{100} \right) = 1339 \quad (2.37)$$

Теплота элементов второй реакции рассчитывается по следующим формулам, кДж:

$$Q_{2физ1100N_2} = H_{1100N_2} \cdot m_7 N_2 = 1688 \cdot 0,2904 = 490,254, \quad (2.38)$$

$$Q_{2физ1100CO_2} = H_{1100CO_2} \cdot m_6 CO_2 = 1798 \cdot 0,304 = 546,532 \quad (2.39)$$

Для третьей реакции, кДж:

$$Q_{3физ1100N_2} = H_{1100N_2} \cdot m_{11} N_2 = 1798 \cdot 0,6545 = 1104,794, \quad (2.40)$$

$$Q_{3физ1100CO} = H_{1100CO} \cdot m_{10} 2CO = 1707 \cdot 0,3512 = 599,580 \quad (2.41)$$

Теплота жидкого шлака, кДж:

$$Q_{физ.шлак} = H_{физ.шлак} \cdot \frac{A_p}{100} = 1600 \cdot \frac{7,4}{100} = 118,4 \quad (2.42)$$

Баланс теплоты газификации, кДж:

$$\Delta Q = \Delta H_{пар} + \Delta H_{CO_2} + \Delta H_{CO_2 воздух} + \Delta H_{CO} + \Delta H_{CO воздух} + \Delta H_{H_2 Опар}$$
$$-Q_{1физ1100CO} - Q_{1физ1100H_2} - Q_{2физ1100N_2} - Q_{2физ1100CO_2} - Q_{3физ1100N_2} \quad (2.43)$$
$$-Q_{3физ1100CO} - Q_{физ.шлак},$$
$$\Delta Q = 863,7716+2718,4292 + 646,6426 + 1386,1741 + 1457,2183$$
$$-2106,9848 - 766,9874 - 1338,9995 - 490,2539 - 546,5321$$
$$-1104,7941 - 599,5799 - 118,4 = -0,296$$

Физическая теплота синтез–газа суммируется из найденной ранее теплоты всех элементов в каждой реакции, кДж:

$$Q_{физ.с-г.} = Q_{1физ1100CO} + Q_{1физ1100H_2} + Q_{2физ1100N_2} + Q_{2физ1100CO_2} + Q_{3физ1100N_2} \quad (2.44)$$
$$+Q_{3физ1100CO},$$
$$Q_{физ.с-г.} = 2106,9848 + 766,9874 + 1338,9995 + 490,2539 + 546,5321$$
$$+ 1104,7941 + 599,5799 = 4847,147$$

Определим массу синтез–газа, полученную с 1 кг угля, кг:

$$m_{12с-г.} = m_2 CO + m_3 H_2 + \frac{H_p}{100} + m_6 CO_2 + m_7 N_2 + m_{10} 2CO + m_{11} N_2, \quad (2.45)$$
$$m_{12с-г.} = 0,4493 + 0,0321 + \frac{3}{100} + 0,304 + 0,2904 + 0,3512 + 0,6545 = 2,1116$$

Удельная энтальпия синтез–газа на выходе из газификатора, кДж/кг:

$$H_{1100с-г.} = \frac{Q_{физ.с-г.}}{m_{12с-г.}} = \frac{4847,147}{2,1116} = 2295,528 \quad (2.46)$$

Определим массу и долю всех компонентов синтез–газа. Массу азота находим по формуле (2.47), кг:

$$m_{13} N_2 = m_7 N_2 + m_{11} N_2 = 0,2904 + 0,6545 = 0,9449 \quad (2.47)$$

Масса монооксида углерода, кг:

$$m_{14} CO = m_2 CO + m_{10} CO = 0,4493 + 0,3512 = 0,8006 \quad (2.48)$$

Массу водорода находим следующим образом, кг:

$$m_{15} H_2 = m_3 H_2 + \frac{H_p}{100} = 0,0321 + \frac{3}{100} = 0,0621 \quad (2.49)$$

Процентное содержание всех компонентов синтез–газа приведено в таблице 4.

Таблица 4 – Состав синтез–газа

Компонент	Масса, кг	Доля, %
Азот, N_2	0,9449	44,75
Монооксид углерода, CO	0,8006	37,91

Продолжение таблицы 4

Диоксид углерода, CO_2	0,304	14,4
Водород, H_2	0,0621	2,94
Итого:	2,1116	100

Рассчитаем массы компонентов для 1 кг синтез–газа. В первом приближении примем массу азота с учетом его процентного содержания в синтез–газе, кг:

$$m_{N_2 1кг.с-г.} = 0,4475 \quad (2.50)$$

Тогда массы остальных компонентов рассчитываются по формулам (2.51–2.53):

$$m_{CO1кг.с-г.} = \frac{m_{N_2 1кг.с-г.} \cdot 0,3791}{0,4475} = \frac{0,4475 \cdot 0,3791}{0,4475} = 0,3791, \quad (2.51)$$

$$m_{CO_2 1кг.с-г.} = \frac{m_{N_2 1кг.с-г.} \cdot 0,144}{0,4475} = \frac{0,4475 \cdot 0,144}{0,4475} = 0,144, \quad (2.52)$$

$$m_{H_2 1кг.с-г.} = \frac{m_{N_2 1кг.с-г.} \cdot 0,0294}{0,4475} = \frac{0,4475 \cdot 0,0294}{0,4475} = 0,0294 \quad (2.53)$$

Проверка расчета, кг:

$$m_{1кг.с-г.} = m_{N_2 1кг.с-г.} + m_{CO1кг.с-г.} + m_{CO_2 1кг.с-г.} + m_{H_2 1кг.с-г.}, \quad (2.54)$$

$$m_{1кг.с-г.} = 0,4475 + 0,3791 + 0,144 + 0,0294 = 1$$

Найдем низшую рабочую теплоту сгорания 1 кг синтез–газа. Для этого определим тепловыделение основных горючих компонентов при сгорании 1 кг газа:

$$\Delta H_{CO1кг.с-г.} = \frac{m_{CO1кг.с-г.}}{\frac{\mu CO}{1000}} \cdot \left(\Delta_f H^0(CO_2) - \Delta_f H^0(CO)\right), \quad (2.55)$$

$$\Delta H_{CO1кг.с-г.} = \frac{0,3791}{\frac{28}{1000}} \cdot \left(393,5 - 110,5\right) = 3831,93,$$

$$\Delta H_{H_2 1кг.с-г.} = \frac{m_{H_2 1кг.с-г.}}{\frac{\mu CO}{1000}} \cdot \left(-\Delta_f H^0(H_2O_{пар})\right) = \frac{0,0294}{\frac{\mu CO}{1000}} \cdot 241,8 = 3555,242 \quad (2.56)$$

Теплота сгорания синтез–газа определяется по формуле (2.57):

$$Q^P_{H.с-г.} = \Delta H_{CO1кг.с-г.} + \Delta H_{H_2 1кг.с-г.} = 3831,93 + 3555,242 = 7387,172 \quad (2.57)$$

Посчитаем теоретически необходимое количество воздуха для сжигания 1 кг синтез–газа. Для этого определим массу основных компонентов воздуха.

Запишем реакцию и решим систему уравнений материального баланса:

$$m_{CO1кг.с-г.} + m_{16}O_2 \rightarrow m_{17}CO_2 \quad (2.58)$$

Выразим из этой формулы массу кислорода, кг:

$$m_{16}O_2 = \frac{m_{CO1кг.с-г.} \cdot \mu O_2}{\mu 2CO} = \frac{0,3791 \cdot 32}{56} = 0,2166 \quad (2.59)$$

Масса азота воздуха определим через найденную массу кислорода и известное содержание этих двух компонентов в воздухе, кг:

$$m_{18}N_2 = m_{16}O_2 \cdot \frac{75}{23} = 0,2166 \cdot \frac{75}{23} = 0,7065 \quad (2.60)$$

Запишем вторую реакцию и выразим массу кислорода, кг:

$$m_{H_2 1кг.с-г.} + m_{19}O_2 \rightarrow m_{20}H_2O, \quad (2.61)$$

$$m_{19}O_2 = \frac{m_{H_2 1кг.с-г.} \cdot \mu O_2}{\mu H_2O} = \frac{0,0294 \cdot 32}{4} = 0,0261 \quad (2.62)$$

Аналогично формуле (2.60) определим массу азота воздуха, кг:

$$m_{21}N_2 = m_{19}O_2 \cdot \frac{75}{23} = 0,0261 \cdot \frac{75}{23} = 0,0852 \quad (2.63)$$

Через найденные значения компонентов воздуха определим его теоретический объем для сжигания 1 кг синтез–газа, м^3/кг:

$$L_0 = m_{16}O_2 + m_{18}N_2 + m_{19}O_2 + m_{21}N_2, \quad (2.64)$$

$$L_0 = 0,2166 + 0,7065 + 0,0261 + 0,0852 = 1,0345$$

Зная содержание всех компонентов синтез–газа, можем рассчитать плотность синтез–газа, кг/м^3:

$$\rho_{с-г} = 0,01 \cdot (1,96 \cdot CO_2 + 1,25 \cdot N_2 + 1,25 \cdot CO + 0,0899 \cdot H_2), \quad (2.65)$$

$$\rho_{с-г} = 0,01 \cdot (1,96 \cdot 14,3952 + 1,25 \cdot 44,75 + 1,25 \cdot 37,9131 + 0,0899 \cdot 2,9406) = 1,3181$$

По найденному значению плотности синтез–газа определим его «объемную» теплоту сгорания, кДж/м^3:

$$Q'^{P}_{Н.с-г.} = Q^{P}_{Н.с-г.} \cdot \rho_{с-г} = 7387,172 \cdot 1,3181 = 9736,87 \quad (2.66)$$

Расход бородинского угля на газификатор, кг/с:

$$B^{ГГ}_{уг} = \frac{B^{охл}_{с-г}}{m_{12с-г.}} = \frac{68,9507}{2,1116} = 32,6539, \quad (2.67)$$

где $B_{с-г.}$ – требуемый расход синтез–газа на камеру сгорания, кг/с, (см. 2.190).

Расход воздуха на газификатор, зная расход угля, определим по формуле(2.67), кг/с:

$$G^{ГГ}_{возд} = \left(m_5O_2 - \frac{O_p}{100} + m_7N_2 + m_9O_2 + m_{11}N_2 \right) \cdot B^{ГГ}_{уг}, \quad (2.68)$$

$$G^{ГГ}_{возд} = \left(0,2211 - \frac{13,2}{100} + 0,2904 + 0,2007 + 0,6545 \right) \cdot 32,6539 = 40,3182$$

2.2 Комплексный расчет газотурбинной установки

В качестве исходных данных для теплового расчета ГТУ понадобятся теплотехнические характеристики синтез–газа, из которых его состав описан в таблице 4, плотность и теплота сгорания найдены по (2.1.57) и (2.1.65) соответственно, и основные параметры выбранной турбины SGT5–4000F, которые представлены в таблице 5.

Таблица 5 – Основные параметры SGT5–4000F

Название параметра	Величина
Электрическая мощность $N_э^{ГТУ}$, МВт	329
Степень сжатия в компрессоре ε_K	20,1
Температура воздуха на входе в компрессор t_a, °С	20
Температура газов на выходе из камеры сгорания t_c, °С	1300
Максимальная допустимая температура металла лопаток турбины t_w, °С	850
Количество ступеней турбины z, шт	4
Коэффициент использования теплоты топлива в камере сгорания $\eta_{КС}$	0,97
Внутренний относительный КПД турбины η_{oi}^T	0,88
Внутренний относительный КПД компрессора η_{oi}^K	0,86
Коэффициент потери давления λ	0,95
Коэффициент утечек газа α_y	0,01

Для построения цикла Брайтона газотурбинной установки необходимо обозначить параметры входа и выхода газа и воздуха в компрессоре, камере сгорания и собственно турбине. Эти параметры обозначены на принципиальной схеме газотурбинной установке (рис. 6).

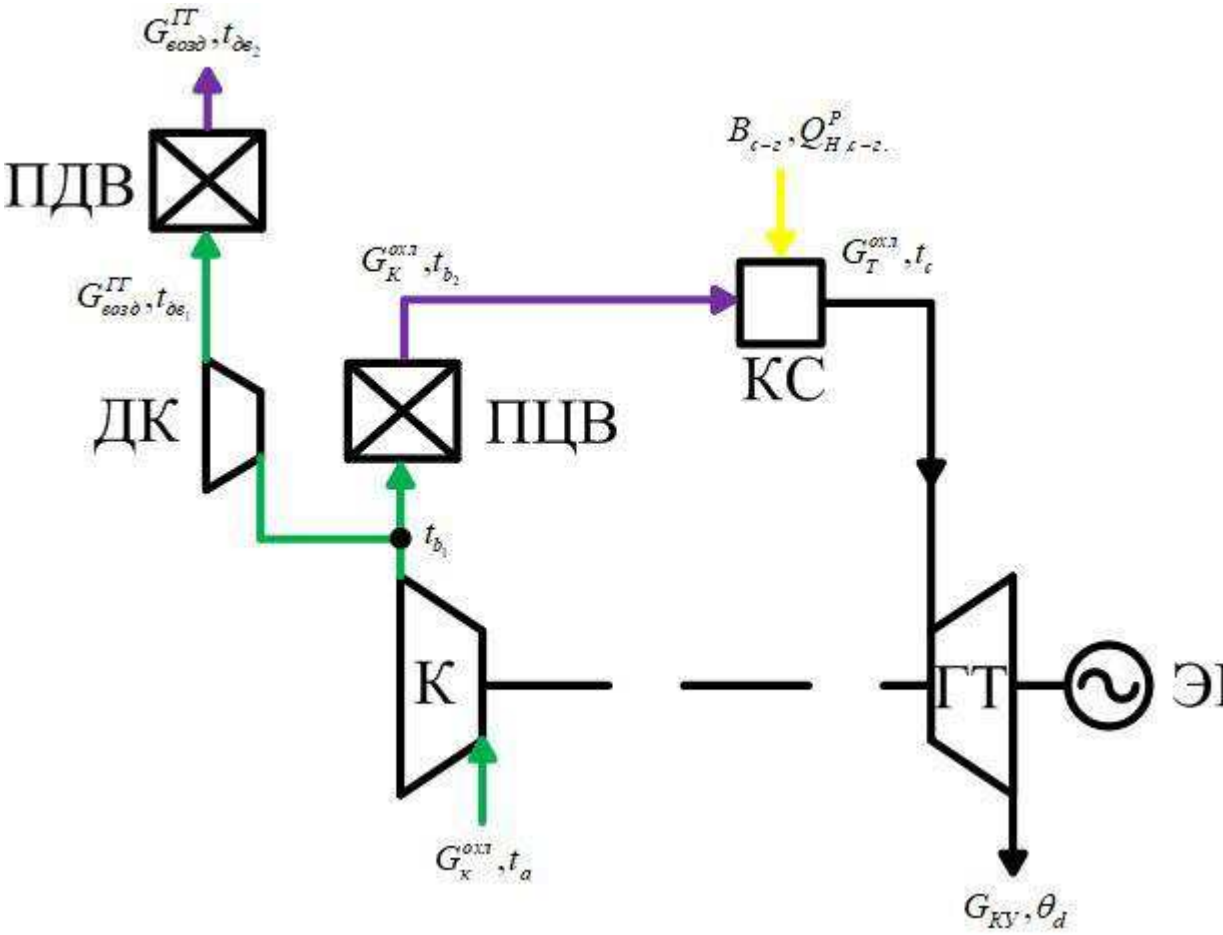


Рисунок 6 – Принципиальная схема газотурбинной установки с нагревом циклового воздуха после компрессора в конвективной воздухонагревательной установке

Цикл Брайтона изображен на рисунке 7.

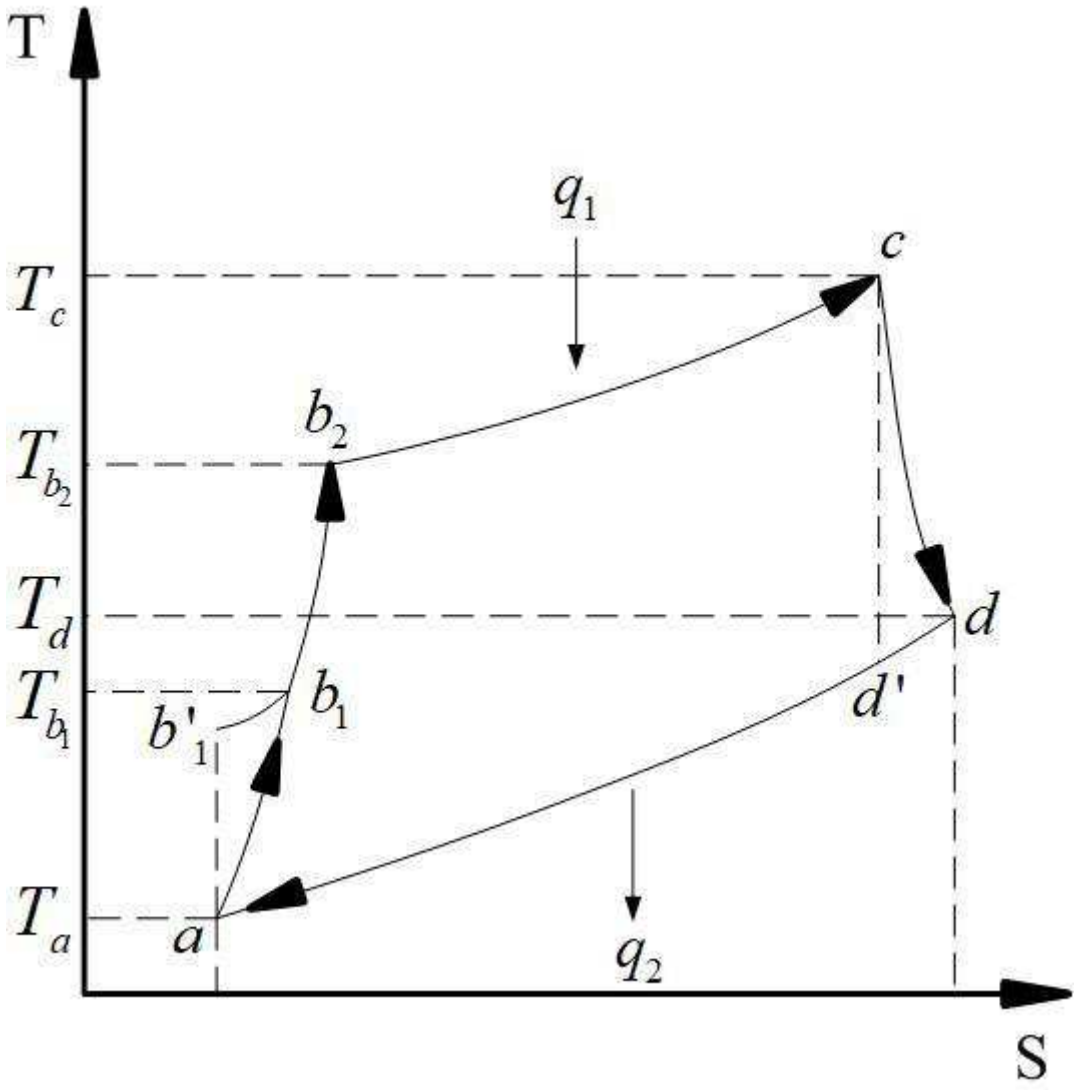


Рисунок 7 – Цикл газотурбиной установки с нагревом циклового воздуха после компрессора в конвективной воздухонагревательной установке

Описание цикла: точка a показывает параметры воздуха на входе в основной компрессор при давлении P_a и температуре t_a; в точке b_1 – воздух с параметрами после сжатия в основном компрессоре с температурой t_{b_1}; b_1 соответствует параметрам воздуха после нагрева в воздухонагревательной установке и имеет температуру $t_{b_1} = 900\,°C$, а процесс $b_1 - b_2$ есть процесс нагрева воздуха до температуры t_{b_2} в воздухонагревательной установке после сжатия в основном компрессоре ГТУ; газы после камеры сгорания или на входе в турбину в точке c имеют температуру t_c, процесс $b_2 - c$ – подвод теплоты в камере сгорания; $c - d$ описывает процесс расширения в турбине, где d – параметры газов на выходе из турбины с давлением P_d и температурой t_c; $d - a$ – это условное замыкание цикла.

2.2.1 Расчет параметров процесса сжатия воздуха в основном компрессоре

Абсолютная температура воздуха на входе в компрессор, К:

$$T_a = t_a + 273 = 20 + 273 = 293 \quad (2.69)$$

Для расчета энтальпий воздуха и газов необходимо иметь теплоемкости продуктов сгорания и воздуха, которые представлены в таблице 6.

Таблица 6 – Теплоемкости продуктов сгорания и воздуха

Температура, °С	Теплоемкость углекислого газа c_{CO_2}, кДж/(м^3·°С)	Теплоемкость водяных паров c_{H_2O}, кДж/(м^3·°С)	Теплоемкость азота c_{N_2}, кДж/(м^3·°С)	Теплоемкость воздуха $c_в$, кДж/(м^3·°С)
0	1,598706	1,493270	1,292856	1,296203
200	1,786150	1,521302	1,298714	1,306245
400	1,928406	1,564398	1,315450	1,328002
600	2,039700	1,613769	1,339298	1,355616
800	2,129656	1,666906	1,366076	1,383230
1000	2,202039	1,721716	1,390762	1,408753
1200	2,262289	1,775690	1,413355	1,431765
1400	2,312078	1,826734	1,433857	1,451848
1600	2,353918	1,874850	1,451848	1,469839
1800	2,389901	1,920038	1,467747	1,485738
2000	2,420444	1,961459	1,473186	1,499964
2200	2,446803	1,999534	1,481554	1,512516
2400	2,469397	2,035098	1,505403	1,524231

Теплоемкость воздуха при температуре t_a, опираясь на таблицу 6, рассчитывается по (2.70) методом интерполяции, кДж/(м^3·°С):

$$c_p^в(t_a) = 1,296203 + (1,306245 - 1,296203) \cdot \frac{t_a}{200}, \quad (2.70)$$

$$c_p^в(t_a) = 1,296203 + (1,306245 - 1,296203) \cdot \frac{20}{200} = 1,29721$$

Принимаем, что энтальпия вещества определяется через разницу энтальпий этого вещества при данной температуре и стандартной температуры, при которой экспериментально определяются калориметрические параметры веществ (25°С). Тогда определим теплоемкость воздуха при температуре, кДж/(м^3·°С):

$$c_p^{в}(25°C) = 1,296203 + (1,306245 - 1,296203) \cdot \frac{25}{200} = 1,29746 \quad (2.71)$$

Рассчитаем объемную энтальпию воздуха при температурах t_a и 25°С по формулам (2.72) и (2.73), кДж/м^3:

$$h'_a(t_a) = c_p^{в}(t_a) \cdot t_a = 1,29721 \cdot 20 = 25,9441 \quad (2.72)$$

$$h^{в}(25°C) = c_p^{в}(25°C) \cdot 25 = 1,29746 \cdot 25 = 32,4365 \quad (2.73)$$

Действительная энтальпия воздуха на входе в компрессор, кДж/м^3:

$$h_a(t_a) = h'_a(t_a) - h^{в}(25°C) = 25,9441 - 32,4365 = -6,4923 \quad (2.74)$$

Определим абсолютную температуру воздуха после сжатия в компрессоре, К:

$$T_{b_1} = T_a \cdot \left(1 + \frac{\varepsilon_K^{m_в} - 1}{\eta_K}\right), \quad (2.75)$$

где ε_K – степень сжатия воздуха в основном компрессоре ГТУ (см. таблицу 5); η_K – внутренний относительный КПД компрессора (см. таблицу 5); $m_в$ – показатель изоэнтропы воздуха, предварительно уточнив по (2.79), принимается равным 0,2767:

По (2.75) абсолютная температура воздуха в конце процесса сжатия, К:

$$T_{b_1} = 293 \cdot \left(1 + \frac{20,1^{0,2767} - 1}{0,86}\right) = 733,8645$$

Тогда температура воздуха в конце процесса сжатия, °С:

$$t_{b_1} = T_{b_1} - 293 = 733,8645 - 293 = 460,8645 \quad (2.76)$$

Найдем действительную объемную энтальпию воздуха при температуре t_{b_1}, кДж/м^3:

$$h_{b_1} = c_p^{в}(t_{b_1}) \cdot t_{b_1} - h^{в}(25°C), \quad (2.77)$$

$$h_{b_1} = 1,33936 \cdot 460,8645 - 32,4365 = 583,4654$$

где $c_p^{в}(t_{b_1})$ – теплоемкость воздуха при температуре t_{b_1}, рассчитывается аналогично (2.69) по (2.77), кДж/(м^3·°С):

$$c_p^{в}(t_{b_1}) = 1,328002 + (1,355616 - 1,328002) \cdot \frac{t_{b_1} - 400}{200}, \quad (2.78)$$

$$c_p^{в}(t_{b_1}) = 1,328002 + (1,355616 - 1,328002) \cdot \frac{482,2937 - 400}{200} = 1,339336$$

Перед определением энтальпии воздуха на выходе из воздухонагревательной установки и на входе в камеру сгорания уточняем степень изоэнтропы воздуха:

$$m_в = \frac{R_в}{c^в_{рср}} = \frac{0,287}{1,0349} = 0,2773, \quad (2.79)$$

где $R_в$ – газовая постоянная для воздуха; $c^в_{рср}$ – средняя массовая теплоемкость воздуха в процессе сжатия, определяется по (2.80), кДж/(кг·°С):

$$c^в_{рср} = \frac{c'^в_{рср}}{\rho_в} = \frac{1,3382}{1,293} = 1,0349, \quad (2.80)$$

где $c'^в_{рср}$ – средняя массовая теплоемкость воздуха в процессе сжатия, рассчитывается по формуле (2.81), кДж/(м^3·°С):

$$c'^в_{рср} = \frac{h_{b_1} - h_a}{t_{b_1} - t_a} = \frac{583,4654 - (-6,4923)}{460,8645 - 20} = 1,3382 \quad (2.81)$$

Так как расхождение составило 0,2 %, то дальнейшее уточнение показателя изоэнтропы не имеет смысла.

Определение действительной объемной энтальпии циклового воздуха после нагрева в конвективной воздухонагревательной установке, кДж/м^3:

$$h_{b_2} = c^в_p(t_{b_2}) \cdot t_{b_2} - h^в(25°C) = 1,396 \cdot 900 - 32,4365 = 1223,956, \quad (2.82)$$

где $c^в_p(t_{b_2})$ – объемная теплоемкость воздуха при температуре t_{b_2}, определяема по формуле (2.83), кДж/(м^3·°С):

$$c^в_p(t_{b_2}) = 1,38323 + (1,408753 - 1,38323) \cdot \frac{t_{b_2} - 800}{200}, \quad (2.83)$$

$$c^в_p(t_{b_2}) = 1,38323 + (1,408753 - 1,38323) \cdot \frac{900 - 800}{200} = 1,396$$

2.2.2 Определение параметров продуктов сгорания после подвода теплоты в камере сгорания

В начале расчета необходимо посчитать коэффициент избытка воздуха в камере сгорания, чтобы затем определить действительный удельный объем продуктов сгорания. Для этого зададимся коэффициентом избытка воздуха в камере сгорания $\alpha = 1$ и найдем теоретически необходимый объем воздуха для полного сгорания синтез–газа и объем продуктов сгорания при данном коэффициенте избытка воздуха по методике, представленной в [3, с.635–636], м^3/кг:

$$V^0_в = 0,0476 \cdot (0,5 \cdot CO + 0,5 \cdot H_2), \quad (2.84)$$

где CO – содержание монооксида углерода в синтез–газе (табл. 4), %; H_2 – содержание водорода в синтез–газе (табл. 4), %.

$$V_в^0 = 0,0476 \cdot (0,5 \cdot 37,9131 + 0,5 \cdot 2,9406) = 0,9723$$

Объем трехатомных газов, м^3/кг:

$$V_{RO_2}^0 = 0,01 \cdot (CO_2 + CO) = 0,01 \cdot (14,3952 + 37,9131) = 0,5231 \quad (2.85)$$

Объем водяных паров, м^3/кг:

$$V_{H_2O}^0 = 0,01 \cdot (H_2 + 1,61 \cdot V_в^0) = 0,01 \cdot (2,9406 + 1,61 \cdot 0,9723) = 0,0451 \quad (2.86)$$

Объем азота в составе продуктов сгорания, м^3/кг:

$$V_{N_2}^0 = 0,079 \cdot V_в^0 + 0,01 \cdot N_2 = 0,079 \cdot 0,9723 + 0,01 \cdot 44,75) = 1,2156 \quad (2.87)$$

По полученным значениям объемов можно рассчитать полный объем продуктов сгорания, м^3/кг**:**

$$V_г = V_{RO_2}^0 + V_{H_2O}^0 + V_{N_2}^0 = 0,5231 + 0,0451 + 1,2156 = 1,7838 \quad (2.88)$$

Зная объемы продуктов сгорания и суммарный объем продуктов сгорания, посчитаем объемные доли компонентов:

$$r_{RO_2} = \frac{V_{RO_2}^0}{V_г} = \frac{0,5231}{1,7838} = 0,2932 \quad (2.89)$$

$$r_{H_2O} = \frac{V_{H_2O}^0}{V_г} = \frac{0,0451}{1,7838} = 0,0253 \quad (2.90)$$

$$r_{N_2} = \frac{V_{N_2}^0}{V_г} = \frac{1,2156}{1,7838} = 0,6815 \quad (2.91)$$

Для определения энтальпии продуктов сгорания на выходе из камеры сгорания, при температуре t_c (см. таблицу 5), потребуются величины теплоемкости всех компонентов продуктов сгорания. Теплоемкости рассчитываются, опираясь на таблицу 6, по следующим формулам, кДж/(м^3·°С):

$$c_{RO_2}(t_c) = 2,226289 + (2,312078 - 2,226289) \cdot \frac{t_c - 1200}{200}, \quad (2.92)$$

$$c_{RO_2}(t_c) = 2,226289 + (2,312078 - 2,226289) \cdot \frac{1300 - 1200}{200} = 2,2872,$$

$$c_{H_2O}(t_c) = 1,77569 + (1,826734 - 1,77569) \cdot \frac{t_c - 1200}{200}, \quad (2.93)$$

$$c_{H_2O}(t_c) = 1,77569 + (1,826734 - 1,77569) \cdot \frac{1300 - 1200}{200} = 1,8012,$$

$$c_{N_2}(t_c) = 1,413355 + (1,433857 - 1,413355) \cdot \frac{t_c - 1200}{200}, \quad (2.94)$$

$$c_{N_2}(t_c) = 1,413355 + (1,433857 - 1,413355) \cdot \frac{1300 - 1200}{200} = 1,4236$$

Аналогично формуле (2.74) энтальпия продуктов сгорания определяется, как разница энтальпии продуктов сгорания при температуре t_c и энтальпии продуктов сгорания при температуре 25 °С, кДж/м^3:

$$h'_c = (c_{RO_2}(t_c) \cdot r_{RO_2} + c_{H_2O}(t_c) \cdot r_{H_2O} + c_{N_2}(t_c) \cdot r_{N_2}) \cdot t_c, \quad (2.95)$$

$$h'_c = (2,2872 \cdot 0,2932 + 1,8012 \cdot 0,0253 + 1,4236 \cdot 0,6815) \cdot 1300 = 2192,3,$$

Теплоемкости компонентов продуктов сгорания при 25 °С, кДж/(м^3·°С):

$$c_{RO_2}(25°C) = 1,598706 + (1,78615 - 1,598706) \cdot \frac{25}{200} = 1,622137, \quad (2.96)$$

$$c_{H_2O}(25°C) = 1,49327 + (1,521302 - 1,49327) \cdot \frac{25}{200} = 1,496774, \quad (2.97)$$

$$c_{N_2}(25°C) = 1,292856 + (1,298714 - 1,292856) \cdot \frac{25}{200} = 1,4236 \quad (2.98)$$

Тогда энтальпия продуктов сгорания при 25 °С, кДж/м^3:

$$h'_c = (c_{RO_2}(25°C) \cdot r_{RO_2} + c_{H_2O}(25°C) \cdot c_{H_2O} + c_{N_2}(25°C) \cdot r_{N_2}) \cdot 25, \quad (2.99)$$

$$h^г(25°C) = (1,622137 \cdot 0,2932 + 1,496774 \cdot 0,0253 + 1,4236 \cdot 0,6815) \cdot 25 = 34,8767$$

Действительная энтальпия газов на выходе из камеры сгорания, кДж/м^3:

$$h_c = h'_c - h^г(25°C) = 2192,3 - 34,8767 = 2157,423 \quad (2.100)$$

Перед определением избытка воздуха рассчитаем действительную объемную энтальпию воздуха в точке *c*, кДж/м^3:

$$h^в_c = h'^в_c - h^в(25°C) = 1874,348 - 32,4365 = 1841,912, \quad (2.101)$$

где $h'^в_c$ – энтальпия воздуха при температуре t_c, кДж/м^3:

$$h'^в_c = c_в(t_c) \cdot t_c = 1,4418 \cdot 1300 = 1874,348, \quad (2.102)$$

где $c_в(t_c)$ – теплоемкость воздуха при температуре t_c, кДж/(м^3·°С):

$$c_в(t_c) = 1,431765 + (1,451848 - 1,431765) \cdot \frac{t_c - 1200}{200}, \quad (2.103)$$

$$c_в(t_c) = 1,431765 + (1,451848 - 1,431765) \cdot \frac{1300 - 1200}{200} = 1,4418$$

Коэффициент избытка воздуха в камере сгорания:

$$\alpha = \frac{Q'^P_{н.с-г.} \cdot \eta_{КС} + V^в_0 \cdot h^в_c + H'_{с-г} + (1 + V^в_0) \cdot h_c}{V^в_0 \cdot (h^в_c - h_{b_2})}, \quad (2.104)$$

где $H'_{с-г}$ – энтальпия синтез–газа на входе в камеру сгорания, которая определяется через температуру насыщения, определяемой по $P^0_{ВД}$ и равной 342 °С, и недогрев, равный 3 °С, воды, отбираемой из контура высокого давления котла–утилизатора, по следующей формуле (2.105), кДж/м^3:

$$H'_{с-г} = 0,01 \cdot \left(c_{H_2} \cdot H_2 + c_{N_2} \cdot N_2 + c_{CO} \cdot CO + c_{CO_2} \cdot CO_2 \right) \cdot \rho_{сг} \cdot 345, \qquad (2.105)$$

где $c_{H_2}, c_{N_2}, c_{CO}, c_{CO_2}$ – теплоемкость компонентов синтез газа при температуре 345 °С, кДж/(кг·°С).

$$H'_{с-г} = 0,01 \cdot (14,5527 \cdot 2,9406 + 1,0791 \cdot 44,75 + 1,0919 \cdot 37,9131$$
$$+1,089 \cdot 14,3952) \cdot 1,3181 \cdot 345 = 674,037$$

Тогда по (2.104) избыток воздуха:

$$\alpha = \frac{9736,8705 \cdot 0,97 + 0,9723 \cdot 1841,912 + 674,037 + (1 + 0,9723) \cdot 2157,423}{0,9723 \cdot (1841,912 - 2157,423)}$$
$$= 12,7396$$

По найденному значению коэффициента избытка воздуха в камере сгорания уточняем объем водяных паров и суммарный объем продуктов сгорания, м^3/кг:

$$V_{H_2O} = V^0_{H_2O} + (\alpha - 1) \cdot V^0_в = 0,0451 + (12,7396 - 1) \cdot 0,9723 = 0,2288, \qquad (2.106)$$

$$V_г = V^0_{RO_2} + V_{H_2O} + V^0_{N_2} + (\alpha - 1) \cdot V^0_в, \qquad (2.107)$$

$$V_г = 0,5231 + 0,2288 + 1,2156 + (12,7396 - 1) \cdot 0,9723 = 13,3822$$

Объемные доли компонентов продуктов сгорания с учетом найденного коэффициента избытка воздуха и объема $V_г$:

$$r_{RO_2} = \frac{V^0_{RO_2}}{V_г} = \frac{0,5231}{13,3822} = 0,0391 \qquad (2.108)$$

$$r_{H_2O} = \frac{V_{H_2O}}{V_г} = \frac{0,2288}{13,3822} = 0,0171 \qquad (2.109)$$

$$r_{N_2} = \frac{V^0_{N_2}}{V_г} = \frac{1,2156}{13,3822} = 0,0908 \qquad (2.110)$$

$$r_в = \frac{(\alpha - 1) \cdot V^0_в}{V_г} = \frac{(12,7396 - 1) \cdot 0,9723}{13,3822} = 0,853 \qquad (2.111)$$

Необходимо заново определить энтальпию продуктов сгорания на выходе из камеры сгорания аналогично (2.95), с учетом коэффициента избытка воздуха, кДж/м^3:

$$h'_c = (c_{RO_2}(t_c) \cdot r_{RO_2} + c_{H_2O}(t_c) \cdot r_{H_2O} + c_{N_2}(t_c) \cdot r_{N_2} + c_в(t_c) \cdot r_в) \cdot t_c, \qquad (2.112)$$

$$h'_c = (2,2872 \cdot 0,0391 + 1,8012 \cdot 0,0171 + 1,4236 \cdot 0,0908 + 1,4418 \cdot 0,853) \cdot 1300$$
$$= 1923,146$$

Тогда энтальпия продуктов сгорания при 25 °С, кДж/м^3:

$$h^г(25°C) = (c_{RO_2}(25°C) \cdot r_{RO_2} + c_{H_2O}(25°C) \cdot c_{H_2O} + c_{N_2}(25°C) \cdot r_{N_2}$$
$$+c_в(25°C) \cdot r_в) \cdot 25, \qquad (2.113)$$

$$h^{г}(25°C) = (1,622137 \cdot 0,0391 + 1,496774 \cdot 0,0171 + 1,4236 \cdot 0,0908$$
$$+1,2975 \cdot 0,853) \cdot 25 = 32,8302$$

Действительная энтальпия газов на выходе из камеры сгорания, кДж/м^3:

$$h_c = h'_c - h^{г}(25°C) = 1923,146 - 32,8302 = 1890,316 \quad (2.114)$$

Определим плотность газов на выходе из камеры сгорания. Так как удельный объем любого газа при нормальных условиях равен 22,41 м^3/моль, то плотность газов перед турбиной, м^3/кг:

$$\rho_{г} = \frac{\mu_{г}}{22,41} = \frac{29,2961}{22,41} = 1,3073, \quad (2.115)$$

где $\mu_{г}$ – молекулярная масса продуктов сгорания, рассчитывается следующим образом, кг/моль:

$$\mu_{г} = 28,15 \cdot r_{N_2} + 44,01 \cdot r_{RO_2} + 18,02 \cdot r_{H_2O} + 28,97 \cdot r_{в}, \quad (2.116)$$

$$\mu_{г} = 28,15 \cdot 0,0908 + 44,01 \cdot 0,0391 + 18,02 \cdot 0,0171 + 28,97 \cdot 0,853 = 29,2961$$

Для нахождения показатели изоэнтропы продуктов сгорания необходимо рассчитать газовую постоянную $R_{г}$ и объемную теплоемкость газов $c^{г}_{p}$. Газовая постоянная рассчитывается по (2.117), кДж/(кг·К):

$$R_{г} = \frac{8,314}{\mu_{г}} = \frac{8,314}{29,2961} = 0,2838 \quad (2.117)$$

Объемная теплоемкость газов перед турбиной, кДж/(м^3·°С):

$$c'^{г}_{p} = \frac{h_c}{t_c} = \frac{1890,316}{1300} = 1,4541 \quad (2.118)$$

Зная определенную по формуле (2.115) плотность газов, определим массовую теплоемкость газов перед турбиной, кДж/(м^3·°С):

$$c^{г}_{p} = \frac{c'^{г}_{p}}{\rho_c} = \frac{1,4541}{1,3073} = 1,1123 \quad (2.119)$$

Показатель изоэнтропы продуктов сгорания определяем по следующей формуле:

$$m_{г} = \frac{R_{г}}{c^{г}_{p}} = \frac{0,2838}{1,1123} = 0,255 \quad (2.120)$$

2.2.3 Расчет параметров продуктов сгорания в процессе расширения в турбине

В начале расчета рассчитываем абсолютную температуру продуктов сгорания в конце процесса расширения T_d, К:

$$T_d = T_c \cdot (1-(1-\delta^{-m_г}) \cdot \eta_{oi}^T = 1573 \cdot (1-(1-19,095^{-0,255}) \cdot 0,88 = 840,987, \quad (2.121)$$

где T_c – абсолютная температура продуктов сгорания на входе в турбину, которая определяется по (2.122), К; δ – действительная степень сжатия в основном компрессоре, определяемая с учетом потери давления по (2.123); η_{oi}^T – внутренний относительный КПД турбины (см. таблицу 5).

$$T_c = t_c + 273 = 1300 + 273 = 1573, \quad (2.122)$$

$$\delta = \varepsilon_K \cdot \lambda_n = 20,1 \cdot 0,95 = 19,095, \quad (2.123)$$

где λ_n – коэффициент потери давления во входных и выходных патрубках турбины.

Температура газов после турбины, °С:

$$\theta_d = T_d - 273 = 840,987 - 273 = 567,987 \quad (2.124)$$

Объемные теплоемкости компонентов продуктов сгорания за турбиной при температуре θ_d, кДж/(м^3·°С):

$$c_{RO_2}(\theta_d) = 1,928406 + (2,0397 - 1,928406) \cdot \frac{\theta_d - 400}{200}, \quad (2.125)$$

$$c_{RO_2}(\theta_d) = 1,928406 + (2,0397 - 1,928406) \cdot \frac{567,987 - 400}{200} = 2,0219,$$

$$c_{H_2O}(\theta_d) = 1,564398 + (1,613769 - 1,564398) \cdot \frac{\theta_d - 400}{200}, \quad (2.126)$$

$$c_{H_2O}(\theta_d) = 1,564398 + (1,613769 - 1,564398) \cdot \frac{567,987 - 400}{200} = 1,6059,$$

$$c_{N_2}(\theta_d) = 1,31545 + (1,339298 - 1,31545) \cdot \frac{\theta_d - 400}{200}, \quad (2.127)$$

$$c_{N_2}(\theta_d) = 1,31545 + (1,339298 - 1,31545) \cdot \frac{567,987 - 400}{200} = 1,3355,$$

$$c_в(\theta_d) = 1,328002 + (1,355616 - 1,328002) \cdot \frac{\theta_d - 400}{200}, \quad (2.128)$$

$$c_в(\theta_d) = 1,328002 + (1,355616 - 1,328002) \cdot \frac{567,987 - 400}{200} = 1,3512$$

Аналогично (2.112–2.114) рассчитываем энтальпию выхлопных газов после турбины при температуре θ_d, кДж/м^3:

$$h'_d = (c_{RO_2}(\theta_d) \cdot r_{RO_2} + c_{H_2O}(\theta_d) \cdot r_{H_2O} + c_{N_2}(\theta_d) \cdot r_{N_2} + c_в(\theta_d) \cdot r_в) \cdot \theta_d, \quad (2.129)$$

$$h'_d = (2,0219 \cdot 0,0391 + 1,6059 \cdot 0,0171 + 1,3355 \cdot 0,0908$$

$$+1,3512 \cdot 0,853) \cdot 567,987 = 784,014$$

Действительная энтальпия газов на выходе из ГТУ, кДж/м^3:

$$h_d = h'_d - h^г(25°C) = 784,014 - 32,8302 = 751,1842 \quad (2.130)$$

Дополнительно найдем массовую энтальпию газов за турбиной, которая затем понадобится при расчете котла–утилизатора, кДж/кг:

$$I_d = \frac{h_d}{\rho_г} = \frac{751,1842}{1,3078} = 574,3877 \quad (2.131)$$

где $\rho_г$ – плотность газов при нормальных условиях.

Объемная теплоемкость газов за турбиной (перед котлом–утилизатором), кДж/(м^3·°С):

$$c'^г_d = \frac{h_d}{\theta_d} = \frac{751,1842}{567,987} = 1,3325 \quad (2.132)$$

Массовая теплоемкость газов за турбиной (перед котлом–утилизатором), кДж/(кг·°С):

$$c^г_d = \frac{I_d}{\theta_d} = \frac{574,3877}{567,987} = 1,0113 \quad (2.133)$$

Как и в случае с [2.2.2], в конце данного подраздела расчета обязательным условием является нахождение среднего показателя изоэнтропы, который рассчитывается через среднюю массовую теплоемкость продуктов сгорания в процессе расширения в турбине. Для начала определим среднюю объемную теплоемкость процесса расширения турбины, кДж/(м^3·°С):

$$c'^г_{pcp} = \frac{h_c - h_d}{t_c - t_d} = \frac{1890,3159 - 751,1842}{1300 - 567,987} = 1,5562 \quad (2.134)$$

Средняя массовая теплоемкость процесса расширения турбины, кДж/(кг·°С):

$$c^г_{pcp} = \frac{c'^г_{pcp}}{\rho_г} = \frac{1,5562}{1,3078} = 1,1899 \quad (2.135)$$

Средний показатель степени процесса расширения турбины:

$$m^г_{cp} = \frac{R_г}{c^г_{pcp}} = \frac{0,2838}{1,1899} = 0,2385 \quad (2.136)$$

Так как температура T_d рассчитана по (2.121) с использованием показателя степени изоэнтропы выхлопных газов, определенного в (2.120), то данную часть расчета необходимо выполнять в нескольких итерациях с последующим уточнением найденных показателей. Абсолютная температура продуктов сгорания в конце процесса расширения T_d, К:

$$T_d = T_c \cdot (1 - (1 - \delta^{-m_г}) \cdot \eta^T_{oi}, \quad (2.137)$$

$$T_d = 1573 \cdot (1 - (1 - 19,095^{-0,2385}) \cdot 0,88 = 873,7967$$

Температура газов после турбины, °С:

$$\theta_d = T_d - 273 = 873,7967 - 273 = 600,7967 \quad (2.138)$$

Объемные теплоемкости компонентов продуктов сгорания за турбиной при температуре θ_d, кДж/(м^3·°С):

$$c_{RO_2}(\theta_d) = 2,0397 + (2,129656 - 2,0397) \cdot \frac{\theta_d - 600}{200}, \quad (2.139)$$

$$c_{RO_2}(\theta_d) = 2,0397 + (2,129656 - 2,0397) \cdot \frac{600,7967 - 600}{200} = 2,0401,$$

$$c_{H_2O}(\theta_d) = 1,613769 + (1,666906 - 1,613769) \cdot \frac{\theta_d - 600}{200}, \quad (2.140)$$

$$c_{H_2O}(\theta_d) = 1,613769 + (1,666906 - 1,613769) \cdot \frac{600,7967 - 600}{200} = 1,614,$$

$$c_{N_2}(\theta_d) = 1,339298 + (1,366076 - 1,339298) \cdot \frac{\theta_d - 600}{200}, \quad (2.141)$$

$$c_{N_2}(\theta_d) = 1,339298 + (1,366076 - 1,339298) \cdot \frac{600,7967 - 600}{200} = 1,3394,$$

$$c_{в}(\theta_d) = 1,355616 + (1,38323 - 1,355616) \cdot \frac{\theta_d - 600}{200}, \quad (2.142)$$

$$c_{в}(\theta_d) = 1,355616 + (1,38323 - 1,355616) \cdot \frac{600,7967 - 600}{200} = 1,3557$$

Энтальпия выхлопных газов после турбины при температуре θ_d, кДж/м^3:

$$h'_d = (c_{RO_2}(\theta_d) \cdot r_{RO_2} + c_{H_2O}(\theta_d) \cdot r_{H_2O} + c_{N_2}(\theta_d) \cdot r_{N_2} + c_{в}(\theta_d) \cdot r_{в}) \cdot \theta_d, \quad (2.143)$$

$$h'_d = (2,0401 \cdot 0,0391 + 1,614 \cdot 0,0171 + 1,3394 \cdot 0,0908$$

$$+1,3557 \cdot 0,853) \cdot 600,7967 = 832,349$$

Действительная энтальпия газов на выходе из ГТУ, кДж/м^3:

$$h_d = h'_d - h^{г}(25°C) = 832,349 - 32,8302 = 799,5189 \quad (2.144)$$

Дополнительно найдем массовую энтальпию газов за турбиной, которая затем понадобится при расчете котла–утилизатора, кДж/кг:

$$I_d = \frac{h_d}{\rho_{г}} = \frac{799,5189}{1,3078} = 611,3464 \quad (2.145)$$

Объемная теплоемкость газов за турбиной (перед котлом–утилизатором), кДж/(м^3·°С):

$$c'^{г}_d = \frac{h_d}{\theta_d} = \frac{799,5189}{600,7967} = 1,3308 \quad (2.146)$$

Массовая теплоемкость газов за турбиной (перед котлом–утилизатором), кДж/(кг·°С):

$$c_d^{г} = \frac{I_d}{\theta_d} = \frac{611,3464}{600,7967} = 1,0176 \quad (2.147)$$

Средняя объемная теплоемкость процесса расширения турбины, кДж/(м^3·°С):

$$c'^{г}_{рср} = \frac{h_c - h_d}{t_c - t_d} = \frac{1890,3159 - 799,5189}{1300 - 600,7967} = 1,5601 \quad (2.148)$$

Средняя массовая теплоемкость процесса расширения турбины, кДж/(кг·°С):

$$c^{г}_{рср} = \frac{c'^{г}_{рср}}{\rho_г} = \frac{1,5601}{1,3078} = 1,1929 \quad (2.149)$$

Средний показатель степени процесса расширения турбины:

$$m^{г}_{ср} = \frac{R_г}{c^{г}_{рср}} = \frac{0,2838}{1,1929} = 0,2379 \quad (2.150)$$

Проведем третью итерацию. Абсолютная температура продуктов сгорания в конце процесса расширения T_d, К:

$$T_d = T_c \cdot (1 - (1 - \delta^{-m_г}) \cdot \eta_{oi}^T = 1573 \cdot (1 - (1 - 19,095^{-0,2379}) \cdot 0,88 = 875 \quad (2.151)$$

Температура газов после турбины, °С:

$$\theta_d = T_d - 273 = 875 - 273 = 602 \quad (2.152)$$

Объемные теплоемкости компонентов продуктов сгорания за турбиной при температуре θ_d, кДж/(м^3·°С):

$$c_{RO_2}(\theta_d) = 2,0397 + (2,129656 - 2,0397) \cdot \frac{\theta_d - 600}{200}, \quad (2.153)$$

$$c_{RO_2}(\theta_d) = 2,0397 + (2,129656 - 2,0397) \cdot \frac{602 - 600}{200} = 2,0406,$$

$$c_{H_2O}(\theta_d) = 1,613769 + (1,666906 - 1,613769) \cdot \frac{\theta_d - 600}{200}, \quad (2.154)$$

$$c_{H_2O}(\theta_d) = 1,613769 + (1,666906 - 1,613769) \cdot \frac{602 - 600}{200} = 1,6143$$

$$c_{N_2}(\theta_d) = 1,339298 + (1,366076 - 1,339298) \cdot \frac{\theta_d - 600}{200}, \quad (2.155)$$

$$c_{N_2}(\theta_d) = 1,339298 + (1,366076 - 1,339298) \cdot \frac{602 - 600}{200} = 1,3396,$$

$$c_в(\theta_d) = 1,355616 + (1,38323 - 1,355616) \cdot \frac{\theta_d - 600}{200}, \quad (2.156)$$

$$c_в(\theta_d) = 1,355616 + (1,38323 - 1,355616) \cdot \frac{602 - 600}{200} = 1,3559$$

Энтальпия выхлопных газов после турбины при температуре θ_d, кДж/м^3:

$$h'_d = (c_{RO_2}(\theta_d)\cdot r_{RO_2} + c_{H_2O}(\theta_d)\cdot r_{H_2O} + c_{N_2}(\theta_d)\cdot r_{N_2} + c_в(\theta_d)\cdot r_в)\cdot\theta_d, \quad (2.157)$$

$$h'_d = (2,0406\cdot 0,0391 + 1,6143\cdot 0,0171 + 1,3396\cdot 0,0908$$
$$+1,3559\cdot 0,853)\cdot 602 = 834,127$$

Действительная энтальпия газов на выходе из ГТУ, кДж/м^3:

$$h_d = h'_d - h^г(25°C) = 834,127 - 32,8302 = 801,2971 \quad (2.158)$$

Дополнительно найдем массовую энтальпию газов за турбиной, которая затем понадобится при расчете котла–утилизатора, кДж/кг:

$$I_d = \frac{h_d}{\rho_г} = \frac{801,2971}{1,3078} = 612,7061 \quad (2.159)$$

Объемная теплоемкость газов за турбиной (перед котлом–утилизатором), кДж/(м^3·°С):

$$c'^{г}_d = \frac{h_d}{\theta_d} = \frac{801,2971}{602} = 1,3311 \quad (2.160)$$

Массовая теплоемкость газов за турбиной (перед котлом–утилизатором), кДж/(кг·°С):

$$c^г_d = \frac{I_d}{\theta_d} = \frac{612,7061}{602} = 1,0176 \quad (2.161)$$

Средняя объемная теплоемкость процесса расширения турбины, кДж/(м^3·°С):

$$c'^{г}_{рср} = \frac{h_c - h_d}{t_c - t_d} = \frac{1890,3159 - 801,2971}{1300 - 602} = 1,5602 \quad (2.162)$$

Средняя массовая теплоемкость процесса расширения турбины, кДж/(кг·°С):

$$c^г_{рср} = \frac{c'^{г}_{рср}}{\rho_г} = \frac{1,5602}{1,3078} = 1,193 \quad (2.163)$$

Средний показатель степени процесса расширения турбины:

$$m^г_{ср} = \frac{R_г}{c^г_{рср}} = \frac{0,2838}{1,193} = 0,2379 \quad (2.164)$$

Так как расхождения между значениями показателя степени изоэнтропы для выхлопных газов $m^г_{ср}$, в (2.150) и (2.164) нет, то можно перейти к следующей части данного раздела расчета.

Зная действительную энтальпию продуктов сгорания в начале и конце процесса расширения в турбине, можно рассчитать полезно использованный теплоперепад процесса расширения, кДж/м^3:

$$H_i^T = h_c - h_d = 1890,3159 - 801,2971 = 1089,019 \quad (2.165)$$

Имея внутренний относительный КПД турбины η_{oi}^T (см. таблицу 5), находим располагаемый теплоперепад в турбине, кДж/м^3:

$$H_0^T = \frac{H_i^T}{\eta_{oi}^T} = \frac{1089,019}{0,88} = 1237,5214 \quad (2.166)$$

Определим работу, затраченную на сжатие воздуха в основном компрессоре ГТУ, кДж/м^3:

$$H_i^K = h_{b_1} - h_a = 583,4654 - (-6,4923) = 589,9577 \quad (2.167)$$

Тогда полезная работа ГТУ определяется по (2.168), кДж/м^3:

$$H_e = H_i^T \cdot \eta_M - b \cdot H_i^K, \quad (2.168)$$

где η_M – механический КПД, учитывающий потери на трение; b – коэффициент, учитывающий утечки воздуха, определяется по (2.169).

$$b = \frac{(1+\alpha_y)\cdot\alpha\cdot V_0^в}{1+\alpha\cdot V_0^в} = \frac{(1+0,01)\cdot 12,7396\cdot 0,9723}{1+12,7396\cdot 0,9723} = 0,9346, \quad (2.169)$$

где α_y – доля утечки воздуха.

Полезная работа ГТУ по (2.168), кДж/м^3:

$$H_e = 1089,019\cdot 0,99 - 0,9346\cdot 589,9577 = 526,7816$$

Можем перейти к нахождению объемного расхода газов на турбину, м^3/с:

$$G_T = \frac{N_э^{ГТУ}}{H_e\cdot\eta_{ЭГ}} = \frac{329000}{526,7816\cdot 0,985} = 634,0581, \quad (2.170)$$

где $\eta_{ЭГ}$ – КПД генератора.

Объемный расход воздуха, который нужно подать компрессором, с учетом утечек, м^3/с:

$$G_K = b\cdot\left(G_T + \frac{G_{возд}^{ГТ}}{\rho_в}\right) = 0,9346\cdot\left(634,0581 + \frac{40,3182}{1,293}\right) = 621,7024 \quad (2.171)$$

Определяется мощность, которую развивает турбина, кВт:

$$N_T = G_T\cdot H_i^T = 634,0581\cdot 1089,019 = 690501,2195 \quad (2.172)$$

Мощность, потребляемая компрессором, кВт:

$$N_K = G_K\cdot H_i^K = 621,7024\cdot 589,9577 = 366778,1043 \quad (2.173)$$

Коэффициент полезной работы рассчитывается по формуле:

$$\varphi = \frac{N_T - N_K}{N_T} = \frac{690501,2195 - 366778,1043}{690501,2195} = 0,4688 \quad (2.174)$$

Перед определением электрического КПД ГТУ необходимо найти расход синтез–газа $B_{с-г}$, подаваемого в камеру сгорания, и угля $B_{ВК_1}$, который подается

в конвективную воздухонагревательную установку для нагрева циклового воздуха.

Расход синтез–газа без учета охлаждения турбины, м^3/с:

$$B_{с-г} = \frac{G_T}{1+\alpha \cdot V_в^0} = \frac{634,0581}{1+12,7396 \cdot 0,9723} = 47,3638 \quad (2.175)$$

Расход угля, необходимого для нагрева циклового воздуха, кг/с:

$$B_{КВУ_1} = \frac{G_T \cdot \left(h_{b_2} - h_{b_1}\right)}{Q_{Н.уг}^P \cdot \eta_{КВУ}} = \frac{634,0581 \cdot \left(1223,9559 - 583,4654\right)}{15280 \cdot 0,9} = 29,5308, \quad (2.176)$$

где $Q_{Н.уг}^P$ – теплота сгорания Бородинского угля 2Б, кДж/кг; $\eta_{КВУ}$ – КПД конвективной воздухонагревательной установки.

Зная все необходимые данные, определяем электрический КПД ГТУ без учета охлаждения турбины:

$$\eta_э^{ГТУ} = \frac{(N_T - N_K) \cdot \eta_{ЭГ}}{B_{с-г} \cdot Q_{Н.с-г.}^P + B_{КВУ_1} \cdot Q_{Н.уг}^P}, \quad (2.177)$$

$$\eta_э^{ГТУ} = \frac{\left(690501,2195 - 366778,1043\right) \cdot 0,99}{47,3638 \cdot 7387,172 + 29,5308 \cdot 15280} = 0,398 \quad (2.178)$$

2.2.4 Расчет коэффициента полезного действия ГТУ с учетом охлаждения турбины

Определяется доля расхода воздуха, отбираемого после компрессора на охлаждение турбины, по (2.179):

$$g_в^{охл} = 0,02 + 0,32 \cdot 10^{-3} \cdot \left(t_c - t_w\right), \quad (2.179)$$

где t_w – предельно допустимая температура металла лопаток, °С.

$$g_в^{охл} = 0,02 + 0,32 \cdot 10^{-3} \cdot \left(1300 - 850\right) = 0,164$$

Определим снижение эффективности работы турбину через коэффициент снижения эффективности работы по следующей формуле:

$$\gamma = \frac{1}{\varphi} \cdot \left(1 - \varphi - \frac{z-1}{z} \cdot \frac{T_{b_1}}{T_2^г}\right) + \frac{0,6}{4 \cdot \varphi}, \quad (2.180)$$

где z – количество ступеней турбины (см. таблицу 5); $T_2^г$ – ориентировочная температура продуктов сгорания на входе во вторую ступень, куда сбрасывается охлаждающий воздух, определяется по (2.181), °С:

$$T_2^г = T_c - \frac{1}{z} \cdot \frac{H_i^T}{\rho_г \cdot c_{pcp}^г} = 1573 - \frac{1}{4} \cdot \frac{1089,019}{1,3078 \cdot 1,193} = 1398,5, \quad (2.181)$$

$$\gamma = \frac{1}{0,4688} \cdot \left(1 - 0,4688 - \frac{4-1}{4} \cdot \frac{733,8645}{1398,5}\right) + \frac{0,6}{4 \cdot 0,4688} = 0,6135$$

Полезная работа ГТУ с учетом охлаждения турбины, кДж/м^3:

$$H_e^{охл} = H_e \cdot (1 - \gamma \cdot g_в^{охл}) = 526,7816 \cdot (1 - 0,6135 \cdot 0,164) = 483,5763 \quad (2.182)$$

Пересчитаем механический КПД ГТУ с учетом снижения эффективности работы ГТУ:

$$\eta_M^{ГТУ} = 1 - \frac{1 - \eta_M}{\varphi} = 1 - \frac{1 - 0,99}{0,4688} = 0,9787 \quad (2.183)$$

Объемный расход продуктов сгорания, подаваемый на турбину, м^3/с:

$$G_T^{охл} = \frac{N_э^{ГТУ}}{H_e^{охл} \cdot \eta_M^{ГТУ} \cdot \eta_{ЭГ}} = \frac{329000}{483,5763 \cdot 0,9787 \cdot 0,985} = 705,7621 \quad (2.184)$$

Определим расход воздуха, подаваемого в камеру сгорания с учетом охлаждения турбины, м^3/с:

$$G_{КС}^{охл} = \frac{\alpha \cdot V_в^0}{1 + \alpha \cdot V_в^0} \cdot G_T^{охл} = \frac{12,7396 \cdot 0,9723}{1 + 12,7396 \cdot 0,9723} \cdot 705,7621 = 653,042 \quad (2.185)$$

Необходимый расход воздуха, подаваемый компрессором, с учетом охлаждения турбины, м^3/с:

$$G_K^{охл} = (b + g_в^{охл}) \cdot G_T^{охл} = (0,9346 + 0,164) \cdot 705,7621 = 775,3174 \quad (2.186)$$

Массовый расход воздуха на выходе из турбины или же подаваемый на котел–утилизатор с учетом воздуха, сбрасываемого в проточную часть турбины, кг/с:

$$G_{КУ} = (1 + g_в^{охл}) \cdot G_T^{охл} \cdot \rho_г = (1 + 0,164) \cdot 705,7621 \cdot 1,3078 = 1074,367 \quad (2.187)$$

Так как при организации охлаждения турбины снижается эффективность ее работы, то необходимо пересчитать мощность, развиваемую турбиной и потребляемую компрессором, кВт:

$$N_T = G_T^{охл} \cdot H_i^T = 705,7621 \cdot 1089,019 = 768588,2411, \quad (2.188)$$

$$N_K = G_K^{охл} \cdot H_i^K = 621,7024 \cdot 589,9577 = 457404,4989 \quad (2.189)$$

Также пересчитываем расход синтез–газа в камеру сгорания, кг/с:

$$B_{с-г}^{охл} = \frac{G_T^{охл}}{1 + \alpha \cdot V_в^0} = \frac{705,7621}{1 + 12,7396 \cdot 0,9723} = 68,9507, \quad (2.190)$$

Расход угля, необходимого для подогрева циклового воздуха до t_{b_2}, пересчитываем аналогично (2.176), кг/с:

$$B_{КВУ_1} = \frac{G_T^{охл} \cdot \left(h_{b_2} - h_{b_1}\right)}{Q_{Н.уг}^P \cdot \eta_{КВУ}} = \frac{705,7621 \cdot (1223,9559 - 583,4654)}{15280 \cdot 0,9} = 33,2467 \quad (2.191)$$

Тогда электрический КПД ГТУ с учетом охлаждения турбины:

$$\eta_э^{ГТУохл} = \eta_э^{ГТУ} \cdot (1 - \gamma \cdot g_в^{охл}) = 0,358 \quad (2.192)$$

2.3 Расчет дожимного компрессора

Целью расчета является определение мощности, потребляемой дожимным компрессором, для создания давления дутьевого воздуха, подаваемого в газогенератор, $P_{дв} = 2,5$ *МПа* и нахождение расхода угля на догрев этого воздуха до температуры $t_{дв} = 900$ °С.

Сначала нужно определить абсолютную температуру дутьевого воздуха после дожимного компрессора, зная давление дутьевого воздуха после него, К:

$$T_{дв_1} = \left(\frac{P_{дв}}{P_K}\right)^{m_в} \cdot \left(t_{b_1} + 273\right) = \left(\frac{2,5}{2,01}\right)^{0,2773} \cdot \left(460,8645 + 273\right) = 779,631, \quad (2.193)$$

где P_K – давление, создаваемое основным компрессором ГТУ, МПа.

Температура дутьевого воздуха после дожимного компрессора, °С:

$$t_{дв_1} = T_{дв_1} - 273 = 779,631 - 273 = 506,631 \quad (2.194)$$

Рассчитываем массовую энтальпию дутьевого воздуха после дожимного компрессора, кДж/кг:

$$h_{дв_1} = V_B^0 \cdot \alpha_{ГГ} \cdot t_{дв_1} \cdot c_{дв_1} = 4,1492 \cdot 0,32 \cdot 506,631 \cdot 1,3363 = 903,2195, \quad (2.195)$$

где V_B^0 – теоретически необходимый объем воздуха, необходимый для полного сгорания 1 кг угля, м^3/кг; $\alpha_{ГГ}$ – коэффициент избытка воздуха в газогенераторе; $c_{дв_1}$ – теплоемкость дутьевого воздуха после дожимного компрессора, рассчитывается по (2.196), в соответствии с данными таблицы 6, кДж/(м^3·°С).

$$c_{дв_1} = 1,328002 + (1,355616 - 1,328002) \cdot \frac{t_{дв_1} - 400}{200}, \quad (2.196)$$

$$c_{дв_1} = 1,328002 + (1,355616 - 1,328002) \cdot \frac{506,631 - 400}{200} = 1,3427$$

Энтальпия воздуха до дожимного компрессора, кДж/кг:

$$h_{b_1} = V_B^0 \cdot \alpha_{ГГ} \cdot t_{b_1} \cdot c_p^в(t_{b_1}) = 4,1492 \cdot 0,32 \cdot 460,8645 \cdot 1,3364 = 817,76 \quad (2.197)$$

Таким образом, мощность, которую потребляет дожимной компрессор, кВт:

$$N_{ДК} = G_{возд}^{ГГ} \cdot (h_{дв1} - h_{b_1}) = 40,3182 \cdot (903,2195 - 817,76) = 3445,572 \quad (2.198)$$

Расход угля на нагрев дутьевого воздуха в конвективной воздухонагревательной установке до температуры $t_{дв}$ определяется по следующей формуле, кг/с:

$$B_{КВУ_2} = \frac{G_{возд}^{ГТ} \cdot \left(h_{дв_2} - h_{дв_1}\right)}{Q_{Н.уг}^{Р} \cdot \eta_{КВУ}}, \quad (2.199)$$

$$B_{КВУ_2} = \frac{40,3182 \cdot (1703,9267 - 903,2195)}{15280 \cdot 0,9} = 2,3475$$

2.4 Комплексный расчет трехконтурного котла–утилизатора

В качестве исходных данных для теплового и конструкторского расчетов котла–утилизатора, помимо таких данных, как температура продуктов сгорания на входе в котел θ_d, °С, массовая энтальпия продуктов сгорания на входе в котел I_d, кДж/кг, расход выхлопных газов на котел–утилизатор $G_{КУ}$, кг/с, понадобятся технические характеристики трехконтурного котла–утилизатора КГТ–258/310/35–15/3,14/0,44, представленные в таблице 7, а также давление пара на входе в конденсатор турбины SST–3000 $P_к$, равное 5 кПа.

Таблица 7 – Технические характеристики котла–утилизатора КГТ–258/310/35–15/3,14/0,44

Характеристика	Значение
Контур высокого давления	
Давление свежего пара $P_0^{ВД}$, МПа	15
Температура свежего пара $t_0^{ВД}$, °С	540
Контур среднего давления	
Давление пара на выходе $P_0^{СД}$, МПа	3,55
Температура пара на выходе $t_0^{СД}$, °С	345
Промежуточный перегрев	
Давление пара на выходе $P_{пп}$, МПа	3,14
Температура пара на выходе $t_{пп}$, °С	535
Контур низкого давления	
Давление пара на выходе $P_0^{НД}$, МПа	0,44
Температура пара на выходе $t_0^{НД}$, °С	263,2

2.4.1 Тепловой расчет котла–утилизатора

Целью этой части расчета является определение расходов пара высокого $D_0^{ВД}$, среднего $D_0^{СД}$ и низкого $D_0^{НД}$ давления, расхода греющего пара на

деаэратор $D_Д$, а также расхода рециркуляции конденсата D_p и энтальпии уходящих газов $I_{ух}^{КУ}$.

Методика нахождения расходов пара высокого $D_0^{ВД}$, среднего $D_0^{СД}$ и низкого $D_0^{НД}$ давления и расхода греющего пара на деаэратор $D_Д$ состоит в условном разделении газохода котла на четыре части сечениями А–А, В–В, С–С, проходящими через пинч–точки, как это показано на рисунке 8, и составлении для них уравнения теплового баланса. Присоединив к этим уравнениям тепловые балансы для деаэратора и точки смешения на входе в газовый подогреватель конденсата, можно получить все необходимые расходы.

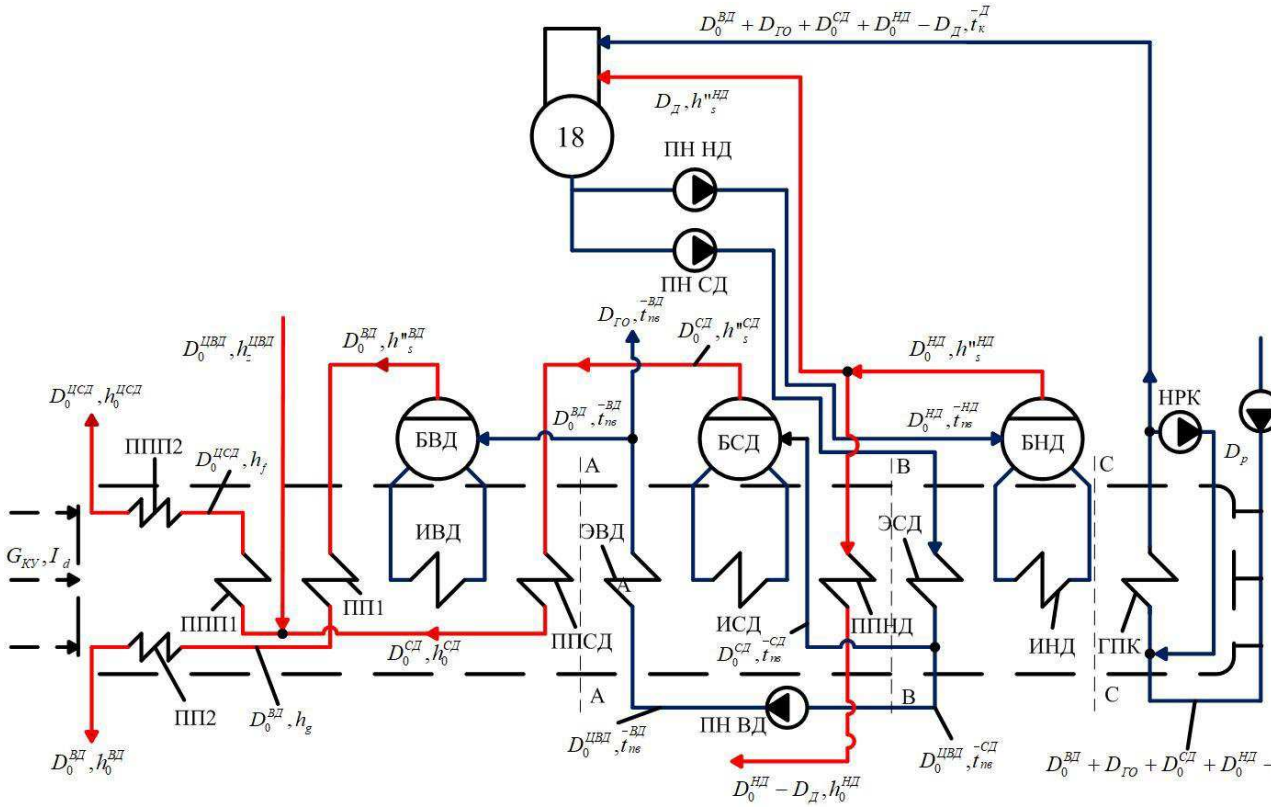


Рисунок 8 – Схема трехконтурного котла–утилизатора

При составлении тепловых балансов понадобятся энтальпии газов на входе в каждую поверхность нагрева, которые показаны в таблице 8.

Таблица 8 – Энтальпии продуктов сгорания

Температура, °С	Энтальпия, кДж/кг
200	234,1613
400	477,9329
600	733,5122
800	999,6659
1000	1274,135

Продолжение таблицы 8

1200	1555,324
1400	1841,348
1600	2131,596
1800	2425,026
2000	2719,357
2200	3016,204
2400	3319,502

Перед составлением тепловых балансов для поверхностей нагрева котла–утилизатора рассчитаем расход воды, который подается на газоохладитель и в котором образуется пар с энтальпией, равной энтальпии пара $h_0^{ВД}$ на выходе из основного пароперегревателя. Зная расход и энтальпию синтез–газа на входе и выходе из газоохладителя, можно из уравнения теплового баланса для него выразить необходимый расход, кг/с:

$$D_{ГО} = \frac{B_{с-г}^{охл} \cdot \left(H_{1100с-г} - H'_{с-г}\right)}{h_0^{ВД} - \bar{t}_{пв}^{ВД}}, \quad (2.200)$$

где $h_0^{ВД}$ – энтальпия свежего пара на входе в ЦВД турбины, при давлении $P_0^{ВД}$ и температуре $t_0^{ВД}$ кДж/кг; $\bar{t}_{пв}^{ВД}$ – энтальпия питательной воды на выходе из экономайзера высокого давления при давлении $P_0^{ВД}$ и температуре $t_{пв}^{ВД}$, °С, которая рассчитывается по (2.201), кДж/кг.

$$t_{пв}^{ВД} = t_s^{ВД} - \Delta t_б^{ВД} = 342{,}158 - 5 = 337{,}158, \quad (2.201)$$

где $t_s^{ВД}$ – температура насыщения в барабане высокого давления, °С; $\Delta t_б^{ВД}$ – недогрев до температуры насыщения в барабане высокого давления, °С.

$$D_{ГО} = \frac{68{,}9507 \cdot (2295{,}5275 - 511{,}3783)}{3423{,}224 - 1411{,}3434} = 59{,}92$$

Рассмотрим первый участок газохода котла до сечения А–А, он показан на рисунке 9.

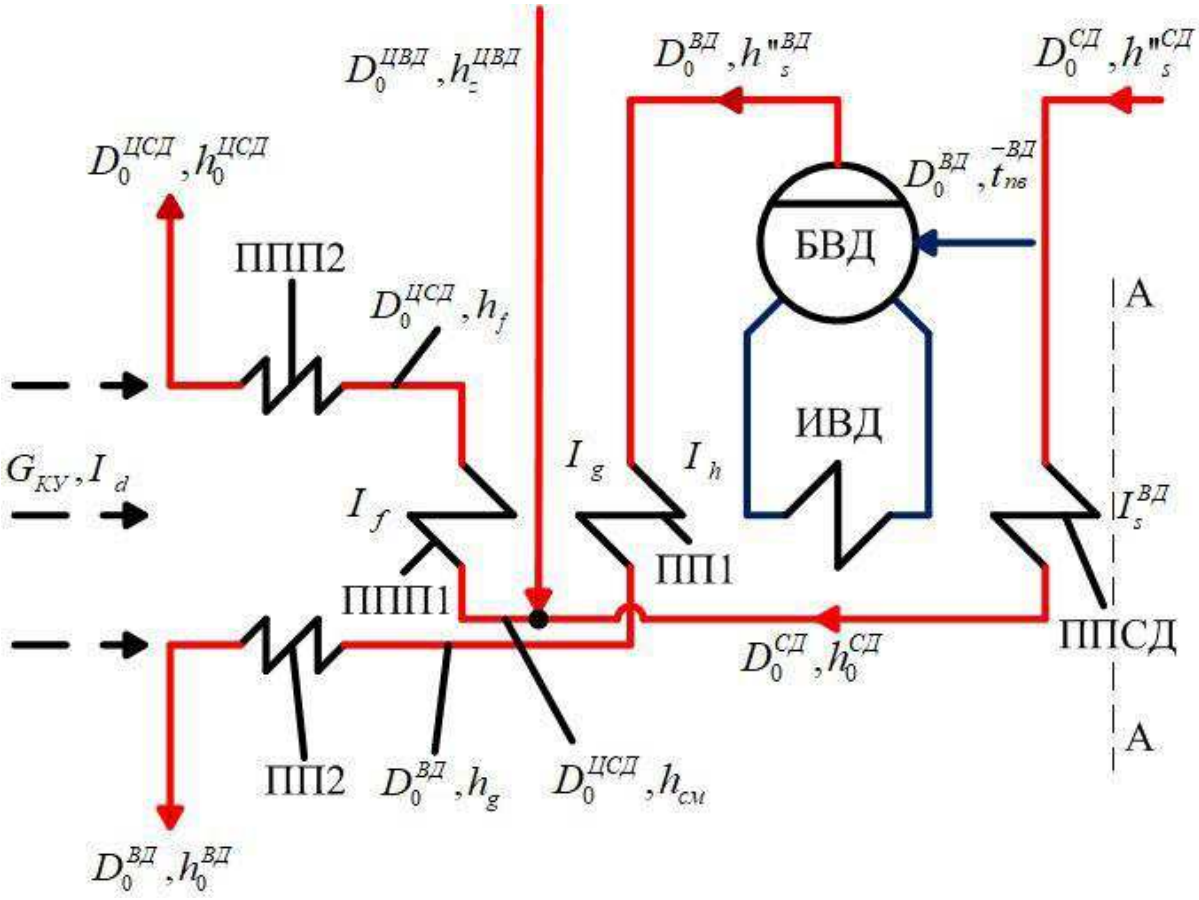


Рисунок 9 – Схема газохода котла до сечения А–А

Составим уравнение теплового баланса для данного участка газохода:

$$G_{КУ} \cdot (I_d - I_s^{ВД}) = D_0^{ВД} \cdot (h_0^{ВД} - \bar{t}_{пв}^{ВД}) + D_0^{СД} \cdot (h_0^{ЦСД} - h''^{СД}_s) + (D_0^{ВД} + D_{ГО)} \cdot (h_0^{ЦСД} - h_z^{ЦВД}), \quad (2.202)$$

где $h_0^{ЦСД}$ – энтальпия пара на выходе из промежуточного пароперегревателя или же на входе в ЦСД турбины при давлении $P_{пп}$ и температуре $t_{пп}$, кДж/кг; $h''^{СД}_s$ – энтальпия насыщенного пара при давлении $P_0^{СД}$, кДж/кг; $h_z^{ЦВД}$ – действительная энтальпия пара на выходе из ЦВД, рассчитывается по (2.203); $I_s^{ВД}$ – энтальпия газов в пинч–точке А (на выходе из ППСД), кДж/кг, определяется по (2.206).

$$h_z^{ЦВД} = h_0^{ВД} - (h_0^{ВД} - h_{zt}^{ЦВД}) \cdot \eta_{oi}^{ЦВД}, \quad (2.203)$$

где $h_{zt}^{ЦВД}$ – энтальпия пара в конце теоретического процесса расширения пара в ЦВД, кДж/кг; $\eta_{oi}^{ЦВД}$ – внутренний относительный КПД ЦВД турбины,

определяется по упрощенной формуле (2.204), предварительно рассчитав расход пара на выходе из основного пароперегревателя $D_0^{ВД}$.

$$\eta_{oi}^{ЦВД} = \left(0{,}92 - \frac{0{,}2}{D_0^{ВД} \cdot v_{ср}^{ЦВД}}\right) \cdot \left(1 + \frac{(h_0^{ВД} - h_{zt}^{ЦВД}) - 700}{20000}\right), \quad (2.204)$$

где $v_{ср}^{ЦВД}$ – средний удельный объем пара в процессе расширения в ЦВД, рассчитанный по (2.205), м^3/кг.

$$v_{ср}^{ЦВД} = \left(v_0^{ВД} \cdot v_{zt}^{ЦВД}\right)^{0,5} = \left(0{,}02254 \cdot 0{,}069262\right)^{0,5} = 0{,}0395 \quad (2.205)$$

где $v_0^{ВД}$ – удельный объем свежего пара, м^3/кг; $v_{zt}^{ЦВД}$ – удельный объем пара в конце процесса расширения пара в ЦВД при давлении $P_0^{СД}$ и энтальпии $h_{zt}^{ЦВД}$, м^3/кг.

$$\eta_{oi}^{ЦВД} = \left(0{,}92 - \frac{0{,}2}{125{,}728 \cdot 0{,}0395}\right) \cdot \left(1 + \frac{(3423{,}224 - 3005{,}757) - 700}{20000}\right) = 0{,}8673$$

Тогда по (2.203) действительная энтальпия пара в конце процесса расширения:

$$h_z^{ЦВД} = 3423{,}224 - (3423{,}224 - 3005{,}757) \cdot 0{,}8673 = 3061{,}149$$

Энтальпия газов в пинч–точке А определяется с использованием таблицы 8 при температуре $\theta_s^{ВД}$, которую принимаем равной температуре $t_0^{СД}$ пара на выходе из контура среднего давления по рекомендациям, данным в [3, с. 159], кДж/кг:

$$I_s^{ВД} = 234{,}1613 + (477{,}9329 - 234{,}1613) \cdot \frac{\theta_s^{ВД} - 200}{200}, \quad (2.206)$$

$$I_s^{ВД} = 234{,}1613 + (477{,}9329 - 234{,}1613) \cdot \frac{345 - 200}{200} = 410{,}8957$$

Второй участок между сечениям А–А и В–В продемонстрирован на рисунке 10.

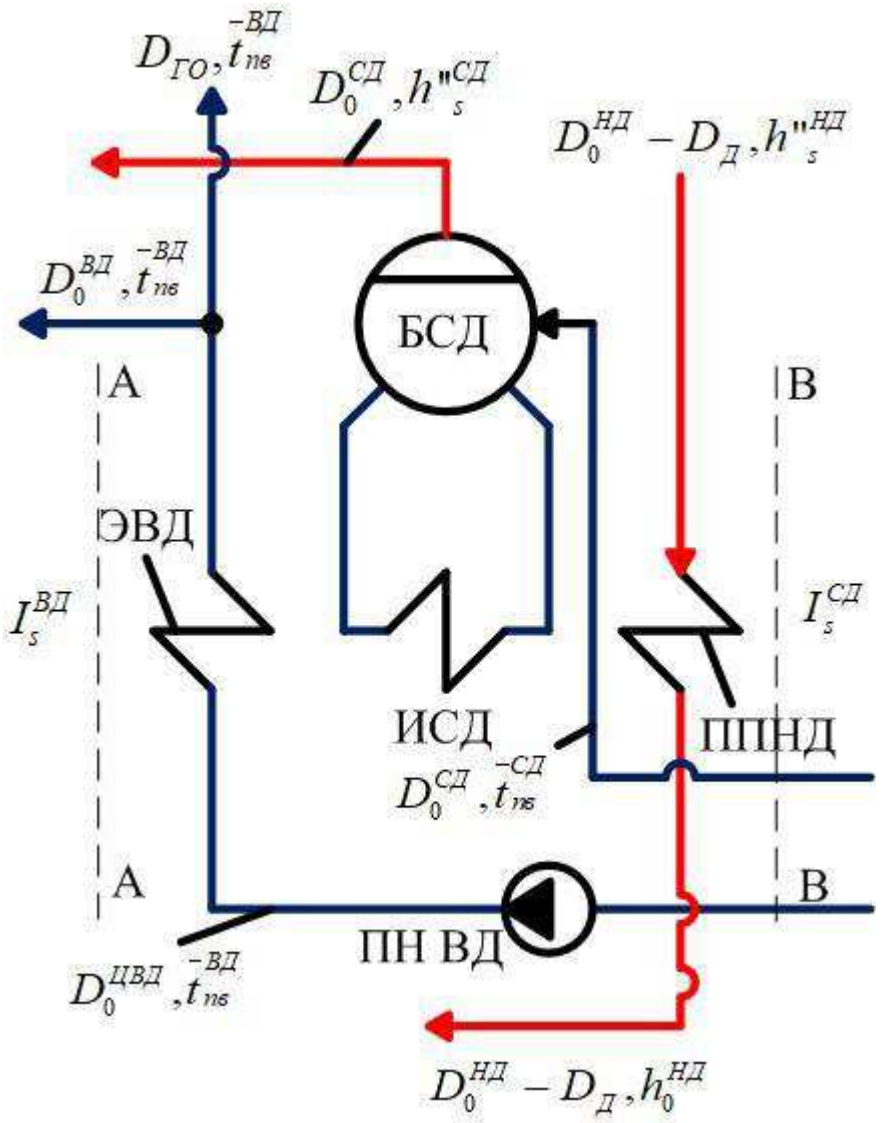


Рисунок 10 – Схема газохода котла между сечениям А–А и В–В

Уравнение теплового баланса для этого участка выглядит следующим образом:

$$G_{КУ} \cdot (I_s^{ВД} - I_s^{СД}) = (D_0^{ВД} + D_{ГО}) \cdot (\bar{t}^{ВД}_{пв} - \bar{t}^{СД}_{пв}) + D_0^{СД} \cdot (h''^{СД}_s - \bar{t}^{СД}_{пв}) + (D_0^{НД} - D_{Д)} \cdot (h_0^{НД} - h''^{НД}_s), \quad (2.207)$$

где $I_s^{СД}$ – энтальпия газов в пинч–точке В (на выходе из ППНД), кДж/кг, определяется по (2.209); $\bar{t}^{СД}_{пв}$ – энтальпия питательной воды при давлении $P_0^{СД}$ и температуре $t_{пв}^{СД}$, которая определяется по (2.208), кДж/кг; $h''^{СД}_s$ – энтальпия насыщенного пара среднего давления при давлении $P_0^{СД}$, кДж/кг; $h_0^{НД}$ – энтальпия пара на выходе из контура низкого давления, кДж/кг; $h''^{НД}_s$ – энтальпия насыщенного пара низкого давления при давлении $P_0^{НД}$, кДж/кг.

Температура питательной воды в контуре среднего давления, °С:

$$t_{пв}^{СД} = t_s^{СД} - \Delta t_б^{СД} = 236,401 - 5 = 231,401, \quad (2.208)$$

где $t_s^{СД}$ – температура насыщения в барабане среднего давления, °С; $\Delta t_б^{СД}$ – недогрев до температуры насыщения в барабане среднего давления, °С.

Энтальпия газов в пинч–точке В аналогично формуле (2.206), кДж/кг:

$$I_s^{СД} = 234,1613 + (477,9329 - 234,1613) \cdot \frac{\theta_s^{СД} - 200}{200}, \quad (2.209)$$

где $\theta_s^{СД}$ – температура газов в пинч–точке, так же, как и в (2.206) принимается равной $t_0^{НД}$, °С.

$$I_s^{СД} = 234,1613 + (477,9329 - 234,1613) \cdot \frac{263,2 - 200}{200} = 311,1931$$

На рисунке 11 представлен третий участок газохода между сечениями В–В и С–С.

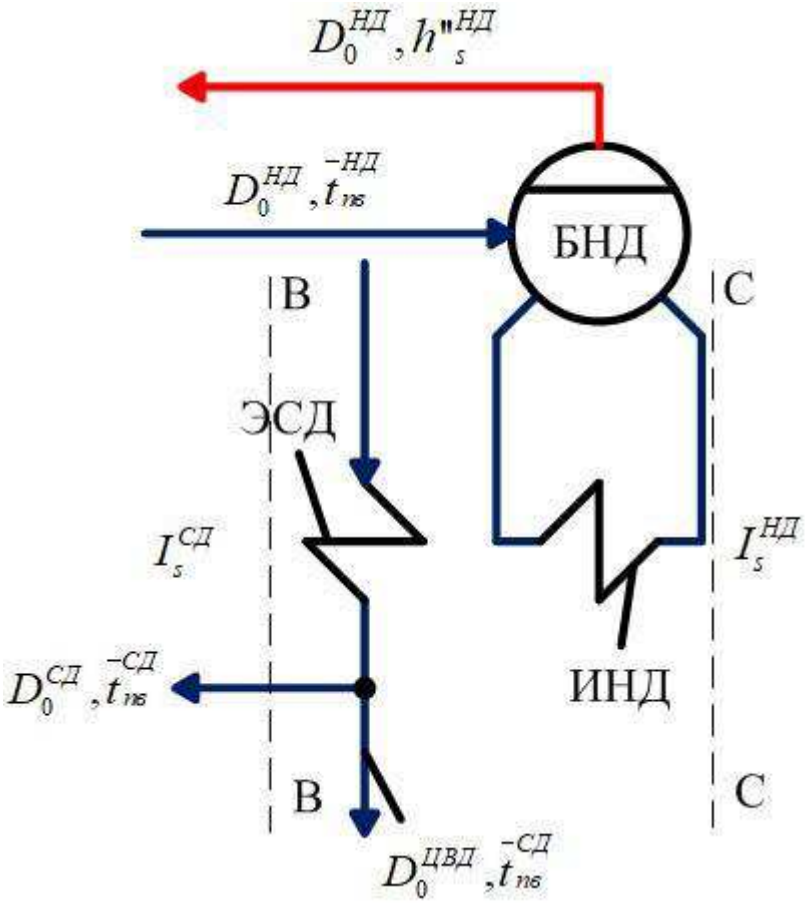


Рисунок 11 – Схема газохода котла–утилизатора между сечениями В–В и С–С

Уравнение теплового баланса для этого участка выглядит следующим образом:

$$G_{КУ} \cdot (I_s^{СД} - I_s^{НД}) = (D_0^{ВД} + D_{ГО} + D_0^{СД}) \cdot (\bar{t}^{ВД}_{пв} - \bar{t}'^{Д}_{s}) + D_0^{НД} \cdot (h''^{НД}_{s} - \bar{t}^{НД}_{пв}), \quad (2.210)$$

где $I_s^{НД}$ – энтальпия газов в пинч–точке С (на выходе из ИНД), кДж/кг, определяется по (2.212); $\bar{t}'^{Д}_s$ – энтальпия деаэрированной воды, равная энтальпии питательной воды НД, при давлении $P_0^{НД}$, кДж/кг; $\bar{t}_{пв}^{НД}$ – энтальпия питательной воды при давлении $P_0^{НД}$ и температуре $t_{пв}^{СД}$, которая определяется по (2.211), кДж/кг.

Температура питательной воды в контуре низкого давления, °С:

$$t_{пв}^{НД} = t_s^{НД} - \Delta t_б^{НД} = 147,081 - 10 = 137,081, \quad (2.211)$$

где $t_s^{НД}$ – температура насыщения в барабане низкого давления, °С; $\Delta t_б^{НД}$ – недогрев до температуры насыщения в барабане низкого давления, °С.

Энтальпия газов в пинч–точке С, кДж/кг:

$$I_s^{НД} = 0 + 234,1613 \cdot \frac{\theta_s^{НД}}{200} = 0 + 234,1613 \cdot \frac{177,081}{200} = 207,3276 \quad (2.212)$$

где $\theta_s^{НД}$ – температура газов в пинч–точке, находим по (2.213), °С.

$$\theta_s^{НД} = t_s^{НД} + \delta t_s^{НД} = 147,081 + 30 = 177,081, \quad (2.213)$$

где $\delta t_s^{НД}$ – температурный напор в пинч–точке, принятый равным 30 °С по рекомендациям в [3].

Уравнение теплового баланса для деаэратора (рис. 12) можно записать в виде:

$$\begin{aligned}&(D_0^{ВД} + D_{ГО} + D_0^{СД} + D_0^{НД} - D_Д) \cdot \bar{t}_к^{Д} + D_Д \cdot h''^{НД}_s \\ &= (D_0^{ВД} + D_{ГО} + D_0^{СД} + D_0^{НД} - D_Д) \cdot h'^{Д}_s,\end{aligned} \quad (2.214)$$

где $\bar{t}_к^{Д}$ – энтальпия конденсата, подогретого в ГПК при температуре $t_к^{Д}$, найденной по (2.215), кДж/кг.

$$t_к^{Д} = t_s^{Д} - \Delta t_Д = 137,081 - 10 = 127,081, \quad (2.215)$$

где $t_s^{Д}$ – температура насыщения в деаэраторе, °С; $\Delta t_Д$ – недогрев до температуры насыщения в деаэраторе, °С.

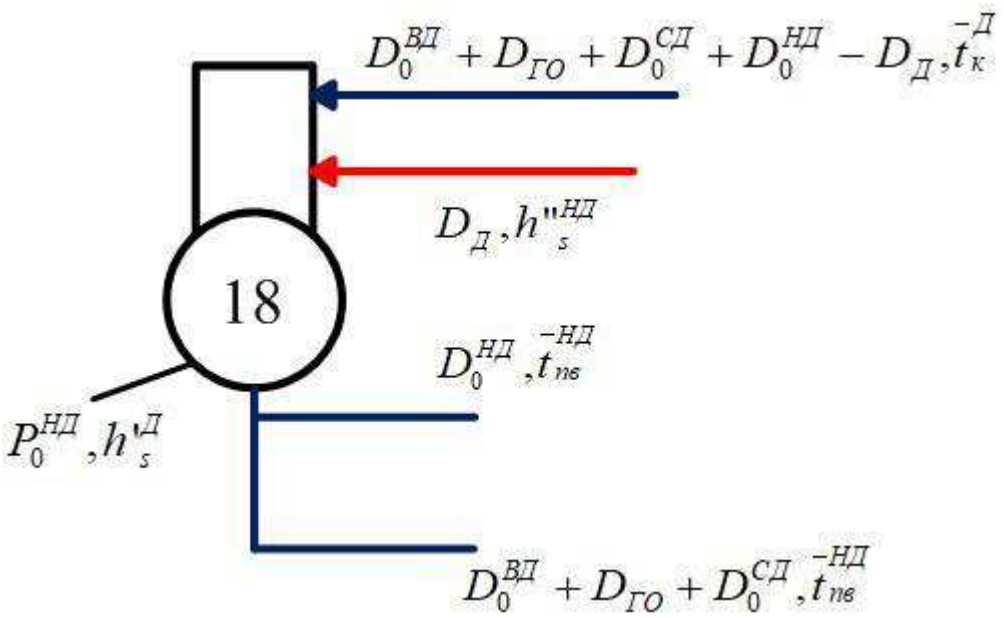


Рисунок 12 – Схема для составления теплового баланса деаэратора

Уравнения тепловых балансов (2.202), (2.207), (2.210) и (2.214) образуют систему уравнений с четырьмя неизвестными, решив которые, получаем необходимые нам расходы пара, кг/с:

$$D_0^{ВД} = 125,728, \quad (2.216)$$

$$D_0^{СД} = 12,044, \quad (2.217)$$

$$D_0^{НД} = 15,465, \quad (2.218)$$

$$D_Д = 4,037 \quad (2.219)$$

Далее рассчитывается количество теплоты, полученное паром или водой от газов, на каждой поверхности нагрева. Параллельно с этим расчетом находится энтальпия и температура газов за каждой поверхностью нагрева. Таким образом, в конце этой части расчета определится энтальпия уходящих газов и расход конденсата, подаваемого на рециркуляцию. Расчет ведется по ходу движения газов, т.е. сначала определим количество теплоты, отданное газами промежуточному пароперегревателю $Q_{ППП_2}$ и основному пароперегревателю $Q_{ПП_2}$ второй ступени по (2.220) и (2.221), кВт:

$$Q_{ПП_2} = D_0^{ВД} \cdot (h_g - h''^{ВД}_s), \quad (2.220)$$

$$Q_{ПП_2} = 125,728 \cdot (3220,1343 - 2610,865) = 25534,149$$

$$Q_{ППП_2} = D_0^{ЦСД} \cdot (h_0^{ЦСД} - h_f), \quad (2.221)$$

где h_g – энтальпия пара высокого давления между первой и второй ступенью основного пароперегревателя, определенная по (2.222) из [3, с.164], кДж/кг; h_f – энтальпия пара между первой и второй ступенью промежуточного

пароперегревателя, определенная по (2.223) из [3, с.164], кДж/кг; $D_0^{ЦСД}$ – расход пара по (2.226) на входе в ЦСД турбины после смешения пара на выходе из ЦВД и из контура среднего давления, кг/с.

$$h_g = h''^{ВД}_s + 0,75 \cdot (h_0^{ВД} - h''^{ВД}_s), \quad (2.222)$$

$$h_g = 2610,865 + 0,75 \cdot (3423,224 - 2610,865) = 3220,134$$

$$h_f = h_{см} + 0,75 \cdot (h_0^{ЦСД} - h_{см}), \quad (2.223)$$

$$h_f = 3089,7352 + 0,75 \cdot (3534,399 - 3089,7352) = 3423,233$$

где $h_{см}$ – энтальпия пара после точки смешения (см. рис.9), находится по (2.224), кДж/кг.

$$h_{см} = \frac{D_0^{ЦВД} \cdot h_z^{ЦВД} + D_0^{СД} \cdot h_0^{СД}}{D_0^{ЦВД} + D_0^{СД}}, \quad (2.224)$$

где $D_0^{ЦВД}$ – расход пара, подаваемый на ЦВД турбины, найденный по (2.225), кг/с.

$$D_0^{ЦВД} = D_0^{ВД} + D_{ГО} = 125,728 + 59,92 = 185,648 \quad (2.225)$$

Тогда энтальпия пара после точки смешения:

$$h_{см} = \frac{185,648 \cdot 3061,149 + 12,044 \cdot 3530,358}{185,648 + 12,044} = 3089,7352$$

Расход пара на ЦСД турбины, кДж/кг:

$$D_0^{ЦСД} = D_0^{ЦВД} + D_0^{СД} = 185,648 + 12,044 = 197,69 \quad (2.226)$$

По (2.221) тепло, полученное паром в промпароперегревателе второй ступени:

$$Q_{ППП_2} = 197,692 \cdot (3534,399 - 3220,1343) = 21976,674$$

По найденным величинам теплоты, отданной газами в основном и промежуточном пароперегревателе второй ступени рассчитываем энтальпию газов за ними, кДж/кг:

$$I_f = I_d - \frac{Q_{ПП_2} + Q_{ППП_2}}{G_{КУ} \cdot \varphi} = 736,069 - \frac{25534,149 + 21976,674}{1074,367 \cdot 0,995} = 691,624, \quad (2.227)$$

где φ – коэффициент сохранения теплоты.

Температура газов определяется по (2.228), ссылаясь на таблицу 8, °С:

$$\theta_f = 400 + 200 \cdot \frac{I_f - 477,9329}{733,5122 - 477,9329}, \quad (2.228)$$

$$\theta_f = 400 + 200 \cdot \frac{691,624 - 477,9329}{733,5122 - 477,9329} = 567,221$$

Далее по ходу газов идет промежуточный пароперегреватель первой ступени. Запишем уравнение для количества теплоты, полученной паром в нем, кВт:

$$Q_{ППП_1} = D_0^{ЦСД} \cdot (h_f - h_{см}), \quad (2.229)$$

$$Q_{ППП_1} = 197,692 \cdot (3423,233 - 3089,7352) = 65930,023$$

Энтальпия газов за промпароперегревателем первой ступени, кДж/кг:

$$I_g = I_f - \frac{Q_{ППП_1}}{G_{КУ} \cdot \varphi} = 691,624 - \frac{65930,023}{1074,367 \cdot 0,995} = 619,966, \quad (2.230)$$

Температура газов за промпароперегревателем первой ступени, °С:

$$\theta_g = 400 + 200 \cdot \frac{I_g - 477,9329}{733,5122 - 477,9329}, \quad (2.231)$$

$$\theta_g = 400 + 200 \cdot \frac{619,966 - 477,9329}{733,5122 - 477,9329} = 518,959$$

Уравнение для количества теплоты, полученной паром в основном пароперегревателе первой ступени, кВт:

$$Q_{ПП_1} = D_0^{ВД} \cdot (h_g - h''^{ВД}_s) = 125,728 \cdot (3220,134 - 2610,865) = 76602,448 \quad (2.232)$$

Энтальпия газов за основным пароперегревателем первой ступени, кДж/кг:

$$I_h = I_g - \frac{Q_{ПП_1}}{G_{КУ} \cdot \varphi} = 629,95 + \frac{76602,448}{1074,367 \cdot 0,995} = 558,291 \quad (2.233)$$

Температура газов за основным пароперегревателем первой ступени, °С:

$$\theta_h = 400 + 200 \cdot \frac{I_h - 477,9329}{733,5122 - 477,9329}, \quad (2.234)$$

$$\theta_h = 400 + 200 \cdot \frac{551,976 - 477,9329}{733,5122 - 477,9329} = 457,941$$

Теплота, отданная газами пароводяной смеси в испарителе высокого давления, кВт

$$Q_{ИВД} = D_0^{ВД} \cdot (h''^{ВД}_s - \bar{t}^{ВД}_{пв}), \quad (2.235)$$

$$Q_{ИВД} = 125,728 \cdot (2610,865 - 1411,343) = 150813,933$$

Определим величину теплоты, отданной газами в пароперегревателе среднего давления, кВт:

$$Q_{ППСД} = D_0^{СД} \cdot (h_0^{СД} - h''^{СД}_s), \quad (2.236)$$

$$Q_{ППСД} = 12,044 \cdot (3530,358 - 2803,273) = 8757,012$$

Энтальпия газов перед пароперегревателем среднего давления, имея энтальпию газов за ним $I_s^{ВД}$, рассчитывается по (2.237), кДж/кг:

$$I_{ППСД} = I_s^{ВД} + \frac{Q_{ППСД}}{G_{КУ} \cdot \varphi} = 410,896 + \frac{8757,012}{1074,367 \cdot 0,995} = 419,087 \quad (2.237)$$

Температура газов перед пароперегревателем среднего давления, °С:

$$\theta_{ППСД} = 200 + 200 \cdot \frac{I_{ППСД} - 234,161}{477,9329 - 234,161}, \quad (2.238)$$

$$\theta_{ППСД} = 200 + 200 \cdot \frac{419,087 - 234,161}{477,9329 - 234,161} = 351,72$$

Теплота, отданная газами в экономайзере высокого давления, кВт:

$$Q_{ЭВД} = D_0^{ЦВД} \cdot (\bar{t}_{пв}^{ВД} - \bar{t}_{пв}^{СД}) = 197,692 \cdot (1411,343 - 968,645) = 82186,374 \quad (2.239)$$

Температура газов перед экономайзером высокого давления, зная энтальпию газов перед ним $I_s^{ВД}$, °С:

$$\theta_{ЭВД} = 200 + 200 \cdot \frac{I_s^{ВД} - 234,161}{477,9329 - 234,161}, \quad (2.240)$$

$$\theta_{ЭВД} = 200 + 200 \cdot \frac{410,896 - 234,161}{477,9329 - 234,161} = 345$$

Теплота, отданная газами в испарителе среднего давления, кВт:

$$Q_{ИСД} = D_0^{СД} \cdot (h''^{СД}_s - \bar{t}_{пв}^{СД}) = 12,044 \cdot (2803,273 - 968,645) = 22096,265 \quad (2.241)$$

Энтальпия газов перед испарителем среднего давления, кДж/кг:

$$I_{ИСД} = I_s^{ВД} - \frac{Q_{ЭВД}}{G_{КУ} \cdot \varphi} = 410,896 - \frac{82186,374}{1074,367 \cdot 0,995} = 334,014 \quad (2.242)$$

Температура газов перед испарителем среднего давления, °С:

$$\theta_{ИСД} = 200 + 200 \cdot \frac{I_{ИСД} - 234,161}{477,9329 - 234,161}, \quad (2.243)$$

$$\theta_{ИСД} = 200 + 200 \cdot \frac{334,014 - 234,161}{477,9329 - 234,161} = 281,923$$

Определим величину теплоты, отданной газами в пароперегревателе низкого давления, кВт:

$$Q_{ППНД} = (D_0^{НД} - D_Д) \cdot (h_0^{НД} - h''^{НД}_s), \quad (2.244)$$

$$Q_{ППНД} = (15,465 - 4,0367) \cdot (2990,403 - 2742,373) = 2834,487$$

Энтальпия газов перед пароперегревателем низкого давления, имея энтальпию газов за ним $I_s^{СД}$, рассчитывается по (2.245), кДж/кг:

$$I_{ППНД} = I_s^{СД} + \frac{Q_{ППНД}}{G_{КУ} \cdot \varphi} = 311{,}193 + \frac{2834{,}487}{1074{,}367 \cdot 0{,}995} = 313{,}845 \quad (2.245)$$

Температура газов перед пароперегревателем низкого давления, °С:

$$\theta_{ППНД} = 200 + 200 \cdot \frac{I_{ППНД} - 234{,}161}{477{,}9329 - 234{,}161}, \quad (2.246)$$

$$\theta_{ППНД} = 200 + 200 \cdot \frac{313{,}845 - 234{,}161}{477{,}9329 - 234{,}161} = 265{,}375$$

Теплота, отданная газами в экономайзере среднего давления, кВт:

$$Q_{ЭСД} = D_0^{ЦСД} \cdot (\bar{t}_{пв}^{СД} - h'^{Д}_s) = 197{,}692 \cdot (968{,}645 - 573{,}821) = 78053{,}654 \quad (2.247)$$

Температура газов перед экономайзером низкого давления, зная энтальпию газов перед ним $I_s^{СД}$, °С:

$$\theta_{ЭСД} = 200 + 200 \cdot \frac{I_s^{СД} - 234{,}161}{477{,}9329 - 234{,}161}, \quad (2.248)$$

$$\theta_{ЭСД} = 200 + 200 \cdot \frac{311{,}193 - 234{,}161}{477{,}9329 - 234{,}161} = 263{,}2$$

Теплота, отданная газами в испарителе низкого давления, кВт:

$$Q_{ИНД} = D_0^{НД} \cdot (h''^{НД}_s - \bar{t}_{пв}^{НД}) = 15{,}465 \cdot (2742{,}373 - 573{,}821) = 33536 \quad (2.249)$$

Энтальпия газов перед испарителем низкого давления, кДж/кг:

$$I_{ИНД} = I_s^{НД} + \frac{Q_{ИНД}}{G_{КУ} \cdot \varphi} = 207{,}327 + \frac{33536}{1074{,}367 \cdot 0{,}995} = 238{,}699 \quad (2.250)$$

Температура газов перед испарителем низкого давления, °С:

$$\theta_{ИНД} = 200 + 200 \cdot \frac{I_{ИНД} - 234{,}161}{477{,}9329 - 234{,}161}, \quad (2.251)$$

$$\theta_{ИНД} = 200 + 200 \cdot \frac{238{,}699 - 234{,}161}{477{,}9329 - 234{,}161} = 203{,}723$$

Перед нахождением теплоты, отданной газами конденсату в газовом подогревателе конденсата, необходимо найти расход конденсата на рециркуляцию по (2.252), кг/с:

$$D_р = \frac{D_к \cdot (\bar{t}_к^{ГПК} - \bar{t}'_к)}{\bar{t}_к^{Д} - \bar{t}_к^{ГПК}} = \frac{209{,}12 \cdot (251{,}16 - 121{,}404)}{531{,}961 - 251{,}16} = 96{,}633, \quad (2.252)$$

где $D_к$ – расход конденсата, поступающего в газовый подогреватель конденсата с учетом дополнительной подпитки воды, определяется по (2.253), кг/с; $\bar{t}'_к$ – энтальпия конденсата на выходе из конденсатора при давлении $P_к$,

кДж/кг; $\bar{t}_к^{ГПК}$ – энтальпия конденсата на входе в ГПК при принятой температуре конденсата на входе $t_к^{ГПК} = 60\ °C$.

$$D_к = D_0^{ЦСД} + D_0^{НД} - D_Д = 197,692 + 15,465 - 4,0367 = 209,12 \quad (2.253)$$

Тогда теплота, отданная газами конденсату в газовом подогревателе конденсата, кВт:

$$Q_{ГПК} = (D_к + D_р) \cdot (\bar{t}_к^{Д} - \bar{t}_к^{ГПК}), \quad (2.254)$$

$$Q_{ГПК} = (209,12 + 96,633) \cdot (531,961 - 251,16) = 85855,9$$

Температура газов перед газовым подогревателем конденсата, зная энтальпию газов перед ним $I_s^{НД}$, °С:

$$\theta_{ГПК} = 200 \cdot \frac{I_s^{НД}}{234,161} = 200 \cdot \frac{207,3276}{234,161} = 177,081 \quad (2.255)$$

Определим энтальпию уходящих газов, кДж/кг:

$$I_{ух}^{КУ} = I_s^{НД} - \frac{Q_{ГПК}}{G_{КУ} \cdot \varphi} = 207,3276 - \frac{85855,9}{1074,367 \cdot 0,995} = 127,013 \quad (2.256)$$

Температура уходящих газов, °С:

$$\theta_{ух}^{КУ} = 200 \cdot \frac{I_{ух}^{КУ}}{234,161} = 200 \cdot \frac{127,013}{234,161} = 108,483 \quad (2.257)$$

По найденной энтальпии уходящих газов можно найти КПД брутто котла–утилизатора:

$$\eta_{КУ} = \frac{I_d - I_{ух}^{КУ}}{I_d - I_a} = \frac{736,069 - 127,013}{736,069 - 23,416} = 0,8546 \quad (2.258)$$

Определим количество теплоты, отданной газами в котле–утилизаторе, кВт:

$$Q_{газ} = G_{КУ} \cdot (I_d - I_{ух}^{КУ}) = 1074,367 \cdot (736,069 - 127,013) = 654349,566 \quad (2.259)$$

Суммарное количество тепла, полученное паром, кВт:

$$Q_{пар} = Q_{ПП_2} + Q_{ППП_2} + Q_{ПП_1} + Q_{ППП_1} + Q_{ИВД} + Q_{ППСД} + Q_{ЭВД} + Q_{ИСД} + Q_{ППНД} + Q_{ЭСД} + Q_{ИНД} + Q_{ГПК}, \quad (2.260)$$

$$Q_{пар} = 25534,149 + 21976,674 + 76602,448 + 65930,023 + 150813,933 + 8757,012 + 82186,374 + 22096,265 + 2834,487 + 78053,654 + 33536 + 85855,904 = 654176,928$$

Невязку расчета находим по формуле, %:

$$\delta = \left| \frac{Q_{газ} - Q_{пар}}{Q_{газ}} \right| \cdot 100 = \left| \frac{654349,566 - 654176,928}{654349,566} \right| \cdot 100 = 0,0264 \quad (2.261)$$

Принимаем, что тепловая мощность котла–утилизатора $Q_{КУ}$ равна количеству тепла, отданного газами $Q_{газ}$. Тогда относительные величины тепловой мощности всех поверхностей нагрева определим по следующим формулам:

$$\overline{Q_{ПП_2}} = \frac{Q_{ПП_2}}{Q_{КУ}} = \frac{25534,149}{654349,566} = 0,039, \quad (2.262)$$

$$\overline{Q_{ППП_2}} = \frac{Q_{ППП_2}}{Q_{КУ}} = \frac{21976,674}{654349,566} = 0,0336, \quad (2.263)$$

$$\overline{Q_{ПП_1}} = \frac{Q_{ПП_1}}{Q_{КУ}} = \frac{76602,448}{654349,566} = 0,1171, \quad (2.264)$$

$$\overline{Q_{ППП_1}} = \frac{Q_{ППП_1}}{Q_{КУ}} = \frac{65930,023}{654349,566} = 0,1008, \quad (2.265)$$

$$\overline{Q_{ИВД}} = \frac{Q_{ИВД}}{Q_{КУ}} = \frac{150813,933}{654349,566} = 0,2305, \quad (2.266)$$

$$\overline{Q_{ППСД}} = \frac{Q_{ППСД}}{Q_{КУ}} = \frac{8757,012}{654349,566} = 0,0134, \quad (2.267)$$

$$\overline{Q_{ЭВД}} = \frac{Q_{ЭВД}}{Q_{КУ}} = \frac{82186,374}{654349,566} = 0,1256, \quad (2.268)$$

$$\overline{Q_{ИСД}} = \frac{Q_{ИСД}}{Q_{КУ}} = \frac{22096,265}{654349,566} = 0,0338, \quad (2.269)$$

$$\overline{Q_{ППНД}} = \frac{Q_{ППНД}}{Q_{КУ}} = \frac{2834,487}{654349,566} = 0,0043, \quad (2.270)$$

$$\overline{Q_{ЭСД}} = \frac{Q_{ЭСД}}{Q_{КУ}} = \frac{78053,654}{654349,566} = 0,1193, \quad (2.271)$$

$$\overline{Q_{ИНД}} = \frac{Q_{ИНД}}{Q_{КУ}} = \frac{33536}{654349,566} = 0,0513, \quad (2.272)$$

$$\overline{Q_{ГПК}} = \frac{Q_{ГПК}}{Q_{КУ}} = \frac{85855,904}{654349,566} = 0,1312 \quad (2.273)$$

2.4.2 Конструкторский расчет котла–утилизатора

Трехконтурный горизонтальный котел–утилизатор КГТ–258/310/35–15/3,14/0,44 производит ООО «Белэнергомаш – БЗЭМ». При изготовлении

котла используется оребрение труб для уменьшения основных габаритов. Далее представлены параметры оребрения труб котла:

- высота ребра $h_{реб} = 0,009$ м;
- толщина ребра $\delta_{реб} = 0,001$ м;
- гаг между ребрами $b_{реб} = 0,005$ м.

Конструкция типовой секции поверхности нагрева представлена на рисунке 13, взятом из [3, с. 394]. В данном случае здесь показана конструкция последней секции пароперегревателя высокого давления фирмы Alstom Power.

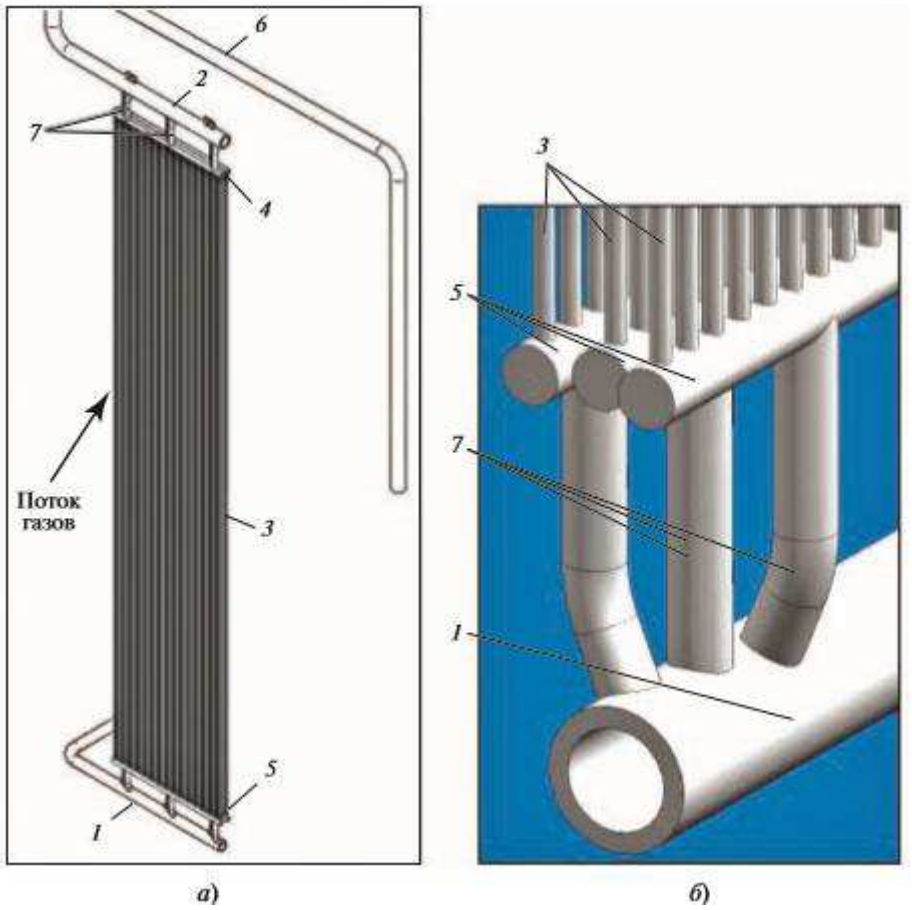


Рисунок 13 – Конструкция типовой секции котла–утилизатора

Методика конструкторского расчета взята из [6]. Для наглядности далее представлен расчет второго пакета основного и промежуточного пароперегревателей, т.к. они расположены в зоне одинаковых температур газов. Зададимся ориентировочной высотой труб теплообменных поверхностей котла $H = 25$ м.

Предположительно расход газов на промежуточный и основной паропегреватели равны, кг/с:

$$G_г^{ПП_2} = G_г^{ППП_2} = \frac{G_{КУ}}{2} = \frac{1074,367}{2} = 537,1835 \quad (2.274)$$

Количество секций в одном ряду для промежуточного и основного пароперегревателя так же принимаем равными:

$$m_{сек1}^{ПП_2} = m_{сек1}^{ППП_2} = \frac{m_{сек}}{2} = \frac{6}{2} = 3 \quad (2.275)$$

Тогда ширина котла–утилизатора определяется суммарной шириной пароперегревателей по следующей формуле, м:

$$b_{КУ} = (m_{сек1}^{ПП_2} + m_{сек1}^{ППП_2}) \cdot b_{сек}^{ПП} = (3+3) \cdot 6 = 42, \quad (2.276)$$

где $b_{сек}^{ПП}$ – ширина одной секции пароперегревателей, м.

Определим число труб в одном ряду одной секции, округляя до целого:

$$m_{тр1}^{ПП_2} = \frac{b_{сек}^{ПП}}{s_1^{ПП_2}} - 1 = \frac{7}{0,108} - 1 = 64, \quad (2.277)$$

$$m_{тр1}^{ППП_2} = \frac{b_{сек}^{ПП}}{s_1^{ППП_2}} - 1 = \frac{7}{0,144} - 1 = 48, \quad (2.278)$$

где $s_1^{ПП_2}$ – поперечный шаг труб основного пароперегревателя, м; $s_1^{ППП_2}$ – поперечный шаг труб основного пароперегревателя, м.

Полное число труб в секции, учитывая, что в одной секции 2 ряда труб:

$$m_{тр}^{ПП_2} = 2 \cdot m_{тр1}^{ПП_2} = 2 \cdot 64 = 128, \quad (2.279)$$

$$m_{тр}^{ППП_2} = 2 \cdot m_{тр1}^{ППП_2} = 2 \cdot 48 = 96 \quad (2.280)$$

Для определения площади поверхности теплообмена секции $F_{сек}^{ПП_2}$ и $F_{сек}^{ППП_2}$, как говорится [7, с. 305], $F_{сек}^{ПП_2}$ и $F_{сек}^{ППП_2}$ необходимо предварительно найти площадь поверхности гладкой трубы $F_{гл.тр}^{ПП_2}$ и $F_{гл.тр}^{ППП_2}$ и площадь поверхности оребренной трубы $F_{тр}^{ПП_2}$ и $F_{тр}^{ППП_2}$. Площадь поверхности гладкой трубы для пароперегревателей найдем по следующим формулам, м^2:

$$F_{гл.тр}^{ПП_2} = \pi \cdot d_н^{ПП_2} \cdot H = \pi \cdot 0,036 \cdot 25 = 2,8274, \quad (2.281)$$

$$F_{гл.тр}^{ППП_2} = \pi \cdot d_н^{ППП_2} \cdot H = \pi \cdot 0,045 \cdot 25 = 3,5343, \quad (2.282)$$

где $d_н^{ПП_2}$ – наружный диаметр трубы пароперегревателя, взятый по рекомендациям из [6, с. 41], м; $d_н^{ППП_2}$ – наружный диаметр трубы пароперегревателя, взятый по рекомендациям из [6, с.41], м.

Площадь боковой поверхности ребра, м^2:

$$F_{реб}^{ПП_2} = \frac{\pi}{2} \cdot \left(\left(d_н^{ПП_2} + 2 \cdot h_{реб} \right)^2 - d_н^{ПП_2 2} \right), \quad (2.283)$$

$$F_{реб}^{ПП_2} = \frac{\pi}{2} \cdot \left(\left(0,036 + 2 \cdot 0,009\right)^2 - 0,036^2 \right) = 0,0025,$$

$$F_{реб}^{ППП_2} = \frac{\pi}{2} \cdot \left(\left(d_н^{ППП_2} + 2 \cdot h_{реб}\right)^2 - d_н^{ППП_2 2} \right), \quad (2.284)$$

$$F_{реб}^{ППП_2} = \frac{\pi}{2} \cdot \left(\left(0,045 + 2 \cdot 0,009\right)^2 - 0,045^2 \right) = 0,0031$$

Находим площадь внутренней торцевой поверхности ребра, м^2:

$$F_{вн.реб}^{ПП_2} = \pi \cdot d_н^{ПП_2} \cdot \delta_{реб} = \pi \cdot 0,036 \cdot 0,001 = 0,000113, \quad (2.285)$$

$$F_{вн.реб}^{ППП_2} = \pi \cdot d_н^{ППП_2} \cdot \delta_{реб} = \pi \cdot 0,045 \cdot 0,001 = 0,000141 \quad (2.286)$$

Площадь наружной торцевой поверхности ребра, м^2:

$$F_{нар.реб}^{ПП_2} = \pi \cdot (d_н^{ПП_2} + 2 \cdot h_{реб}) \cdot \delta_{реб}, \quad (2.287)$$

$$F_{нар.реб}^{ПП_2} = \pi \cdot (0,036 + 2 \cdot 0,009) \cdot 0,001 = 0,00017,$$

$$F_{нар.реб}^{ППП_2} = \pi \cdot (d_н^{ППП_2} + 2 \cdot h_{реб}) \cdot \delta_{реб}, \quad (2.288)$$

$$F_{нар.реб}^{ППП_2} = \pi \cdot (0,045 + 2 \cdot 0,009) \cdot 0,001 = 0,000198$$

Площадь поверхности теплообмена одной оребренной трубы, м^2:

$$F_{тр}^{ПП_2} = F_{гл.тр}^{ПП_2} + (F_{реб}^{ПП_2} + F_{нар.реб}^{ПП_2} - F_{вн.реб}^{ПП_2}) \cdot \frac{H}{b_{реб}}, \quad (2.289)$$

$$F_{тр}^{ПП_2} = 2,8274 + (0,0025 + 0,00017 - 0,000113) \cdot \frac{25}{0,005} = 15,8336,$$

$$F_{тр}^{ППП_2} = F_{гл.тр}^{ППП_2} + (F_{реб}^{ППП_2} + F_{нар.реб}^{ППП_2} - F_{вн.реб}^{ППП_2}) \cdot \frac{H}{b_{реб}}, \quad (2.290)$$

$$F_{тр}^{ППП_2} = 3,5343 + (0,0031 + 0,000198 - 0,000141) \cdot \frac{25}{0,005} = 19,0852$$

Площадь поверхности теплообмена одной секции пароперегревателей, м^2:

$$F_{сек}^{ПП_2} = F_{тр}^{ПП_2} \cdot m_{тр}^{ПП_2} = 15,8336 \cdot 148 = 2343,3768, \quad (2.291)$$

$$F_{сек}^{ППП_2} = F_{тр}^{ППП_2} \cdot m_{тр}^{ППП_2} = 19,0852 \cdot 110 = 2099,3693 \quad (2.292)$$

Площадь проходного сечения для основного и промежуточного пароперегревателя определяется, как разность площади поперечного сечения газохода котла и суммарной площади в свету труб, м^2:

$$F_{пр}^{ПП_2} = H \cdot \frac{b_{КУ}}{2} - m_{тр1}^{ПП_2} \cdot m_{сек}^{ПП_2} \cdot \left(d_н^{ПП_2} \cdot H + 2 \cdot \frac{H}{b_{реб}} \cdot h_{реб} \cdot \delta_{реб} \right), \quad (2.293)$$

$$F_{пр}^{ПП_2} = 25 \cdot \frac{42}{2} - 64 \cdot 3 \cdot \left(0,036 \cdot 25 + 2 \cdot \frac{25}{0,005} \cdot 0,009 \cdot 0,001 \right) = 334,92,$$

$$F_{пр}^{ППП_2} = H \cdot \frac{b_{КУ}}{2} - m_{тр1}^{ППП_2} \cdot m_{сек}^{ППП_2} \cdot \left(d_{н}^{ППП_2} \cdot H + 2 \cdot \frac{H}{b_{реб}} \cdot h_{реб} \cdot \delta_{реб} \right), \quad (2.294)$$

$$F_{пр}^{ППП_2} = 25 \cdot \frac{42}{2} - 48 \cdot 3 \cdot \left(0,045 \cdot 25 + 2 \cdot \frac{25}{0,005} \cdot 0,009 \cdot 0,001 \right) = 350,04$$

Поверхность теплообмена всего пароперегревателя традиционно выражается из формулы уравнения теплопередачи, тогда сначала необходимо рассчитать среднелогарифмический температурный напор $\Delta t_{ПП_2}$ и $\Delta t_{ППП_2}$, а также коэффициенты теплопередачи $k_{ПП_2}$ и $k_{ППП_2}$.

Среднелогарифмический температурный напор, °С:

$$\Delta t_{ПП_2} = \frac{\Delta t_{б}^{ПП_2} - \Delta t_{м}^{ПП_2}}{2,3 \cdot \lg\left(\frac{\Delta t_{б}^{ПП_2}}{\Delta t_{м}^{ПП_2}} \right)} = \frac{97,595 - 62}{2,3 \cdot \lg\left(\frac{97,595}{62} \right)} = 78,545, \quad (2.295)$$

$$\Delta t_{ППП_2} = \frac{\Delta t_{б}^{ППП_2} - \Delta t_{м}^{ППП_2}}{2,3 \cdot \lg\left(\frac{\Delta t_{б}^{ППП_2}}{\Delta t_{м}^{ППП_2}} \right)} = \frac{77,335 - 67}{2,3 \cdot \lg\left(\frac{77,335}{67} \right)} = 72,125, \quad (2.296)$$

где $\Delta t_{б}^{ПП_2}$ и $\Delta t_{б}^{ППП_2}$ – большая разность температур, определяемая по (2.297) и (2.298), соответственно в основном и промежуточном пароперегревателе, °С; $\Delta t_{м}^{ПП_2}$ и $\Delta t_{м}^{ППП_2}$ – меньшая разность температур, определяемая по (2.299) и (2.300), соответственно в основном и промежуточном пароперегревателе, °С.

Большая разность температур, °С:

$$\Delta t_{б}^{ПП_2} = \theta_f - t_g = 567,221 - 469,626 = 97,595, \quad (2.297)$$

$$\Delta t_{б}^{ППП_2} = \theta_f - t_f = 567,221 - 489,886 = 77,335 \quad (2.298)$$

Меньшая разность температур, °С:

$$\Delta t_{м}^{ПП_2} = \theta_d - t_0^{ВД} = 602 - 540 = 62, \quad (2.299)$$

$$\Delta t_{м}^{ППП_2} = \theta_d - t_0^{ВД} = 602 - 535 = 67 \quad (2.300)$$

Коэффициент теплоотдачи от газов к стенке трубы по [6, с. 79], Вт/(м^2·К):

$$\alpha_1^{ПП_2} = 0,2 \cdot \frac{\lambda_г}{d_{н}^{ПП_2}} \cdot \left(\frac{\omega_г^{ПП_2} \cdot d_{н}^{ПП_2}}{\nu_г} \right)^{0,65} \cdot \mathrm{Pr}_г^{0,33} \cdot C_s^{ПП_2}, \quad (2.301)$$

$$\alpha_1^{ППП_2} = 0,2 \cdot \frac{\lambda_г}{d_{н}^{ППП_2}} \cdot \left(\frac{\omega_г^{ППП_2} \cdot d_{н}^{ППП_2}}{\nu_г} \right)^{0,65} \cdot \mathrm{Pr}_г^{0,33} \cdot C_s^{ППП_2}, \quad (2.302)$$

где $\omega_г^{ПП_2}$ и $\omega_г^{ПП_2}$ – скорость газов в основном и промежуточном пароперегревателях соответственно, определяется по (2.303) и (2.304), м/с; $\lambda_г$ –

коэффициент теплопроводности газов, принятая по [6, с. 85], с учетом поправки, Вт/(м·К); $\nu_г$ – коэффициент кинематической вязкости газов, принятая по [6, с. 85] с учетом поправки, м^2/с; $Pr_г$ – число Прандтля для газов, принимается по [6, с. 86]; $C_s^{ПП_2}$ и $C_s^{ППП_2}$ – поправки на компоновку пучка труб основного и промежуточного пароперегревателей, рассчитываются по формуле (2.306) и (2.307).

Скорости газов в основном и промежуточном пароперегревателях, м/с:

$$\omega_г^{ПП_2} = \frac{G_г^{ПП_2} \cdot \frac{V_г}{\rho_{с-г}} \cdot (\theta_{ср} + 273)}{273 \cdot F_{пр}^{ПП_2}}, \quad (2.303)$$

$$\omega_г^{ПП_2} = \frac{537{,}1835 \cdot \frac{13{,}3822}{1{,}3181} \cdot (584{,}611 + 273)}{273 \cdot 334{,}92} = 51{,}156,$$

$$\omega_г^{ППП_2} = \frac{G_г^{ППП_2} \cdot \frac{V_г}{\rho_{с-г}} \cdot (\theta_{ср} + 273)}{273 \cdot F_{пр}^{ППП_2}}, \quad (2.304)$$

$$\omega_г^{ППП_2} = \frac{537{,}1835 \cdot \frac{13{,}3822}{1{,}3181} \cdot (584{,}611 + 273)}{273 \cdot 350{,}04} = 48{,}946,$$

где $\theta_{ср}$ – средняя температура газов на участке пароперегревателей, рассчитывается по (2.305), °С.

$$\theta_{ср} = \frac{\theta_d + \theta_f}{2} = \frac{602 + 567{,}221}{2} = 584{,}611 \quad (2.305)$$

Поправка на компоновку пучка труб пароперегревателей:

$$C_s^{ПП_2} = 0{,}34 \cdot \left(\varphi_\sigma^{ПП_2}\right)^{0{,}1} = 0{,}34 \cdot 0{,}3247^{0{,}1} = 0{,}3038, \quad (2.306)$$

$$C_s^{ППП_2} = 0{,}34 \cdot \left(\varphi_\sigma^{ППП_2}\right)^{0{,}1} = 0{,}34 \cdot 0{,}7724^{0{,}1} = 0{,}3313, \quad (2.307)$$

где $\varphi_\sigma^{ПП_2}$ и $\varphi_\sigma^{ППП_2}$ – параметры, зависящие от поперечных шагов $\sigma_1^{ПП_2}$ и $\sigma_1^{ППП_2}$, определяемые по формулам (2.308) и (2.309) и продольных шагов $\sigma_2^{ПП_2}$ и $\sigma_2^{ППП_2}$, определяемых по (2.310) и (2.311).

Продольные шаги пароперегревателей:

$$\sigma_1^{ПП_2} = \frac{s_1^{ПП_2}}{d_н^{ПП_2}} = \frac{0{,}108}{0{,}036} = 3, \quad (2.308)$$

$$\sigma_1^{ППП_2} = \frac{s_1^{ППП_2}}{d_н^{ППП_2}} = \frac{0{,}144}{0{,}045} = 3{,}2, \quad (2.309)$$

Поперечные шаги пароперегревателей:

$$\sigma_2^{ПП_2} = \frac{s_2^{ПП_2}}{d_н^{ПП_2}} = \frac{0,252}{0,036} = 7, \quad (2.310)$$

$$\sigma_2^{ППП_2} = \frac{s_2^{ППП_2}}{d_н^{ППП_2}} = \frac{0,11575}{0,045} = 3,5, \quad (2.311)$$

где $s_2^{ПП_2}$ и $s_2^{ППП_2}$ – поперечные шаги между трубами пароперегревателей, взятые по рекомендациям из [6, с. 41], м.

Тогда коэффициенты теплоотдачи $\alpha_1^{ПП_2}$ и $\alpha_1^{ППП_2}$:

$$\alpha_1^{ПП_2} = 0,2 \cdot \frac{0,0595}{0,036} \cdot \left(\frac{51,156 \cdot 0,036}{7,2 \cdot 10^{-5}} \right)^{0,65} \cdot 0,589^{0,33} \cdot 0,3038 = 61,819,$$

$$\alpha_1^{ППП_2} = 0,2 \cdot \frac{0,0595}{0,045} \cdot \left(\frac{48,946 \cdot 0,045}{7,2 \cdot 10^{-5}} \right)^{0,65} \cdot 0,589^{0,33} \cdot 0,3313 = 60,586,$$

Далее находим коэффициент теплоотдачи от стенки трубы к пару, Вт/(м^2·К):

$$\alpha_2^{ПП_2} = 0,023 \cdot \frac{\lambda_п^{ПП_2}}{d_{вн}^{ПП_2}} \cdot \left(\frac{\omega_п^{ПП_2} \cdot d_{вн}^{ПП_2}}{\nu_п^{ПП_2}} \right)^{0,8} \cdot \mathrm{Pr}_п^{ПП_2{}^{0,4}}, \quad (2.312)$$

$$\alpha_2^{ППП_2} = 0,023 \cdot \frac{\lambda_п^{ППП_2}}{d_{вн}^{ППП_2}} \cdot \left(\frac{\omega_п^{ППП_2} \cdot d_{вн}^{ППП_2}}{\nu_п^{ППП_2}} \right)^{0,8} \cdot \mathrm{Pr}_п^{ППП_2{}^{0,4}}, \quad (2.313)$$

где $\lambda_п^{ПП_2}$ и $\lambda_п^{ППП_2}$ – коэффициенты теплопроводности пара соответственно для основного и промежуточного пароперегревателей, Вт/(м^2·К); $d_{вн}^{ПП_2}$ и $d_{вн}^{ППП_2}$ – внутренние диаметры труб по сортаменту труб, м; $\omega_п^{ПП_2}$ и $\omega_п^{ППП_2}$ – скорости пара в пароперегревателях, рассчитанные по формулам (2.314) и (2.315), м/с; $\nu_п^{ПП_2}$ и $\nu_п^{ППП_2}$ – коэффициенты кинематической вязкости пара в основном и промежуточном пароперегревателе, м^2/с; $\mathrm{Pr}_п^{ПП_2}$ и $\mathrm{Pr}_п^{ППП_2}$ – число Прандтля для пара в основном и промежуточном пароперегревателях.

Скорость пара в пароперегревателях, м/с:

$$\omega_п^{ПП_2} = \frac{D_0^{ВД} \cdot \upsilon_п^{ПП_2}}{f_п^{ПП_2}} = \frac{125,728 \cdot 0,02104}{0,1737} = 15,228, \quad (2.314)$$

$$\omega_п^{ППП_2} = \frac{D_0^{ЦСД} \cdot \upsilon_п^{ППП_2}}{f_п^{ППП_2}} = \frac{197,692 \cdot 0,112848}{0,2615} = 85,319, \quad (2.315)$$

где $\upsilon_n^{ПП_2}$ и $\upsilon_n^{ППП_2}$ – удельный объем пара в основном и промежуточном пароперегревателях, м^3/кг; $f_n^{ПП_2}$ и $f_n^{ППП_2}$ – суммарная площадь живого сечения для прохода пара, рассчитанная по формулам (2.316) и (2.317), м^2.

$$f_n^{ПП_2} = \frac{\pi \cdot d_{вн}^{ПП_2{}^2}}{4} \cdot m_{тр}^{ПП_2} \cdot m_{сек}^{ПП_2} = \frac{\pi \cdot 0,036}{4} \cdot 128 \cdot 3 = 0,1737, \quad (2.316)$$

$$f_n^{ППП_2} = \frac{\pi \cdot d_{вн}^{ППП_2{}^2}}{4} \cdot m_{тр}^{ППП_2} \cdot m_{сек}^{ППП_2} = \frac{\pi \cdot 0,045}{4} \cdot 96 \cdot 3 = 0,2615 \quad (2.317)$$

Тогда коэффициенты теплоотдачи $\alpha_2^{ПП_2}$ и $\alpha_2^{ППП_2}$:

$$\alpha_2^{ПП_2} = 0,023 \cdot \frac{0,081761}{0,024} \cdot \left(\frac{15,228 \cdot 0,024}{6,223 \cdot 10^{-7}} \right)^{0,8} \cdot 1,039^{0,4} = 3279,341,$$

$$\alpha_2^{ППП_2} = 0,023 \cdot \frac{0,070604}{0,034} \cdot \left(\frac{85,319 \cdot 0,034}{3,29 \cdot 10^{-6}} \right)^{0,8} \cdot 0,931^{0,4} = 2648,074$$

Определим коэффициент теплопередачи, Вт/(м^2·К):

$$k_{ПП_2} = \frac{\psi \cdot \alpha_1^{ПП_2}}{1 + \frac{\alpha_1^{ПП_2}}{\alpha_2^{ПП_2}}} = \frac{0,6 \cdot 61,819}{1 + \frac{61,819}{3279,341}} = 36,405, \quad (2.318)$$

$$k_{ППП_2} = \frac{\psi \cdot \alpha_1^{ППП_2}}{1 + \frac{\alpha_1^{ППП_2}}{\alpha_2^{ППП_2}}} = \frac{0,6 \cdot 60,586}{1 + \frac{60,586}{2648,074}} = 35,539, \quad (2.319)$$

где ψ – коэффициент тепловой эффективности, взятый из [6, с. 94].

Площадь поверхности теплообмена основного и промежуточного, м^2:

$$F_{ПП_2} = \frac{Q_{ПП_2'}}{k_{ПП_2} \cdot \Delta t_{ПП_2}} \cdot 1000 = \frac{25534,149}{36,405 \cdot 78,545} \cdot 1000 = 8929,666, \quad (2.320)$$

$$F_{ППП_2} = \frac{Q_{ППП_2'}}{k_{ППП_2} \cdot \Delta t_{ППП_2}} \cdot 1000 = \frac{21976,674}{35,539 \cdot 72,125} \cdot 1000 = 8573,791 \quad (2.321)$$

Количество рядов секций, округляя до целого числа:

$$z_{2.сек}^{ПП_2} = \frac{F_{ПП_2}}{F_{сек}^{ПП_2} \cdot m_{сек}^{ПП_2}} = \frac{8929,666}{2026,704 \cdot 3} = 2, \quad (2.322)$$

$$z_{2.сек}^{ППП_2} = \frac{F_{ППП_2}}{F_{сек}^{ППП_2} \cdot m_{сек}^{ППП_2}} = \frac{8573,791}{1832,177 \cdot 3} = 2 \quad (2.323)$$

Тогда число рядов труб, учитывая 2 ряда труб в одной секции:

$$z_2^{ПП_2} = z_{2.сек}^{ПП_2} \cdot 2 = 2 \cdot 2 = 4, \quad (2.334)$$

$$z_2^{ППП_2} = z_{2.сек}^{ППП_2} \cdot 2 = 2 \cdot 2 = 4$$

Общее количество труб в пароперегревателях:

$$z_{тр}^{ПП_2} = \frac{F_{ПП_2}}{F_{тр}^{ПП_2}} = \frac{8929,666}{15,837} = 564, \quad (2.335)$$

$$z_{тр}^{ППП_2} = \frac{F_{ППП_2}}{F_{тр}^{ППП_2}} = \frac{8573,791}{19,085} = 450 \quad (2.336)$$

Основные результаты расчета для остальных поверхностей нагрева котла–утилизатора сведены в таблицу 9.

Таблица 9 – Результаты расчета котла–утилизатора

Наименование величины	Значение
Вторая ступень промежуточного пароперегревателя	
Площадь поверхности теплообмена одной секции второго пакета промежуточного пароперегревателя $F_{сек}^{ППП_2}$, м^2	2099,3693
Площадь проходного сечения промежуточного пароперегревателя второй ступени $F_{пр}^{ППП_2}$, м^2	350,04
Среднелогарифмический температурный напор $\Delta t_{ППП_2}$, °С	72,125
Скорость газов на участке промежуточного пароперегревателя второй ступени $\omega_г^{ППП_2}$, м/с	48,946
Коэффициент теплоотдачи от газов к стенке $\alpha_1^{ППП_2}$, Вт/(м^2·К)	60,586
Скорость пара на участке промежуточного пароперегревателя второй ступени $\omega_п^{ППП_2}$, м/с	85,319
Коэффициент теплоотдачи от стенки трубы к пару $\alpha_2^{ППП_2}$, Вт/(м^2·К)	2648,074
Коэффициент теплопередачи $k_{ППП_2}$, Вт/(м^2·К)	35,539
Площадь поверхности теплообмена $F_{ППП_2}$, м^2	8573,791
Число рядов труб промежуточного пароперегревателя второй ступени $z_2^{ППП_2}$, шт	4
Общее количество труб $z_{тр}^{ППП_2}$, шт	450
Вторая ступень основного пароперегревателя высокого давления	
Площадь поверхности теплообмена одной секции второй ступени пароперегревателя высокого давления $F_{сек}^{ПП_2}$, м^2	2343,3768
Площадь проходного сечения пароперегревателя высокого давления второй ступени $F_{пр}^{ПП_2}$, м^2	334,92
Среднелогарифмический температурный напор $\Delta t_{ПП_2}$, °С	78,545
Скорость газов на участке пароперегревателя высокого	51,156

давления второй ступени $\omega_г^{ПП_2}$, м/с	
Коэффициент теплоотдачи от газов к стенке $\alpha_1^{ПП_2}$, Вт/(м^2·К)	61,819

Продолжение таблицы 9

Скорость пара на участке пароперегревателя высокого давления второй ступени $\omega_п^{ПП_2}$, м/с	15,228
Коэффициент теплоотдачи от стенки трубы к пару $\alpha_2^{ПП_2}$, Вт/(м^2·К)	3279,341
Коэффициент теплопередачи $k_{ПП_2}$, Вт/(м^2·К)	36,405
Площадь поверхности теплообмена $F_{ПП_2}$, м^2	8929,666
Число рядов труб пароперегревателя высокого давления второй ступени $z_2^{ПП_2}$, шт	4
Общее количество труб $z_{тр}^{ПП_2}$, шт	564
Первая ступень промежуточного пароперегревателя	
Площадь поверхности теплообмена одной секции первой ступени промежуточного пароперегревателя $F_{сек}^{ППП_1}$, м^2	1980,146
Площадь проходного сечения промежуточного пароперегревателя первой ступени $F_{пр}^{ППП_1}$, м^2	673,8
Среднелогарифмический температурный напор $\Delta t_{ППП_1}$, °С	114,66
Скорость газов на участке промежуточного пароперегревателя первой ступени $\omega_г^{ППП_1}$, м/с	48,393
Коэффициент теплоотдачи от газов к стенке $\alpha_1^{ППП_1}$, Вт/(м^2·К)	61,812
Скорость пара на участке промежуточного пароперегревателя первой ступени $\omega_п^{ППП_1}$, м/с	39,13
Коэффициент теплоотдачи от стенки трубы к пару $\alpha_2^{ППП_1}$, Вт/(м^2·К)	1548,306
Коэффициент теплопередачи $k_{ППП_1}$, Вт/(м^2·К)	35,663
Площадь поверхности теплообмена $F_{ППП_1}$, м^2	16123,017
Число рядов труб промежуточного пароперегревателя второй ступени $z_2^{ППП_1}$, шт	4
Общее количество труб $z_{тр}^{ППП_2}$, шт	896
Первая ступень основного пароперегревателя высокого давления	
Площадь поверхности теплообмена одной секции первой ступени пароперегревателя высокого давления $F_{сек}^{ПП_1}$, м^2	2026,704

Площадь проходного сечения пароперегревателя высокого давления первой ступени $F_{пр}^{ПП_1}$, м^2	669,84
Среднелогарифмический температурный напор $\Delta t_{ПП_1}$, °С	79,864
Скорость газов на участке пароперегревателя высокого давления второй ступени $\omega_г^{ПП_1}$, м/с	45,567

Продолжение таблицы 9

Коэффициент теплоотдачи от газов к стенке $\alpha_1^{ПП_1}$, Вт/(м^2·К)	54,479
Скорость пара на участке пароперегревателя высокого давления второй ступени $\omega_п^{ПП_1}$, м/с	5,805
Коэффициент теплоотдачи от стенки трубы к пару $\alpha_2^{ПП_1}$, Вт/(м^2·К)	2250,935
Коэффициент теплопередачи $k_{ПП_1}$, Вт/(м^2·К)	31,915
Площадь поверхности теплообмена $F_{ПП_1}$, м^2	30053,593
Число рядов труб пароперегревателя высокого давления второй ступени $z_2^{ПП_1}$, шт	6
Общее количество труб $z_{тр}^{ПП_1}$, шт	1899
Испаритель высокого давления	
Площадь поверхности теплообмена одной секции испарителя высокого давления $F_{сек}^{ИВД}$, м^2	1862,336
Площадь проходного сечения испарителя высокого давления $F_{пр}^{ИВД}$, м^2	687,48
Среднелогарифмический температурный напор $\Delta t_{ИВД}$, °С	50,25
Скорость газов на участке испарителя высокого давления $\omega_г^{ИВД}$, м/с	39,538
Коэффициент теплоотдачи от газов к стенке $\alpha_1^{ИВД}$, Вт/(м^2·К)	48,209
Скорость пароводяной смеси на участке испарителя высокого давления второй ступени $\omega_{пв}^{ИВД}$, м/с	0,248
Коэффициент теплоотдачи от стенки трубы к пару $\alpha_2^{ИВД}$, Вт/(м^2·К)	2471,446
Коэффициент теплопередачи $k_{ИВД}$, Вт/(м^2·К)	47,024
Площадь поверхности теплообмена $F_{ИВД}$, м^2	63824,089
Число рядов труб испарителя высокого давления $z_2^{ИВД}$, шт	12
Общее количество труб $z_{тр}^{ИВД}$, шт	2605
Пароперегреватель среднего давления	

Площадь поверхности теплообмена одной секции пароперегревателя среднего давления $F_{сек}^{ППСД}$, м^2	1520,028
Площадь проходного сечения пароперегревателя среднего давления $F_{пр}^{ППСД}$, м^2	764,88
Среднелогарифмический температурный напор $\Delta t_{ППСД}$, °С	36,656

Продолжение таблицы 9

Скорость газов на участке основного пароперегревателя среднего давления $\omega_г^{ППСД}$, м/с	32,458
Коэффициент теплоотдачи от газов к стенке $\alpha_1^{ППСД}$, Вт/(м^2·К)	48,316
Скорость пара на участке пароперегревателя среднего давления $\omega_п^{ППСД}$, м/с	3,038
Коэффициент теплоотдачи от стенки трубы к пару $\alpha_2^{ППСД}$, Вт/(м^2·К)	309,292
Коэффициент теплопередачи $k_{ППСД}$, Вт/(м^2·К)	25,073
Площадь поверхности теплообмена $F_{ППСД}$, м^2	9528,125
Число рядов труб пароперегревателя среднего давления $z_2^{ППСД}$, шт	4
Общее количество труб $z_{тр}^{ППСД}$, шт	602
Экономайзер высокого давления	
Площадь поверхности теплообмена одной секции экономайзера высокого давления $F_{сек}^{ЭВД}$, м^2	2503,598
Площадь проходного сечения экономайзера высокого давления $F_{пр}^{ЭВД}$, м^2	585,42
Среднелогарифмический температурный напор $\Delta t_{ЭВД}$, °С	22,936
Скорость газов на участке экономайзера высокого давления $\omega_г^{ЭВД}$, м/с	40,027
Коэффициент теплоотдачи от газов к стенке $\alpha_1^{ЭВД}$, Вт/(м^2·К)	56,078
Скорость воды на участке экономайзера высокого давления $\omega_в^{ЭВД}$, м/с	0,749
Коэффициент теплоотдачи от стенки трубы к пару $\alpha_2^{ЭВД}$, Вт/(м^2·К)	7225,215
Коэффициент теплопередачи $k_{ЭВД}$, Вт/(м^2·К)	55,646
Площадь поверхности теплообмена $F_{ЭВД}$, м^2	64393,84
Число рядов труб экономайзера высокого давления $z_2^{ЭВД}$,	10

шт	
Общее количество труб $z_{тр}^{ЭВД}$, шт	4476
Испаритель среднего давления	
Площадь поверхности теплообмена одной секции испарителя среднего давления $F_{сек}^{ИСД}$, м^2	269,549

Продолжение таблицы 9

Площадь проходного сечения испарителя среднего давления $F_{пр}^{ИСД}$, м^2	945,06
Среднелогарифмический температурный напор $\Delta t_{ИСД}$, °С	39,511
Скорость газов на участке испарителя среднего давления $\omega_{г}^{ИСД}$, м/с	23,114
Коэффициент теплоотдачи от газов к стенке $\alpha_1^{ИСД}$, Вт/(м^2·К)	34,506
Скорость пароводяной смеси на участке испарителя среднего давления $\omega_{пв}^{ИСД}$, м/с	0,201
Коэффициент теплоотдачи от стенки трубы к пару $\alpha_2^{ИСД}$, Вт/(м^2·К)	1240,946
Коэффициент теплопередачи $k_{ИСД}$, Вт/(м^2·К)	33,499
Площадь поверхности теплообмена $F_{ИСД}$, м^2	16693,899
Число рядов труб испарителя среднего давления $z_2^{ИСД}$, шт	11
Общее количество труб $z_{тр}^{ИСД}$, шт	682
Пароперегреватель низкого давления	
Площадь поверхности теплообмена одной секции пароперегревателя низкого давления $F_{сек}^{ППНД}$, м^2	2026,704
Площадь проходного сечения пароперегревателя низкого давления $F_{пр}^{ППНД}$, м^2	669,84
Среднелогарифмический температурный напор $\Delta t_{ППНД}$, °С	28,68
Скорость газов на участке основного пароперегревателя низкого давления $\omega_{г}^{ППНД}$, м/с	32,049
Коэффициент теплоотдачи от газов к стенке $\alpha_1^{ППНД}$, Вт/(м^2·К)	44,73
Скорость пара на участке пароперегревателя низкого давления $\omega_{п}^{ППНД}$, м/с	11,853
Коэффициент теплоотдачи от стенки трубы к пару $\alpha_2^{ППНД}$, Вт/(м^2·К)	140,1

Коэффициент теплопередачи $k_{ППНД}$, Вт/(м^2·К)	20,345
Площадь поверхности теплообмена $F_{ППНД}$, м^2	4857,851
Число рядов труб пароперегревателя низкого давления $z_2^{ППНД}$, шт	1
Общее количество труб $z_{тр}^{ППНД}$, шт	307
Экономайзер среднего давления	

Продолжение таблицы 9

Площадь поверхности теплообмена одной секции экономайзера среднего давления $F_{сек}^{ЭСД}$, м^2	2071,943
Площадь проходного сечения экономайзера среднего давления $F_{пр}^{ЭСД}$, м^2	665,52
Среднелогарифмический температурный напор $\Delta t_{ЭСД}$, °С	47,144
Скорость газов на участке экономайзера среднего давления $\omega_г^{ЭСД}$, м/с	30,406
Коэффициент теплоотдачи от газов к стенке $\alpha_1^{ЭСД}$, Вт/(м^2·К)	46,328
Скорость воды на участке экономайзера среднего давления $\omega_в^{ЭСД}$, м/с	0,573
Коэффициент теплоотдачи от стенки трубы к пару $\alpha_2^{ЭСД}$, Вт/(м^2·К)	5458,94
Коэффициент теплопередачи $k_{ЭСД}$, Вт/(м^2·К)	45,938
Площадь поверхности теплообмена $F_{ЭСД}$, м^2	36040,112
Число рядов труб экономайзера среднего давления $z_2^{ЭСД}$, шт	6
Общее количество труб $z_{тр}^{ЭСД}$, шт	2505
Испаритель низкого давления	
Площадь поверхности теплообмена одной секции испарителя низкого давления $F_{сек}^{ИНД}$, м^2	269,549
Площадь проходного сечения испарителя низкого давления $F_{пр}^{ИНД}$, м^2	945,06
Среднелогарифмический температурный напор $\Delta t_{ИНД}$, °С	47,893
Скорость газов на участке испарителя низкого давления $\omega_г^{ИНД}$, м/с	19,592
Коэффициент теплоотдачи от газов к стенке $\alpha_1^{ИНД}$, Вт/(м^2·К)	31,299
Скорость пароводяной смеси на участке испарителя	0,15

низкого давления $\omega_{пв}^{ИНД}$, м/с	
Коэффициент теплоотдачи от стенки трубы к пару $\alpha_2^{ИНД}$, Вт/(м^2·К)	1667,111
Коэффициент теплопередачи $k_{ИНД}$, Вт/(м^2·К)	30,644
Площадь поверхности теплообмена $F_{ИНД}$, м^2	22850,305
Число рядов труб испарителя низкого давления $z_2^{ИНД}$, шт	15

Продолжение таблицы 9

Общее количество труб $z_{тр}^{ИНД}$, шт	933
Газовый подогреватель конденсата	
Площадь поверхности теплообмена одной секции газового подогревателя конденсата $F_{сек}^{ГПК}$, м^2	1122,303
Площадь проходного сечения газового подогревателя конденсата $F_{пр}^{ГПК}$, м^2	841,75
Среднелогарифмический температурный напор $\Delta t_{ГПК}$, °С	49,293
Скорость газов на участке газового подогревателя конденсата $\omega_г^{ГПК}$, м/с	19,736
Коэффициент теплоотдачи от газов к стенке $\alpha_1^{ГПК}$, Вт/(м^2·К)	45,719
Скорость воды на участке газового подогревателя конденсата $\omega_в^{ГПК}$, м/с	1,0263
Коэффициент теплоотдачи от стенки трубы к пару $\alpha_2^{ГПК}$, Вт/(м^2·К)	6867,468
Коэффициент теплопередачи $k_{ГПК}$, Вт/(м^2·К)	45,416
Площадь поверхности теплообмена $F_{ГПК}$, м^2	38350,413
Число рядов труб газового подогревателя конденсата $z_2^{ГПК}$, шт	12
Общее количество труб $z_{тр}^{ГПК}$, шт	2666

2.5 Расчет паровой турбины

Паровая турбина SST–3000 состоит из цилиндра высокого и среднего давления с промежуточным перегревом пара.

Целью расчета является нахождение действительной мощности паровой турбины, которая определяется через полезно использованные теплоперепады каждого цилиндра. Полезно использованный теплоперепад цилиндра высокого

давления определяется по (2.337) через внутренний относительный КПД ЦВД, который был рассчитан по (2.204), кДж/кг:

$$H_i^{ЦВД} = (h_0^{ВД} - h_{zt}^{ЦВД}) \cdot \eta_{oi}^{ЦВД}, \quad (2.337)$$

$$H_i^{ЦВД} = (3423,224 - 3005,757) \cdot 0,8673 = 362,074$$

где $h_0^{ВД}$ и $h_{zt}^{ВД}$ – энтальпия пара в начале и конце процесса расширения (линия *A'B* на рис. 14) в ЦВД, кДж/кг.

Определим располагаемый теплоперепад цилиндра среднего давления, (линия $C'D_0$ на рис.14), кДж/кг:

$$H_0^{ЦСД} = h_0^{ЦСД} - h_{кt} = 3534,399 - 2283,03 = 1251,369, \quad (2.338)$$

где $h_{кt}$ – энтальпия пара в конце процесса расширения в турбине при давлении $P_к$ и энтропии $s_{СД}$, найденной в точке *C'* (см. рис. 14).

Внутренний относительный КПД цилиндра среднего давления определяется следующим образом, опираясь на [8, с. 17]:

$$\eta_{oi}^{ЦСД} = 0,87 \cdot \left(1 + \frac{H_0^{ЦСД} - 400}{10000}\right) \cdot k_{вл}^{ЦСД} - \frac{\Delta H_{вс}}{H_0^{ЦСД}}, \quad (2.339)$$

где $v_{ср}^{ЦСД_1}$ – средний удельный объем пара в процессе расширения на линии $C'D_0$, найденный по (2.340), м^3/кг; $k_{вл}^{ЦСД}$ – коэффициент, учитывающий снижение КПД от влажности, рассчитывается по формуле (2.341); $\Delta H_{вс}$ – потеря энергии с выходной скоростью, принимается равной 60 кДж/кг.

$$v_{ср}^{ЦСД_1} = \left(v_0^{ЦСД} \cdot v_{кt}^{ЦСД}\right)^{0,5} = \left(0,11877 \cdot 24,9556\right)^{0,5} = 1,7216, \quad (2.340)$$

где $v_{кt}^{ЦСД}$ – удельный объем пара в конце располагаемого теплоперепада в (см. рис. 14), м^3/кг.

Коэффициент, учитывающий снижение КПД от влажности:

$$k_{вл}^{ЦСД} = 1 - 0,4 \cdot \frac{y_0^{ЦСД} + y_к}{2} \cdot \frac{H_{0вл}}{H_0^{ЦСД}}, \quad (2.341)$$

где $y_0^{ЦСД}$ и $y_к$ – степени влажности пара в начале и в конце процесса расширения в ЦСД; $H_{0вл}$ – часть располагаемого теплоперепада ЦСД, расположенная в области влажного пара (ниже пограничной кривой, т.е. *x = 1*).

$$k_{вл}^{ЦСД} = 1 - 0,4 \cdot \frac{0 + 0,1146}{2} \cdot \frac{447,068}{1251,369} = 0,9918$$

Тогда внутренний КПД ЦСД:

$$\eta_{oi}^{ЦСД} = 0,87 \cdot \left(1 + \frac{1251,369 - 400}{10000}\right) \cdot 0,9918 - \frac{60}{1251,369} = 0,8884$$

Отсюда полезно использованный теплоперепад в зоне сухого перегретого пара, кДж/кг:

$$H_i^{ЦСД} = H_0^{ЦСД} \cdot \eta_{oi}^{ЦСД} = 1251,369 \cdot 0,8884 = 1111,703 \quad (2.342)$$

Суммарный располагаемый теплоперепад в турбине, кДж/кг:

$$H_0 = H_0^{ЦВД} + H_0^{ЦСД} = 417,467 + 1251,369 = 1668,836 \quad (2.343)$$

Суммарный полезно использованный теплоперепад турбины, кДж/кг:

$$H_i = H_i^{ЦВД} + H_i^{ЦСД} = 362,074 + 1111,703 = 1473,777 \quad (2.344)$$

Внутренняя мощность паровой турбины, кВт:

$$N_i^{ПТУ} = D_0^{ЦВД} \cdot H_i^{ЦВД} + D_0^{ЦСД} \cdot H_i^{ЦСД}, \quad (2.345)$$

$$N_i^{ПТУ} = 185,648 \cdot 362,074 + 197,692 \cdot 1111,703 = 286993,916$$

Внутренний относительный КПД паровой турбины:

$$\eta_{oi}^{ПТУ} = \frac{H_i}{H_0} = \frac{1111,703}{1668,836} = 0,8831 \quad (2.346)$$

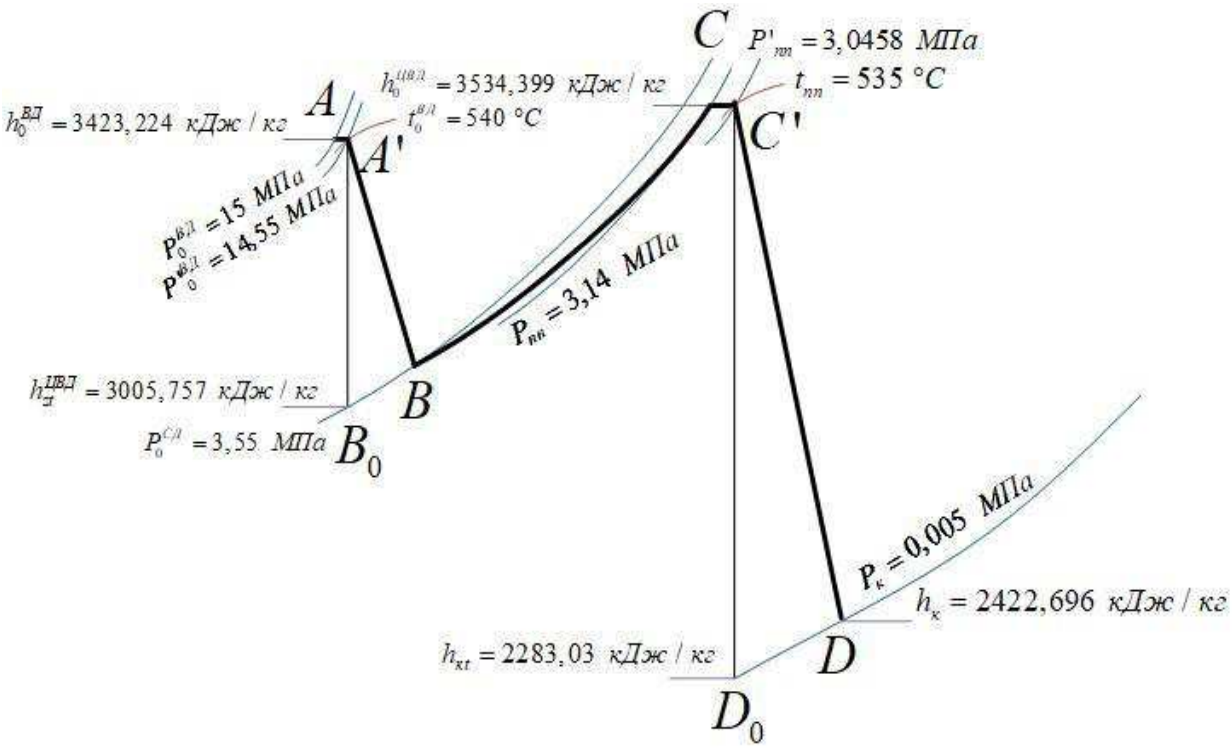


Рисунок 14 – Процесс расширения пара в H–S диаграмме

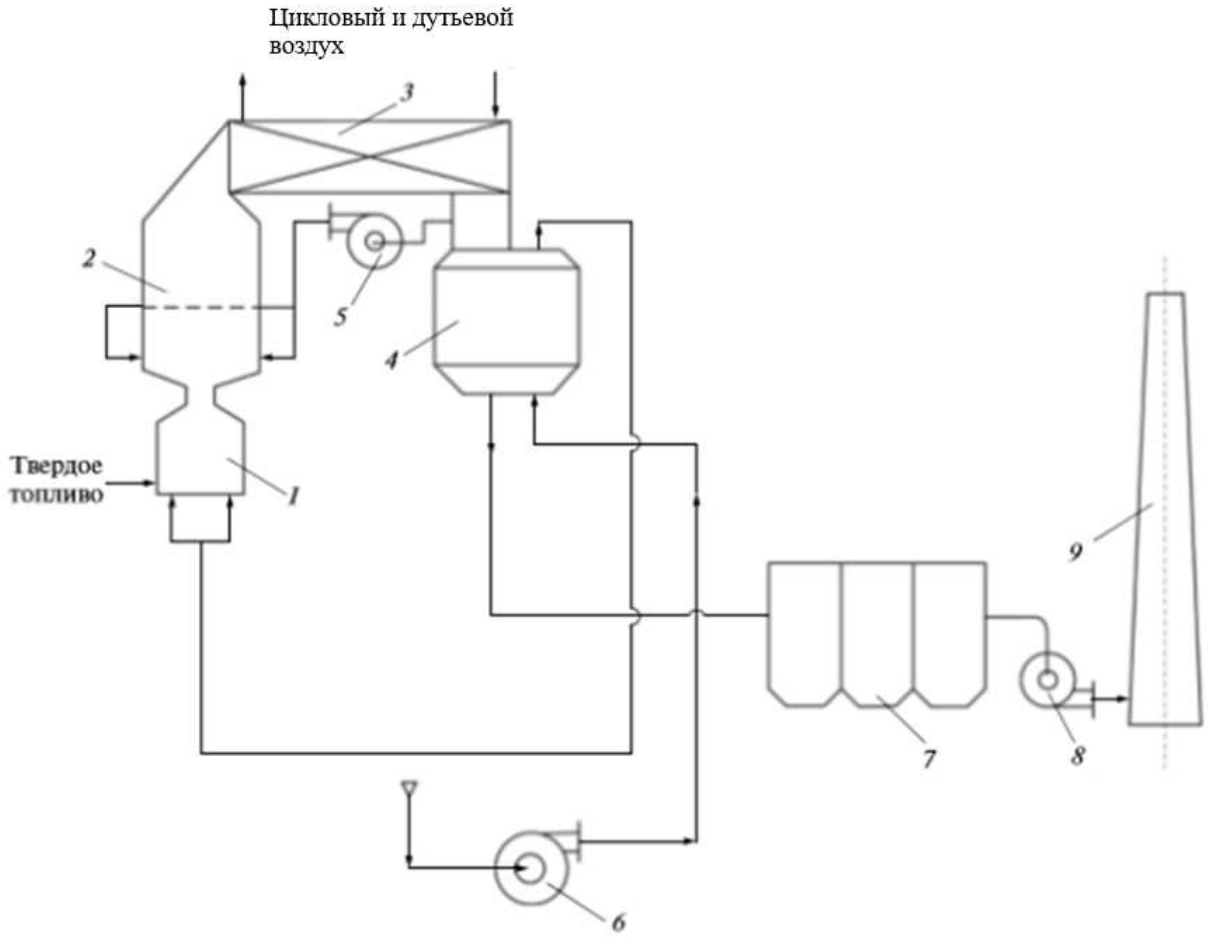
2.6 Конструкторский расчет конвективной воздухонагревательной установки

Конвективная воздухонагревательная установка представляет из себя аналогию П–образного энергетического котельного агрегата, но основной особенностью здесь выступает ограниченное количество поверхностей нагрева, состоящие из подогревателя циклового (ПЦВ) и дутьевого (ПДВ) воздуха,

размещаемые в горизонтальном газоходе установки, и регенеративного вращающегося воздухоподогревателя, располагающегося конвективной шахте. При принятых температурах и давлениях газов и воздуха в подогревателях циклового и дутьевого воздуха целесообразно использовать высоколегированный сплав стали, такой как ХН67ВМТЮ.

Целью расчета является нахождение всех геометрических параметров поверхностей нагрева.

Схема установки, взятая из [9, с. 11], показана на рисунке 15.



1 – адиабатный предтопок; 2 – камера смешения; 3 – цикловый и дутьевой воздухоподогреватели; 4 – регенеративный вращающийся воздухоподогреватель; 5 – дымосос рециркуляции газов; 6 – дутьевой вентилятор; 7 – золоулавливающая установка; 8 – дымосос; 9 – дымовая труба

Рисунок 15 – Схема конвективной воздухонагревательной установки

В таблице 10 представлены энтальпии воздуха и газов после топочной камеры и поверхностей нагрева, которые понадобятся для конструкторского расчета. По данным в [9] коэффициент избытка воздуха в топочной камере

примем $\alpha_T = 1,6$, присосы воздуха в ПЦВ и ПДВ – $\Delta\alpha_{ПЦВ} = \Delta\alpha_{ПДВ} = 0,03$, аналогично величине присосов для трубчатого воздухоподогревателя.

Таблица 10 – Энтальпии воздуха и продуктов сгорания

°С	υ, $H_0^г$, кДж/кг	$H_0^в$, кДж/кг	$H_{зл}$, кДж/кг	$H_г$, кДж/кг		
				Топка, $\alpha_T = 1,6$	ПЦВ и ПДВ, $\alpha_{ПЦВ} = \alpha_{ПДВ} = 1,63$	РВП, $\alpha_{РВП} = 1,78$
100	683,5099	550,4653	4,78336	1018,573	1035,0865	1117,656
200	1386,172	1107,161	10,01072	2060,48	2093,6945	2259,769
Продолжение таблицы 10						
300	2109,149	1673,825	15,6288	3129,073	3179,2878	3430,362
400	2853,634	2252,036	21,312	4226,168	4293,7286	4631,534
500	3618,93	2843,704	27,1136	5352,266	5437,5776	5864,133
600	4404,829	3449,079	33,15082	6507,427	6610,899	7128,261
700	5211,163	4066,374	39,18981	7690,178	7812,169	8422,125
800	6035,391	4693,14	45,40877	8896,683	9037,4775	9741,448
900	6874,482	5330,247	51,79882	10124,43	10284,336	11083,87
1000	7727,884	5974,416	58,2528	11370,79	11550,019	12446,18
1100	8594,676	6667,804	64,94418	12660,3	12860,337	13860,51
1200	9472,628	7288,422	71,3952	13917,08	14135,729	15228,99

Сначала рассчитываем тепловую нагрузку подогревателя циклового воздуха, кВт:

$$Q_{ПЦВ} = G_T^{охл} \cdot (h_{b_2} - \frac{h_{b_1}}{V_B^0 \cdot \alpha_{ГГ}}), \quad (2.347)$$

$$Q_{ПЦВ} = 705,762 \cdot \left(1223,956 - \frac{817,76}{0,32 \cdot 4,1492}\right) = 429146,502$$

Температурный напор циклового воздухоподогревателя определяется по следующей формуле:

$$\Delta t_{ПЦВ} = \psi \cdot \frac{\Delta t_б^{ПЦВ} - \Delta t_м^{ПЦВ}}{2,3 \cdot \lg\left(\frac{\Delta t_б^{ПЦВ}}{\Delta t_м^{ПЦВ}}\right)} = 0,85 \cdot \frac{200 - 79,323}{2,3 \cdot \lg\left(\frac{200}{79,323}\right)} = 130,638, \quad (2.348)$$

где $\Delta t_б^{ПЦВ}$ и $\Delta t_м^{ПЦВ}$ – большая и меньшая разность температур в ПЦВ, определяются соответственно по (2.349) и (2.350), °С; ψ – поправка на перекрестное движение газов и воздуха

$$\Delta t_б^{ПЦВ} = \upsilon'_{ПЦВ} - t_{b_2} = 1100 - 900 = 200, \quad (2.349)$$

$$\Delta t_{м}^{ПЦВ} = \upsilon''_{ПЦВ} - t_{b_1} = 540{,}188 - 460{,}864 = 79{,}323, \quad (2.350)$$

где $\upsilon'_{ПЦВ}$ – температура продуктов сгорания на входе в ПЦВ, принимается равной 1100 °С; $\upsilon''_{ПЦВ}$ – температура продуктов сгорания на выходе из ПЦВ, рассчитанная по (2.351), опираясь на таблицу 10, °С.

$$\upsilon''_{ПЦВ} = 500 + 100 \cdot \frac{H''_{ПЦВ} - 5437{,}578}{6610{,}899 - 5437{,}578}, \quad (2.351)$$

где $H''_{ПЦВ}$ – энтальпия продуктов сгорания после ПЦВ, определенная по формуле (2.352), кДж/кг.

$$H''_{ПЦВ} = H'_{ПЦВ} - \frac{Q_{ПЦВ}}{B_{КВУ_1}^{рец} \cdot \varphi} + \Delta\alpha_{ПЦВ} \cdot H_{прс}^{ПЦВ}, \quad (2.352)$$

где $H'_{ПЦВ}$ – энтальпия продуктов сгорания на входе в ПЦВ при температуре $\upsilon'_{ПЦВ}$, кДж/кг; $B_{КВУ_1}^{рец}$ – суммарный расход топлива на подогрев циклового воздуха с учетом рециркуляции дымовых газов, рассчитанный по (2.353), кг/с; $H_{прс}^{ПЦВ}$ – энтальпия присосов воздуха, находится по (2.355), кДж/кг.

$$B_{КВУ_1}^{рец} = B_{КВУ_1}^{р} + r \cdot B_{КВУ_1}^{р} = 33{,}08 + 0{,}9 \cdot 33{,}08 = 62{,}853, \quad (2.353)$$

где $B_{КВУ_1}^{р}$ – расчетный расход топлива на нагрев циклового воздуха, рассчитывается по (2.354), кг/с; r – доля рециркуляции.

$$B_{КВУ_1}^{р} = B_{КВУ_1} \cdot (1 - q_4) = 33{,}247 \cdot (1 - 0{,}005) = 33{,}08, \quad (2.354)$$

где q_4 – потеря тепла с механическим недожогом топлива.

Энтальпия присосов воздуха, кДж/кг:

$$H_{прс}^{ПЦВ} = 3449{,}079 + (4066{,}374 - 3449{,}079) \cdot \frac{\frac{t_{b_1} + t_{b_2}}{2} - 600}{100} = 3945{,}583 \quad (2.355)$$

Тогда энтальпия продуктов сгорания после ПЦВ:

$$H''_{ПЦВ} = 12660{,}3 - \frac{429146{,}502}{62{,}853 \cdot 0{,}995} + 0{,}03 \cdot 3945{,}583 = 5916{,}555$$

Суммарное количество труб воздухоподогревателя определяется по следующей формуле:

$$z_{тр}^{ПЦВ} = \frac{B_{КВУ_1}^{рец} \cdot V_{г}^{ПЦВ} \cdot \left(\frac{\upsilon'_{ПЦВ} + \upsilon''_{ПЦВ}}{2} + 273 \right)}{273 \cdot \omega_{г}^{ПЦВ} \cdot f_{г}^{ПЦВ}}, \quad (2.356)$$

где $V_г^{ПЦВ}$ – удельный объем продуктов сгорания после ПЦВ, м^3/кг; $\omega_г^{ПЦВ}$ – скорость газов в ПЦВ, принимается равной 12 м/с; $f_г^{ПЦВ}$ – внутреннее сечение трубы ПЦВ, определяется по (2.357), м^2.

$$f_г^{ПЦВ} = 0,785 \cdot d_{вн}^{ПЦВ^2} = 0,785 \cdot 0,037^2 = 0,0011, \quad (2.357)$$

где $d_{вн}^{ПЦВ}$ – внутренний диаметр трубы ПЦВ, взяты по сортаменту из [7, с. 41], м.

$$z_{тр}^{ПЦВ} = \frac{62,853 \cdot 7,48684 \cdot \left(\frac{1100 + 540,822}{2} + 273 \right)}{273 \cdot 12 \cdot 0,0011} = 146147$$

Число труб в одном ряду по ширине воздухоподогревателя $z_1^{ПЦВ}$ находится по формуле:

$$z_1^{ПЦВ} = \frac{b_{ПЦВ}}{s_1^{ПЦВ}} - 1 = \frac{12}{0,054} - 1 = 222, \quad (2.358)$$

где $b_{ПЦВ}$ – ориентировочная ширина подогревателя циклового воздуха, м; $s_1^{ПЦВ}$ – поперечный шаг между трубами в ПЦВ, м.

Число рядов труб по ходу уходящих газов $z_2^{ПЦВ}$:

$$z_2^{ПЦВ} = \frac{z_{тр}^{ПЦВ}}{z_1^{ПЦВ}} - 1 = \frac{146147}{222} = 659 \quad (2.359)$$

Глубина трубной поверхности ПЦВ определяется следующим образом, м:

$$a_{ПЦВ} = z_2^{ПЦВ} \cdot s_2^{ПЦВ} = 659 \cdot 0,404 = 26,624, \quad (2.360)$$

где $s_2^{ПЦВ}$ – продольный шаг между трубами в ПЦВ, м.

Коэффициент теплоотдачи от газов к стенке трубы по [7, с. 81], Вт/(м^2·К):

$$\alpha_1^{ПЦВ} = 0,023 \cdot \frac{\lambda_г^{ПЦВ}}{d_{вн}^{ПЦВ}} \cdot \left(\frac{\omega_г^{ПЦВ} \cdot d_{вн}^{ПЦВ}}{\nu_г^{ПЦВ}} \right)^{0,8} \cdot \mathrm{Pr}_г^{ПЦВ^{0,4}}, \quad (2.361)$$

где $\lambda_г^{ПЦВ}$ – коэффициент теплопроводности газов на участке ПЦВ, принятый по [7, с. 85] с учетом поправки, Вт/(м·К); $\nu_г^{ПЦВ}$ – коэффициент кинематической вязкости газов на участке ПЦВ, принятый по [7, с. 85] с учетом поправки, м^2/с; $\mathrm{Pr}_г^{ПЦВ}$ – число Прандтля для газов на участке ПЦВ, принимается по [7, с. 86].

Тогда коэффициент теплоотдачи $\alpha_1^{ПЦВ}$:

$$\alpha_1^{ПЦВ} = 0,023 \cdot \frac{0,09}{0,037} \cdot \left(\frac{12 \cdot 0,037}{130 \cdot 10^{-5}} \right)^{0,65} \cdot 0,6^{0,33} = 30,604$$

Далее находим коэффициент теплоотдачи от стенки трубы к пару, Вт/(м^2·К):

$$\alpha_2^{ПЦВ} = \frac{\lambda_{возд}^{ПЦВ}}{d_н^{ПЦВ}} \cdot \left(\frac{\omega_{возд}^{ПЦВ} \cdot d_н^{ПЦВ}}{\nu_{возд}^{ПЦВ}} \right)^{0,8} \cdot \mathrm{Pr}_{возд}^{ПЦВ^{0,33}} \cdot C_s^{ПЦВ}, \quad (2.362)$$

где $\lambda_{возд}^{ПЦВ}$ – коэффициент теплопроводности воздуха, взятый из [7, с. 85], Вт/(м^2·К); $d_н^{ПЦВ}$ – наружный диаметр труб ПЦВ, взятый по сортаменту труб, представленному в [7, с. 41], м; $\omega_{возд}^{ПЦВ}$ – скорость воздуха в ПЦВ, предварительно рассчитанная по (2.372), м/с; $\nu_{возд}^{ПЦВ}$ – коэффициент кинематической вязкости воздуха в ПЦВ, взятый по [7, с. 85], м^2/с; $\mathrm{Pr}_{возд}^{ПЦВ}$ – число Прандтля для воздуха в ПЦВ, взятое из [7, с. 86], с учетом поправки; $C_s^{ПЦВ}$ – поправка на компоновку пучка труб ПЦВ, рассчитывается по формуле (2.363).

Поправка на компоновку пучка труб пароперегревателей:

$$C_s^{ПЦВ} = 0,34 \cdot \left(\varphi_\sigma^{ПЦВ} \right)^{0,1} = 0,34 \cdot 1,6295^{0,1} = 0,357, \quad (2.363)$$

где и $\varphi_\sigma^{ПЦВ}$ – параметр, зависящий от поперечного шага и $\sigma_1^{ПЦВ}$, определяемый по формуле (2.364) и продольного шага $\sigma_2^{ПЦВ}$, определяемого по (2.365).

$$\sigma_1^{ПЦВ} = \frac{s_1^{ПЦВ}}{d_н^{ПЦВ}} = \frac{0,054}{0,037} = 1,35, \quad (2.364)$$

$$\sigma_2^{ПЦВ} = \frac{s_2^{ПЦВ}}{d_н^{ПЦВ}} = \frac{0,0404}{0,037} = 1,01, \quad (2.365)$$

Тогда коэффициент теплоотдачи и $\alpha_2^{ПЦВ}$:

$$\alpha_2^{ПЦВ} = \frac{0,0553}{0,04} \cdot \left(\frac{27,849 \cdot 0,04}{9,9 \cdot 10^{-5}} \right)^{0,6} \cdot 0,6821^{0,33} \cdot 0,357 = 117,1837$$

Определим коэффициент теплопередачи, Вт/(м^2·К):

$$k_{ПЦВ} = \xi \cdot \frac{\alpha_1^{ПЦВ} \cdot \alpha_2^{ПЦВ}}{\alpha_1^{ПЦВ} + \alpha_2^{ПЦВ}} = 0,9 \cdot \frac{30,604 \cdot 117,1837}{30,604 + 117,1837} = 21,84 \quad (2.366)$$

где ξ – коэффициент использования, учитывающий уменьшение тепловосприятия поверхности нагрева вследствие неравномерности ее омывания газами.

Площадь поверхности теплообмена подогревателя циклового воздуха, м^2:

$$F_{ПЦВ} = \frac{Q_{ПЦВ}}{k_{ПЦВ} \cdot \Delta t_{ПЦВ}} \cdot 1000 = \frac{429146,502}{21,84 \cdot 111,419} \cdot 1000 = 176358,435 \quad (2.367)$$

Необходимая полная длина ПЦВ, м:

$$l_{ПЦВ} = \frac{F_{ПЦВ}}{\pi \cdot d_{ср}^{ПЦВ} \cdot z_{тр}^{ПЦВ}} = \frac{176358,435}{\pi \cdot 0,0385 \cdot 146147} = 9,977, \quad (2.368)$$

где $d_{ср}^{ПЦВ}$ – средний диаметр труб ПЦВ, определяемый по (2.369), м.

$$d_{ср}^{ПЦВ} = \frac{d_{н}^{ПЦВ} + d_{вн}^{ПЦВ}}{2} = \frac{0,04 + 0,037}{2} = 0,0385 \quad (2.369)$$

Длина одного хода подогревателя циклового воздуха с учетом однопоточного исполнения, м:

$$h_{x}^{ПЦВ} = \frac{G_{T}^{охл} \cdot \left(\frac{t_{b_2} + t_{b_1}}{2} + 273 \right)}{273 \cdot (a_{ПЦВ} - d_{н}^{ПЦВ} \cdot z_{1}^{ПЦВ}) \cdot \omega_{возд}^{ПЦВ}}, \quad (2.370)$$

$$h_{x}^{ПЦВ} = \frac{705,762 \cdot \left(\frac{900 + 460,864}{2} + 273 \right)}{\pi \cdot (26,624 - 0,04 \cdot 659) \cdot 27,849} = 4,988$$

Число ходов воздуха рассчитаем следующим образом:

$$z_{x}^{ПЦВ} = \frac{l_{ПЦВ}}{h_{x}^{ПЦВ}} = \frac{9,977}{4,988} = 2 \quad (2.371)$$

Уточняем длину одного хода, м:

$$h_{x}^{ПЦВ} = \frac{l_{ПЦВ}}{z_{x}^{ПЦВ}} = \frac{9,977}{2} = 4,9885 \quad (2.372)$$

Так же уточняем скорость воздуха в ПЦВ, м/с:

$$\omega_{возд}^{ПЦВ} = \frac{G_{T}^{охл} \cdot \left(\frac{t_{b_2} + t_{b_1}}{2} + 273 \right)}{273 \cdot (a_{ПЦВ} - d_{н}^{ПЦВ} \cdot z_{1}^{ПЦВ}) \cdot h_{x}^{ПЦВ}}, \quad (2.373)$$

$$\omega_{возд}^{ПЦВ} = \frac{705,762 \cdot \left(\frac{900 + 460,864}{2} + 273 \right)}{\pi \cdot (26,624 - 0,04 \cdot 659) \cdot 4,9885} = 27,847$$

Полная длина подогревателя циклового воздуха, м:

$$l_{сум}^{ПЦВ} = h_{x}^{ПЦВ} \cdot z_{x}^{ПЦВ} + h_{рем} = 4,9885 \cdot 2 + 0,6 = 10,577, \quad (2.374)$$

где $h_{рем}$ – длина одного ремонтного лаза, м.

Расчет подогревателя дутьевого воздуха производим аналогично. Рассчитываем тепловую нагрузку подогревателя дутьевого воздуха, кВт:

$$Q_{ПДВ} = G_{возд}^{ГТ} \cdot (h_{дв_2} - h_{дв_1}) = 40,3182 \cdot (1703,927 - 903,219) = 32283,073 \quad (2.375)$$

Температурный напор дутьевого воздухоподогревателя определяется по следующей формуле:

$$\Delta t_{ПДВ} = \psi \cdot \frac{\Delta t_{б}^{ПДВ} - \Delta t_{м}^{ПДВ}}{2,3 \cdot \lg\left(\frac{\Delta t_{б}^{ПДВ}}{\Delta t_{м}^{ПДВ}}\right)} = 0,85 \cdot \frac{200 - 12,287}{2,3 \cdot \lg\left(\frac{200}{12,287}\right)} = 67,362, \quad (2.376)$$

где $\Delta t_{б}^{ПДВ}$ и $\Delta t_{м}^{ПДВ}$ – большая и меньшая разность температур в ПДВ, определяются соответственно по (2.377) и (2.378), ℃; ψ – поправка на перекрестное движение газов и воздуха

$$\Delta t_{б}^{ПДВ} = \upsilon'_{ПДВ} - t_{дв_2} = 1100 - 900 = 200, \quad (2.377)$$

$$\Delta t_{м}^{ПДВ} = \upsilon''_{ПДВ} - t_{дв_1} = 518,918 - 506,631 = 12,287, \quad (2.378)$$

где $\upsilon'_{ПДВ}$ – температура продуктов сгорания на входе в ПДВ, принимается равной 1100 ℃; $\upsilon''_{ПДВ}$ – температура продуктов сгорания на выходе из ПДВ, рассчитанная по (2.379), опираясь на таблицу 10, ℃.

$$\upsilon''_{ПДВ} = 500 + 100 \cdot \frac{H''_{ПДВ} - 5437,578}{6610,899 - 5437,578}, \quad (2.379)$$

где $H''_{ПДВ}$ – энтальпия продуктов сгорания после ПДВ, определенная по формуле (2.380), кДж/кг.

$$H''_{ПДВ} = H'_{ПДВ} - \frac{Q_{ПДВ}}{B_{КВУ_2}^{рец} \cdot \varphi} + \Delta\alpha_{ПДВ} \cdot H_{прс}^{ПДВ}, \quad (2.380)$$

где $H'_{ПДВ}$ – энтальпия продуктов сгорания на входе в ПДВ при температуре $\upsilon'_{ПДВ}$, кДж/кг; $B_{КВУ_2}^{рец}$ – суммарный расход топлива на подогрев циклового воздуха с учетом рециркуляции дымовых газов, рассчитанный по (2.381), кг/с; $H_{прс}^{ПДВ}$ – энтальпия присосов воздуха, находится по (2.383), кДж/кг.

$$B_{КВУ_2}^{рец} = B_{КВУ_2}^{р} + r \cdot B_{КВУ_2}^{р} = 2,3358 + 0,9 \cdot 2,3358 = 4,5548, \quad (2.381)$$

где $B_{КВУ_2}^{р}$ – расчетный расход топлива на нагрев циклового воздуха, рассчитывается по (2.381), кг/с; r – доля рециркуляции.

$$B_{КВУ_2}^{р} = B_{КВУ_2} \cdot (1 - q_4) = 2,3475 \cdot (1 - 0,005) = 2,3358 \quad (2.382)$$

Энтальпия присосов воздуха, кДЖ/кг:

$$H_{прс}^{ПДВ} = 4066,374 + (4693,14 - 4066,374) \cdot \frac{\frac{t_{дв_1} + t_{дв_2}}{2} - 700}{100} = 4087,155 \quad (2.383)$$

Тогда энтальпия продуктов сгорания после ПДВ:

$$H''_{ПДВ} = 12660,3 - \frac{32283,073}{4,5548 \cdot 0,995} + 0,03 \cdot 4087,155 = 5659,551$$

Суммарное количество труб воздухоподогревателя определяется по следующей формуле:

$$z_{тр}^{ПДВ} = \frac{B_{КВУ_2}^{рец} \cdot V_г^{ПДВ} \cdot \left(\frac{\upsilon'_{ПДВ} + \upsilon''_{ПДВ}}{2} + 273 \right)}{273 \cdot \omega_г^{ПДВ} \cdot f_г^{ПДВ}}, \quad (2.384)$$

где $V_г^{ПДВ}$ – удельный объем продуктов сгорания после ПДВ, м^3/кг; $\omega_г^{ПДВ}$ – скорость газов в ПДВ, принимается равной 12 м/с; $f_г^{ПДВ}$ – внутреннее сечение трубы ПДВ, определяется по (2.385), м^2.

$$f_г^{ПДВ} = 0,785 \cdot d_{вн}^{ПДВ^2} = 0,785 \cdot 0,037^2 = 0,0011, \quad (2.385)$$

где $d_{вн}^{ПДВ}$ – внутренний диаметр трубы ПДВ, взяты по сортаменту из [7, с. 41], м.

$$z_{тр}^{ПДВ} = \frac{4,5548 \cdot 7,48684 \cdot \left(\frac{1100 + 518,918}{2} + 273 \right)}{273 \cdot 12 \cdot 0,0011} = 10485$$

Число труб в одном ряду по ширине воздухоподогревателя $z_1^{ПДВ}$ находится по формуле:

$$z_1^{ПДВ} = \frac{b_{ПДВ}}{s_1^{ПДВ}} - 1 = \frac{4,5}{0,054} - 1 = 83, \quad (2.386)$$

где $b_{ПДВ}$ – ориентировочная ширина подогревателя дутьевого воздуха, м; $s_1^{ПДВ}$ – поперечный шаг между трубами в ПДВ, м.

Число рядов труб по ходу уходящих газов $z_2^{ПДВ}$:

$$z_2^{ПДВ} = \frac{z_{тр}^{ПДВ}}{z_1^{ПДВ}} - 1 = \frac{10485}{83} = 127 \quad (2.387)$$

Глубина трубной поверхности ПДВ определяется следующим образом, м:

$$a_{ПДВ} = z_2^{ПДВ} \cdot s_2^{ПДВ} = 127 \cdot 0,404 = 5,13, \quad (2.388)$$

где $s_2^{ПДВ}$ – продольный шаг между трубами в ПДВ, м.

Коэффициент теплоотдачи от газов к стенке трубы по [7, с. 81], Вт/(м^2·К):

$$\alpha_1^{ПДВ} = 0,023 \cdot \frac{\lambda_г^{ПДВ}}{d_{вн}^{ПДВ}} \cdot \left(\frac{\omega_г^{ПДВ} \cdot d_{вн}^{ПДВ}}{\nu_г^{ПДВ}} \right)^{0,8} \cdot \mathrm{Pr}_г^{ПДВ^{0,4}}, \quad (2.389)$$

где $\lambda_г^{ПДВ}$ – коэффициент теплопроводности газов на участке ПДВ, принятый по [7, с. 85] с учетом поправки, Вт/(м·К); $\nu_г^{ПДВ}$ – коэффициент кинематической вязкости газов на участке ПДВ, принятый по [7, с. 85], с учетом поправки, м^2/с; $\mathrm{Pr}_г^{ПДВ}$ – число Прандтля для газов на участке ПДВ, принимается по [7, с. 86].

Тогда коэффициент теплоотдачи $\alpha_1^{ПДВ}$:

$$\alpha_1^{ПДВ} = 0,023 \cdot \frac{0,09}{0,037} \cdot \left(\frac{12 \cdot 0,037}{125 \cdot 10^{-5}} \right)^{0,65} \cdot 0,6^{0,33} = 31,58$$

Далее находим коэффициент теплоотдачи от стенки трубы к пару, Вт/(м^2·К):

$$\alpha_2^{ПДВ} = \frac{\lambda_{возд}^{ПДВ}}{d_н^{ПДВ}} \cdot \left(\frac{\omega_{возд}^{ПДВ} \cdot d_н^{ПДВ}}{\nu_{возд}^{ПДВ}} \right)^{0,8} \cdot \mathrm{Pr}_{возд}^{ПДВ^{0,33}} \cdot C_s^{ПДВ}, \quad (2.390)$$

где $\lambda_{возд}^{ПДВ}$ – коэффициент теплопроводности воздуха, взятый из [7, с. 85], Вт/(м^2·К); $d_н^{ПДВ}$ – наружный диаметр труб ПДВ, взятый по сортаменту труб, представленному в [7, с. 41], м; $\omega_{возд}^{ПДВ}$ – скорость воздуха в ПДВ, предварительно рассчитанная по (2.400), м/с; $\nu_{возд}^{ПДВ}$ – коэффициент кинематической вязкости воздуха в ПДВ, взятый по [7, с. 85], м^2/с; $\mathrm{Pr}_{возд}^{ПДВ}$ – число Прандтля для воздуха в ПДВ, взятое из [7, с. 86], с учетом поправки; $C_s^{ПДВ}$ – поправка на компоновку пучка труб ПЦВ, рассчитывается по формуле (2.391).

Поправка на компоновку пучка труб пароперегревателей:

$$C_s^{ПДВ} = 0,34 \cdot \left(\varphi_\sigma^{ПДВ} \right)^{0,1} = 0,34 \cdot 1,6295^{0,1} = 0,357, \quad (2.391)$$

где и $\varphi_\sigma^{ПДВ}$ – параметр, зависящий от поперечного шага и $\sigma_1^{ПДВ}$, определяемый по формуле (2.392) и продольного шага $\sigma_2^{ПДВ}$, определяемого по (2.393).

$$\sigma_1^{ПДВ} = \frac{s_1^{ПДВ}}{d_н^{ПДВ}} = \frac{0,054}{0,037} = 1,35, \quad (2.392)$$

$$\sigma_2^{ПДВ} = \frac{s_2^{ПДВ}}{d_н^{ПДВ}} = \frac{0,0404}{0,037} = 1,01, \quad (2.393)$$

Тогда коэффициент теплоотдачи и $\alpha_2^{ПДВ}$:

$$\alpha_2^{ПДВ} = \frac{0,0553}{0,04} \cdot \left(\frac{6,103 \cdot 0,04}{9,9 \cdot 10^{-5}} \right)^{0,6} \cdot 0,6821^{0,33} \cdot 0,357 = 47,132$$

Определим коэффициент теплопередачи, Вт/(м^2·К):

$$k_{ПДВ} = \xi \cdot \frac{\alpha_1^{ПДВ} \cdot \alpha_2^{ПДВ}}{\alpha_1^{ПДВ} + \alpha_2^{ПДВ}} = 0,9 \cdot \frac{31,58 \cdot 47,132}{31,58 + 47,132} = 17,019 \quad (2.394)$$

Площадь поверхности теплообмена подогревателя дутьевого воздуха, м^2:

$$F_{ПДВ} = \frac{Q_{ПДВ}}{k_{ПДВ} \cdot \Delta t_{ПДВ}} \cdot 1000 = \frac{32282,073}{17,019 \cdot 67,362} \cdot 1000 = 33129,522 \quad (2.395)$$

Необходимая полная длина ПДВ, м:

$$l_{ПДВ} = \frac{F_{ПДВ}}{\pi \cdot d_{ср}^{ПДВ} \cdot z_{тр}^{ПДВ}} = \frac{33129,522}{\pi \cdot 0,0385 \cdot 10485} = 26,124, \quad (2.396)$$

где $d_{ср}^{ПДВ}$ – средний диаметр труб ПДВ, определяемый по (2.396), м.

$$d_{ср}^{ПДВ} = \frac{d_{н}^{ПДВ} + d_{вн}^{ПДВ}}{2} = \frac{0,04 + 0,037}{2} = 0,0385 \quad (2.397)$$

Длина одного хода подогревателя дутьевого воздуха с учетом однопоточного исполнения, м:

$$h_x^{ПДВ} = \frac{G_{возд}^{ГГ} \cdot \left(\frac{t_{дв_2} + t_{дв_1}}{2} + 273 \right)}{273 \cdot (a_{ПДВ} - d_{н}^{ПДВ} \cdot z_1^{ПДВ}) \cdot \omega_{возд}^{ПДВ}}, \quad (2.398)$$

$$h_x^{ПДВ} = \frac{40,318 \cdot \left(\frac{900 + 506,631}{2} + 273 \right)}{\pi \cdot (4,5 - 0,04 \cdot 83) \cdot 6,103} = 13,047$$

Число ходов воздуха рассчитаем следующим образом:

$$z_x^{ПДВ} = \frac{l_{ПДВ}}{h_x^{ПДВ}} = \frac{26,124}{13,047} = 2 \quad (2.399)$$

Уточняем длину одного хода, м:

$$h_x^{ПДВ} = \frac{l_{ПДВ}}{z_x^{ПДВ}} = \frac{26,124}{2} = 13,062 \quad (2.400)$$

Так же уточняем скорость воздуха в ПДВ, м/с:

$$\omega_{возд}^{ПДВ} = \frac{G_{возд}^{ГГ} \cdot \left(\frac{t_{дв_2} + t_{дв_1}}{2} + 273 \right)}{273 \cdot (a_{ПДВ} - d_{н}^{ПДВ} \cdot z_1^{ПДВ}) \cdot h_x^{ПДВ}}, \quad (2.401)$$

$$\omega_{возд}^{ПДВ} = \frac{40,318 \cdot \left(\frac{900 + 506,631}{2} + 273 \right)}{\pi \cdot (4,5 - 0,04 \cdot 83) \cdot 13,062} = 6,096$$

Полная длина подогревателя циклового воздуха, учитывая количество ходов и ремонтных лазов, м:

$$l_{сум}^{ПДВ} = h_x^{ПДВ} \cdot z_x^{ПДВ} + h_{рем} \cdot 2 = 13,062 \cdot 2 + 0,6 = 26,724, \quad (2.402)$$

где $h_{рем}$ – длина одного ремонтного лаза, м.

Расчет регенеративного вращающегося воздухоподогревателя ведется по методике, описанной в [7, с. 113]. Тепловая нагрузка РВП определяется по следующей формуле, кВт:

$$Q_{РВП} = \left(\beta"_{РВП} + \frac{\Delta\alpha_{РВП}}{2} \right) \cdot \left(h_{гв} - h_a \right), \quad (2.403)$$

где $\beta"_{РВП}$ – коэффициент избытка воздуха на выходе из РВП, определяется по формуле (2.403); $\Delta\alpha_{РВП}$ – присосы воздуха в воздухоподогревателе; $h_{гв}$ – энтальпия горячего воздуха, выходящего из воздухоподогревателя, определяется по таблице 10 при температуре $t_{гв} = 350\,°C$, кДж/кг.

$$\beta"_{РВП} = \alpha_T - \Delta\alpha_T - \Delta\alpha_{ПС} + \Delta\alpha_{РВП} = 1,6 - 0,1 - 0,04 + 0,15 = 1,61, \quad (2.404)$$

где $\Delta\alpha_T$ и $\Delta\alpha_{ПС}$ – присосы воздуха в топочной камере и пылесистеме.

$$Q_{РВП} = \left(1,61 + \frac{0,15}{2} \right) \cdot \left(1962,93 - 25,944 \right) = 3263,922$$

Энтальпия газов на входе в РВП определяется, как энтальпия смеси газов на выходе из ПЦВ и ПДВ, кДж/кг:

$$H'_{РВП} = \frac{H"_{ПЦВ} \cdot B^p_{КВУ_1} + H"_{ПДВ} \cdot B^p_{КВУ_2}}{B^p_{КВУ_1} + B^p_{КВУ_2}}, \quad (2.405)$$

$$H'_{РВП} = \frac{5916,555 \cdot 33,08 + 5659,551 \cdot 2,3358}{33,08 + 2,3358} = 5899,605$$

Температура газов на входе в РВП по энтальпии $H'_{РВП}$ и таблице 10, °С:

$$\upsilon'_{РВП} = 500 + 100 \cdot \frac{H'_{РВП} - 5437,577}{6610,899 - 5437,577}, \quad (2.406)$$

$$\upsilon'_{РВП} = 500 + 100 \cdot \frac{5899,605 - 5437,577}{6610,899 - 5437,577} = 539,378$$

Находим коэффициент теплопередачи, Вт/(м^2·К):

$$k_{РВП} = \xi_u \cdot A \cdot \left(\frac{0,5 \cdot \left(\omega_г^{РВП} + \omega_{возд}^{РВП} \right)}{8} \right)^{0,8}, \quad (2.407)$$

где ξ_u – коэффициент использования поверхности регенеративного воздухоподогревателя; A – коэффициент определяющий интенсивность теплообмена; $\omega_г^{РВП}$ – скорость газов в РВП, м/с; $\omega_{возд}^{РВП}$ – скорость воздуха в РВП, рассчитанная по (2.408) по рекомендациям, данным в [7, с. 113], м/с.

$$\omega_{возд}^{РВП} = 0,9 \cdot \omega_г^{РВП} = 0,9 \cdot 12 = 10,8, \quad (2.408)$$

$$k_{РВП} = 0,89 \cdot 11 \cdot \left(\frac{0,5 \cdot (12 + 10,8)}{8} \right)^{0,8} = 12,997$$

Температурный напор регенеративного воздухоподогревателя определяется по следующей формуле:

$$\Delta t_{РВП} = \frac{\Delta t_{б}^{РВП} - \Delta t_{м}^{РВП}}{2,3 \cdot \lg\left(\frac{\Delta t_{б}^{РВП}}{\Delta t_{м}^{РВП}} \right)} = \frac{189,378 - 120}{2,3 \cdot \lg\left(\frac{189,378}{120} \right)} = 152,231, \quad (2.409)$$

где $\Delta t_{б}^{РВП}$ и $\Delta t_{м}^{РВП}$ – большая и меньшая разность температур в РВП, определяются соответственно по (2.410) и (2.411), ℃; ψ – поправка на перекрестное движение газов и воздуха

$$\Delta t_{б}^{РВП} = \upsilon'_{РВП} - t_{гв} = 539,378 - 350 = 189,378, \quad (2.410)$$

$$\Delta t_{м}^{РВП} = \upsilon_{ух} - t_{а} = 140 - 20 = 120, \quad (2.411)$$

где $\upsilon_{ух}$ – температура уходящих газов, принятая по [7, с.23], ℃.

Расчетная поверхность нагрева одного корпуса регенеративного воздухоподогревателя определяется следующим образом, м^2:

$$F_{РВП} = \frac{\left(B_{КВУ_1}^{р} + B_{КВУ_2}^{р} \right) \cdot Q_{РВП}}{k_{РВП} \cdot \Delta t_{РВП} \cdot n_{к}}, \quad (2.412)$$

где $n_{к}$ – количество корпусов регенеративного воздухоподогревателя.

$$F_{РВП} = \frac{(33,08 + 2,3358) \cdot 3263,822}{12,996 \cdot 152,231 \cdot 2} = 29211,953$$

Полный секундный объем газов, проходящий через регенеративный воздухоподогреватель, м^3/с:

$$V_{сек}^{РВП} = \frac{\left(B_{КВУ_1}^{р} + B_{КВУ_2}^{р} \right) \cdot V_{г}^{РВП} \cdot \left(\frac{\upsilon'_{РВП} + \upsilon_{ух}}{2} + 273 \right)}{273}, \quad (2.413)$$

где $V_{г}^{РВП}$ – объем газов на участке РВП, м^3/кг.

$$V_{сек}^{РВП} = \frac{(33,08 + 2,3358) \cdot 7,8665 \cdot \left(\frac{539,378 + 140}{2} + 273 \right)}{273} = 625,264$$

Расчетное проходное сечение корпуса регенеративного воздухоподогревателя, м^2:

$$f_{р}^{РВП} = \frac{V_{сек}^{РВП}}{\omega_{г}^{РВП} \cdot n_{к}} = \frac{625,264}{12 \cdot 2} = 26,053 \quad (2.414)$$

По расчетному проходному сечению корпуса подбирается типоразмер РВП – ВПР–98 с диаметром ротора $d_p^{РВП} = 9,8$ м.

Поверхность набивки регенеративного воздухоподогревателя высотой в 1 м при выбранном диаметре ротора определяется по формуле:

$$F_1^{РВП} = 0,85 \cdot n_л \cdot d_p^{РВП} = 0,85 \cdot 2905 \cdot 9,8 = 24198,65, \quad (2.415)$$

где $n_л$ – количество листов набивки по окружности ротора, найденное по (2.416).

$$n_л = \frac{\pi \cdot d_p^{РВП}}{d_э + \delta_{РВП}} = \frac{\pi \cdot 9,8}{0,0097 + 0,0009} = 2905, \quad (2.416)$$

где $d_э$ – эквивалентный диаметр проходного сечения между листами набивки, м; $\delta_{РВП}$ – толщина листа набивки, м.

Расчетная высота регенеративного воздухоподогревателя, м:

$$h_{РВП} = \frac{F_{РВП}}{F_1^{РВП}} = \frac{29211,953}{24198,65} = 1,207 \quad (2.417)$$

На рисунках 16 и 17 представлены подогреватели циклового и дутьевого воздуха.

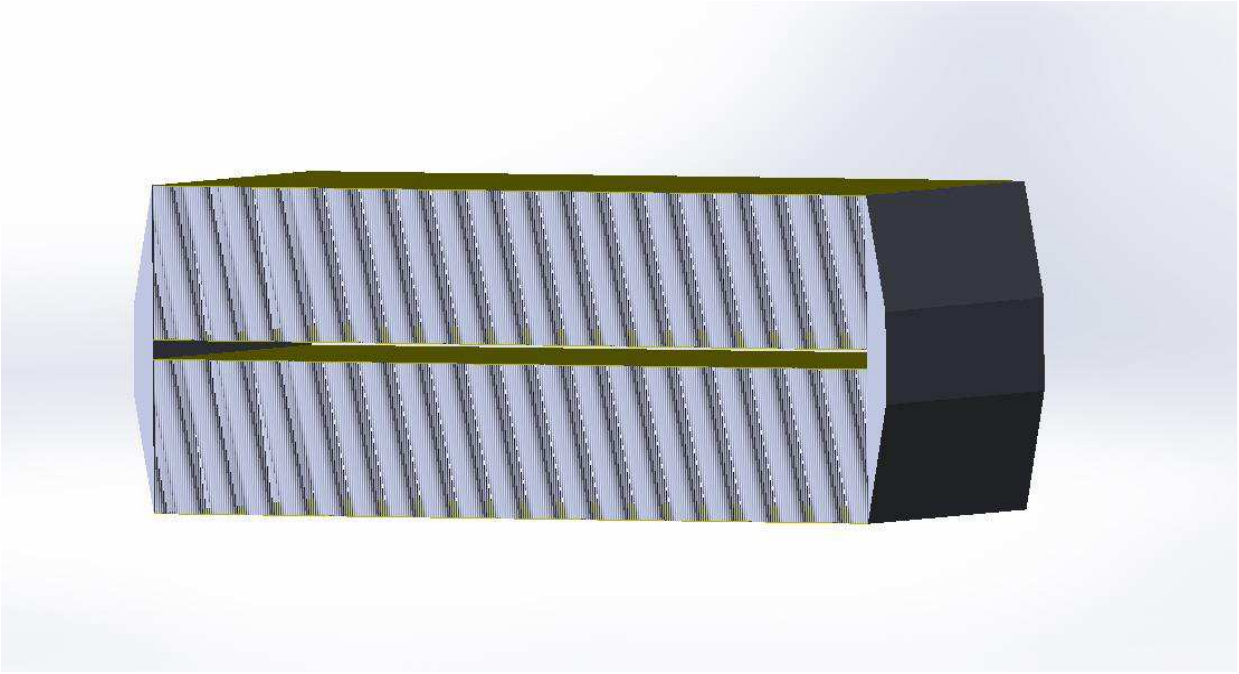


Рисунок 16 – Подогреватель циклового воздуха в вертикальном положении труб подогревателя

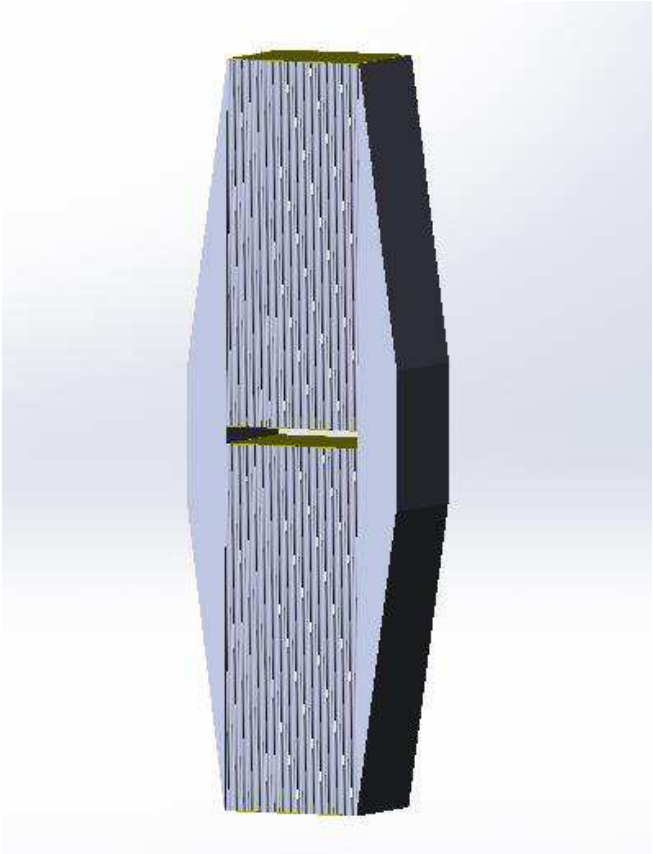


Рисунок 17 – Подогреватель дутьевого воздуха в вертикальном положении труб подогревателя

2.7 Расчет технико–экономических показателей станции

Для начала рассчитаем электрическую мощность паротурбинной установки, МВт:

$$N_э^{ПТУ} = N_i^{ПТУ} \cdot \eta_M \cdot \eta_{ЭГ} = 286993,916 \cdot 0,99 \cdot 0,98 = 278441,497 \quad (2.418)$$

Электрическая мощность газотурбинной установки, МВт:

$$N_э^{ГТУ} = \left(N_T - N_K - N_{ДК}\right) \cdot \eta_M \cdot \eta_{ЭГ}, \quad (2.419)$$

$$N_э^{ГТУ} = \left(768588,241 - 457404,499 - 3445,573\right) \cdot 0,99 \cdot 0,98 = 298567,572$$

Тогда электрическая мощность ПГУ, МВт:

$$N_э^{ПГУ} = N_э^{ГТУ} + N_э^{ПТУ} = 298567,572 + 278441,497 = 577009,069 \quad (2.420)$$

Абсолютный электрический КПД парогазовой установки:

$$\eta_э^{ПГУ} = \frac{N_э^{ПГУ}}{\left(B_{КВУ_1}^р + B_{КВУ_2}^р\right) \cdot Q_{н.уг.}^р + B_{с-г}^{охл} \cdot Q_{н.с-г.}^р}, \quad (2.421)$$

$$\eta_э^{ПГУ} = \frac{577009,069}{\left(33,08 + 2,3358\right) \cdot 15280 + 68,95 \cdot 7387,172} = 0,5478$$

Определим отпущенную электрическую мощность, МВт:

$$N_{отп} = N_э^{ПГУ} - N_э^{ПГУ} \cdot \alpha_{сн}, \quad (2.422)$$

где $\alpha_{сн}$ – доля электроэнергии, расходуемая на собственные нужды.

$$N_{отп} = 577009,069 - 577009,069 \cdot 0,12 = 507767,981$$

Рассчитаем расход условного топлива на выработку электроэнергии, кг у.т./с:

$$B_{усл}^э = \frac{\left(B_{КВУ_1}^р + B_{КВУ_2}^р\right) \cdot Q_{н.уг.}^р + B_{с-г}^{охл} \cdot Q_{н.с-г.}^р}{29300}, \quad (2.423)$$

$$B_{усл}^э = \frac{\left(33,08 + 2,3358\right) \cdot 15280 + 68,95 \cdot 7387,172}{29300} = 35,946$$

Удельный расход условного топлива на выработку электроэнергии кг у.т./(кВт·ч):

$$b_{усл}^э = \frac{B_{усл}^э \cdot 3600}{N_{отп}} = \frac{35,946 \cdot 3600}{507767,981} = 0,2549 \quad (2.424)$$

3 Расчет и выбор вспомогательного оборудования турбинного отделения, проектирование топливного хозяйства, выбор тягодутьевых машин

Данный раздел включает в себя: расчет и выбор питательных, конденсатных, циркуляционных насосов, а также расчет и выбор градирен; расчет и выбор тягодутьевых машин; определение площади топливного склада, выбор числа и типа мельниц, схемы пылеприготовления и тягодутьевых машин. Все расчеты выполнены в соответствии с методикой, изложенной в [10].

3.1 Выбор насосов

Все типы насосов подбираются по двум характеристикам: напору ΔP_H, определяемому по формуле (3.1), МПа; производительности насоса G, м^3/ч, в зависимости от назначения насоса.

$$\Delta P_H = P_н - P_{вс} + \Delta P_i, \quad (3.1)$$

где $P_н$ – давление рабочего тела со стороны нагнетания, МПа; $P_{вс}$ – давление рабочего тела на всасе, МПа; ΔP_i – суммарное сопротивление тракта, МПа.

Насос рециркуляции конденсата подобран по расходу рециркуляции конденсата D_p, а напор взят по заводским данным.

Полученные значения напора и производительности, а также выбранные типоразмеры насосов всех типов сведены в таблицу 11.

Таблица 11 – Характеристики выбранных насосов

Тип насоса	Напор ΔP_H, МПа	Производительность, G, м^3/ч	Типоразмер	Количество
Питательный насос высокого давления	11,7	460	ПЭ–270–150	4
Питательный насос среднего давления	3	1116	ПЭ–580–185	4
Конденсатный насос	0,9	1075	КсВ–1250–90	4
Циркуляционный насос	0,19	82380	ОПВ–110	4

Продолжение таблицы 11

Насос рециркуляции конденсата	0,85	348	КсВ–500–85	4

Для выбора градирни необходимо рассчитать кратность охлаждения в конденсаторе:

$$m_к = \frac{h_к}{c_в \cdot \Delta t_к} = \frac{2422,696}{4,186 \cdot 10} = 57,876, \quad (3.2)$$

где $\Delta t_к$ – глубина охлаждения в градирне.

Тогда расход охлаждающей воды на 2 блока, м^3/ч:

$$G_в^{охл} = 2 \cdot D_0^{ЦСД} \cdot 3,6 \cdot m_к = 2 \cdot 197,692 \cdot 3,6 \cdot 57,876 = 82380,119 \quad (3.3)$$

С учетом такого расхода циркуляционной воды и дополнительного расхода воды на вспомогательное оборудование оптимальным вариантом станет выбор двух башенных градирен КДБ–3200 максимальной производительностью каждая по 48000 м^3/ч.

3.2 Расчет и выбор тягодутьевых машин

Производительность дутьевых вентиляторов для КВУ определяется по формуле, м^3/с:

$$V_{ДВ}^{КВУ} = \left(B_{КВУ_1}^{р} + B_{КВУ_2}^{р}\right) \cdot V_в^0 \cdot \left(a_Т - \Delta a_{ПС} + \Delta a_{РВП}\right) \cdot \frac{t_а + 273}{273}, \quad (3.2)$$

$$V_{ДВ}^{КВУ} = \left(33,08 + 2,3358\right) \cdot 4,153 \cdot \left(1,6 - 0,04 + 0,15\right) \cdot \frac{20 + 273}{273} = 269,937$$

Для обеспечения надежности работы газовоздушного тракта КВУ возьмем 2 дутьевых вентилятора, тогда расчетная производительность одного дутьевого вентилятора определяется по формуле (3.3), м^3/с:

$$V'^{КВУ}_{ДВ} = \frac{\beta_1 \cdot V_{дв}}{Z_{ДВ}} = \frac{1,1 \cdot 269,937}{2} = 148,466 \quad (3.3)$$

где β_1 – коэффициент запаса; $Z_{ДВ}$ – количество дутьевых вентиляторов.

Выбираем дутьевые вентиляторы типа ВДН–18–11 с характеристиками:

- Производительность – 156/120 м^3/ч;
- Напор – 3750/2000 Па;
- КПД – 83 %;
- Частота вращения – 980/740 об/мин;
- Мощность – 250/105 кВт.

Принимаем суммарный перепад давления по воздушному тракту $H_{в}^{КВУ}$ = 5 кПа. Тогда расчетный напор дутьевого вентилятора, кПа:

$$H_{ДВ}^{КВУ} = \beta_2 \cdot H_{в}^{КВУ} = 1{,}15 \cdot 5 = 5{,}75, \quad (3.4)$$

где β_2 – коэффициент запаса по напору.

Уточним расчетный КПД дутьевого вентилятора с учетом его снижения на 10 %:

$$\eta_{рДВ}^{КВУ} = 0{,}9 \cdot \eta_{\max ДВ}^{КВУ} = 0{,}9 \cdot 0{,}83 = 0{,}747 \quad (3.5)$$

Мощность на валу дутьевого вентилятора (эффективная мощность) определяется по формуле (3.6), кВт:

$$N_{еДВ}^{КВУ} = 1{,}05 \cdot \frac{V'^{КВУ}_{ДВ} \cdot H_{ДВ}^{КВУ}}{\eta_{рДВ}^{КВУ}} = 1{,}05 \cdot \frac{148{,}466 \cdot 5{,}75}{0{,}747} = 1199{,}951 \quad (3.6)$$

Определим расчетную производительность дымососов, м^3/с:

$$V_{ДС}^{КВУ} = \left(B_{КВУ_1}^{р} + B_{КВУ_2}^{р}\right) \cdot \left(V_{г}^{ухКВУ} + \sum \alpha_{ЗУ-ГХ} \cdot V_{в}^{0}\right) \cdot \frac{t'_{ДС} + 273}{273}, \quad (3.7)$$

где $V_{г}^{ухКВУ}$ – объем уходящих газов из КВУ, м^3/кг; $\sum \alpha_{ЗУ-ГХ}$ – сумма присосов воздуха в золоуловителе и газоходе котла; $t'_{ДС}$ – ориентировочная температура газов на входе в дымосос.

$$V_{ДС}^{КВУ} = \left(33{,}08 + 2{,}3358\right) \cdot \left(7{,}866544 + 0{,}04 \cdot 4{,}153\right) \cdot \frac{75 + 273}{273} = 362{,}642$$

Для обеспечения надежности работы газовоздушного тракта возьмем 2 дымососа, тогда расчетная производительность одного определяется по формуле (3.8), м^3/с:

$$V'^{КВУ}_{ДС} = \frac{\beta_1 \cdot V_{ДС}^{КВУ}}{Z_{ДС}} = \frac{1{,}1 \cdot 362{,}642}{2} = 199{,}453 \quad (3.8)$$

где $Z_{ДС}$ – число дымососов.

Принимаем суммарный перепад давления по газовому тракту $H_{г}^{КВУ}$ = 3,5 кПа. Тогда расчетный напор дымососа, кПа:

$$H_{ДС}^{КВУ} = \beta_2 \cdot H_{г}^{КВУ} = 1{,}2 \cdot 3{,}5 = 4{,}2 \quad (3.9)$$

Выбираем 2 дымососа типа Д–20х2 с характеристиками:

- Производительность – 245 м^3/ч;
- КПД – 70 %;
- Напор – 4200 Па;
- Частота вращения – 730 об/мин;
- Температура газа – 100 °С;
- Мощность – 460 кВт.

Уточним расчетный КПД дымососа с учетом его снижения на 10 %:

$$\eta_{рДС}^{КВУ} = 0,9 \cdot \eta_{\max ДС}^{КВУ} = 0,9 \cdot 0,7 = 0,63 \quad (3.10)$$

Мощность на валу дымососа (эффективная мощность) определяется по формуле (3.11), кВт:

$$N_{еДС}^{КВУ} = 1,1 \cdot \frac{V'^{КВУ}_{ДС} \cdot H_{ДС}^{КВУ}}{\eta_{рДС}^{КВУ}} = 1,1 \cdot \frac{199,453 \cdot 4,2}{0,63} = 1462,655 \quad (3.11)$$

3.3 Определение площади угольного склада и выбор типа мельниц

Емкость склада угля рассчитываем на месячный расход при 20 часах работы в сутки конвективной воздухонагревательной установки и газогенератора.

Площадь, непосредственно занятую штабелями, ориентировочно определяем по формуле, м^2 :

$$F_{уг} = \frac{20 \cdot \left(B_{КВУ_1} + B_{КВУ_2} + B_{уг}^{ГГ} \right) \cdot 3,6 \cdot n}{h \cdot \gamma_{уг} \cdot \varphi}, \quad (3.12)$$

где n – количество суток запаса топлива; h – высота штабеля, м; $\gamma_{уг}$ – насыпной вес топлива; φ – коэффициент, учитывающий угол откоса (сползания) топлива в штабеле.

$$F_{уг} = \frac{20 \cdot \left(33,08 + 2,3358 + 32,6539\right) \cdot 3,6 \cdot 7}{3 \cdot 0,85 \cdot 0,8} = 16817,319$$

Для сжигания Бородинского бурого угля применяем индивидуальную замкнутую схему пылеприготовления с прямым вдуванием с молотковыми мельницами. Устанавливаем 7 мельниц на одну КВУ.

Расчетная производительность мельницы, т/ч:

$$B_{р}^{мКВУ} = \frac{1,1 \cdot \left(B_{КВУ_1} + B_{КВУ_2} \right)}{n_{м}^{КВУ}} = \frac{1,1 \cdot \left(33,08 + 2,3358\right)}{7} = 5,565 \quad (3.13)$$

где $n_{м}^{КВУ}$ – количество мельниц на КВУ.

По найденной расчетной производительности выбираем молотковую мельницу с тангенциальным подводом аэросмеси ММТ 1000/950/980.

Произведем пересчет производительности на выбранное мельничное устройство по формуле (3.14), кг/с:

$$B_{м}^{КВУ} = B'^{КВУ}_{м} \cdot \frac{k_{ло}}{k_{ло}^{x}} = 5,565 \cdot \frac{1,15}{1,3} = 5,838, \quad (3.14)$$

где $B'^{КВУ}_{м}$ – производительность выбранной мельницы, кг/с; $k_{ло}$ – коэффициент размолоспособности Бородинского бурого угля 2Б; $k^{x}_{ло}$ – коэффициент размолоспособности характерного вида топлива, взятый из [10, с. 79].

4 Охрана окружающей среды

4.1 Расчет выбросов вредных веществ

Методика определения вредных выбросов приведена в [12]. Рассчитываем общие выбросы от конвективной воздухонагревательной установки и котла–утилизатора. Выбросы оксидов азота от КВУ определяются по формуле, г/с:

$$M^{КВУ}_{NO_2} = \left(B^{р}_{КВУ_1} + B^{р}_{КВУ_2}\right) \cdot Q^{н}_{р.уг} \cdot K^{КВУ}_{NO_2}, \quad (4.1)$$

где $K^{КВУ}_{NO_x}$ – удельные выбросы оксидов азота от КВУ, рассчитываемые по формуле (4.2), г/МДж.

$$K^{КВУ}_{NO_2} = K^{топКВУ}_{NO_2} + K^{воздКВУ}_{NO_2}, \quad (4.2)$$

где $K^{топ}_{NO}$ – топливные оксиды азота, рассчитываются по (4.3), г/МДж; $K^{возд}_{NO}$ – воздушные оксиды азота, определяются по формуле (4.8), г/МДж.

$$K^{топКВУ}_{NO_2} = 0,7 \cdot N^{Г} \cdot \beta^{ВХР}_{\alpha_Г} \cdot \beta_{\alpha_1} \cdot \beta_{\vartheta} \cdot \beta^{ВХР}_{СМ}, \quad (4.3)$$

где $N^{Г}$ – содержание азота на горючую массу, г/МДж; $\beta^{ПРМ}_{\alpha_Г}$ – влияние коэффициента избытка воздуха в вихревой горелке, рассчитывается по (4.4); β_{α_1} – влияние доли первичного воздуха в горелке, рассчитывается по (4.5); β_{ϑ} – влияние максимальной температуры на участке образования топливных оксидов азота, рассчитывается по (4.6); $\beta^{ПРМ}_{СМ}$ – влияние смесеобразования в корне факела прямоточных горелок, рассчитывается по (4.7).

$$\beta^{ПРМ}_{\alpha_Г} = (0,53 \cdot \alpha_Г + 0,12)^2 = (0,53 \cdot 1,05 + 0,12)^2 = 0,4577, \quad (4.4)$$

где $\alpha_Г$ – коэффициент избытка воздуха в горелочных устройствах (см. [12, с.3]).

$$\beta_{\alpha_1} = 1,73 \cdot \alpha_1 + 0,48 = 1,73 \cdot 0,55 + 0,48 = 1,4315, \quad (4.5)$$

где α_1 – доля первичного воздуха по отношению к теоретически необходимому (см. [12, с.3]).

$$\beta_{\vartheta} = 0,11 \cdot \sqrt[3]{T''_{АГ} - 1100} = 0,11 \cdot \sqrt[3]{1583 - 1100} = 0,8631, \quad (4.6)$$

где $T''_{АГ}$ – температура газов на выходе из зоны активного горения, К.

$$\beta_{CM}^{ПРМ} = 0,98 \cdot \frac{W_2}{W_1} - 0,47 = 0,98 \cdot \frac{30}{28} - 0,47 = 0,7713, \quad (4.7)$$

где W_2 – скорость вторичного воздуха на выходе из горелки, м/с; W_1 – скорость первичного воздуха на выходе из горелки, м/с.

Тогда топливные оксиды азота, г/МДж:

$$K_{NO_2}^{топ} = 0,7 \cdot 0,3927 \cdot 0,4577 \cdot 1,4315 \cdot 0,8631 \cdot 0,7713 = 0,1199$$

Определяем воздушные оксиды азота, г/МДж:

$$K_{NO_2}^{воздКВУ} = \frac{1,54 \cdot 10^{16}}{T''_{АГ}} \cdot \sqrt{\frac{\alpha''_г - 1}{\alpha''_г}} \cdot e^{-\frac{67000}{T''_{АГ}}}, \quad (4.8)$$

где $\alpha''_г$ – коэффициент избытка воздуха в зоне активного горения, условно принимаемый как сумма организованно подаваемого воздуха через горелки и присосов через нижнюю часть топочной камеры.

$$K_{NO_2}^{воздКВУ} = \frac{1,54 \cdot 10^{16}}{1583} \cdot \sqrt{\frac{1,1 - 1}{1,1}} \cdot e^{-\frac{67000}{1583}} = 1 \cdot 10^{-6}$$

Удельные выбросы оксидов азота от КВУ, г/МДж:

$$K_{NO_2}^{КВУ} = 0,1199 + 1 \cdot 10^{-6} = 0,1199$$

Выбросы оксидов азота от КВУ, г/с:

$$M_{NO_2}^{КВУ} = (33,08 + 2,3358) \cdot \frac{15280}{1000} \cdot 0,1199 = 64,873$$

Для котла утилизатора выбросы оксидов азота рассчитываем по следующей формуле:

$$M_{NO_2}^{КУ} = 0,34 \cdot 10^{-7} \cdot K_{КУ} \cdot \beta_1^{газ} \cdot B_{с-г}^{охл} \cdot 10^3 \cdot Q_{н.с-г}^{р}, \quad (4.9)$$

где $K_{КУ}$ – коэффициент, зависящий от тепловой нагрузки котла–утилизатора, рассчитывается по (4.10); $\beta_1^{газ}$ – коэффициент, показывающий влияние качества топлива на выход оксидов азота, принятый для синтез–газа равным 0,9.

$$K_{КУ} = \frac{2,5 \cdot Q_{КУ} \cdot 0,0036}{20 + Q_{КУ} \cdot 0,0036} = \frac{2,5 \cdot 654349,566 \cdot 0,0036}{20 + 654349,566 \cdot 0,0036} = 2,479, \quad (4.10)$$

$$M_{NO_2}^{КУ} = 0,34 \cdot 10^{-7} \cdot 2,479 \cdot 0,9 \cdot 68,9507 \cdot 10^3 \cdot 7387,172 = 15,585$$

Суммарные выбросы оксидов азота, г/с:

$$M_{NO_2} = M_{NO_2}^{КВУ} + M_{NO_2}^{КУ} = 64,873 + 15,585 = 80,459 \quad (4.11)$$

Выбросы оксидов серы определяем только от КВУ, г/с:

$$M_{SO_2} = 0,02 \cdot \left(B_{КВУ_1}^{р} + B_{КВУ_2}^{р}\right) \cdot 10^3 \cdot S_р \cdot \left(1 - \eta'_{SO_2}\right) \cdot \left(1 - \eta''_{SO_2}\right), \quad (4.12)$$

где η'_{SO_2} – доля оксидов серы, связываемых летучей золой в КВУ (см. [12, с. 13]); η''_{SO_2} – доля оксидов серы, улавливаемых в золоуловителе (см. [12, с. 13]).

$$M_{SO_2} = 0,02 \cdot (33,08 + 2,3358) \cdot 10^3 \cdot 0,2 \cdot (1 - 0,2) \cdot (1 - 0,14) = 97,955$$

Находим суммарное количество твердых частиц в атмосферу, г/с:

$$M_{тв} = 0,01 \cdot \left(B^p_{КВУ_1} + B^p_{КВУ_2} \right) \cdot 10^3 \cdot \left(a_{ун} \cdot A_p + q_4 \cdot \frac{Q^н_{р.уг}}{32,68 \cdot 1000} \right) \cdot (1 - \eta_{ЗУ}), \quad (4.13)$$

где $a_{ун}$ – доля золы уноса, принимается равной, как для котлов с жидким шлакоудалением; $\eta_{ЗУ}$ – доля твердых частиц, улавливаемых в золоуловителе.

$$M_{тв} = 0,01 \cdot (33,08 + 2,3358) \cdot 10^3 \cdot \left(0,95 \cdot 7,4 + 0,5 \cdot \frac{15280}{32,68 \cdot 1000} \right) \cdot (1 - 0,98)$$

$$= 50,062$$

Суммарный массовый расход вредных веществ, выбрасываемых в атмосферу, рассчитывается по следующей формуле с учетом токсичности серы:

$$M = M_{SO_2} + M_{NO_2} \cdot \frac{ПДК_{NO}}{ПДК_{SO_2}} + M_{тв} \cdot \frac{ПДК_з}{ПДК_{SO_2}}, \quad (4.14)$$

где $ПДК_{NO}$ – предельно допустимая максимально разовая концентрация оксидов азота, мг/м^3; $ПДК_{SO_2}$ – предельно допустимая максимально разовая концентрация оксидов серы, мг/м^3; $ПДК_з$ – предельно допустимая максимально разовая концентрация угольной золы, мг/м^3.

$$M = 97,955 + 80,459 \cdot \frac{0,085}{0,5} + 50,062 \cdot \frac{0,085}{0,05} = 116,639$$

4.2 Расчет высоты дымовой трубы для конвективной воздухонагревательной установки

Высота дымовой трубы КВУ определяется следующим образом согласно [10, с.94], м:

$$H^{КВУ}_{тр} = \sqrt{\frac{A \cdot M \cdot F \cdot m}{ПДК^{ур.з.}_з} \cdot \sqrt[3]{\frac{n}{V^{сум}_{дым} \cdot \Delta T}}}, \quad (4.15)$$

где A – коэффициент, учитывающий условия вертикального и горизонтального рассеяния, принятый для Сибири равным 200 по рекомендациям, данным в [10, с.94]; F – безразмерный коэффициент, учитывающий характер выбрасываемых загрязнений, принятый в данном случае для расчета выбрасываемой золы; m – безразмерный коэффициент, учитывающий влияние скоростей выхода газов из устья трубы и взятый по скорости газов из расчета РВП; $ПДК^{ур.з.}_з$ – предельно допустимая концентрация золовых частиц на уровне земли, мг/м^3; n – число труб одинаковой высоты, учитывая, что на две КВУ проектируем одну трубу;

ΔT – разность температур выходящих дымовых газов из трубы и окружающего воздуха, определяется по (4.15), °С; $V_{дым}^{сум}$ – суммарный объем дымовых газов, выбрасываемых из труб, равный сумме необходимой производительности дымососов двух КВУ, рассчитывается по (4.16), м^3/с.

$$\Delta T = \theta"_{ДС} - t_a = 75 - 20 = 55, \quad (4.15)$$

где $\theta"_{ДС}$ – температура дымовых газов после дымососа, принимаем равной температуре дымовых газов после золоуловителя, принятой по заводским данным, °С.

$$V_{дым}^{сум} = 2 \cdot V_{ДС}^{КВУ} = 2 \cdot 362,642 = 725,284, \quad (4.16)$$

где $V_{ДС}^{КВУ}$ – производительность одного дымососа конвективной воздухонагревательной установки, найденная ранее по (3.7), м^3/с.

Тогда высота дымовой трубы КВУ:

$$H_{тр}^{КВУ} = \sqrt{\frac{400 \cdot 116,639 \cdot 2 \cdot 1}{0,15}} \cdot \sqrt[3]{\frac{1}{725,284 \cdot 55}} = 178,1$$

5 Общая часть

5.1 Генеральный план станции

Генплан электростанции включает следующие производственные и подсобные здания, сооружения и устройства: главный корпус; дымовую трубу; повышающие трансформаторы; электрический щит управления; электрические распределительные устройства закрытые и открытые; устройства водоснабжения, химическую очистку добавочной воды; масляное хозяйство; лаборатории и мастерские; склады оборудования и материалов; служебные помещения и др.

В генплане электростанции рядом с основной территорией предусматривается место для строительно–монтажного полигона, на котором выполняют сборку железобетонных и стальных конструкций зданий. Зарезервировано свободное место для достройки (расширения) главного корпуса в случае увеличения мощности электростанции. Между зданиями, сооружениями и установками в генплане предусматриваются необходимые пожарные разрывы и проезды.

Отдельные здания, сооружения и установки размещены по возможности в соответствии с основным технологическим процессом преобразования энергии на электростанции. Например, устройства технического водоснабжения

располагаются со стороны машинного зала; повышающие трансформаторы установлены у фасадной стены машинного зала, дымовая труба сооружена близ помещения котлов–утилизаторов и конвективной воздухонагревательной установки.

Также учтено доминирующее направление и сила ветра, изображенные на генплане розой ветров. Градирни установлены возле западной стены территории электростанции по преобладающему западному направлению ветра.

5.2 Компоновка главного корпуса

В главном корпусе сблокированы основные производственные и вспомогательные службы.

Объемно–планировочные решения позволяют рационально организовать связь всех производственных участков и помещений между собой и органично использовать объемы всего здания, разместив, кроме основного оборудования, необходимое электротехническое оборудование, производственно–административный блок с бытовыми и служебными помещениями.

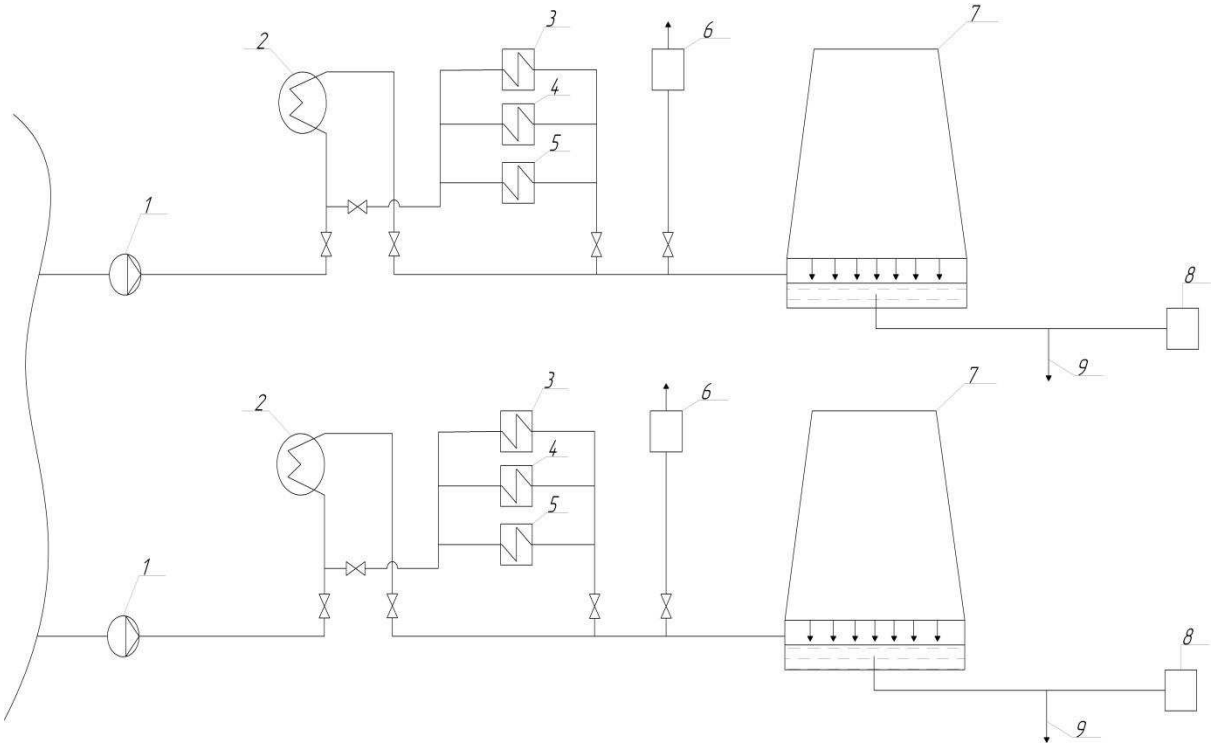
Основное и вспомогательное оборудование станции предлагается расположить в главном корпусе, включающем котельный цех, основным оборудованием которого являются газогенератор, конвективная воздухонагревательная установка и трехконтурный котел–утилизатор, турбинный цех, в корпусе которого находятся газотурбинная установка, паровая турбина, генератор, и объединенный вспомогательный корпус (ОВК). В ОВК располагается оборудование ВПУ, электротехнические помещения, вспомогательные помещения, главный щит управления, служебные и бытовые помещения.

В отделениях предусмотрены места для ремонтных площадок, площадки выема оборудования, площадки обслуживания на всех необходимых уровнях.

Дымовая труба устанавливается в непосредственной близости от главного корпуса.

5.3 Схема технического водоснабжения

Для экономии затрат на станции выбрана оборотная система водоснабжения с башенной градирней. Схема технического водоснабжения представляена на рисунке 18.

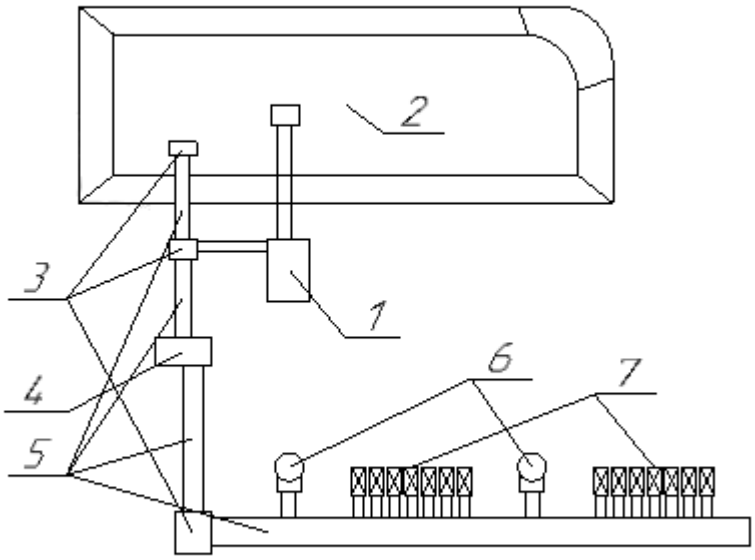


1 – циркуляционный насос; 2 – конденсатор; 3 – газоохладитель генератора; 4 – маслоохладитель газовой турбины; 5 – маслоохладитель паровой турбины; 6 – ВПУ; 7 – башенная градирня; 8 – бак грязной воды; 9 – трубопроводы продувки циркуляционного контура в систему гидрозолоудаления

Рисунок 18 – Схема технического водоснабжения

5.4 Схема топливно–транспортного хозяйства

Уголь поставляется на станцию железнодорожными путями в вагонах, из которых в вагоноопрокидывателе пересыпается на склад для хранения, либо же сразу по конвейерной ленте сначала в дробильное помещение, а затем к газогенерирующей установке и конвективной воздухонагревательной установке. Схема тракта топливоподачи изображена на рисунке 19.



1 – вагоноопрокидыватель; 2 – угольный склад; 3 – пункты пересыпки угля; 4 – дробильное помещение; 5 – ленточные конвейеры; 6 – газогенерирующая установка; 7 – мельничные устройства конвективной воздухонагревательной установки

Рисунок 19 – Схема топливно–транспортного хозяйства

6 Экономическая часть

Методика расчета затрат и определения экономического эффекта от строительства станции приведена в [11].

6.1 Определение эксплуатационных затрат

Эксплуатационные расходы в проектных технико–экономических расчётах, группируются в укрупнённые статьи калькуляции, млн. руб./год:

$$U_э = U_т + U_{зп} + U_а + U_{тр} + U_{пр}, \quad (6.1)$$

где $U_т$ – затраты на топливо; $U_{зп}$ – расходы на оплату труда; $U_а$ – амортизация основных производственных средств; $U_{тр}$ – расходы на ремонт основных средств; $U_{пр}$ – прочие расходы.

6.2 Расчёт затрат на топливо

Число часов работы основного оборудования, т. е. календарное время за вычетом времени простоя в капитальном и текущем ремонте, час/год:

$$T_р = 8760 - n_{бл} \cdot T_{рем} = 8760 - 2 \cdot 526 = 7708, \quad (6.2)$$

где $n_{бл}$ – количество энергоблоков; $T_{рем}$ – время простоя в ремонте, ч.

Рассчитаем выработку электроэнергии на ТЭС, МВт·ч:

$$W = N_{уст} \cdot T_{уст} = 1000 \cdot 7408 = 7408000, \quad (6.3)$$

где $N_{уст}$ – установленная мощность станции, МВт; $T_{уст}$ – число часов использования установленной мощности, рассчитывается по формуле (6.4), ч.

$$T_{уст} = T_р - T_а = 7708 - 300 = 7408, \quad (6.4)$$

где $T_а$ – аварийный резерв, ч.

Годовой расход топлива определяем по следующей формуле, т/год:

$$B_{год} = (B_{КВУ_1} + B_{КВУ_2} + B_{уг}^{ГТ}) \cdot T_р \cdot 3,6 \cdot n_{бл}, \quad (6.5)$$

$$B_{год} = (33,08 + 2,3358 + 32,6539) \cdot 7408 \cdot 3,6 \cdot 2 = 3630674,431$$

Затраты на топливо, млн. руб./год:

$$U_т = Ц \cdot B_{год} \cdot 10^{-6} = 1780 \cdot 3630674,431 \cdot 10^{-6} = 6462,6 \quad (6.6)$$

где $Ц$ – цена топлива, руб./т.

6.3 Расходы на оплату труда

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

$$U_{зп} = N_{уст} \cdot n_{шт} \cdot Ф_{зп} \cdot 10^{-6} = 1000 \cdot 0,29 \cdot 525206 \cdot 10^{-6} = 152,3097, \quad (6.7)$$

где $n_{шт}$ – штатный коэффициент, взятый из [11], чел./МВт; $Ф_{зп}$ – средняя зарплата одного работника за год, руб./год.

6.4 Амортизационные отчисления

Размер амортизационных отчислений, млн. руб./год:

$$U_а = K \cdot H_{ам} = 101427,5 \cdot 0,067 = 6761,833, \quad (6.8)$$

где $H_{ам}$ – средняя норма амортизации станции в целом; К – капитальные вложения в ТЭС, определенные по (6.9), млн. руб./год:

$$K = N_{уст} \cdot 10^3 \cdot k_{уд} \cdot 69,95 \cdot 10^{-6} = 1000 \cdot 10^3 \cdot 1450 \cdot 69,95 \cdot 10^{-6} = 101427,5 \quad (6.9)$$

где $k_{уд}$ – удельные капиталовложения в ПГУ с комбинированным циклом, [7, с. 9], доллар/кВт; 69,95 – курс доллара США, руб./доллар, по состоянию на 29.06.20.

6.5 Расходы на ремонт основных средств

Расходы по ремонту, млн. руб./год:

$$U_{тр} = K \cdot H_{тр} = 101427,5 \cdot 0,05 = 5071,375, \quad (6.10)$$

где $H_{тр}$ – норма отчислений на ремонтное обслуживание от капитальных вложений в ТЭС.

6.6 Прочие расходы

К прочим расходам относятся: – общецеховые и общестанционные расходы; – расходы по охране труда и техники безопасности; – налоги и сборы; – плата за землю – и др. Их величина составляет 20 – 30 % от суммарных затрат на амортизацию, ремонт и зарплату, с учётом единого социального налога, млн. руб./год:

$$U_{пр} = 0,2 \cdot \left(U_{зп} + U_{а} + U_{тр}\right) + СОЦ, \quad (6.11)$$

где $СОЦ$ – страховые взносы по (5.12) во вне бюджетные фонды по ставке 30,4% от расходов на оплату труда, млн.руб./год.

$$СОЦ = 0,304 \cdot U_{зп} = 0,304 \cdot 152,3097 = 46,302 \quad (6.12)$$

$$U_{пр} = 0,2 \cdot \left(152,3097 + 6761,833 + 5071,375\right) + 46,302 = 2443,4058$$

Эксплуатационные расходы составят, млн.руб/год:

$$U_{э} = 6462,6 + 152,3097 + 6761,833 + 5071,375 + 2443,4058 = 20891,524$$

Для оценки достоверности расчётов определим удельный вес топливной составляющей, %:

$$T_{уд.в.} = \frac{U_{т}}{U_{э}} \cdot 100 = \frac{6462,6}{20891,524} \cdot 100 = 30,93 \quad (6.13)$$

Таким образом, топливная составляющая себестоимости занимает 30,93 % от полной производственной себестоимости, что позволяет сделать вывод о приемлемости результатов расчёта издержек производства.

6.7 Расчёт себестоимости единицы электроэнергии

Годовой отпуск электроэнергии с учетом собственных нужд, МВт ч:

$$W_{отп} = W \cdot \left(1 - a_{сн}\right) = 7408000 \cdot \left(1 - 0,1\right) = 7333920, \quad (6.14)$$

где $a_{сн}$ – доля расхода электроэнергии на собственные нужды станции.

Себестоимость отпущенной энергии, руб./кВт ч:

$$U_{э/э}^{отп} = \frac{U_{э}}{W_{отп}} \cdot 10^{3} = \frac{20891,524}{7333920} \cdot 10 = 2,848 \quad (6.15)$$

Себестоимость выработанной энергии, руб./кВт ч:

$$U_{э/э}^{выр} = \frac{U_э}{W} \cdot 10^3 = \frac{20891,524}{7408000} \cdot 10^3 = 2,82 \quad (6.16)$$

6.8 Расчёт показателей экономической эффективности проекта

Чистый дисконтированный доход, млн. руб.:

$$ЧДД_t = \left(\left(\left(T_{э/э}^{отп} - U_{э/э}^{отп} \right) \cdot W_{отп} + U_a \right) \cdot \frac{1}{\left(1+r\right)^t} \right) - K, \quad (6.17)$$

где K – стоимость строительства станции (капвложения), млн. руб.; r – ставка дисконтирования; t – текущий год; $T_{э/э}^{отп}$ – тариф на отпущенный кВт·ч, рассчитанный по (6.18), с учётом планируемой рентабельности, руб./кВт ч.

$$T_{э/э}^{отп} = 1,4 \cdot U_{э/э}^{отп} = 1,4 \cdot 2,848 = 3,988, \quad (6.18)$$

$$ЧДД_1 = \left(\left(\frac{\left(3,988 - 2,848\right)}{10^6} \cdot 7333920 \cdot 10^3 + 6761,833 \right) \cdot \frac{1}{\left(1+0,1\right)^1} \right) - 101427,5$$

$$= -95272,592$$

Расчёт срока окупаемости станции сведём в таблицу 12.

Таблица 12 – Показатели экономической эффективности строительства станции

Показатели	Расчетный период																	
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17
Денежный поток по инвестиционной деятельности – кап.вложения	–101427,5	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–
Амортизационные отчисления	–	6761,83	6761,83	6761,83	6761,83	6761,83	6761,83	6761,83	6761,83	6761,83	6761,83	6761,83	6761,83	6761,83	6761,83	6761,83	6761,83	6761,83
Выручка от реализации электроэнергии	–	29543,57	29543,57	29543,57	29543,57	29543,57	29543,57	29543,57	29543,57	29543,57	29543,57	29543,57	29543,57	29543,57	29543,57	29543,57	29543,57	29543,57
Чистый денежный поток (ЧДП)	–101427,5	11957,85	12076,86	12195,87	12314,87	12433,88	12552,89	12671,90	12790,91	12909,92	13028,92	13147,93	13266,94	13385,95	13504,96	13623,97	13742,97	13861,98
Дисконтированный денежный поток (ДДП)	–101427,5	10870,773	9980,874	9162,935	8411,225	7720,463	7085,780	6502,688	5967,053	5475,065	5023,214	4608,270	4227,256	3877,433	3556,277	3261,469	2990,872	2742,519
Дисконтированный денежный поток нарастающим итогом (ДДПНИ)	–101427,5	–90556,727	–80575,853	–71412,918	–63001,693	–55281,230	–48195,450	–41692,762	–35725,709	–30250,645	–252–27,430	–20619,160	–16391,904	–12514,472	–8958,194	–5696,725	–2705,854	36,666

Срок окупаемости проекта гибридной ПГУ–ВЦГ составил 17 лет.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

В рамках выпускной квалификационной работы был выполнен расчет ПГУ–КЭС мощностью 1000 МВт, в которую входят: газотурбинная установка SGT5–4000F; паровая турбина SST–3000F; трехконтурный котел–утилизатор КГТ–258/310/35–15/3,14/0,44; газогенератор и конвективная воздухонагревательная установка.

Данный проект включает в себя следующие расчеты: тепловые расчеты ГТУ, трехконтурного котла–утилизатора, паровой турбины, в результате которых были определены технико–экономические показатели работы станции. Также выполнены конструкторские расчеты трехконтурного котла утилизатора, в котором были определены его основные габаритные размеры с учетом пересчитанной паропроизводительности, и конвективной воздухнонагревательной установки, в результате которого найдены основные размеры поверхностей нагрева.

Экономическая часть проекта содержит расчет себестоимости производства единицы элеткроэнергии проектируемой КЭС. Произведен расчет срока окупаемости предлагаемого проекта, который составляет 17 лет.

СПИСОК СОКРАЩЕНИЙ

ВЦГ – Внутрицикловая газификация
ГГ – Газогенератор
ГПК – Газовый подогреватель конденсата
ГТ – Газовая турбина
ГТУ – Газотурбинная установка
ДДП – Дисконтированный денежный поток
ДДПНИ – Дисконтированный денежный поток нарастающим итогом
ДК – дожимной компрессор
ИВД – Испаритель высокого давления
ИНД – Испаритель низкого давления
ИСД – Испаритель среднего давления
К – Конденсатор
КВУ – Конвективная воздухонагревательная установка
КМ – Компрессор
КН – Конденсатный насос
КПД – Коэффициент полезного действия
КС – Камера сгорания
КУ – Котёл – утилизатор
ОВК – Объединенный вспомогательный корпус
ПДВ – Подогреватель дутьевого воздуха
ПГУ – Парогазовая установка
ПН – Питательный насос
ППВД – Пароперегреватель высокого давления
ППНД – Пароперегреватель низкого давления
ППП – Промежуточный пароперегреватель
ППСД – Пароперегреватель среднего давления
ПТ – Паровая турбина
ПТУ – Паротурбинная установка
ПЦВ – Подогреватель циклового воздуха
ЦВД – Цилиндр высокого давления
ЦСД – Цилиндр среднего давления
ЧДД – Чистый дисконтированный доход
ЧДП – Чистый денежный поток
ЭВД – Экономайзер высокого давления
ЭГ – Электрогенератор
ЭСД – Экономайзер среднего давления

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ

1 Парогазовые технологии на твердом топливе : учеб. пособие / А. Ф. Рыжков, Т. Ф. Богатова, Е. И. Левин. — Екатеринбург : УрФУ, 2018. — 160 с.

2 Повышение эффективности узла подготовки рабочего тела газовой турбины ПГУ–ВЦГ [Электронный ресурс]: науч. Исследование (проект №14–19–00524)/ А. Ф. Рыжков, Т. Ф. Богатова, С.И. Гордеев. – Екатеринбург, [201–]. – Режим доступа: https://docplayer.ru/71904486–Povyshenie–effektivnosti–uzla–podgotovki–rabochego–tela–gazovoy–turbiny–pgu–vcg.html.

3 Парогазовые установки электростанций: учебное пособие для вузов / А.Д. Трухний. — М.: Издательский дом МЭИ, 2013. — 648 с.: ил.

4 Турбины тепловых и атомных электрических станций: Учебник для вузов. – 2–е изд. перераб. и доп. / А.Г. Костюк, В.В. Фролов, А.Е. Булкин, А.Д. Трухний; Под ред. А.Г. Костюка, В.В. Фролова. – М.:Издательство МЭИ, 2001. – 488 с., ил.

5 Газотурбинные установки. Конструкции и расчет: Справочное пособие/ Под общ. ред. Л.В. Арсеньева и В.Г. Тарышкина. – Л.: Машиностроение. Ленингр. отд–ние, 1978. – 232 с., ил.

6 Котельные установки и парогенераторы (учебно–методическое обеспечение самостоятельной работы студентов (курсовое проектирование)): Учебное пособие / Е. А. Бойко, Т. И. Охорзина, П. В. Шишмарев, Л. Н. Подборский. Красноярск: СФУ, 2008.

7 Цанев, С.В., Буров В.Д., Ремезов А.Н. Газотурбинные и парогазовые установки тепловых электростанций: Учебное пособие для вузов / Под ред. С.В. Цанева – М.: Издательство МЭИ, 2002. – 584 с., ил.

8 Тепловые двигатели: Методическое пособие к курсовому проектированию / сост. Л. Н. Подборский. – Красноярск: ИПК СФУ, 2018. – 150 с.

9 Анализ возможности создания системы нагрева воздуха для ПГУ с внутрицикловой газификацией твердого топлива / В. А. Микула, А. Ф. Рыжков, Н. В. Вальцев // Теплоэнергетика. – 2015. – № 11. – С. 9–14.

10 Цыганок, А.П. Тепловые электрические станции: Методическое пособие по проектированию ТЭС / А.П. Цыганок. – Красноярск: ИПК СФУ, 2017. – 139 с.

11 Оценка экономической эффективности инвестиций в энергетические объекты: учебно–методическое пособие [Электронный ресурс]:/ Сост. М.В. Зубова, И. А. Астраханцева, В.А. Финоченко. – Красноярск: Сиб. федер. ун–т, 2017. – 55с.

12 РД 34.02.305–98 Методика определения валовых выбросов загрязняющих веществ в атмосферу от котельных установок ТЭС. – Взамен РД 34.02.305–90; введ. 21.01.1998. – Москва: АООТ «ВТИ», 1998. – 35 с.

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
« _____» _____ 2020 г.

БАКАЛАВРСКАЯ РАБОТА

13.03.01 – Теплоэнергетика и теплотехника
код – наименование специальности
Проект гибридной ПГУ – КЭС 1000 МВт
тема

Тех.контроль	02.07.2020	профессор, д.т.н.	Е.А. Бойко
	подпись, дата	должность, ученая степень	инициалы, фамилия
Выпускник	02.07.2020		А.А. Ненашев
	подпись, дата		инициалы, фамилия
Тех. контроль	02.07.2020		Е.А. Бойко
	подпись, дата		инициалы, фамилия
Нормоконтролер	08.07.2020		П.В. Шишмарев
	подпись, дата		инициалы, фамилия

Красноярск 2020