

Некоммерческое акционерное общество
«АЛМАТИНСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ ЭНЕРГЕТИКИ И СВЯЗИ»

Кафедра Тепловые энергетические Установки
Специальность 6М071700 Теплотехника

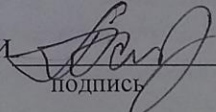
Допущен к защите
Зав. кафедрой

« _____ » _____ 2015 г.

МАГИСТЕРСКАЯ ДИССЕРТАЦИЯ
пояснительная записка

Тема Анализ эффективности применения
сверхкритических тепловых схем при проектировании
ТЭЦ-3 в г. Астане

Магистрант Теректенов Р.М. Тефф
подпись (Ф.И.О.)

Руководитель диссертации  Кудайбергалин А.
подпись (Ф.И.О.)

Рецензент _____
подпись (Ф.И.О.)

Алматы, 2015 г.

Некоммерческое акционерное общество
«АЛМАТИНСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ ЭНЕРГЕТИКИ И СВЯЗИ»

Факультет Теплоэнергетический
Специальность 6М 071700 Теплоэнергетика
Кафедра Тепловое энергетическое Установки

ЗАДАНИЕ

на выполнение магистерской диссертации

Магистранту Перегудову Роману Михайловичу
(фамилия, имя, отчество)

Тема диссертации Анализ эффективности применения современных тепловых схем при проектировании ТЭЦ-3 в г. Астане
утверждена Ученым советом университета № 139 от «31» октября 2015г.
Срок сдачи законченной диссертации «30» января 2015г.
Цель исследования Провести анализ эффективности применения современных тепловых схем при проектировании ТЭЦ-3 в г. Астане.

Перечень подлежащих разработке в магистерской диссертации вопросов или краткое содержание магистерской диссертации:

Провести анализ работоспособности г. Астаны в тепловой энергии;
изучить схему и работу строящейся коковой станции - ТЭЦ-3;
изучить виды ПГУ-ТЭЦ и ПГУ-ТЭЦ, а также схемы их от пуска тепла;
проанализировать Северо-Западная ТЭЦ, г. Санкт-Петербург, блоками ПГУ-450Т и провести анализ путей совершенствования схемы; выполнить расчеты 2-х и 3-х контурной ПГУ на стандартные параметры

Перечень графического материала (с точным указанием обязательных чертежей) Трицикловая тепловая схема ТЭЦ-3 г. Астаны,
Трицикловая тепловая схема ПГУ-450Т, Тепловая характеристика двухконтурного котла утилизатора, Тепловая характеристика трехконтурного котла утилизатора, Зависимости КПД 2-х и 3-х контурной ПГУ от отпуска тепла

Рекомендуемая основная литература

Современная теплоэнергетика / Учебник для вузов. В 2-х частях
 Часть 1 // Под общей редакцией чл.-корр. РАН Е.В. Аметистова
 - 2-е изд., перераб. и доп. - М.: Издательство МЭИ, 2003. - 376 с.

ГРАФИК
 подготовки магистерской диссертации

Наименование разделов, перечень разрабатываемых вопросов	Сроки представления научному руководителю	Примечание
Анализ особенностей города Астаны в тепловой энергетике	01.02.2014	
Анализ состава основного оборудования ТЭЦ-3	01.03.2014	
Исследование работы ТЭЦ-3	01.04.2014	
Исследование работы ПГУ и ВД	01.05.2014	
Анализ существующих схем отпусков тепла на ТЭЦ с ПГУ	01.06.2014	
Анализ работы Северо-Западной ТЭЦ применительно к конфигурации ТЭЦ-3 г. Астаны	01.09.2014	
Разработка двухконтурной схемы	15.10.2014	
Разработка трехконтурной схемы	20.11.2014	
Анализ и обработка полученных результатов экспериментов	25.12.2014	

Дата выдачи задания 25 декабря 2013 г.

Заведующий кафедрой _____ (подпись) _____ (Кибаритов А.) (Ф.И.О.)

Руководитель диссертации _____ (подпись) _____ (Кибаритов А.) (Ф.И.О.)

Задание принял к исполнению магистрант Перегудов Роман Михайлович (подпись) _____ (Пегфф) (Ф.И.О.)

Содержание:

Введение.....	6
1 Анализ потребности города Астаны в тепловой энергии.....	7
2 Анализ состава основного оборудования ТЭЦ-3.....	11
3 Исследование работы ТЭЦ-3.....	15
4 Исследование работы ПГУ и их виды.....	19
5 Анализ существующих схем отпуска тепла на ТЭЦ с ГТУ.....	25
6 Анализ работы Северо-Западной ТЭЦ.....	30
7 Анализ путей совершенствования и адаптации схемы Северо-Западной ТЭЦ применительно к нагрузкам ТЭЦ-3 г.Астаны.....	35
8 Разработка двухконтурной схемы.....	38
9 Разработка трехконтурной схемы.....	45
10 Анализ и обработка полученных результатов экспериментов.....	54
Список литературы.....	58

Аннотация

Проведено исследование перспективных схем на базе строящейся ТЭЦ-3 в г.Астане. Выполнен анализ Северо-Западной ТЭЦ в г. Санкт-Петербург, и проведена модернизация тепловой схемы. Сделаны расчеты двух- и трехконтурной ПГУ и проведен их анализ.

Андатпа

Астана қаласында салынып жатқан ТЭЦ(ЖЭО)-3 базасында перспективті схемалардың зерттеуі өткізілген. Жылу схеманың жаңғыртуы өткізілген, және Санкт-Петербург қаласындағы солтүстік-батыс ТЭЦ(ЖЭО)-ның саралауы орындалған. 2- және 3-контурды бу-газ қондырғысының есептеуі мен саралауы жасалған.

Summary

Research of perspective schemes on the basis of combined heat and power plant (CHPP-3) under construction in Astana is conducted. The analysis of Northwest CHPP in St. Petersburg is made, and modernization of the thermal scheme is carried out. Calculations 2 and 3-circuit steam-gas installation (SGI) are made and the analysis is carried out them

Введение

Человечество с давних времен использовало тепло для своих нужд. Эволюция его получения прошла путь от костра в пещере до ядерного реактора на атомной станции.

Человек научился преобразовывать тепло в другие виды энергии такие как механическая и электрическая. Весь современный мир не может функционировать без электричества. Электрическая энергия универсальна и может быть преобразована в любой другой вид энергии.

Возможность ее конвертации в любой вид энергии, передача на большие расстояния и относительно небольшие габаритные размеры приборов сделали применимой повсеместно во всем мире.

Сегодня существует много способов для обогрева жилья здания: электрообогреватели, мини-котельные, тепловые насосы и т.д. Однако в густонаселенном городе самым экономичным вариантом будет централизованное теплоснабжение. Поэтому до сих пор существуют теплоэлектроцентрали (ТЭЦ), которые снабжают города тепловой энергией и горячей водой.

Тепловая энергия может отпущаться от ТЭЦ в виде горячей воды и пара. Для отопления больших промышленных помещений в основном используют пар. Также пар могут использовать промышленные предприятия для собственных технологических нужд.

Тем не менее, эффективная передача пара и горячей воды ограничена по расстоянию. В связи с этим ТЭЦ строят относительно не далеко от потребителя тепловой энергии.

Следует отметить, что экологические показатели все время ужесточаются, а это значит и ужесточаются требования к уровню выбросов загрязняющих веществ станции.

Уровень выбросов в свою очередь зависит от вида топлива и технологии его сжигания. Наиболее экологичным видом топлива является газ. Однако в ценовом сравнении с углем он проигрывает. Уголь – это самый дешевый (даже с учетом его подготовки к сжиганию) и распространенный вид топлива.

Проблема всех ископаемых видов топлива является их исчерпаемость, поэтому рациональное использование природных ресурсов сегодня является одной из самых актуальных проблем в мире.

1 Анализ потребности города Астаны в тепловой энергии

Астана – это бурно развивающийся город, лидирующий по темпам строительства. Промышленное производство в основном состоит в выпуске строительных материалов, пищевых продуктов/напитков и машиностроении. Лидирующее место город занимает по производству строительных металлических изделий, бетона готового для использования, и строительных изделий из бетона, а также высока доля города в производстве строительных металлических конструкций, радиаторов и котлов центрального отопления и подъемно транспортного оборудования. Основная составляющая машиностроительной отрасли является [1]:

- ремонт и установка машин и оборудования;
- производство прочих транспортных средств;
- производство машин и оборудования, не включенных в другие категории;
- производство электрического оборудования;
- производство компьютеров, электроники и оптической продукции.

Указ Президента Республики Казахстан от 27 января 2009 г. №733 «О некоторых вопросах казахстанского содержания при закупке товаров, работ и услуг приобретаемых организациями и государственными органами» также способствуют росту предпринимательской активности.

В совокупности со всем вышеизложенным происходит серьезное увеличение как тепловых, так и электрических нагрузок астанинских станций.

Система центрального теплоснабжения начала создаваться в начале 60-х годов на базе ТЭЦ-1. В 70-е наблюдался бурный рост промышленного и жилищного строительства, что привело к строительству ТЭЦ-2, которая неоднократно расширялась. В итоге, бурное развитие новой столицы, застройка левого берега многоэтажными жилыми и общественными зданиями с созданием нового Делового центра привело к необходимости строительства новой станции и расширению и реконструкции ТЭЦ-2. Более того потребовалось существенное развитие тепловых сетей города [2].

Строительство ТЭЦ-3 предусматривается для покрытия прироста тепловых нагрузок зоны централизованного теплоснабжения и постепенного вывода из эксплуатации морально и физически устаревшего неэффективного оборудования ТЭЦ-1 при дальнейшем расширении ТЭЦ-3 (см. рис. 1).

Дефицит тепловой мощности в зоне централизованного теплоснабжения, составляющий в 2010 году 405 Гкал/ч и возрастающий к 2016 году до 500-800 Гкал/ч с учетом вводов до предельно-возможного расширения существующих ТЭЦ-1 и ТЭЦ-2 (вводы энергетического оборудования - к.а. №7,8, т.а. №5,6, водогрейных котлов ст.№5,6 на ТЭЦ-2 к 2016 году), подтверждает необходимость строительства ТЭЦ-3.

Строительство ТЭЦ-3 предусматривается с учетом обеспечения следующих требований:

- долгосрочного, устойчивого развития систем теплоснабжения при развитии г. Астаны;
 - выбора наиболее эффективного варианта увеличения мощности ТЭЦ на базе современных технологий производства тепла и электроэнергии, обеспечивающих надежную и эффективную эксплуатацию оборудования;
 - снижения промышленных выбросов в атмосферу города за счет использования ресурсо- и энергосберегающих технологий, совершенствование системы утилизации производственных отходов;
 - сокращения расходов водных ресурсов;
 - устойчивой эффективной работы энергоисточника в условиях рынка.
- Мощность ТЭЦ-3 после ввода энергетического оборудования составит:
- установленная электрическая - 240 МВт;
 - установленная тепловая – 860 Гкал/ч.



Рисунок 1 – Строительство ТЭЦ-3 в городе Астане

Расчетная тепловая нагрузка в горячей воде, покрываемая от ТЭЦ-3 с учетом использования установленной тепловой мощности ТЭЦ-3 составит с I и II очередью строительства соответственно 450 и 820 Гкал/ч.

Система горячего водоснабжения потребителей - закрытая. Выдача тепла от ТЭЦ-3 предусматривается от коллекторной в зону двух новых магистралей ТМ-55 (I очередь строительства, водогрейная котельная) и ТМ-56 (Ду1000) и перспективной ТМ-57 (Ду1000) в Западную часть города.

С I очередью строительства предусмотрено также строительство соединительной тепломагистрали ТМ-53 (Ду1000) с целью обеспечения возможности подачи тепла в зону ТЭЦ-1 по существующим магистралям, а также в аварийных режимах подача тепла в зону ТЭЦ-3.

Выдача тепла от ТЭЦ-1 сохраняется по существующим магистралям.

Площадка ТЭЦ-3 расположена в северо-западной части г.Астаны в пределах промышленной зоны города. Вся территория ТЭЦ-3 находится в пределах городской черты (см. рис. 2).

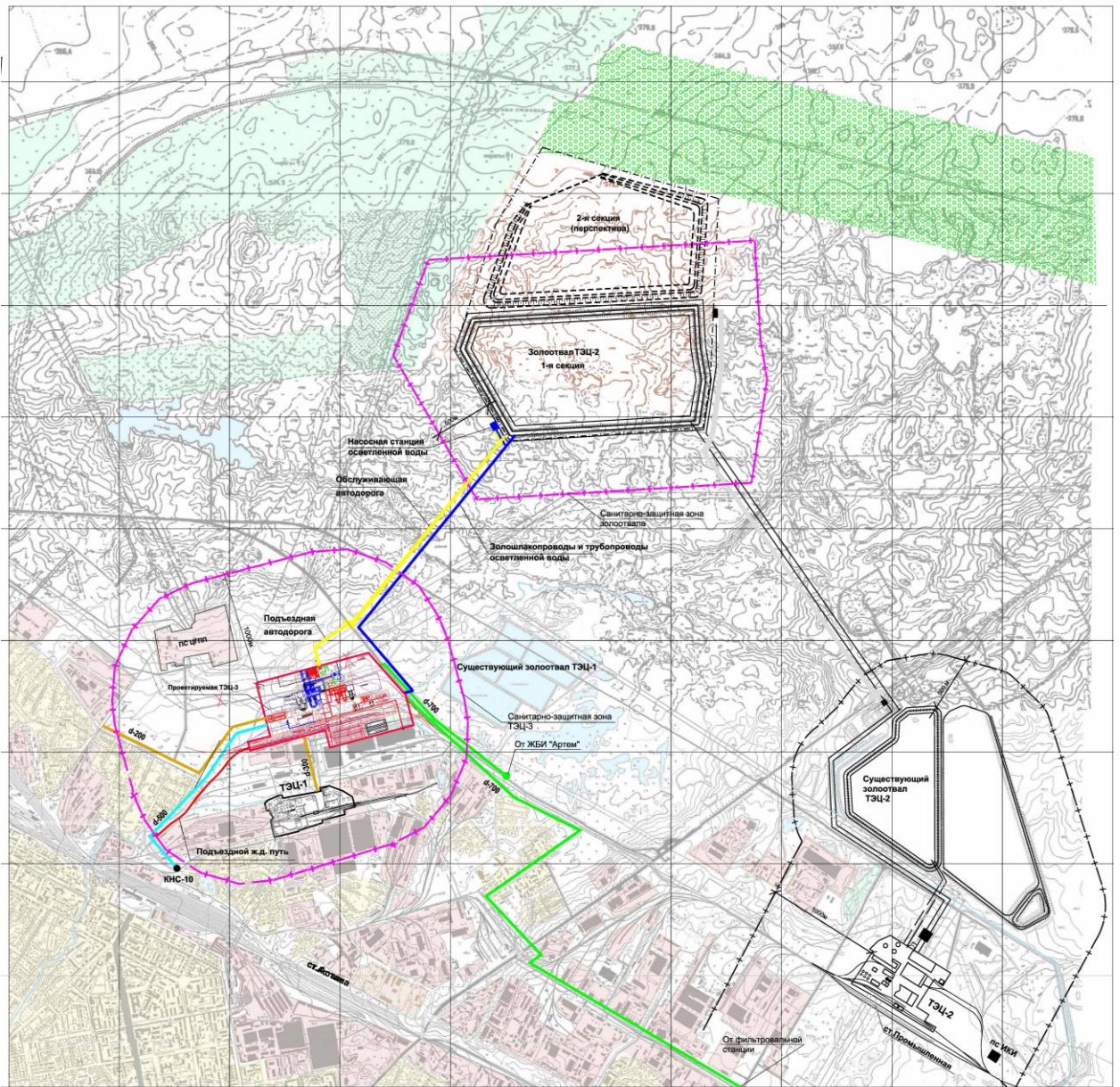


Рисунок 2 – Схема ситуационного плана

Выбор площадки строительства ТЭЦ-3 является результатом поиска решений по увеличению мощности ТЭЦ-1 – одного из двух основных энергоисточников города. ТЭЦ-3 размещается на смежной с ТЭЦ-1 площадке, расширение которой ограничено существующими действующими предприятиями.

Место размещения площадки соответствует оптимальным критериям по условиям тепло и электроснабжения потребителей, выдачи тепловой и электрической мощности, подключения к существующим инженерным коммуникациям.

Выдача тепловой мощности от ТЭЦ-3 предусматривается от коллекторной в зону двух новых тепломагистралей ТМ-55 и ТМ-56 \varnothing 1000мм и перспективной ТМ-57 в Западную часть города.

Предусмотрена подача тепла в коллектор ТЭЦ-1 по соединительной тепломагистрали ТМ-53 \varnothing 1000мм с целью обеспечения подачи тепла в зону ТЭЦ-1 по существующим магистралям, а также подачи тепла в зону ТЭЦ-3 в аварийных ситуациях.

В составе первой очереди проекта ТЭЦ-3 предусматривается строительство водогрейной котельной 4хКВТ-139-150 с производственной инфраструктурой.

В состав второй очереди строительства входит энергетическое оборудование: 2хТ-120/130-130 + 2хЕ-550-13,8-560.

Расчетные тепловые нагрузки ТЭЦ-3 в горячей воде по годам реализации с учетом потерь в тепловых сетях, приняты, исходя из установленной мощности ТЭЦ-3, и приведены в таблице 1.

Таблица 1 – Тепловые нагрузки ТЭЦ-3

Наименование	I очередь строительства 2015г.	II очередь строительства 2018г.
Тепловая нагрузка ТЭЦ-3 в горячей воде с учетом потерь в тепловых сетях, всего, в том числе, Гкал/ч	450	842
- на отопление и вентиляцию	394	727
- на горячее водоснабжение	56	115

Тепло от ТЭЦ-3 выдается в горячей воде.

Температурный график тепловой сети зоны ЦТ и ТЭЦ-3 136/70°C.

Система горячего водоснабжения закрытая. Исходной водой для подпитки теплосети и котлов является техническая вода из Вячеславского водохранилища.

Горячее водоснабжение зоны ТЭЦ-3 и ТЭЦ-1 в летнее время может осуществляться от ТЭЦ-3 после ввода энергетического оборудования II очереди строительства.

Для ТЭЦ-3 предусматривается комбинированное производство тепла и электроэнергии, технология сжигания высокозольного экибастузского угля в циркулирующем кипящем слое для энергетических котлов, обеспечивающая низкий уровень выбросов NO_x , SO_2 за счет технологических методов без установки дополнительных газоочистных установок, сниженный абразивный износ поверхностей нагрева.

В водогрейных котлах используется традиционная пылеугольная технология факельного сжигания угля. В качестве газоочистных установок используются электрофильтры. Снижение выбросов оксидов азота обеспечивается за счет технологических методов подавления в топке.

2 Анализ состава основного оборудования ТЭЦ-3

Для покрытия тепловых нагрузок зоны централизованного теплоснабжения в ТЭО рекомендован следующий состав основного оборудования:

- два энергетических котла Е-550-13,8-560 ЦКС с циркулирующим кипящим слоем производительностью 550т/ч, 13,8МПа, 560°С;
- две паровые турбины Т-120/130-130, мощностью 120 МВт, 12,8МПа, 555°С;
- четыре водогрейных котла КВ-Т-139-150 мощностью 120 Гкал/ч.

В соответствии с техническим заданием и нормативными сроками строительства, реализация ТЭО ТЭЦ-3 предусмотрена в две очереди:

I очередь строительства, 2010-2015 гг.:

- водогрейные котлы 4хКВТ-139-150 ст. №1-4;

II очередь строительства, 2014-2018 гг.:

- Котлоагрегат Е-550-13,8-560ЦКС ст. №1,2;
- Турбоагрегат Т-120/130-130 ст. №1,2.

Мощность ТЭЦ-3 после ввода энергетического оборудования составит:

- установленная электрическая - 240 МВт;
- установленная тепловая – 860 Гкал/ч;
- тепловая для отпуска потребителям - 842 Гкал/ч.

Площадка ТЭЦ-3 позволяет в будущем увеличить тепловую и электрическую мощность станции за счет установки еще двух энергетических блоков и не менее двух водогрейных котлов: электрическую на 240 МВт, тепловую на 500-600 Гкал/ч.

Для покрытия заданных тепловых нагрузок к установке принимаются теплофикационные турбины Т-120/130-130 для работы в базовом режиме с выработкой электроэнергии на экономичном тепловом потреблении с возможной конденсационной довыработкой электроэнергии в неотапительный период. Турбины экономичны как при работе с различными тепловыми нагрузками, так и в чисто конденсационных режимах. Техническая характеристика турбины приведена в таблице 2.

Таблица 2 – Техническая характеристика турбины Т-120/130-130

Наименование параметра	Значение
Мощность, МВт:	
номинальная	120
максимальная	130
на максимальном конденсационном режиме	130
Параметры свежего пара, номинальные	
давление, МПа (кгс/см ²)	12,8 (130)
температура, °С	555
Расход свежего пара, т/ч:	
номинальный	515
максимальный	520

Наименование параметра	Значение
на максимальном конденсационном режиме	469
Тепловая нагрузка отопительная (суммарно по обоим отборам), ГДж/ч (Гкал/ч): номинальная	787 (188)
максимальная, при использовании теплоты пара, поступающего в конденсаторы для подогрева сетевой или подпиточной воды	825 (197)
Пределы изменения давления в регулируемых отборах пара, МПа (кгс/см ²): в верхнем отборе (при включенном нижнем отопительном отборе)	0,059-0,245 (0,6-2,5)
нижнем (при отключенном верхнем отопительном отборе)	0,049-0,196 (0,5-2,0)
Давление в конденсаторе на максимальном конденсационном режиме (чистые трубы поверхности теплообмена), кПа (кгс/см ²)	5,7 (0,058)
Расход охлаждающей воды, проходящей через конденсаторы, номинальный, т/ч	16000
Температура охлаждающей воды на входе в конденсаторы, °С	20
Температура питательной воды на номинальном режиме, °С	235

Турбина имеет два отопительных отбора для ступенчатого подогрева сетевой воды. Регулирование давления в отборах осуществляется:

- в верхнем - при включенных двух отопительных отборах;
- в нижнем - при включенном одном нижнем отопительном отборе.

Сетевая вода через сетевые подогреватели нижней и верхней ступеней подогрева должна пропускаться последовательно и в одинаковом количестве.

Сетевые подогреватели по водяной стороне рассчитаны на работу при давлении не более 0,8 МПа (8 кгс/см²) и на пропуск сетевой воды:

- номинальный - 3500 т/ч;
- максимальный - 4500 т/ч;
- минимальный - 1700 т/ч.

Предусматривается возможность работы турбоустановки с пропуском подпиточной воды через встроенный пучок конденсатора.

На ТЭЦ-3 устанавливаются энергетические котлы с циркулирующим кипящим слоем (ЦКС), это обусловлено следующими преимуществами котлов ЦКС:

- в котле можно сжигать разнообразные виды топлива благодаря высокой теплоемкости кипящего слоя и хорошему смешиванию;
- высокая эффективность сжигания благодаря турбулентному смешиванию и продолжительному времени пребывания топлива в циркулирующем кипящем слое;

- низкий уровень выбросов SO₂ благодаря эффективному связыванию серы известняком при оптимальной температуре;
- низкий уровень выбросов NO_x благодаря относительно низкой температуре слоя и нескольким ступеням сгорания;
- низкий уровень выбросов CO и C_xH_y благодаря турбулентному состоянию и продолжительному времени пребывания топлива в топке и циклоне;
- стабильная работа и устойчивые характеристики котла благодаря эффективному отбору тепла от циркулирующего материала;
- возможность быстрого снижения паропроизводительности благодаря практически линейной зависимости теплопередачи от нагрузки. Нет необходимости осаждать часть материала слоя при низких нагрузках.

Основные технические характеристики котлоагрегата Е-550-13,8-560 ЦКС приведены в таблице 2:

Таблица 3 – Основные технические характеристики котлоагрегата Е-550-13,8-560 ЦКС

Наименование параметра	Значение
Паропроизводительность котла, т/ч (кг/с)	550 (152,8)
Номинальные параметры свежего пара: давление, МПа (кгс/см ²)	13,8 (140)
температура, °С	560
Температура питательной воды, °С	230
КПД котла, %	92
Топливо: основное Q _Н ^р , МДж/кг (ккал/кг)	Экибастузский уголь 16,31 (3850)
W _р , %	4,61
A _р , %	43,0
растопочное	мазут
Выбросы при содержании O ₂ в сухом газе - 6%:	
запыленность за электрофильтром, мг/нм ³	<150
NO _x , мг/нм ³	<250
SO ₂ , мг/нм ³	<200

Предусматривается установка водогрейных котлов КВ-Т-139,6-150 производства "Сибэнергомаш" для работы в основном режиме при вводе первой очереди строительства и переводе в пиковый режим после ввода теплофикационных турбин. Основные параметры котла приведены в таблице 3. Котёл водогрейный, вертикально-водотрубный, с принудительной циркуляцией, башенной компоновки, с уравновешенной тягой.

Таблица 3 – Основные технические характеристики водогрейного котла КВ-Т-139,6-150

Наименование основных показателей	Основной режим	Пиковый режим
Теплопроизводительность, МВт (Гкал/ч)	139,6 (120)	139,6 (120)
Расчетное (избыточное) давление воды на входе в котел, МПа (кгс/см ²)	2,45 (25)	2,45 (25)
Избыточное давление воды на выходе из котла, МПа (кгс/см ²), не менее	1,08 (11)	1,08 (11)
Температура воды на входе в котел, °С	70	110
Температура воды на выходе из котла, °С	150	150
Разность температур воды на выходе из котла и на входе в котел, °С	80	40
Недогрев воды до кипения на выходе из котла, °С, не менее	30	30
Диапазон регулирования теплопроизводительности по отношению к номинальной, %	60-100	60-100
Минимальная нагрузка котла без подсветки мазутом, %	70	70
Гидравлическое сопротивление котла, МПа (кгс/см ²), не более	0,2 (2,0)	0,1 (1,0)
Срок службы между капитальными ремонтами, лет, не менее	4	4
Расчетный ресурс конвективной части и ширм, ч, не менее	60000	60000
Расчетный ресурс экранов, ч, не менее	100000	100000
Полный назначенный срок службы котла, лет, не менее	30	30
КПД котла (расчетный) при номинальной нагрузке, брутто, % не менее	90,64	90,35
Эквивалентный уровень шума в зоне обслуживания, ДБА, не более	80	80
Удельный выброс оксидов азота, мг/нм ³ (при $\alpha=1,4$), не более	500	500
Температура наружной поверхности изоляции котла, °С, не более	45	45
Расход воды через котел, т/ч	1500	2980

3 Исследование работы ТЭЦ-3

Проектирование выполнялось с учетом использования установленной тепловой мощности ТЭЦ-3 на рассматриваемый период. Это связано с нарастающим дефицитом тепла в зоне централизованного теплоснабжения при развитии города, ограничением мощности ТЭЦ-1 с газомазутными и экспериментальными морально и физически устаревшими водогрейными котлами.

Расчетная тепловая нагрузка в горячей воде, покрываемая от ТЭЦ-3 с учетом использования установленной тепловой мощности ТЭЦ-3 составит:

- 2015г. 450 Гкал/ч;
- 2018г. 842 Гкал/ч.

Расчеты тепловых балансов ТЭЦ-3 выполнялись для четырех характерных режимов при температуре наружного воздуха:

- наиболее холодной пятидневки - минус 35°C;
- средней наиболее холодного месяца - минус 16.7°C;
- средней отопительного периода - минус 8.1°C;
- летний режим

Проектирование выполнялось при следующих исходных данных:

- в отопительном режиме отпуск тепла в горячей воде от ТЭЦ-3 производится в собственную зону теплоснабжения ТЭЦ-3 по новым тепломагистралям ТМ-55, ТМ-56 и перспективной ТМ-57 выполняемым по отдельным проектам. Предусмотрена возможность подачи тепла в зону ТЭЦ-1 по проектируемой с первой очередью перемычки;

- в летнем режиме, после ввода энергетического оборудования на ТЭЦ-3, от ТЭЦ-3 покрывается вся нагрузка зоны ТЭЦ-3 и ТЭЦ-1. До ввода энергетического оборудования на ТЭЦ-3 нагрузка горячего водоснабжения ТЭЦ-3 и ТЭЦ-1 может быть покрыта от ТЭЦ-2;

- режим работы ТЭЦ круглосуточный по тепловому графику с дополнительной выработкой электроэнергии по электрическому графику;

- система горячего водоснабжения - закрытая;

- температурный график теплосети 136/70°C;

- продолжительность отопительного периода со средней суточной температурой наружного воздуха 8°C - 216 суток.

Кроме того, в расчетах тепловых балансов при выводе на полную мощность ТЭЦ-3 предусматривалось:

- покрытие базовой части графика тепловой нагрузки теплофикационными отборами турбин;

- пиковая часть тепловой нагрузки покрывается устанавливаемыми водогрейными котлами;

- в аварийном режиме, при останове наиболее мощного агрегата – котла Е-550-13,8-560, покрытие тепловых нагрузок зоны ТЭЦ-3 обеспечивается от ТЭЦ-1 или ТЭЦ-2 по соединительной тепломагистрали между ТЭЦ-3 и ТЭЦ-1 и перемычкам в городских сетях;

- пар на собственные нужды подается из нерегулируемых отборов турбин и от РОУ 13,8/1,3 МПа;
- для обеспечения подготовки подпиточной воды теплосети при вводе первого водогрейного котла и при аварийной остановке первого энергоблока, пар и сетевая вода на собственные нужды подается от ТЭЦ-1;
- подогрев сырой воды подпитки теплосети производится во встроенных пучках турбин с использованием технической воды.

В отопительный период турбины загружены по теплофикационному графику с минимальным пропуском пара в конденсатор. В летний период турбины работают по теплофикационному графику, с довыработкой по электрическому графику, одна из турбин может быть загружена по электрическому графику.

В расчетах тепловых балансов первой очереди строительства с вводом водогрейных котлов предусматривалась подача пара на собственные нужды от ТЭЦ-1 и подача сетевой воды для подготовки подпиточной воды теплосети и отопления площадки на пусковой период и в аварийных ситуациях при останове водогрейного котла.

Дальнейшее расширение ТЭЦ-3 с установкой еще одного-двух аналогичных энергоблоков – Т-120/130-130 + Е-550-13,8-560, обеспечит покрытие тепловых нагрузок в горячей воде зоны ТЭЦ-3 до 1218 Гкал/ч, но при этом в аварийном режиме необходимо обеспечить тепловую нагрузку зоны ТЭЦ-3 от других энергоисточников зоны централизованного теплоснабжения (ТЭЦ-1,2).

Тепловая схема ТЭЦ-3 (см. рис. 3) выполняется с поперечными связями по основным технологическим трубопроводам (по острому пару, питательной воде высокого и низкого давления, конденсату и др.).

Восполнение потерь в цикле высокого давления производится обессоленной водой. Деаэрация обессоленной воды производится в конденсаторах турбин и деаэраторах повышенного давления.

Подогрев конденсата и питательной воды осуществляется в регенеративных подогревателях низкого и высокого давления паровой турбины и деаэраторе повышенного давления. С каждым котлом устанавливается один деаэратор ДП-500 с баком вместимостью 120 м³.

В тракт питательной воды высокого давления входят питательные насосы, регенеративные подогреватели высокого давления (ПВД) турбины. Пар на собственные нужды подается из нерегулируемых отборов турбин и РОУ 13,8/0,7÷1,3 МПа, предусмотрена подача пара от ТЭЦ-1 при вводе в эксплуатацию водогрейных котлов в составе первой очереди строительства и эксплуатации первого энергоблока.

Сетевая вода подогревается последовательно в двух подогревателях сетевой воды (ПСГ-1, ПСГ-2) турбин и затем насосами II подъема подается к водогрейным котлам. Принята групповая установка сетевых насосов I и II подъема.

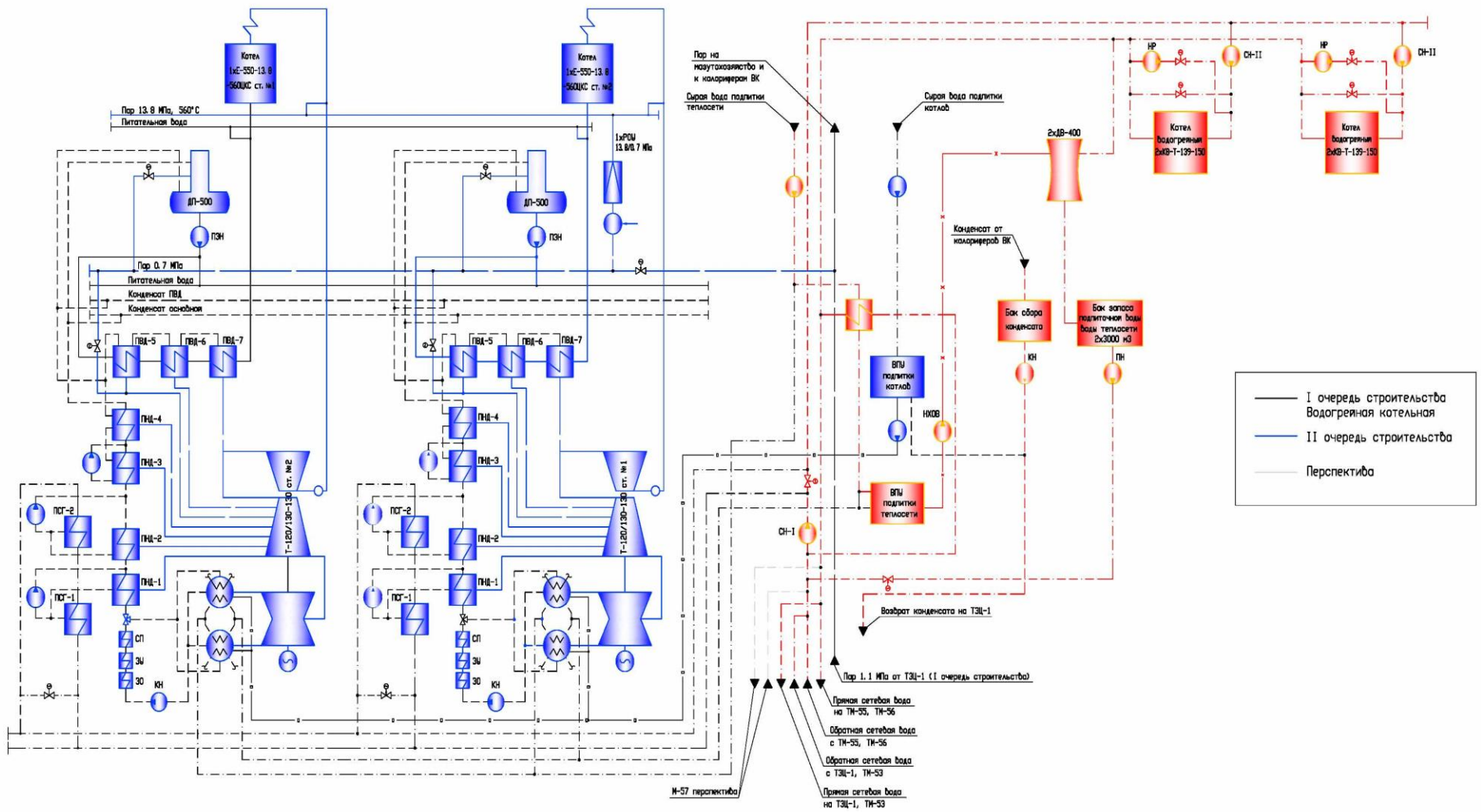


Рисунок 3 – Принципиальная тепловая схема

Сырая вода подпитки теплосети и котлов нагревается перед водоподготовкой (ВПУ) во встроенных пучках конденсаторов турбин и сетевой водой в водоводяных теплообменниках. В качестве исходной воды для подпитки теплосети используется техническая вода, учитывая сложившийся баланс воды в городе и на существующих энергоисточниках.

Деаэрация подпиточной воды теплосети предусматривается в вакуумных деаэраторах с учетом использования современных технологий водоподготовки подпиточной воды.

Производительность водоподготовки и установки подпитки теплосети ТЭЦ-3 учитывает подачу воды на горячее водоснабжение в зону ТЭЦ-1 и ТЭЦ-3 в летнем режиме.

Дополнительная аварийная подпитка теплосети предусматривается необработанной и не деаэрированной технической водой.

Запас подпиточной воды обеспечивается за счет установки двух баков запаса емкостью по 3000 м^3 и одного бака перелива емкостью 400 м^3 . Защита баков от коррозии и воды в них от аэрации предусматривается с использованием герметика.

При растопке и останове котлов используется растопочная РОУ.

Непрерывная продувка котлов осуществляется через сепараторы непрерывной продувки, периодическая - через расширитель периодической продувки.

Подогрев холодного воздуха перед подачей в воздухоподогреватели паровых и водогрейных котлов предусматривается в паровых калориферах. Отсепарированный пар из сепараторов непрерывной продувки направляется в паропровод деаэраторов $0,59\text{ МПа}$, а продувочная вода через теплообменник непрерывной продувки – в ГЗУ.

Для сбора дренажей в период пуска и прогрева трубопроводов, а также в процессе эксплуатации в схеме предусматриваются расширители дренажей высокого и низкого давления и дренажные баки с отводом конденсата либо в цикл, либо на ВПУ.

На первом этапе строительства ТЭЦ-3 пар для собственных нужд подается от ТЭЦ-1, с возвратом конденсата на ТЭЦ-1.

Расчетный расход сетевой воды ТЭЦ-3 рассчитан с учетом разрегулировки в тепловых сетях и составляет $15\ 310\ \text{т/ч}$.

Установка подпитки теплосети рассчитана на подпитку теплосети зоны ТЭЦ-3 в отопительном режиме и подпитку зоны ТЭЦ-3 и ТЭЦ-1 в летнем режиме включает следующее оборудование, устанавливаемое в водогрейной котельной:

- два деаэратора вакуумных ДВ-400 производительностью $400\ \text{м}^3/\text{ч}$;
- три насоса подпитки теплосети производительностью $300 - 350\ \text{м}^3/\text{ч}$, напором $0,35 - 0,55\text{ МПа}$;
- насосы сырой воды подпитки теплосети для I очереди строительства;
- насосы технической воды;
- подогреватели исходной воды подпитки теплосети перед ВПУ.

4 Исследование работы ПГУ и ее виды

Парогазовыми установки - энергетические установки, состоящие из газового и пароводяного контуров, в которых тепловая энергия теплоносителя преобразуется в электрическую энергию.

Парогазовые установки подразделяют [3]:

- по назначению – на конденсационные и теплофикационные. Первые из них вырабатывают только электроэнергию, вторые служат и для нагрева сетевой воды в подогревателях, подключаемых к паровой турбине;
- по количеству рабочих тел, используемых в ПГУ – на бинарные и монарные. В бинарных установках рабочие тела газотурбинного цикла (воздух и продукты горения топлива) и паротурбинной установки (вода и водяной пар) разделены. В монарных установках рабочим телом турбины служит смесь продуктов сгорания и водяного пара.

Схема монарной ПГУ простейшего типа для привода электрогенератора ЭГ показана на рисунке 4. В КС наряду с воздухом, поступающим из воздушного компрессора и топливом в количестве B_T , вводится питательным насосом ПН химически очищенная вода в количестве $G_{п.в.}$, которая испаряется и смешивается с продуктами сгорания топлива, образуя однородную парогазовую смесь. Смесь расширяется в газопаровой турбине (ГПТ) и затем выбрасывается в дымовую трубу.

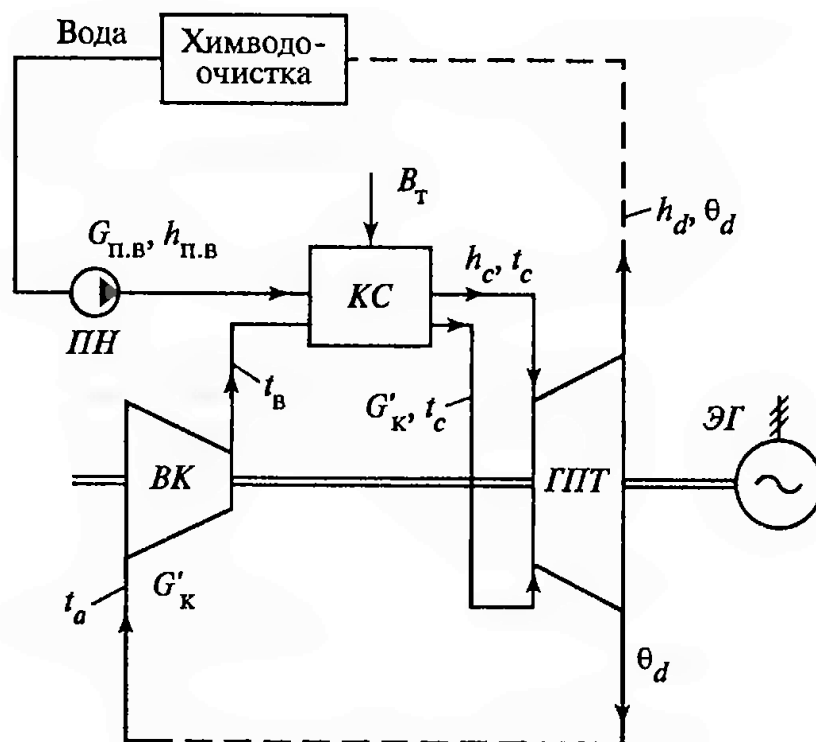


Рисунок 4 – Принципиальная тепловая схема монарной ПГУ

Большинство ПГУ относится к бинарному типу. Существующие бинарные ПГУ можно условно разделить на пять типов:

- ПГУ-У — утилизационные ПГУ (см. рис. 5), в которых теплота уходящих газов ГТУ утилизируется в КУ с получением пара высоких

параметров, используемого в паротурбинном цикле. Главные преимущества ПГУ-У – высокая экономичность, существенно меньшие, чем в ПТУ, капиталовложения, меньшая потребность в охлаждающей воде, малые вредные выбросы, высокая маневренность. Недостатки ПГУ-У – необходимость в высокоэкономичных (высокотемпературных) ГТУ с высокой температурой уходящих газов для генерирования пара высоких параметров для паротурбинной установки (ПТУ), а также необходимость работы либо на природном газе, либо на легких сортах жидкого топлива;

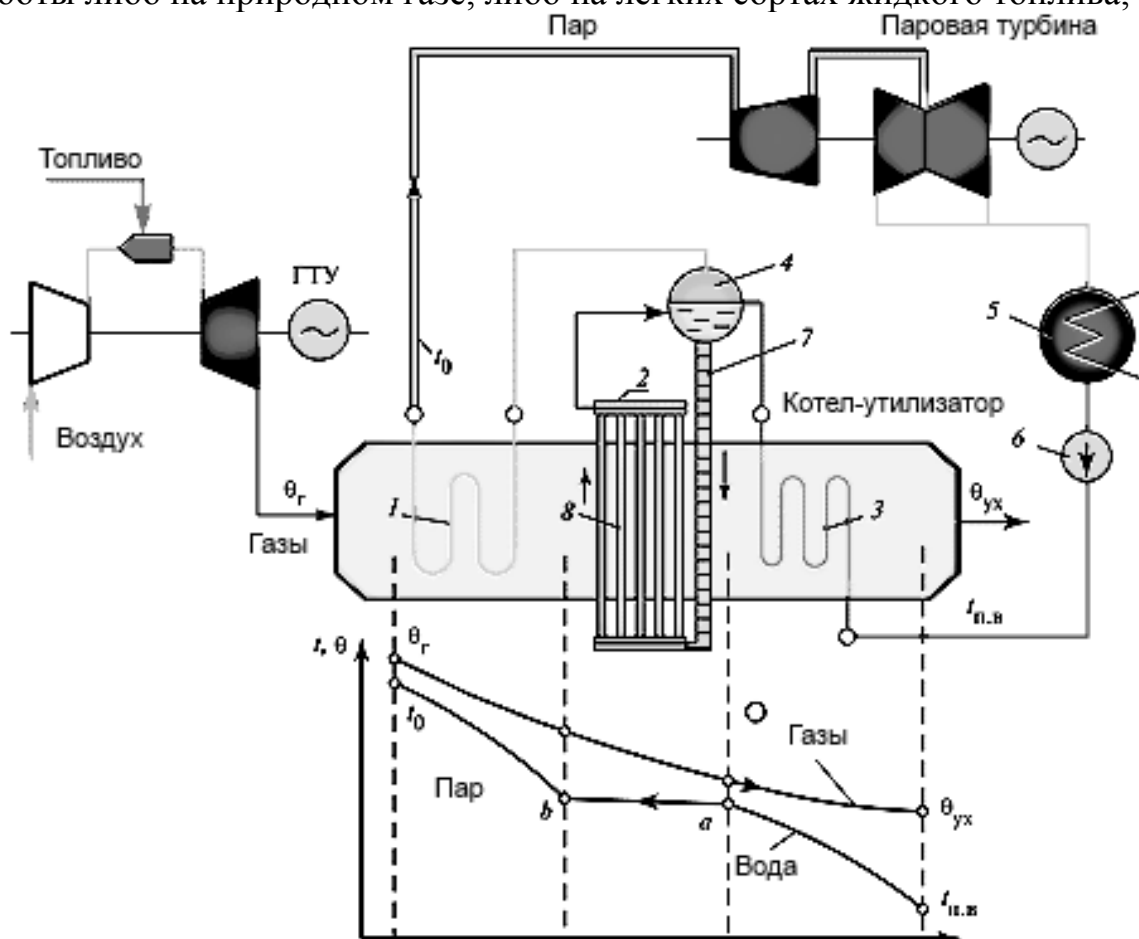


Рисунок 5 – Принципиальная схема одноконтурной ПГУ утилизационного типа

- ПГУ-С — «сбросные» ПТУ, или ПГУ с низконапорным парогенератором (см. рис. 6), в которых уходящие газы ГТУ, содержащие достаточное количество кислорода, направляются в энергетический котел, замещая в нем воздух, подаваемый дутьевыми вентиляторами котла. Главным преимуществом сбросной схемы является возможность использования в паротурбинном цикле недорогих энергетических твердых топлив. По сравнению с традиционной паросиловой установкой (ПСУ) ПГУ-С обеспечивает экономию топлива, примерно вдвое меньшую, чем ПГУ-У. Кроме того, схема ПГУ-С исключительно сложна, так как для автономной работы ПГУ необходимо обеспечивать подачу в топку воздуха с соответствующей температурой;

▪ ПГУ-Р — ПГУ, в которых теплота уходящих газов ГТУ используется для регенеративного подогрева питательной воды энергетических котлов (см. рис. 6), а «сэкономленный» пар отборов служит для выработки дополнительной мощности в паровой турбине. Эта схема дает экономию топлива, примерно в 2 раза меньшую, чем схема ПГУ-С, но позволяет надстроить имеющийся паротурбинный блок ГТУ без серьезных переделок;

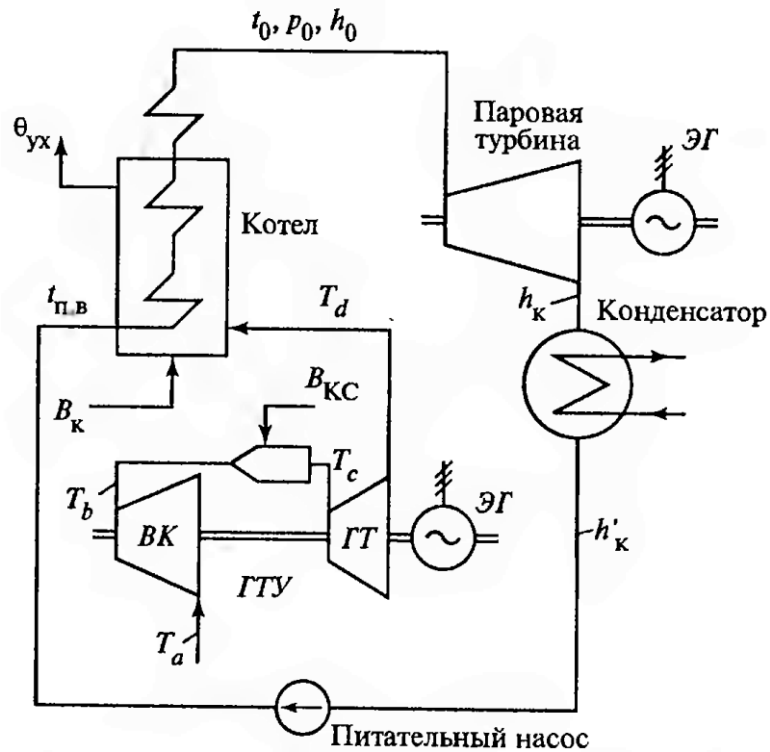


Рисунок 5 – Схема простейшей ПГУ со сбросом уходящих газов ГТУ в энергетический котел ПГУ

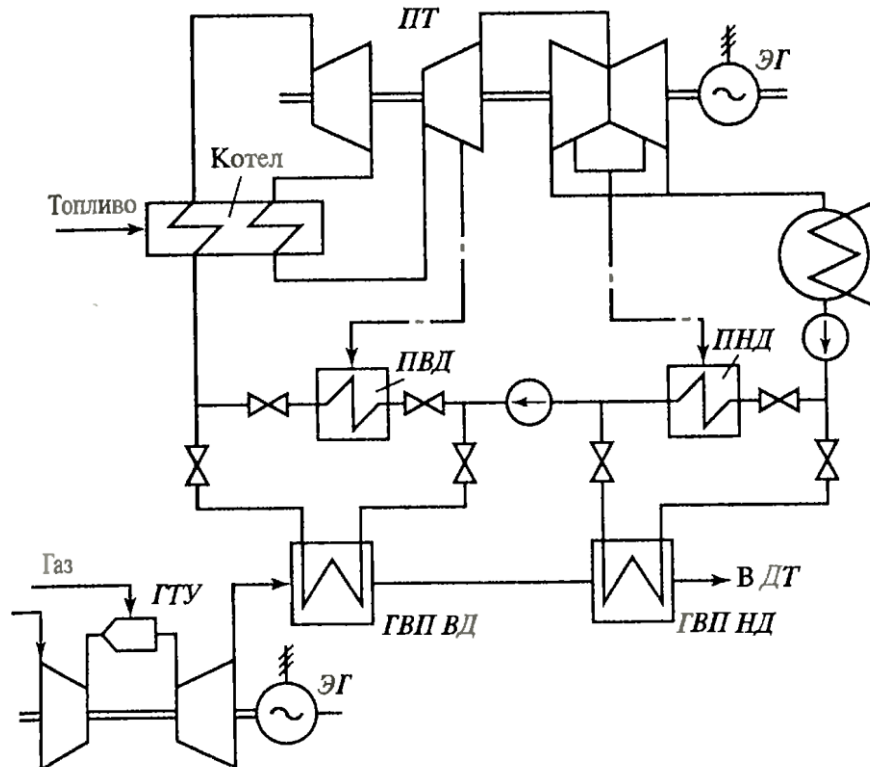


Рисунок 6 – Схема простейшей ПГУ с вытеснением регенерации

- ПГУ-П — ПГУ с так называемой параллельной схемой (см. рис. 7), в которой ГТУ со своим КУ, т.е. ПГУ-У, и энергетический котел вырабатывают пар для общей паровой турбины. Пар из КУ, имеющий меньшее давление, чем начальное давление ПТУ, обычно подается в горячую нитку промежуточного перегрева. Главное достоинство ПГУ-П — простота и освоенность основного оборудования, недостаток — зависимость экономичности от соотношения мощностей, вырабатываемых ГТУ и ПТУ;

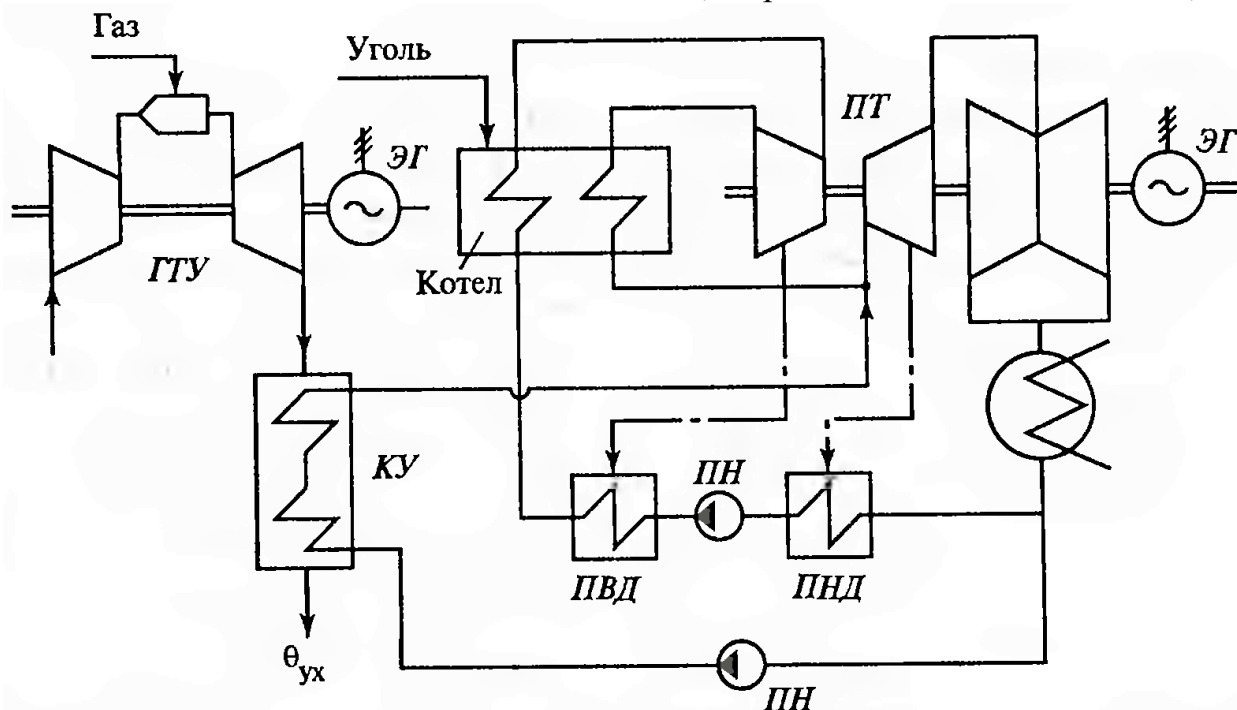


Рисунок 7 – Схема ПГУ с параллельным включением ПГУ-У и классической ПТУ

- ПГУ-В — парогазовые установки с высоконапорным парогенератором (ВПГ) (котлом), в котором генерируется пар для паротурбинного цикла, а продукты сгорания высокого давления направляются в ГТУ (см. рис. 8). Главным преимуществом такой схемы является возможность сжигания в ВПГ тяжелых топлив, однако при этом требуется очистка уходящих газов котла перед их подачей в ГТ.

Рассмотрим работу одноконтурной утилизационной ПГУ (см. рис. 5). Воздух забирается из атмосферы, сжимается в осевом компрессоре и подается в камеру сгорания для сжигания топлива. Образовавшиеся продукты сгорания поступают в газовую турбину, где их потенциальная энергия превращается в механическую работу вращения и далее поступают в котел-утилизатор, в котором генерируется пар, направляемый в паровую турбину [3].

Котел-утилизатор в основном состоит из трех видов поверхностей нагрева, выполненными оребренными трубами: пароперегревателя 1, испарителя 2 и экономайзера 3, находящиеся в шахте прямоугольного сечения.

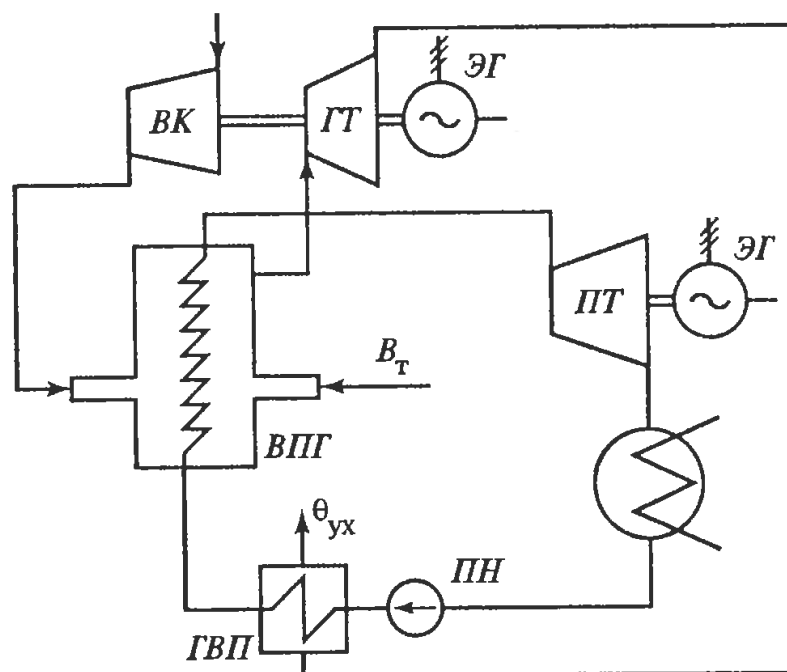


Рисунок 8 – Схема ПГУ с ВПГ

К испарителю, подключен барабан 4 (коллектор, заполняемый наполовину водой), нескольких опускных труб 7 и плотный пакет испарительных труб 8. Испаритель работает на принципе естественной конвекции. Испарительные трубы находятся в зоне более высоких температур, чем опускные. Поэтому в них вода нагревается, частично испаряется и поэтому становится легче и поднимается вверх в барабан. Освобождающееся место заполняется более холодной водой по опускным трубам из барабана. Насыщенный пар собирается в верхней части барабана и направляется в трубы пароперегревателя 1. Расход пара из барабана 4 компенсируется подводом воды из экономайзера 3. При этом поступающая вода, прежде чем испариться полностью, многократно пройдет через испарительные трубы. Поэтому описанный котел-утилизатор называется котлом с естественной циркуляцией.

Экономайзер нагревает поступающую питательную воду. Из барабана насыщенный пар поступает в пароперегреватель, где перегревается сверх температуры насыщения. Температура получаемого перегретого пара t_0 всегда, конечно, меньше, чем температура газов q_G , поступающих из газовой турбины.

Под схемой котла-утилизатора на (см. рис. 5) показано изменение температур газов и рабочего тела при их движении навстречу друг другу. Температура газов плавно уменьшается от значения q_G на входе до значения $q_{ух}$ температуры уходящих газов. Движущаяся навстречу питательная вода повышает в экономайзере свою температуру до температуры кипения (точка а). С этой температурой (на грани кипения) вода поступает в испаритель. В нем происходит испарение воды. При этом ее температура не изменяется (процесс а - б). В точке б рабочее тело находится в виде сухого насыщенного пара. Далее в пароперегревателе происходит его перегрев до значения t_0 .

Образующийся на выходе из пароперегревателя пар направляется в паровую турбину, где, расширяясь, совершает работу. Из турбины отработанный пар поступает в конденсатор, конденсируется и с помощью питательного насоса 6, повышающего давление питательной воды, направляется снова в котел-утилизатор.

Таким образом, принципиальное отличие паросиловой установки (ПСУ) ПГУ от обычной ПСУ ТЭС состоит только в том, что топливо в котле-утилизаторе не сжигается, а необходимая для работы ПСУ ПГУ теплота берется от уходящих газов ГТУ. Однако сразу же необходимо отметить ряд важных технических отличий ПСУ ПГУ от ПСУ ТЭС:

- Температура уходящих газов ГТУ q_{Γ} практически однозначно определяется температурой газов перед газовой турбиной и совершенством системы охлаждения газовой турбины. В большинстве современных ГТУ, температура уходящих газов составляет 530-580 °С (хотя имеются отдельные ГТУ с температурой вплоть до 640 °С). По условиям надежности работы трубной системы экономайзера при работе на природном газе температура питательной воды $t_{п.в}$ на входе в котел-утилизатор не должна быть меньше 60 °С. Температура газов $q_{ух}$, покидающих котел-утилизатор, всегда выше, чем температура $t_{п.в}$. Таким образом, котел-утилизатор в ПГУ имеет КПД существенно более низкий, чем КПД котла ТЭС;

- КПД паротурбинной установки рассмотренной ПГУ существенно ниже, чем КПД ПТУ обычной ТЭС. Это связано не только с тем, что параметры пара, генерируемого котлом-утилизатором, ниже, но и с тем, что ПТУ ПГУ не имеет системы регенерации. А иметь ее она в принципе не может, так как повышение температуры $t_{п.в}$ приведет к еще большему снижению КПД котла-утилизатора.

Применение шиберов позволяет работать газовой турбине при простое паровой. При нормальной работе шибер, наоборот, не пропускает горячие газы ГТУ в байпасную трубу, а направляет их в котел-утилизатор.

Газоплотный шибер имеет большую площадь, представляет собой сложное техническое устройство, главным требованием к которому является высокая плотность, поскольку каждый 1 % потерянного тепла через неплотности означает снижение экономичности энергоблока примерно на 0,3 %. Поэтому иногда отказываются от установки байпасной трубы, хотя это существенно усложняет эксплуатацию.

Между котлами-утилизаторами двух энергоблока устанавливают один деаэратор, который принимает конденсат для деаэрации из конденсатора паровой турбины и раздает его на два котла-утилизатора.

5 Анализ существующих схем отпуска тепла на ТЭЦ с ГТУ

Источником теплоты для внешних потребителей на ТЭЦ с ГТУ служат выходные газы ГТ. В зависимости от тепловой схемы комбинированная выработка электроэнергии и теплоты (когенерация) осуществляется на парогазовых (ПГУ-ТЭЦ) или на газотурбинных (ГТУ-ТЭЦ) теплоэлектроцентралях.

Тепловые схемы ПГУ-ТЭЦ с КУ можно разделить их условно на три группы [3]. В первой группе теплота выходных газов ГТУ используется в КУ для генерации пара двух или трех давлений, который направляется в теплофикационные паровые турбины типа Т или ПТ. Подогреватели сетевой воды питаются паром отборов турбины. В зависимости от принятого на ТЭЦ значения коэффициента теплофикации $\alpha_{\text{ТЭЦ}}$ в этой группе выделяют два варианта схем:

- $\alpha_{\text{ТЭЦ}} = 1$ – максимальная потребность в теплоте покрывается пиковыми сетевыми подогревателями, питаемыми паром от КУ (см. рис. 9). Предусмотрена редукционная охлаждающая установка (РОУ) для питания при необходимости свежим паром пикового сетевого подогревателя;

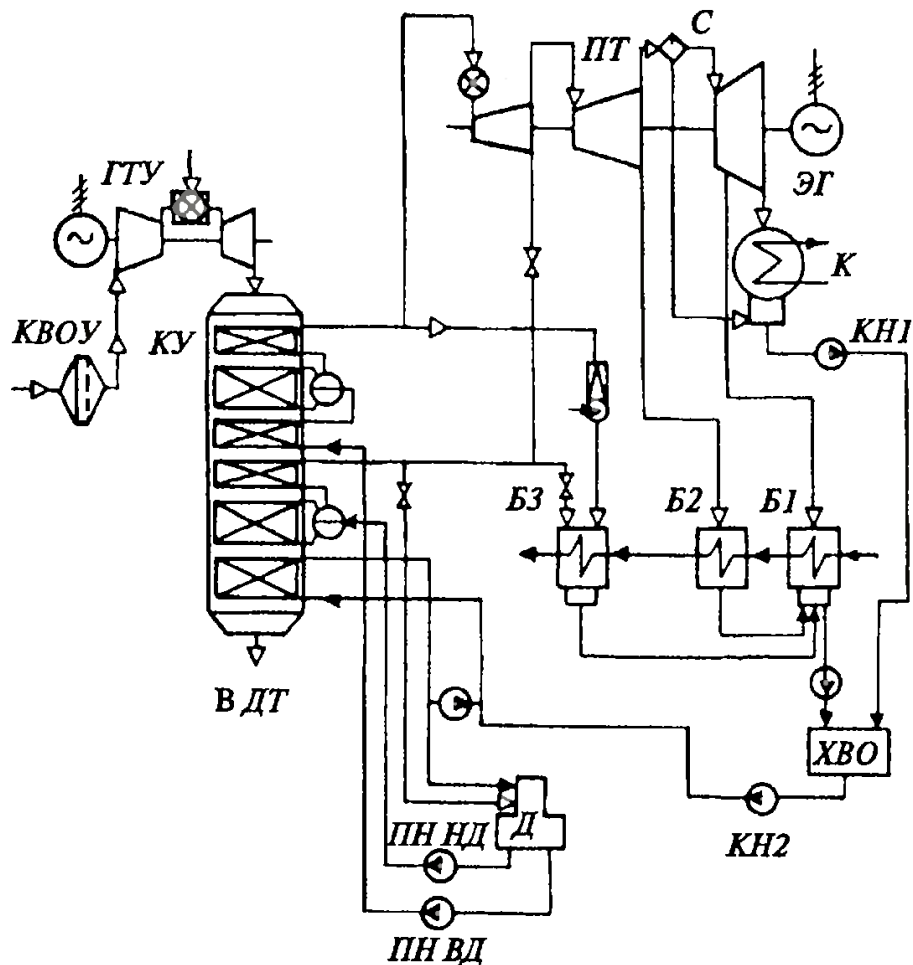


Рисунок 9 – ПГУ-ТЭЦ с двухконтурным КУ ($\alpha_{\text{ТЭЦ}} = 1$)

- $\alpha_{\text{ТЭЦ}} < 1$ – максимальная потребность в теплоте обеспечивается пиковыми водогрейными котлами (рис. 10). Использование пара от КУ в теплофикационной установке не предусмотрено.

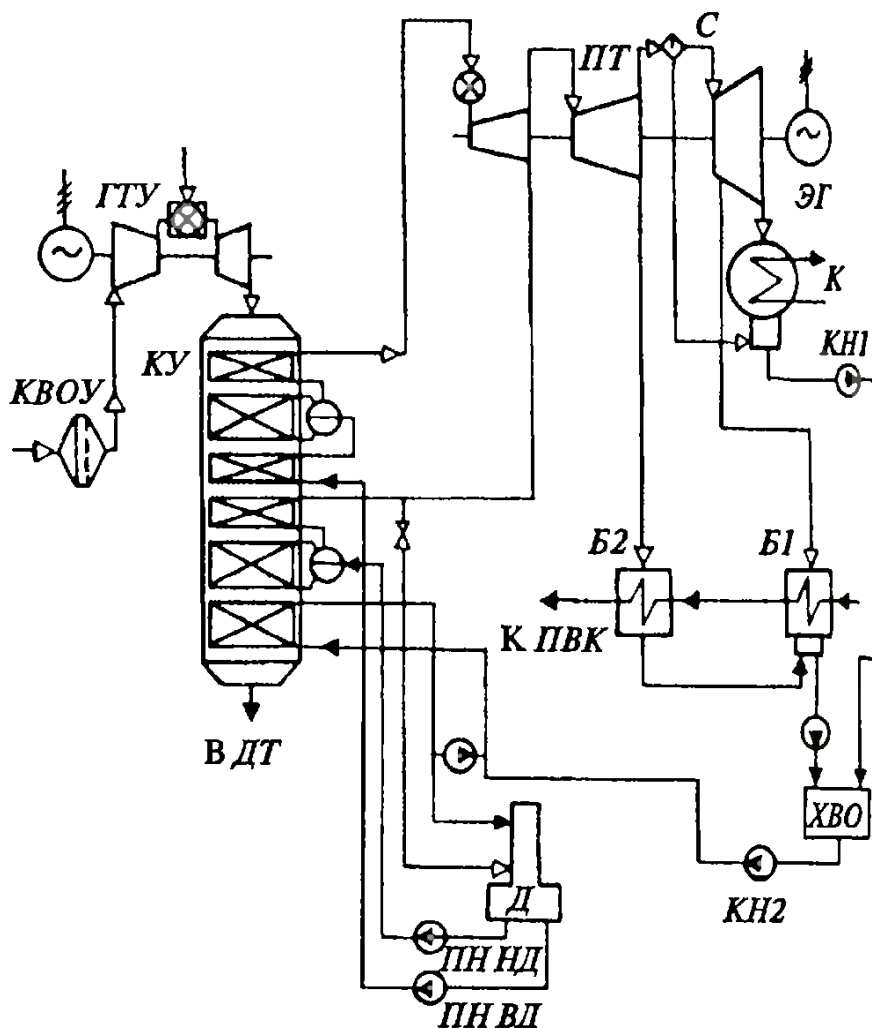


Рисунок 10 – ПГУ-ТЭЦ с двухконтурным КУ ($\alpha_{\text{ТЭЦ}} < 1$)

Во второй группе используются одноконтурные водогрейные КУ, выходные поверхности которых используются в качестве газового подогревателя сетевой воды (ГСП). Он включается, как правило, параллельно паротурбинной теплофикационной установке, в которой нагревается часть сетевой воды. В этой группе можно выделить два варианта тепловых схем:

- $\alpha_{\text{ТЭЦ}} = 1$ – ПГУ-ТЭЦ с противодавленческой ПТ и одноконтурным КУ (рис. 11). При этом в КУ возможна установка двух ступеней дожигания топлива: на входе газов в КУ и перед их входом в ГСП. Пиковый сетевой подогреватель теплофикационной установки питается через РОУ свежим паром КУ. Такая тепловая схема позволяет в широком диапазоне изменять электрическую и тепловую нагрузку ТЭЦ путем изменения нагрузки ГТУ (применяют дубль-блочные или трипл-блочные тепловые схемы) и количества дожигаемого топлива;

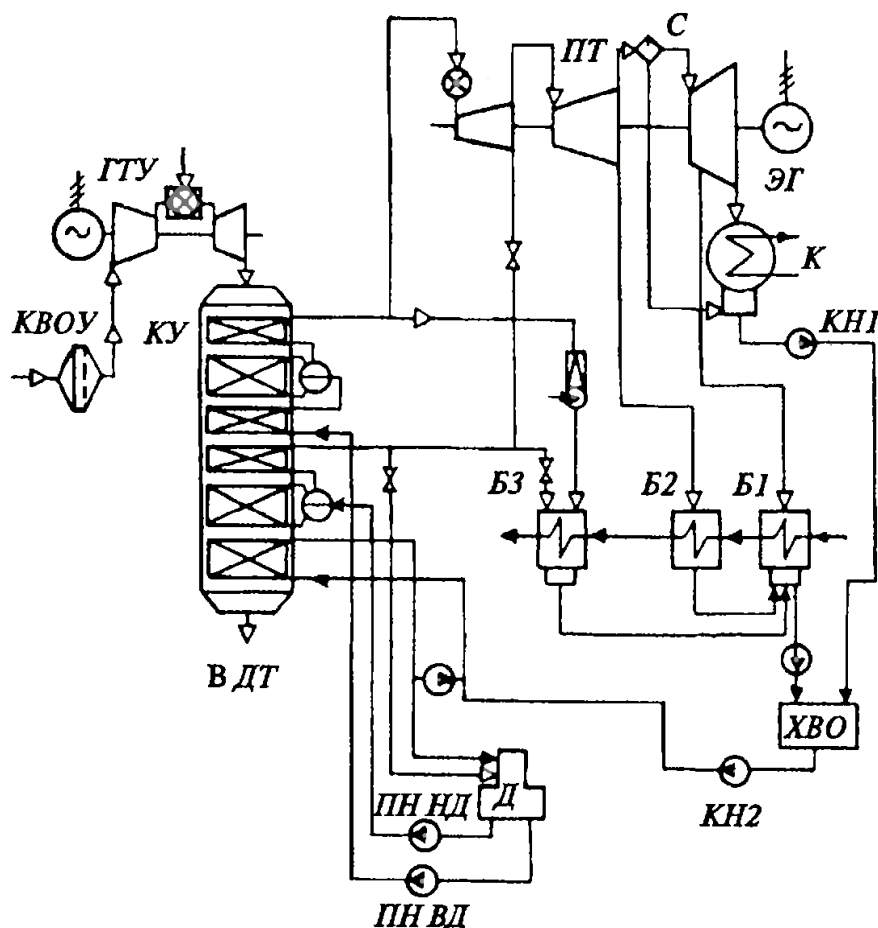


Рисунок 11 – ГТУ-ТЭЦ с дожиганием топлива и одноконтурным КУ ($\alpha_{\text{ТЭЦ}} = 1$)

▪ $\alpha_{\text{ТЭЦ}} < 1$ – в тепловой схеме ГТУ-ТЭЦ (рис. 12) отсутствует дожигание топлива в КУ. Пиковая потребность в теплоте покрывается водогрейными котлами. В выходной части КУ размещен ГСП, включенный параллельно теплофикационной установке ПТ.

Третья группа ГТУ-ТЭЦ комбинированного типа, которая может иметь тепловую схему с различным составом оборудования.

Газотурбинная теплоэлектроцентраль — частный случай парогазовой ТЭЦ, где теплота выходных газов ГТУ используется только для внешнего теплоснабжения. Тепловая мощность ГТУ-ТЭЦ определяется типом и числом применяемых ГТУ. В отличие от паротурбинных ТЭЦ производство электроэнергии на ГТУ-ТЭЦ не связано с отпуском теплоты потребителям и с утилизацией теплового потенциала выходных газов ГТУ. Максимально возможное использование теплоты выходных газов ГТУ на ГТУ-ТЭЦ происходит при определенной структуре ее тепловой схемы с учетом графика отопительной нагрузки.

Газотурбинные ТЭЦ в зависимости от характера тепловой нагрузки могут быть отопительного, промышленного или комбинированного типа. Отопительные ГТУ-ТЭЦ предназначены для комбинированной выработки электроэнергии и теплоты при нагреве в газовой теплообменнике (ГВТО) сетевой воды системы теплоснабжения выходными

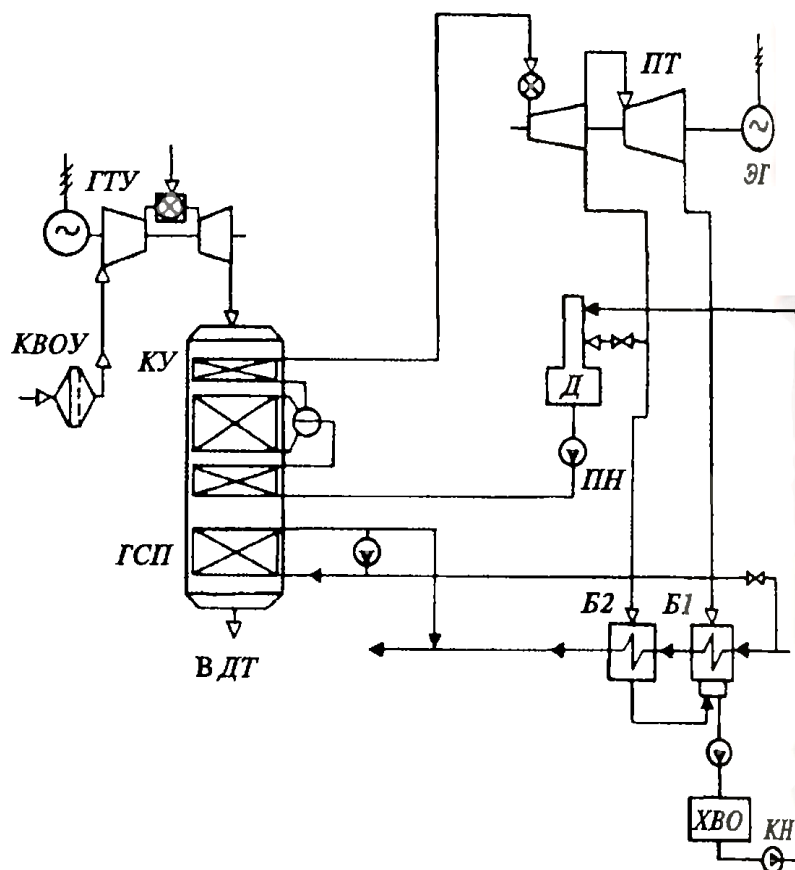


Рисунок 12 – ГТУ-ТЭЦ с одноконтурным КУ без дожигания топлива ($\alpha_{\text{ТЭЦ}} < 1$)

газами ГТУ. Возможны тепловые схемы с непосредственной подачей этой воды в ГВТО либо с использованием промежуточного теплообменника для защиты поверхностей нагрева ГВТО от загрязнений (рис. 13, а и б).

Значительные суточные и сезонные колебания отопительной нагрузки заставляют устанавливать на ГТУ-ТЭЦ несколько ГТУ и пиковые источники теплоты. Для этой цели на ГТУ-ТЭЦ используются пиковые водогрейные котлы (ПВК) ($\alpha_{\text{ТЭЦ}} < 1$). Другое решение приведено на рисунке 13, в регулирование отпуска теплоты осуществлено дожиганием топлива в среде выходных газов ГТУ и байпасированием части этих газов мимо КУ. В каждом отдельном случае необходимо обосновывать принимаемые технологические схемы с учетом используемого оборудования и характера изменения отопительной нагрузки.

Промышленные ГТУ-ТЭЦ предназначены для генерации технологического пара в КУ. Изменение их тепловой нагрузки характеризуется меньшими колебаниями в течение года, что облегчает выбор типоразмера и числа, применяемых в схеме ГТУ, и способов регулирования нагрузки.

Котлы-утилизаторы промышленных ГТУ-ТЭЦ обычно выполняют одноконтурными. Для повышения КПД иногда устанавливают в «хвостовой» части котла ГСП для покрытия имеющейся отопительной нагрузки. Такие ГТУ-ТЭЦ называют комбинированными.

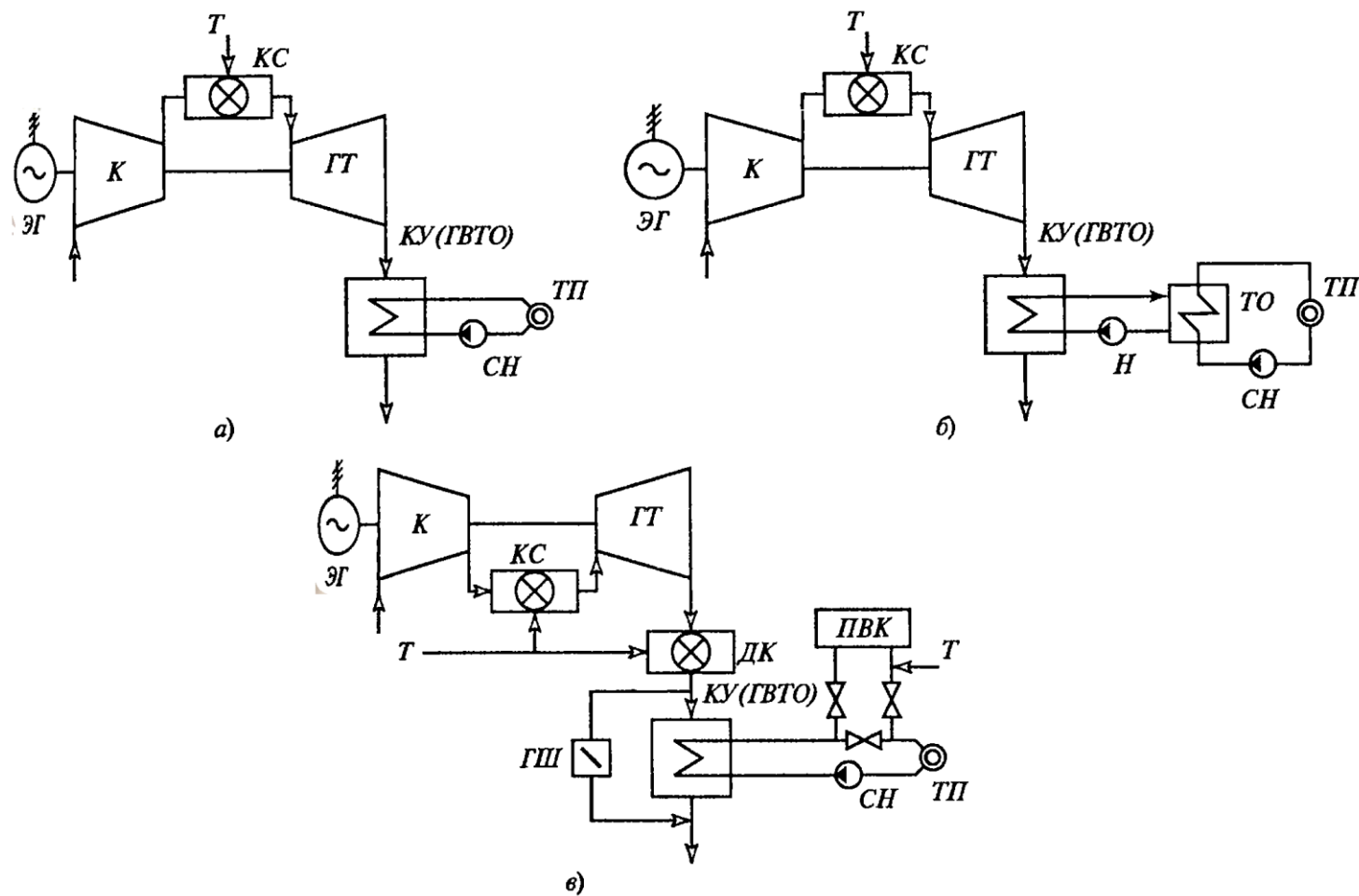


Рисунок 13 – Теплофикационные установки отопительных ГТУ-ТЭЦ:

а – без промежуточного теплообменника; б – с промежуточным теплообменником ТО; в – с различными способами регулирования отпуска теплоты потребителям; СН – сетевые насосы; Н – насос ТО; ГШ – газовый шибер (заслонка); ДК – камера дожигания топлива; К – компрессор; Т – топливо; ТП – тепловой потребитель

6 Анализ работы Северо-Западной ТЭЦ

ТЭЦ-3 проектируется по традиционной схеме отпуска тепла, т.е. базовая нагрузка по тепловой нагрузке лежит на отборах турбины, а пиковая часть покрывается за счет водогрейных котлов.

В связи с принятием закона «Об энергосбережении и повышении энергоэффективности» и ужесточением экологических нормативов [4] появляется необходимость строительства не просто ТЭЦ работающей на газе, а ПГУ-ТЭЦ. Примером такой станции может служить Северо-Западная ТЭЦ г. Санкт-Петербурга.

Северо-Западной ТЭЦ была спроектирована совместно российскими и зарубежными фирмами: Северо-Западным филиалом ВНИИПИэнергопром, ВТИ, ОРГРЭС, ЛМЗ, ЗиО, «Электросила». ТЭЦ состоит из четырех теплофикационных энергоблоков ПГУ-450Т электрической мощностью по 450 МВт в теплофикационном режиме (см. рис.14,15). 22 декабря 2000 г. парогазовый энергоблок был введен в опытно-промышленную эксплуатацию [3,5].

ПГУ-450Т состоит из ГТУ V94.2 (см. табл. 4) производства предприятия Интертурбо, котла утилизатора машиностроительного завода ЗиО (г. Подольск), паровой турбины ЛМЗ Т-150-7.7.

Таблица 4 – Характеристика газовой турбины V94.2

Мощность агрегата, $N_э$, МВт	КПД	Степень повышения давления, π	Расход воздуха, $G_в$, кг/с	Начальная температура газов, $t_н$, °С	Температура газов на выхлопе, $t_{вых}$, °С
157	34.5	11.1	513.9	1100	538

Компоновка блока изображена на рисунке 14. Принципиальную тепловую и балансовую схему изображены на рисунках 15 и 16 соответственно.

Паровая турбина оснащена конденсатором со встроенным теплофикационным пучком для нагрева подпиточной воды теплосети и четырехступенчатой водонагревательной установкой.

Сырая вода подпитки поступает во встроенный теплофикационный пучок конденсатора и далее проходит через охладитель конденсата сетевых подогревателей и водо-водяные подогреватели на линии рециркуляции ГПК НД. Нагретая до температуры 30 - 45°С вода поступает в установку подпитки, где подвергается догреву, декарбонизации и деаэрации. Подготовленная таким образом вода подается в напорную линию сетевых насосов 1-й ступени и направляется к сетевым подогревателям ПТ.

Сетевые подогреватели горизонтального типа ПСГ-1 и ПСГ-2 питаются из регулируемых отборов соответственно ЦНД и ЦВД. Подогреватели сетевой воды ПСВ-3 и ПСВ-4 - пиковые, вертикального типа. ПСВ-3 питается из контура НД, а четвертый - от быстродействующей редуционно-охладительной установки (БРОУ) ВД.

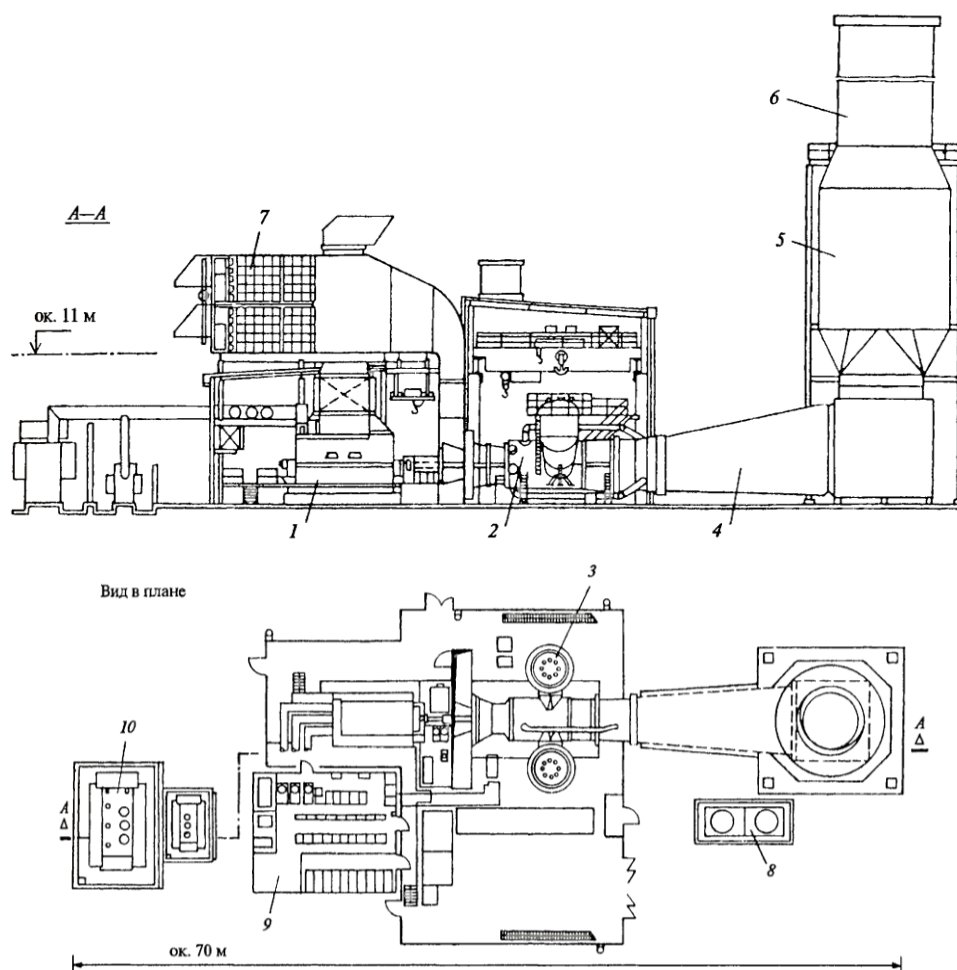


Рисунок 14 – Компоновка ПГУ-450Т:
 1 – генератор; 2 – ГТУ; 3 – КС; 4 – переходный диффузор; 5 – КУ; 6 –
 дымовая труба; 7 – КВОУ; 8 – маслоохладители;
 9 – щит управления; 10 – трансформатор

Подогреватель ПСГ-2 может питаться паром как из линии регулируемого отбора, так и из линии за регулирующим клапаном НД ПТ. Это обеспечивает возможность более равномерного распределения тепловой нагрузки по ступеням подогрева сетевой воды и снижение нагрузки охладителя конденсата греющего пара, устанавливаемого за ПСГ-1, необходимое для обеспечения требуемых температур конденсата перед БОУ и сырой воды подпитки теплосети перед декарбонизатором.

Питание подогревателей ПСВ-2 производится из контура ВД КУ до стопорного клапана турбины. Эта же линия используется и для пуска котла при наличии протока сетевой воды, который обеспечивается сетевыми насосами СН1 и СН2.

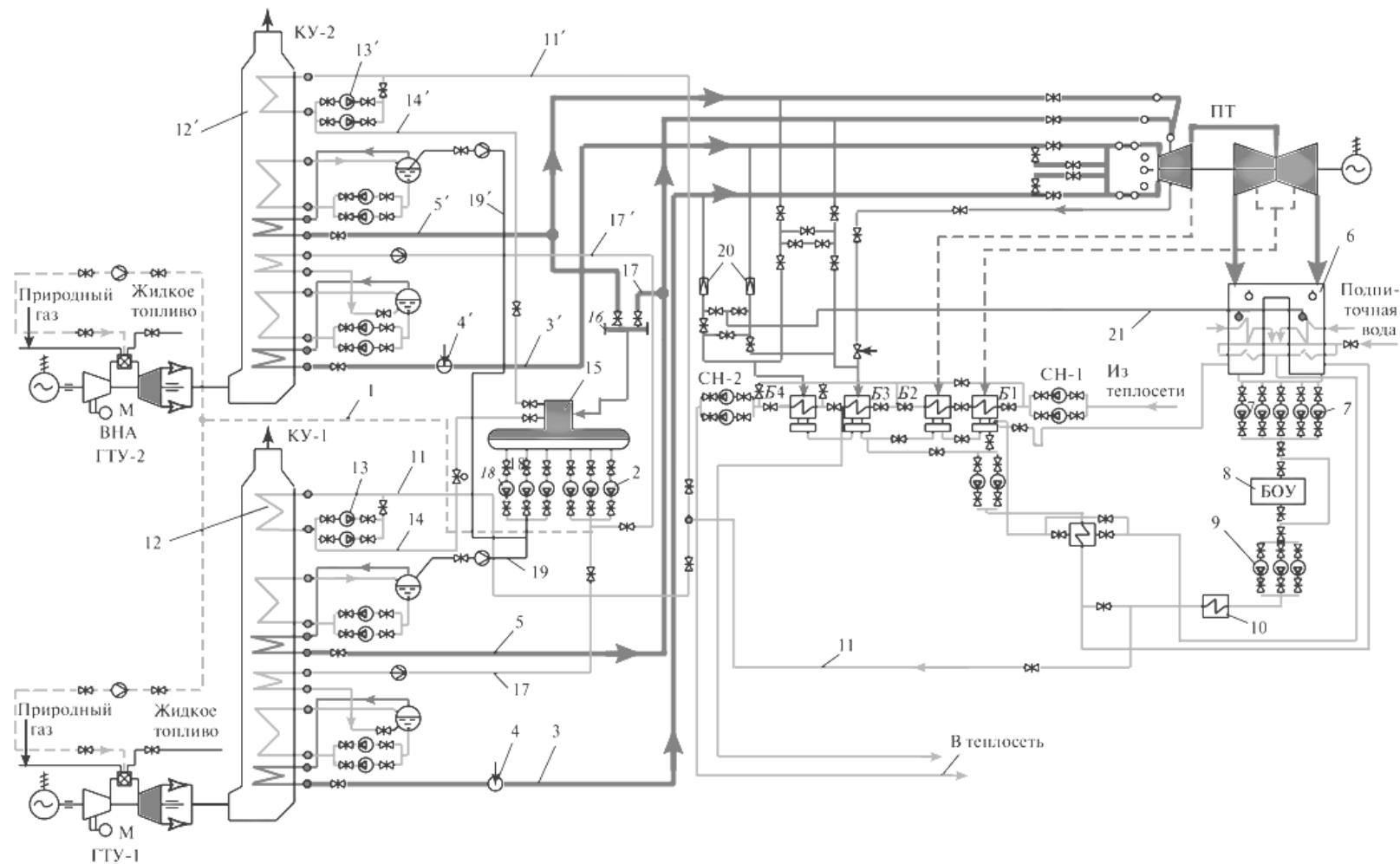


Рисунок 15 – Принципиальная тепловая схема ПГУ-450Т:

1 - ГГУ; 2 - электрогенераторы; 3 - КУ; 4 - ПТ; 5 - конденсатор со встроенным пучком; 6 - конденсатные насос 1-й ступени; 7 - БОУ; 8 - конденсатные насосы 2-й ступени; 9 - конденсатор пара уплотнений; 10 - ПНД; 11 - охладитель конденсата сетевых подогревателей; 12 - деаэратор; 13 - питательные насосы НД; 14 - питательные насосы ВД; 15 - насосы рециркуляции питательной воды ГПК; 16 - БРОУ ВД; 17 - система подготовки подпиточной воды теплосети; 18 -

водо-водяной теплообменник (ВВТ) подпиточной воды теплосети; 19, 20 - насосы рециркуляции испарительных контуров НД и ВД КУ; 21 - подпиточные насосы теплосети; 22 - насосы конденсата греющего пара сетевых подогревателей Б1 и Б2 - ПСГ-1 и ПСГ-2; Б3 и Б4 - ПСВ-1 и ПСВ-2; СН1 и СН2 - сетевые насосы первого и второго подъемов давления; КСН - коллектор собственных нужд

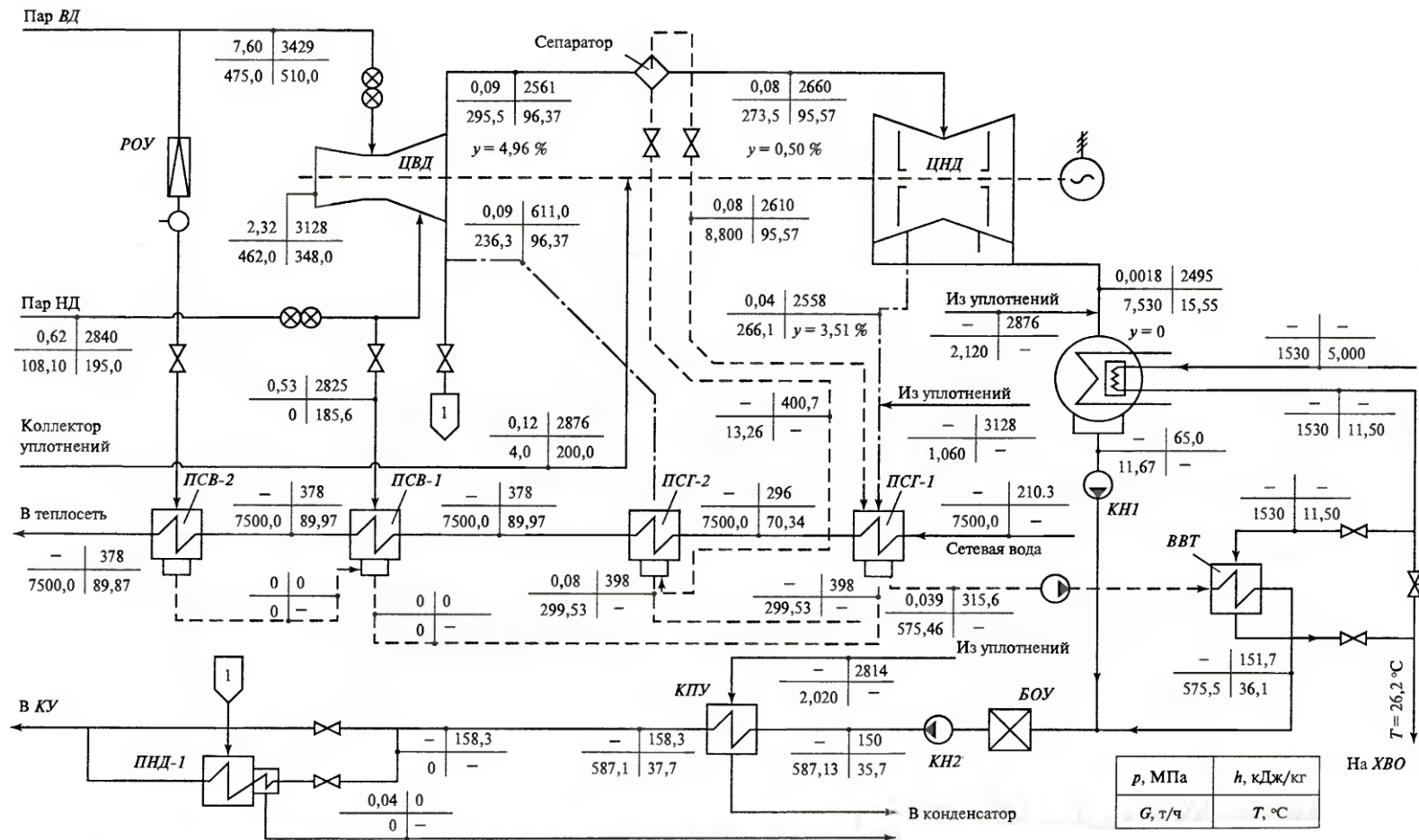


Рисунок 16 – Балансовая схема ПГУ-450Т

При нормальной эксплуатации осуществляются каскадный слив конденсата греющего пара сетевых подогревателей по ступеням подогрева сетевой воды, сбор всех потоков в конденсатосборнике ПСГ-1, откачка их конденсатными насосами подогревателей через охладитель конденсата в напорную линию конденсатных насосов конденсатора 1-й ступени. При работе блока с отключенной ПТ подпитка цикла обеспечивается подачей воды перед БОУ при давлении около 0,6 МПа.

Сетевые подогреватели могут работать в следующих основных режимах:

1. Нагрев сетевой воды в двух или одной ступени (в неотапительный период) подогрева от регулируемых отборов турбины. Такие режимы реализуются в наиболее продолжительный период в году.

2. Подогрев сетевой воды в трех ступенях (ПСГ-1, ПСГ-2 и ПСВ-1). В этих режимах ПСВ-1 питается в основном из линии пара НД, а регулирование температуры воды за ПСВ осуществляется байпасированием подогревателя по сетевой воде.

3. Использование одной ступени подогрева сетевой воды в подогревателе ПСВ при отключенной ПТ.

Тепловая схема обеспечивает работу двух или одной ГТУ и ПТ в теплофикационных и конденсационном режимах, работу двух или одной ГТУ при отключенной ПТ с сохранением теплоснабжения потребителей.

7 Анализ путей совершенствования и адаптации схемы Северо-Западной ТЭЦ применительно к нагрузкам ТЭЦ-3 г.Астаны

Схема Северо-Западной ТЭЦ подтвердила временем свою надежность, но выполнена на низкие параметры пара. Это связано с уровнем развития газовых турбин того времени и низким уровнем температуры уходящих газов после газовой турбины. Энергетические газовые турбины работают с температурой газов 1100...1200 °С, их КПД достигает 36-39 % [5,6]. Температура уходящих газов большинства ГТУ составляет 570-590 °С, что не позволяет использовать в составе ПГУ стандартные высокоэкономичные паровые турбины. Паровые турбины, работающие в составе ПГУ, как правило, выполняются на параметры пара до 10 МПа и до температуры перегретого пара 510-520 °С. Экономичность таких ПГУ не превышает 30-33 %.

Использование в схемах ПГУ ТЭЦ газотурбинных агрегатов с температурой на выходе свыше 600°С позволит выполнить паровую турбину на стандартные параметры пара и повысить удельные характеристики в целом. Возможен переход на трехконтурные схемы, схемы с промперегревом. Кроме того, возможно решение вопроса с размещением пиковых бойлеров в схеме ПГУ, как в схеме теплофикационной установки, так и с использованием общестанционных пиковых бойлеров. Это позволит существенно расширить варианты работы ПГУ-ТЭЦ в зависимости от состава работающего оборудования.

Примером такой турбины может послужить новое поколение газовых турбин Siemens класса H – серия SGT-8000H (см. табл.5, рис. 17), которая была построена и поставлена с целью испытаний на электростанции Иршинг (Германия), где ее возможности подтверждаются в условиях эксплуатации [7]. Это самая мощная и эффективная энергетическая газовая турбина в мире, на сегодняшний день.

Ключевые характеристики турбины SGT5-8000H:

- 13 ступенчатый компрессор с увеличенной производительностью. В компрессоре используются технологии: управления воздушным потоком CDA (Controlled Diffusion Airfoil);
- создания высокого давления НРА (High Pressure Air). В компрессоре используются лопатки с изменяемым углом наклона;
- Кольцевая высокотемпературная камера сгорания, температура газов перед первой ступенью 1500°С;
- Четырехступенчатая турбина с монокристаллическими лопатками первой ступени. Лопатки 1-3 ступени покрыты керамикой и имеют воздушное охлаждение;
- Одновальная конструкция ПГУ;
- Повышенная температура и давление свежего пара (600°С, 17 МПа) в контуре котлаутилизатора;
- Гидравлическая система оптимизации высоты подъема ротора (НСО);

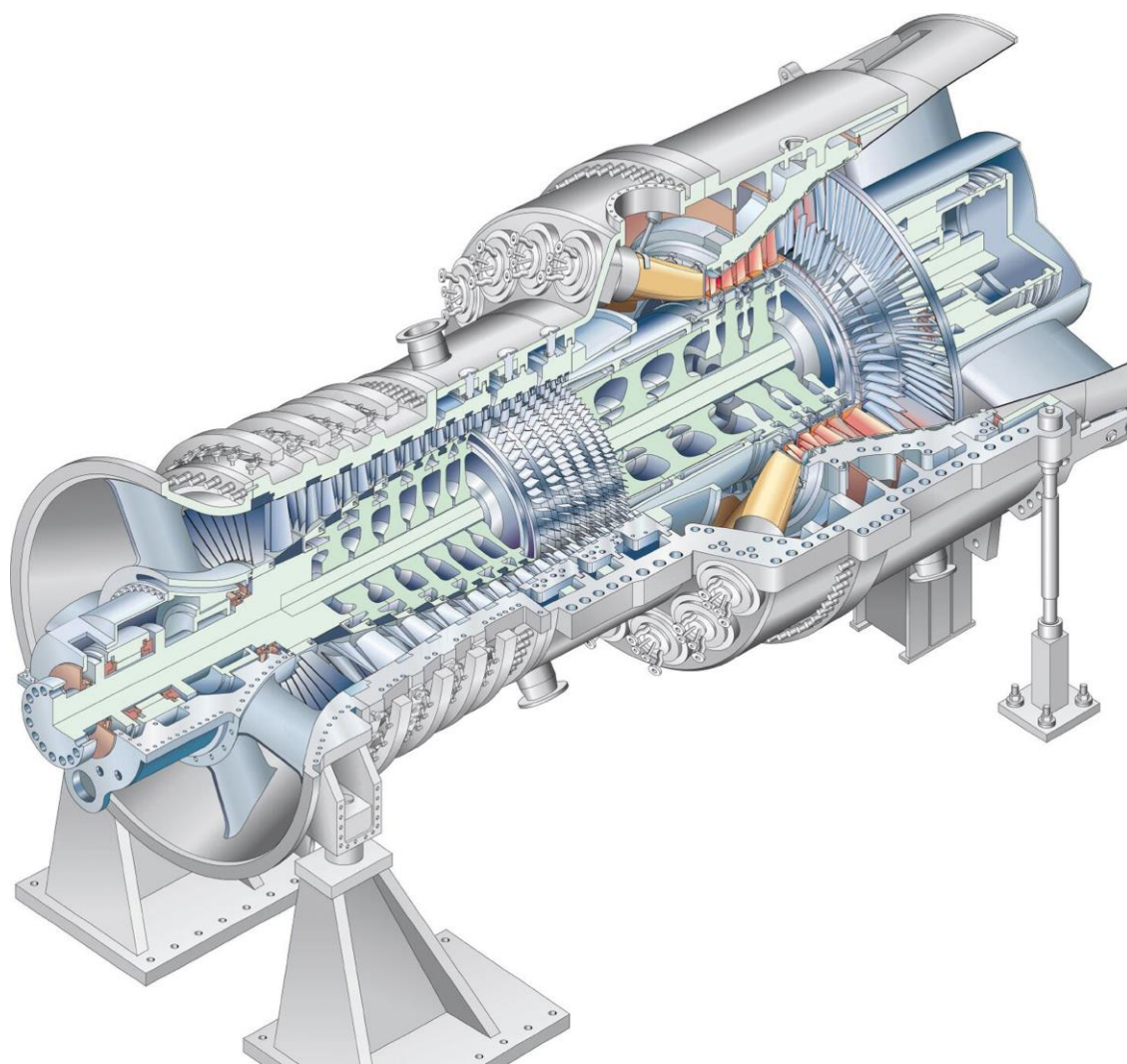


Рисунок 17 – 3D модель SGT5-8000H

- Усовершенствованная система уплотнений, снижающая утечки охлаждающего воздуха;
- Новые жаропрочные материалы позволяющие увеличить температуру в камере сгорания и на выходе из ГТУ.

Таблица 5 – Технические характеристики SGT-8000H

Частота	50 Гц
Электрическая мощность брутто, МВт	375
КПД брутто, %	40
Степень повышения давления, π	19.2
Начальная температура газов, °С	1500
Температура отработанных газов, °С	625
Массовый расход отработанных газов, кг/с	820
NO _x , ppm	25
CO, ppm	10

Паровые турбины для ПГУ разрабатываются на основе проточных частей турбин на стандартных параметрах. Однако в отличие от стандартных турбин, они работают на скользящих параметрах. Это связано со спецификой

работы газовых турбин. Более того, в отличие от промперегрева, температура пара двухконтурных турбин не соответствуют друг другу, т.к. основная задача стоит в улучшении КПД котла утилизатора.

В трехконтурных же пар среднего давления смешиваясь с отработавшим паром высокого давления отправляется в пароперегреватель, а после уже в цилиндр/часть среднего давления. Пар из контура низкого давления подается в смеситель турбины, где смешивается с отработавшим паром и цилиндра/части среднего давления, и уходит в ЦНД.

Выбор дубли блочной схемы с турбиной SGT5-8000H приведет к росту электрической мощности одного блока до 1ГВт и выше, что не целесообразно с точки зрения надежности как тепло-, так и электроснабжения. Выход из строя одного блока сможет привести к веерному отключению северной части страны, что несомненно не допустимо.

В таком случае оптимальным выбором оказывается схема блока 1ГТ+1ПТ с общим коллектором пара на 6 бар, который будет использоваться как для питания деаэратора, так и питания пикового бойлера.

На станции общестанционный коллектор собственных нужд как правило выполняется на 13 бар. Однако для этого потребуются выполнить один из контуров на данное давление и соответствующий отбор. Такой отбор пара будет менее экономичен так как это недовыработка.

В обеих схемах пиковая мощность выдается от выхлопа цилиндра турбины на 6 бар;

Сетевые отборы ПСГ-2 и ПСГ-1 принимаем на 2,5 и 1,2 бара соответственно. Подогрев конденсата выполняется от первого сетевого отбора.

8 Разработка двухконтурной схемы

Для расчета упрощенной схемы двухконтурной ПГУ (см. рис. 18) необходимо задаться новыми параметрами контуров высокого и низкого давления. Для контура высокого давления примем стандартные параметры пара, а точнее $p_{0вд}=130$ бар, $t_{0вд}=540^{\circ}\text{C}$. Для контура низкого давления на начальном этапе расчета мы можем задать только величину давления, которая является в нашем случае $p_{0нд}=6$ бар. Температура же генерируемого пара будет определена в последствии расчета котла утилизатора. Давление в конденсаторе выбрано $p_k=0.05$ бар.

Далее необходимо задаться характерными точками, которыми являются температурные напоры по поверхностям нагрева, чтобы определить расходы генерируемого пара (см. рис. 19) [8,9].

Первый температурный напор – разница температуры газов и воды на входе в испаритель высокого давления $\theta_{эк}^{вд}=50^{\circ}\text{C}$. Задаться разницей температур между уходящими газами из турбины и перегретым паром высокого давления нет надобности, так как мы уже приняли температуру генерируемого пара.

Второй температурный напор – разница температуры газов и перегретого пара низкого давления $\Delta t_{пе}^{нд}=30^{\circ}\text{C}$. Ни температура пара, ни температура газов на начальном этапе не известна. Температуру газов в последующем определим из баланса подогрева воды в испарителе высокого давления, а из нее исходя из температурного напора найдем температуру пара низкого давления.

Третий температурный напор – разница температуры газов и воды на входе в испаритель высокого давления $\theta_{эк}^{нд}=50^{\circ}\text{C}$. Ни температура пара, ни температура газов на начальном этапе не известна. Температуру газов в последующем определим из баланса подогрева воды в испарителе высокого давления, а из нее исходя из температурного напора найдем температуру пара низкого давления.

От величины температурных напоров зависит величина поверхностей нагрева котла утилизатора. Зависимость обратно пропорциональная: чем меньше температурный напор, тем больше поверхность нагрева.

Величина температуры воды на входе в ГПК определяется из условия безкоррозионной работы последних поверхностей котла утилизатора. При работе на газе $t_{пв}=60^{\circ}\text{C}$, а на мазуте $t_{пв}=110^{\circ}\text{C}$. От величины температуры питательной воды на входе в ГПК зависит и температура уходящих газов, а следовательно и экономичность КУ и ПГУ в целом.

Для расчета турбины необходимо задаться кпд ее цилиндров: $\eta_{цвд}=0.899$, $\eta_{цнд}=0.67$.

При расчете пароводяной части можно использовать как диаграмму воды и водяного пара, так и надстройку программы Watersteampro.

Основными командами при расчете являются:

=wspHPT(*;*)-энтальпия по давлению и температуре;

=wspTSP(*)-температура насыщения при давлении;

$=wspHSST(*)$ -энтальпия воды при температуре насыщения;
 $=wspHSWT(*)$ -энтальпия пара при температуре насыщения;
 $=wspHEXPANSIONPTXPEFF(*;*;*;*;*)$ -энтальпия пара в конце расширения по начальному и конечному давлению, начальной температуре, КПД и конечной степени сухости и т.д.

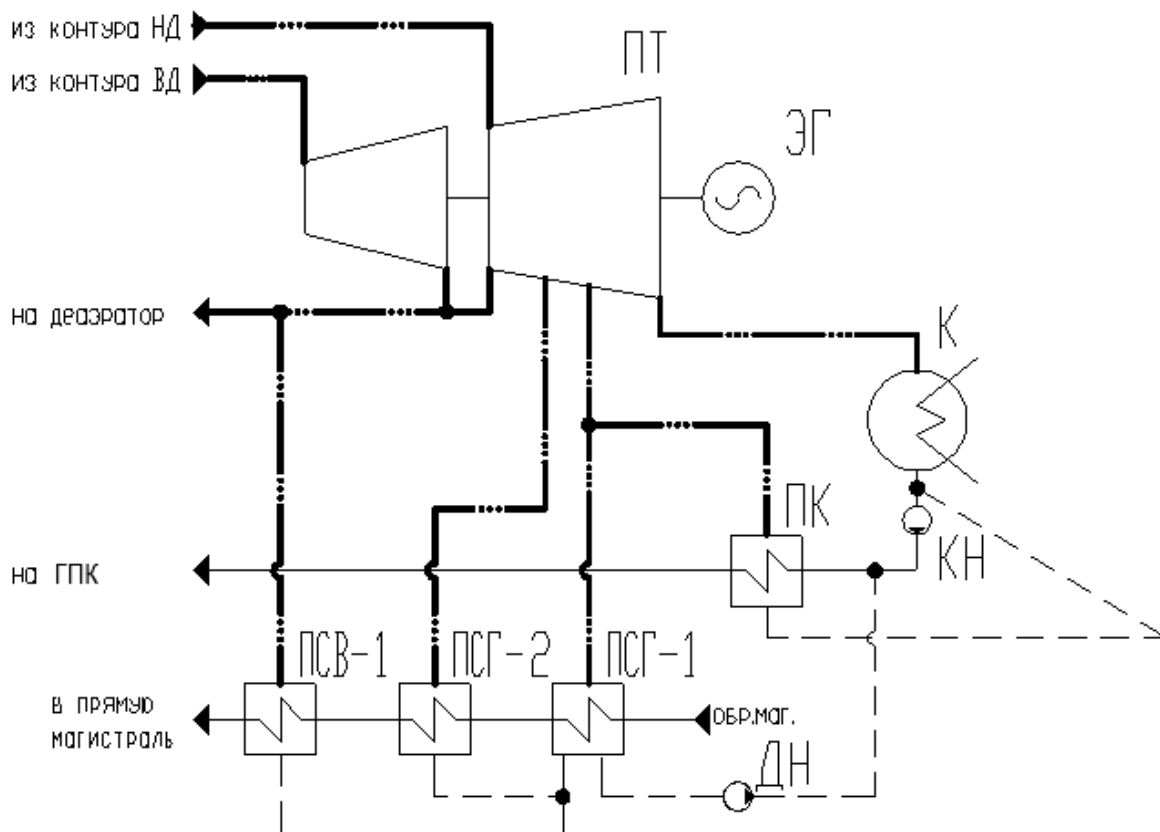


Рисунок 18 – Паротурбинная часть двухконтурной ПГУ (подпитка и деаэрактор условно не показаны)

Энтальпия газов определяем по приближенной формуле:

$$I = t_r \cdot (1.063 + 0.000143 \cdot t_r) \quad (1)$$

где t_r – температура газов, °С.

Расчеты проведены в четырех режимах: пиковый, базовый, летний режим с загрузкой гвс на один блок, летний режим без гвс.

Определяем первоочередные параметры воды (см. табл. 6).

Таблица 6 – Параметры воды и пара в состоянии насыщения и энтальпия перегретого пара ВД

Начальная энтальпия пара ВД	$h_{0ВД}$	кДж/кг	3445.0
Температура воды на линии насыщения при $p_{ВД}$	$t_{н.ВД}$	°С	330.9
Температура воды на линии насыщения при $p_{НД}$	$t_{н.НД}$	°С	158.8
Энтальпия воды на линии насыщения при $p_{ВД}$	$h'_{ВД}$	кДж/кг	1531.0

Энтальпия воды на линии насыщения при $p_{нд}$	$h'_{нд}$	кДж/кг	670.5
Энтальпия пара на линии насыщения при $p_{вд}$	$h''_{вд}$	кДж/кг	2663.0
Энтальпия пара на линии насыщения при $p_{нд}$	$h''_{нд}$	кДж/кг	2756.0

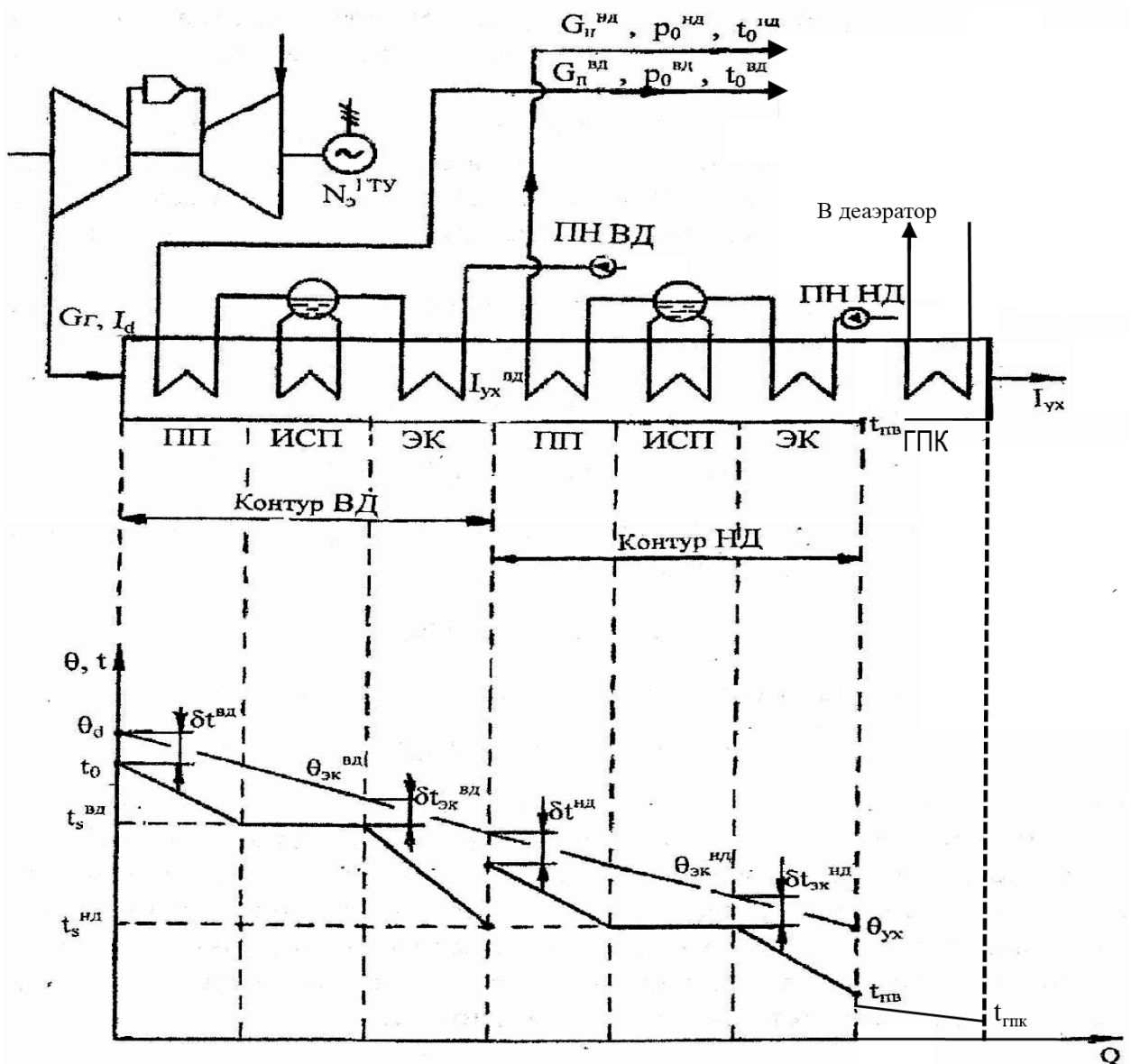


Рисунок 19 – Тепловая диаграмма двухконтурного КУ

После этого необходимо определить по известным параметрам (см. табл. 5 и табл. 6) величины температуры и энтальпии газов в контрольных точках, перегретого пара низкого давления, а также расходы пара низкого и высокого давления (см. табл. 7).

Чтобы определить величину расхода пара на деаэрактор нужно задаться величиной температуры воды после ГПК. Т.к. деаэрактор у нас питается паром ббар, то температура воды на выходе из деаэрактора составляет 158°C, то вода в ГПК и деаэракторе нагревается с температуры 60°C до 158°C.

Приняв, что в ГПК вода нагревается до 110°С мы разделим нагрузку между деаэратором и ГПК примерно пополам.

Для определения расходов пара необходимо решить серию балансовых уравнений КУ: баланс пароперегревателя и экономайзера ВД (2), баланс экономайзера ВД (3), баланс пароперегревателя и экономайзера НД (4):

$$G_{\Gamma} \cdot (I_0 - I_{\text{эк}}^{\text{вд}}) = G_n^{\text{вд}} \cdot (h_0^{\text{вд}} - h_{\text{эк}}^{\text{вд}}) \quad (2)$$

$$G_{\Gamma} \cdot (I_{\text{эк}}^{\text{вд}} - I_{\text{ух}}^{\text{вд}}) = G_n^{\text{вд}} \cdot (h_{\text{эк}}^{\text{вд}} - h_{\text{д}}) \quad (3)$$

$$G_{\Gamma} \cdot (I_{\text{ух}}^{\text{вд}} - I_{\text{эк}}^{\text{нд}}) = G_n^{\text{нд}} \cdot (h_0^{\text{нд}} - h_{\text{д}}) \quad (4)$$

где G_{Γ} – расход уходящих газов ГТУ, кг/с;

$G_{\text{п}}^{\text{вд}}$ – расход пара ВД, кг/с;

$G_{\text{п}}^{\text{нд}}$ – расход пара НД, кг/с;

I_0 – энтальпия газов уходящих из ГТУ, кДж/кг;

$I_{\text{эк}}^{\text{вд}}$ – энтальпия газов экономайзера ВД, кДж/кг;

$I_{\text{ух}}^{\text{вд}}$ – энтальпия газов перед экономайзером ВД, кДж/кг;

$I_{\text{эк}}^{\text{нд}}$ – энтальпия газов экономайзера НД;

$h_0^{\text{вд}}$ – энтальпия перегретого пара ВД, кДж/кг;

$h_0^{\text{нд}}$ – энтальпия перегретого пара НД, кДж/кг;

$h_{\text{эк}}^{\text{вд}}$ – энтальпия воды экономайзера ВД, кДж/кг;

$h_{\text{д}}$ – энтальпия воды экономайзера ВД, кДж/кг.

Таблица 7 – Величины температуры и энтальпии газов в контрольных точках, перегретого пара низкого давления, а также расходы пара низкого, высокого давлений и деаэратора

Температура газов перед ЭК-ВД	ν_2	°С	380.9
Энтальпия газов перед ЭК-ВД	I_2	кДж/кг	425.6
Расход пара высокого давления	$D_{\text{вд}}$	кг/с	126.2
Энтальпия газов перед ПЕ-НД	I_3	кДж/кг	293.2
Температура газов перед ПЕ-НД	ν_3	°С	261.8
Температура пара низкого давления	$t_{0,\text{нд}}$	°С	231.8
Начальная энтальпия пара НД	$h_{0,\text{нд}}$	кДж/кг	2919.0
Температура газов перед ГПК	ν_5	°С	178.8
Энтальпия газов перед ГПК	I_5	кДж/кг	194.6
Расход пара низкого давления	$D_{\text{нд}}$	кг/с	35.9
Расход пара на деаэратор	$D_{\text{д}}$	кг/с	13.83

Определим параметры по части подогрева сетевой воды. Температурный график теплосети 136/70°С.

Таблица 8 – Параметры сетевых отборов паровой турбины

Давление второго сетевого отбора p_2	p_2	бар	2.5
Энтальпия пара второго отбора	h_2	кДж/кг	2661.4
Энтальпия дренажа отбора	h'_2	кДж/кг	535.4
Температура насыщения при давлении p_2	$t_{\text{н } p_2}$	°С	127.4

Давление первого сетевого отбора p_1	p_1	бар	1.2
Энтальпия пара первого отбора	h_1	кДж/кг	2560.7
Энтальпия дренажа отбора	h'_1	кДж/кг	439.3
Температура насыщения при давлении p_1	$t_{н p1}$	°С	104.8
Расход пара на ПСВ-1	$D_{псв-1}$	кг/с	46.1
Расход пара на ПСГ-2	$D_{псг-2}$	кг/с	45.2
Расход пара на ПСГ-1	$D_{псг-1}$	кг/с	38.2
Пар в конденсатор	D_k	кг/с	18.9

Следующим этапом рассчитаем параметры по подпитке теплосети и определим расход воды в конденсатной линии (см. табл.9).

Таблица 9 – Расчет подпитки теплосети и параметры воды в конденсатной линии

Расход подпитки теплосети	$V_{птс}$	м3/ч	800
	$G_{птс}$	кг/с	222.2
Температура воды ПТС вход	$t_{птс вх}$	°С	5
Температура воды ПТС выход	$t_{птс вых}$	°С	26.2
Температура дренажа на выходе и ВВТ	$t_{др}$	°С	68.4
Температура конденсата после смешения с дренажами	$t_{кн}$	°С	63.9

Теперь необходимо проверить тепловую диаграмму КУ (см. рис. 20). В случае, если линия температуры из пароводяной области в каком либо месте пересечется с линией уходящих газов, то необходимо делать перерасчет на новые параметры температурных напоров.

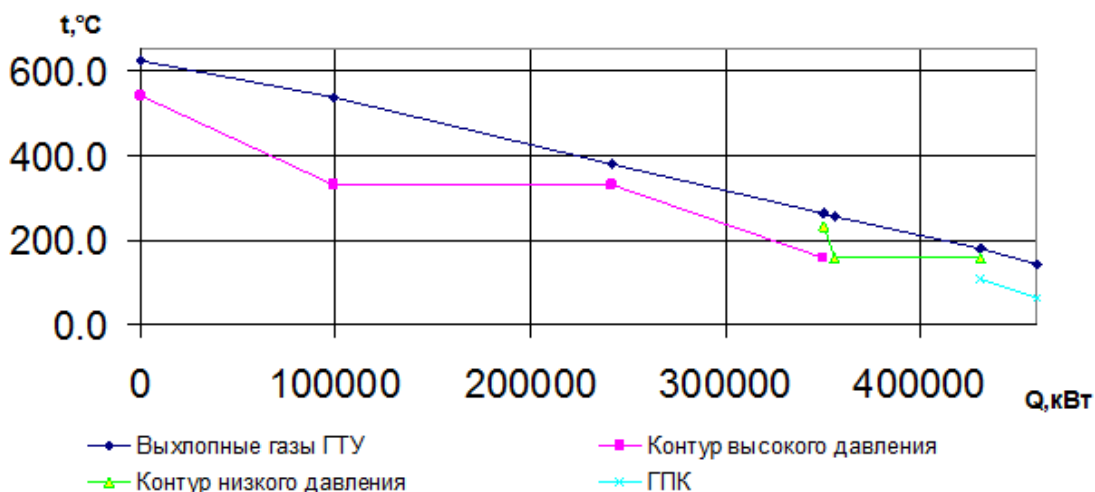


Рисунок 20 – Тепловая характеристика двухконтурного котла утилизатора

Из графика видно, что никаких пересечений температур выхлопных газов и пароводяной части контуров нет, а значит физически такой процесс возможен. Основная же тепловая нагрузка лежит на испарителе контура высокого давления. Наименьший теплосъем наблюдается в области пароперегревателя низкого давления.

В последнюю очередь определяем удельные характеристики блока в целом (см. табл. 10).

Таблица 10 – Удельные характеристики блока в пиковом режиме

Коэффициент полезного действия КУ	$\eta_{ку}$	%	77,8
Мощность паровой турбины	$N_{пт}$	МВт	108.4
Мощность газовой турбины	$N_{гт}$	МВт	375
Отпущенное тепло от ПСВ-1	$Q_{псв-1}$	МВт	106.7
Отпущенное тепло от ПСГ-2	$Q_{псг-2}$	МВт	100.4
Отпущенное тепло от ПСГ-1	$Q_{псг-1}$	МВт	81.0
КПД ПСУ	$\eta_{псу}$	%	63.2
КПД ГТУ	$\eta_{гту}$	%	40
КПД ПГУ	$\eta_{пгу}$	%	77,7

Из полученных результатов видно, что произошел существенный рост электрического КПД с 40% до 77.7% при одном и том же расходе топлива газовой турбиной. Т.о. прирост КПД составил 37.7%, что означает повышение экономичности почти в 2 раза.

Аналогичным способом определяем характеристики для остальных режимов (см. табл. 11-13).

Таблица 11 – Удельные характеристики блока в базовом режиме

Коэффициент полезного действия КУ	$\eta_{ку}$	%	79,9
Мощность паровой турбины	$N_{пт}$	МВт	126.9
Мощность газовой турбины	$N_{гт}$	МВт	375
Отпущенное тепло от ПСВ-1	$Q_{псв-1}$	МВт	0.0
Отпущенное тепло от ПСГ-2	$Q_{псг-2}$	МВт	100.4
Отпущенное тепло от ПСГ-1	$Q_{псг-1}$	МВт	91.7
КПД ПСУ	$\eta_{псу}$	%	45.9
КПД ГТУ	$\eta_{гту}$	%	40
КПД ПГУ	$\eta_{пгу}$	%	69,9

Таблица 12 – Удельные характеристики блока в летнем режиме без ГВС

Коэффициент полезного действия КУ	$\eta_{ку}$	%	81,4
Мощность паровой турбины	$N_{пт}$	МВт	150.7
Мощность газовой турбины	$N_{гт}$	МВт	375
Отпущенное тепло от ПСВ-1	$Q_{псв-1}$	МВт	0.0
Отпущенное тепло от ПСГ-2	$Q_{псг-2}$	МВт	0.0
Тепловая мощность подогревателя конденсата	$Q_{пк}$	МВт	14.8
КПД ПСУ	$\eta_{псу}$	%	32.5
КПД ГТУ	$\eta_{гту}$	%	40
КПД ПГУ	$\eta_{пгу}$	%	58,7

Таблица 13 – Удельные характеристики блока в летнем режиме с гвс на 2 блока

Коэффициент полезного действия КУ	$\eta_{ку}$	%	79,9
Мощность паровой турбины	$N_{пт}$	МВт	142,5
Мощность газовой турбины	$N_{гт}$	МВт	375
Отпущенное тепло от ПСВ-1	$Q_{псв-1}$	МВт	0,0
Отпущенное тепло от ПСГ-2	$Q_{псг-2}$	МВт	0,0
Отпущенное тепло от ПСГ-1	$Q_{псг-1}$	МВт	81,5
КПД ПСУ	$\eta_{псу}$	%	37,0
КПД ГТУ	$\eta_{гту}$	%	40
КПД ПГУ	$\eta_{пгу}$	%	62,5

При падении теплофикационной нагрузки отборов происходит заметное снижение экономичности блока, хотя на фоне снижения отпуска тепла растет КПД КУ.

Это связано со схемным решением, т.к. дренажи сетевых отборов охлаждаются подпиткой ВПУ.

9 Разработка трехконтурной схемы

Модель трехконтурной схемы была выполнена на основе модели описанной Трухнием А.Д. в [10] (см. рис. 21). Котел-утилизатор имеет три контура генерации пара: ВД, СД и НД. Из конденсатора конденсат подается в ГПК. Деаэратор питается насыщенным паром из барабана НД.

Главная особенность расчета котельной установки ГТУ с промежуточным перегревом пара состоит в том, что его необходимо выполнять совместно с расчетом ПТ, так как параметры пара на входе в ППП зависят от процесса расширения пара в ЦВД.

Располагая параметрами выхлопных газов ГТУ, пара ВД и температурой питательной воды на входе в ГПК можно приступить к расчету КУ, целью которого является определение параметров пара, воды и газа по его тракту и количества теплоты, передаваемой в отдельных элементах котла-утилизатора. При расчете КУ необходимо учитывать, что тепло передается от горячих газов ГТУ к воде и пару, и поэтому в любой точке КУ любого типа необходимо учитывать, что тепло передается от горячих газов ГТУ к воде и пару, и поэтому в любой точке КУ температура газов всегда выше, чем температура воды или пара (см. рис. 22)

Для контура высокого давления примем стандартные параметры пара: $p_{0\text{вд}}=130$ бар, $t_{0\text{вд}}=540^\circ\text{C}$. Для контура среднего давления примем параметры пара: $p_{0\text{сд}}=13$ бар, $t_{\text{пп}}=540^\circ\text{C}$. Для контура низкого давления на начальном этапе расчета мы можем задать только величину давления, которая является в нашем случае $p_{0\text{нд}}=6$ бар. Температура же генерируемого пара среднего и низкого давлений будет определена впоследствии расчета котла утилизатора. Давление в конденсаторе выбрано $p_{\text{к}}=0.05$ бар. Принципиальную паротурбинную часть схемы смотри рисунок 10. Температурные напоры в характерных точках принимаем 15°C .

Для расчета тепловой мощности ППСД, входящего в контур ВД, необходимо знать энтальпию перегретого пара $h_{0\text{сд}}$ на выходе из него. Стандартный подход, состоящий в выборе разностей температур между газами и паром здесь не может быть применен, так как неизвестна температура газов. Для характерных точек, .

Для расчета упрощенной схемы трехконтурной ПГУ (см. рис. 23) необходимо необходимо решить систему балансовых уравнений (5). Котел утилизатор условно поделен на 3 части: сечение 00-АА, сечение АА-ВВ, сечение ВВ-СС (см. рис.21).

В сечение 00-АА входят пароперегреватели ППВД, ППП и ППСД, а также испаритель ВД. Баланс между газами и пароводяной частью в данном сечении отражен в первом уравнении системы уравнений (5). Это линейное алгебраическое уравнение с двумя неизвестными: расходы пара ВД и СД.

В сечение АА-ВВ входят пароперегреватель и испаритель НД, а также экономайзер ВД. Баланс между газами и пароводяной частью в данном

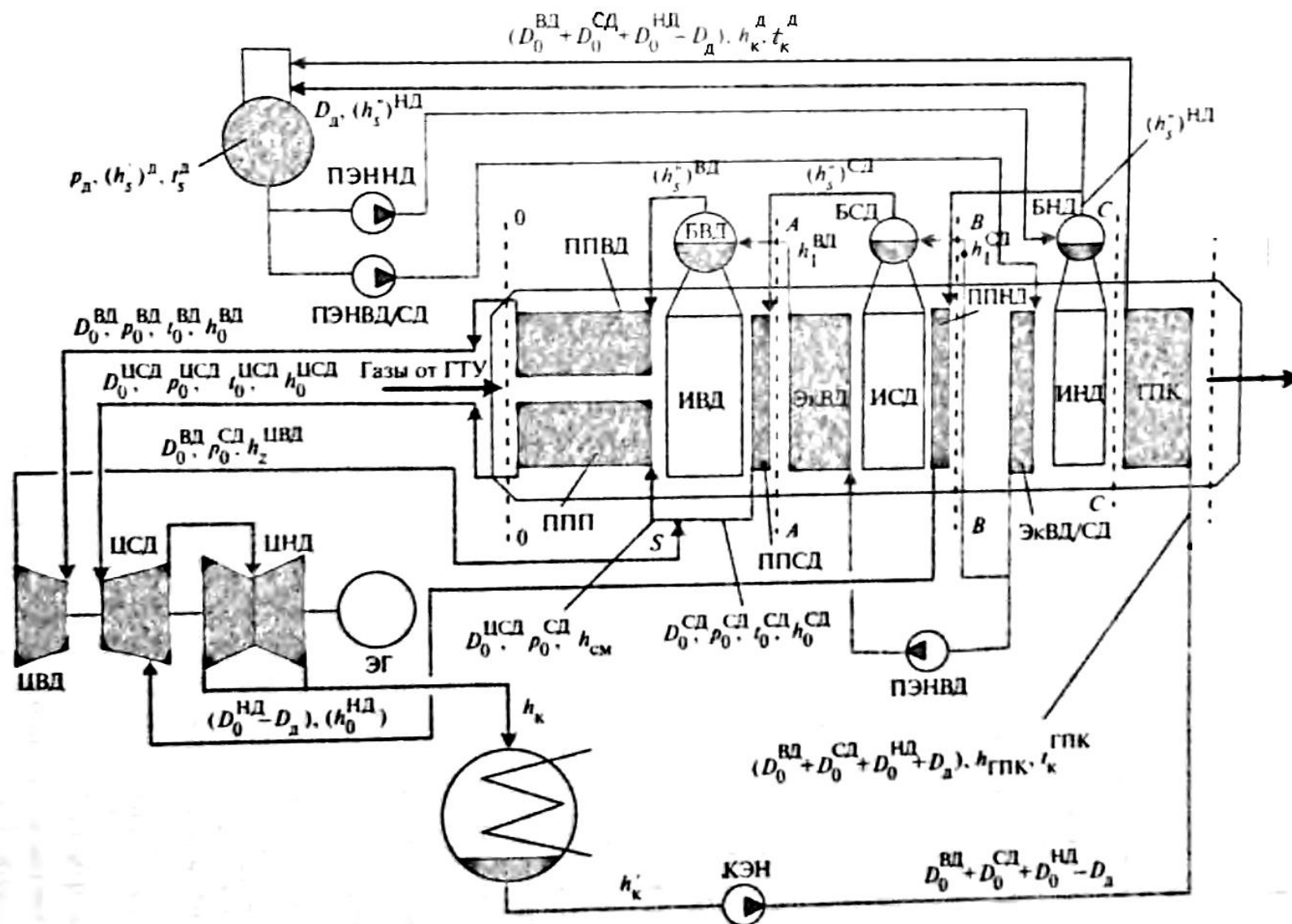


Рисунок 21 – Модель трехконтурной ПГУ

сечение отражен во втором уравнении системы уравнений (5). Это линейное алгебраическое уравнение еще с двумя неизвестными: расходы пара НД и деаэратора.

$$\begin{cases} G_z(I_0 - I_{эк}^{6d}) = G_n^{6d}(h_0^{6d} - h_{эк}^{6d}) + G_n^{6d}(h_0^{u6d} - h_z^{u6d}) + G_n^{cd}(h_0^{u6d} - h_{эк,cd}^{6d}) \\ G_z(I_{эк}^{6d} - I_{эк}^{cd}) = G_n^{cd}(h_{эк,cd}^{6d} - h_{эк}^{cd}) + G_n^{6d}(h_{эк}^{6d} - h_{эк}^{cd}) + (G_n^{нд} - G_d)(h_0^{нд} - h_{эк,нд}^{6d}) \\ G_z(I_{эк}^{cd} - I_{эк}^{нд}) = (G_n^{6d} + G_n^{cd})(h_{эк}^{cd} - h_d) + G_n^{нд}(h_{эк,нд}^{6d} - h_d) \\ G_d h_{эк,нд}^{6d} + (G_n^{6d} + G_n^{cd} + G_n^{нд})h_{зпк} = (G_n^{6d} + G_n^{cd} + G_n^{нд})h_d \end{cases} \quad (5)$$

где G_r – расход уходящих газов ГТУ, кг/с;

$G_{п}^{ВД}$ – расход пара ВД, кг/с;

$G_{п}^{НД}$ – расход пара НД, кг/с;

I_0 – энтальпия газов уходящих из ГТУ, кДж/кг;

$I_{эк}^{ВД}$ – энтальпия газов экономайзера ВД, кДж/кг;

$I_{эк}^{СД}$ – энтальпия газов экономайзера СД, кДж/кг;

$I_{ух}^{ВД}$ – энтальпия газов перед экономайзером ВД, кДж/кг;

$I_{эк}^{НД}$ – энтальпия газов экономайзера НД;

$h_0^{ВД}$ – энтальпия перегретого пара ВД, кДж/кг;

$h_0^{НД}$ – энтальпия перегретого пара НД, кДж/кг;

$h_{эк}^{ВД}$ – энтальпия воды экономайзера ВД, кДж/кг;

h_d – энтальпия воды экономайзера ВД, кДж/кг.

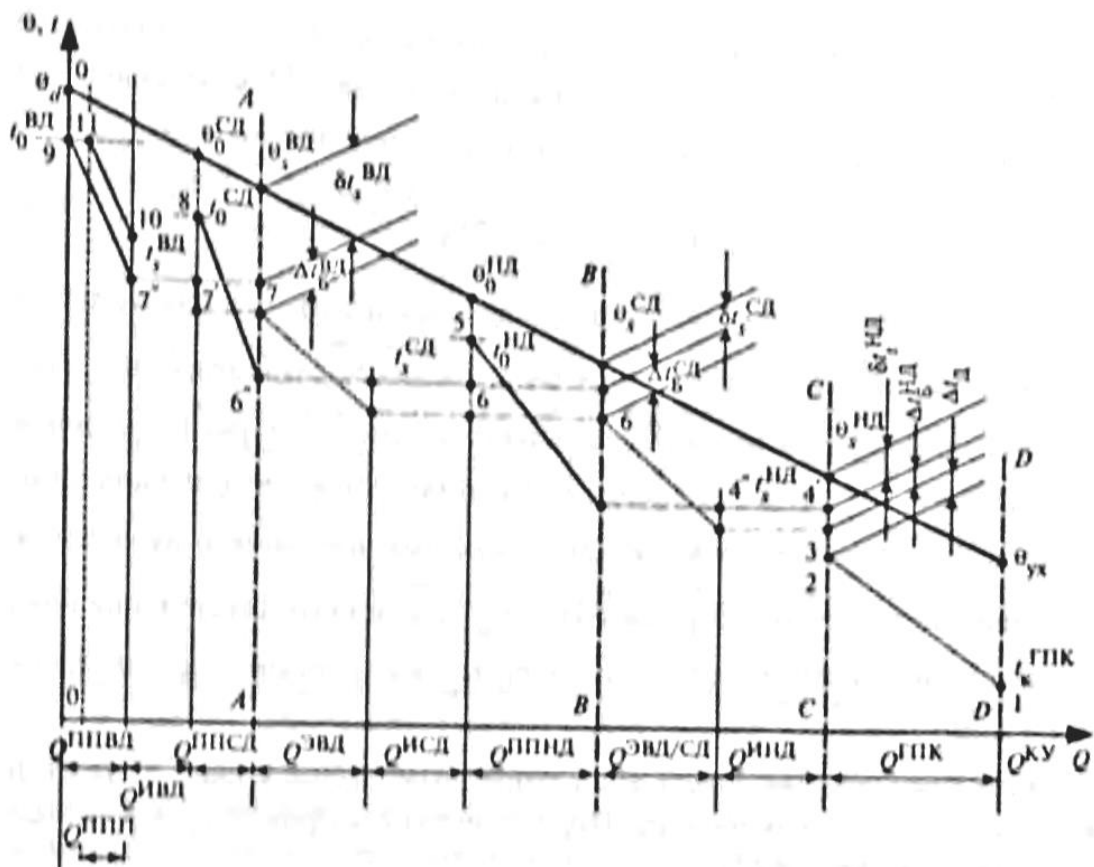


Рисунок 22 – Тепловая диаграмма КУ трехконтурной ПГУ

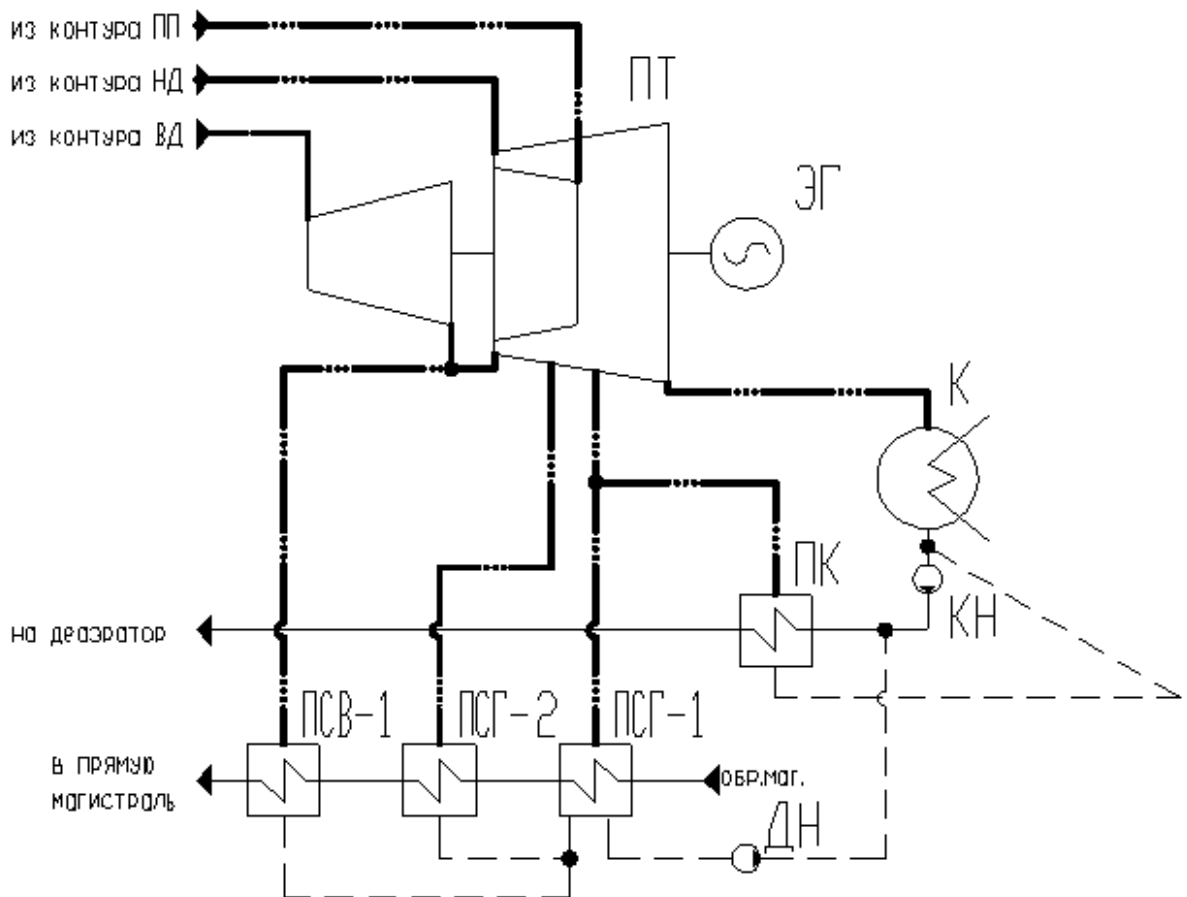


Рисунок 23 – Паротурбинная часть трехконтурной ПГУ (подпитка и деаэратор условно не показаны)

В сечение ВВ-СС входят испаритель НД, а также экономайзер ВД/СД. Баланс между газами и пароводяной частью в данном сечении отражен в третьем уравнении системы уравнений (5). Это линейное алгебраическое уравнение также с неизвестными расходами.

Перед нахождением расходов пара по контурам из системы уравнений (5) нужно определиться с известными величинами (см. табл. 14).

Таблица 14 – Исходные данные для расчета системы уравнений (5)

Высокое давление			
Начальное давление контура ВД	$p_{ВД}$	бар	130
Начальная температура контура ВД	$t_{0ВД}$	°С	540
Начальная энтальпия контура ВД	$h_{0ВД}$	кДж/кг	3445,1
Температура насыщения ВД	$t_{нВД}$	°С	330,9
Энтальпия насыщения пара ВД	$h''_{ВД}$	кДж/кг	2662,9
Энтальпия насыщения воды ВД	$h'_{ВД}$	кДж/кг	1531,4
Среднее давление			
Начальное давление контура СД	$p_{СД}$	бар	30
Начальная температура контура СД	$t_{0СД}$	°С	330,9
Начальная энтальпия контура СД	$h_{0СД}$	кДж/кг	3070,5
Температура насыщения СД	$t_{нСД}$	°С	233,9
Энтальпия насыщения пара СД	$h''_{СД}$	кДж/кг	2803,3

Энтальпия насыщения воды СД	$h'_{сд}$	кДж/кг	1008,4
Промежуточный пароперегреватель			
Начальная температура контура ЦСД	$t_{0цсд}$	°С	540
Начальная энтальпия контура ЦСД	$h_{0цсд}$	кДж/кг	3547,0
Низкое давление			
Начальное давление контура НД	$p_{нд}$	бар	6
Начальная температура контура НД	$t_{0нд}$	°С	233,9
Начальная энтальпия контура СД	$h_{0нд}$	кДж/кг	2997,2
Температура насыщения СД	$t_{ннд}$	°С	158,8
Энтальпия насыщения пара СД	$h''_{нд}$	кДж/кг	2756,1
Энтальпия насыщения воды СД	$h'_{нд}$	кДж/кг	670,5
Газовый подогреватель конденсата			
Температура на выходе из ГПК	$t_{гпк}$	°С	110
Коэффициенты полезного действия цилиндров			
Коэффициент полезного действия ЦВД	$\eta_{цвд}$	-	0,85
Коэффициент полезного действия ЦСД	$\eta_{цсд}$	-	0,87
Коэффициент полезного действия ЦНД	$\eta_{цнд}$	-	0,807
Энтальпии пара в конце расширения ЦВД и ЦСД			
Энтальпия в конце расширения ЦВД	$h_{zцвд}$	кДж/кг	3079,3
Энтальпия в конце расширения ЦСД	$h_{zцсд}$	кДж/кг	3122,7
Температуры газов в характерных точках			
Начальная температура газов	ϑ_0	°С	625,0
Температура газов перед экономайзером ВД	ϑ_3	°С	345,9
Температура газов перед экономайзером ВД/СД	ϑ_6	°С	248,9
Температура газов перед ГПК	ϑ_8	°С	173,8
Энтальпии газов в характерных точках			
Начальная энтальпия газов	I_0	кДж/кг	720,2
Энтальпия газов перед экономайзером ВД	I_3	кДж/кг	384,8
Энтальпия газов перед экономайзером ВД/СД	I_6	кДж/кг	273,4
Энтальпия газов перед ГПК	I_8	кДж/кг	189,1

Решение системы уравнений (5) можно выполнить в электронных таблицах Microsoft Excel. Методом решения выбран метод Крамера.

Для этого составим первоначальную матричную систему уравнений (см. табл. 14).

Таблица 14 – Матричная форма записи системы уравнений (5)

Газы	$G_{вд}$	$G_{сд}$	$G_{нд}$	$G_{д}$
275096	2381	743,8	0	0
91313	523	1795	241	-241,0
69115	337,9	337,9	2085	0
0	-209,6	-209,6	-209,6	2327

Откинув столб «газы», вычисляем определить матрицы 4x4 составленной только из расходов с помощью функции «=МОПРЕД(**:**)». Полученное значение составило 18399110431505.9, что больше нуля, а следовательно можно продолжать вычисления.

После этого составляем еще 4 вспомогательные матрицы, заменив столбец искомого значения на величины газов (см. табл. 15-18).

Таблица 15 – Матрица для определения величины расхода ВД

Газы	$G_{сд}$	$G_{нд}$	$G_{д}$
275096	743,8	0	0
91313	1795	241	-241,0
69115	337,9	2085	0
0	-209,6	-209,6	2327

Таблица 16 – Матрица для определения величины расхода СД

$G_{вд}$	Газы	$G_{нд}$	$G_{д}$
2381	275096	0	0
523	91313	241	-241,0
337,9	69115	2085	0
-209,6	0	-209,6	2327

Таблица 17 – Матрица для определения величины расхода НД

$G_{вд}$	$G_{сд}$	Газы	$G_{д}$
2381	743,8	275096	0
523	1795	91313	-241,0
337,9	337,9	69115	0
-209,6	-209,6	0	2327

Таблица 18 – Матрица для определения величины расхода Д

$G_{вд}$	$G_{сд}$	$G_{нд}$	Газы
2381	743,8	0	275096
523	1795	241	91313
337,9	337,9	2085	69115
-209,6	-209,6	-209,6	0

Следующим этапом находим определители матриц таблиц 15-18 и их отношения к основному, тем самым найдя искомые значения (см. табл. 19).

Из таблицы видно, что найденные значения расход являются положительными величинами и имеют порядок, сопоставимый с порядком значений расходов двухконтурной ПГУ. Из этого следует, что найденные значения являются правильными и адекватными и можно переходить к следующему этапу расчетов – определения величин расходов на подогреватели сетевой воды (см. табл. 20).

Таблица 19 – Значения расходов пара по контурам и деаэратора

Расход пара ВД	$G_{ВД}$	кг/с	109,6
Расход пара СД	$G_{СД}$	кг/с	19,0
Расход пара НД	$G_{НД}$	кг/с	12,3
Расход пара на деаэратор	$G_{Д}$	кг/с	13,1

Таблица 20 – Определение параметров по сетевым

Расход пара на ПСВ-1	$D_{ПСВ-1}$	кг/с	39,2
Давление второго сетевого отбора p_2	p_2	бар	2,5
Энтальпия пара второго сетевого отбора	h_2	кДж/кг	2961,4
Энтальпия дренажа отбора	h'_2	кДж/кг	535,4
Температура насыщения при давлении p_2	$t_{н p_2}$	°С	127,4
Давление первого сетевого отбора p_1	p_1	бар	1,2
Энтальпия пара первого сетевого отбора	h_1	кДж/кг	2849,1
Энтальпия дренажа отбора	h'_1	кДж/кг	439,3
Температура насыщения при давлении p_1	$t_{н p_1}$	°С	104,8
Расход пара на ПСГ-2	$D_{ПСГ-2}$	кг/с	39,6
Расход пара на ПСГ-1	$D_{ПСГ-1}$	кг/с	34,5

Следующим этапом строим тепловую диаграмму трехконтурного КУ (см. рис.24) и проверяем, чтобы в любой точке КУ температура газов всегда была выше, чем температура воды или пара.

Из рисунка 11 видно, что физическая сторона найденного решения системы уравнений (5) и заданные температурные напоры не противоречат протеканию физического процесса, а значит можно продолжить расчет. Определим удельные показатели блока в пиковом режиме (см. табл. 21).

Таблица 21 – Удельные характеристики блока в пиковом режиме

Коэффициент полезного действия КУ	$\eta_{КУ}$	%	78,7
Мощность паровой турбины	$N_{ПТ}$	МВт	125,1
Тепло отпущенное ПСВ-1	$Q_{ПСВ-1}$	МВт	105,07
Тепло отпущенное ПСГ-2	$Q_{ПСГ-2}$	МВт	99,83
Тепло отпущенное ПСГ-1	$Q_{ПСГ-1}$	МВт	83,15
Мощность газовой турбины	$N_{ГТ}$	МВт	375
КПД ПСУ	$\eta_{ПСУ}$	%	70,9
КПД ГТУ	$\eta_{ГТУ}$	%	40
КПД ПГУ	$\eta_{ПГУ}$	%	80,4

Из полученных результатов видно, что произошел существенный рост электрического КПД с 40% до 80.4% при одном и том же расходе топлива газовой турбиной. Т.о. прирост КПД составил 40.4% относительно работы только газовой турбины, и 2,7% относительно двухконтурной схемы.

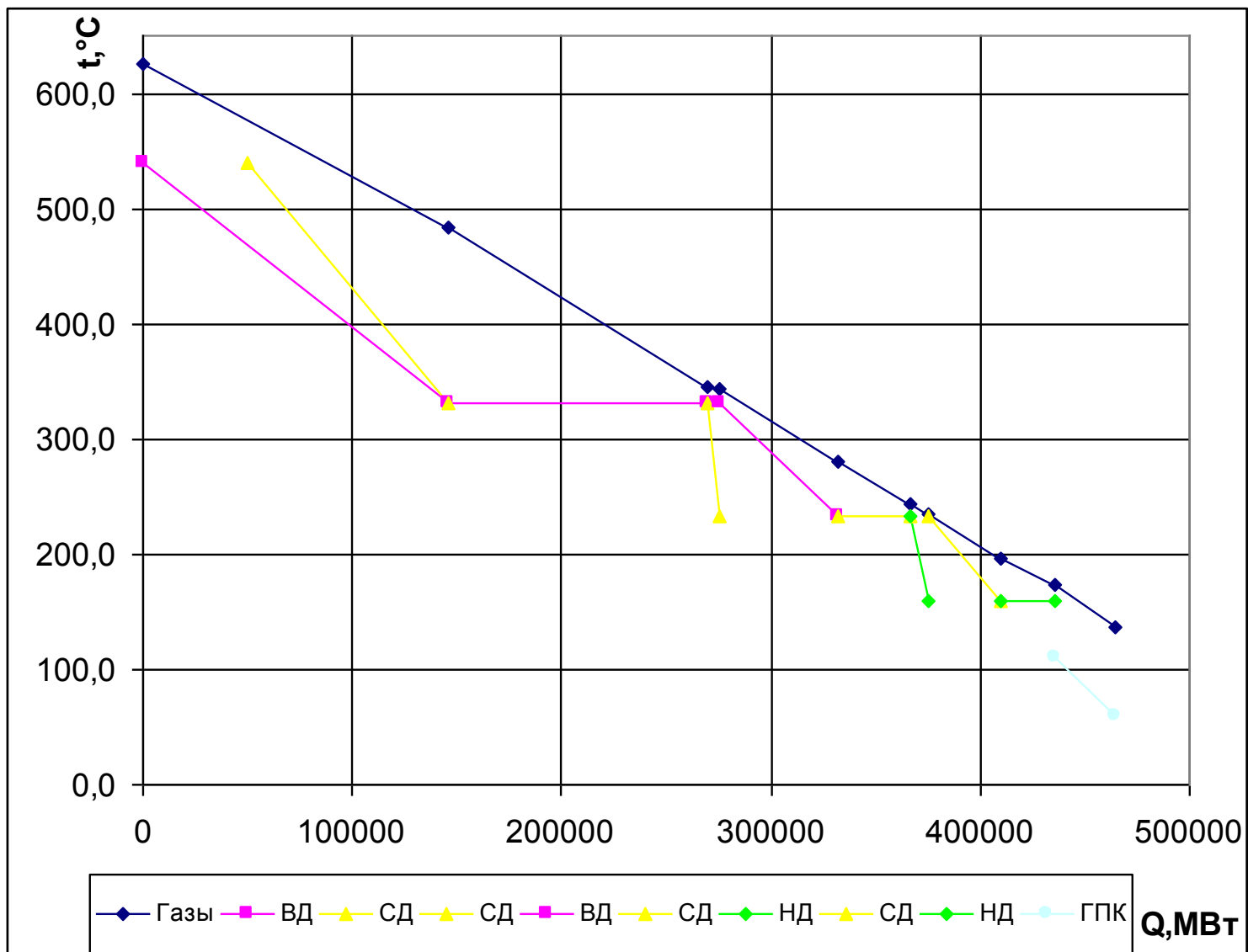


Рисунок 24 – Тепловая характеристика трехконтурного котла утилизатора

Аналогичным способом определяем характеристики для остальных режимов (см. табл. 22-24).

Таблица 22 – Удельные характеристики блока в базовом режиме

Коэффициент полезного действия КУ	$\eta_{ку}$	%	80,5
Мощность паровой турбины	$N_{пт}$	МВт	149,6
Тепло отпущенное ПСВ-1	$Q_{псв-1}$	МВт	0
Тепло отпущенное ПСГ-2	$Q_{псг-2}$	МВт	99,8
Тепло отпущенное ПСГ-1	$Q_{псг-1}$	МВт	92,2
Мощность газовой турбины	$N_{гт}$	МВт	375
КПД ПСУ	$\eta_{псу}$	%	52,8
КПД ГТУ	$\eta_{гту}$	%	40
КПД ПГУ	$\eta_{пгу}$	%	73.1

Таблица 23 – Удельные характеристики блока в летнем режиме без гвс

Коэффициент полезного действия КУ	$\eta_{ку}$	%	78,7
Мощность паровой турбины	$N_{пт}$	МВт	183,3
Тепло отпущенное ПСВ-1	$Q_{псв-1}$	МВт	0
Тепло отпущенное ПСГ-2	$Q_{псг-2}$	МВт	0
Тепло отпущенное ПСГ-1	$Q_{псг-1}$	МВт	0
Мощность газовой турбины	$N_{гт}$	МВт	375
КПД ПСУ	$\eta_{псу}$	%	39,4
КПД ГТУ	$\eta_{гту}$	%	40
КПД ПГУ	$\eta_{пгу}$	%	61.3

Таблица 24 – Удельные характеристики в летнем режиме с гвс на 2 блока

Коэффициент полезного действия КУ	$\eta_{ку}$	%	78,7
Мощность паровой турбины	$N_{пт}$	МВт	171,1
Тепло отпущенное ПСВ-1	$Q_{псв-1}$	МВт	0
Тепло отпущенное ПСГ-2	$Q_{псг-2}$	МВт	0
Тепло отпущенное ПСГ-1	$Q_{псг-1}$	МВт	81,5
Мощность газовой турбины	$N_{гт}$	МВт	375
КПД ПСУ	$\eta_{псу}$	%	43,8
КПД ГТУ	$\eta_{гту}$	%	40
КПД ПГУ	$\eta_{пгу}$	%	65.9

Теперь необходимо провести обработку полученных результатов и построить соответствующие графики для наглядного представления преимуществ той или иной схемы относительно друг друга.

Однако с уверенностью можно утверждать, что двух- или трехконтурная надстройка газовой турбины позволяет существенно увеличить электрическую мощность на том же потреблении топлива.

10 Анализ и обработка полученных результатов экспериментов

На рисунках 25 представлены графики зависимости удельных характеристик двухконтурной ПГУ от отпуска тепла.

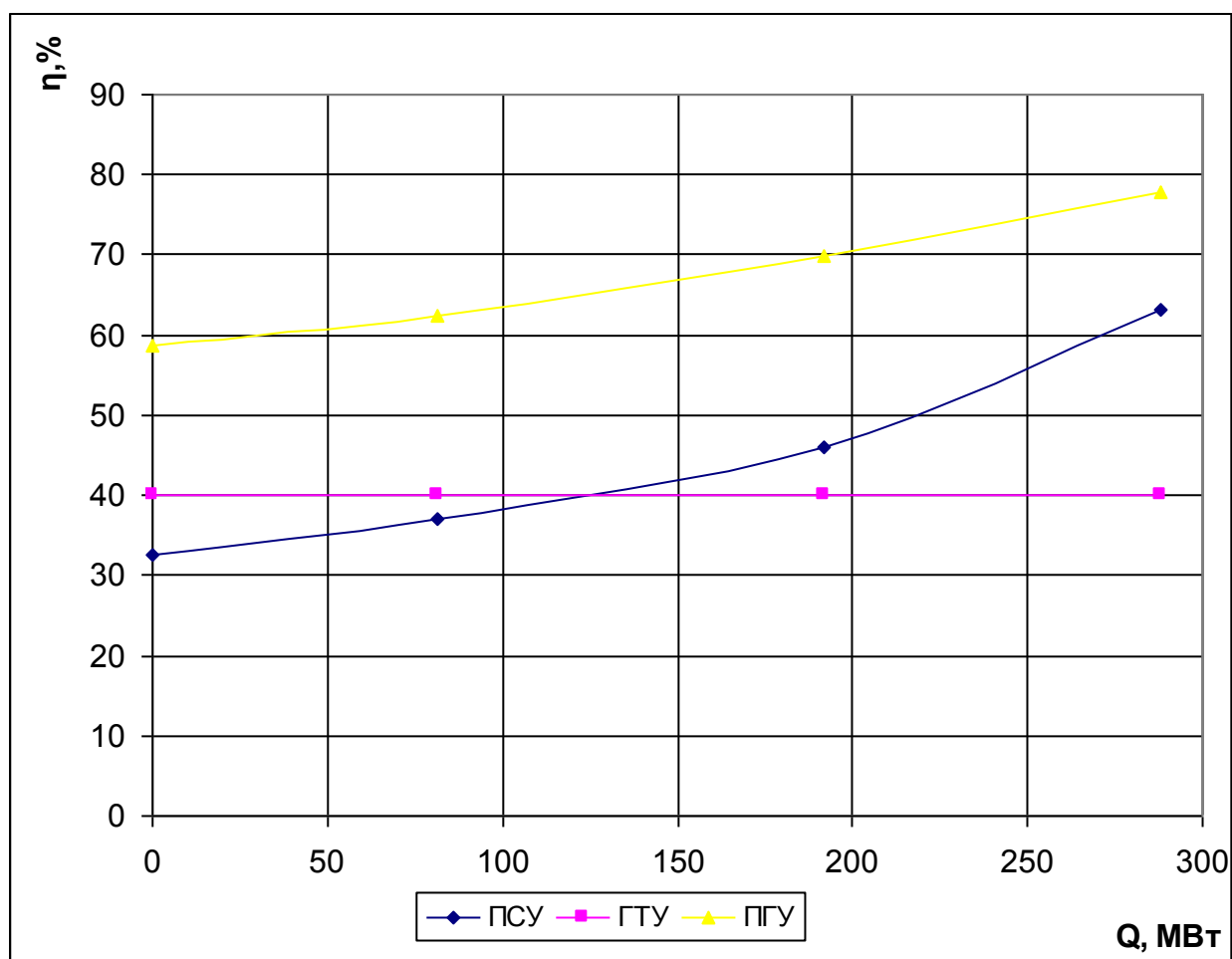


Рисунок 25 – Зависимости КПД ГТУ, ПСУ и ПГУ двухконтурной ПГУ от отпуска тепла

Из рисунка 25 видно:

- КПД ГТУ не является функцией отпуска тепла;
- от величины отпуска тепла зависит КПД ПСУ и ПГУ;
- КПД двухконтурной ПСУ на среднем давлении выше КПД ГТУ только на участке, где отпуск тепла характеризуется загрузкой двух сетевых отборов. При загрузке только одного сетевого отбора КПД ПСУ уступает КПД ГТУ;
- вне зависимости от величины загрузки сетевых отборов КПД ПГУ превосходит КПД ГТУ;
- зависимость КПД ПГУ от отпуска тепла имеет практически линейную зависимость, в то время как КПД ПСУ имеет значительное отклонение от прямолинейности в области полной загрузки сетевых отборов;
- повышение электрического КПД ПГУ за счет отпуска тепла составляет 19%.

На рисунках 26 представлены графики зависимости удельных характеристик трехконтурной ПГУ от отпуска тепла.

Из рисунка 26 видно:

- КПД ГТУ не является функцией отпуска тепла;
- от величины отпуска тепла зависит КПД ПСУ и ПГУ;
- КПД трехконтурной ПСУ на среднем давлении ниже КПД ГТУ только на небольшом участке, где отпуск тепла характеризуется загрузкой одного сетевого отбора. При загрузке же двух сетевых отборов КПД ПСУ не уступает КПД ГТУ ни на одном участке;
- вне зависимости от величины загрузки сетевых отборов КПД ПГУ превосходит КПД ГТУ;
- зависимость КПД ПГУ от отпуска тепла имеет практически линейную зависимость, в то время как КПД ПСУ имеет значительное отклонение от прямолинейности в области полной загрузки сетевых отборов;
- повышение электрического КПД ПГУ за счет отпуска тепла составляет 19,1%.

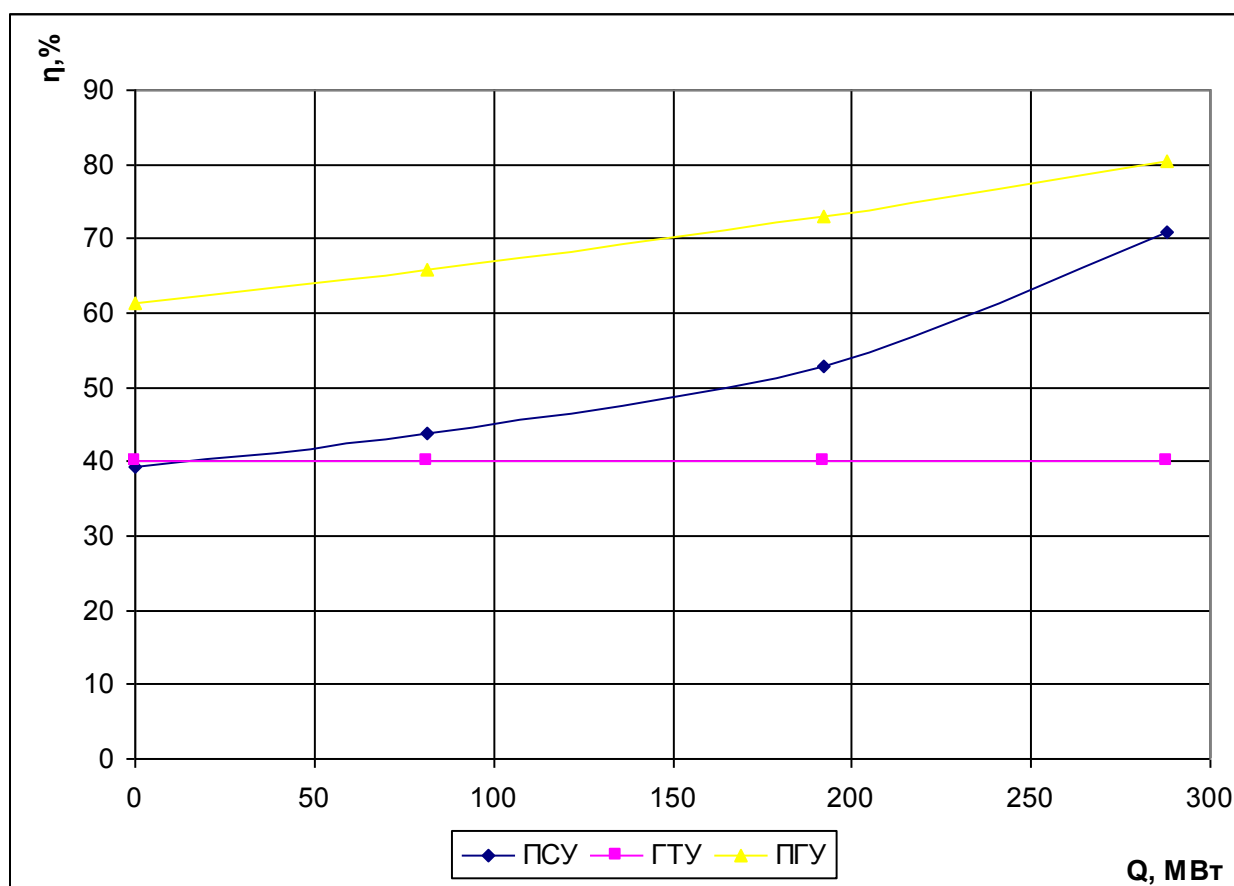


Рисунок 26 – Зависимости КПД ГТУ, ПСУ и ПГУ трехконтурной ПГУ от отпуска тепла

Сравним преимущество трехконтурной ПСУ с промперегревом с двухконтурной.

Из рисунка 27 видно:

- КПД трехконтурной ПСУ больше двухконтурной;

- вне зависимости от величины отпуска тепла разница КПД ПСУ неизменна, а значит не зависит от его величины. Разница составляет около 3%;
- более высоким КПД трехконтурная ПСУ обязана промперегреву.

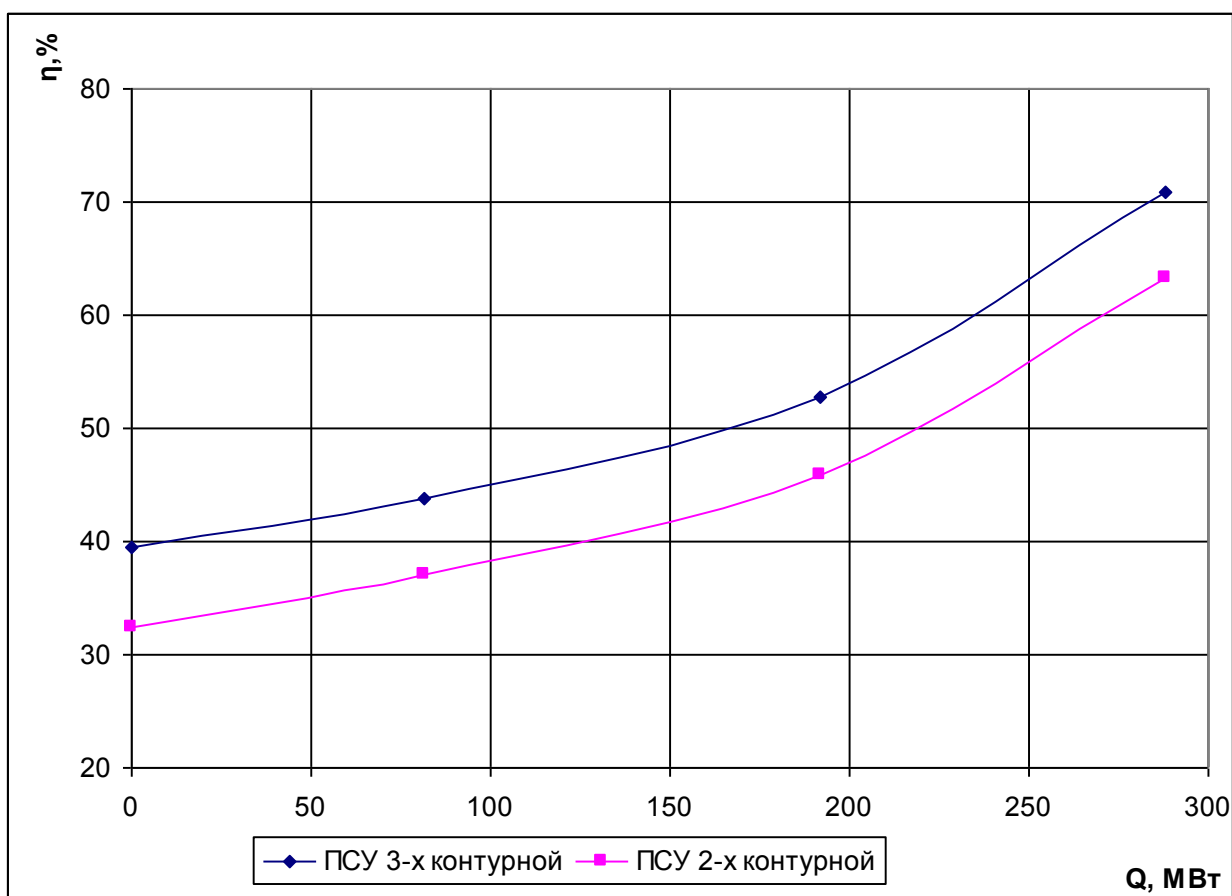


Рисунок 27 – Зависимости КПД ПСУ двух и трехконтурной ПГУ от отпуска тепла

Сравним преимущество трехконтурной ПГУ с промперегревом с двухконтурной.

Из рисунка 27 видно:

- КПД трехконтурной ПГУ больше двухконтурной;
- вне зависимости от величины отпуска тепла разница КПД ПСУ одинакова, а значит не зависит от его величины. Разница составляет около 7%;
- более высоким КПД трехконтурная ПГУ обязана промперегреву.

Таким образом КПД брутто трехконтурной ПГУ превышает двухконтурную, однако необходимо помнить о величине собственных нужд.

В трехконтурной схеме присутствует еще один дополнительный насос, а значит кроме потребления электроэнергии это означает еще одно звено, в случае выхода из строя которого прекратиться подача тепла в город.

Схемой можно предусмотреть, чтоб при аварийном останове ПСУ подогреватели сетевой воды питались от РОУ. Однако при выходе из строя

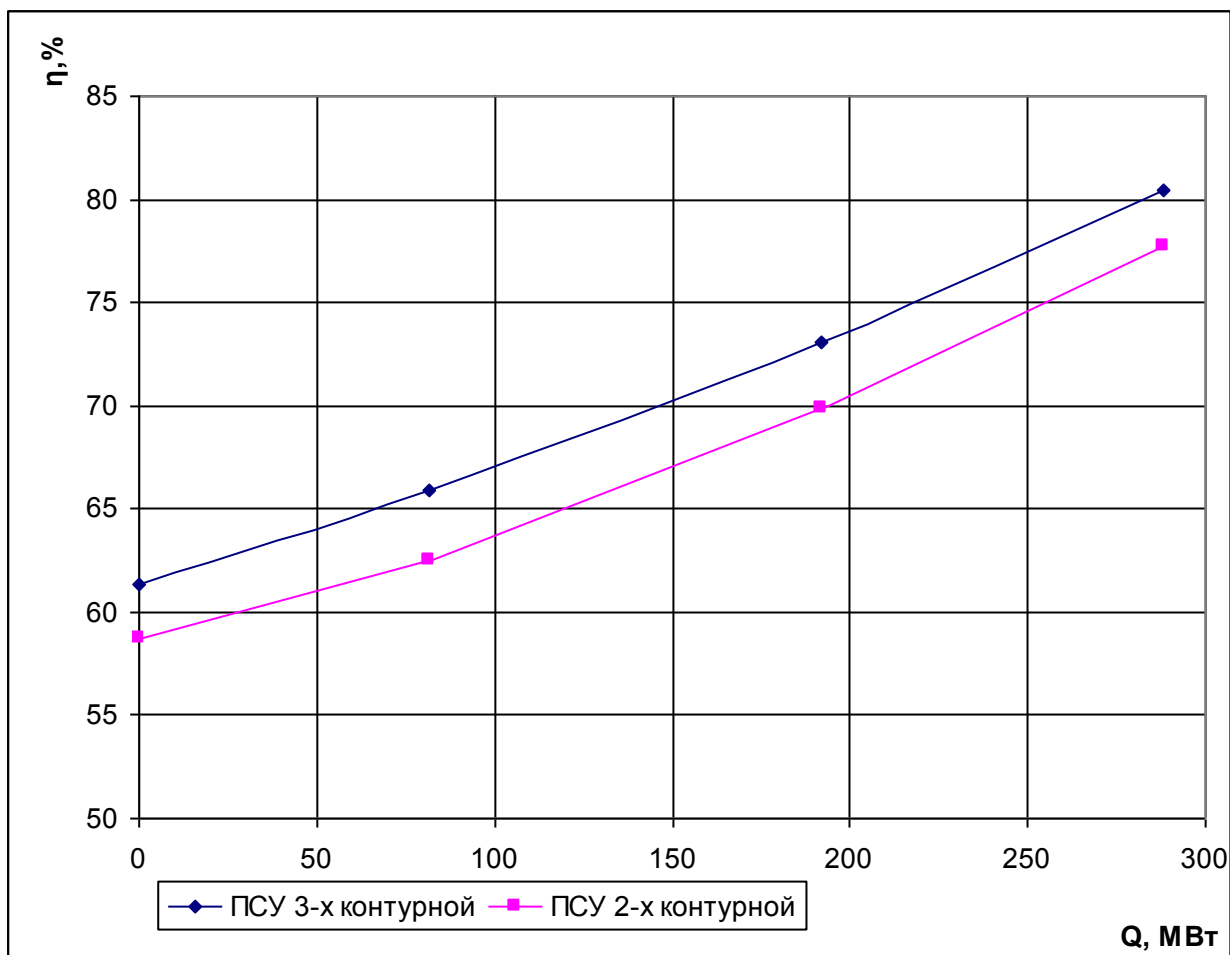


Рисунок 27 – Зависимости КПД двух и трехконтурной ПГУ от отпуска тепла

питания любого из контуров КУ приведет к полному останову блока, в том числе и ГТУ, при отсутствии байпасного газохода, в котором установлен газоплотный шибер.

Тем не менее каждый 1 % потерянного тепла через не плотности шибера ведет к снижению экономичности энергоблока примерно на 0,3 %. Т.о. собственные нужды, трудности в эксплуатации блока с промперегревом и шибером байпасного газохода сводят на нет преимущество трехконтурной ПГУ над двухконтурной.

Двухконтурная ПГУ в свою очередь более отработанная схема и чаще всего используемая, поэтому на мой взгляд двухконтурная схема будет лучшим вариантом для реализации ПГУ-ТЭЦ.

Список литературы:

1. Программа развития города Астаны на 2011-2015 годы, г.Астана 2010г.;
2. О системе централизованного теплоснабжения г.Астаны. Анатолий Корженецкий, главный инженер АО «Институт «КазНИПИЭнергопром»; Лидия Гуцалюк, Аза Валькова, Любовь Молчанова, главные специалисты АО «Институт «КазНИПИЭнергопром»//Энергетика-2013. №1(44) - с. 38-43;
3. Тепловые и атомные электростанции: Справочник/Под общ. ред. чл.-корр.РАН А.В.Клименко и проф. В.М. Зорина. – 3-е изд., перераб. и доп. – М.: Издательство МЭИ, 2003 – 648 с.;
4. Закон Республики Казахстан «Об энергосбережении и повышении энергоэффективности» (с изменениями по состоянию на 03.07.2013 г.);
5. Современная теплоэнергетика /Учебник для вузов. В двух частях Часть 1// Под общей редакцией чл. -корр. РАН Е. В. Аметистова. — 2-е изд., перераб. и доп. -М.: Издательство МЭИ, 2003. — 376 с.;
6. Перспективные газотурбинные и парогазовые установки для энергетики/Ольховский Г.Г. //Теплоэнергетика, 2013 г. с.3-12;
7. <http://www.energy.siemens.com/hq/en/fossil-power-generation/gas-turbines /sgt5-8000h.htm>;
8. Трухний А.Д. Расчет тепловых схем утилизационных парогазовых установок: учебное пособие/ А.Д. Трухний, А.А. Романюк. - М.: Издательский дом МЭИ, 2006. - 40 с.;
9. Методика расчета тепловых схем газотурбинных и парогазовых электростанций/ С.В. Цанев, В.Д. Буров, М.А. Соколова, В.Е. Торжков. – М.Издательство МЭИ, 2004. – 48с.;
10. А.Д. Трухний, Н.С. Паршина, Т.С. Лукьянова, Расчет тепловых схем трехконтурных утилизационных парогазовых установок: учеб. Пособие - М.: Издательский дом МЭИ, 2010. – 48 с.