

**МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ РЕСПУБЛИКИ  
КАЗАХСТАН  
НЕКОММЕРЧЕСКОЕ АКЦИОНЕРНОЕ ОБЩЕСТВО  
«АЛМАТИНСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ ЭНЕРГЕТИКИ И СВЯЗИ ИМЕНИ  
ГУМАРБЕКА ДАУКЕЕВА»  
Кафедра Тепловые Энергетические Установки**

**«Допущен к защите»  
Заведующий кафедрой ТЭУ  
\_\_\_\_\_ Кибарин А.А.**

(подпись)

« \_\_\_\_\_ » \_\_\_\_\_ 20\_\_ г.

**ДИПЛОМНЫЙ ПРОЕКТ**

**На тему:** Модернизации ТЭЦ-3 АО «АлЭС»

**Специальность:** 5В071700 – Теплоэнергетика

**Выполнил (а):** Сейткаримов Сейт Асхатулы, группа ТЭДв-19-1  
(ФИО, группа)

**Руководитель проекта:** Кибарин Андрей Анатольевич, к.т.н., профессор  
(ФИО, ученая степень, звание)

**Консультанты:**

**Технологическая часть:** \_\_\_\_\_  
« \_\_\_\_ » \_\_\_\_\_ 2021\_\_ (ФИО, ученая степень, звание)  
г.  
(подпись, дата)

**Экономическая часть:** Абильдина А.Ш., к.э.н., доцент  
« \_\_\_\_ » \_\_\_\_\_ 2021\_\_ (ФИО, ученая степень, звание)  
г.  
(подпись, дата)

**Безопасность  
жизнедеятельности:** Санатова Т.С., к.т.н., доцент  
« \_\_\_\_ » \_\_\_\_\_ 2021\_\_  
г.  
(подпись, дата)

**Нормоконтролер:** Олжабаева К.С., PhD, доцент  
« \_\_\_\_ » \_\_\_\_\_ (ФИО, ученая степень, звание)  
\_\_\_\_\_ 2021\_\_ г.  
(подпись, дата)

**Рецензент:** \_\_\_\_\_  
« \_\_\_\_ » \_\_\_\_\_ 2021\_\_ (ФИО, ученая степень, звание)  
г.  
(подпись, дата)

**Алматы, 2021 г.**

**МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ РЕСПУБЛИКИ  
КАЗАХСТАН  
НЕКОММЕРЧЕСКОЕ АКЦИОНЕРНОЕ ОБЩЕСТВО  
«АЛМАТИНСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ ЭНЕРГЕТИКИ И СВЯЗИ ИМЕНИ  
ГУМАРБЕКА ДАУКЕЕВА»**

**Институт Теплоэнергетики и систем управления  
Специальность 5В071700 – Теплоэнергетика  
Кафедра Тепловые Энергетические Установки**

**ЗАДАНИЕ**

на выполнение дипломного проекта

**Студент:** Сейткаримов Сейт Асхатулы  
(фамилия, имя, отчество)

**Тема проекта:** Модернизация ТЭЦ-3 АО «АлЭС»

№ 217 от « 27 » 10.

**Утверждена приказом ректора** 2020 г.

**Срок сдачи законченной работы** «\_\_» \_\_\_\_\_ 2021 г.

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

Оборудование ТЭЦ-3 морально и физически изношено, необходимо провести модернизацию. Рассмотреть варианты модернизации, в том числе установки газотурбинного оборудования с котлами утилизаторами по схеме ПГУ ТЭЦ. Принять тепловые нагрузки на уровне 100 Гкал/час. Электрическая мощность 200-250 МВт. Основное топливо природный газ. Размещение оборудования на площадке ТЭЦ-3

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

Введение

1. Существующее состояние ТЭЦ-3 (Краткая характеристика ТЭЦ-3, Состояние основного оборудования ТЭЦ-3, Существующие электрические и тепловые нагрузки, Проблемы складирования золошлаковых отходов, Техничко-экономические показатели)

2. Анализ и обоснование рекомендуемого варианта реконструкции ТЭЦ-3 (Перспективные тепловые и электрические нагрузки, Обоснование модернизации ТЭЦ-3 на базе газотурбинных технологий, Основное оборудование для предлагаемых вариантов, Расчет тепловой схемы и оценка технико экономических показателей вариантов модернизации)

3. Безопасность жизнедеятельности

4. Экономическая часть

Заключение и выводы

### **Перечень графического материала (с точным указанием обязательных чертежей):**

В ходе выполнения работы разработать следующие схемы и чертежи:  
Генеральный план ТЭЦ-3 с указанием размещения нового оборудования;  
Поперечный разрез главного корпуса;  
Тепловая схема.

### **Рекомендуемая основная литература:**

**В ходе выполнения дипломного проекта рекомендуется использовать следующую литературу:**

1. Тепловые электрические станции. Схемы и оборудование. Кудинов, А.А. - М.: ИНФРА-М, 2014. 230 с.
2. Стерман Л.С., Лавыгин В.М., Тишин С.Г. Тепловые и атомные электрические станции. – М.: Издательство МЭИ, 2010.
3. Елизаров Д.П. Тепловые электрические станции. М.: Энергоатомиздат, 2009. – 305 с.
4. Цанев С.В., Буров В.Д., Ремезов А.Н. Газотурбинные и парогазовые установки тепловых электростанций. 3-е изд., стер. - М.: МЭИ, 2009. — 584 с.
5. Трухний А.Д. Парогазовые установки электростанций. Учебное пособие для вузов. - М.: МЭИ, 2013. - 648 с.
6. Костюк А.Г., Фролов В.В., Булкин А.Е., Трухний А.Д. Паровые и газовые турбины для электростанций. Под ред. А.Г. Костюка. - М.: МЭИ, 2016. - 557 с.
7. Паровые и газовые турбины. /Под. ред. Костюка А. Г. и Фролова В. В. - М.: Энергоатомиздат, 1985. - 350 с.
8. Е. Волкова, Т. Новикова Экономическая целесообразность форсированного внедрения ПГУ и ГТУ при обновлении тепловых электростанций // Газотурбинные технологии. 2004 №1
9. Анализ парогазовых технологий на тепловых электростанциях Федчишин В.В., Манукян Г.В., Бойцова Е.А. Вестник Иркутского государственного технического университета. 2003. № 2 (14). С. 96-100.
10. Применение ПГУ на ТЭЦ /Батенин В.М., Зейгарник Ю.А., Масленников В.М., Шехтер Ю.Л., Ротинов А.Г.//Теплоэнергетика. 2008. № 12. С. 39-43.
11. Тепловые и атомные электрические станции. Дипломное проектирование под редакцией А.М. Леонкова, А.Д. Качан. Минск «Высшая школа» 1991 г.

### **Консультанты по проекту с указанием относящихся к ним разделов:**

Раздел	Консультант	Сроки	Подпись
Технологическая часть	Кибарин А.А.	17.02.2021- 30.05.2021	
Безопасность жизнедеятельности	Санатова Т.С.	12.04.2021- 29.04.2021	
Экономика	Абильдина А.Ш.	30.04.2021- 15.05.2021	

**ГРАФИК**  
**подготовки дипломного проекта**

№ п/п	Наименование разделов, перечень разрабатываемых вопросов	Сроки представления руководителю	Примечание
1	Анализ основных характеристик ТЭЦ. Изучение схемы станции, знакомство с современными технологиями ГТУ и ПГУ. Выбор схемных решений	17.02.2021- 5.03.2021	
2	Выполнение раздела 1	06.03.2021- 25.03.2021	
3	Выполнение раздела 2. Расчеты схем ПГУ и ГТУ.	26.03.2021- 12.04.2021	
4	Раздел БЖД (анализ вредных факторов при работе ГТУ, анализ шумового воздействия, расчет шумового воздействия)	12.04.2021- 29.04.2021	
5	Экономическая часть: расчет основных затрат, первоначальных инвестиций и срока окупаемости проекта	30.04.2021- 15.05.2021	
6	Оформление работы	16.05.2021- 30.05.2021	

Дата выдачи задания « \_\_\_\_ » \_\_\_\_\_ 20\_\_ г.

Заведующий кафедрой \_\_\_\_\_ Кибарин А.А.  
(подпись) (Фамилия и инициалы)

Руководитель \_\_\_\_\_ Кибарин А.А.  
(подпись) (Фамилия и инициалы)

Задание принял к исполнению студент \_\_\_\_\_ Сейткаримов С.А.  
(подпись) (Фамилия и инициалы)

## **Аннотация**

В дипломном проекте рассмотрены вопросы модернизации ТЭЦ-3 АО «АлЭС». В теоретической части работы проведена оценка существующего состояния ТЭЦ-3, выявлены основные проблемы станции. Рассмотрены возможные направления модернизации и нового строительства. Предложены технические решения по модернизации ТЭЦ-3 по схеме ПГУ ТЭЦ. Большое внимание было уделено проблеме выбросов вредных веществ в атмосферу и проблеме складирования золошлаковых отходов. В расчетной части выполнены расчеты тепловой схемы ПГУ ТЭЦ и оценка технико-экономических показателей после модернизации. Рассмотрены вопросы экономики модернизации.

## **Аңдатпа**

Дипломдық жоба «АлЭС» АҚ ЖЭО-3 модернизациялау мәселелерін қарастырады. Жұмыстың теориялық бөлімінде 3-ЖЭО-ның қазіргі жағдайын бағалау жүргізіліп, станцияның негізгі мәселелері анықталды. Модернизацияның және жаңа құрылыстың мүмкін бағыттары қарастырылған. 3-ЖЭО-ны ССГТ ЖЭО схемасы бойынша модернизациялаудың техникалық шешімдері ұсынылған. Атмосфераға зиянды заттардың шығарындылары мен күл мен шлак қалдықтарын сақтау проблемасына көп көңіл бөлінді. Есептеу бөлімінде ССГТ ЖЭО жылу схемасының есептері және модернизациядан кейінгі техникалық-экономикалық көрсеткіштерді бағалау жүргізілді. Экономиканы жаңғырту мәселелері қарастырылды.

## **Annotation**

The diploma project addresses the issues of modernization of CHP-3 of JSC "AIES". In the theoretical part of the work, an assessment of the existing state of CHP-3 was carried out, and the main problems of the station were identified. Possible directions of modernization and new construction are considered. Technical solutions for the modernization of CHP-3 according to the scheme of CCGT CHP are proposed. Much attention was paid to the problem of emissions of harmful substances into the atmosphere and the problem of storing ash and slag waste. In the computational part, the calculations of the thermal scheme of the CCGT CHP and the assessment of the technical and economic indicators after the modernization were performed. The issues of modernization economics are considered

## Содержание

Введение.....	7
1 Краткая характеристика ТЭЦ-3.....	8
1.1 Основное и вспомогательное оборудование. Характеристика цехов ТЭЦ 3.....	8
1.2 Состояние основного оборудования ТЭЦ-3.....	16
1.3 Существующие электрические и тепловые нагрузки.....	18
1.4 Потребление топлива.....	20
1.5 Проблемы складирования золошлаковых отходов.....	23
2 Анализ и обоснование рекомендуемого варианта реконструкции ТЭЦ-3.....	26
2.1 Перспективные тепловые и электрические нагрузки.....	26
2.2 Обоснование модернизации ТЭЦ-3 на базе газотурбинных технологий.....	27
2.3 Основное оборудование для предлагаемых вариантов.....	31
2.4 Расчет тепловой схемы и оценка технико экономических показателей вариантов модернизации .....	40
3 Специальный вопрос. Использование стационарной системы мониторинга состава уходящих газов.....	62
4 Экономическая часть .....	67
5 Безопасность жизнедеятельности .....	75
Заключение.....	87
Список использованной литературы.....	88

<i>ДП – 5В071700 – 2021 – ПЗ.ДО</i>				
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата
Разраб.		Сейткаримов		
Руковод.		Кибарин А.А.		
Реценз.				
Н. Контр.		Олжабаева К.С.		
Утверд.		Кибарин А.А.		
			Лит.	Лист
			6	Листов
<i>АУЭС, каф.ТЭУ</i>				

## Введение

Проект строительства первой очереди Алма-Атинской ГРЭС мощностью 100 тыс. кВт был утвержден решением Алма-Атинского Совнархоза 9 декабря 1959 года. Год начала строительства - 1957.

Алматинская ТЭЦ-3 введена в эксплуатацию в 1961 году. Претерпевая существенные изменения за время своей работы станция продолжает играть важную роль в обеспечении электрической и тепловой энергией близ расположенных предприятий и жилого массива п. Отеген Батыр. Основное оборудование ТЭЦ-3 практически отработало свой ресурс, физически и морально устарело, поэтому поиск путей модернизации, замены устаревшего оборудования и повышения энергоэффективности работы ТЭЦ-3 является актуальной задачей.

Оборудование турбинного цеха было реконструировано, три турбины были переведены в теплофикационный режим и на ухудшенный вакуум для достижения большей теплофикации.

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

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

ТЭЦ-3 является одним из основных источников производства электроэнергии Алматинского энергоузла. Эффективность использования установленной мощности ТЭЦ-3 высокая, порядка 73 %, что свидетельствует о важности энергоисточника в регионе, однако старение станции (большинство паротурбинных агрегатов практически отработало парковый ресурс), неэффективная ее работа требует решения вопросов по модернизации ТЭЦ-3 и вводу новых современных энергетических мощностей.

В дипломном проекте проведена оценка состояния и технико-экономических показателей работы тепломеханического оборудования ТЭЦ-3 АО «АлЭС»; выбор направлений повышения энергоэффективности и технического перевооружения ТЭЦ-3; анализ возможностей использования газотурбинных и парогазовых технологий на ТЭЦ-3; рассчитана тепловая схема ТЭЦ с ПГУ.

## 1 Краткая характеристика ТЭЦ-3

### 1.1 Основное и вспомогательное оборудование. Характеристика цехов ТЭЦ-3

Алматинская ТЭЦ – 3 (ранее ГРЭС) построена за территории городской черты, компоновка данной станции полуоткрытая т.е. основное оборудование котельного цеха укрыто шатром, а турбины и вспомогательное оборудование котельного оборудования находятся под открытым небом.

В период с 1962 по 1967 год было установлено следующее основное энергетическое оборудование:

Паровые котлы: 6хБКЗ-160-100-ФБ ст.№1,2,3,4,5,6.

Паровые конденсационные турбины: 4хК-50-90 ЛМЗ ст.№1,2,3,4.

Паровой котел БКЗ-160-100 ст.№7 был установлен как экспериментальный. В данный момент находится в нерабочем состоянии, демонтирован.

Установленная электрическая мощность ГРЭС составляла 200 МВт. Впоследствии на ГРЭС была произведена реконструкция 3-х (из четырёх установленных) паровых турбин с организацией регулируемых отопительных отборов для теплоснабжения п. Отеген Батыр, теплично-парникового комбината и близлежащих промпредприятий. Реконструированные турбины ст.№1-3 имеют регулируемый отопительный отбор производительностью 139 т/ч с параметрами отбираемого пара 0,119-0,246 МПа и имеют маркировку Т-41-90 ЛМЗ.

Установленная мощность ТЭЦ электрическая – 173,0 МВт, тепловая – 325 МВт (335,26 Гкал/ч). Располагаемая мощность ТЭЦ электрическая – 173 МВт, тепловая – 271 МВт (227,07 Гкал/ч).

Установленные на ТЭЦ-3 котлы спроектированы на сжигание Карагандинского промпродукта. Фактическое топливо – Экибастузский уголь, со следующей средневзвешенной характеристикой:  $Q_{p_n} = 4200$  ккал/кг,  $A^p = 40,5\%$ ,

$W^p = 5,0\%$ . Растопочное топливо - малосернистый мазут марки М100. Емкость угольного склада - 100 тыс. тонн.

ТЭЦ-3 имеет возможность по выработке электроэнергии – 120 млн.кВтч в год, по выработке тепловой энергии – 500 тыс.Гкал в год.

Котел БКЗ-160-100 имеет П-образный профиль с прямоугольной в плане призматической топкой. Топочная камера имеет объем 790 м<sup>3</sup> с размерами в плане 6565 x 7168 м<sup>2</sup>.

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

Каждая горелка имеет один канал аэросмеси и два канала вторичного воздуха, они расположены сверху и снизу канала аэросмеси и разделены футерованными простенками. Верхняя и нижняя горелки также разделены



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

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

Для снижения выбросов оксидов азота до требуемого уровня  $\text{NO}_x < 600 \text{ мг/нм}^3$  и обеспечения раннего и устойчивого воспламенения и интенсивного выгорания пыли предложены следующие конструктивные решения на котле №2.

Для снижения концентраций  $\text{NO}_x$  при сгорании топлива принимается избыток воздуха в зоне активного горения  $\alpha = 1,0$  при этом реализуется схема с отводом части вторичного воздуха от основных горелок и подача его в отдельные сопла (боковые сопла), расположенные на уровне первого яруса горелок рядом с ними с внешней стороны топочного вихря (со стороны подачи вторичного воздуха). При такой стадийной подаче воздуха снижается избыток воздуха в основной горелке до  $\alpha = 0,75$  и организуется горизонтальная стадийность сжигания.

Для дальнейшего дожигания топлива до уровня  $q_4 \leq 2 \%$  горячий воздух в количестве 15% от расхода топлива  $V_r$  и объема воздуха  $V_0$  подается через сопла третичного дутья, установленные на 4,28 м выше основных горелок.

Выбор сечений, уровень скоростей ( $W_{\text{тр}} - 45 \text{ м/с}$ ), установка сопел третичного дутья выполнены из условий обеспечения необходимой глубины проникновения струй и их быстрого и полного смешения с потоком газов в объеме топки, более полного использования воздуха третичного дутья для дожигания горючих составляющих химического и механического недожога из зоны основного горения.

Расход горячего воздуха на мельницу составляет  $22000 \text{ нм}^3/\text{ч}$ . Сбросной воздух после мельницы подается в топку совместно с первичным, и в составе аэросмеси сбрасывается на горелках. Исходя из воздушного баланса на котлоагрегате, коэффициент избытка воздуха, при выходе из топки, должен быть  $\alpha_r = 1,25$ .

Для растопки котла и поддержания режима горения при выводе

питателей пыли в ремонт, или отключении одной из пылесистем, предназначены четыре мазутные форсунки производительностью 0,9 т/ч.

Экраны топочной камеры разведены на 12 самостоятельных циркуляционных контуров, экранные трубы каждого блока введены в камеры диаметром 273x26, а те в свою очередь соединены с барабаном котла трубами диаметром 133x10 мм.

Трубы фронтального и заднего экранов в нижней части образуют холодную воронку, а в верхней части трубы заднего экрана отогнуты внутрь топочной камеры, образуя «аэродинамический» выступ. После «аэродинамического» выступа трубы заднего экрана собираются в камеры, откуда пароводяная смесь через фестон направляется в барабан котла. Барабан с внутренним диаметром 1600 мм и толщиной стенки 88 мм изготовлен из стали марки 22К.

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

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

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

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

- водяной экономайзер первой ступени находится между I и II ступенью ВЗП и состоит из 90 змеевиков.

- водяной экономайзер второй ступени также состоит из 90 змеевиков и расположен вверху конвективной шахты под IV ярусом ВЗП.

Воздухоподогреватель рекуперативный трубчатый состоит из четырех ярусов, три нижних яруса составляют первую ступень ВЗП, IV ярус является второй ступенью ВЗП. Первый ярус состоит из шести одноходовых кубов, остальные из девяти двухходовых кубов. На котле применена одноточечная схема питания, узел питания выполнен в виде блока, установленного на отметке +8,0 м. на основном трубопроводе ДУ-175 расположен регулирующий клапан ДУ-175 с обводами – ДУ-100, ДУ-50, ДУ-20. Работа клапанов в условиях «узкой щели» исключается благодаря наличию параллельных трех ниток различного диаметра, которые включаются: ДУ-50 при пониженном давлении и расходе в начале топки; ДУ-100 включается при пониженных нагрузках на котле во время работы; ДУ-175 основная питательная линия котла; Ду-20 для гидравлической опрессовки котла.

Характеристики энергетических котлов БКЗ-160-100Ф БКЗ представлены в таблице 1.1.

Таблица 1.1 - Основные характеристики паровых котлов ТЭЦ-3

Станционный номер	1	2	3	4	5	6
Год ввода в эксплуатацию	1962	1962	1963	1964	1965	1967
Паропроизводительность, $D_{п}$ , т/ч	160	160	160	160	160	160
Давление перегретого пара $P_0$ , кг/см <sup>2</sup>	100	100	100	100	100	100
Температура перегретого пара, $T_0$ °С	540	540	540	540	540	540
Топливо	Экибастузский уголь марки КСН-0-300					
Расход топлива на котел В, т/ч	22,2	22,2	22,2	22,2	22,2	22,2

Основные характеристики вспомогательного оборудования котлов ТЭЦ-3 представлены в таблице 1.2.

Таблица 1.2 - Основные характеристики вспомогательного оборудования котлов ТЭЦ-3 АО «АлЭС»

Станционный номер котла	1	2	3	4	5	6
Мельницы						
Тип	ШБМ Ш-10	ШБМ Ш-10	ШБМ Ш-10	ШБМ Ш-10	ШБМ Ш-10	ШБМ Ш-10
Количество, шт	2	2	2	2	2	2
Производительность, т/ч	15,5	15,5	15,5	15,5	15,5	15,5
Дымососы						
Тип	Д 15,5-2	Д 18-2	Д 18-2	Д 20-2	Д 20-2	Д 20-2
Количество, шт	2	2	2	2	2	2
Производительность, тыс.м <sup>3</sup>	155	180	180	245	245	245
Дутьевые вентиляторы						
Тип	ВД-18	ВДН-18	ВД-18	ВД-18	ВД-18	ВДН-18
Количество, шт	2	2	2	2	2	2
Производительность, тыс.м <sup>3</sup>	84,6	152	84,6	84,6	84,6	135

Характеристика паровых турбин ТЭЦ-3 представлена в таблице 1.3.

Таблица 1.3 - Характеристика паровых турбин ТЭЦ-3 АО «АлЭС»

Станционный номер	Обозн.	1	2	3	4
Тип		Т-41-90	Т-41-90	Т-41-90	К-50-90
Год ввода в эксплуатацию		1962	1962	1964	1965
Номинальная мощность, МВт	N <sub>э</sub>	41	41	41	50
Максимальная мощность, МВт	N <sub>мах</sub>	50	50	50	50
Давление, кг/см <sup>2</sup>	P <sub>0</sub>	90	90	90	90
Температура, °С	T <sub>0</sub>	535	535	535	535
Номинальный расход пара, т/ч	D <sub>0 ном.</sub>	230	230	230	220
Максимальный расход пара, т/ч	D <sub>0 мах.</sub>	230	230	230	220
Теплофикационный отбор					
Давление, кг/см <sup>2</sup>	P <sub>т</sub>	1,2	1,2	1,2	--
Производительность тепловая, Гкал/ч	Q <sub>т</sub>	74,5	74,5	74,5	18,79
Производительность паровая, т/ч	D <sub>т</sub>	139	139	139	--
Производственный отбор					
Давление, кг/см <sup>2</sup>	P <sub>п</sub>	5,4	5,4	5,4	5,4
Производительность тепловая, Гкал/ч	Q <sub>п</sub>	10,1	10,1	10,1	10,1
Производительность паровая, т/ч	D <sub>п</sub>	17,0	17,0	17,0	17,0

Паровые турбины типа К-50-90 ст.№4 и Т-41-90 ст.№1,2,3 производства ЛМЗ, одноцилиндровые 22-х ступенчатые паровые турбины. На турбинах ст.№1,2,3 ступеней давления двадцать.

Максимальный расход пара через турбину – 230 тонн/час. Температура охлаждающей воды при входе в конденсатор 10 °С. Расход охлаждающей воды на конденсатор 8000 м<sup>3</sup>/час. При нагрузке 50000 кВт и температура охлаждающей воды +10 °С, гарантируется нагрев питательной воды в системе регенерации не ниже 220 °С.

Отпуск тепловой энергии от ТЭЦ-3 до поселка Отеген Батыр осуществляется по двум теплотрассам (ТС-1 и ТС-2), ТПХ получает тепло по отдельной тепломагистрали. Тепловая энергия (горячая вода) подается по тепловому графику 95-70 °С (для поселка) и 132-70°С со срезкой до 108°С (для ТПХ). Система теплоснабжения: открытая – для поселка, закрытая – для ТПХ.

Электроэнергия отпускается на напряжение – 6, 35, 110 и 220 кВ.

В состав ТЭЦ-3 входят следующие основные функциональные системы:

- Главный корпус с энергетическими котлами и паровыми турбинами, и вспомогательным оборудованием;
- Системы теплофикации, включая сетевые подогреватели, насосные станции сетевой воды, систему подпитки теплосети, аккумуляторных баков, тепловые выходы;
- Системы топливоснабжения твердым и жидким топливом, маслохозяйство;
- Система водоподготовки подпитки котлов и теплосети;
- Системы выдачи электрической мощности;

- Системы обратного технического водоснабжения с вентиляторными градирнями;
- Системы золошлакоулавливания, золошлакоудаления с золоотвалами;
- Системы водоснабжения и водоотведения;
- Ряд вспомогательных систем и подразделений.

Тепловая схема ТЭЦ-3 выполнена с поперечными связями по основным и вспомогательным технологическим трубопроводам и коммуникациям.

При этом:

- Главные трубопроводы котлов и турбин выполнены одноточными. Одноточный стационарный коллектор выполнен секционированным;
- Коллекторы питательной воды (всасывающий магистраль ПЭН, «холодный» и «горячий» коллекторы выполнены одноточными, секционированными);
- Деаэрация питательной воды осуществляется в деаэраторах повышенного давления 0,6 МПа. Греющий пар к деаэраторам подается от редуционно-охладительных установок (РОУ) 9,8/1,3 МПа;
- Подпитка циклов котлов производится химобессоленной водой;
- Непрерывная продувка котлов – одноступенчатая с подачей пара после расширителей в коллектор греющего пара деаэраторов 0,6 МПа.

Выдача электрической мощности от генераторов ТЭЦ-3 производится на ОРУ-35 кВ, ОРУ-110 кВ и ОРУ-220 кВ.

Система пылеприготовления ТЭЦ индивидуальна для каждого котла, замкнутая, с промежуточным пылевым бункером, с двумя шаровыми барабанными мельницами на каждый котел.

Уголь на станцию поступает по железной дороге, разгрузка его осуществляется в безъемкостном разгрузустройстве (разгрузсарай). В зимний период вагоны с углем проходят через размораживающее устройство.

Система охлаждения оборудования и конденсаторов турбин выполнена по обратной схеме с вентиляторными градирнями и циркуляционной насосной станцией. На площадке ТЭЦ установлено пять градирен (4 – трехсекционные и 1 – десятисекционная).

Теплофикационная установка ТЦ состоит из основных и пиковых сетевых подогревателей, сетевых насосов, системы теплофикационных трубопроводов, редуционно-охладительных установок (РОУ), установки подпитки теплосети.

Источником водоснабжения ТЭЦ-3 является собственный водозабор из артезианских скважин Покровского месторождения. Свежая вода используется для подпитки паровых котлов, подпитки теплосети,

хозяйственно-питьевых и технологических нужд. Она подогревается в подогревателях сырой воды и с температурой до 40°С поступает в химический цех.

Дымовые газы от котлов выбрасываются через две дымовые трубы высотой №1 – 60 м (диаметр устья – 4 м) и №2 – 100 м (диаметр устья – 5,1 м). Перед выбросом в атмосферу проходят очистку от золы в мокрых золоуловителях.

Мазутное хозяйство состоит из сливной ж/д эстакады на три цистерны с приемными емкостями 3x250 м<sup>3</sup>, склада мазута из трех надземных металлических резервуаров по 1000 м<sup>3</sup>, подземной мазутонасосной №1.

Производственные и ливневые стоки используются для гидротранспорта в системе ГЗУ. Продувочные воды циркуляционной системы отводятся в золоотвал.

Система золошлакоудаления ТЭЦ-3 – гидравлическая, обратная с совместным удалением золы и шлака. Удаление шлака из холодных воронок котлов №1-6 осуществляется шнеками в золошлаковые каналы и, затем, шлак транспортируется водой с помощью побудительных сопел в приемную емкость багерной насосной. В ту же емкость поступает и уловленная в скрубберах зола.

Багерная насосная заглублена примерно на 4 метра. В багерной насосной установлено три насоса: рабочий, резервный, ремонтный. Удаление золошлаковой пульпы из багерной насосной и с территории ТЭЦ происходит по двум золопроводам с диаметром на выходе из насосной Ду 400мм.

Система складирования золошлаковых отходов – комбинированная обратная. В состав основных сооружений входят: оперативный золоотвал гидравлического складирования золошлаковых отходов в секции №4 (Большое и Малое поле), с трубопроводами и сооружениями ГЗУ; золоотвал сухого складирования золошлаковых отходов в секции №5, заполняемый обезвоженными золошлаками из секции №4.

Основное оборудование станции установлено в корпусе полуоткрытого типа. Турбины в машзале расположены продольно, открыто. Сверху турбины закрыты съемными шатрами, а их конденсационная часть, т.е. ниже оперативной отметки обслуживания 8,0 м, выполнена закрытой.

Компоновка котлов – полуоткрытая, т.е. верхняя их часть закрыта шатрами опирающимися на каркасы котлов и накрытую бункерную этажерку. Котельный цех выполнен с разрывом между I и II очередями, между котлами №3 и 4. В световом дворе котельного цеха размещается багерная насосная. Деаэраторы ТЭЦ установлены открыто, на кровле закрытой деаэрационной этажерки.

На площадке станции открыто размещены, также тягодутьевое оборудование и золоулавливающая установка.

Характеристика основного насосного оборудования представлена в таблице 1.4.

Таблица 1.4 - Характеристика основного насосного оборудования ТЭЦ-3

№	Наименование	Насос				Электродвигатель			
		Кол-во	Тип	Q	P	N	U	I	n
				м³/ч	м.в.ст	кВт	В	А	об/мин
1	Питательный электронасос (ПЭН)	6	ПЭ-270-150	270	1500	2000	6000	218	2950
2	Конденсатный электронасос (КЭН)	8	КДС-140/3 (10КСД5х3)	155	115	200	6000	24,5	985
3	Циркуляционный насос (ЦН)	8	Д-5000-32	5000	32	320	6000	39	740
4	Насосы ГЗУ								
	ГЗУ-1	1	ЦН-400-105	360	130	200	6000	24,7	1480
	ГЗУ-2,3	2	200Д-60	540	94	200	6000	24,7	1480
	ГЗУ-4,5	2	8К-290/30	216	90	75	380	140	3000
5	Насос сырой воды								
	НСВ-1,2	2	ЦН-400-105	360	130	200	6000	24,7	1480
	НСВ-3	1	Д-320-70	216	90	75	380	137	2590
	НСВ-4	1	200д-60	540	94	250	380	437	1480
6	Насос орошения скрубберов (НОС)	1	6КН-12	110	22,7	14	380	27,5	1450
		1	БКМ-12	200	23	14	380	27	1450
7	Насос горячего водоснабжения (НГВ)	1	6К-8	200	29,2	18	380	40	1450
8	Насос газоохлаждения генератора (НГО)	8	8К-290-30	340	25	40	380	12	2930
9	Сливные насосы								
	СЛПНД	7	КС20-110	21,6	110	20	380	36	2920
	СЛПНД-26	1	МС-30	30	125	22	380	36	2910
10	Сетевые насосы								
	СН-1,2,3,3а	3	ЦИ-400-105	360	130	200	6000	84,7	1480
		1	3Б-200х2	360	130	160	380	168	1460
11	Пусковой маслонасос								
	ПМН ТГ-1,2	2	АЯПЗ-150	150	480	160	380	286	985
	ПМН ТГ- 3,4	2	6МС-6	150	450	125	380	227	960
12	Маслонасос смазки МНС	4	Д200х36	125	30	20	380	39	110
13	Маслонасосы маслоочистки МОУ	4	ЭМН-10/1	10	105	7	220	37	2900
		4	ЭМН-10/1	10	105	6	380	12	2900
14	Конденсатные насосы ПУВ	8	ЦНС-38	38	110	20	380	38	2920
15	Конденсатные насосы бойлеров КН	6	КС-125-140	125	140	75	380	134	1500
16	КНД-4а	1	ЦНС-38-44	34	115	100	380	100	2950
	КНД-4б	1	ЦНС-60-66	30	165	100	380	180	2950

№	Наименование	Насос				Электродвигатель			
		Кол-во	Тип	Q	P	N	U	I	n
				м <sup>3</sup> /ч	м.в.ст	кВт	В	А	об/мин
17	Дренажные насосы бойлеров	6	ВКС-572	18	24	8,3	380	16	3000
18	Насос пенопожаротушения	2	200Д-60	540	94	200	6000	24,1	1470

Площадка ТЭЦ практически полностью застроена и насыщена подземными и надземными коммуникациями. Размеры площадки 30,3 га. Станция имеет железнодорожные и автодорожные подъезды, склады хранения запчастей. На территории расположены 4 участка подрядных организаций, которые в настоящее время ведут ремонтную компанию всех объектов. Промплощадка станции характеризуется сложными геологическими условиями, что оказывает влияние на повышение уровня возможного сейсмического воздействия. Фактическая численность работников в среднем за год представлена в таблице 1.5.

Таблица 1.5 - Фактическая численность работников в среднем за год, чел

Категории персонала	2015 год	2016 год	2017 год	2018 год	2019 год	2020 год
Весь персонал	376	362	363	358	366	363
в том числе:						
-руководители	71	71	70	70	72	73
- специалисты	32	32	33	32	32	34
- служащие	4	4	4	4	4	3
- рабочие	269	255	256	252	254	253

## 1.2 Нарботка оборудования ТЭЦ-3. Фактическое состояние основного оборудования ТЭЦ

Основное оборудование ТЭЦ-3 введено в эксплуатацию около 50 лет назад и не соответствует требованиям по эффективности работы, оснащению системами автоматики, внедрение которой на устаревшем оборудовании нецелесообразно.

Оборудование ТЭЦ-3 отрабатывает ресурс, имеет низкую эффективность, не соответствует требованиям по выбросам вредных веществ в атмосферу, условиям работы персонала, в том числе, по уровню автоматизации, не отвечают современным требованиям. Морально устаревшее оборудование не обеспечивается запасными частями, снятыми с производства. Участились случаи аварийных остановов оборудования, время восстановительных работ.

Нарботка паровых турбин ТЭЦ-3 с начала эксплуатации представлена в таблице 1.6.



Таблица 1.6 - Нарботка паровых турбин с начала эксплуатации, час

Год	С начала эксплуатации				Итого
	ТГ1	ТГ2	ТГ3	ТГ4	
2014	310149	305465	283609	248091	1147314
2015	315813	312833	289477	254412	1172535
2016	318441	320559	297766	257432	1194198
2017	321712	327982	305275	262178	1217147
2018	328242	334751	311625	269551	1244169
2019	335264	341631	313356	277465	1267716
2020	342490	348370	317810	286480	1295150

Как видно из таблицы все паровые турбины, за исключением №4 отработали более 300 тыс.часов. Максимальную наработку имеет паровая турбина №2 более 334 тыс.часов. Все турбины, за исключением турбины №4 отработали парковый ресурс (270 тыс.часов) и работают по разрешениям на продление паркового ресурса. Все паровые турбины ТЭЦ-3 имеют превышение количества пусков с начала эксплуатации (нормативное количество пусков 900). Фактическое количество пусков с начала эксплуатации на начало 2019 года представлено в таблице 1.7.

Таблица 1.7 - Фактическое количество пусков паровых котлов ТЭЦ-3 из холодного и горячего состояний

	ТГ1		ТГ2		ТГ3		ТГ4	
	хол.	гор.	хол.	гор.	хол.	гор.	хол.	гор.
Количество пусков	515	625	489	556	554	564	619	749

В таблице 1.8 представлена наработка паровых котлов ТЭЦ-3 с начала эксплуатации.

Таблица 1.8 - Нарботка паровых котлов с начала эксплуатации, час

	2014	2015	2016	2017	2018	2019	2020
Котел Ст. № 1	250890	256901	261274	265810	272218	278052	283769
Котел Ст. № 2	243297	249490	254303	260281	266746	272963	279348
Котел Ст. № 3	245660	250317	253366	257326	261594	265921	271592
Котел Ст. № 4	238411	244165	250424	256878	263541	269939	275504
Котел Ст. № 5	221185	227475	232335	237334	242469	247897	254644
Котел Ст. № 6	219967	224394	230258	234370	241140	245906	251774
Итого	1419410	1452742	1481960	1511999	1547708	1580678	1616631

Как видно из таблицы 1.8 паровые котлы не отработали нормативный парковый ресурс 300 тыс.часов. С учетом динамики работы в последние годы

наработку в 300 тыс. часов паровые котлы достигнут на уровне 2024-2031 годов. Максимальную наработку имеет паровой котел №1 более 272 тыс. часов.

### 1.3 Существующие электрические и тепловые нагрузки

ТЭЦ-3 обеспечивает тепловой энергией потребителей поселка Отеген-Батыр и ряда предприятий, выдает электроэнергию в объединённую энергосистему Казахстана.

Сейчас установленная мощность ТЭЦ-3 равна 173 МВт. Коэффициент использования установленной электрической мощности в 2018 г. составляет порядка 78 %. Коэффициент использования установленной тепловой мощности паровых турбин в 2018 г. составляет всего 5 %.

Ограничение тепловой мощности из-за недоиспользования теплофикационных отборов за счет низкой пропускной способности сетевых подогревателей ПСВ-500 составляет 27,5 Гкал/ч. Проводить мероприятия по снижению ограничений установленной тепловой мощности не целесообразно, так как присоединенная тепловая нагрузка ниже располагаемой мощности. Присоединенная тепловая нагрузка в горячей воде составляет 54,23 Гкал/час, при этом располагаемая мощность по отпуску тепла составляет более 227 Гкал/час. Имеется четырехкратный запас по тепловой мощности.

В таблице 1.9 представлены данные по отпуску тепла по ТЭЦ-3, а в таблице 1.10 по выработке электроэнергии.

Таблица 1.9 - Отпуск тепла АлЭС ТЭЦ-3, Гкал

Период	2014 г.	2015 г.	2016 г.	2017 г.	2018 г.	2019 г.	2020 г.
Январь	20912	18 821	18 203	19199	26574	18724	19661
Февраль	21457	15 264	16 122	16323	19205	17105	16061
Март	15 465	13 674	12 640	14 997	13 965	12876	13216
Апрель	3 843	4 259	3 137	4 558	3 708	3071	3525
Май	31	31	31	1 812	1853	1686	864
Июнь	31	31	31	1 454	1 121	261	219
Июль	31	31	31	31	156	31	135
Август	31	31	31	69	31	31	440
Сентябрь	212	1 137	421	1 539	969	520	1109
Октябрь	6 468	5 262	8 387	7671	8376	6983	9734
Ноябрь	15895	14 504	17 388	15649	18467	15684	17044
Декабрь	19 691	19 413	17 735	20 213	19 884	19048	21756
ГОД	104 067	92 458	94 157	103 515	114 309	96020	103764

Таблица 1.10 - Выработка электроэнергии АлЭС ТЭЦ 3, тыс.кВт\*ч

	2014 г.	2015 г.	2016 г.	2017 г.	2018 г.	2019 г.	2020 г.

	2014 г.	2015 г.	2016 г.	2017 г.	2018 г.	2019 г.	2020 г.
январь	120 855	125 278	128 814	97 056	130 095	125736	107742
февраль	119 826	124 767	111 812	80 434	115444	114263	90545
март	99 192	115 717	101 613	82 531	97578	89688	87736
апрель	74 315	100 246	64 328	65 242	90135	85788	87327
май	62 848	63 141	73 117	63 377	76443	81658	77579
июнь	64 450	67 128	65 703	80 863	94149	69802	89362
июль	51 568	66 260	64 278	62 293	78458	69891	78385
август	63 073	70 243	67 142	70 580	97510	71073	75346
сентябрь	58 580	88 405	64 424	82 758	91132	68076	92203
октябрь	103 018	103 288	74 110	96 345	96221	83575	102775
ноябрь	122 787	101 728	78 154	99 470	100535	97093	121236
декабрь	112 411	108 578	83 341	114 169	118867	102181	126072
<b>Итого</b>	<b>1 052 923</b>	<b>1 134 779</b>	<b>976 836</b>	<b>995 118</b>	<b>1 186 567</b>	<b>1058824</b>	<b>1136309</b>

Как видно из представленных данных отпуск тепла от ТЭЦ-3 имеет сезонный характер, в летний период отпуск тепла минимален, в основном на собственные нужды ТЭЦ. Как видно из представленных данных производство электроэнергии в последние годы стабильно с некоторым провалом (16-18 %) в 2016 и 2017 годах.

Динамика изменения основных технико-экономических показателей ТЭЦ-3 показывает, что в последние годы загрузка станции по тепловой энергии стабильная, с некоторым ростом до 114 тыс.Гкал в 2018 году. Также наблюдается некоторый рост выработки и отпуска электрической энергии, пик приходится на 2018 год, когда было отпущено 1187 млн.кВтч. Максимум электрической нагрузки приходится на 2014 год и равен 209 МВт, максимум тепловой нагрузки приходится на 2018 год и равен 48,7 Гкал/час.

Исходя из представленных данных при модернизации ТЭЦ-3 и установке нового оборудования следует учесть высокий уровень спроса на электрическую энергию и достаточно низкий на тепловую.

В таблице 1.11 представлена динамика технико-экономических показателей ТЭЦ-3 за период 2014-2020 год.

Таблица 1.11 - Динамика изменения основных технико-экономических показателей ТЭЦ-3

Наименование величин	Размерн.	2014	2015	2016	2017	2018	2019	2020
Выработка электроэнергии	тыс.кВтч	1052923	1134779	976836	995118	1186567	1058824	1136309
Расход эл.энергии на С.Н.	тыс.кВтч	126 680	133 052	120 614	126 174	148 529	147376	162897
Отпуск с шин	тыс.кВтч	926 243	1001727	856222	868944	1038038	911447	973412

Наименование величин	Размерн.	2014	2015	2016	2017	2018	2019	2020
Отпуск тепла с коллекторов	Гкал	104 067	92 458	94 157	103 515	114 309	96020	103764
Расход угля	т.н.т.	842 455	900 672	789 524	786 998	961 904	891484	941002
	тут	503 604	538 812	457 869	469 345	558 032	509604	536502
Расход мазута	т.н.т.	2 024	2 034	1 741	1 949	2 021	2217	2737
	тут	2 836	2 865	2 416	2 744	2 847	3104	3856
Расход условного топлива	тут	506 440	541 677	460 285	472 089	560 879	512708	540358
Удельный расход условного топлива на отпуск электроэнергии	гр/кВтч	523,6	521,5	514,9	518,9	517,6	540,3	531,9
Удельный расход условного топлива на отпущенное тепло	кг/Гкал	206,3	208,3	206,6	204,8	206,2	211,0	218,0
КПД котлов	% %	83,8	84,2	84,4	84,3	83,6	82,9	82,7
Тепло брутто на турбину	ккал/кВтч	2606	2601	2585	2599	2568	2616	2566
Содержание горючих в уносе	%	8,0	7,8	7,3	7,7	8,4	8,7	9,0

Коэффициент использования установленной электрической мощности составляет порядка 65-70 %. В последние годы наблюдается рост коэффициента использования. Это связано со многими причинами, в том числе выполненной реконструкцией градирен. Максимум электрической нагрузки приходился на 2014 год, а тепловой нагрузки на 2018 год.

#### 1.4 Потребление топлива

В качестве основного топлива на ТЭЦ-3 используется угли Экибастузского и Карагандинского месторождений, в качестве растопочного топлива - мазут.

На ТЭЦ-3 имеется топливное хозяйство твердого и жидкого топлива. Уголь и мазут доставляются по железной дороге. Основной задачей топливо-транспортного цеха ТТЦ является приём и складирование топлива, своевременное и бесперебойное снабжение котельного цеха топливом необходимого качества и в требуемом количестве.

Состояние оборудования ТТЦ удовлетворительное. Исключение составляет размораживающее устройство, которое не используется, ж/д пути № 211,212 к нему демонтированы. Физически и морально устарели дробилки СМ170Б и лопастные питатели АЛП 150/300 (отсутствуют запчасти, сняты с производства).

Механизмы топливоподачи, управляются в нормальных условиях с центрального щита управления, и только в случае неполадок и для опробования после ремонта - с места, ключом управления, установленным на пусковом шкафу.

Емкость угольного склада 100 000 тонн. Разгрузка вагонов ручная на решетку разгрузсарае. В разгрузсарае установлены четыре дробильно-фрезерные машины (ДФМ). Четыре люко-подъемника предназначены для закрытия люков вагонов.

Имеется сливная эстакада мазута на три цистерны. Разогретый мазут по сливным желобам сливается в подземные емкости. Мазут в трех подземных ёмкостях по 250 т. нагревают до температуры 80-90 °С и перекачивают в три наземные ёмкости по 1000 т., где он и хранится. На ТЭЦ-3 имеется две мазутонасосных.

В таблице 1.12 представлена динамика поступления угля на ТЭЦ-3.

Таблица 1.12 - Поступление твердого топлива на ТЭЦ-3, тонн

	2014	2015	2016	2017	2018	2019	2020
Январь	70776,7	85526,4	77465,1	91078,6	111807,3	94493,5	86 119,0
Февраль	81652,0	80990,7	70467,0	71766,6	69602,4	89675,6	63 557,5
Март	83460,4	62383,7	87138,8	57041,0	80596,0	112639,2	81 646,1
Апрель	73098,4	42713,9	57926,2	69726,7	65738,2	65354,3	108 966,6
Май	90786,6	93644,8	95115,5	45377,0	99474,7	102126,8	99 889,6
Июнь	2329,8	0	70,0	40875,8	8833,1	80975,6	104 426,4
Июль	45449,7	31432,9	27240,8	8980,3	77637,8	976,2	45 417,9
Август	46213,2	67519,9	65344,6	86090,3	95100,8	77836,6	54 490,4
Сентябрь	59020,3	102090,5	80861,6	63293,1	85795,7	41333,9	68 129,0
Октябрь	83290,5	117809,9	65761,2	96478,0	59119,9	64095,6	99 886,9
Ноябрь	128942,5	98928,4	37173,8	86751,2	86627,6	92889,9	77 172,6
Декабрь	116302,6	121944,4	22774,1	114232,8	103918,6	78347,5	77 187,9
Год	881322,8	904985,4	687338,7	831691,4	944252,0	900744,6	966 889,9

Как видно из представленных данных поставка угля в летние месяцы сокращается, в зимние возрастает. Среднегодовая поставка угля находится на уровне 830-940 тыс.тонн, исключение составляет 2016 год, когда было поставлено всего 687,34 тыс.тонн угля. Для взвешивания топлива в 1998 году был введен в эксплуатацию комплекс по учету топлива, позволяющий взвешивать количество топлива в вагонах и количество топлива подаваемого в бункера сырого угля.

Все вагоны, поступающие на ТЭЦ-3, оприходованы по актам приемки топлива по количеству взвешиванием (форма ТТ-4) и так же по данным поставщика. Взвешивание производилось на весах типа 1 959ТС – 200В,

принадлежащих АО «АлЭС» ТЭЦ-3. Которые в свою очередь, проходили как плановые, так и необходимые контрольные поверки. Выявленный недогруз (перегруз) угля указывается в разрезе каждой накладной в актах формы ТТ-4. Уголь оприходован по фактическому весу. Фактические среднегодовые характеристики угля представлены в таблице 1.13.

Таблица 1.13 - Фактические характеристики использованного угля

Параметр	Обозн.	2014	2015	2016	2017	2018	2019	2020
Теплота сгорания	$Q^p_n$	4184	4188	4060	4175	4061	4003	4004
Влажность	$W^p$	5,2	5,2	4,8	4,8	6,3	4,3	4,3
Зольность	$A^p$	36,5	36,9	39,3	37,7	37,5	42,6	42,7

Как видно из представленных данных характеристики угля достаточно стабильные.

В таблице 1.14 представлена динамика изменения удельных расходов топлива на отпуск электроэнергии в 2014-2020 годах

Таблица 1.14 Динамика изменения удельных расходов топлива на отпуск электроэнергии

Период	2014 г.	2015 г.	2016 г.	2017 г.	2018 г.	2019 г.	2020 г.
Январь	531,7	561,6	495	491	482,5	529,1	512,2
Февраль	488,2	523	517	496,8	490,2	565,5	503,5
Март	515,1	509,4	511	503,8	525,6	553,8	512,0
Апрель	517,9	563	531,4	520,4	556,5	561,5	547,8
Май	534,2	566	539,3	537,1	549,1	566,7	561,5
Июнь	503,9	481,5	519,1	531,7	534,5	550,1	558,1
Июль	532,1	517,8	525,3	557,7	542,1	556,2	557,2
Август	522,2	529,3	529,7	559,9	534,5	553,9	554,7
Сентябрь	521,9	507,2	545,8	543,7	525,8	544,3	545,9
Октябрь	527,8	503,3	511,5	520,9	500,3	501,7	526,3
Ноябрь	522,5	503,5	488,6	503,2	493,8	511,7	514,1
Декабрь	564,3	490,5	493,8	496,9	511,1	504,2	517,2
ГОД	523,6	521,5	514,9	518,9	517,6	540,3	531,9

Как видно из представленных в таблице 1.14 данных в зимние месяцы удается держать удельный расход топлива на уровне 488-500 гут/кВт\*ч, а летом этот показатель значительно возрастает и достигает значения 540-560 гут/кВт\*ч. Во многом рост удельных расходов топлива в летний период связан с повышением температуры охлаждающей воды.

В таблице 1.15 представлены удельные расходы условного топлива на отпуск тепла в 2014-2020 годах.

Таблица 1.15 - Динамика изменения удельных расходов топлива на отпуск тепла

Период	2014 г.	2015 г.	2016 г.	2017 г.	2018 г.	2019 г.	2020 г.
Январь	200,1	210,9	204,7	202,3	202,9	208,9	216,0
Февраль	200,1	216,4	207	206,1	203,9	209,2	219,8
Март	216,8	204,4	211,5	206,5	206,6	212,5	218,8
Апрель	219,1	209,9	198,9	211,2	212	209,4	224,7
Май	645,2	645,2	645,2	199,8	205,1	207,0	215,3
Июнь	548,4	516,1	548,4	215,9	202,5	252,9	260,3
Июль	580,6	548,4	580,6	548,4	288,5	580,6	288,9
Август	645,2	612,9	645,2	391,3	645,2	612,9	229,5
Сентябрь	264,2	204	225,7	204	209,5	223,1	209,2
Октябрь	212,3	203,7	209,4	216,9	209	208,5	217,6
Ноябрь	209,7	209	203,9	204,1	209	213,4	216,5
Декабрь	200,8	200,4	204,2	198,1	206,6	211,5	217,2
ГОД	206,3	208,3	206,6	204,8	206,2	211,0	218,0

Как видно из представленных данных удельный расход топлива на отпуск тепла находится на уровне 204-218 кг/Гкал. В зимние месяцы удельный расход находится на уровне 204-220 кг/Гкал, в летний период когда нагрузка снижается до нагрузки СН удельный расход достигает в отдельные месяцы 645 кг/Гкал.

### 1.5 Проблемы складирования золошлаковых отходов

Территория действующего золоотвала ТЭЦ-3, секции №4 и №5, расположена северо-восточнее площадки ТЭЦ-3 на расстоянии 1,5 км. С восточной стороны примыкают дачные массивы, с северной стороны к секциям №4 и №5 золоотвала располагается ирригационное водохранилище на реке Малая Алматинка, с западной стороны протекает речка Малая Алматинка, с южной стороны – секции №1, №2, №3.

На ТЭЦ-3 с 1998 г. эксплуатируется комбинированная система складирования золошлаковых отходов. В состав основных сооружений входят:

- оперативный золоотвал гидравлического складирования золошлаковых отходов в секции №4 (Большое и Малое поле), с трубопроводами и сооружениями ГЗУ;

- золоотвал сухого складирования золошлаковых отходов в секции №5, заполняемый обезвоженными золошлаками из секции №4.

Существующий золоотвал ТЭЦ-3 расположен на плоскости равнинного типа, составного типа, разделен на 5 зон (секций). На сегодняшний день зоны 1-3 уже не используются, деактивированы и сданы в консервацию.

Пульпа золошлака от ТЭЦ-3 транспортируется посредством подачи в вибрируемом варианте на две секции, с возвратом осветленной воды,

перегонке и опоржнения одного из двух полей от золы.

Золошлаковые отходы из секции №4 (Малое поле или Большое поле) разрабатываются экскаваторами и подаются автосамосвалами в секцию №5 золоотвала сухого складирования.

Ограждающие дамбы секции №4 выполнены из суглинка. В качестве противодиффузионной защиты был выполнен экран из суглинка, с устройством дренажа осушения и дренажа дамбы. В настоящее время ведется замыв Малого поля золошлаками. Большое поле секции №4 заполнено золошлаками и законсервировано.

Секция №5 (золоотвал сухого складирования, состоящий из 2-х площадок) примыкает к секции №4 с западной стороны. Общая площадь в границах отвода 5-ой секции – 44 га.

В состав сооружений существующей комбинированной системы внешнего золоудаления входят: БНС (багерная насосная станция); золошлакопроводы; секция №4 с гидравлическим способом размещения ЗШМ (Большое и Малое поля); шахтные водосборные колодцы (ШК-1, ШК-2, ШК-3, ШК-4); насосная станция дренажных вод НДВ-3; трубопроводы возврата осветленной воды; дренажная система осушения Большого и Малого полей секции №4; золоотвал сухого складирования в секции №5.

Схема комбинированного золошлакоудаления АО "АлЭС" ТЭЦ-3 приведена на рисунке 1.1.

Для складирования золошлаковых отходов после заполнения секции №5 до отметки 633,0 и прекращения ее эксплуатации, необходимо строительство нового золоотвала на вновь отводимой территории. В соответствии действующим законам Республики Казахстан размеры площадок для золошлакоотвалов должны предусматриваться с учетом работы ТЭЦ не менее 25 лет.

Новую площадку для золоотвала необходимо выбирать из условия сохранения комбинированной системы складирования золошлаковых отходов.

При использовании углей Экибастузского месторождения для складирования золошлаков в течение 25 лет необходима территория площадью не менее 60 га, при высоте штабеля золошлаков порядка 6,0 м. В качестве площадок для строительства золоотвалов сухого складирования пригодны земли, не используемые в народном хозяйстве – неудобья, отработанные карьеры, овраги и т.д. Следует отметить, что вблизи станции территории, которые можно использовать под золоотвал отсутствуют.

Использование в качестве основного топлива углей Шубаркольского месторождения при годовом выходе золошлаков 40 тыс.тонн отсрочит затраты на строительство золоотвала на 10-12 лет, но не решит вопрос с поиском места для золоотвала.



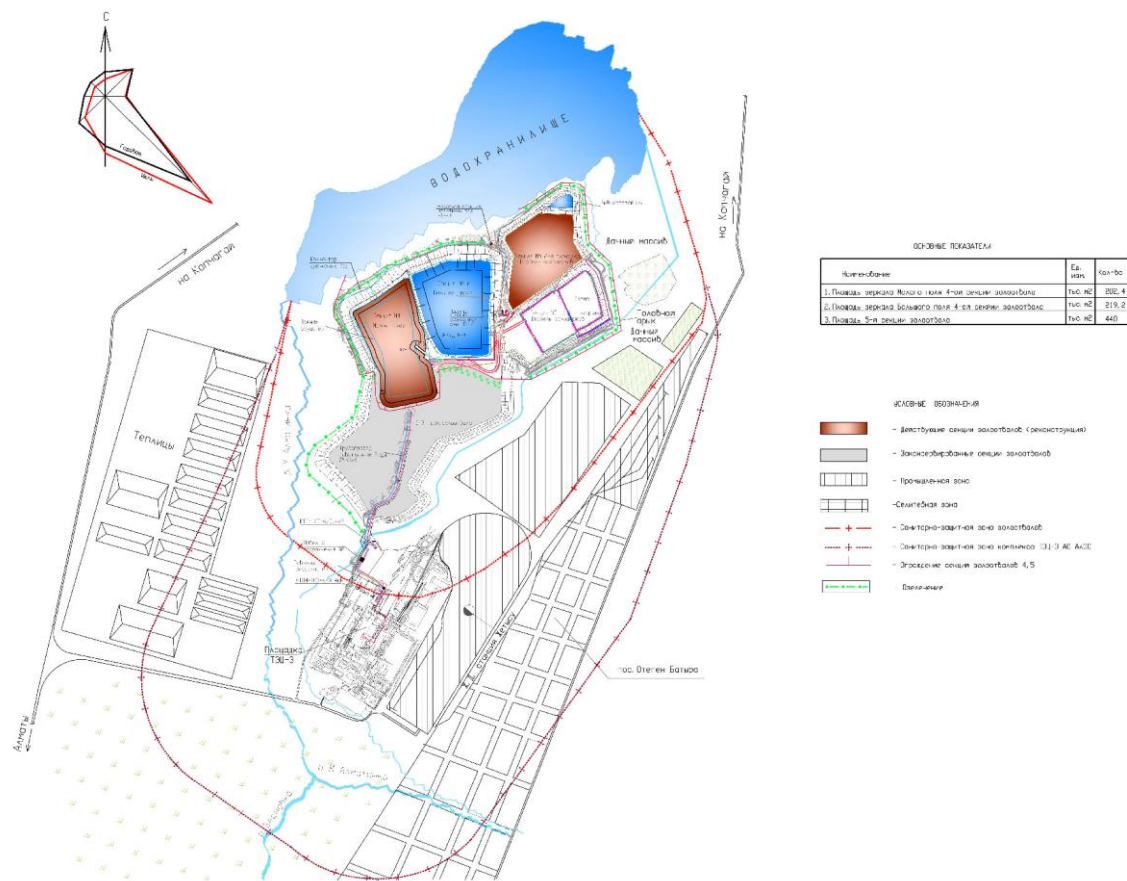


Рисунок 1.1 - Схема существующей комбинированной системы золошлакоудаления ТЭЦ-3 АО "АлЭС"

Из вышесказанного можно сделать вывод, что эксплуатация золошлакоудаления при использовании в качестве основного топлива углей Экибастузского месторождения и выходе золошлаковых отходов на уровне 100,0 тыс.тонн в год при существующем уровне нагрузок, позволит складировать золошлаковые отходы в секции №5 в течение 5-6 лет до отметки 633 м, после чего складирование золошлаков ТЭЦ-3 необходимо будет осуществлять на новом золоотвале. Так как удобных новых площадок под золоотвал нет, так как вблизи все застроено, то емкость действующих золоотвалов может служить ограничивающим фактором для дальнейшей деятельности ТЭЦ-3.

В этой связи целесообразно рассмотреть модернизацию ТЭЦ-3 АО «АлЭС» с использованием в качестве основного топлива – газа (золошлаковые отходы не образуются). При использовании газа на вновь устанавливаемом оборудовании и по мере выбывания из работы существующей части ТЭЦ, секция №5 сухого складирования рекультивируется, секция №4 гидравлического складирования (Малое и Большое поля) переустраивается в испарительную площадку для утилизации технологических стоков ТЭЦ.

## 2 Анализ и обоснование рекомендуемого варианта модернизации Алматинской ТЭЦ-3

Основной целью разработки проекта является замена основного оборудования ТЭЦ-3 АО «АлЭС», в связи с его физическим и моральным износом.

Ожидаемый эффект от реализации данного проекта:

- Замещение выработавшего ресурс основного оборудования;
- Уменьшение выбросов твердых частиц (зола);
- Уменьшение образования золошлаковых отходов, возвращение городу золоотвалов после их рекультивации;
- Сокращение загрязнения атмосферы оксидами азота и серы.

### 2.1 Перспективные тепловые и электрические нагрузки

В дипломном проекте рассмотрены общие тепловые нагрузки на отопление, вентиляцию и горячее водоснабжение от потребителей ТЭЦ-3 АО «АлЭС»:

- Тепличный комплекс "ГРЭС"  $Q = 9,4$  Гкал/час;
- ИП "Шолпанбеков"  $Q = 1,05$  Гкал/час;
- ИП "Гринери"  $Q = 0,562$  Гкал/час;

Согласно генерального плана п. Отеген Батыр Илийского района Алматинской области тепловые нагрузки на отопление, вентиляцию и горячее водоснабжение жилых и общественных зданий и сооружений на перспективу до 2030 года составляют  $Q = 88,1$  Гкал/час.

Тогда общая тепловая нагрузка на перспективу составит:

$$Q_{\text{общ.}} = 88,1 + 9,4 + 1,05 + 0,562 = 99,112 \text{ Гкал/час}$$

В результате проведенного анализа и согласно генерального плана п. Отеген Батыр Илийского района Алматинской области до 2030 года, электрическая установленная мощность ТЭЦ-3 в проекте принимается равной 200 МВт. По данным результатов обследования ТЭЦ-3, предоставленным АО «АлЭС» выбытие турбоагрегатов произойдет с 2019 года до 2025 года, котлоагрегатов – с 2024 года до 2030 года.

При низкой тепловой нагрузке строительство новой крупной ТЭЦ нецелесообразно, так как она будет работать неэффективно, а строительство малой ТЭЦ будет эффективно и окупаемо только при высоких когенерационных условиях в течение большей части года. В противном случае наиболее оптимальным и менее затратным решением будет строительство отопительной котельной тепловой мощностью 50 Гкал/час.

В случае перспектив увеличения тепловой нагрузки до 100 Гкал/час и выше целесообразно рассмотреть варианты установки нового оборудования на ТЭЦ-3.

Тепловая нагрузка 100 Гкал/час принята в дипломном проекте для дальнейшего анализа и расчетов. Электрическая установленная мощность ТЭЦ-3 в работе принимается равной 200 МВт.

## **2.2 Обоснование модернизации ТЭЦ-3 на базе газотурбинных технологий**

Эксплуатация золошлакоудаления при использовании в качестве основного топлива углей Экибастузского месторождения и выходе золошлаковых отходов около 100,0 тыс. тонн в год при существующем уровне нагрузок, позволит складировать золошлаковые отходы в секции №5 в течение 5-6 лет, после чего складирование золошлаков ТЭЦ-3 необходимо будет осуществлять на новом золоотвале. К сожалению удобных новых площадок под золоотвал нет, и емкость действующих золоотвалов может служить ограничивающим фактором для дальнейшей деятельности ТЭЦ-3. В этой связи целесообразно рассмотреть модернизацию ТЭЦ-3 АО «АлЭС» с использованием в качестве основного топлива – газа.

При использовании газа в качестве основного топлива в проекте рассмотрены варианты реконструкции ТЭЦ-3 с использованием современных высокоэффективных газотурбинных и парогазовых технологий по утилизационной схеме без дожигания для производства тепла и электроэнергии. Для покрытия пиковой части графика тепловой нагрузки и обеспечения требований надежности теплоснабжения необходимо предусмотреть установку традиционной водогрейной котельной.

Исходя из тепловых и электрических нагрузок к установке на ТЭЦ-3 могут быть предложены следующие варианты.

*1. ПГУ мощностью 220 МВт Дженерал Электрик (100 Гкал/час) в составе 2 газотурбинных установки и 2 Котла утилизатора, а также 1 Паровая турбина (2ГТУ\*2КУ\*1ПТ).*

В этом варианте рассматривается установка основного оборудования: двух газовых турбин 6F.03, двух котлов утилизаторов и одной паровой турбины D202 компании Дженерал Электрик суммарной мощностью 220 МВт. В качестве котлов утилизаторов могут выступать котлы утилизаторы Российских заводов «Красный Котельщик» ТКЗ или ЗИО Подольск.



2. ПГУ мощностью 210 МВт Дженерал Электрик (100 Гкал/час) в составе 3 газотурбинных установки и 3 котла утилизатора, а также 1 Паровая турбина (3ГТУ\*3КУ\*1ПТ).

В этом варианте рассматривается установка основного оборудования: трех газовых турбин 6F.01, трех котлов утилизаторов и одной паровой турбины D202 компании Дженерал Электрик суммарной мощностью 210 МВт. В качестве котлов утилизаторов могут выступать котлы утилизаторы Российских заводов «Красный Котельщик» ТКЗ или ЗИО Подольск.

3. ПГУ мощностью 233 МВт Сименс Казахстан (100 Гкал/час) в составе 3 ГТУ и 3 Котла утилизатора, а также 1 Паровая турбина (3ГТУ\*3КУ\*1ПТ).

В рассматриваемом варианте рассматривается установка основного оборудования ГТУ SGT 800, котел утилизатор и паровая турбина SST-400 (SIEMENS) суммарной мощностью 233 МВт. В качестве котлов утилизаторов могут выступать котлы утилизаторы Российских заводов «Красный Котельщик» ТКЗ или ЗИО Подольск.

4. ПГУ мощностью 220 МВт Ansaldo Energia (100 Гкал/час) в составе 2 ГТУ и 2 котла утилизатора, а также 1 Паровая турбина (2ГТУ\*2КУ\*1ПТ).

В рассматриваемом варианте рассматривается установка основного оборудования ГТУ V64.3A, котел утилизатор «Красный Котельщик» ТКЗ или ЗИО Подольск и паровая турбина SST-400 (SIEMENS) суммарной мощностью 233 МВт. В качестве паровой турбины могут выступать турбины Российских заводов ЛМЗ «Силовые машины», УТЗ (г. Екатеринбург) и КТЗ (г. Калуга).

Несмотря на низкую стоимость строительства, установка когенерационных установок с водогрейными котлами утилизаторами и байпасными газоходами для системы централизованного теплоснабжения п. Отеген Батыр не рассматривалась, так как не позволит эффективно использовать топливный газ при работе ГТУ в простом цикле с более низким КПД (низкие тепловые нагрузки поселка Отеген Батыр расчетная – 100 Гкал/ч, летний режим – 14 Гкал/ч).

Размещение нового здания ПГУ и водогрейного котла предусматривается на месте уже выведенного из эксплуатации и демонтируемого котла №7, что позволит выполнять строительно-монтажные работы без вывода из эксплуатации существующего оборудования и уменьшения располагаемой мощности ТЭЦ-3.



## 2.3 Основное оборудование для предлагаемых вариантов

В классе мощностей 50-80 МВт многие производители газовых турбин предлагают оборудование, однако для создания высокоэффективной ПГУ необходимо обеспечить паровую турбину высокотемпературным паром. Принимая, что давление острого пара для турбины должно быть не ниже 8,8 МПа и температура не ниже 540 °С количество предложений на рынке газовых турбин резко сокращается. Характеристики газовой турбины SGT-800 Siemens форсированной модификации представлены в таблице 2.1. Характеристики газовых турбин Дженерал Электрик представлены в таблице 2.2.

Таблица 2.1 - Характеристики газовой турбины SGT-800 (модификации)

Мощность	ISO 57 МВт (эл.)	ISO 62 МВт (эл.)
Частота	50 / 60 Гц	50 / 60 Гц
Электрический КПД	40,1 %	41,1 %
Топливо	Природный газ и другие газы, согласно техническим условиям / дизель № 2	Природный газ и другие газы, согласно техническим условиям / дизель № 2
Расход выхлопных газов	136,6	135,5
Обороты турбины	6608 об/мин	6608 об/мин
Степень сжатия компрессора	20,4:1	21,1:1
Температура выхлопных газов	565 °С	596 °С
Выбросы NO <sub>x</sub> (с технологией DLE, содержание сухого O <sub>2</sub> с поправкой на 15%)	≤ 15 млн долей (по объему)	≤ 15 млн долей (по объему)

Таблица 2.2 - Характеристики энергетических турбин GE

	Параметры	6F.01	6F.03
Технические характеристики ПГУ	Частота сети (Гц)	50/60	50/60
	Мощность по ISO (МВт)	51	81
	Удельный расход теплоты, брутто (Btu/kWh)	8,933	9,423
	Удельный расход теплоты, брутто (кДж/кВт*ч)	9,425	9,942
	КПД брутто (%)	38.2%	36.2%
	Температура выхлопа (°F)	1,107	1,116
	Температура выхлопа (°C)	597	620
	Энергия выхлопа (MM Btu/hr)	279	476
	Энергия выхлопа (10 <sup>6</sup> кДж/ч)	294	502

	Параметры	6F.01	6F.03
Параметры ГТУ	Минимальная нагрузка ГТ (%)	40%	52%
	Скорость набора нагрузки ГТ (МВт/мин)	12	7
	NOx (ppm) (@15% O2)	25	15
	CO (ppm) (@15% O2)t	9	9
	Изменение числа Воббе (%)	+20/- 10%	+20/- 10%
	Время выхода на полную мощность (мин)	12	29
Простой цикл	Мощность нетто в простом цикле (МВт)	51	80
	Удельный расход теплоты нетто (Вtu/kWh)	8,98	9,47
	Удельный расход теплоты нетто (кДж/кВт*ч)	9,474	9,991
	КПД нетто (%)	38.0%	36.0%
Комбинированный цикл (моноблок)	Мощность нетто (МВт)	75	123
	Удельный расход теплоты нетто (Вtu/kWh)	6,12	6,17
	Удельный расход теплоты нетто (кДж/кВт*ч)	6,475	6,51
	КПД нетто комбинированного цикла (%)	55,8%	55,3%
	Минимальная нагрузка (%)	53%	59%
	Скорость набора нагрузки (МВт/мин)	12	7
	Время выхода на полную мощность (мин)	30	45

Компания Ansaldo Energia предлагает газовые турбины, изготовленные на базе наиболее передовых объединенных технологий, которые сочетают в себе надежность стандартной конструкции и возможность изменения конструкции и параметров без ухудшения качества и надежности. Из продуктовой линейки турбин, выпускаемых Ansaldo Energia, интерес представляют турбины серии V64.3 (ранее выпускалась Siemens), так как турбины серии V94.2 имеют мощность порядка 150 МВт. Технические характеристики газотурбинной установки V64.3А в условиях базовой нагрузки согласно ИСО представлены в таблице 2.3.

Таблица 2.3 Технические характеристики газотурбинных установок Ansaldo Energia

Характеристики	V64.3А	V94.2
Температура на входе турбины, °С	1210	1075
Степень повышения давления в компрессоре	17,1	11,8
Выходная мощность на клеммах генератора, МВт	77	166
КПД на клеммах генератора, %	36,0	34,5
Массовый расход рабочего тела, кг/с	213	531
Температура на выхлопе из ГТУ, °С	586	544

На базе газовых турбин V64.3А компания предлагает разработанные ПГУ Cobra164.3А мощностью 115 МВт, КПД 54,2 % и Cobra264.3А мощностью 233 МВт, КПД 54,7 %.

Конструкция турбины V64.3А с одним валом позволяет газовой турбине с помощью редуктора осуществлять непосредственный привод



воздушного компрессора и отдельного электрического генератора. Сжигание газового или жидкого топлива происходит в многогорелочной кольцевой камере сгорания, оборудованной 24 горелками. Окружающий воздух поступает в компрессор через воздухозаборный канал, где установлены фильтры и глушитель; компрессор поднимает его давление приблизительно до 16 бар. Затем сжатый воздух направляется к горелкам, расположенным в камере сгорания. Горячий газ горения проходит через турбину, где его энтальпия превращается в механическую энергию. Электрический генератор подсоединяется к ротору газовой турбины со стороны компрессора через промежуточный вал и редуктор, которая понижает скорость вращения ротора газовой турбины (5400 оборотов в минуту) до скорости генератора (3000 оборотов/мин или 3600 оборотов/мин).

Расчетный срок службы котла-утилизатора должен составлять 40 лет для базового и 30 лет для полупикового режима работы. Средняя наработка на отказ должна быть равна 7000 ч, а срок службы между капитальными ремонтами - 8 лет, коэффициент готовности - 0,98.

Компоновка и конструкция котла-утилизатора должны обеспечивать его ремонтпригодность.

В качестве основного расчетного режима, на который проектируется котел-утилизатор конденсационных ПГУ, обычно принимается режим среднегодовой температуры наружного воздуха, для которой из характеристики ГТУ известны расход и температура выхлопных газов. Для теплофикационных ПГУ таким расчетным режимом является режим средней температуры наружного воздуха для отопительного периода.

Маневренные характеристики КУ охватывают широкий круг показателей.

Прежде всего КУ не должен ограничивать регулировочный диапазон ГТУ, который определяется, с одной стороны, положением ВНА (максимальная мощность - в полностью открытом положении, минимальная - в полностью закрытом), а с другой - переходом на диффузное сжигание природного газа и появлением недопустимых выбросов оксидов азота. Таким образом, регулировочный диапазон и минимальное значение паропроизводительности КУ зависят от температуры наружного воздуха.

Исходя из тепловой мощности выхлопа газовых турбин SGT 800 и 6F.01 тепловая производительность котлов утилизаторов должна составлять 50-55 Гкал/ч.

Исходя из тепловой мощности выхлопа газовых турбин 6F.03 и V64.3A тепловая производительность котлов утилизаторов должна составлять 70-80 Гкал/ч.

Котельные заводы способны производить котлы-утилизаторы любых схемных решений, любой производительности и с любым сочетанием параметров пара для удовлетворения потребностей заказчика.

Котлы-утилизаторы для ТЭЦ могут выполняться как одноконтурными, так и двухконтурными. Контур низкого давления выполняется, в том числе

для обеспечения собственных нужд станции на давление 13 или 6 кгс/см<sup>2</sup>.

Современные КУ для повышения эффективности выполняются трех контурными с выполнением промперегрева, или двухконтурными, с промперегревом пара после ЦВД турбины.

В качестве примера в таблице 2.4 представлены характеристики котла утилизатора, работающего с газовой турбиной мощностью 50 МВт.

Котел-утилизатор Е-57,5/12,0-7,4/0,6-520/280 предназначен для выработки пара двух давлений при работе в составе парогазовой установки (ПГУ) установленной мощностью 60 МВт. Энергоблок состоит из одной газовой турбины SGT-800 производства фирмы Siemens (ГТУ) и одного парового котла-утилизатора. Котел-утилизатор с естественной циркуляцией, горизонтального профиля, с вертикальным расположением труб поверхностей нагрева, подвесной конструкции.

Котел-утилизатор предназначен для применения в макроклиматических районах с умеренным климатом, в помещении без искусственно регулируемых климатических условий. Категория размещения - УЗ по ГОСТ 15150-69.

Таблица 2.4 - Характеристики котла-утилизатора Е-57,5/12,0-7,4/0,6-520/280

Тип котла-утилизатора		Паровой без дожигания
Модель газовой турбины (мощность, МВт)		Siemens SGT-800 (50 МВт)
Паропроизводительность, т/ч	Контур высокого давления	57,5
	Контур низкого давления	12
Давление пара, МПа	Контур высокого давления	7,4
	Контур низкого давления	0,6
Температура, °С	Контур высокого давления	520
	Контур низкого давления	280
Температура уходящих газов, °С		120
Аэродинамическое сопротивление котла, Па		2877
Расчетный срок службы, лет		40

Котел-утилизатор допускает работу на скользящих параметрах пара высокого давления (ВД) и низкого давления (НД), определяемых расходом и температурой газов, поступающих в котел-утилизатор от ГТУ. Поверхности нагрева выполнены в виде законченных блок -модулей, полностью собранных на заводе-изготовителе. В состав блок -модулей входят потолочная обшивка с внутренней изоляцией и облицовкой. Собственно поверхности нагрева состоят из вертикально расположенных оребренных труб, объединенных раздающими и собирающими коллекторами. В состав котла-утилизатора входят: газовый подогреватель конденсата; водяной экономайзер; испаритель ВД и НД; пароперегреватель ВД и НД; барабан ВД и НД с внутрибарабанными устройствами; трубопроводы с арматурой; каркас; площадки обслуживания; панели корпуса газоходов котла; дымовая

труба; газоход от котла до дымовой трубы; изоляция; декоративная обшивка; шумоглушитель; шибер -дождевая заслонка.

Котел-утилизатор имеет испарительные контуры ВД и НД с естественной циркуляцией. Котел-утилизатор изготавливается газоплотным и рассчитан на работу под наддувом. Котел-утилизатор имеет самоопорную конструкцию. Процессы работы котла-утилизатора автоматизированы.

Котел-утилизатор Е-114/16-8,1/0,7-535/218-3,8 со вспомогательным оборудованием предназначен для установки в составе энергоблока ПГУ-110 установленной мощностью 110 МВт. Энергоблок ПГУ состоит из одной газотурбинной установки (ГТУ) производства General Electric номинальной мощностью 77 МВт, одного парового котла-утилизатора двух давлений без дожигания топлива и одной паротурбинной установки (ПТУ) Т-26/36-7,5/0,12 производства ОАО «Калужский турбинный завод» с одним регулируемым отбором. Котел-утилизатор двух контуров давлений с естественной циркуляцией, горизонтального профиля, с вертикальным расположением труб поверхностей нагрева, подвесной конструкции (таблица 2.5).

Таблица 2.5 Характеристики котла-утилизатора Е-114/16-8,1/0,7-535/218-3,8

Тип котла-утилизатора		Паровой без дожигания
Модель газовой турбины (мощность, МВт)		General Electric FA (77 МВт)
Паропроизводительность, т/ч	Контур высокого давления	114
	Контур низкого давления	16
Давление пара, МПа	Контур высокого давления	8,1
	Контур низкого давления	0,7
Температура, °С	Контур высокого давления	535
	Контур низкого давления	218
Температура уходящих газов, °С		80
Аэродинамическое сопротивление котла, Па		3356
Расчетный срок службы, лет		40

Котел-утилизатор выполнен в климатическом исполнении - УХЛ, категория размещения 3.1 по ГОСТ 15150-69 «Машины, приборы и другие технические изделия. Исполнения для различных климатических районов. Категории, условия эксплуатации, хранения и транспортирования в части воздействия климатических факторов внешней среды».

Котел-утилизатор предназначен для выработки пара высокого и низкого давлений за счет утилизации тепла продуктов сгорания, поступающих в котел после ГТУ. Котел-утилизатор допускает работу на скользких параметрах пара высокого давления (ВД) и низкого давления (НД), определяемых расходом и температурой газов, поступающих в котел- утилизатор от ГТУ, и характеристиками паровой турбины.

Собственно поверхности нагрева состоят из вертикально расположенных оребренных труб, объединенных раздающими и

собирающими коллекторами.

Котел-утилизатор имеет испарительные контуры ВД и НД с естественной циркуляцией. Котел-утилизатор изготавливается газоплотным и рассчитан на работу под наддувом. Котел-утилизатор имеет самоопорную конструкцию. Процессы работы котла-утилизатора автоматизированы.

Котел-утилизатор ПК-56 ОАО «Подольский машиностроительный завод» (таблица 2.6) предназначается для выработки пара двух давлений и горячей воды при работе в составе парогазовой установки мощностью 180 МВт. В состав энергоблока входят 2 газотурбинные установки типа V64.3 (ГТУ) номинальной электрической мощностью 70 МВт каждая, 2 котла-утилизатора ПК-56 и 1 паровая теплофикационная турбина типа Т-50/64-7,4/0,12. Основным и резервным топливом является природный газ.

Таблица 2.6 - Характеристики котла-утилизатора ПК-56

Параметр	Значение
Паропроизводительность контура, т/ч:	
высокого давления	98,9
низкого давления	14,9
Давление пара, МПа	
высокого давления	7,65
низкого давления	0,58
Температура пара, °С:	
высокого давления	543
низкого давления	211
Температура газов на входе, °С	572

Котел-утилизатор выполняется двух давлений без промперегрева, барабанного типа с естественной циркуляцией среды в испарительных контурах высокого и низкого давлений, горизонтального профиля, подвесной, с вертикальным расположением труб поверхностей нагрева. К каждому котлу подводится газ от выхлопа одной газовой турбины. Пар от обоих котлов подводится к одной паровой турбине.

Оборудование котельной установки должно выдерживать сейсмическое воздействие интенсивностью 6 баллов по шкале MSK-64. Котел выполняется газоплотным за счет металлической обшивки.

Все поверхности нагрева котла выполняются из труб с наружным спирально-ленточным оребрением. При этом во входной ступени пароперегревателя высокого давления используются трубы из легированной стали, в выходной ступени - из высоколегированной жаростойкой стали, а в остальных поверхностях нагрева используются трубы из углеродистой стали.

По ходу газов в котле последовательно располагаются следующие поверхности нагрева: пароперегреватель высокого давления; испаритель высокого давления; экономайзер высокого давления; пароперегреватель низкого давления; испаритель низкого давления; газовый подогреватель конденсата (ГПК).

Охлаждение дымовых газов осуществляется за счет ГПК. Водо-водяной теплообменник, установленный на линии рециркуляции контура ГПК, обеспечивает более глубокое охлаждение дымовых газов.

Все поверхности нагрева котла включены по противоточной схеме и подвешены к каркасу котла через промежуточные металлоконструкции, расположенные в «теплом ящике» котла.

Котел должен работать при скользящих параметрах пара, определяемых расходом и температурой газов, поступающих из ГТУ, и паровой турбиной. Регулирование давления не требуется. Регулирование температуры пара высокого давления должно обеспечиваться впрыскивающим пароохладителем. Котел оснащается системой автоматического регулирования технических параметров, технологическими защитами и блокировками, дистанционным управлением. Поставка котла-утилизатора осуществляется блоками заводского изготовления максимальных габаритных размеров и максимальной заводской укомплектованности деталями, исходя из условий погрузочно-разгрузочных работ, транспортировки, хранения и монтажа.

Котел-утилизатор ПК-55 (КУ) предназначен для работы в составе парогазовой установки мощностью 200 МВт, состоящей из двух газовых турбин V64.3A (Ansaldo Energia), двух котлов-утилизаторов и одной паровой теплофикационной турбины SST-РАС 600 (Siemens).

Барабанный котел-утилизатор предназначен для выработки пара высокого и низкого давления за счет утилизации тепла после ГТУ (таблица 2.7). В качестве основного и резервного топлива ГТУ принят природный газ, аварийным является дизельное топливо. Котел-утилизатор вертикального профиля, барабанного типа с принудительной циркуляцией в испарительных контурах высокого и низкого давлений со встроенным в барабан низкого давления деаэрационным устройством. Котел-утилизатор разработан с учетом закрытой компоновки и сейсмичности района строительства 6 баллов по шкале MSK-64.

Таблица 2.7 - Характеристики котла-утилизатора ПК-55

Параметр	Значение	
Паропроизводительность контура, т/ч:	высокого давления	100
	низкого давления	14,8
Давление пара, МПа	высокого давления	9,3
	низкого давления	0,75
Температура пара, °С:	высокого давления	535
	низкого давления	245
Температура газов на входе, °С	572	

Котел-утилизатор выполнен газоплотным за счет металлической

обшивки. Пароводяной тракт состоит из отдельных контуров высокого и низкого давлений. Контур высокого давления включается в себя экономайзерную, испарительную и пароперегревательную поверхности. Контур низкого давления - испарительную и пароперегревательную поверхности.

Для нагрева конденсата паровой турбины, перед подачей в барабан-деаэрактор, в котле установлен газовый подогреватель конденсата (ГПК).

Для более глубокого охлаждения дымовых газов, на линии рециркуляции конденсата ГПК, установлен водо-водяной теплообменник. Поверхности нагрева подвешиваются к собственному каркасу котла через промежуточные металлоконструкции. Поверхности нагрева котла-утилизатора выполнены из труб с наружным спирально-ленточным оребрением и поставляются модулями максимальных габаритов исходя из условий транспортировки автомобильным и железнодорожным транспортом.

Рабочий диапазон изменения нагрузки КУ соответствует диапазону нагрузок ГТУ 100-50% от номинальной. КУ работает на скользящих параметрах пара ВД и НД. Котел-утилизатор оснащен впрыскивающим пароохладителем для поддержания заданной температуры пара контура высокого давления. Котел-утилизатор оснащается системами контроля технологических параметров, защит и блокировок, автоматического регулирования, необходимыми для оперативного управления, безопасной эксплуатации и экономичной работы.

#### *Паровые турбины GE Power*

GE является компанией с мировым именем. Паровые турбины GE установлены на 41% ТЭС мира, 30% КЭС, и 50% АЭС в мире. Оборудование GE может быть подобрано ко всем условиям, требованиям, современным циклам. С учетом технологического новшества, оборудование может быть внедрено на любой тип электростанций с гарантией эксплуатационной надежности, эффективности и экономичности для клиента. Более века GE занимает лидирующие позиции в выпуске паровых турбин. В них собран весь накопленный опыт проектирования и эксплуатации.

Серия паровых турбин D200 идеально подходит для схем без промперегрева. Турбины D200 компактные с аксиальным выводом пара. Конструкция обладает адаптивной системой контроля отборов низкого давления. В конструкции собран опыт более 76 установленных по миру турбин с 1996 года.

#### *Паровые турбины Сименс*

SST-400 - однокорпусная турбина, используемая для привода генератора. Отличается гибкой блочной конструкцией с высокой степенью унификации, используется для промышленных и энергетических применений. Выходная мощность до 65 МВт. Давление на входе до 120 кгс/см<sup>2</sup>. Температура на входе до 520 °С. Частота вращения 3 000 - 8 000 об/мин. Два регулируемых отбора до 45 бар. Противодействие до 25 бар. Выполняется также с конденсатором.

В качестве альтернативы могут быть установлены паровые турбины Российского производства.

### *Паровые турбины для парогазовых установок УТЗ*

Обеспечивая преемственность конструктивных решений, принятых в паротурбостроении УТЗ, проработаны варианты паровых турбин парогазовых установок мощностью 95 - 450 МВт. Для парогазовых установок мощностью 90 - 115 МВт предлагается одноцилиндровая паровая теплофикационная турбина Т-40/50-8,8. Для двухконтурной ПГУ мощностью 170 - 230 МВт предлагается использование теплофикационной паровой турбины Т-53/67-8,0, Т-63/76-8,8. Характеристики паровых турбин УТЗ представлены в таблице 2.8.

Таблица 2.8 - Характеристики паровых турбин УТЗ

Показатель	Модификация			
	Тп-35/40-8,8	Т-40/50-8,8	Т-53/67-8,0	Т-63/76-8,8
Мощность, МВт: ном./макс.	35/40	40,2/49,6	53/66,5	63/75,5
на конденсационном режиме	40	49,6	66,5	75,5
Расход пара ВД, т/ч: номинальный/ максимальный	150	165	212,5	237
Параметры пара ВД:				
давление, кгс/см <sup>2</sup> (МПа)	90 (8,8)	90 (8,8)	78,5(7,7)	89,8 (8,8)
температура, °С	500	550	488	502,8
Расход пара НД: номинальный/ максимальный	51	15,6	57,2	35
Параметры пара НД:				
давление, кгс/см <sup>2</sup> (МПа)	6,12 (0,6)	7,2 (0,71)	7,14(0,7)	14,25 (1,4)
температура, °С	210	208,2	208	296
Тепловая нагрузка, Гкал/ч: номинальная/ максимальная	80	65,5	136	90
Пределы изменения давления в регулируемых отборах, кгс/см <sup>2</sup>				
в первом (нижнем)	0,5-2,5	0,5-2,5	0,5-2,0	0,5-2,0
во втором (верхнем)	-	-	0,6-2,5	0,6-2,5
Длина рабочей лопатки последней ступени, мм	550	550	550	660
Охлаждающая вода:				
расчетная температура, °С				
на номинальном режиме	20	11	20	20
на конденсационном режиме	28,5	20	20	20
расчетный расход, м <sup>3</sup> /ч	8000	8000	8000	13500
Поверхность охлаждения конденсатора, м <sup>2</sup>	3090	3090	3090	6010
Число ступеней: ЦВД/ЦНД (ЧВД/ЧНД)	15/2	20/2	10/15	19/2

Из представленного перечня оборудования наиболее подходящими для выполнения ПГУ-200-230 являются: ГТУ в количестве двух штук компании

«General Electric» 6F.03; котлы-утилизаторы аналогичные E-114/16-8,8/0,7-540/245 двух давлений в количестве двух штук; паровая турбина аналогичная Т-63/76-8,8 производства УТЗ.

## 2.4 Расчет тепловой схемы и оценка технико экономических показателей вариантов модернизации

Расчет тепловой схемы проведен в программе MathCad для двух режимов средне отопительного и конденсационного летнего.

*Расчет ПГУ-ТЭЦ режим базовый ( $t_{p_0} = -1,6^\circ\text{C}$ )*

Расчетная температура наружного воздуха:  $t_{p_0} = -1,6^\circ\text{C}$

Расчетное теплотребление:  $Q_{p_0} = 116 \text{ МВт}$

Температура внутри помещения:  $t_{вн} = 18^\circ\text{C}$

Температурный график отопления:  $t_{п}/t_0 = 135/70^\circ\text{C}$

Температура наружного воздуха:  $t_{нв} = -1,6^\circ\text{C}$

Расчетное значение коэффициента теплофикации:  $\alpha = 0,7$

Давление обратной сетевой воды:  $p_{oc} = 0,6 \text{ МПа}$

Отношение подогрева в СП<sub>1</sub> к подогреву в СП<sub>2</sub> (в случае подогрева сетевой воды в двух СП):  $\beta_T = 1$

Граничное макс давление пара в камере отбора на СП<sub>2</sub>:  $p_{отб\_сп2\_макс} = 0,25 \text{ МПа}$

Граничное макс давление пара в камере отбора на СП<sub>1</sub>:  $p_{отб\_сп1\_макс} = 0,2 \text{ МПа}$

Граничное мин давление пара в камере отбора на СП<sub>2</sub>:  $p_{отб\_сп2\_мин} = 0,06 \text{ МПа}$

Потери давления пара в линии отбора на СП:  $\delta p_{сп} = 3 \%$

Расход воздуха через компрессор ГТУ:  $G_B = 418 \text{ кг/с}$

Давление внешнего воздуха:  $p_{нв} = 0,103 \text{ МПа}$

Относительная влажность внешнего воздуха:  $\phi_{нв} = 40 \%$

Низшая теплота сгорания топлива:  $Q_{н-р} = 50,056 \text{ МДж/кг}$

Давление поступающего топлива:  $p_{топл} = 0,6 \text{ МПа}$

Температура определения низшей теплоты сгорания топлив:  $t_{Q_{н-р}} = 15^\circ\text{C}$

Температура поступающего топлива  $t_{топл} = 15^\circ\text{C}$

Избыточное давление топлива перед камерой сгорания:  $\Delta p_{топл\_кc} = 0,5 \text{ МПа}$

Состав топлива:  $x_{CH_4} = 100\%$

КПД топливного компрессора:  $\eta_{тк} = 90 \%$

Степень сжатия воздуха в компрессоре:  $\pi_k = 18$

Внутр. относительный КПД компрессора:  $\eta_{oi\_к} = 88,2 \%$

Электромеханический КПД ГТУ:  $\eta_{мг\_гту} = 98,8\%$

Потери давления в камере сгорания:  $\delta p_{кc} = 2,5 \%$

Коэффициент использования теплоты камеры сгорания:  $\eta_{кc} = 99,7 \%$



Внутренний относительный КПД ГТ:  $\eta_{oi\_гт} = 88,4\%$

Потери давления за ГТ:  $\delta p_{гт} = 3\%$

Температура рабочего тела перед ГТ:  $t_{3гту} = 1280^\circ\text{C}$

Давление пара ВД на выходе из КУ:  $p_{пе\_вд\_вых} = 8,8\text{ МПа}$

Температура пара ВД на выходе из КУ:  $t_{1пе\_вд} = 540^\circ\text{C}$

Давление пара НД на выходе из КУ:  $p_{пе\_нд\_вых} = 0,5\text{ МПа}$

Давление в конденсаторе:  $p_{2пту} = 6\text{ кПа}$

Потери давления пара ВД между КУ и ПТ:  $\delta p_{п\_вд} = 5\%$

Потери давления пара НД между КУ и ПТ:  $\delta p_{п\_нд} = 5\%$

Температура воды на входе в ГП:  $t_{гпк\_вх} = 60^\circ\text{C}$

Температурный напор на входе газов в контур НД КУ:  $\delta t_{ку\_вх\_нд} = 10^\circ\text{C}$

Температурный напор на выходе газов из испарителя НД КУ:

$\delta t_{исп\_вых\_нд} = 10^\circ\text{C}$

Температурный напор на входе газов в экономайзер ВД КУ:  $\delta t_{эк\_вх\_вд} = 10^\circ\text{C}$

$^\circ\text{C}$

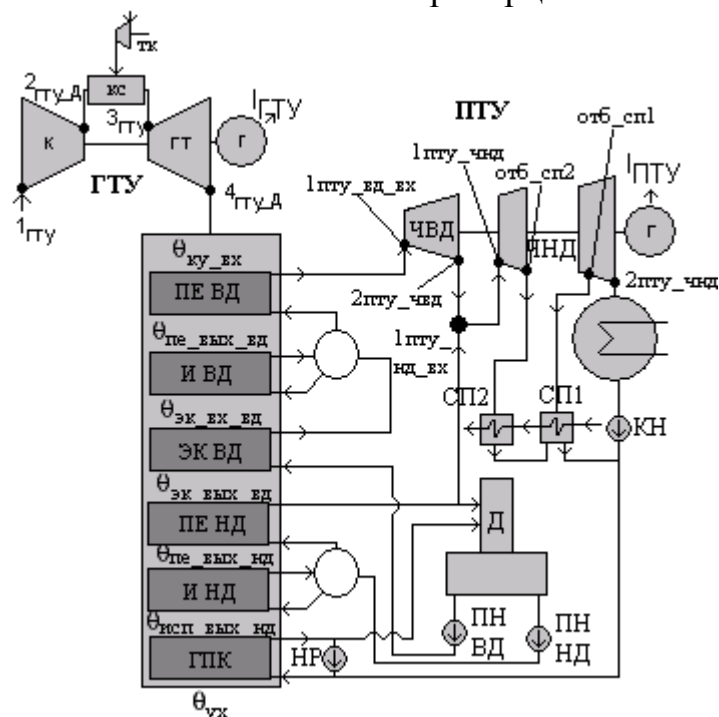
Вн. относительный КПД ЧВД ПТ:  $\eta_{oi\_чвд} = 90\%$

Вн. относительный КПД ЧНД ПТ:  $\eta_{oi\_чнд} = 85\%$

Электромеханический КПД ПТУ:  $\eta_{мг\_пту} = 99,8\%$

КПД выработки электроэнергии на КЭС. Используется при определении тепловой экономичности ПГУ пропорциональным методом:  $\eta_{э\_кэс} = 40\%$

КПД выработки теплоты в котельной. Используется при определении тепловой экономичности ПГУ пропорциональным методом:  $\eta_{т\_кот} = 85\%$



Проверка ввода данных

$t_{нв} = \text{if}(t_{нв} < t_{3гту}, t_{нв}, \text{“Температура } t_{нв} \text{ должна быть меньше } t_{3г} \text{”}) = -1.6^\circ\text{C}$

Расчет свойств окружающего воздуха

Предельное давление воды при температуре окружающего воздуха

$$p_{гр\_вн} = \text{if}(t_{нв} > 273,15\text{K}, \text{wspPst}(t_{нв}), \text{wspPSUBT}(t_{нв})) = 535.281\text{Pa}$$

Массовое влагосодержание окружающего воздуха

$$d_{нв} = \frac{\text{wspgMMGS}("H2O")}{\text{spgMMGS}("AirMix")} \frac{\varphi_{нв} p_{гр\_нв}}{p_{нв} - \varphi_{нв} p_{гр\_нв}} = 1,317 \cdot 10^{-3} \text{ kg steam}/(\text{kg d air})$$

Мольное влагосодержание

$$X_{нв} = \frac{\text{wspgMMGS}("AirMix")}{\text{spgMMGS}("H2O")} d_{нв} = 0,212\%$$

Создание расчетной смеси влажного воздуха

$$g_{снв} = \text{concat}("AirMix:1;H2O:", \text{num2str}(x_{нв})) = "AirMix:1;H2O:0,00211812160016661"$$

Энтальпия влажного воздуха при атмосферных условиях

$$h_{1ггг} = \text{wspgHGST}(g_{снв}, t_{нв}) = 272,2 \text{ kJ}/(\text{kg air})$$

Энтропия влажного воздуха при атмосферных условиях

$$S_{нв} = \text{wspgSGSPT}(g_{снв}, p_{нв}, t_{нв}) = 6,776 \text{ kJ}/(\text{kg air k})$$

*Определение параметров продуктов горения топлива*

Теоретическое количество сухого воздуха, необходимое для полного сгорания топлива при н/у

- доля кислорода в воздухе

$$X_{O2\_в} = \text{wspgVFGSGS}("AirMix", "O2") = 20,99\%$$

- доля водорода в воздухе

$$X_{H2\_в} = \text{wspgVFGSGS}("AirMix", "H2") = 0,01\%$$

$$h_{o\_H} = \frac{1}{X_{O2\_в} - 0,5X_{H2\_в}} (2X_{CH4}) = 9,531 \text{ м}^3/\text{м}^3$$

Теоретический объем азота, который образовался при сгорании 1 м<sup>3</sup> топлива

$$V_{O\_N2\_H} = \text{wspgVFGSGS}("AirMix", "N2") V_{O\_H} = 7,437 \text{ м}^3/\text{м}^3$$

Теоретический объем CO<sub>2</sub>, который образовался при сгорании 1 м<sup>3</sup> топлива

$$V_{O_{CO_2_H}} = \text{wspgVFGSGS}(\text{"AirMix"}, \text{"CO2"}) V_{O_H} + X_{CH_4} = 1,0029 \text{ м}^3 / \text{м}^3$$

Теоретический объем водяных паров, которые образовались при сгорании 1 м<sup>3</sup> топлива

$$V_{O_{H_2O_H}} = X_{H_2_{B4}} V_{O_H} + 2X_{CH_4} = 2,001 \text{ м}^3 / \text{м}^3$$

Теоретический объем аргона, который образовался при сгорании 1 м<sup>3</sup> топлива

$$V_{O_{Ar_H}} = \text{wspgVFGSGS}(\text{"AirMix"}, \text{"Ar"}) V_{O_H} = 0,0896 \text{ м}^3 / \text{м}^3$$

Молярная масса топлива

$$MM_{\text{топл}} = MM_{CH_4} = 16,043 \text{ г/моль}$$

Теоретическая масса воздуха, который необходим для сжигания 1 кг топлива

$$L_o = V_{O_H} \frac{\text{wspgMMGS}(\text{"AirMix"})}{MM_{\text{топл}}} = 17,207 \text{ kg air/ kg f}$$

Энтальпия продуктов сгорания перед газовой турбиной

$$h_{3_{\text{пт}}} = \text{wspgHGST}(g_{S_{o_{\text{пт}}}}, t_{3_{\text{гту}}}) = 1927,36 \text{ kJ/kg g}$$

*Расчет компрессора*

Давление перед компрессором

$$p_{1_{\text{гту}}} = p_{\text{нв}} = 0,101 \text{ МПа}$$

Энтропия воздуха перед компрессором

$$S_{1_{\text{гту}}} = \text{wspgSGSPT}(g_{S_{\text{нв}}}, p_{1_{\text{гту}}}, t_{\text{нв}}) = 6,776 \text{ kJ/(kg Air k)}$$

Давление воздуха за компрессором

$$p_{2_{\text{гту}}} = p_{1_{\text{гту}}} * \pi_k = 1,874 \text{ МПа}$$

Температура воздуха за компрессором при изоэнтропном сжатии

$$t_{2_{\text{гту}}} = \text{wspgTGSPS}(g_{S_{\text{нв}}}, p_{2_{\text{гту}}}, S_{\text{нв}}) = 344,11 \text{ °C}$$

Энтальпия воздуха за компрессором при изоэнтропном сжатии

$$h_{2_{\text{гту}}} = \text{wspgHGST}(g_{S_{\text{нв}}}, t_{2_{\text{гту}}}) = 626,29 \text{ kJ/(kg air)}$$

Теплоперепад в компрессоре при изоэнтропном сжатии

$$l_k = h_{2_{\text{гту}}} - h_{1_{\text{гту}}} = 354,09 \text{ kJ/(kg air)}$$

Теплоперепад в компрессоре при реальном сжатии

$$l_{k\_д} = \frac{l_k}{\eta_{oi\_k}} = 401,463 \text{ kJ/(kg air)}$$

Энтальпия воздуха за компрессором при реальном сжатии

$$h_{2\text{ГТУ}_д} = h_{1\text{ГТУ}} - l_{к_д} = 673,663 \text{ kJ/(kg air)}$$

Температура воздуха за компрессором при реальном сжатии

$$t_{2\text{ГТУ}_д} = \text{wspgTGS}(g_{\text{нв}}, h_{2\text{ГТУ}_д}) = 388,73^\circ\text{C}$$

Энтропия воздуха за компрессором при реальном сжатии

$$s_{2\text{ГТУ}_д} = \text{wspgGSPT}(g_{\text{нв}}, p_{2\text{ГТУ}}, t_{2\text{ГТУ}_д}) = 6,85 \text{ kJ/(kg air K)}$$

### Расчет топливного компрессора (ТК)

Энтальпия топлива перед топливным компрессором

$$h_{\text{топл\_тк}} = h_{0\_CH4\_t}(t_{\text{топл}}) = 602,313 \text{ kJ/(kg f)}$$

Энтропия топлива перед топливным компрессором

$$s_{\text{топл\_тк}} = s_{CH4\_pt}(P_{\text{топл}}, t_{\text{топл}}) = 10,614 \text{ kJ/(kg f K)}$$

Давление топлива за топливным компрессором

$$P_{\text{топл\_кк}} = p_{2\text{ГТУ}} + \Delta p_{\text{топл\_кк}} = 2,374 \text{ МПа}$$

Температура топлива за ТК при изоэнтропном сжатии

$$t_{\text{топл\_кк}} = t_{CH4\_ps}(P_{\text{топл\_кк}}, s_{\text{топл\_тк}}) = 117,97^\circ\text{C}$$

Энтальпия топлива за ТК при изоэнтропном сжатии

$$h_{\text{топл\_кк}} = h_{0\_CH4\_t}(t_{\text{топл\_кк}}) = 843,332 \text{ kJ/(kg f)}$$

Теплоперепад в ТК при изоэнтропном сжатии

$$l_{\text{тк}} = h_{\text{топл\_кк}} - h_{\text{топл\_тк}} = 241,019 \text{ kJ/(kg f)}$$

Теплоперепад в ТК при реальном сжатии

$$l_{\text{тк\_д}} = \frac{l_{\text{тк}}}{\eta_{\text{тк}}} = 267,799 \text{ kJ/(kg f)}$$

Энтальпия топлива за ТК при реальном сжатии

$$h_{\text{топл\_кк\_д}} = h_{\text{топл\_тк}} + l_{\text{тк\_д}} = 870,112 \text{ kJ/(kg f)}$$

Температура топлива за ТК при реальном сжатии

$$t_{\text{топл\_кк\_д}} = t_{CH4\_h0}(h_{\text{топл\_кк\_д}}) = 128,64^\circ\text{C}$$

### Расчет камеры сгорания (КС)

Энтальпия воздуха при температуре перед турбиной

$$h_{3\text{нв}} = \text{wspgHGST}(g_{\text{нв}}, t_{3\text{ГТУ}}) = 1703,07 \text{ kJ/(kg air)}$$

Приведем все удельные энтальпии к температуре  $Q_{\text{нр}}$

$$h_{1\text{ГТУ\_днр}} = h_{1\text{ГТУ}} - \text{wspgHGST}(g_{\text{нв}}, t_{Q\_H\_P}) = -16,685 \text{ kJ/(kg air)}$$

$$h_{2\text{ГТУ\_д\_днр}} = h_{2\text{ГТУ}_д} - \text{wspgHGST}(g_{\text{нв}}, t_{Q\_H\_P}) = 384,778 \text{ kJ/(kg air)}$$

$$h_{3\text{пг\_днр}} = h_{3\text{пг}} - \text{wspgHGST}(g_{0\_пг}, t_{Q\_H\_P}) = 1615,458 \text{ kJ/(kg g)}$$

$$h_{\text{топл\_кк\_д\_днр}} = h_{\text{топл\_кк\_д}} - h_{0\_CH4\_t}(t_{Q\_H\_P}) = 267,799 \text{ kJ/(kg f)}$$

$$h_{\text{топл\_тк\_днр}} = h_{\text{топл\_тк}} - h_{0\_CH4\_t}(t_{Q\_H\_P}) = 0 \text{ kJ/(kg f)}$$

$$h_{3\text{нв\_днр}} = h_{3\text{нв}} - \text{wspgHGST}(g_{\text{нв}}, t_{Q\_H\_P}) = 1414,187 \text{ kJ/(kg air)}$$

Избыточный расход воздуха в расчете на 1 кг топлива

$$g_{\text{нв\_изб}} = \frac{h_{2\text{ГТУ}_д\text{днр}} L_0 - (L_0 + 1) h_{3\text{пг\_днр}} + h_{\text{топл\_кк\_д\_днр}} + Q_{\text{H\_пгк}}}{h_{3\text{нв\_днр}} - h_{2\text{ГТУ}_д\text{днр}}} = 26,599$$

Избыток воздуха

$$\alpha_{\text{нв}} = \frac{g_{\text{нв\_изб}} + L_0}{L_0} = 2,546$$

Создание рабочей смеси рабочего тела в ГТ

$gs_r = \text{concat}(\{“gs_{нв}”\}, \text{num2str}(g_{нв\_изб}), “M; \{“gs_{0\_шт}”\}, \text{num2str}(L_0 + 1), “M”)$

$gs_r = \{AirMix:1;H_2O: 0.00211812160016661\}: 26,386522267781M; \{N_2;7.43674052894925;CO_2:1.00285918513224;H_2O;2.002114006766676;Ar:0.00895878008101025\}:18.207176041514M”$

*Проверка баланса*

Энтальпия продуктов сгорания при температуре перед ГТ

$h_{3гту} = \text{wspgHGST}(gs_r, t_{3гту}) = 1794,21 \text{ kJ}/(\text{kg g})$

Энтальпия продуктов сгорания при температуре перед ГТ относительно температуры определения  $Q_{н\_р}$

$h_{3гту\_qнр} = h_{3гту} - \text{wspgHGST}(gs_r, t_{Q_{н\_р}}) = 1495,974 \text{ kJ}/(\text{kg g})$

$$\frac{(g_{нв\_изб} + L_0)h_{2гту\_д\_qнр} + h_{топл\_кв\_д\_qнр} + Q_{н\_р} \eta_{кв} - (g_{нв\_изб} + L_0 + 1)h_{3гту\_qнр}}{(g_{нв\_изб} + L_0 + 1)h_{3гту\_qнр}} = 0$$

*Расчет газовой турбины (ГТ)*

Давление перед ГТ

$p_{3гту} = p_{2гту}(1 - \delta p_{кв}) = 1,827 \text{ МПа}$

ГТ Энтропия смеси продуктов сгорания и воздуха при температуре перед

$s_{3гту} = \text{wspgSGSPT}(gs_r, t_{3гту}, p_{3гту}) = 8,099 \text{ kJ}/(\text{kg g K})$

Давление газов за турбиной

$p_{4гту} = p_{нв}(1 - \delta p_{ку}) = 0,1043 \text{ МПа}$

Температура рабочего тела за турбиной при изоэнтропном расширении

$t_{4гту} = \text{wspgTGSPS}(gs_r, t_{4гту}, p_{3гту}) = 514,02 \text{ }^\circ\text{C}$

Энтальпия рабочего тела за турбиной при изоэнтропном расширении

$h_{4гту} = \text{wspgHGST}(gs_r, t_{4гту}) = 844,24 \text{ kJ}/(\text{kg g})$

Теплоперепад в турбине при изоэнтропном расширении

$l_{ГТ} = h_{3гту} - h_{4гту} = 949,97 \text{ kJ}/(\text{kg g})$

Теплоперепад в турбине при реальном расширении

$l_{ГТ\_д} = l_{ГТ} \eta_{i\_ГТ} = 839,773 \text{ kJ}/(\text{kg g})$

Энтальпия рабочего тела за турбиной при реальном расширении

$h_{4гту\_д} = h_{3не} + l_{un\_д} = 954,436 \text{ kJ}/(\text{kg f})$

Температура рабочего тела за турбиной при реальном расширении

$t_{4гту\_д} = \text{wspgTGSH}(gs_r, h_{4гту\_д}) = 608,22 \text{ }^\circ\text{C}$

Энтропия рабочего тела за турбиной при реальном расширении

$s_{4гту\_д} = \text{wspgSGSPT}(gs_r, p_{4гту}, t_{4гту\_д}) = 8,231 \text{ kJ}/(\text{kg air K})$

Содержание кислорода в отходящих газах

$x_{O_2\_вг} = \text{wspgVFGSGS}(gs_r, “O_2”) = 12,22\%$

Расход газа через ГТ

$G_r = \left( \frac{g_{нв\_изб} + L_0 + 1}{g_{нв\_изб} + L_0} \right) G_{вх} = 427,542 \text{ kg g}/\text{sec}$

Расход топлива

$$V_T = \left( \frac{1}{g_{H_2O} + L_0} \right) G_B = 9,5419 \text{ kg f/sec}$$

Теплота, подведенная в ГТУ

$$Q_{1\_ГТУ} = h_{1\_ГТУ\_qnp} G_B + (h_{топл\_тк\_qnp} + Q_{H\_pnc}) V_T = 469,225 \text{ МВт}$$

Мощность компрессора

$$N_K = \left( \frac{l_{тк\_д}}{\eta_{мг\_ГТУ}} \right) G_B = 169,85 \text{ МВт}$$

Мощность ТК

$$N_{TK} = \left( \frac{l_{тк\_д}}{\eta_{мг\_ГТУ}} \right) V_T = 2,586 \text{ МВт}$$

Мощность ГТ

$$N_{ГТ} = l_{ГТ\_д} G_B \eta_{мг\_ГТУ} = 354,73 \text{ МВт}$$

Мощность электрогенератора ГТУ ГТ

$$N_{ГТУ} = N_{TK} - (N_K + N_{TK}) = 182,294 \text{ МВт (91,15 МВт)}$$

Электрический КПД ГТУ

$$\eta_{э\_ГТУ} = \frac{N_{ГТУ}}{Q_{1\_ГТУ}} = 38,85 \%$$

*Расчет ПГУ (базовый режим)*

*Расчет КУ*

$(t_{1пе\_вд}) = \text{if}(t_{4ГТУ\_д} - t_{1пе\_вд} > 20\text{К}, t_{1пе\_вд}, \text{“разница } t_{4ГТУ\_д} - t_{1пе\_вд} \text{ должна быть больше за 20 градусов”}) = 540 \text{ } ^\circ\text{C}$

Гидравлическое сопротивление пароперегревателя ВД

$$\Delta p_{пе\_вд} = 0,25 \text{ МПа}$$

Давление пара в барабане ВД

$$p_{б\_вд} = p_{пе\_вд\_вых} + \Delta p_{пе\_вд} = 9,05 \text{ МПа}$$

Давление воды за ПН ВД

$$p_{пн\_вд} = 1,1 p_{б\_вд} = 9,96 \text{ МПа}$$

Давление воды за экономайзером ВД

$$p_{эк\_вд} = 1,05 p_{б\_вд} = 9,5 \text{ МПа}$$

Давление в деаэрактор

$$p_{д\_пгу} = p_{пе\_вых\_нд} = 0,6 \text{ МПа}$$

Температура воды за экономайзером ВД

$$t_{эк\_вд\_вых} = \text{wspTSP}(p_{эк\_вд}) = 299,86 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Температура газов на входе в КУ

$$\theta_{ку\_вх} = t_{4ГТУ\_д} = 608,219 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Энтальпия газов на входе в КУ

$$h_{ку\_вх} = \text{wspgHGST}(g_{сГ} \theta_{ку\_вх}) = 954,436 \text{ kJ/(kg g)}$$

Температура газов на входе в экономайзер ВД

$$\theta_{эк\_вд\_вх} = \text{wspgTSP}(p_{эк\_вд}) + \delta t_{эк\_вх\_вд} = 317,27 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Энтальпия газов на входе в экономайзер ВД

$$h_{эк\_вд\_вх} = \text{wspgHGST}(g_{сГ} \theta_{эк\_вх\_вд}) = 621,799 \text{ kJ/(kg g)}$$

Энтальпия пара ВД на выходе из КУ

$$h_{пе\_вд\_вых} = \text{wspHPT}(p_{пе\_вд\_вых}, t_{пе\_вд}) = 3489,29 \text{ kJ/(kg w-s)}$$

Расход пара ВД генерируемым одним КУ

$$D_{ВД} = \frac{(I_{КУ\_ВХ} - I_{ЭК\_ВД\_ВХ}) G \Gamma}{h_{пе\_вых\_ВД} - w_{сп} HPT(p_{ЭК\_ВД}, t_{ЭК\_ВД\_ВХ})} = 66,154 \text{ kg w-s/sec}$$

Энтальпия газов за ПЕ ВД

$$h_{пе\_ВД\_ВХ} = h_{ку\_ВХ} - (h_{пе\_вых\_ВД} - w_{сп} HSST(w_{сп} TSP(p_{б\_ВД}))) \frac{D_{ВД}}{G \Gamma} = 838,8 \text{ kj/(kg g)}$$

g)

Температура газов за ПЕ ВД

$$\theta_{ЭК\_ВЫХ\_ВД} = w_{сп} g TGSN(g_{сГ} I_{пе\_вых\_ВД}) = 509,33 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

Энтальпия газов за экономайзером ВД

$$h_{ЭК\_ВЫХ\_ВД} = h_{ЭК\_ВХ\_ВД} - (w_{сп} HPT(p_{ЭК\_ВД}, t_{ЭК\_ВЫХ\_ВД}) - w_{сп} HPT(p_{пн\_ВД}, w_{сп} TSP(p_{д\_шту}))) \frac{D_{ВД}}{G \Gamma} = 519,987 \text{ kj/(kg g)}$$

Температура газов за экономайзером ВД

$$\theta_{ЭК\_ВЫХ\_ВД} = w_{сп} g TGSN(g_{сГ} I_{ЭК\_ВЫХ\_ВД}) = 223,25 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

Гидравлическое сопротивление пароперегревателя НД

$$\Delta p_{пе\_нд} = 0,05 \text{ МПа}$$

Давление пара в барабане НД

$$P_{б\_нд} = p_{пе\_нд\_вых} + \Delta p_{пе\_нд} = 0,65 \text{ МПа}$$

Давление воды за ПН НД

$$P_{пн\_нд} = 1,1 \text{ } p_{б\_нд} = 0,72 \text{ МПа}$$

Температура газов на выходе из испарительной части контура НД

$$\theta_{исп\_вых\_нд} = w_{сп} g TSP(p_{пн\_нд}) + \delta t_{исп\_вых\_нд} = 175,81 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

Энтальпия газов на выходе из испарительной части контура НД

$$h_{исп\_вых\_нд} = w_{сп} g HGST(g_{сГ} \theta_{исп\_вых\_нд}) = 468,139 \text{ kj/(kg g)}$$

Температура пара НД на выходе из КУ

$$t_{1пе\_нд} = \theta_{ЭК\_ВЫХ\_ВЫХ} - \delta t_{ку\_вх\_нд} = 213,1 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

Энтальпия пара НД на выходе из КУ

$$h_{пе\_нд\_вых} = w_{сп} HPT(p_{пе\_нд\_вых}, t_{1пе\_нд}) = 2879,69 \text{ kj/(kg w-s)}$$

Расход пара НД

$$D_{нд} = \frac{(I_{ЭК\_ВЫХ\_ВД} - h_{исп\_вых\_нд}) G \Gamma}{h_{пе\_вых\_нд} - w_{сп} HSST(w_{сп} TSP(p_{пн\_нд}))} = 10,01 \text{ kg w-s/sec}$$

Энтальпия газов за ПЕ НД

$$h_{пе\_вых\_нд} = h_{ЭК\_ВЫХ\_нд} - (h_{пе\_нд\_вых} - w_{сп} HSST(w_{сп} TSP(p_{б\_нд}))) \frac{D_{нд}}{G \Gamma} = 516,657$$

kj/(kg g)

Температура газов за ПЕ ВД

$$\theta_{пе\_вых\_нд} = w_{сп} g TGSN(g_{сГ} I_{пе\_вых\_нд}) = 220,65 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

Принимаем, что нагрев конденсата в ГПК и деаэраторе осуществляется примерно равномерно

Температура конденсата за ГПК

$$t_{гпк\_вых} = t_{гпк\_вх} + \frac{w_{сп} g TSP(p_{д\_шту}) + t_{гпк\_вх}}{2} = 109,42 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

Энтальпия воды за ГПК

$$h_{гпк\_вых} = w_{сп} HPT(p_{д\_шту}, t_{гпк\_вых}) = 459,23 \text{ kj/(kg w-s)}$$

Энтальпия воды на выходе из деаэратора

$$h_{д\_шту} = w_{сп} HSST(w_{сп} TSP(p_{д\_шту})) = 670,5 \text{ kj/(kg w-s)}$$

Расход пара на деаэратор

$$D_d = \frac{(D_{вд} + D_{нд})(h_{д\_пту} - h_{гпк\_вых})}{h_{пе\_вых\_нд} - h_{гпк\_вых}} = 6,649 \text{ kg w-s/sec}$$

Расход воды на рециркуляцию

$$D_p = \frac{[(D_{вд} + D_{нд}) - D_d](wspHPT(P_{д\_пту}, t_{гпк\_вых}) - wspHPT(P_{д\_пту}, wspHPT(p_{2пту})))}{h_{гпк\_вых} - wspHPT(P_{д\_пту}, t_{гпк\_вых})} = 33,36$$

kg w-s/sec

Энтальпия уходящих газов за КУ

$$h_{ух\_г} = h_{исп\_вых\_нд} - (D_{вд} + D_{нд} + D_p - D_d) \frac{(h_{гпк\_вых} - wspHPT(P_{д\_пту}, t_{гпк\_вых}))}{G_{г}} = 418,19$$

kJ/(kg g)

Температура уходящих газов

$$\theta_{ух} = wspgTGSN(g_{сг}, h_{ух}) = 128,64 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

Энтропия уходящих газов

$$S_{ух} = wspgSGSPT(g_{сг}, p_{4гту}, \theta_{ух}) = 7,3588 \text{ kJ/(kg g K)}$$

КПД КУ

$$\eta_{ку} = \frac{l_{ух\_вх} - l_{ух}}{h_{4гту\_д} - wspgHGST(g_{сг}, t_{нв})} = 79,62\%$$

Те Тепло, полученное в КУ паром от газов ГТУ

$$Q_{ку\_п} = D_{вд}(h_{пе\_вд\_вых} - wspHPT(p_{пн\_вд}, wspTSP(p_{д\_пту}))) + D_{нд}(h_{пе\_нд\_вых} - wspHSWT(wspTSP(p_{пн\_нд}))) + (D_{вд} + D_{нд} + D_p - D_d)(h_{гпк\_вых} - wspHPT(p_{д\_пту}, t_{гпк\_вх})) = 229,268 \text{ МВт}$$

Тепло, отданное в КУ газами ГТУ в паротурбинный цикл

$$Q_{ку\_г} = (h_{4гту\_д} - l_{ху})G_{г} = 229,268 \text{ МВт}$$

Погрешность

$$\delta = \frac{|Q_{ку\_г} - Q_{ку\_п}|}{Q_{ку\_п}} = 0\%$$

Тепло, подводимое к воде в ГПК

$$Q_{гпк} = (D_{вд} + D_{нд} - D_d + D_3)(h_{гпк\_вых} - wspHPT(p_{д\_пту}, t_{гпк\_вх})) = 21,35 \text{ МВт}$$

Тепло, подводимое к испарителю НД

$$Q_{исп\_нд} = D_{нд}(wspHSST(wspTSP(p_{б\_нд})) - wspHPT(p_{пн\_нд}, wspTSP(p_{д\_пту}))) = 20,91 \text{ МВт}$$

Тепло, подводимое к ПЕ НД

$$Q_{пе\_нд} = D_{нд}(h_{пе\_нд\_вых} - wspHSST(wspTSP(p_{б\_нд}))) = 1,2 \text{ МВт}$$

Тепло, подводимое к воде в экономайзере ВД

$$Q_{эк\_вд} = D_{вд}(wspHPT(p_{эк\_вд}, t_{эк\_вых\_вд}) - wspHPT(p_{пн\_вд}, wspTSP(p_{д\_пту}))) = 43,89 \text{ МВт}$$

Тепло, подводимое к испарителю ВД

$$Q_{исп\_вд} = D_{вд}(wspHSST(wspTSP(p_{б\_вд})) - wspHPT(p_{эк\_вд}, t_{эк\_вых\_вд})) = 92,78 \text{ МВт}$$

Тепло, подводимое к ПП ВД

$$Q_{пе\_вд} = D_{вд}(h_{пе\_вд\_вых} - wspHSST(wspTSP(p_{б\_вд}))) = 49,43 \text{ МВт}$$

Тепловое потребление при данной температуре наружного воздуха

$$Q_o = Q_{p_o} \frac{t_{вн} - t_{нв}}{t_{нв} - t_{p_o}} = 50,256 \text{ МВт}$$



Температура воды в подающем трубопроводе

$$t_{пс} = t_{вн} + (t_{п} - t_{вн}) \frac{t_{вн} - t_{нв}}{t_{нв} - t_{п_о}} = 76,851 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Температура воды в обратном трубопроводе

$$T_{oc} = t_{вн} + (t_o - t_{вн}) \frac{t_{вн} - t_{нв}}{t_{нв} - t_{п_о}} = 44,133 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Предельное значение коэффициента теплофикации

$$\alpha_{пр} = \frac{wspTSP(p_{от\ б_{сп2_{макс}}}) - t_o}{t_{п} - t_o} = 0,883$$

Предельное количество теплоты, отпущенное от отборов турбины

$$Q_{т\_пр} = \alpha_{пр} Q_{р_о} = 88,4 \text{ МВт}$$

Энтальпия прямой сетевой воды

$$h_{пс} = wspHPT(p_{oc} - 0,05 \text{ МПа}, t_{пс}) = 321,757 \text{ кJ/kg w}$$

Энтальпия обратной сетевой воды

$$h_{oc} = wspHPT(p_{oc} - t_{oc}) = 185,557 \text{ кJ/kg w}$$

Расход сетевой воды

$$D_c = \frac{Q_o}{h_{пс} - h_{oc}} = 367,916 \text{ kg w/sec}$$

Проверка ввода  $\alpha$

$\alpha = (\text{if}(\alpha \leq \alpha_{пр}, \alpha, \text{“расчетное значение } \alpha \text{ превосходит предельное значение } \alpha_{пр} \text{”})) = 0,7$

Максимальное количество теплоты, отпущенное от отборов турбины при заданом  $\alpha$

$$Q_{т\_макс} = \alpha Q_{р_о} = 70,0 \text{ МВт}$$

Энтальпия сетевой воды на выходе из СП2

$$h_{сп2\_вых} := \begin{cases} \frac{Q_{т\_макс}}{D_c} + h_{oc} & \text{if } Q_o \geq Q_{т\_макс} \\ \frac{Q_o}{D_c} + h_{oc} & \text{if } Q_o < Q_{т\_макс} \end{cases} = 321,93 \text{ кJ/kg воды}$$

Температура сетевой воды на выходе из СП2

$$t_{сп2\_вых} := \begin{cases} wspTRH(p_{oc} - 0,05 \text{ МПа}, h_{сп2\_вых}) & \text{if } Q_o \geq Q_{т\_макс} \\ t_{пс} & \text{if } Q_o < Q_{т\_макс} \end{cases} = 76,8 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Температура насыщения пара в СП2

$$t_{сп2\_нас} := \begin{cases} wspTRH(p_{oc} - 0,05 \text{ МПа}, h_{сп2\_вых}) + 4\text{K} & \text{if } Q_o \geq Q_{т\_макс} \\ t_{пс} + 4\text{K} & \text{if } Q_o < Q_{т\_макс} \end{cases} = 80,8 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Давление пара в камере отбора на СП2

$$p_{отб\_сп2} := \left[ \text{if} \left( \frac{p_{отб\_сп2\_мин}}{(1 - \delta_{рсп})} \leq \frac{wspPST(t_{сп2\_нас})}{1 - \delta_{рсп}} \leq \frac{p_{отб\_сп2\_макс}}{(1 - \delta_{рсп})}, \frac{wspPST(t_{сп2\_нас})}{1 - \delta_{рсп}}, \text{“Давление пара в камере отбора СП2 выходит за границы”} \right) = \text{“Давление пара в камере отбора СП2 выходит за границы”} \right] \text{ МПа}$$

$$\beta_T := \begin{cases} \infty & \text{if } p_{отб\_сп2} = \text{“Давление пара в камере отбора СП2 выходит за границы”} \\ \beta_T & \text{otherwise} \end{cases} = 1.000 \times 10^{307}$$

Подогрев воды в СП2

$$\Delta h_{сп2} = \frac{h_{сп2\_вых} - h_{oc}}{1 + \beta_T} = 0 \text{ кJ/kg w}$$

Подогрев воды в СП1

$$\Delta h_{сп1} = \beta_T \Delta h_{сп2} = 136,599 \text{ kJ/kg w}$$

Энтальпия воды на выходе из СП1

$$h_{сп1\_вых} = h_{ос} + \Delta h_{сп1} = 321,957 \text{ kJ/kg w}$$

Температура сетевой воды на выходе из СП1

$$t_{сп1\_вых} := \begin{cases} \text{wspTRH}(p_{ос} - 0.02 \text{ МПа}, h_{сп1\_вых}) & \text{if } Q_0 \geq Q_{T\_макс} = 76.8 \text{ }^\circ\text{C} \\ t_{пс} & \text{if } Q_0 < Q_{T\_макс} \end{cases}$$

Температура насыщения пара в СП1

$$t_{сп1\_нас} = t_{сп1\_вых} + 4\text{K} = 80,851 \text{ }^\circ\text{C}$$

Давление пара в СП1

$$p_{сп1} = \text{wspPST}(t_{сп1\_нас}) = 0,049 \text{ МПа}$$

Давление пара в камере отбора на СП1

$$p_{отб\_сп1} := \left[ \text{if} \left[ p_{2пту} \leq \frac{p_{сп1}}{1 - \delta p_{сп}} \leq \frac{p_{отб\_сп1\_макс}}{(1 - \delta p_{сп})}, \frac{p_{сп1}}{1 - \delta p_{сп}}, \text{"Давление пара в камере отбора выходит за границы"} \right] \right] = 0.053 \text{ МПа}$$

Энтальпия дренажа СП2

$$h_{др\_сп2} = \text{wspHSWT}(t_{сп2\_нас}) = 338,14 \text{ kJ/kg w}$$

Энтальпия дренажа СП1

$$h_{др\_сп1} = \text{wspHSWT}(t_{сп1\_нас}) = 338,14 \text{ kJ/kg w}$$

Давление пара ВД на входе в ПТ

$$p_{1пту\_вд\_вх} = p_{пе\_вд\_вых} (1 - \delta p_{п\_вд}) = 8,36 \text{ МПа}$$

Давление пара НД на входе в ПТ

$$p_{1пту\_нд\_вх} = p_{пе\_нд\_вых} (1 - \delta p_{п\_нд}) = 0,57 \text{ МПа}$$

Энтальпия пара на выходе из ЧВД

$$h_{2пту\_чвд} = \text{wspHEXPANSIONPTREFF}(p_{1пту\_вд\_вх}, t_{1пе\_вд}, p_{1пту\_нд\_вх}, \eta_{oi\_чвд}) = 2847,41 \text{ kJ/kg w-s}$$

Энтальпия пара ВД на входе в ПТ

$$h_{1пту\_вд\_вх} = \text{wspHPT}(p_{1пту\_вд\_вх}, t_{1пе\_вд}) = 3493,57 \text{ kJ/kg w-s}$$

Энтальпия пара НД на входе в ПТ

$$h_{1пту\_нд\_вх} = \text{wspHPT}(p_{1пту\_нд\_вх}, t_{1пе\_нд}) = 2880,89 \text{ kJ/kg w-s}$$

Энтальпия пара перед ЧНД

$$h_{2пту\_чнд} = \frac{[D_{вд} h_{2пту\_чвд} + (D_{нд} - D_{д}) h_{1пту\_нд\_вх}]}{[(D_{вд} + D_{нд}) - D_{д}]} = 2849,01 \text{ kJ/kg w-s}$$

Температура пара на перед ЧНД

$$t_{1пту\_чнд} = \text{wspTRH}(p_{1пту\_нд\_вх}, h_{1пту\_чнд}) = 198,17 \text{ }^\circ\text{C}$$

$x = \text{if}(t_{1пту\_чнд} \leq \text{wspTSP}(p_{1пту\_нд\_вх}), \text{wspTRH}(t_{1пту\_чнд}, h_{1пту\_чнд}), \text{"на выходе из ЧВД пар перегретый"}) = \text{"на выходе из ЧВД пар перегретый"}$

Энтальпия пара на выходе из ЧНД

$$h_{2пту\_чнд} := \begin{cases} \text{wspHEXPANSIONPTREFF}(p_{1пту\_нд\_вх}, t_{1пту\_чнд}, p_{2пту}, \eta_{oi\_чнд}) & \text{if } x = \text{"На выходе из ЧВД пар перегретый"} = 2249.714 \text{ kJ/kg воды-пара} \\ \text{wspHEXPANSIONPTXPEFF}(p_{1пту\_нд\_вх}, t_{1пту\_чнд}, x, p_{2пту}, \eta_{oi\_чнд}) & \text{otherwise} \end{cases}$$

Энтальпия пара в камере отбора на СП1

$$h_{отб\_сп1} := \begin{cases} \text{wspHEXPANSIONPTREFF}(p_{1пту\_нд\_вх}, t_{1пту\_чнд}, p_{отб\_сп1}, \eta_{oi\_чнд}) & \text{if } x = \text{"На выходе из ЧВД пар перегретый"} = 2493.68 \text{ kJ/kg воды-пара} \\ \text{wspHEXPANSIONPTXPEFF}(p_{1пту\_нд\_вх}, t_{1пту\_чнд}, x, p_{отб\_сп1}, \eta_{oi\_чнд}) & \text{otherwise} \end{cases}$$

Энтальпия пара в камере отбора на СП2

$$h_{отб\_сп2} := \left( \begin{cases} h_{отб\_сп1} & \text{if } p_{отб\_сп2} = \text{"Давление пара в камере отбора СП2 выходит за границы"} \\ \text{otherwise} \\ \text{wspHEXPANSIONPTREFF}(p_{1пту\_нд\_вх}, t_{1пту\_чнд}, p_{отб\_сп2}, \eta_{oi\_чнд}) & \text{if } x = \text{"На выходе из ЧВД пар перегретый"} \\ \text{wspHEXPANSIONPTXPEFF}(p_{1пту\_нд\_вх}, t_{1пту\_чнд}, x, p_{отб\_сп2}, \eta_{oi\_чнд}) & \text{otherwise} \end{cases} \right) = 2493.68 \text{ kJ/kg воды-пара}$$

Энтальпия пара в камере отбора на СП2

$$s_{отб\_сп2} := \left( \begin{array}{l} \text{wspSPH}(p_{отб\_сп1}, h_{отб\_сп2}) \text{ if } p_{отб\_сп2} = \text{"Давление пара в камере отбора СП2 выходит за границы"} \\ \text{wspSPH}(p_{отб\_сп2}, h_{отб\_сп2}) \text{ otherwise} \end{array} \right) = 7.14 \text{ K}^{-1} \text{ к/кг воды-пара}$$

$$S_{отб\_сп1} = \text{wspSPH}(p_{отб\_сп1}, h_{отб\_сп1}) = 7,1616 \text{ кж/(кг w-s K)}$$

Расход пара в СП2

$$D_{сп2} := \begin{cases} 0 & \text{if } h_{отб\_сп2} = 0 \\ \frac{D_c(h_{сп2\_вых} - h_{сп1\_вых})}{h_{отб\_сп2} - h_{др\_сп2}} & \text{otherwise} \end{cases} = 0 \text{ кг воды-пара/сек}$$

Расход пара в СП1

$$D_{сп1} = \frac{D_c(h_{сп1\_вых} - h_{ос})}{h_{отб\_сп1} - h_{др\_сп1}} = 23,317 \text{ кг w-s/sec}$$

Расход пара в конденсатор ПТ

$$D_k := \begin{cases} \text{"ПГУ не может обеспечить данную тепловую нагрузку"} & \text{if } [(D_{вд} + D_{нд}) - D_d] - (D_{сп2} + D_{сп1}) < 0 \\ D_{вд} + D_{нд} - D_d - D_{сп2} - D_{сп1} & \text{otherwise} \end{cases} = 46.208 \text{ кг воды-пара/сек}$$

$$S_{1пту\_вд\_вх} = \text{wspWSPT}(p_{1пту\_вд\_вх}, t_{пе\_вд}) = 6,826 \text{ кж/(кг w-s K)}$$

$$S_{1нд\_вх} = \text{wspSPH}(p_{1пту\_нд\_вх}, h_{1пту\_нд\_вх}) = 7,0404 \text{ кж/(кг w-s K)}$$

$$S_{2пту\_чвд} = \text{wspSPH}(p_{1пту\_нд\_вх}, h_{2пту\_чвд}) = 6,9823 \text{ кж/(кг w-s K)}$$

$$S_{1пту\_чвд} = \text{wspSPH}(p_{1пту\_нд\_вх}, h_{1пту\_чвд}) = 6,9848 \text{ кж/(кг w-s K)}$$

$$S_{2пту} = \text{wspSPH}(p_{2пту}, h_{2пту\_чвд}) = 7,3244 \text{ кж/(кг w-s K)}$$

$$t_{2пту} = \text{wspTPH}(p_{2пту}, h_{2пту\_чвд}) = 36,16 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$t_{3пту} = t_{2пту}$$

$$h_{3пту} = \text{wspHSWT}(t_{3пту}) = 151,49 \text{ кж/кг w-s}$$

$$S_{3пту} = \text{wspSSWT}(t_{3пту}) = 0,521 \text{ кж/(кг w-s K)}$$

$$S_{пн\_вд} = \text{wspSPT}(p_{пн\_вд}, \text{wspTSP}(p_{д\_пту})) = 1,92 \text{ кж/(кг w-s K)}$$

$$S_{пн\_нд} = \text{wspSPT}(p_{пн\_нд}, \text{wspTSP}(p_{д\_пту})) = 1,931 \text{ кж/(кг w-s K)}$$

$$h_{пн\_вд} = \text{wspHPS}(p_{3пн\_вд}, S_{пн\_вд}) = 676,157 \text{ кж/кг w-s}$$

$$h_{пн\_нд} = \text{wspHPS}(p_{3пн\_нд}, S_{пн\_нд}) = 670,249 \text{ кж/кг w-s}$$

Внутренняя мощность ПТ

$$L_{пт} := \begin{cases} D_{вд}(h_{1пту\_вд\_вх} - h_{2пту\_чвд}) + (D_{вд} + D_{нд} - D_d)(h_{1пту\_нд\_вх} - h_{отб\_сп1}) + D_k(h_{отб\_сп1} - h_{2пту\_чвд}) & \text{if } D_{сп2} = 0 \\ D_{вд}(h_{1пту\_вд\_вх} - h_{2пту\_чвд}) + (D_{вд} + D_{нд} - D_d)(h_{1пту\_нд\_вх} - h_{отб\_сп2}) + (D_{вд} + D_{нд} - D_d - D_{сп2})(h_{отб\_сп2} - h_{отб\_сп1}) + D_k(h_{отб\_сп1} - h_{2пту\_чвд}) & \text{otherwise} \end{cases} = 80.624 \text{ МВт}$$

Внутренняя мощность ПН ВД

$$L_{пн\_вд} = (h_{пн\_вд} - \text{wspHSWT}(\text{wspTSP}(p_{д\_пту})))D_{вд} = 0,369 \text{ МВт}$$

Внутренняя мощность ПН НД

$$L_{пн\_нд} = (h_{пн\_нд} - \text{wspHSWT}(\text{wspTSP}(p_{д\_пту})))D_{нд} = 4,468 \cdot 10^{-3} \text{ МВт}$$

Теплота, подведенная в ПГУ

$$Q_{1\_пгу} = Q_{1\_пту} = 469,22 \text{ МВт}$$

Внутренняя мощность ПТУ

$$L_{пту} = L_{пт} - (L_{пн\_вд} + L_{пн\_нд}) = 80,25 \text{ МВт}$$

Электрическая мощность ПТУ

$$N_{пту} = L_{пт} \eta_{м\_пту} - \frac{(L_{пн\_вд} + L_{пн\_нд})}{\eta_{м\_пту}} = 79,28 \text{ МВт}$$

Электрическая мощность ПГУ

$$N_{пгу} = N_{пту} + N_{пту} = 261,573 \text{ МВт}$$

Коэффициент пропорциональности

$$\eta_{пр} = \frac{\eta_{э\_кэс}}{\eta_{т\_кот}} = 0,417$$

Общий расход топлива в ПГУ

$$V_{\text{пгу}}=V_{\text{т}}=9,54 \text{ kg f/ sec}$$

Удельная теплота, подведенная в ГТУ

$$q_{1\_пгу} = h_{1\text{ГТУ\_qнр}} \frac{G_{\text{в}}}{V_{\text{т}}} + (h_{\text{топл\_тк\_qнр}} + Q_{\text{н\_рпкс}}) = 49,175 \frac{\text{MJ}}{\text{kg}}$$

Количество теплоты, отпущенное из отборов ПТ

$$Q_{\text{т}} := \begin{cases} Q_{\text{т\_макс}} & \text{if } Q_0 \geq Q_{\text{т\_макс}} \\ Q_0 & \text{if } Q_0 < Q_{\text{т\_макс}} \end{cases} = 50.256 \text{ МВт}$$

Расход топлива на производство электроэнергии ПГУ

$$V_{\text{э\_пгу}} = V_{\text{пгу}} \frac{N_{\text{пгу}}}{N_{\text{пгу}} + \eta_{\text{пр}} Q_{\text{т}}} = 8,751 \text{ kg f/sec}$$

Расход топлива на производство теплоты ПГУ

$$V_{\text{т\_пгу}} = V_{\text{пгу}} \frac{N_{\text{пгу}} Q_{\text{т}}}{N_{\text{пгу}} + \eta_{\text{пр}} Q_{\text{т}}} = 0,791 \text{ kg f/sec}$$

КПД производства электроэнергии

$$\eta_{\text{э\_пгу}} = \frac{N_{\text{пгу}}}{V_{\text{э\_пгу}} q_{1\_пгу}} = 60,786 \%$$

Удельный расход топлива на производство электроэнергии

$$b_{\text{э\_пгу}} = \frac{V_{\text{э\_пгу}}}{N_{\text{пгу}}} = 120,435 \frac{\text{kg}}{\text{MW/sec}}$$

КПД производства тепловой энергии

$$\eta_{\text{т\_пгу}} = \frac{\eta_{\text{э\_пгу}}}{\eta_{\text{пр}}} = 129,17\%$$

Удельный расход топлива на производство теплоты

$$b_{\text{т\_пгу}} = \frac{V_{\text{т\_пгу}}}{Q_{\text{т}}} = 15,743 \frac{\text{kg}}{\text{GJ}}$$

Коэффициент использования подведенной к ПГУ теплоты

$$\eta_{\text{ит\_пгу}} = \frac{N_{\text{пгу}} - Q_{\text{т}}}{Q_{1\_пгу}} = 66,456\%$$

Удельная выработка электроэнергии на тепловом потреблении

$$\text{Э}_{\text{т\_пгу}} = \frac{N_{\text{пгу}}}{Q_{\text{т}}} = 1,446 \frac{\text{MW/h}}{\text{GJ}}$$

*Расчет ПГУ с двухконтурным котлом-утилизатором (конденсационный режим)*

*Данные для расчета ГТУ*

Массовый расход входящего воздуха:  $G_{\text{вх}}=410$  кг/сек

Температура входящего воздуха:  $t_{\text{вх}}=15$  °С

Относительная влажность входящего воздуха :  $\phi_{\text{вх}}=40\%$

Внутренний относительный КПД компрессора:  $\eta_{0\text{и\_к}}=88,2\%$

Давление входящего воздуха:  $p_{\text{вх}}=0,1013$  Мпа

Внутренний относительный КПД газ. турбины :  $\eta_{0\text{и\_гт}}=88,4\%$

Повышение давления в компрессоре:  $\pi_{\text{к}}=18$

Температура на входе в газовую турбину:  $t_{3\text{ГТУ}}=1280$  °С

Низшая теплота сгор. топл. :  $Q_{\text{н\_р}}=50,056$  Мдж/кг

Состав топл. :  $X_{\text{СН}_4}=100\%$

Температура вход. топл.  $t_{\text{т}}=15$  °С

Температура определения низшей теплоты сгор. топл. :  $t_{\text{QH\_P}}=15$  °С



мЗ; f - топливо; g - газ; w-s - вода-пара

### *Расчет свойств окружающего воздуха*

Предельное давление воды при температуре входящего воздуха

$$p_{гр\_вх} = \text{if}(t_{вх} > 273,15\text{K}, \text{wspPst}(t_{вх}), \text{wspPSUBT}(t_{вх})) = 1,706 * 10^3 \text{Pa}$$

Массовое влагосодержание входящего воздуха

$$d_{вх} = \frac{\text{wspgMMGS}("H2O")}{\text{spgMMGS}("AirMix")} \frac{\varphi_{вх} p_{гр\_вх}}{P_{вх} - \varphi_{вх} p_{гр\_вх}} = 4,218 * 10^{-3} \text{ kg steam}/(\text{kg d air})$$

Мольное влагосодержание во входящем воздухе

$$X_{вх} = \frac{\text{wspgMMGS}("AirMix")}{\text{spgMMGS}("H2O")} d_{вх} = 0,678\%$$

Создание расчетной смеси входящего воздуха

$$g_{S_{вх}} = \text{concat}("AirMix:1;H2O:", \text{num2str}(X_{вх})) = \text{"AirMix:1;H2O:0,00678109254986012"}$$

Энтальпия входящего воздуха

$$h_{1гту} = \text{wspgHGST}(g_{S_{вх}}, t_{вх}) = 290 \text{ kJ}/(\text{kg air})$$

Энтропия входящего воздуха

$$s_{1гту} = \text{wspgHGST}(g_{S_{вх}}, p_{вх}, t_{вх}) = 6,9 \text{ kJ}/(\text{kg air k})$$

Энтальпия воздуха при температуре

$$t_{3гту} \quad h_{3гту\_air} = \text{wspgHGST}(g_{S_{вх}}, t_{3гту}) = 1707,87 \text{ kJ}/(\text{kg air})$$

### *Расчет компрессора (K)*

Давление перед компрессором

$$p_{1гту} = p_{вх} = 0,101 \text{ MPa}$$

Давление воздуха за компрессором

$$p_{2гту} = p_{1гту} * \pi_k = 1,874 \text{ MPa}$$

Температура воздуха за компрессором при изоэнтропном сжатии

$$t_{2гту} = \text{wspgTGSPS}(g_{S_{вх}}, p_{1гту}, s_{1гту}) = 379 \text{ }^\circ\text{C}$$

Энтальпия воздуха за компрессором при изоэнтропном сжатии

$$h_{2гту} = \text{wspgHGST}(g_{S_{вх}}, t_{2гту}) = 665 \text{ kJ}/(\text{kg air})$$

Теплоперепад в компрессоре при изоэнтропном сжатии

$$l_k = h_{2гту} - h_{1гту} = 376 \text{ kJ}/(\text{kg air})$$

Теплоперепад в компрессоре при реальном сжатии

$$l_{k\_д} = \frac{l_k}{\eta_{oi\_k}} = 426 \text{ kJ}/(\text{kg air})$$

Энтальпия воздуха за компрессором при реальном сжатии

$$h_{2гту\_д} = h_{1гту} - l_{k\_д} = 716 \text{ kJ}/(\text{kg air})$$

Температура воздуха за компрессором при реальном сжатии сжатии

$$t_{2гту\_д} = \text{wspgTGSH}(g_{S_{вх}}, h_{2гту\_д}) = 426 \text{ }^\circ\text{C}$$

Энтропия воздуха за компрессором при реальном сжатии

$$s_{2гту\_д} = \text{wspgGSPT}(g_{S_{вх}}, p_{2гту}, t_{2гту\_д}) = 6,9 \text{ kJ}/(\text{kg air K})$$

### *Расчет топливного компрессора (TK)*

Энтальпия топлива перед топливным компрессором

$$h_{2вх\_тк} = h_{0\_CH4\_t}(t_T) = 602 \text{ kJ}/(\text{kg f})$$

Энтродия топлива перед топливным компрессором

$$S_{\text{ВХ\_ТК}} = S_{\text{CH}_4\text{,pt}}(P_{\text{T}}, t_{\text{T}}) = 10,6 \text{ kJ}/(\text{kg f K})$$

Давление топлива за топливным компрессором

$$P_{\text{ВЫХ\_ТК}} = p_{2\text{ГТУ}} + \Delta p_{\text{T\_К\_с}} = 2,374 \text{ МПа}$$

Температура топлива за ТК при изоэнтропном сжатии

$$t_{\text{ВЫХ\_ТК}} = t_{\text{CH}_4\text{,ps}}(p_{\text{ВЫХ\_ТК}}, S_{\text{ВЫХ\_ТК}}) = 118 \text{ }^\circ\text{C}$$

Энтальпия топлива за ТК при изоэнтропном сжатии

$$h_{\text{ВЫХ\_ТК}} = h_{0\text{,CH}_4\text{,t}}(t_{\text{ВЫХ\_ТК}}) = 843 \text{ kJ}/(\text{kg f})$$

Теплоперепад в ТК при изоэнтропном сжатии

$$L_{\text{ТК}} = h_{\text{ВЫХ\_ТК}} - h_{\text{ВХ\_ТК}} = 241 \text{ kJ}/(\text{kg f})$$

Теплоперепад в ТК при реальном сжатии

$$L_{\text{ТК\_д}} = \frac{l_{\text{ТК}}}{\eta_{0\text{i\_ТК}}} = 268 \text{ kJ}/(\text{kg f})$$

Энтальпия топлива за ТК при реальном сжатии

$$H_{\text{ВЫХ\_ТК\_д}} = h_{\text{ВХ\_ТК}} + l_{\text{ТК\_д}} = 870 \text{ kJ}/(\text{kg f})$$

Температура топлива за ТК при реальном сжатии

$$t_{\text{ВЫХ\_ТК\_д}} = t_{\text{CH}_4\text{,h0}}(h_{\text{ВЫХ\_ТК\_д}}) = 129 \text{ }^\circ\text{C}$$

*Расчет камеры сгорания (КС)*

Доля кислорода во входящем воздухе

$$X_{\text{O}_2} = \text{wspgVFGSGS}(g_{\text{SВХ}}, \text{“O}_2\text{”}) = 20,849\%$$

Доля водорода во входящем воздухе

$$X_{\text{H}_2} = \text{wspgVFGSGS}(g_{\text{SВХ}}, \text{“H}_2\text{”}) = 9,933 \cdot 10^{-3}\%$$

Доля воды во входящем воздухе

$$X_{\text{H}_2\text{O}} = \text{wspgVFGSGS}(g_{\text{SВХ}}, \text{“H}_2\text{O”}) = 0,674\%$$

Теоретическое количество входящего воздуха, необходимое для полного сгорания топлива при n/y

$$V_{\text{O}} = \frac{1}{x_{\text{O}_2} - 0,5x_{\text{H}_2}} (2x_{\text{CH}_4}) = 9,595 \text{ cud m/cub m}$$

Теоретический объем азота, который образовался при сгорании 1 м<sup>3</sup> топлива

$$V_{\text{O\_N}_2} = \text{wspgVFGSGS}(g_{\text{SВХ}}, \text{“N}_2\text{”}) = 7,437 \text{ cud m/cub m}$$

Теоретический объем CO<sub>2</sub>, который образовался при сгорании 1 м<sup>3</sup> топлива

$$V_{\text{O\_CO}_2} = \text{wspgVFGSGS}(g_{\text{SВХ}}, \text{“CO}_2\text{”}) V_{\text{O}} + x_{\text{CH}_4} = 1,0029 \text{ cud m/cub m}$$

Теоретический объем водяных паров, которые образовались при сгорании 1 м<sup>3</sup> топлива

$$V_{\text{O\_H}_2\text{O}} = x_{\text{H}_2} V_{\text{O}} + 2x_{\text{CH}_4} + x_{\text{H}_2\text{O}} V_{\text{O}} = 2,066 \text{ cud m/cub m}$$

Теоретический объем аргона, который образовался при сгорании 1 м<sup>3</sup> топлива

$$V_{\text{O\_Ar}} = \text{“Ar”} V_{\text{O}} = 0,0896 \text{ cud m/cub m}$$

Теоретическая масса воздуха, который необходим для сжигания 1 кг топлива

$$L_{\text{O}} = V_{\text{O}} \frac{\text{wspgMMGS}(g_{\text{SВХ}})}{\text{MMCH}_4} = 17,28 \text{ kg air}/(\text{kg f})$$

Создание смеси продуктов сгорания  
 $gs_o = \text{concat}(\text{"N2:"}, \text{num2str}(V_{O\_N2}), \text{";CO2:"}, \text{num2str}(V_{O\_CO2}), \text{";H2O:"}, \text{num2str}(V_{O\_H2O}), \text{";Ar:"}, \text{num2str}(V_{O\_Ar}))$   
 $gs_o = \text{"N2:7.43674052894925;CO2:1.00285918513224;H2O:2.0655810583737;Ar:0.0895878008101025"}$

Энтальпия продуктов сгорания при температуре  
 $t_{3ГТ} \ h_{3ГТ\_ПГ} = \text{wspgHGST}(gs_o, t_{3ГТ}) = 1931 \text{ kJ/(kg g)}$

*Приведем все удельные энтальпии к температуре определения  $Q_{HP}$*

$h_{1ГТ\_QH} = h_{1ГТ} - \text{wspgHGST}(gs_{вх}, t_{QH\_P}) = 0 \text{ kJ/(kg air)}$

$h_{2ГТ\_QH} = h_{2ГТ\_д} - \text{wspgHGST}(gs_{вх}, t_{QH\_P}) = 426,445 \text{ kJ/(kg air)}$

$h_{3ГТ\_ПГ\_QH} = h_{3ГТ\_ПГ} - \text{wspgHGST}(gs_o, t_{QH\_P}) = 1618,423 \text{ kJ/(kg g)}$

$h_{вых\_тк\_д\_QH} = h_{вых\_тк\_д} - h_{0\_CH4\_t}(t_{QH\_P}) = 267,869 \text{ kJ/(kg f)}$

$h_{3ГТ\_air\_QH} = h_{3ГТ\_air} - \text{wspgHGST}(gs_{вх}, t_{QH\_P}) = 1418,749 \text{ kJ/(kg air)}$

*Избыточный расход входящего воздуха в расчете на 1 кг топлива*

$g_{вх\_изб} = 0$

Given

$h_{2ГТ\_QH}(L_0 + g_{вх\_изб}) + h_{вых\_тк\_д\_QH} + Q_{HP} = g_{вх\_изб} h_{3ГТ\_air\_QH} + (L_0 + 1) h_{3ГТ\_ПГ\_QH}$

$g_{вх\_изб} = \text{find}(g_{вх\_изб})$

$g_{вх\_изб} = 28,165$

Избыток входящего воздуха

$\alpha_{вх} = \frac{g_{вх\_изб} + L_0}{L_0} = 2,63$

Создание смеси рабочего тела в ГТ

$gs_{ГТ} = \text{concat}(\text{"{gs}_{вх}:"}, \text{num2str}(g_{вх\_изб}), \text{"M;{"}, \text{"gs}_o:"}, \text{num2str}(L_0 + 1), \text{"M"})$

$gs_{ГТ} = \text{"{AirMix:1;H2O:0.00678109254986012};27.9906551715943M;{N2;7.43674052894925;CO2:1.00285918513224;H2O;2.065583737;Ar:0.0895878008101025}:18.279750704317M"}$

Содержание кислорода в отходящих газах

$x_{O2\_ГТ} = \text{wspgVFGSGS}(gs_{ГТ}, \text{"O2"}) = 12,4\%$

*Проверка баланса в КС*

Энтальпия рабочего тела при температуре

$t_{3ГТ} \ h_{3ГТ} = \text{wspgHGST}(gs_{ГТ}, t_{3ГТ}) = 1796 \text{ kJ/(kg g)}$

Энтальпия  $h_{3ГТ}$  относительно температуры определения  $Q_{HP}$

$h_{3ГТ\_QH} = h_{3ГТ\_д} - \text{wspgHGST}(gs_{ГТ}, t_{QH\_P}) = 1497,608 \text{ kJ/(kg g)}$

$\frac{(g_{вх\_изб} + L_0)h_{2ГТ\_QH} + h_{вых\_тк\_д\_QH} + Q_{HP} - (g_{вх\_изб} + L_0 + 1)h_{3ГТ\_QH}}{(g_{вх\_изб} + L_0 + 1)h_{3ГТ\_QH}} = 1 \cdot 10^{-15}$

*Расчет газовой турбины (ГТ)*

Давление перед ГТ



$$p_{3ГТУ} = p_{2ГТУ}(1 - \delta p_{к_с}) = 1,827 \text{ МПа}$$

Энтропия рабочего тела перед ГТ при температуре  $t_{3ГТУ}$

$$s_{3ГТУ} = \text{wspgSGSPT}(g_{с_г}, t_{3ГТУ}, p_{3ГТУ}) = 8,108 \text{ кДж/(кг г К)}$$

Давление газов за турбиной

$$p_{4ГТУ} = p_{вх}(1 - \delta p_{к_у}) = 0,1059 \text{ МПа}$$

Температура рабочего тела за турбиной при изоэнтропном расширении

$$t_{4ГТУ} = \text{wspgTGSPS}(g_{с_г}, t_{4ГТУ}, p_{3ГТУ}) = 517 \text{ °С}$$

Энтальпия рабочего тела за турбиной при изоэнтропном расширении

$$h_{4ГТУ} = \text{wspgHGST}(g_{с_г}, t_{4ГТУ}) = 848 \text{ кДж/(кг г)}$$

Теплоперепад в турбине при изоэнтропном расширении

$$l_{ГТ} = h_{3ГТУ} - h_{4ГТУ} = 948 \text{ кДж/(кг г)}$$

Теплоперепад в турбине при реальном расширении

$$l_{ГТ_д} = l_{ГТ} \eta_{i_ГТ} = 838 \text{ кДж/(кг г)}$$

Энтальпия рабочего тела за турбиной при реальном расширении

$$h_{4ГТУ_д} = h_{3ГТУ} - l_{ГТ_д} = 958 \text{ кДж/(кг г)}$$

Температура рабочего тела за турбиной при реальном расширении

$$t_{4ГТУ_д} = \text{wspgTGSН}(g_{с_г}, h_{4ГТУ_д}) = 611 \text{ °С}$$

Энтропия рабочего тела за турбиной при реальном расширении

$$s_{4ГТУ_д} = \text{wspgSGSPT}(g_{с_г}, t_{4ГТУ_д}, p_{4ГТУ_д}) = 8,2 \text{ кДж/(кг г К)}$$

*Результирующие показатели ГТУ*

*Результирующие показатели ГТУ с регенерацией*

Расход газа через ГТ

$$G_{Г} = \left( \frac{g_{вх_{изб}} + L_0 + 1}{g_{вх_{изб}} + L_0} \right) G_{вх} = 419,022 \text{ кг г/сек}$$

Расход топлива

$$B_{Г} = \left( \frac{1}{g_{вх_{изб}} + L_0} \right) G_{вх} = 9,022 \text{ кг ф/сек}$$

Теплота, подведенная в ГТУ

$$Q_{1_ГТУ} = h_{1_ГТУ_цнр} G_{вх} + (h_{вх_тк_цнр} + Q_{н_рпк_с}) B_{Г} = 450,252 \text{ МВт}$$

Мощность компрессора

$$N_{к} = \left( \frac{l_{к_д}}{\eta_{м_ГТУ}} \right) G_{вх} = 176,634 \text{ МВт}$$

Мощность ТК

$$N_{тк} = \left( \frac{l_{тк_д}}{\eta_{м_ГТУ}} \right) B_{Г} = 2,443 \text{ МВт}$$

Мощность ГТ

$$N_{ГТ} = (l_{ГТ_д} G_{Г}) \eta_{м_ГТУ} = 347,14 \text{ МВт}$$

Мощность электрогенератора ГТУ

$$N_{ГТУ} = (N_{ГТ} - N_{к}) \eta_{г_ГТУ} - N_{тк} = 166,18 \text{ МВт (83 МВт)}$$

Электрический КПД ГТУ

$$\eta_{э_ГТУ} = \frac{N_{ГТУ}}{Q_{1_ГТУ}} = 36,9 \%$$

*Расчет ПГУ*

### Расчет КУ

$(t_{ку\_вых\_вд})=if[t_{4гту\_д}-9 (t_{ку\_вых\_вд})>20K,( t_{ку\_вых\_вд}),$  “разница  $t_{4гту\_д} - t_{вд\_ку\_вых}$  должна быть больше за 20 градусов” ]=540 °С

Гидравлическое сопротивление пароперегревателя ВД

$$\Delta p_{пе\_вд}=0,25\text{МПа}$$

Давление пара в барабане ВД

$$p_{б\_вд}=p_{ку\_вых\_вд}+\Delta p_{пе\_вд}=9,05\text{МПа}$$

Давление воды за экономайзером ВД

$$p_{эк\_вд\_вых}=1,05 p_{б\_вд}=9,5\text{ МПа}$$

Давление в деаэрактор

$$p_{д}=p_{ку\_вых\_нд}=0,6\text{ МПа}$$

Давление воды за ПН ВД

$$p_{пн\_вд\_вых}=1,1 p_{б\_вд}=9,96\text{ МПа}$$

Энтальпия воды за ПН ВД при действительном сжатии

$$h_{пн\_вд\_вых} = \text{wspHEXPANSIONPTXPEFF}(p_{д}, \text{wspTSP}(p_{д}), 0, \\ p_{пн\_вд\_вых}, \frac{1}{\eta_{0i\_H}}) = 683,04 \text{ kJ}/(\text{kg w-s})$$

Температура воды за ПН ВД при действительном сжатии

$$t_{пн\_вд\_вых} = \text{wspTRH}(p_{пн\_вд\_вых}, h_{пн\_вд\_вых}) = 160\text{ °С}$$

Температура воды за экономайзером ВД

$$t_{эк\_вд\_вых} = \text{wspTRH}(p_{эк\_вд\_вых}) = 299,86\text{ °С}$$

Температура газов на входе в КУ

$$\theta_{ку\_вх} = t_{4гту\_д} = 610,271\text{ °С}$$

Энтальпия газов на входе в КУ

$$I_{ку\_вх} = \text{wspgHGST}(g_{сг}, \theta_{ку\_вх}) = 958,277 \text{ kJ}/(\text{kg g})$$

Температура газов на входе в экономайзер ВД

$$\theta_{эк\_вд\_вх} = \text{wspgTSP}(p_{эк\_вд\_вых}) + \delta t_{эк\_вд\_вых} = 317,862\text{ °С}$$

Энтальпия газов на входе в экономайзер ВД

$$I_{эк\_вд\_вх} = \text{wspgHGST}(g_{сг}, \theta_{эк\_вд\_вх}) = 622,292 \text{ kJ}/(\text{kg g})$$

Энтальпия пара ВД на выходе из КУ

$$h_{ку\_вых\_вд} = \text{wspHPT}[p_{ку\_вых\_вд}, (t_{ку\_вых\_вд})] = 3489,292 \text{ kJ}/(\text{kg w-s})$$

Расход пара ВД генерируемым одним КУ

$$D_{вд} = \frac{(I_{ку\_вх} - I_{эк\_вд\_вх})G_{г}}{h_{ку\_вых\_вд} - \text{wspHPT}(p_{эк\_вд\_вых}, t_{эк\_вд\_вых})} = 65,43 \text{ kg w-s/sec}$$

Энтальпия газов за ПЕ ВД

$$I_{пе\_вд\_вых} = I_{ку\_вх} - (h_{ку\_вых\_вд} - \text{wspHSST}(\text{wspTSP}(p_{б\_вд}))) \frac{D_{вд}}{G_{г}} = 841,463 \text{ kJ}/(\text{kg g})$$

Температура газов за ПЕ ВД

$$\theta_{пе\_вд\_вых} = \text{wspgTGSN}(g_{сг}, I_{пе\_вд\_вых}) = 510,62\text{ °С}$$

Энтальпия газов за экономайзером ВД

$$I_{эк\_вд\_вых} = I_{эк\_вд\_вх} - (\text{wspHPT}(p_{эк\_вд\_вых}, t_{эк\_вд\_вых}) - h_{пн\_вд\_вых}) \frac{D_{вд}}{G_{г}} = 519,685 \text{ kJ}/(\text{kg g})$$

Температура газов за экономайзером ВД

$$\theta_{\text{ЭК\_ВД\_ВЫХ}} = \text{wspgTGSN}(g_{\text{Г}} l_{\text{ЭК\_ВД\_ВЫХ}}) = 223,24 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

Гидравлическое сопротивление пароперегревателя НД

$$\Delta p_{\text{пе\_нд}} = 0,05 \text{ МПа}$$

Давление пара в барабане НД

$$p_{\text{б\_нд}} = p_{\text{ку\_вых\_нд}} + \Delta p_{\text{пе\_нд}} = 0,65 \text{ МПа}$$

Давление воды за ПН НД

$$p_{\text{пн\_нд\_вых}} = 1,1 p_{\text{б\_нд}} = 0,72 \text{ МПа}$$

Энтальпия воды за ПН НД при действительном сжатии

$$h_{\text{пн\_нд\_вых}} = \text{wspHEXPANSIONPTXPEFF}(p_{\text{д}}, \text{wspTSP}(p_{\text{д}}), 0, p_{\text{пн\_нд\_вых}}, \frac{1}{\eta_{0i\_H}})$$

$$= 670,33 \text{ кJ/(kg w-s)}$$

Температура воды за ПН НД при действительном сжатии

$$t_{\text{пн\_нд\_вых}} = \text{wspTRH}(p_{\text{пн\_нд\_вых}}, h_{\text{пн\_нд\_вых}}) = 159 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

Температура газов на выходе из испарительной части контура НД

$$\theta_{\text{исп\_нд\_вых}} = \text{wspgTSP}(p_{\text{б\_нд}}) + \delta t_{\text{исп\_нд\_вых}} = 171,462 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

Энтальпия газов на выходе из испарительной части контура НД

$$L_{\text{исп\_нд\_вых}} = \text{wspgHGST}(g_{\text{Г}}, \theta_{\text{исп\_нд\_вых}}) = 464,645 \text{ кJ/(kg g)}$$

Температура пара НД на выходе из КУ

$$t_{\text{ку\_вых\_нд}} = \theta_{\text{ЭК\_ВД\_ВЫХ}} - (\delta t_{\text{ку\_нд\_вх}}) = 213,24 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

Энтальпия пара НД на выходе из КУ

$$h_{\text{ку\_вых\_нд}} = \text{wspHPT}(p_{\text{ку\_вых\_нд}}, t_{\text{ку\_вых\_нд}}) = 2879,99 \text{ кJ/(kg w-s)}$$

Расход пара НД

$$D_{\text{нд}} = \frac{(l_{\text{ЭК\_ВД\_ВЫХ}} - l_{\text{исп\_нд\_вых}}) G_{\text{Г}}}{h_{\text{ку\_вых\_нд}} - h_{\text{пн\_нд\_вых}}} = 10,5 \text{ kg w-s/sec}$$

Энтальпия газов за ПЕ НД

$$l_{\text{пе\_уд\_вых}} = l_{\text{ЭК\_ВД\_ВЫХ}} - (h_{\text{ку\_вых\_нд}} - \text{wspHSST}(\text{wspTSP}(p_{\text{б\_нд}}))) \frac{D_{\text{нд}}}{G_{\text{Г}}} = 516,954$$

кJ/(kg g)

Температура газов за ПЕ ВД

$$\theta_{\text{пе\_нд\_вых}} = \text{wspgTGSN}(g_{\text{Г}} l_{\text{пе\_нд\_вых}}) = 220,67 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

Принимаем, что нагрев конденсата в ГПК и деаэраторе осуществляется примерно равномерно

Температура конденсата за ГПК

$$t_{\text{гпк\_вых}} = t_{\text{гпк\_вх}} + \frac{\text{wspgTSP}(p_{\text{д}}) + t_{\text{гпк\_вх}}}{2} = 109,42 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

Энтальпия воды перед ГПК

$$h_{\text{гпк\_вх}} = \text{wspHPT}(p_{\text{д}}, t_{\text{гпк\_вх}}) = 251,56 \text{ кJ/(kg w-s)}$$

Энтальпия воды за ГПК

$$h_{\text{гпк\_вых}} = \text{wspHPT}(p_{\text{д}}, t_{\text{гпк\_вых}}) = 459,37 \text{ кJ/(kg w-s)}$$

Энтальпия воды на выходе из деаэратора

$$h_{\text{д\_вых}} = \text{wspHSWT}(\text{wspTSP}(p_{\text{д}})) = 670,19 \text{ кJ/(kg w-s)}$$

Расход пара на деаэратор

$$D_{\text{д}} = \frac{(D_{\text{вд}} + D_{\text{нд}})(h_{\text{д\_вых}} - h_{\text{гпк\_вых}}) G_{\text{Г}}}{h_{\text{ку\_вых\_нд}} - h_{\text{гпк\_вых}}} = 6,527 \text{ kg w-s/sec}$$

Расход воды на рециркуляцию

$$D_p = \frac{[(D_{вд} + D_{нд}) - D_d](h_{гпк\_вх} - w_{спНРТ}(P_d, w_{спНРТ}(p_{2птг}))G_g)}{h_{гпк\_вых} - w_{спНРТ}(P_d, t_{гпк\_вх})} = 33,26 \text{ kg w-s/sec}$$

Энтальпия уходящих газов за КУ

$$I_{ух\_г} = I_{исп\_нд\_вых} - (D_{вд} + D_{нд} + D_p - D_d) \frac{(h_{гпк\_вых} - h_{гпк\_вх})}{G_g} = 413,47 \text{ kJ/(kg g)}$$

Температура уходящих газов

$$\theta_{ух\_г} = w_{спг} TGSN(g_{сг}, I_{ух\_г}) = 124,23 \text{ }^\circ\text{C}$$

Энтропия уходящих газов

$$S_{ух\_г} = w_{спг} SGSPT(g_{сг}, p_{4гту}, \theta_{ух\_г}) = 7,4 \text{ kJ/(kg g K)}$$

КПД КУ

$$\eta_{ку} = \frac{I_{ух\_вх} - I_{ух\_г}}{h_{4гту\_д} - w_{спг} HGST(g_{сг}, t_{вх})} = 82,54\%$$

Тепло, полученное в КУ паром от газов ГТУ

$$Q_{ку\_п} = D_{вд}(h_{ку\_вых\_вд} - h_{пн\_вд\_вых}) + D_{нд}(h_{ку\_вых\_вд} - h_{пн\_нд\_вых}) + (D_{вд} + D_{нд} + D_p - D_d)(h_{гпк\_вых} - h_{гпк\_вх}) = 228,106 \text{ МВт}$$

Тепло, отданное в КУ газами ГТУ в паротурбинный цикл

$$Q_{ку\_г} = (h_{4гту\_д} - I_{ку\_г})G_g = 228,106 \text{ МВт}$$

Погрешность

$$\delta = \frac{|Q_{ку\_г} - Q_{ку\_п}|}{Q_{ку\_п}} = 0\%$$

Тепло, подводимое к воде в ГПК

$$Q_{гпк} = (D_{вд} + D_{нд} - D_p + D_d)(h_{гпк\_вых} - h_{гпк\_вх}) = 21,29 \text{ МВт}$$

Тепло, подводимое к испарителю НД

$$Q_{исп\_нд} = D_{нд}(w_{спHSST}(w_{спTSP}(p_{б\_нд})) - h_{пн\_нд\_вых}) = 21,94 \text{ МВт}$$

Тепло, подводимое к ПЕ НД

$$Q_{пе\_нд} = D_{нд}(h_{ку\_вых\_нд} - w_{спHSST}(w_{спTSP}(p_{б\_нд}))) = 1,264 \text{ МВт}$$

Тепло, подводимое к воде в экономайзере ВД

$$Q_{эк\_вд} = D_{вд}(w_{спНРТ}(p_{эк\_вд\_вых}, t_{эк\_вд\_вых})) = 42,95 \text{ МВт}$$

Тепло, подводимое к испарителю ВД

$$Q_{исп\_вд} = D_{вд}(w_{спHSST}(w_{спTSP}(p_{б\_вд})) - w_{спНРТ}(p_{эк\_вд\_вых}, t_{эк\_вд\_вых})) = 91,77 \text{ МВт}$$

Тепло, подводимое к ПП ВД

$$Q_{пе\_вд} = D_{вд}(h_{ку\_вых\_вд} - w_{спHSST}(w_{спTSP}(p_{б\_вд}))) = 48,89 \text{ МВт}$$

*Расчет ПТ*

Давление пара ВД на входе в ПТ

$$P_{пт\_вх\_вд} = p_{ку\_вых\_вд}(1 - \delta p_p) = 8,36 \text{ МПа}$$

Давление пара НД на входе в ПТ

$$P_{пт\_вх\_нд} = p_{ку\_вых\_нд}(1 - \delta p_p) = 0,57 \text{ МПа}$$

Энтальпия пара ВД на входе в ПТ

$$h_{пт\_вх\_нд} = w_{спНРТ}(p_{пт\_вх\_вд}, t_{ку\_вых\_вд}) = 3493,57 \text{ kJ/(kg w-s)}$$

Энтальпия пара НД перед смешением с паром, выходящем из ЧВД

$$h_{cv\_вх\_нд} = w_{спНРТ}[p_{пт\_вх\_вд}, (t_{ку\_вых\_вд})] = 2881,15 \text{ kJ/(kg w-s)}$$

Энтальпия пара на выходе из ЧВД

$$h_{\text{чвд\_вых}} = \text{wspHEXPANSIONPTXPEFF} (p_{\text{пт\_вх\_вд}}, t_{\text{ку\_вых\_вд}}, p_{\text{пт\_вх\_нд}}, \eta_{\text{oi\_чвд}}) \\ = 2847,41 \text{ kJ}/(\text{kg w-s})$$

Энтальпия пара перед ЧНД

$$h_{\text{чвд\_вых}} = \frac{[D_{\text{вд}} h_{\text{чвд\_вых}} + (D_{\text{нд}} - D_{\text{д}}) h_{\text{см\_вх\_нд}}]}{(D_{\text{вд}} + D_{\text{нд}}) - D_{\text{д}}} = 2849,55 \text{ kJ}/(\text{kg w-s})$$

Температура пара на входе в ЧНД

$$t_{\text{чвд\_вх}} = \text{wspTRH} (p_{\text{пт\_вх\_нд}}, h_{\text{чнд\_вх}}) = 198,64 \text{ }^\circ\text{C}$$

$x = \text{if}(t_{\text{чнд\_вх}} \leq \text{wspTSP}(p_{\text{пт\_вх\_нд}}), \text{wspXSTH} (p_{\text{чнд\_вх}}, h_{\text{чнд\_вх}}), \text{“на выходе из ЧВД пар перегретый”}) = \text{“на выходе из ЧВД пар перегретый”}$

Энтальпия пара на выходе из ЧНД

$$h_{\text{чнд\_вых}} := \begin{cases} \text{wspHEXPANSIONPTXPEFF} (p_{\text{пт\_вх\_нд}}, t_{\text{чнд\_вх}}, p_{2\text{пту}}, \eta_{\text{oi\_чнд}}) & \text{if } x = \text{“На выходе из ЧВД пар перегретый”} \\ \text{wspHEXPANSIONPTXPEFF} (p_{\text{пт\_вх\_нд}}, t_{\text{чнд\_вх}}, x, p_{2\text{пту}}, \eta_{\text{oi\_чнд}}) & \text{otherwise} \end{cases} = 2291 \text{ kJ}/(\text{kg w-s})$$

Внутренняя мощность ПТ

$$L_{\text{пт}} = D_{\text{вд}}(h_{\text{пт\_вх\_вд}} - h_{\text{чвд\_вых}}) - (D_{\text{вд}} + D_{\text{нд}} - D_{\text{д}})(h_{\text{чвд\_вх}} - h_{\text{чвд\_вых}}) = 80,958 \text{ МВт}$$

Энтропия пара ВД на входе в ПТ

$$S_{\text{пт\_вх\_вд}} = \text{wspSPT} (p_{\text{пт\_вх\_вд}}, t_{\text{ку\_вых\_вд}}) = 6,826 \text{ kJ}/(\text{rg w-s K})$$

Энтропия пара на выходе из ЧВД

$$S_{\text{чвд\_вых}} = \text{wspSPH} (p_{\text{пт\_вх\_вд}}, h_{\text{чвд\_вых}}) = 6,984 \text{ kJ}/(\text{rg w-s K})$$

Энтропия пара НД перед смешением с паром, выходящем из ЧВД

$$S_{\text{см\_вх\_нд}} = \text{wspSPH} (p_{\text{пт\_вх\_нд}}, h_{\text{см\_вх\_нд}}) = 7,06 \text{ kJ}/(\text{rg w-s K})$$

Энтропия пара на входе в ЧНД

$$S_{\text{чнд\_вх}} = \text{wspSPH} (p_{\text{пт\_вх\_нд}}, h_{\text{чнд\_вх}}) = 6,988 \text{ kJ}/(\text{rg w-s K})$$

Энтропия пара на выходе из ПТ

$$S_{2\text{пту}} = \text{wspSPH} (p_{2\text{пту}}, h_{\text{чнд\_вых}}) = 7,436 \text{ kJ}/(\text{rg w-s K})$$

Температура пара на выходе из ПТ

$$t_{2\text{пту}} = \text{wspTRH} (p_{2\text{пту}}, h_{\text{чнд\_вых}}) = 36,16 \text{ }^\circ\text{C}$$

Степень сухости пара на выходе из ПТ

$$x_{\text{пту}2} = \text{wspXSTH} (t_{2\text{пту}}, h_{\text{чнд\_вых}}) = 0,885$$

Внутренняя мощность ПН ВД

$$L_{\text{пн\_вд}} = h_{\text{пн\_вд\_вых}} - \text{wspHSЦТ}(\text{wspTSP}(p_{\text{д}}))D_{\text{вд}} = 0,82 \text{ МВт}$$

Внутренняя мощность ПН НД

$$L_{\text{пн\_нд}} = h_{\text{пн\_нд\_вых}} - \text{wspHSЦТ}(\text{wspTSP}(p_{\text{д}}))D_{\text{вд}} = 0,01 \text{ МВт}$$

Теплота, подведенная в ПГУ

$$Q_{1\_пгу} = Q_{1\_ггу} = 450,25 \text{ МВт}$$

Внутренняя мощность ПТУ

$$L_{\text{пту}} = L_{\text{пт}} - (L_{\text{пн\_вд}} + L_{\text{пн\_нд}}) = 80,13 \text{ МВт}$$

Электрическая мощность ПТУ

$$N_{\text{пту}} = L_{\text{пт}} \eta_{\text{м\_пту}} \eta_{\text{г\_пту}} - \frac{(L_{\text{пн\_вд}} + L_{\text{пн\_нд}})}{\eta_{\text{м\_пту}}} = 78,19 \text{ МВт}$$

Электрическая мощность ПГУ

$$N_{\text{пгу}} = N_{\text{ггу}} + N_{\text{пту}} = 244,375 \text{ МВт}$$

Электрический КПД ПГУ

$$\eta_{\text{э\_пгу}} = \frac{N_{\text{пгу}}}{Q_{1\_пгу}} = 54,3 \%$$

Как видно из представленных расчетов эффективный электрический КПД ПГУ при производстве электроэнергии в базовом средне отопительном режиме составляет порядка 60,78 %, при этом мощность ПГУ составляет 261 МВт, в летнем конденсационном режиме эффективный электрический КПД ПГУ при производстве электроэнергии в базовом средне отопительном режиме составляет порядка 54,3 %, при этом мощность ПГУ составляет 244 МВт. Таким образом ПГУ в течение года обеспечивает высокую эффективность использования топлива.

### **3 Специальный вопрос. Использование стационарной системы мониторинга состава уходящих газов**

Для станции вопрос контроля выбросов вредных веществ достаточно острый, так как станции вне зависимости от мощности являются организованными источниками выбросов вредных веществ. Здесь можно классифицировать направления выбросов, которые для станции будут находиться во всех направлениях, и в водную среду, в атмосферу, литосферу; посредством складирования отходов, золошлаковых отходов, утилизируемых масел и пр.

Наиболее важной составляющей во всей классификации направлений воздействия ТЭС на окружающую среду однозначно является воздействие на атмосферу. Это так, потому что основной реализуемый процесс на станциях для получения энергии – это процесс сжигания, и всегда он сопровождается выбросами в атмосферу уходящих газов. Поэтому в этом вопросе должен быть организован четкий контроль за режимами работы станции, состоянием основного и вспомогательного оборудования, обеспечения режимов работы с минимальными выбросами в атмосферу.

Для обеспечения контроля за этим процессом на станции существует ряд мероприятий, в том числе [12, 13]:

1. Контроль эксплуатационными службами за состоянием основного и вспомогательного оборудования (в том числе за состоянием дымососов, контроль состояния дымоходов, дымовой трубы);
2. Контроль за состоянием режима работа (фактически обеспечивается сменой машинистов котельного и турбинного цехов, начальником смены станции);
3. Контроль за фактическими значениями избытков воздуха, температуры уходящих газов (как маркеров конкретного режима работы);
4. Периодический контроль состава уходящих газов режимно-наладочной группой (или эксплуатационными службами цехов станции);
5. Периодический экологически контроль, производимый для контроля значений выбросов вредных веществ в атмосферу и состава уходящих газов в соответствии с действующими нормами и

требованиями;

6. Контроль за составом уходящих газов при проведении наладочных работ, до и после вывода/ввода оборудования в ремонты и так далее (для контроля входных и выходных показателей, а также возможности корректировки по фактическим данным).

Как правило существует ряд основных методов обеспечения контроля показателей состава уходящих газов, которые в основной классификации могут быть разделены по способу используемой системы [12, 13]:

1. Стационарные системы;
2. Переносные (портативные) системы;

В соответствии с данным разделением также следует разграничивать несколько вариантов (или способов) обеспечения контроля состава уходящих газов:

1. Экстрактивный способ
2. Неэкстрактивный способ.

Первый способ от слова «экстракт» означает соответственно отбор проб уходящих газов и организация анализа его состава в специализированных лабораториях с вычленением всех второстепенных или «мешающих» составляющих компонентов. Второй способ организации газового анализа подразумевает оценку состава на месте, когда отбор проб в определенном объеме постоянно циркулирует в системе «место отбора – пробоотборник (зонд) – система анализа газов – сброс в атмосферу».

Очевидно, что второй способ является более актуальным и более востребованным для случаев с необходимостью постоянного или быстрого (оперативного) проведения мониторинга состава уходящих газов.

В целом здесь следует отметить, что фактически самыми распространенными и эффективными инструментами организации этих процессов являются газоанализаторы.

Ввиду постоянного развития технологий, в том числе технологий измерительной аппаратуры, способов и методик проведения анализа, в том числе алгоритмов работы самих газоанализаторов, здесь можно привести следующую классификацию:

По назначению [13]:

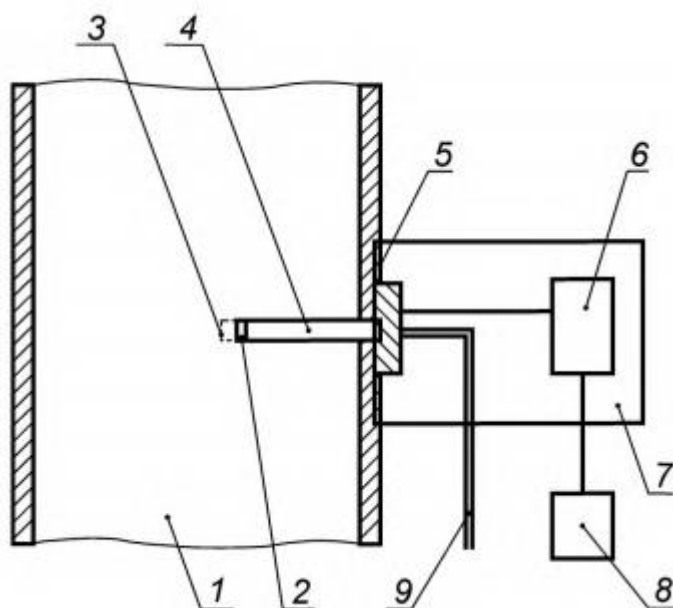
1. Газоанализаторы для контроля процессов горения (печей, котлов, др. топливосжигающих устройств);
2. Газоанализаторы контроля состава воздуха (так называемый контроль рабочей среды – как правило системы сигнализации и обеспечения безопасности);
3. Газоанализаторы контроля уходящих газов (экологический контроль);

4. Газоанализаторы контроля работы ДВС (как правило для экологического контроля автомобилей);
5. Газоанализаторы содержания различных газов в жидкостях.

По функционалу:

1. Индикаторные, поисковые (течеискатели);
2. Сигнализаторные (одно и многокомпонентные);
3. Газоанализаторы.

Из представленной классификации понятно, что для нужд станции необходимы именно многокомпонентные газоанализаторы для анализа состава уходящих газов. В первую очередь это обеспечивает возможность контроля по обратному балансу КПД котельного агрегата, и в то же время контролю экологических параметров выбросов. На практике достаточно часто используют такие портативные газоанализаторы, позволяющие с использованием зонда реализовать моментальные или периодические замеры составов уходящих газов, это как раз яркий пример неэкстрактивного метода отбора проб (рисунок 3):



- 1 – газопровод или труба, 2 – измерительная ячейка, 3 – фильтр для защиты измерительной ячейки, 4 – зонд отборника, 5 – крепление зонда отборника, 6 – приемный и передающий блок, 7 – защитный бокс (кожух), 8 – регистрационный блок, 9 – трубка подачи калибровочного газа

Рисунок 3 – схема проведения неэкстрактивного отбора проб [13]

Фактически представленная на рисунке 3 схема может быть отнесена



как к стационарным, так и к переносным (портативным) газоанализаторам. Здесь отличительные особенности для таких систем будут лишь в наличии/отсутствии встроенных блоков самодиагностики и проверки калибровки, наличии и отсутствии дополнительных блоков для возможности длительной работы и прочее. Пример портативного газоанализатора представлен на рисунке 4 [12], и пример стационарной системы газового анализа представлена на рисунке 5.



Рисунок 4 – пример портативного газоанализатора testo-350 [12]

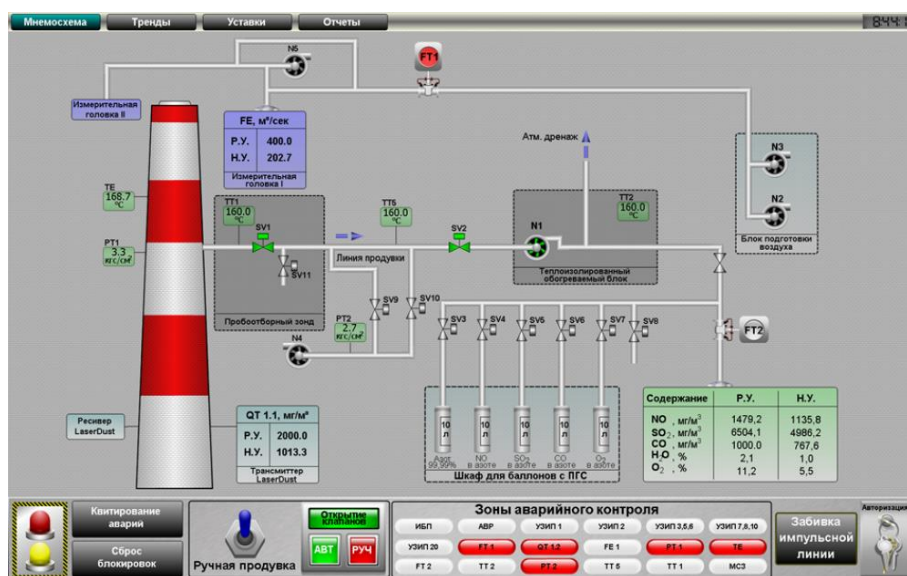


Рисунок 5 – интерфейс автоматизированной системы мониторинга состава уходящих газов

Фактически для стационарных газоанализаторов и автоматизированных систем мониторинга состава уходящих газов характерны схемы с

организацией сложной структуры установленных в различных точках отбора проб зондов или пробоотборников совмещенных с датчиком (сенсором) непосредственно в месте забора пробы и коммутационной системой сбора параметров. Для таких систем должны решать несколько основных задач на ТЭС, а именно мониторинг выбросов – для осуществления мониторинга (периодического) выбросов вредных веществ в атмосферу для подтверждения (проверки) соблюдения предельных значений загрязняющих веществ в объеме дымовых газов. Здесь следует определить две категории [13]:

1. Непрерывный мониторинг – непрерывные прямые измерения состава уходящих газов с максимально возможным или выборочным набором компонентов анализа и организация возможности создания базы данных по средним параметрам для решения задач производственного экологического контроля, для обеспечения сбора моментальных данных в непрерывном формате – для непрерывного контроля режимов горения, режимов работы улавливающих устройств и пр.;

2. Периодический мониторинг – организация мониторинга состава уходящих газов в определенный промежуток времени для анализа конкретного режима работы, конкретного периода времени работы установок. В том числе детальный анализ состава при выполнении наладочных работ и тд.

#### 4 Экономическая часть

В этом разделе дипломной работы выполнен практический инженерно – экономический расчет себестоимости продукции по отпуску тепловой и электрической энергии от ТЭЦ с учетом заданных объемов по отпуску, а также представлена предварительная экономическая оценка эффективности при строительстве и эксплуатации ТЭЦ.

Исходные данные для проведения экономического расчета представлены в таблице 4.1

Таблица 4.1 – Исходные данные

Наименование	Обозначение	Расчетная величина	Единица измерения
Годовой выпуск э/э	$\mathcal{E}_в$	1 600	млн. кВт ч
Годовой выпуск т/э	$Q_в$	400	тыс. Гкал
Топливо	Природный газ		
Низшая теплота сгорания топлива	$Q_{рн}$	38 231	кДж/м <sup>3</sup>
Цена за топливо	$\mathcal{C}_т$	29,44	тенге/м <sup>3</sup>
Расстояние доставки топлива до станции	R	10	км
Удельный расход топлива на отпущенную э/э	$b^э_у$	200	г у.т./кВт · ч
Удельный расход топлива на отпущенную т/э	$b^т_у$	160	кг у.т./Гкал
Стоимость транспорта твердого топлива	$\mathcal{C}_{тр}$	1,8	тенге/ м <sup>3</sup> -км

*Определения эксплуатационных издержек с помощью определения себестоимости продукции по отпуску тепловой и электрической энергии от миниТЭЦ*

Виду того, что себестоимость стационарных тарифов является конфиденциальной информацией и неимеется в свободном доступе, следовательно, в данных расчетах они берутся ориентировочными.

*Определение годового отпуска тепловой и электрической энергии ТЭЦ*

В расчетах принимается расход электроэнергии на собственные нужды в размере 16 % ( $\mathcal{E}_{сн}$ ), а тепловой энергии 3% ( $Q_{сн}$ ).

Годовой отпуск тепловой и электрической энергии определяется по следующим формулам:

$$\begin{aligned}\mathcal{E}_{от} &= \mathcal{E}_в \cdot (1 - \mathcal{E}_{сн}) = 1600 \cdot (1 - 0,16) = 1344 \text{ млн. кВт} \cdot \text{ч}; \\ Q_{от} &= Q_в \cdot (1 - Q_{сн}) = 400 \cdot (1 - 0,03) = 388 \text{ тыс. Гкал.}\end{aligned}$$

### *Определение затрат на условное топливо*

Годовой расход условного топлива на выработку тепловой и электрической энергии определяется по формулам:

$$V_э = \mathcal{E}_в \cdot b_э = 1600 \cdot 200 / 1000 = 320 \text{ млн. тут};$$

$$V_т = Q_в \cdot b_т = 400 \cdot 160 / 1000 = 64 \text{ млн. тут}.$$

Итоговый расход условного топлива миниТЭЦ составляет:

$$V_y = V_э + V_т = 320 + 64 = 384 \text{ млн. тут}.$$

Учитывая, что расходы на оплату топлива и транспортные расходы осуществляются по натуральному топливу, то необходимо полученные величины расхода условного топлива перевести в натуральное топливо.

Расход натурального топлива при этом составит:

$$V_n = V_y / K_n = 384 / 1,3 = 295 \text{ млн. м}^3.$$

Транспортные расходы определяются:

$$Ц_{тр} = 10 \cdot 1,8 = 18 \text{ тенге/м}^3.$$

Составляющая расходов на топливо определяется:

$$И_т = V_n \cdot (Ц_т + Ц_{тр}) = 295 \text{ 000} / 1000 \cdot (29,44 + 18) = 18 \text{ 300 млн. тенге}.$$

### *Расчет затрат на техническую воду*

В последнее время затраты ТЭЦ на техническую воду существенно возросли и в некоторых случаях могут достигать значения 0,4 – 1,4 тенге/кВт·ч.

Для укрупненных расчетов расходы на техническое водоснабжение можно принять:

$$И_в = \mathcal{E}_{выр} 0,7 = 1600 \cdot 0,7 = 1120 \text{ млн. тенге}.$$

### *Расчет расходов на заработную плату*

В целях определения расходов на заработную плату производственного и промышленного персонала (ППП) ТЭЦ, занятого на производстве и его обслуживании, нужно знать его количество. ППП подразделяется на ремонтный, эксплуатационный и административно-управленческий персонал. Его численность зависит, в основном, от количества основного энергооборудования и единичной мощности, вида используемого топлива, экологических требований, способа проведения ремонтов [14].

Количество ППП можно получить за счет штатного коэффициента, который показывает, какое количество персонала необходимо на 1 МВт установленной электрической мощности станции.

На ТЭЦ Казахстана принимаются следующие усредненные значения штатного коэффициента ( $K_{шт}$ ): для ТЭЦ при установленной мощности более 500 МВт – 1,3 – 1,5 чел./МВт, для ТЭЦ меньшей мощности – 1,6 – 1,8 чел./МВт.

Мощность ТЭЦ составляет 200 МВт.

Численность персонала электростанции определяется:

$$ЧП = K_{шт} \cdot N_y = 1,8 \cdot 200 = 360 \text{ человек.}$$

Посчитаем заработную плату на одного работника:

$$И'_{зпо} = 120\,000 \text{ тенге;}$$

$$ОПВ = И'_{зпо} \cdot 0,1 = 12\,000 \text{ тенге;}$$

$$СО = (И'_{зпо} - ОПВ) \cdot 0,035 = (120\,000 - 12\,000) \cdot 0,035 = 3780 \text{ тенге;}$$

$$СН = (И'_{зпо} - ОПВ) \cdot 0,095 - СО = (120\,000 - 12\,000) \cdot 0,095 - 3780 = 6480 \text{ тенге;}$$

$$И'_{зп} = И'_{зпо} + СН = 120\,000 + 6480 = 126\,480 \text{ тенге;}$$

Суммарные расходы на всех работников электростанции составляют:

$$И_{зп} = 126\,480 \cdot 12 \cdot 360 = 546 \text{ млн. тенге.}$$

#### *Определение капитальных затрат на строительство ТЭЦ*

Для строительства и эксплуатации ТЭЦ нужны инвестиционные поступления. Для строительства электростанции применяются, так называемые, капитальные расходы, составляющие основные производственные фонды, а для ее эксплуатации необходимо иметь оборотные средства.

В расчетах необходимо принимать величину  $K_{уд}$  для ТЭЦ мощностью 800 МВт в пределах 1200 \$/кВт, для ТЭЦ до 200 МВт – 1800 \$/кВт установленной мощности. Удельные капитальные расходы для ТЭЦ 200 МВт составляет 1800 \$/кВт.

Курс доллара на 18.05.2021 г. составляет 428 тенге / \$.

Суммарные капитальные расходы для строительства ТЭЦ

$$K = 1800 \cdot 200 / 1000 = 360 \text{ млн \$} = 154\,080 \text{ млн. тенге.}$$

Известно, что вся стоимость фиксированных производственных активов не может быть немедленно перенесена на расчет себестоимости производства энергической продукции, и они постепенно переносят свою стоимость на себестоимость продукции по частям в виде амортизационных отчислений. Нормы амортизации определяются и контролируются государством. На каждый вид оборудования установлены свои нормы амортизации, которые

представлены в таблице 4.2.

Таблица 4.2 – Нормы амортизации

Наименование	Единица измерения	Величина
Здания	%	1,0 - 1,2
Подъездные и железнодорожные пути и резервуары для хранения жидкого топлива	%	4,0 - 6,6
ЛЭП	%	2,0 - 2,8
Кабельные линии	%	3,0
Трубопроводы тепловых сетей	%	4,0
Котельные установки и водогрейные котлы	%	4,0 - 5,5
Силовое оборудование и распреустройства	%	5,6 - 6,5
Автомобили	%	9,0 - 20,0

Для приближенных расчетов норму амортизации для электростанции в целом может быть рассчитана на основе структуры основных производственных фондов и соответствующих им амортизационных отчислений. Суммируя все амортизационные отчисления по видам производственных активов и сопоставляя их с объемом капитальных вложений на станцию, вы можете получить приблизительную стоимость амортизации для всей станции [14].

Для проведения приближенных расчетов ставка амортизации должна приниматься в размере 5 % от стоимости капитальных вложений:

$$I_{ao} = 0,05 \cdot K = 0,05 \cdot 154\,080 = 7\,704 \text{ млн. тенге.}$$

Расчет расходов на выполнения текущих ремонтов

В эти затраты помимо затрат на текущее техническое обслуживание производственного оборудования также имеются затраты на технический осмотр и техническое поддержание оборудования в рабочем состоянии (обтирочные и смазочные материалы) и определяются в размере:

$$I_{тр} = 0,15 I_{ao} = 0,15 \cdot 7\,704 = 1\,156 \text{ млн. тенге.}$$

Расчет оплаты за выбросы

Размер платы за выбросы загрязняющих веществ зависит от объема выбросов, который, в свою очередь, зависит от вида сжигаемого топлива (уголь, газ, мазут), его количества и способа улавливания вредных веществ (электрофильтры, эмульгаторы). В нашем случае эта составляющая наиболее точно определяется по аналогии с существующими станциями. При сжигании природного газа установлено, что размер платы за выбросы составляет 200 - 250 тенге за тонну, следовательно:

$$I_{\text{выб}} = V_{\text{тт}} \cdot 200 = 295/1000 \cdot 200 = 59 \text{ млн. тенге.}$$

#### Общие расходы на станцию и цеховые расходы

Этот тип расходов включает управленческие и административные расходы (заработная плата, канцелярские товары, командировки), общее производство (техническое обслуживание, амортизация, текущее обслуживание общего оборудования станции, испытания, исследования, рационализация и охрана труда), отчисления на частные расходы (техническая пропаганда, высшее предприятий), техническое обслуживание и управление мастерскими (заработная плата для руководства мастерскими, амортизация и затраты на содержание и текущее обслуживание зданий, затраты на охрану труда).

Для примерных расчетов можно использовать следующую формулу:

$$I_{\text{общ}} = 0,2 \cdot (I_{\text{ао}} + I_{\text{зп}} + I_{\text{тр}}) = 0,2 \cdot (7\,704 + 546 + 1\,156) = 1\,881 \text{ млн. тенге.}$$

#### Расчет себестоимости отпуска тепловой и электрической энергии

При выполнении этого расчета необходимо использовать разделение затрат на выработку тепловой и электрической энергии на основе физического метода с использованием коэффициента распределения:  $K_p = V_э/V_y$ , который показывает, какое количество топлива (в долях от единицы) затрачено на отпуск электрической энергии, а разница  $(1 - K_p)$  – показывает затраты на отпуск тепловой энергии [14].

$$K_p = 320 / 384 = 0,83;$$

$$1 - K_p = 1 - 0,83 = 0,17.$$

Результаты суммарных расходы на производство тепловой и электрической энергии представлены в таблице 4.3.

Таблица 4.3 – Расходы на производство электрической и тепловой энергии

Составляющие затрат	$I_{\text{всего}}$ , млн. тенге	$I_{э/э}$ , млн. тенге	$I_{т/э}$ , млн. тенге
Топливо, $I_t$	18 300	15 189	3 111
Вода, $I_v$	1 120	930	190
Фонд заработной платы, $I_{зп}$	546	453	93
Амортизационные отчисления, $I_{ао}$	7 704	6 394	1 310
Ремонт, $I_p$	1 156	959	197
Общестанционные, $I_{об}$	1 881	1 561	320
Плата за выбросы, $I_{выб}$	59	49	10
Итого затрат $\sum I$	30 766	25 536	5 230

Себестоимость отпуска электрической энергии определяется:

$$S_э = \frac{И_т + И_т + И_т + И_т + И_т + И_т + И_т}{Э_{от}} = \frac{25536}{1344} = 18,9 \text{ тенге/кВт.}$$

Себестоимость отпуска тепловой энергии определяется:

$$S_т = \frac{И_т + И_т + И_т + И_т + И_т + И_т + И_т}{Q_{от}} = \frac{5230}{0,388} = 13480 \text{ тенге/Гкал.}$$

Таким образом, себестоимость тепловой энергии составляет 13480 тенге/Гкал, а себестоимость электрической энергии 18,9 тенге/кВт.

#### 4.2 Финансово – экономическая оценка строительства и эксплуатации ТЭЦ

Определение первоначальных инвестиций и денежного потока на возврат кредита

В расчетах, долевое распределение капитала (К) на строительство ТЭЦ следующее: 90% за счет затрат государство и 10% обеспечивает за счет собственных средств строительной компании. Эти денежные средства расходуются только на строительство электростанции. Суммарные эксплуатационные расходы сидят в себестоимости тепловой и электрической энергии, это значит, что они заложены в тарифе, и для начала работы необходимы также и оборотные средства. Здесь 70% эксплуатационных затрат за счет государственных средств, а остальные 30% – за счет строительной компании [14].

Таким образом, объем инвестиций  $I_0$ , которые строительная компания берет в банке под льготный кредит (10 %) будет составлять 10 % от суммарных капвложений в строительство ТЭЦ и 30 % от суммарных эксплуатационных расходов.

Известно, что при оценке инвестиционного проекта часто используются в основном четыре показателя:

- $I_0$  – капитальные вложения, то есть инвестиции;
- CF – денежный поток, используемый для возврата кредита;
- $r$  – процентная ставка кредита банка (10 %);
- $n$  – календарный год кредита.

$$I_0 = 0,1 \cdot K + 0,3 \cdot I_{итого} = 0,1 \cdot 154\,080 + 0,3 \cdot 30\,766 = 24\,637,8 \text{ млн. тенге.}$$

Возьмем в расчет, что отпускной тариф на электрическую и тепловую энергию от ТЭЦ будет иметь 30% рентабельность, т.е.

$$\begin{aligned} T_{0э} &= S_э \cdot 1,3 = 18,9 \cdot 1,3 = 24,7 \text{ тенге/кВт} \cdot \text{ч}; \\ T_{от} &= S_т \cdot 1,3 = 13480 \cdot 1,3 = 16176 \text{ тенге/Гкал.} \end{aligned}$$



Доход от реализации тепловой и электрической энергии от ТЭЦ составит:

$$Д = T_{\text{от}} \cdot \mathcal{E}_{\text{от}} + T_{\text{от}} \cdot Q_{\text{от}} = 24,7 \cdot 1344 + 16176 \cdot 0,388 = 39\,472,78 \text{ млн. тенге.}$$

Суммарные затраты необходимо определить по выражению:

$$З = T_3 \cdot \mathcal{E}_{\text{от}} + T_T \cdot Q_{\text{от}} = 18,9 \cdot 1344 + 13480 \cdot 0,388 = 30\,766,0 \text{ млн. тенге.}$$

При этом разница этих показателей даст прибыль:

$$ПР = Д - З = 39\,472,78 - 30\,766,00 = 8\,706,78 \text{ млн. тенге.}$$

После оплаты 20 % налога на прибыль, образуется такой показатель как чистая прибыль:

$$ЧП = ПР \cdot (1 - 0,2) = 8\,706,78 \cdot (1 - 0,2) = 6\,965,42 \text{ млн. тенге.}$$

Конечно же чистая прибыль распределяется по 4 фондам, но в работе сделаем допущение, что вся чистая прибыль целиком идет на возврат кредита в банк, т.е. это и будет денежный поток CF.

$$CF = 6\,965,42 \text{ млн. тенге.}$$

Метод определения чистой приведенной стоимости NPV

Это метод анализа инвестиций, который показывает, какую ценность может получить компания в результате реализации инвестиционного проекта, и определяется:

$$NPV = \frac{CF_1}{(1+r)^1} + \frac{CF_2}{(1+r)^2} + \dots + \frac{CF_n}{(1+r)^n} - I_0 = \sum_1^n \frac{CF_n}{(1+r)^n} - I_0.$$

Рассчитаем PV под 10 % годовых.

Определение NPV (чистой текущей стоимости) представлено в таблице 4.4.

Таблица 4.4 – Определение чистой текущей стоимости NPV [14]

Год	CF	R <sub>10</sub>	PV <sub>10</sub>
0	-24 638	1	-24 638
1	6965,42	0,90909	6332,20
2	6965,42	0,82645	5756,55
3	6965,42	0,75131	5233,22
4	6965,42	0,68301	4757,48
5	6965,42	0,62092	4324,98
		$\Sigma_{10}$	<b>26 404</b>
		<b>NPV<sub>10</sub></b>	<b>1 767</b>

Чистой текущей стоимости (NPV) за 5 лет станет положительным.

Определение внутренней нормы прибыли IRR

Внутренняя норма доходности - это норма доходности средств, выделенных на инвестиционные цели. Это значение  $r$ , при котором  $NPV = 0$ . Формализованное уравнение выглядит следующим образом:

$$\sum_1^n \frac{CF_n}{(1+r)^n} - I_0 = 0 \text{ решаемое относительно } r.$$

Результаты расчета внутренней нормы прибыли представлены в таблице 4.5.

Таблица 4.5 – Определение IRR [14]

Год	CF	R <sub>10</sub>	PV <sub>10</sub>	R <sub>20</sub>	PV <sub>20</sub>
0	-24 638	1	-24 638	1	-24 638
1	6965,42	0,909090909	6332,20	0,83333	5804,52
2	6965,42	0,826446281	5756,55	0,69444	4837,10
3	6965,42	0,751314801	5233,22	0,5787	4030,92
4	6965,42	0,683013455	4757,48	0,48225	3359,10
5	6965,42	0,620921323	4324,98	0,40188	2799,25
		$\Sigma_{10}$	<b>26 404</b>	$\Sigma_{20}$	<b>20 831</b>
		NPV <sub>10</sub>	<b>1 767</b>	NPV <sub>20</sub>	<b>-3 807</b>

Величина внутренней нормы доходности IRR определяется по формуле:

$$IRR = r_1 + \frac{NPV_{r_1}}{NPV_{r_1} + NPV_{r_2}} \cdot (r_2 - r_1) = 10 + \frac{1767}{1767 - 3807} \cdot (20 - 10) = 6,8 \%$$

Методика расчета рентабельности инвестиций PP

Метод заключается в определении времени, необходимого для возврата первоначальной суммы инвестиций.

Есть два метода: когда CF равняется годам и когда CF идет разной величиной, т.е. неравномерно,  $PP = \frac{I_0}{CF_n}$ ;

В нашем случае денежные потоки по годам будут одинаковыми, и следует использовать первый метод:

$$P = \frac{24637,8}{6965,42} \approx 3,5 \text{ лет.}$$

Заключение по разделу:

В данном разделе было рассчитана себестоимость электрической и тепловой энергии и простой срок окупаемости инвестиций составит 3,5 лет.

## 5 Безопасность жизнедеятельности

Раздел "Безопасность жизнедеятельности" включает в себя расчет пожарной безопасности на Алматинской ТЭЦ-3 и расчет предохранительных устройств нагревателя высокого давления типа ПВ– 425 – 230 – 37.

На Алматинской ТЭЦ-3 пожары представляют большую опасность для жизни и здоровья работающих на ней людей и могут нанести материальный ущерб станции.

С этой целью при строительстве тепловой электростанции решаются вопросы пожарной безопасности для предотвращения пожаров и быстрого их тушения при их возникновении.

### *Анализ условий труда в турбинном цехе Алматинской ТЭЦ-3*

В этом дипломном проекте расчет турбинного цеха на Алматы-2 после некоторых ремонтных работ.

Основная работа персонала напрямую связана с системой автоматизации, а также с мониторингом теплового и механического оборудования.

Площадь турбинного цеха имеет такое оборудование, как:

- турбоагрегаты;
- питательные насосы, сетевые насосы;
- атмосферный деаэратор;
- восстановительная печь;
- нагреватели высокого и низкого давления;
- клапаны, регуляторы;
- различные типы теплообменников.

Условия работы сложны для источников хранения тепла турбины и турбины у источника нагрева.

Установка турбины с использованием этих методов защиты от тепловой и лучистой энергии:

1) с поверхностным воздухом, теплом и теплоизоляцией, это низкая теплопроводность материала. Согласно санитарным нормам, температура изоляции трубопровода не должна превышать 35 ° С.

2) покрытый излучением упянем тепло и рефлектирующим материалом рабочей энергии, которая отражается на пути к источнику излучения.

3) вентиляция и кондиционирование воздуха.

4) использование рекреационных зон.

5) используйте защитную одежду, головные уборы и обувь.

### *Расчет пожарной безопасности*

Противопожарная профилактика в турбинном цехе

На Алматинской ТЭЦ-3 пожары несут большую опасность для жизни и здоровья работающих на ней людей и может повлечь за собой материальный

ущерб для станции.

Для этого при строительстве ТЭЦ решаются вопросы пожарной безопасности для предотвращения пожаров и быстрого тушения при их возникновении.

Пожарные краны установлены в цеху на всех его уровнях на высоте 1,5 метра от пола. При анализе пожаров продолжительность подачи воды на пожаротушение по нормам принята равной 3 часа.

*Исходные данные:*

$H$  - Высота помещения турбинного цеха равная 17 м;

$V$  – объем турбинного цеха равный 179000 м<sup>3</sup>;

$Q_H$  – расход воды на наружное пожаротушение равное 15 л/с;

$Q_B$  – расход воды на внутреннее пожаротушение равное 12 л/с;

$\tau$  – время работы пожарных кранов равное 3 часа;

$W_{ХТ}$  - регулируемый запас воды на технические нужды равный 80 м<sup>3</sup>;

В турбинном цехе в одну смену всего работают 25 человек.

Количество воды на наружное пожаротушение:

$$W_H = \frac{Q_H \cdot \tau \cdot 3600}{1000}; \quad (11.1)$$

где,  $Q_H$  – расход воды на наружное пожаротушение равное 15 л/с;  
 $\tau$  – время работы пожарных кранов равное 3 часа.

$$W_H = \frac{15 \cdot 3 \cdot 3600}{1000} = 162 \text{ м}^3.$$

Количество воды на внутреннее пожаротушение:

$$W_B = \frac{Q_B \cdot \tau \cdot 3600}{1000}; \quad (11.2)$$

где,  $Q_B$  – расход воды на внутреннее пожаротушение равное 12 л/с;

$$W_B = \frac{12 \cdot 3 \cdot 3600}{1000} = 129,6 \text{ м}^3.$$

Полная вместимость пожарного резервуара:

$$V_{\text{пр}} = W_H + W_B + W_{ХТ}; \quad (11.3)$$

где,  $W_{ХТ}$  регулируемый запас воды на технические нужды равный 80 м<sup>3</sup>.

$$V_{\text{пр}} = 162 + 129,6 + 80 = 371,6 \text{ м}^3.$$

*Расчет установок внутренних пожарных кранов*

*Высота помещения  $H = 17$  м; Длина*

рукавных линий  $LP = 10$  м;

Расстояние между рукавами определяется по формуле:

$$B = R_k \cdot \cos \alpha; \quad (11.4)$$

где,  $R_k$  - радиус действия контактной струи равный  $H$ ;  
 $\alpha$  – угол наклона ствола равный  $60^\circ$ .

$$B = 17 \cdot 0,5 = 8,5 \text{ м.}$$

Расстояние между кранами пожаротушения:

$$R_{кп} = 2L_p + 2B; \quad (11.5)$$

$$R_{кп} = 2 \cdot 10 + 2 \cdot 8,5 = 36 \text{ м.}$$

Количество кранов  
пожаротушения при длине помещения турбинного цеха 270 м:

$$N_{пк} = \frac{L_{тц}}{R_{кп}}; \quad (11.6)$$

$$N_{пк} = \frac{270}{36} = 7,5 \text{ (округляем до 8 кранов).}$$

Мы устанавливаем 8 пожарных кранов для тушения вдоль стен через каждые 30 метров и 15 метров стен, 1 пожарный кран конца стен в центре (длина торцевых стен составляет 39 метров).

*Расчет пожарной струи*

Высота раздробленной вертикальной струи:

$$H_p = \alpha \cdot H_k; \quad (11.7)$$

где,  $\alpha$  – коэффициент раздробленной струи равный 1,3;  
 $H_k$  - высота струи равная 12м.

$$H_p = 1,3 \cdot 12 = 15,6 \text{ м.}$$

При расчете расхода воды более 50 000 м<sup>3</sup> объем здания учитывается с учетом противопожарной борьбы, правил и норм. Расход 5 л 8 струй/струя 1 с каждая, при общем расходе 40 л/с на 8 струй, формула и расчетное время составляют 3 часа и тушат пожар:

$$Q = \frac{q \cdot \tau \cdot 3600}{1000}; \quad (11.8)$$

$$Q = \frac{40 \cdot 3 \cdot 3600}{1000} = 432 \text{ м}^3.$$

Расход воды в час:  $Q_{\text{час}} = 144 \text{ м}^3$ .

Давление в пожарном водоводе высокого давления 50м.вод.ст.

### *Эвакуация людей из зданий*

В случае пожара, когда жизни человека угрожает опасность, связанная с выделением тепла, пожар, продукты полного и неполного сгорания, токсичные вещества, обрушение зданий и сооружений, все это так или иначе вредно для здоровья и жизни человека. При проектировании зданий в необходимое время принимаются меры для предотвращения рисков и обеспечения безопасного завершения процесса эвакуации.

Люди инстинктивно начинают двигаться в направлении выхода одновременно из-за опасной для жизни ситуации. Эти действия приводят к заполнению путей эвакуации людьми, поэтому плотность движущегося потока увеличивается. По мере увеличения плотности скорость движения уменьшается, что в крайних случаях может привести к последствиям.

Безопасность при эвакуации достигается минимальной продолжительностью эвакуации из охваченного огнем здания, время которой меньше продолжительности пожара, после которого возникают опасные последствия для людей. Краткосрочный характер процесса эвакуации достигается за счет конструктивного планирования и организационных решений.

Основными параметрами в процессе эвакуации людей является: плотность  $D$ , скорость движения людского потока  $V$  и, пропускная способность выходов  $m$  и интенсивность движения  $m$ , свободная длина пути  $l$  и шириной  $\Delta$  движения.

При движении людей по эвакуационным путям образуется людской поток. Размещение людей в потоке может меняться, так как оно случайное. Плотность людского потока вычисляется по формуле:

$$D = \frac{N}{A}; \quad (11.9)$$

где:  $A$  – площадь пути эвакуационного участка,  $m^2$ ;  
 $N$  – количество людей, для АТЭЦ-3 количество людей составляет около 700 человек.

$$D = \frac{700}{1000} = 0,7 \text{ чел/м}^2,$$

Площадь эвакуационного потока находится по формуле:

$$A = \delta l; \quad (11.10)$$

$$A = 4 \cdot 250 = 1000m^2.$$

Если площадь горизонтальной проекции человека обозначить

через  $f$  (таблица. 7.1), то формула определения плотности,  $\text{м}^2/\text{м}^2$  примет вид:

$$D = \frac{Nf}{A}; \quad (11.11)$$

где,  $f$  примем за 0,113 (взрослый человек в демисезонной одежде).

$$D = \frac{700 \cdot 0,113}{1000} = 0,08 \text{ м}^2/\text{м}^2.$$

Таблица 11.1 - Площади горизонтальной проекции человека

Возраст, одежда человека и вид груза	Площадь горизонтальной проекции человека $f$ , $\text{м}^2$
Взрослый человек:	
в летней одежде	0,10
в демисезонной одежде	0,113
в зимней одежде	0,125
с рюкзаком	0,315

$$Q = Dv\delta; \quad (11.12)$$

$$Q = 0,08 \cdot 54 \cdot 4 = 17,3 \text{ чел/мин.}$$

Мне нравится это поперечное сечение и количество людей, которые проводят определенное количество времени.

Используя формулу мужества и трафика:

$$g = Dv; \quad (11.13)$$

$$g = 0,08 \cdot 54 = 4,32 \text{ м}^2/\text{мин.}$$

В зависимости от пропускной способности и смелости, с которой:

$$Q_{\max} = g_{\max} \delta; \quad (11.14)$$

$$g_{\max} = 0,08 \cdot 65 = 5,2 \text{ м}^2/\text{мин.}$$

$$Q_{\max} = 5,2 \cdot 4 = 20,8 \text{ чел/мин.}$$

## Расчет водяной системы

5.2 места в помещениях, где расположены спринтерские таблицы, должны приниматься в соответствии с параметрами.

Таблица 5.2 - Параметры спринклерных установок

Перечень складываемых грузов	Интенсивность орошения водой, л/(см <sup>2</sup> )	Максимальное расстояние между спринклерными оросителями, м	Время работы установки, мин
Несгораемые материалы в сгораемой упаковке	0,40	2	60
Твердые сгораемые материалы	0,45	2	60
Резинотехнические изделия	0,50	1,5	60

Гидравлический расчет трубопроводов должен проводиться при условии, что эти установки снабжаются водой только из главного водопитателя. Давление в блоке управления не должно превышать 1,0 МПа.

Расчетный расход воды, раствора пенообразователя SD, л / с, смачивателя (генератора) следует определять по формуле

$$Q_d = k\sqrt{H}; \quad (11.15)$$

. Где, k — коэффициент производительности оросителя (генератора), принимаемый по табл. 11.3;

H — свободный напор перед оросителем (генератором) , м

$$Q_d = 0.71 \cdot \sqrt{10} = 2,25 \text{ л/с.}$$

Таблица 5.3 - Коэффициент производительности оросителя

Ороситель (генератор)	Значение коэффициента k	Минимальный свободный напор, м	Максимальный допустимый напор, м



Водяной спринклеры и дренчерный с диаметром выходного отверстия, мм:			
8	0,20	5	100
10	0,31	5	100
12	0.45	5	100
15	0,71	10	100
20	1.25	10	100
Эвольвентный:			
ОЭ-16	0,27	15	80
ОЭ-25	0,66	15	80
ОЭ-50	2,73	15	80
Генератор пенный:			
ГЧС, ГЧСм	1,48	15	45

Расход воды, пенообразовательного раствора должен определяться по нормативной интенсивности орошения и площади для расчета водопотребления, выработки пенообразовательного раствора.

В автоматической системе пожаротушения в поток огнетушащего вещества добавляют водяной шихту, пенообразовательный раствор во внутреннюю пожарную трубу.

Необходимость концентрации расхода воды, пенообразующего раствора дождевых и дренажных сооружений определяется технологическими требованиями.

Расход воды, раствор пенообразователя г, л / с определяется по формуле для установки спринклера во внутриклеточном пространстве  $Q = abnq_n$  ;

где, а расчетная длина одновременно орошаемой части стеллажи принимается равной 15м;

b-большая ширина совмещенных стеллажей, м;

R-количество экранов;

$q_n$ -интенсивность полива принимается по таблице 11.1.

$$Q = 15 \cdot 0,45 \cdot 3 \cdot 2 = 40,5 \text{ л/с.}$$

Для разбрызгивателей, размещенных под потолком в стеллажной зоне хранения, интенсивность полива должна быть принята не менее 0,12 л / (см<sup>2</sup>), площадь для расчета расхода воды, раствора пенообразователя составляет 180 м<sup>2</sup>.

Время работы следует принимать в соответствии с таблицей 11.1.

Общий расход воды пенного раствора на внутренние пожарные склады высокого отсека следует принимать в соответствии с наибольшим расходом

спринклеров, установленных под потолком в зоне полочного хранения, установкой спринклеров во внутрислощном пространстве и пожарными гидрантами или установкой спринклеров при приеме, упаковке и отгрузке товаров и пожарных гидрантов [15].

Таблица 5.3 - Параметры труб

Трубы	Диаметр условного прохода, мм	Диаметр наружный, мм	Толщина стенки, мм	Значение $k_1$
Стальные электро-сварные (ГОСТ 10704-76)	15	18	2,0	0,0755
	20	25	2,0	0.75
	25	32	2,2	3.44
	32	40	2,2	13,97
	40	45	2,2	28.7
	50	57	2,5	110
	65	76	2,8	572
	80	89	2.8	1 429
	100	108	2,8	4 322
	100	108	3.0	4 231
	100	114	2,8	5 872
	100	114*	3.0*	5 757
	125	133	3.2	13 530
	125	133*	3.5*	13 190
	125	140	3,2	18 070
	150	152	3,2	28 690
	150	159	3,2	36 920
	150	159*	4,0*	34 880
	200	219*	4,0*	209 900
	250	273*	4,0*	711 300
300	325*	4,0*	1 856 000	
350	377*	5,0*	4 062 000	
Стальные водогазо-проводные (ГОСТ 3262-75)	15	21,3	2,5	0,18
	20	26,8	2,5	0.926
	25	33,5	2.8	3,65
	32	42,3	2.8	16,5
	40	48	3,0	34,5
	50	60	3.0	135
	65	75,5	3.2	517
	80	88,5	3,5	1 262
	125	140	4,0	16940
	150	165	4,0	43 000

П

отери напора на расчетном участке трубопроводов  $H_1$ , м, определяются по формуле:

$$H_1 = \frac{Q^2}{B}; \quad (11.17)$$

где  $Q$  - расход воды на расчетном участке трубопровода, л/с;  
 $B$  — характеристика трубопровода, определяется по формуле:

$$B = \frac{k_1}{l}; \quad (11.18)$$

где  $k_1$  — коэффициент, принимается по таблице 11.3;  
 $l$ -длина расчетного участка трубопровода, м.

$$B = \frac{5205}{15} = 347,$$

$$H_1 = \frac{40,5^2}{347} = 4,7 \text{ м.}$$

Потери напора в узлах управления установок  $H_2$ , м, определяются по формуле:

$$H_2 = \varepsilon Q^2; \quad (11.19)$$

где  $\varepsilon$  - коэффициент потерь напора в узле управления, принимается за  $3,02 \cdot 10^{-4}$ ;

$Q$  — расчетный расход воды через узел управления, л/с.

$$H_2 = 3,02 \cdot 10^{-4} \cdot 40,5 = 0,012 \text{ м.}$$

Предохранительные устройства Izrasun для отопления

Это считается тезисом для нагревателя высокого давления типа PV– 425 – 230 – 37 он оснащен защитными устройствами, с помощью которых устанавливается предохранительный клапан с определенными функциями.

Для отопления проверяется объем проточных клапанов, необходимо рассчитать количество среды, сбрасываемой через спасательный клапан в случае аварийной ситуации. Объем устройства рассчитывается по формуле [15]:

а) для жидкости:

$$m = 5,03 \alpha_1 \cdot F \sqrt{(P_1 - P_2) \cdot \rho_{ж}}; \quad (11.20)$$

$$m = 5,03 \cdot 0,1 \cdot 0,07 \cdot \sqrt{(230 - 37) \cdot 999,84} = 15,4 \text{ кг/с.}$$

б) для пара:

$$m = 10 \cdot V_1 \cdot V_2 \cdot \alpha_2 \cdot F \cdot (P_1 + 0,1); \quad (11.21)$$

$$m = 10 \cdot 0,22 \cdot 0,76 \cdot 0,6 \cdot 0,07 \cdot (3,6+0,1) = 0,3 \text{ м}^3/\text{с}.$$

где,  $F$  – площадь сечения седла предохранительного клапана,  $F = \frac{\pi \cdot d_c^2}{4} = 0,07$ ;  $P_1$  и  $P_2$  – избыточное давление в подогревателе;  $V_1$  и  $V_2$  – коэффициенты, рассмотренные ниже;  $\rho_{ж}$  – плотность жидкости;  $\alpha_1$ ,  $\alpha_2$  – коэффициенты расхода для жидкости и пара.

При сбросе жидкости для малоподъёмных предохранительных клапанов  $\alpha_1 = 0,05$ ; для средне- и полноподъёмных  $\alpha_1 = 0,1$ . При сбросе пара значение  $\alpha_2 = 0,6$ . Клапана устанавливаемые на ПВД являются полноподъёмными.

Для аппаратов, работающих под давлением жидкости при давлении свыше 0,4МПа избыточное давление находится по формуле:

$$P_1 = 1,25 \cdot P_p; \quad (11.22)$$

$$P_1 = 1,25 \cdot 22,5 = 28,125 \text{ МПа}.$$

Для аппаратов, работающих под давлением пара при рабочем давлении пара от 0,3 до 6,0МПа избыточное давление рассчитывается по формуле:

$$P_1 = 1,15 \cdot P_p; \quad (11.23)$$

где  $P_p$  - рабочее давление пара в ПВД = 3,6МПа.

$$P_1 = 1,15 \cdot 3,6 = 4,14 \text{ МПа}.$$

Исходя из физических и химических свойств газов и паров, а так же от характеристик среды предохранительных устройств, можно найти значение коэффициентов  $V_1$  и  $V_2$ . Коэффициент  $V_1$ , для газов и паров (за исключением водяного пара) определяется по формуле [15]:

$$V_1 = 0,503 \cdot V_3 \cdot \sqrt{\frac{P_1}{(P_1 + 0,1)}}; \quad (11.24)$$

где,  $V_3$  – максимальный коэффициент изэнтропного расширения, который определяется по формуле:

$$V_3 = \left[ \frac{k}{2} \cdot \left( \frac{2}{k+1} \right)^{(k+1)/(k-1)} \right]^{0,5}; \quad (11.25)$$

где,  $k$  – показатель изэнтропного расширения

$$B_3 = \left[ \frac{1.23}{2} \cdot \left( \frac{2}{1.23+1} \right)^{(1.23+1)/(1.23-1)} \right]^{0.5} = 0,46$$

$$B_1 = 0,503 \cdot 0,46 \cdot \sqrt{\frac{4,07}{(4,14+0,1)}} = 0,22$$

Коэффициент  $B_2$  является коэффициентом жокритического расхода, который учитывает давление до предохранительного устройства и после него. Коэффициент  $B_2$  находится по формуле [15]:

$$B_2 = \left[ 1 - \left( \frac{\beta - \beta_{\text{кл}}^*}{1 - \beta_{\text{кл}}^*} \right)^2 \right]^{0.5}, \quad (11.26)$$

$$\text{где, } \beta = \frac{P_2}{P_1} = \frac{3,6}{22,5} = 0,6;$$

$$\beta_{\text{кл}} = 0,57\beta^* = 0,32;$$

$$\beta^* = \left( \frac{2}{k+1} \right)^{k/(k-1)} = \left( \frac{2}{1.23+1} \right)^{1.23/(1.23-1)} = 0,55.$$

$$B_2 = \left[ 1 - \left( \frac{0,6 - 0,32}{1 - 0,32} \right)^2 \right]^{0.5} = 0,76 .$$

Коэффициенты  $\beta, \beta^*$  - отношения давлений до и после клапаном;  $\beta_{\text{кл}}$  - отношение давлений с учетом реальных условий.

Температура при рабочем давлении выше чем температура при давлении  $P_1$  и рассчитывается по формуле:

$$T_1 = T_p \cdot \left[ \frac{P_1 + 0,1}{P_p + 0,1} \right]^{(k_H - 1)/k_H}; \quad (11.27)$$

$$T_1 = 659,3 \cdot \left[ \frac{28,125 + 0,1}{22,5 + 0,1} \right]^{(1.23 - 1)/1.23} = 689,3$$

Плотность пара рассчитывается по формуле:

$$\rho_1 = 10^6 \cdot \frac{(P_1 + 0,1) \cdot M}{8314 \cdot z_1 \cdot T_1} = 4,07, \quad (11.28)$$

где,  $M$  – молекулярная масса газа или пара, кг/моль;  $z_1$  – коэффициент сжимаемости газа или пара который определяется по графику, по определенным параметрам  $\pi_1$  и  $\tau_1$ :

$$\pi_1 = \frac{P_1 + 0,1}{P_{кр.г.}} = \frac{3,6 + 0,1}{4,14} = 0,89; \quad \tau_1 = \frac{T_1}{T_{кр.г.}} = \frac{244,1}{253,4} = 0,96.$$

После определения физических параметров сбрасываемой среды и коэффициентам, по формулам (7.1) и (7.2), производится расчет пропускной способности клапана.

Проверка клапана производится по формуле Госгортехнадзора:

$$F_{R(\text{ггтн})} = m_a \cdot [5,03 \cdot \alpha \cdot B \sqrt{(P_1 - P_2) \cdot \rho_1}]^{-1}, \quad (11.29)$$

а) для воды:

$$F_{R(\text{ггтн})} = 15,4 \cdot [5,03 \cdot 0,1 \cdot 0,2 \sqrt{(22,5 - 3,6) \cdot 11,07}]^{-1} = 0,87,$$

б) для пара:

$$F_{R(\text{ггтн})} = 0,3 \cdot [5,03 \cdot 0,6 \cdot 0,2 \sqrt{(22,5 - 3,6) \cdot 11,07}]^{-1} = 0,031.$$

#### *Вывод о безопасности жизни*

В данной концепции расчет пожарной безопасности производится для расчета предохранительных устройств нагревателя высокого давления типа ПВ– 425 – 230 – 37. Для того, чтобы дать необходимое количество воды для тушения пожара в магазине турбины, я решил увеличить поток людей, которые перевозились, и сделал расчеты водяного пожара для борьбы. Объем воды для внутреннего пожаротушения составлял  $W_b = 129,6$  м<sup>3</sup>, для внешнего пожаротушения  $W_h = 162$  м<sup>3</sup>, а общий объем водяного пожарного бака составлял 371,6 м<sup>3</sup>.

Для обеспечения сброса воды и пара были рассчитаны предохранительные устройства и нагреватели высокого давления и проверена арматура по формуле Госгортехнадзора, значения которой для воды  $F_{R(\text{ггтн})} = 0,87$  и для пары  $F_{R(\text{ггтн})} = 0,031$ .

## Заключение

В дипломном проекте была поставлена задача модернизировать АО «АлЭС» ТЭЦ-3 на газотурбинную установку. На данный момент станция ТЭЦ-3 показывает низкую эффективность — это обусловлено тем, что на производстве используют устаревшее оборудование. Произведенные расчеты показывают, что выбор современной ГТУ, в сравнении с паротурбинными установками требуют меньших суммарных капитальных затрат, более просты в обслуживании.

В разделе БЖД перечислены опасные и вредные факторы работы ТЭЦ, произведен расчет пожарной безопасности и предохранительного клапана ПВД.

В экономической части дипломной работы, опираясь на полученные данные были рассчитаны показатели (основные затраты на станцию, амортизация, инвестиции и т.д.), благодаря которым был рассчитан срок окупаемости проекта. Для определения последнего были использованы методы: метод определения чистой текущей стоимости (NPV), метод расчета внутренней нормы прибыли (IRR) и метод расчета окупаемости инвестиций (PP).

## Список использованной литературы

- 1 Тепловые электрические станции. Схемы и оборудование. Кудинов, А.А. - М.: ИНФРА-М, 2014. 230 с.
- 2 Стерман Л.С., Лавыгин В.М., Тишин С.Г. Тепловые и атомные электрические станции. – М.: Издательство МЭИ, 2010.
- 3 Елизаров Д.П. Тепловые электрические станции. М.: Энергоатомиздат, 2009. – 305 с.
- 4 Цанев С.В., Буров В.Д., Ремезов А.Н. Газотурбинные и парогазовые установки тепловых электростанций. 3-е изд., стер. - М.: МЭИ, 2009. — 584 с.
- 5 Трухний А.Д. Парогазовые установки электростанций. Учебное пособие для вузов. - М.: МЭИ, 2013. - 648 с.
- 6 Костюк А.Г., Фролов В.В., Булкин А.Е., Трухний А.Д. Паровые и газовые турбины для электростанций. Под ред.А.Г.Костюка. - М.: МЭИ, 2016. - 557 с.
- 7 Паровые и газовые турбины. /Под. ред. Костюка А. Г. и Фролова В. В. - М.: Энергоатомиздат, 1985. - 350 с.
- 8 Е. Волкова, Т. Новикова Экономическая целесообразность форсированного внедрения ПГУ и ГТУ при обновлении тепловых электростанций // Газотурбинные технологии. 2004 №1
- 9 Анализ парогазовых технологий на тепловых электростанциях Федчишин В.В., Манукян Г.В., Бойцова Е.А. Вестник Иркутского государственного технического университета. 2003. № 2 (14). С. 96-100.
- 10 Применение ПГУ на ТЭЦ /Батенин В.М., Зейгарник Ю.А., Масленников В.М., Шехтер Ю.Л., Ротинов А.Г.//Теплоэнергетика. 2008. № 12. С. 39-43.
- 11 Тепловые и атомные электрические станции. Дипломное проектирование под редакцией А.М. Леонкова, А.Д. Качан. Минск «Высшая школа» 1991 г.
- 12 Интернет ресурс. Официальный сайт компании Testo AG.. режим доступа [URL: <http://testo.ru/>].
- 13 ГОСТ Р ИСО 10396-2012 Выбросы стационарных источников. Отбор проб при автоматическом определении содержания газов с помощью постоянно установленных систем мониторинга (ISO 10396:2007), Москва: Сдандартинформ, 2014. – 31с.
- 14 Парамонов С.Г. Экономика энергетики. Методические указания к выполнению курсовой работы для студентов по специальности 5В071700 – Теплоэнергетика. – Алматы: АУЭС; 2017. - 19с.
- 15 А.Абикенова защита окружающей среды от промышленных выбросов. Учебное пособие для студентов специальности 5В073100 – безопасность жизнедеятельности и защита окружающей среды. – Алматы: АУЭС, 2018. – 106с.



