

**Федеральное государственное автономное образовательное учреждение
высшего образования
«НАЦИОНАЛЬНЫЙ ИССЛЕДОВАТЕЛЬСКИЙ
ТОМСКИЙ ПОЛИТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ»**

На правах рукописи

Цибульский Святослав Анатольевич

**СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ ТЕПЛОВОЙ СХЕМЫ УТИЛИЗАЦИОННОЙ
ПАРОВАЗОВОЙ УСТАНОВКИ С ЦЕЛЬЮ ПОВЫШЕНИЯ ЭФФЕКТИВНОСТИ
ГЕНЕРАЦИИ ЭЛЕКТРИЧЕСКОЙ ЭНЕРГИИ**

Специальность:

05.14.14 – Тепловые электрические станции, их энергетические системы и агрегаты

Диссертация

на соискание ученой степени кандидата технических наук

Научный руководитель к.т.н. доцент Галашов Н.Н.

Томск – 2018

ОГЛАВЛЕНИЕ

ВВЕДЕНИЕ.....	4
ГЛАВА 1. СОВРЕМЕННОЕ СОСТОЯНИЕ ВОПРОСОВ ПО ПОВЫШЕНИЮ ЭФФЕКТИВНОСТИ ПАРОГАЗОВЫХ УСТАНОВОК	13
1.1 Анализ опубликованных результатов исследований по парогазовым установкам	13
1.2 Проблемы и перспективы применения органического цикла Ренкина.....	15
1.3 Анализ рабочих веществ и их свойств для органического цикла Ренкина	19
1.4 Проблемы и перспективы применения воздушных конденсаторов в энергетике	24
1.5 Методика определения погрешностей в тепловых расчетах	27
Выводы по первой главе	28
ГЛАВА 2. РАЗРАБОТКА МЕТОДИК РАСЧЕТА ПАРОГАЗОВОЙ УСТАНОВКИ С ЦИКЛАМИ НА ТРЕХ РАБОЧИХ ТЕЛАХ, ВОЗДУШНОГО КОНДЕНСАТОРА, СИСТЕМЫ ПГУ-ВК.....	29
2.1 Разработка методики расчета тепловой схемы парогазовой установки с циклами на трех рабочих телах	29
2.1.1 Теоретическое обоснование тепловой эффективности ПГУ с циклами на трех рабочих телах	29
2.1.2 Разработка тепловой схемы парогазовой установки с циклами на трех рабочих телах.....	33
2.1.3 Методика расчета парогазовой установки с циклами на основе трех рабочих тел	35
2.2. Разработка методики расчета воздушного конденсатора и исследование его работы на органических рабочих веществах	45
2.2.1 Параметры секции воздушного конденсатора	47
2.2.2 Методика расчета воздушного конденсатора	48
2.3 Разработка методики расчета комплекса парогазовая установка – воздушный конденсатор	54
Выводы по второй главе	59
ГЛАВА 3. ПАРАМЕТРИЧЕСКИЕ ИССЛЕДОВАНИЯ ТЕПЛОВОЙ СХЕМЫ ПАРОГАЗОВОЙ УСТАНОВКИ.....	60
3.1 Исходные данные	60
3.2 Результаты расчета и их анализ	60
Выводы по третьей главе	73
ГЛАВА 4. ПАРАМЕТРИЧЕСКИЕ ИССЛЕДОВАНИЯ ВОЗДУШНОГО КОНДЕНСАТОРА.....	74
4.1 Исследование характеристик работы воздушного конденсатора от скорости охлаждающего воздуха	74
4.2 Исследование характеристик работы воздушного конденсатора от температуры охлаждающего воздуха	81

Выводы по четвертой главе	86
ГЛАВА 5. ПАРАМЕТРИЧЕСКИЕ ИССЛЕДОВАНИЯ ТЕПЛОВОЙ СХЕМЫ КОМПЛЕКСА ПАРОГАЗОВАЯ УСТАНОВКА – ВОЗДУШНЫЙ КОНДЕНСАТОР	88
5.1 Исходные данные	88
5.2 Расчет и анализ результатов	90
5.2.1 Исследование работы ПГУ с ВК от температуры окружающего воздуха	90
5.2.2 Сравнение экономичности ПГУ с циклами на трех рабочих телах и ВК и трехконтурной ПГУ для климатических условий города Сургут.....	94
Выводы по пятой главе	101
ЗАКЛЮЧЕНИЕ ПО РАБОТЕ	102
СПИСОК СОКРАЩЕНИЙ И УСЛОВНЫХ ОБОЗНАЧЕНИЙ	104
СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ.....	105
ПРИЛОЖЕНИЕ 1.	121
ПРИЛОЖЕНИЕ 2.	130
ПРИЛОЖЕНИЕ 3.	135
ПРИЛОЖЕНИЕ 4.	148
ПРИЛОЖЕНИЕ 5.	149

ВВЕДЕНИЕ

Актуальность работы

Главным направлением совершенствования энергетических установок является повышение их КПД, надежности и маневренности, а также снижение вредного воздействия на окружающую среду.

Из термодинамики известно, что главными факторами повышения КПД циклов являются повышение температуры подвода тепла и снижение температуры отвода тепла [1]. На рисунке 1 изображен простейший цикл утилизационной парогазовой установки (ПГУ) для которого: $Q_{КС}$ – подвод тепла в камере сгорания (КС), θ_C – температура подвода тепла, $\theta_{УХ}$ – температура уходящих из котла-утилизатора (КУ) газов, t_K – температура отвода тепла, t_S – температура насыщения пара в испарителе КУ, δt_0 – температурный напор на горячем конце КУ.

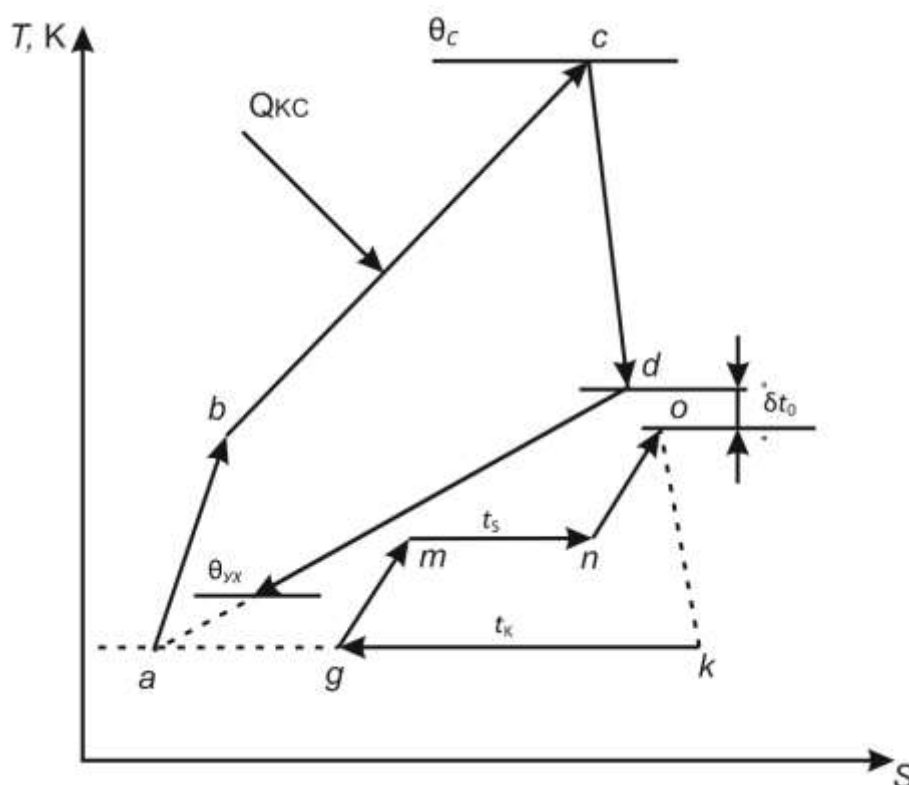


Рисунок 1 – Цикл утилизационной парогазовой установки с одноконтурным барабанным котлом-утилизатором

Повышение температуры подвода тепла θ_C определяется конструкционными материалами, из которых изготавливают установки, и совершенствованием систем их охлаждения [2]. Так с совершенствованием конструкционных материалов на тепловой электростанции (ТЭС) на паротурбинных установках (ПТУ) повышение температуры пара перед турбиной от 450 до 600 °С позволило повысить электрический КПД ПТУ при наличии развитой системы регенеративного подогрева питательной воды и промежуточного перегрева

пара с 25 до 46 %, а на газотурбинных установках повышение температуры от 700 до 1600 °С привело к росту электрического КПД газотурбинной установки (ГТУ) простого цикла с 22 до 43,5 %.

Снижение температуры отвода тепла t_k влияет на КПД цикла сильнее, чем повышение температуры подвода тепла, но в ГТУ оно ограничено процессом в газовой турбине, а в ПТУ – температурой охлаждающей среды и процессом в конденсаторе. Так, при работе ПТУ на водяном паре, и при охлаждении пара в конденсаторе водой, температура отвода тепла в цикле не может быть ниже 15 °С. В зимнее время температуру отвода тепла можно снизить ниже 15 °С если охлаждать пар в конденсаторе воздухом, но при этом снижается надежность установки из-за возможности замерзания воды в трубках конденсатора. Снизить температуру отвода тепла в цикле ниже 0 °С и надежно работать можно при применении воздушного конденсатора (ВК), если в качестве рабочего тела в цикле ПТУ использовать органические рабочие тела (ОРТ).

Наиболее высокие КПД в настоящее время получены в утилизационной ПГУ бинарного типа, где объединены два цикла – цикл ГТУ, в котором рабочим телом являются смесь воздуха и продуктов сгорания углеводородного топлива, и цикл ПТУ, где рабочим телом является вода. Связь между циклами осуществляется через котел-утилизатор (КУ), где теплота выхлопных газов ГТУ передается рабочему телу цикла ПТУ.

Пути повышения КПД утилизационной ПГУ определяется уравнением [1]:

$$\eta_{упгу} = \eta_{гту} + (1 - \eta_{гту}) \cdot \eta_{ку} \cdot \eta_{пту}, \quad (1)$$

где $\eta_{упгу}$ – КПД утилизационной ПГУ; $\eta_{гту}$ – КПД ГТУ; $\eta_{ку}$ – КПД КУ; $\eta_{пту}$ – КПД ПТУ.

Из (1) следует, что для повышения КПД утилизационной ПГУ необходимо увеличивать КПД ГТУ, КУ и ПТУ. При этом в утилизационной ПГУ определяющей является ГТУ, т.к. ее мощность составляет 2/3 мощности всей установки, а КПД КУ и ПТУ сильно зависят от температуры газов на выходе из ГТУ. Повышение КПД ГТУ главным образом определяется повышением температуры перед газовой турбиной (ГТ), которая определяется конструктивными материалами, из которых она изготовлена, и совершенством систем ее охлаждения. В настоящее время достигнута температура перед газовой турбиной 1600 °С, что позволило получить КПД ГТУ 43,5 %. Ведутся исследования по достижению температуры перед газовой турбиной 1700 °С, что позволит получить КПД ГТУ до 45 %. Повышение температуры перед газовой турбиной приводит к росту температуры за ней, что увеличивает КПД КУ и позволяет повысить КПД ПТУ. Так на выходе из газовой турбины ГТУ 9НА.02 достигнута температура 645 °С [3], что позволило получить температуру пара перед паровой турбиной (ПТ) в цикле ПТУ 620 °С.

КПД КУ определяется соотношением температур выхлопных газов ГТУ на входе и выходе. Температура выхлопных газов ГТУ на входе в КУ определяется процессом в газовой турбине, а температура на выходе должна быть выше 75°C для исключения возникновения низкотемпературной коррозии металла газового подогревателя конденсата (ГПК).

КПД ПТУ в основном определяется температурой водяного пара на входе в паровую турбину (ПТ), которая зависит от работы ГТ, а также температурой отвода тепла в конденсаторе, которая при работе цикла на воде, как показано выше, не может быть ниже 15°C . Для повышения КПД ПТУ в бинарных утилизационных ПГУ применяются двух или трехконтурные схемы генерации пара в КУ, с целью максимального использования теплоты выхлопных газов ГТУ в КУ. Применение двухконтурной схемы позволяет увеличить КПД на 1,75 %, а трехконтурной на 2,35 %, по сравнению с одноконтурной схемой. Применение промежуточного перегрева пара в трехконтурной ПГУ позволяет повысить КПД на 1,2 % по сравнению с обычной двухконтурной схемой [4, 5].

Из проведенного анализа следует, что при работе цикла ПТУ на воде и водяном паре дальнейшее повышение КПД утилизационных ПГУ возможно в основном за счет повышения температуры смеси воздуха и продуктов сгорания перед газовой турбиной ГТУ.

При заданной температуре водяного пара перед паровой турбиной повышение КПД ПТУ парогазовой установки в основном возможно за счет снижения температуры отвода тепла в цикле, поэтому в ряде работ [6-9] предлагается в качестве рабочего тела цикла ПТУ использовать органические рабочие тела с низкой температурой кипения, а отвод теплоты от него производить в ВК. Это в зимнее время позволит надежно отводить тепло в цикле при отрицательных температурах и повысить КПД ПТУ и утилизационных ПГУ. При этом проблемой при выборе рабочего тела для ОЦР является правильный подбор ОРТ, т.к. они разрабатывались для применения в холодильной технике и поэтому их верхняя предельная температура по условиям термического разложения составляет $200\div 300^{\circ}\text{C}$.

Современные ГТ имеют температуру газов на выходе $400\div 630^{\circ}\text{C}$, а ОРТ допускают верхнюю температуру до $200\div 300^{\circ}\text{C}$, и, применяя с ними бинарный цикл утилизационной ПГУ в КУ потеряем $200\div 330^{\circ}\text{C}$ температурного напора, что снизит тепловую экономичность утилизационной ПГУ. Чтобы устранить этот недостаток, в ряде работ предлагается использовать в утилизационных ПГУ циклы не на двух, а на трех рабочих телах [1, 10–14]. В утилизационной ПГУ с циклами на трех рабочих телах верхний цикл ГТУ работает на смеси воздуха и продуктов сгорания газа, средний – цикл ПТУ, работает на воде и водяном паре, а нижний – цикл ПТУ работает на ОРТ. Учитывая, что в настоящее время основным рабочим

телом в ПТУ является вода и оборудование, работающее на ней, хорошо освоено, целесообразно для среднего цикла выбрать ее в качестве рабочего тела.

Актуальной является конденсация ОРТ в ВК. Как показал анализ литературы [146–180], в настоящее время данный вопрос недостаточно изучен.

При работе ПГУ в условиях пониженных среднегодовых температур окружающей среды в отдаленных северных районах прохождения нефтегазовых магистралей появляется возможность более эффективной работы за счет применения циклов на трех рабочих телах, в которой нижний цикл работает на ОРТ, а его конденсация происходит в ВК. При анализе российской и зарубежной литературы исследований схем ПГУ с циклами на трех рабочих телах не выявлено. Проведенное параметрическое исследование тепловой схемы утилизационной парогазовой установки с циклами на трех рабочих телах, предложенной автором, позволяет определить диапазон параметров, которые способны обеспечить существенное снижение затрат на функционирование удаленных объектов энергообеспечения.

С учетом вышесказанного в работе поставлена задача повышения эффективности утилизационных ПГУ с циклами на трех рабочих телах, где верхний цикл ГТУ работает на смеси воздуха и продуктов сгорания газа, средний цикл ПТУ работает на воде, а нижний цикл ПТУ работает на ОРТ, при этом конденсация ОРТ производится в ВК.

Степень проработанности проблемы

Вопросы создания, совершенствования технологий и тепловых схем ПГУ рассмотрены в работах следующих ученых: Трухний А.Г., Ольховского Г.Г., Березинец П.А., Волкова Э.П., Цанева С.В. Бузова В.Д., Аракелян Э.К., Костюка А.Г., Фролова В.В., Тумановского Г.Г., Христиановича С.А., Зысина Л.В., Гафурова А.М., Шапошникова В.В., Гринмана М.И., Grin' E.A., Cao, Y., Baratieri M., Mohagheghi M., Pihl Erik E., Godoy E., Canepa R., Adams T., Mac Dowell N. и др.

Аспекты изучения и совершенствования конструкций воздушно-конденсационных установок рассмотрены в работах: Мильмана О.О., Федорова В.А., Артемова В.И., Клевцова А.В., Пронина В.А., Кунтыша В.Б., Кирипичикова В.А., Григорьева Б.А., Кириллова А.И., Бессонного А.Н., Керн Д., Крауса А., Berryman R.J., Russel C.M.B., Schrey H.G., Stuart D.O., Dusatko R.A., Lau S.C., Pannell J.R., Griffiths E.A., Coales J.D., Moore J., Grimes R., Walsh E., O'Donovan A. и др.

Изучение свойств органических рабочих тел и применение их в теплосистемных установках приведены в работах: Цветкова О.Б., Томарова Г.В., Огуречникова Л.А., Артеменко С.В., Никитина М.Н., Бабакина Б.С., Стефанчука В.И., Ковтунова Е.Е., Максимова, В.Г. Барабанова, Saleh B., Chen H. Hung T.C. Liu B.-T. Madhawa Hettiarachchi H.D., Tchanche B.F. и др.

Объект исследования – утилизационная парогазовая установка с циклами на трех рабочих телах и конденсацией ОРТ в ВК.

Целью работы является совершенствование тепловой схемы утилизационной парогазовой установки с циклами на трех рабочих телах для повышения КПД и мощности.

Для достижения указанной цели поставлены следующие задачи:

1. Обзор исследований по применению и совершенствованию ПГУ, ВК и ОРТ на ТЭС для выбора наиболее достоверных методик их расчета.
2. Выбор органического рабочего тела для работы в нижнем цикле утилизационной ПГУ при условии конденсации их в ВК.
3. Разработка методик расчета и параметрические исследования схем ПГУ, ВК и их комплекса.
 - 3.1. Разработка методики расчета и параметрические исследования тепловой схемы утилизационной ПГУ с циклами на трех рабочих телах.
 - 3.2. Разработка методики расчета ВК и исследование на ней эффективности конденсации разных видов ОРТ в широком диапазоне температур.
 - 3.3. Разработка методики расчета и параметрические исследования комплекса ПГУ-ВК.

Научная новизна выполненных исследований заключается в следующем:

1. Впервые выведено уравнение взаимосвязи КПД ПГУ с циклами на трех рабочих телах от КПД циклов и КПД связывающих эти циклы элементов.
2. Разработаны оригинальные методики расчета двух тепловых схем утилизационной ПГУ с циклами на трех рабочих телах, отличающиеся способом подогрева конденсата ОРТ перед экономайзером низкого давления – рециркуляцией конденсата и регенеративным подогревом конденсата в смешивающем подогревателе. Показано, что регенеративный подогрев конденсата в смешивающем подогревателе более эффективен.
3. С учетом последних исследований по теплообмену в оребренном трубном пучке разработана методика расчета ВК для исследования конденсации в нем разных видов органических рабочих тел.
4. Впервые разработана методика расчета комплекса ПГУ-ВК, которая позволила провести параметрические исследования с изменением режимных параметров ВК и циклов ПГУ, а также определить наиболее эффективное ОРТ.

На защиту выносятся:

- методика расчета и результаты параметрических исследований тепловой схемы ПГУ с циклами на трех рабочих телах и конденсацией ОРТ в ВК;
- методика расчета и результаты параметрических исследований схемы ВК при конденсации в нем различных рабочих веществ;

– методика расчета и результаты параметрических исследований тепловой схемы комплекса ПГУ–ВК с циклами на трех рабочих телах.

Теоретическая и практическая значимость

1. Выведено аналитическое уравнение связи КПД ПГУ с КПД отдельных циклов и связывающих циклы установок.

2. Программный продукт, реализующий методику расчета воздушного конденсатора, предназначен для проектирования промышленных воздушно-конденсационных установок и может использоваться учебными, научными, промышленными и проектными организациями (свидетельство о гос. рег. программ для ЭВМ № 2015615530).

3. Методика и программа расчета тепловой схемы парогазовой установки на базе трех рабочих тел, позволяющая проводить исследования при изменении параметров рабочих тел в среднем и нижнем циклах ПГУ.

4. Методика и программа расчета системы ПГУ-ВК, позволяющая проводить комплексные параметрические исследования изменения характеристик ВК и ПГУ в зависимости от режимных параметров теплоносителей и окружающего воздуха.

5. Получено заключение о практическом использовании результатов работы на «Дальневосточная генерирующая компания» филиала «Приморская генерация».

Методы исследования:

При выполнении диссертационной работы использовались численные методы исследования с помощью разработанных методик расчета. При разработке методик расчета применены методы материальных и тепловых балансов систем и элементов и методы тепло- и массообмена в ВК и оборудовании утилизационной ПГУ.

Личный вклад автора заключается

– в анализе существующих принципиальных схем ПГУ, формулировании подхода к их совершенствованию для условий пониженных температур окружающей среды путем введения в тепловую схему третьего цикла на органическом рабочем теле (ОРТ) с использованием воздушного конденсатора (ВК), в выборе методик определения основных параметров ПГУ и ВК, разработке на их основе объединенной методики расчета комплекса ПГУ-ВК и реализация данных методик в виде программ расчета на ЭВМ;

– в верификации созданных программ расчета и использовании их для проведения параметрических исследований по определению диапазонов параметров циклов рабочих тел, охлаждающего воздуха, которые отвечают условиям получения наибольшего электрического КПД установки;

– в обработке, анализе, обсуждении полученных результатов и выработке рекомендаций для практического использования на практике.

Положения, выносимые на защиту:

- уравнение взаимосвязи КПД ПГУ с циклами на трех рабочих телах от КПД циклов и КПД связывающих эти циклы элементов;
- методика расчета и результаты параметрических исследований тепловой схемы ПГУ с циклами на трех рабочих телах и с конденсацией ОРТ в ВК;
- методика расчета и результаты параметрических исследований ВК при конденсации в нем различных рабочих веществ;
- методика расчета и результаты параметрических исследований комплекса ПГУ–ВК с циклами на трех рабочих телах.

Степень достоверности и апробация результатов работы

- их непротиворечивостью с существующими базовыми физическими законами и уравнениями термодинамики, с представлениями о процессах в ПГУ, которые описываются в работе основными уравнениями материальных и тепловых балансов, тепло- и массопередачи в элементах ВК, котле-утилизаторе, турбинах, испарителе ОРТ и прочих теплообменных аппаратах;
- использованием для получения основных параметров устройств апробированных и хорошо зарекомендовавших методик расчета газотурбинной и паротурбинной установки, которая работает на водяном паре и паре органических рабочих тел;
- использованием параметров при расчете теплоотдачи в воздушном конденсаторе проверенных критериальных уравнений;
- оценкой погрешности расчетов с использованием теории приближенных вычисления и случайной вариации исходных параметров.

Основные результаты работы докладывались и обсуждались на научных конференциях ТПУ с 2014 по 2017 гг., на Всероссийской научно-технической конференции «Энергетика: эффективность, надёжность, безопасность», Томск, 2014; Региональной научно-практической конференции «Теплофизические основы энергетических технологий», Томск, 2014; Международном молодёжном форуме «Интеллектуальные энергосистемы», Томск 2016, 2017; Международной молодежной научной конференции «Будущее науки», Курск, 2014; Международной конференции «Современные проблемы теплофизики и энергетики», Москва, 2017. На международной молодежной научной конференции «Тепломассоперенос в системах обеспечения тепловых режимов энергонасыщенного технического и технологического оборудования», Томск, 2017. Получено свидетельство Российской Федерации № 2015615530 от 03 апреля 2015 года о государственной регистрации программы для ЭВМ «Расчет секции воздушного конденсатора». Получено заключение о практическом использовании результатов

диссертационной работы на АО «Дальневосточная генерирующая компания» филиала «Приморская генерация».

Публикации

Основные положения, результаты и выводы диссертационных исследований опубликованы в 17 печатных работах, в том числе 4 – в рецензируемых журналах из списка, рекомендованного ВАК РФ: «Известия ТПУ» и «Электрические станции»; 13 публикаций в международных рецензируемых журналах, сборниках конференций, индексируемых базами данных «Web of Science» и «Scopus»: MATEC Web of Conferences, EPJ Web of Conferences, Power Technology and Engineering.

Структура и объем диссертации

Диссертационная работа состоит из введения, 5 глав, заключения и списка литературы. Данная работа изложена на 120 страницах, диссертация содержит 40 рисунков, 20 таблиц, список использованных источников, который включает 191 наименование, 29 страниц приложений.

Во введении раскрывается актуальность диссертации, сформулированы цели и задачи, отражается теоретическая и практическая значимость, и научная новизна полученных результатов.

В первой главе диссертационной работы приведен аналитический обзор основных теоретических и экспериментальных работ по исследованию и совершенствованию ПГУ, анализу свойств рабочих веществ для цикла Ренкина, по особенностям конструкции, способов повышения теплообмена в ВК.

Во второй главе разработаны и сформулированы: методика расчета парогазовой установки с циклами на трех рабочих телах, методика расчета воздушного конденсатора, методика комплексного расчета системы ПГУ-ВК; произведен теоретический анализ по обоснованию тепловой эффективности ПГУ с циклами на трех рабочих телах; выведено уравнение, позволяющее оценить КПД такой ПГУ и определить пути ее совершенствования; представлены тепловые схемы ПГУ с циклами на трех рабочих телах с различными схемами подогрева конденсата перед экономайзером низкого давления.

В третьей главе проведены параметрические исследования парогазовой установки с тремя циклами на трех рабочих телах с двумя вариантами подогрева конденсата ОРТ перед КУ по составленной методике, получены и проанализированы зависимости абсолютного электрического КПД ПГУ брутто и нетто, электрической мощности ПГУ брутто и нетто от начального и конечного давлений водяного пара, от температуры конденсации ОРТ в воздушном конденсаторе.

В четвертой главе по составленной методике проведены параметрические исследования воздушного конденсатора при конденсации в нем различных рабочих веществ, произведены расчеты в программе, получены графические зависимости массовых и объемных расходов теплоносителей, количество секций и коэффициента теплопередачи воздушного конденсатора от скорости и температуры охлаждающего воздуха; построена и проанализирована зависимость аэродинамического сопротивления секции от скорости воздуха.

В пятой главе по составленной программе комплексного расчета системы ПГУ-ВК с циклами на трех рабочих телах и регенеративным подогревом ОРТ проведены параметрические исследования и получены зависимости абсолютного электрического КПД нетто и брутто, электрической мощности ПГУ брутто и нетто, электрической мощности ЦНД от температуры охлаждающего воздуха. Проведено сравнение экономичности и выработки электроэнергии ПГУ-ВК и ПГУ с трехконтурным КУ и промежуточным перегревом в климатических условиях г. Сургут. Построены и проанализированы зависимости мощности, КПД и выработки электроэнергии на данных ПГУ от среднемесячных температур г. Сургут.

В заключении приведены основные итоги диссертационной работы.

ГЛАВА 1. СОВРЕМЕННОЕ СОСТОЯНИЕ ВОПРОСОВ ПО ПОВЫШЕНИЮ ЭФФЕКТИВНОСТИ ПАРОГАЗОВЫХ УСТАНОВОК

1.1 Анализ опубликованных результатов исследований по парогазовым установкам

В соответствии с ГОСТ 27240-87 энергетическая парогазовая установка на органическом топливе – это конструктивная совокупность паровых и газовых турбин, камер сгорания, компрессоров, парогенераторов, вспомогательного оборудования и систем управления, которые объединены в общий газовоздушный и пароводяной тракт. Данная установка предназначена для одновременного преобразования энергии продуктов сгорания и пара в механическую работу валов газовой и паровой турбин [15].

Теоретические условия применения ПГУ-технологий были разработаны в 60-х годах 20-го столетия. Однако для эффективной реализации проектов ПГУ необходимы были высокотехнологичные мощные ГТУ. Поэтому только значительный прогресс газотурбинного машиностроения, начиная с 1990-х годов, дал качественный скачок в повышении эффективности генерации энергии с применением ПГУ [16].

В 1960-х годах электрический КПД ГТУ составлял $24\div 32\%$, в 1980-х уровень поднялся до $36\div 37\%$, что позволило создавать на тот момент ПГУ с КПД до 50 %. К настоящему моменту КПД ГТУ достигает 40 % и более [17], что позволяет проектировать ПГУ с КПД до 60 % и выше. Для традиционных паротурбинных блоков в случае успешного технического решения проблем, связанных с применением ультрасверхкритических параметров пара, КПД будет составлять $47\div 49\%$, что значительно ниже, чем достигнутые значения КПД ПГУ [16]. Кроме того, стоимость парогазовых установок значительно ниже, чем у паротурбинных и составляет от 500 до 800 \$/кВт [18], и зависит от единичной мощности, особенностей конструкции и конфигурации оборудования. У паротурбинных блоков стоимость сооружения составляет от 2000 до 3000 \$/кВт. Строительство тепловых электростанций с ПГУ составляет около 2 лет, у паротурбинных блоков от 3 до 5 лет [19].

Высокая эффективность парогазовых установок на сегодняшний день позволяет широко использовать их в теплоэнергетике и открывает пути дальнейшего их развития. В мировой литературе приводится множество решений по совершенствованию газотурбинных и парогазовых технологий с целью повышения надежности, экологичности, маневренности и эффективности работы.

Так в работах [20-24] предлагаются технические решения по снижению температуры воздуха на входе в компрессор с целью уменьшения зависимости технико-экономических параметров газотурбинной и парогазовых установок от условий окружающей среды. Авторами предлагаются: система VAIAC; технологии инжекции в систему забора воздуха энергии

регазификации СПГ; холодное тепловое хранилище; абсорбционные холодильные машины для эффективного охлаждения воздуха на входе в компрессор до температуры $10 \div 15$ °С.

В [25-34] рассматриваются вопросы применения в ПГУ внутрицикловой газификации (ВЦГ) угля и биомассы, и сжигания синтез-газа с применением устройств улавливания СО и СО₂ из уходящих газов. Технологии ВЦГ совместно с технологиями глубокой очистки уходящих газов позволят расширить спектр используемых видов топлив и добиться высокой степени улавливания вредных веществ, однако стоимость строительства данных парогазовых установок возрастает до 3000÷5500 \$/кВт.

В работах [35-37] приводятся варианты оптимизации газотурбинного цикла с целью повышения КПД парогазовой установки. В [38-41] оценивается эффективность парового охлаждения рабочих лопаток газовой турбины и паровой впрыск в камеру сгорания с целью повышения начальной температуры газов в ГТУ. Отмечается, что данные решения позволяют повысить КПД ПГУ на $1,7 \div 2,1$ % за счет более высокой температуры перед газовой турбиной, и как вследствие, высокой температуры выхлопных газов ГТУ перед КУ.

В [42-52] предлагаются решения по оптимизации котла-утилизатора с целью максимально возможного использования тепла выхлопных газов ГТУ в паротурбинном цикле. Делается акцент на эксергетическую эффективность работы котла-утилизатора. Благодаря предлагаемой оптимизации рабочих параметров, конструкторским решениям, увеличения количества контуров, снижается себестоимость отпускаемой электроэнергии, повышается надежность и мобильность установки. В работе [42] Хусаинов К.Р. предлагает в воздухоохладителе компрессора ГТУ для ПГУ с двухконтурным КУ расположить пароперегреватель низкого давления, и отмечает, что данное решение позволяет повысить КПД ПГУ на 3 %.

В работах [53-58] рассматриваются проблемы и методики проектирования технологий улавливания СО₂ из уходящих газов КУ ПГУ.

В [59-76] приводятся варианты оптимизации тепловых схем, компоновки оборудования, рабочих параметров, основного и вспомогательного оборудования парогазовых установок с целью снижения капитальных затрат на строительство, эксплуатационных издержек, снижения экологической нагрузки и повышения маневренности комбинированных установок. В работе [61] показано, что для одновальной компоновки парогазовой установки, при которой на одном валу размещены газовая турбина, компрессор, паровая турбина и электрогенератор, сокращаются капитальные вложения на 10 % относительно многовальной компоновки. В [62] доказана тепловая эффективность ПГУ с регенеративным подогревом питательной воды перед ГПК КУ, при этом КПД ПГУ на базе газовой турбины «Siemens V94.2A» возрастает с 56 до 60 %. В [68] приводится оптимизация компоновки и рабочих параметров для ПГУ с трехконтурным КУ, которая снижает стоимость установки на 9 %.

В [77-79] с целью достижения максимального коэффициента использования топлива предлагаются схемы когенерационных ПГУ, в которых генерируется электроэнергия, тепло и холод с возможностью использования такой установки в вододефицитных районах совместно с воздушным конденсатором.

В работах [10, 80-89] изучаются тепловые схемы ПГУ с циклом ПТУ, работающем на ОРТ – органическом цикле Ренкина (ОЦР), выполняется предварительный расчет и конструирование основного оборудования для данной установки. Учеными рассматриваются рабочие характеристики веществ для применения в парогазовой установке. Однако верхний предел начальной температуры для ОЦР не может быть выше $250\div 300\text{ }^{\circ}\text{C}$, поэтому применять данные технологии выгодно только на маломощных ГТУ с низкой температурой выхлопных газов.

1.2 Проблемы и перспективы применения органического цикла Ренкина

Экономичность парогазовых установок в большой степени зависит от эффективности работы низкопотенциальной части, в частности цикла Ренкина. В современной парогазовой установке утилизационного типа низкопотенциальная часть состоит из паротурбинной установки, работающей на водяном паре. Однако вода имеет ряд недостатков, связанных температурой замерзания при $0\text{ }^{\circ}\text{C}$, которая не позволит отводить тепло от цикла ниже данного значения. Поэтому в данной работе в парогазовой установке предлагается использовать два цикла Ренкина. Первый цикл Ренкина работает на водяном паре и предназначен для утилизации тепла выхлопных газов ГТУ при температуре $400\div 650\text{ }^{\circ}\text{C}$, и второй цикл – органический цикл Ренкина, работающий на ОРТ, способный утилизировать и полезно использовать отработанное тепло от цикла на водяном паре и тепло охлажденных выхлопных газов ГТУ в КУ в диапазоне температур $150\div 350\text{ }^{\circ}\text{C}$.

В работе делается акцент на разработку оптимальной схемы взаимодействия между этими двумя циклами и поиск решения отвода тепла в нижнем цикле при низких температурах с целью повышения КПД парогазовой установки.

В современной литературе приводится множество сведений о ОЦР, оптимизации схем и рабочих параметров, компоновки оборудования, возможности утилизировать различное низкопотенциальное тепло.

В [90-97] приводится обзор рынка ОЦР и предлагаются варианты экономической оптимизации для систем утилизации тепла при помощи ОЦР, в которых производится поиск оптимальных характеристик для веществ: аммиак, R123, PF5050, R245fa, н-бутан, н-пентан, R1234yf, азеотропных растворов ~~Solkatherm~~ и др. Для каждого вещества определяются следующие целевые функции: экономическая рентабельность, термодинамическая

эффективность, которые рассчитываются по различным оптимальным условиям работы с от температуры испарения.

В [98-102] изучаются вопросы по созданию и экспериментальному исследованию турбин, работающих на ОЦР. Для применения в ОЦР на ОРТ рассматриваются радиальные турбины, детандеры, турбодетандеры, расширители прокрутки. Для турбомашин рассматриваются рабочие вещества с учетом условий эксплуатации и экологически чистых характеристик. В работе [100] описываются особенности бинарных циклов, в которых в качестве нижнего цикла используется ОЦР, предъявляются следующие требования к ОРТ: термодинамические, теплофизические и эксплуатационные. Проведенные расчеты показывают, что турбины, работающие на ОРТ и выполненные по стандартной конструкции, не удовлетворяют требованиям надежности. Поэтому в [100] предлагается конструкция турбины с консольным ротором. В [101, 102] авторы предлагают использовать для ОЦР турбодетандеры (рисунок 2), т.к. они обладают компактностью, большим ресурсом и упрощенной компоновкой.

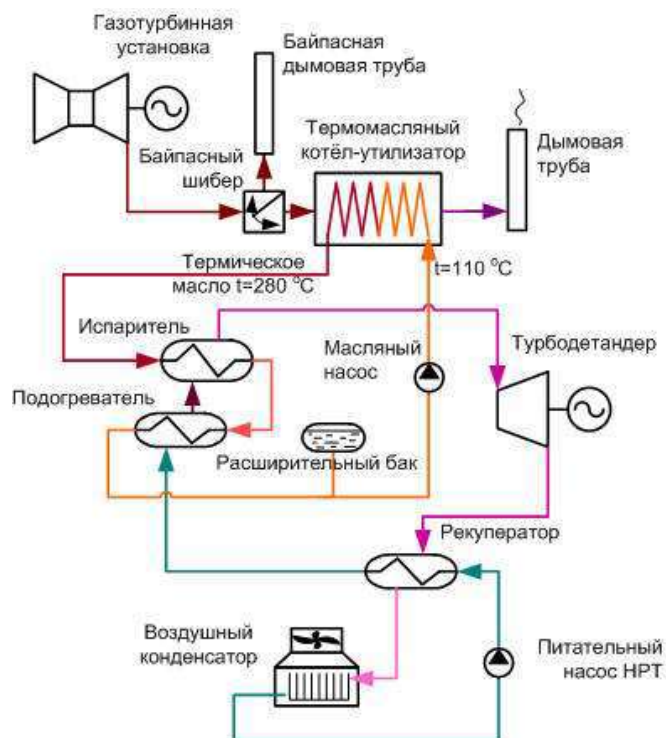


Рисунок 2 – Схема комбинированной установки ГТУ-ОЦР малой мощности

Как отмечалось выше, схема установки, приведенная на рисунке 2, применима для надстройки ГТУ малой производительности (менее 200 кВт), т.к. они имеют низкую температуру газов на выходе из газовой турбины. Особенностью данной установки является промежуточный термо-масляный контур, которому передается тепло уходящих газов. Данный контур предохраняет горючее рабочее тело нижнего контура от воспламенения. Через испаритель и подогреватель тепло от масляного цикла передается к нижнему циклу, который работает на пентане. Пентан в состоянии насыщения после испарителя направляется в

турбодетандер, где расширяется. Важной частью данной установки является схема отвода тепла от нижнего цикла, т.к. после турбодетандера органическое рабочее тело находится в состоянии перегретого пара, поэтому для снятия данного перегрева требуется установка рекуператора, в котором тепло от пара ОРТ передается конденсату, тем самым нагревая его перед подогревателем. Далее охлажденный пар направляется в воздушный конденсатор, в котором конденсируется внутри труб, омываемых воздухом.

Для ГТУ большей мощности установка подобной схемы ОЦР невыгодна, т.к. большая часть потенциальной энергии уходящих газов теряется в масляном контуре. Однако данная схема установки имеет ряд преимуществ: компактный турбодетандер и возможность конденсации ОРТ при отрицательных температурах в воздушном конденсаторе.

В [11] автором исследуется эффективность теплоутилизирующих установок с использованием органического рабочего тела в нижнем тепловом контуре (рисунок 3).

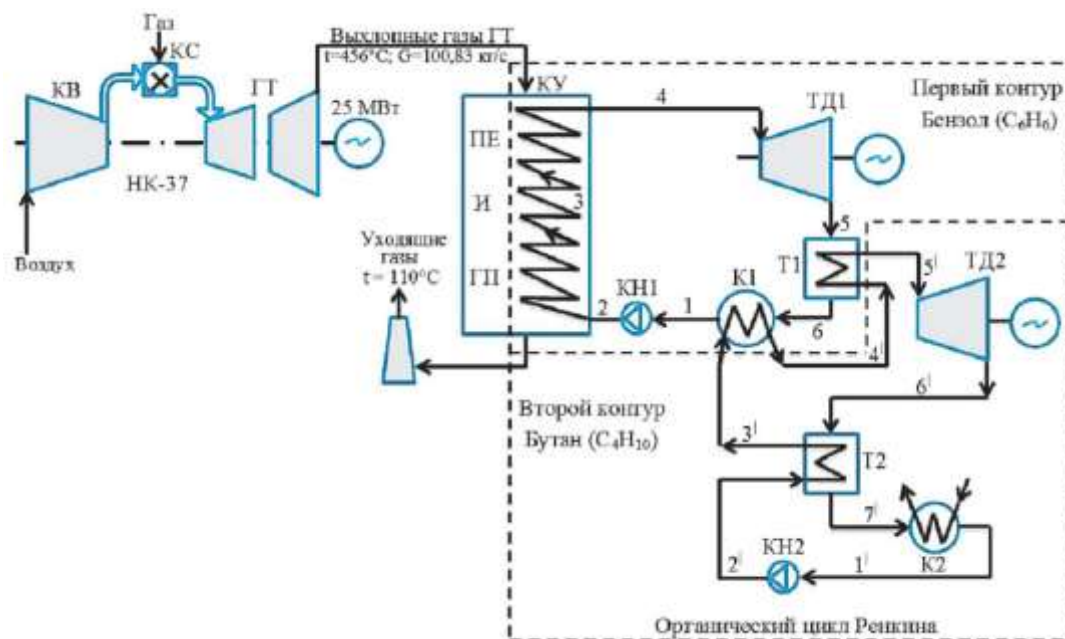


Рисунок 3 – Технологическая схема газотурбинного цикла с комбинированным теплоутилизационным контуром на ОРТ:

ГП – газовый подогреватель ОРТ, ТД – турбодетандер, КВ – воздушный компрессор, КС – камера сгорания, ГТ – газовая турбина, КУ – котел-утилизатор, ПЕ – перегреватель пара, И – испаритель, ГП – газовый подогреватель, ТД₁, ТД₂ – турбодетандер, Т₁, Т₂ – теплообменник-рекуператор, К₁, К₂ – конденсатор, КН₁, КН₂ – конденсатный насос

В данной установке преобразование низкопотенциальной энергии происходит в двух замкнутых циклах, работающих на бензоле и бутане. В качестве рабочего тела первого контура выступает бензол, второго контура – бутан. Процесс нагрева бензола происходит в КУ (в газовом подогревателе, испарителе и пароперегревателе), в который поступают выхлопные газы ГТУ с температурой 456 °С. Бензол с температурой 360 °С направляется в турбодетандер

(ТД₁), в котором расширяется и при температуре 188,6 °С направляется в рекуператор (Т₁), в котором снимается перегрев, далее в конденсатор, охлаждаемый бутаном. В рекуператоре (Т₁) происходит испарение бутана, который направляется в турбодетандер (ТД₂). На выходе из ТД₂ бутан с температурой 43,7 °С направляется в рекуператор Т₂, далее в конденсатор, охлаждаемый водой.

Среди преимуществ данной установки можно выделить наличие рекуператоров, которые снижают потери в конденсаторе и повышают тепловую эффективность. Среди недостатков отмечаются высокие температурные напоры в КУ между бензолом и выхлопными газами ГТУ: на горячем конце КУ составляет 96 °С; опасность термического разложения бензола при взаимодействии с выхлопными газами ГТУ, бутаном, низкая надежность работы установки, наличие конденсатора, охлаждаемого водой, не позволяет конденсировать бутан при низких температурах.

В [103-122] изучаются и анализируются свойства ОРТ для ОЦР. Анализ свойств веществ осуществляется при помощи компьютерного моделирования, при этом учитываются параметры безопасности и охраны окружающей среды, такие как воспламеняемость, токсичность, ODP и GWP. Изучается параметрическая оптимизация и анализ эффективности системы регенерации отработанного тепла на основе ОЦР с использованием R12, R113, R123, R134a, R141b, R142b, R152a, R227ea, R236fa, R236ea, R245fa, RC318, R600, R600a, HFE7000, CO₂, н-пентан, изобутан, пропан, алканы, силоксаны, зеотропные смеси, фторуглероды. Авторами отмечается, что для утилизации тепла с температурой 250÷300 °С большая эффективность ОЦР достигается при использовании алканов, ароматических соединений и силоксанов, при утилизации тепла с более низкой температурой рекомендуется использовать природные хладагенты и фреоны. В [118-121] авторы пришли к выводам о том, что зеотропные смеси не повышают эффективность работы ОЦР, однако повышают эксплуатационную и экологическую безопасность. В [122] отмечаются достоинства применения фторуглеродов в ОЦР: имеют высокую плотность, высокую температуру разложения, конденсация происходит при избыточном давлении, обладают химической инертностью, обеспечивают пожаробезопасность. В [116, 117] изучаются характеристики теплообмена при испарении ОРТ на экономичность ОЦР. Отмечается, что оптимальная конструкция испарителя является одним из ключевых факторов повышения эффективности и экономии ОЦР. Полученные данные показывают, что модифицированные ОЦР более эффективны с использованием R113. Однако R113 относится к группе озоноразрушающих хладагентов, поэтому в настоящее время согласно Монреальскому протоколу его применение запрещено.

В работе [123] показано, что ОЦР с отбором пара из турбины имеет наибольшую тепловую и эксергетическую эффективность.

В работах [124-127] описаны методики подбора оптимальных рабочих веществ для применения при утилизации низкопотенциального тепла с учетом предъявляемых экологических, физико-химических, технических и экономических требований.

Следует отметить, что в представленных работах обсуждается не весь перечень параметров, которыми обладают ОРТ и рассмотрены не все известные безопасные вещества.

1.3 Анализ рабочих веществ и их свойств для органического цикла Ренкина

В ОЦР в качестве рабочего тела применяются ОРТ, обладающие низкой температурой кипения, что позволяет решить ряд проблем, имеющих у воды: снизить температуру отвода теплоты за счет применения воздушного конденсатора в зимнее время и этим повысить КПД цикла. За счет большой плотности удастся уменьшить габариты, массу и стоимость агрегата. За счет конденсации пара при более высоком давлении, можно снизить или устранить присосы воздуха в конденсатор и улучшить теплообмен в нем. Применение ВК позволяет снизить потребление воды на ТЭС. ОЦР используют для генерации электроэнергии на основе низкопотенциальной теплоты, но также его можно использовать в циклах ПГУ [9, 128]. В северных районах, где длительное время температура воздуха стоит ниже 0 °С, можно понизить температуру отвода тепла в цикле, используя вместо традиционных конденсаторов – ВК, а в качестве рабочего тела – ОРТ, не замерзающие при температурах ниже -40 °С. Большинство ОРТ химически разрушаются при температурах выше 200÷350 °С. Поэтому предлагается использовать ОРТ в ПГУ с тремя циклами: верхний – цикл Брайтона для ГТУ, средний – цикл Ренкина на воде и нижний – ОЦР [4]. Применение ОРТ в ОЦР позволяет отводить тепло в ВК при температурах ниже 0 °С [9], уменьшить габариты и стоимость паровой турбины и конденсатора, существенно снизить потребление воды для технологических целей. Экономические, экологические показатели и параметры надежности ОЦР имеют явную зависимость от типа ОРТ [129, 130]. Экологическая чистота хладагента определяется потенциалами ODP и GWP.

Имеются 4 группы органических рабочих тел, представленные в таблице 1.

Таблица 1 – Группы ОРТ

№	Группа ОРТ	Вещества
1	Озоноразрушающие хлорфторуглероды и гидрохлорфторуглероды	R11, R12, R12B1, R13, R13B1, R21, R22, R113, R114, R115, R123, R124, R141b, R142b, R502, R503, R504

Продолжение таблицы 1

2	Переходные гидрохлорфторуглероды	R401, R401B, R401C, R402A, R402B, R403A, R403B, R405A, R406A, R408A, R409A, R409B, R411A, R411B, R412F, R509, C10M1, C10M2
3	Озонабезопасные гидрофторуглероды	R23, R32, R125, R143a, R161, R128, R134a, R152a, R131, R227ea, R326fa, R245fa, R116, RC318, RE347mcc, R846, HFO-1234yf
4	Природные хладагенты	воздух (R729), аммиак (R717), диоксид углерода (R744), этан (R170), пропан (R290), изобутан (R600a), н-бутан (R600), циклопропан (C270), циклопентан (R1270), диметиловый эфир (RE170)

ОРТ при работе в ОЦР должно иметь следующие свойства:

- давление насыщения паров ОРТ в рабочем диапазоне температур цикла должно быть не ниже атмосферного, чтобы не возникало проблем для создания вакуума, обеспечения прочности и герметичности теплообменников, трубопроводов и арматуры;
- ОРТ должно иметь высокую температуру в критической точке;
- для уменьшения габаритов установки ОРТ должно иметь большую плотность и молекулярную массу;
- высокая удельная работа в турбине для рабочего диапазона температур;
- теплоемкость ОРТ в жидком состоянии должна быть как можно меньше, а теплота парообразования как можно больше;
- для обеспечения малых потерь на трение и больших коэффициентов теплоотдачи вещество должно иметь низкую вязкость жидкой и паровой фаз;
- для обеспечения эффективного теплообмена должна быть высокая теплопроводность жидкой и паровой фаз;
- производная dT/dS должна быть близка к 0, где T – температура; S – энтропия, для линии насыщенного пара, что обеспечит работу турбины без потерь от влажности и не потребует перегрева пара в цикле;
- в области высоких температур цикла (>400 °C) должна быть обеспечена термическая стабильность;
- для предотвращения замерзания тройная точка должна быть ниже наименьшей температуры цикла;
- ОРТ не должно быть токсичным, легковоспламеняющимся и взрывоопасным;
- ОРТ должно быть недорогим, легкодоступным и экологически чистым;

- ОПТ должно иметь низкие значения ODP и GWP.

В настоящее время нет ни одного ОПТ, полностью удовлетворяющего перечисленным требованиям. Для исследований на основе анализа имеющихся публикаций [131–133] и предъявляемым требованиям к рабочим телам были выбраны следующие рабочие тела: вода, аммиак, пентан, бутан, R134a, R152a, R365mfc, RC318, R236ea, R236fa, R123, R245ca, R245fa. Эти ОПТ имеют низкий ODP. Пентан и бутан имеют GWP близкий к 0. Недостатком их является горючесть. Остальные ОПТ не горючи, но имеют высокие значения GWP. Все выбранные ОПТ имеют положительный наклон пограничной кривой насыщенного пара, поэтому процесс в паровой турбине проходит области перегретого пара.

Теплофизические и термодинамические свойства рабочих тел, определенные на основе базы «REFPROP» [134], приведены в таблицах 2 и 3, где параметры обозначены следующим образом: M – молекулярный вес; $t_{тр}$ – температура тройной точки; t_0 – температура кипения при давлении 98 кПа; $t_{кр}$ – критическая температура; $P_{тр}$ – критическое давление; $\rho_{кр}$ – критическая плотность; ξ – значение производной dT/dS на линии насыщенного пара; P_s – давление насыщения; ρ^* – плотность и μ^* – динамическая вязкость при температуре 15 °С.

Таблица 2 – Свойства рабочих тел

Рабочее тело	M , г/моль	$t_{тр}$, °С	t_0 , °С	$\rho_{кр}$, моль/л	ξ , Дж/(кг·К ²)	GWP
вода	18	-0	100	17,87	-17,78	0
аммиак	17	-78	-33	13,21	-10,48	3
бутан	58	-138	-1	3,92	1,03	3
пентан	72	-130	36	3,22	1,51	11
R134a	102	-103	-26	5,02	-0,39	1300
R152a	66	-119	-24	5,57	-1,14	120
R236ea	152	-273	6,5	3,70	1,39	1200
R236fa	152	-93	-1	3,70	0,76	8000
R123	153	-107	28	3,60	2,76	90
R245ca	134	-273	25	3,91	1,38	610
R245fa	134	-102	15	3,85	0,19	950
R365mfc	148	-34	40	3,20	0,86	<1500
RC318	200	-40	-7	3,10	1,12	9100

Из таблицы 2 видно, что рабочие тела природного происхождения имеют низкие значения GWP, в то время как синтетические фреоны могут оказывать существенное влияние на интенсивность развития глобального потепления.

Таблица 3 – Эксплуатационные характеристики рабочих тел

Рабочее тело	$P_{кр}$, МПа	$t_{кр}$, °C	P_k , МПа	ρ^* , кг/м ³	μ^* , мПа·с
вода	22,06	373,95	0,002	999	1142
аммиак	11,33	132,25	0,72	617	146
бутан	3,80	151,98	0,18	584	175
пентан	3,37	196,55	0,05	631	238
R134a	4,06	101,06	0,49	1244	221
R152a	4,52	113,25	0,44	925	183
R236ea	3,50	139,29	0,143	1456	441
R236fa	3,20	124,85	0,101	1393	324
R123	3,66	183,68	0,062	1489	470
R245ca	3,925	174,42	0,068	1411	622
R245fa	3,65	154,01	0,101	1365	464
R365mfc	3,27	186,85	0,037	1278	463
RC318	2,78	115,23	0,224	1538	420

Наивысшими значениями критических температур обладают пентан, R365mfc, R123.

Наименьшие значения вязкостно-плотностных характеристик имеют (по мере возрастания): аммиак, бутан, пентан, R152a, R134a, R236fa, R365mfc, R245fa, R236ea, RC318, R123, R245ca, вода. На рисунке 4 приведена TS-диаграмма для линий насыщения воды и некоторых ОРТ, которые могут использоваться в ОЦР.

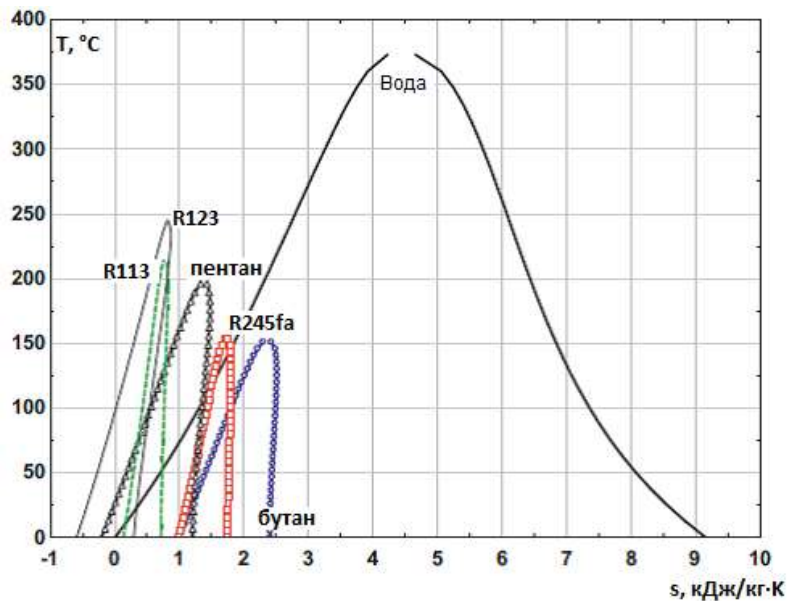


Рисунок 4 – TS-диаграмма линии насыщения воды и ОРТ [135]

Из рисунка 4 видно, что теплота парообразования у воды выше, чем у ОРТ, поэтому удельная работа ОЦР относительно мала. Для повышения мощности ОЦР необходимо увеличивать массовую скорость и расход теплоносителя. Благодаря малой энтальпии испарения ОРТ установки имеют простую конструкцию, поэтому на ОЦР применяются турбины одно- и двухступенчатые. Кроме того, для практически всех ОРТ спад линии насыщения происходит с уменьшением энтропии, поэтому в турбине процесс расширения происходит в области перегретого состояния.

Вода в теплоэнергетике является основным веществом в качестве рабочего тела в цикле Ренкина. При этом она имеет существенные недостатки: большое отрицательное значение $\xi = -17,78$, что требует перегрева пара и приводит к значительным потерям от влажности в турбине; высокую температуру тройной точки $0\text{ }^{\circ}\text{C}$, что создает проблемы при работе в зимнее время и не позволяет снизить температуру отвода тепла в цикле ниже $10\text{ }^{\circ}\text{C}$; большая вязкость в жидком состоянии μ' приводит к большим затратам электрической мощности на перекачивающих насосах; для получения больших значений КПД необходимы высокое давление и температура в верхней области цикла и глубокий вакуум в нижней, что создает много проблем с выбором конструкционных материалов и обеспечением вакуума. Все рассматриваемые хладагенты, кроме воды, имеют температуру тройной точки ниже $-50\text{ }^{\circ}\text{C}$, что определяет их надежную работу в зимнее время. Аммиак по ряду свойств соизмерим с водой. К недостаткам аммиака следует отнести: высокое давление конденсации, что требует увеличения затрат в выхлопную часть паровой турбины и в конденсатор; большое отрицательное значение $\xi = -10,48$, что ведет к большим потерям от влажности; большой напор на перекачивающих насосах, что ведет к значительным затратам мощности на собственные нужды. Кроме того, аммиак ядовит, горюч и

взрывоопасен, что сильно ограничивает его применение. Все остальные ОРТ имеют ξ близкую к 0, которая обеспечивает их работу в паровой турбине без потерь от влажности. В качестве преимущества пентан, по сравнению с бутаном, имеет более высокую молекулярную массу и большую критическую температуру, а как недостаток высокую t_0 , что приводит к возникновению вакуума в конденсаторе при температуре ниже 36 °С. Общий недостаток это горючесть. Фреоны R134a и R152a обладают наименьшими температурами кипения, поэтому они более предпочтительны для холодильных машин. К их недостаткам следует отнести высокие давления конденсации и низкую критическую температуру. Наиболее предпочтительны для применения в ОЦР фреоны R365mfc, R236fa и R245fa. Главным недостатком R236fa является высокое значение GWP. В качестве преимущества, R365mfc, R245fa, R245ca по сравнению с R236fa имеют большие значения удельной теплоты парообразования и теплоперепада при температуре насыщения 100 °С до давления насыщенного пара при температуре 15 °С, а как недостаток – более высокую температуру t_0 [136].

На основе проведенного анализа можно сделать вывод о том, что из представленных в базе «REFPROP» [134] веществ, в качестве рабочего тела для ОЦР наиболее предпочтительны пентан, бутан, R245fa, R245ca, R365mfc.

1.4 Проблемы и перспективы применения воздушных конденсаторов в энергетике

Экологическая безопасность ТЭС зависит от множества факторов: выбросы вредных веществ, загрязнение шумом, тепловое загрязнение, безвозвратное потребление водных ресурсов, низкая эффективность использования природных ресурсов, от условий работы низкопотенциальной части цикла, в которой необходимо создать глубокий вакуум в конденсаторе и обеспечить стабильную, надежную и экологически чистую работу. В энергетической области возрастает интерес к технологиям, повышающим энергетическую эффективность выработки энергии и сбережение природных ресурсов [137].

Пресная вода превращается в дефицитный природный источник. За последнее столетие ее мировое потребление на бытовое, сельскохозяйственное и промышленное потребление выросло в 7 раз и достигло $4 \cdot 10^{12}$ м³/год, что составляет около 4,5 % всех мировых запасов данного ресурса. Потребление водных ресурсов растет с каждым годом примерно на $7 \cdot 10^{10}$ м³ [138]. В РФ общий забор пресной воды из источников составляет $6 \div 8 \cdot 10^{10}$ м³ [139]. Потребление воды на охлаждающие цели составляет 75 % от всего использования [140]. Безвозвратное потребление воды для России составляет 12÷15 %. Острой проблемой стоит возврат отработавшей воды, так как 1 м³ становится загрязнителем десятков или сотен кубометров

чистой пресной воды [140]. Топливо-энергетический комплекс России как сектор экономики страны потребляет 36,3 млрд м³ пресной воды [141]. Переход к рациональному использованию пресной воды на электростанциях становится все более актуальным. Ужесточение мер по использованию ресурсов и увеличение штрафных санкций в случае несоблюдения данных мер требуют от энергетики перехода от традиционных технологий получения тепловой и электрической энергии к более современным и совершенным технологиям. Так при использовании на электростанции открытой системы охлаждения циркуляционной воды, потери пресного источника достигают 4 %, отказ от данной схемы в пользу воздушных систем конденсации позволит в значительной степени снизить пагубное воздействие на окружающую среду. Применение воздушного охлаждения отработавшего пара исключает безвозвратное потребление, устраняет типичные для традиционного конденсатора проблемы: биологические отложения, накипь. При этом значительно повышается его надежность и межремонтный ресурс работы. Полностью отпадает необходимость в применении водозаборных и очистных сооружений, что позволит избежать загрязнения окружающей среды солями и насыщения атмосферного воздуха водяным паром [137, 142].

Секционные теплообменные агрегаты с воздушным охлаждением рабочего вещества нашли широкий круг применения [142]: в теплоэнергетической отрасли – конденсатор пара для ПГУ, геотермальных станций, теплоутилизационных установок; в атомной энергетике применяются в качестве аварийного расхолаживания ядерного реактора; в нефтеперерабатывающей и химической отраслях; в газовой промышленности применяются в качестве охладителей рабочего масла и природного газа после его сжатия в компрессоре; в калориферах, кондиционерах различных направлений и назначений. Решение о переходе от традиционной системы конденсации пара к ВК позволит сократить потребление пресной воды на 90-95 % на электростанциях и исключить тепловое загрязнение водоемов. Эта технология позволит в перспективе обеспечивать ресурсо- и энергосбережение, кроме того значительно снизить остроту типовых экологических проблем на ТЭС [143, 144]. Начиная с 70-х годов прошлого столетия, ВК начали применяться на мощных паротурбинных энергоблоках в США, Германии, Франции, ЮАР, Нидерландах, Испании [137, 143]. В последнее время за рубежом стали применять ВК на ПГУ мощностью от 150 до 850 МВт в США, Великобритании, Бельгии, Италии, Мексике, Алжире, Бахрейне и пылеугольных энергоблоках суперсверхкритических параметров пара мощностью 600 и 660 МВт в Китае. В России ВК и сухие градирни установлены на Верхне-Мутновской геотермальной станции, Сочинской ТЭЦ, Адлерской ТЭС и Первомайской ТЭЦ.

Если в 1970-1980-х годах ВК применялись в районах, лишенных водных источников, то на данный момент они применяются в регионах, обладающих значительными запасами пресной

воды. Это объясняется неоспоримыми преимуществами, которые явно выражены как с экологической и эксплуатационной, так и технико-экономической стороны [144–146].

Главной проблемой при работе ВК на водяном паре являются большие габариты установки из-за малой плотности водяного пара при низких давлениях и опасность замерзания конденсата в зимнее время года и, вследствие этого, возникает разрыв труб. Эта проблема решается при конденсации в ВК ОРТ, которые используются в ОЦР. Значительное повышение эффективности на энергоблоках с применением ВК можно получить на ПГУ с тремя рабочими телами [138] при установке в районах России с суровыми климатическими условиями, где в основном расположены месторождения нефти и газа, а температуры наружного воздуха в течение года ниже $0\text{ }^{\circ}\text{C}$ держатся $7\div 8$ месяцев в году. Накопленный опыт эксплуатации ВК может обеспечить возможность их надежной эксплуатации в широком диапазоне температур: от -55 до $+55\text{ }^{\circ}\text{C}$ в условиях резко-континентального климата [140, 145].

В работах [144, 147] установлено: конвективное охлаждение воздухом экономически целесообразно, если температурный напор между охлаждающим воздухом и рабочим телом не превышает $12\text{--}14\text{ }^{\circ}\text{C}$. В ВК возможна конденсация различных тел, обладающих широким диапазоном изменения параметров.

На данный момент имеется множество литературных источников [148–185], в которых предлагаются различные технологии, методы и идеи по совершенствованию конструкции и повышению интенсивности теплообмена в воздушных конденсаторах.

В работах [148–157] рассматриваются различные конструкции и компоновки воздушного конденсатора с целью повышения эффективности системы естественного и принудительного сухого охлаждения, а также снижения негативного воздействия внешних ветров. В [158, 159] анализируется проблема замерзания воды в трубках ВК при отрицательных температурах наружного воздуха и устранение ее двумя методами: увеличением толщины ребра и снижением нагрузки на вентиляторы. В [169–164] предлагаются методики оребрения и компоновки трубок, позволяющие повысить теплообмен между конденсируемым теплоносителем и охлаждающим воздухом. В [165–168] авторы занимаются изучением причин и механизмов роста температуры воздуха на входе в дутьевые вентиляторы и предлагают методы борьбы с данным эффектом. В [169–172] изучается влияние оптимизации работы вентиляторов на эффективность теплопередачи в воздушном конденсаторе. Показано, что увеличение производительности на $5,6\div 113,4\%$ может быть достигнуто путем оптимизации работы вентиляторов и новой конструкции ВК, а также применением испарительных охладителей и дутьевых вентиляторов с переменной скоростью вращения. В [173, 174] описаны способы снижения потерь энергии с помощью технологий, которые уменьшают тепловое сопротивление и повышают массовый расход воздуха. В работах В.А. Федорова и О.О. Мильмана [175–178] рассматриваются вопросы

и особенности экспериментально-расчетных исследований потоков охлаждающего воздуха в секции ВК. А.А. Жинов в работе [179] описывает модели потерь давления воздуха в оребренном пучке секции ВК. Проведенный анализ дает возможность осуществлять 3D-моделирование потока охлаждающего воздуха секции ВК и определять все ее параметры.

Проблемой проектирования и применения ВК является отсутствие подробной и достоверной методики их расчета. При этом наиболее проблемным является вопрос охлаждения пакета оребренных труб воздухом.

Для создания методики и программы расчета ВК, работающего на ОРТ, произведен анализ литературы [140, 180-184] и выбор из известных в настоящее время наиболее приемлемой методики для расчета пакета оребренных труб при их охлаждении воздухом.

Максимальный коэффициент теплоотдачи наблюдается при расчетах по методикам А.И. Кириллова [180] и J. Moore [181], при этом погрешность расчетов относительно экспериментальных данных достигает 20 % и выше. Методика А.Н. Бессонного, В.Б. Кунтыша [140] является наиболее используемой, однако расчеты основаны на использовании общих уравнений подобия для нахождения коэффициента теплоотдачи от оребренных труб к воздуху, не рассматривая особенности конкретных компоновочных параметров пучка труб.

В методике Е.Н. Письменного [182–184] расчетные зависимости описывают случаи, когда принимаются во внимание различия между коридорной и шахматной компоновкой трубных пучков, влияние геометрии оребренных труб, а также влияние интенсивности теплоотдачи по поверхности ребра на коэффициент теплоотдачи. Методика обеспечивает высокую точность расчета теплообмена пакетов поперечно-оребранных труб по сравнению с другими, имеющимися на сегодняшний день расчетными методиками. Это подтверждается результатами сравнительной оценки точности результатов данных, полученных автором методом полного теплового моделирования [182]. Поэтому эта методика принята для разработки методики расчета ВК.

Для расчета процессов конденсации ОРТ в трубах ВК принята методика [185] Бойко–Кружилина.

1.5 Методика определения косвенных погрешностей в тепловых расчетах

Косвенные измерения – измерения, в которых исследуемый физический параметр вычисляется по определенной формуле, которая в свою очередь связывает данный параметр с данными измерений прочих параметров.

Зависимая функция имеет вид:

$$L=f(X, Y, Z, \dots) \quad (1.5.1)$$

Результат прямых измерений устанавливается следующим образом:

$$X = \bar{x} \pm \Delta x, \quad Y = \bar{y} \pm \Delta y, \quad Z = \bar{z} \pm \Delta z, \dots \quad (1.5.2)$$

Где X, Y, Z – истинные значения исходных физических параметров, которые не зависят друг от друга и вычисляются (измеряются) непосредственно.

В таком случае, оценка параметра L выглядит следующим образом:

$$\bar{L} = f(\bar{x}, \bar{y}, \bar{z}, \dots). \quad (1.5.3)$$

Оценка погрешности результата ΔL рассчитывается по следующей формуле:

$$\Delta L = \sqrt{\left(\frac{\partial f}{\partial X} \cdot \Delta x\right)^2 + \left(\frac{\partial f}{\partial Y} \cdot \Delta y\right)^2 + \left(\frac{\partial f}{\partial Z} \cdot \Delta z\right)^2 + \dots}, \quad (1.5.4)$$

где $\frac{\partial f}{\partial X}$ – частная производная функции f по X .

Конечный результат записывается в виде:

$$L = f(\bar{x}, \bar{y}, \bar{z}, \dots) \pm \Delta L. \quad (1.5.5)$$

Выводы по первой главе

1. Выполнен анализ литературы по существующим направлениям в совершенствовании парогазовых установок. Определено, что наиболее перспективным в настоящее время является снижение температуры отвода теплоты в цикле за счет применения ОРТ и ВК, т.к. температура отвода тепла оказывает наибольшее влияние на КПД и мощность цикла паротурбинной части ПГУ.

2. Проанализирована современная научная литература по органическим циклам Ренкина, с целью применения их в качестве нижнего цикла в ПГУ, по рабочим веществам, применяемых в ОЦР и их свойствам. Выделено основное преимущество для применения ОЦР в ПГУ – утилизация низкопотенциального тепла с целью понижения температуры отвода тепла. На основании изученной литературы сделано заключение о целесообразности применения цикла на органическом рабочем теле в тепловой схеме парогазовой установки с целью повышения КПД и электрической мощности.

3. На основании теплофизических, эксплуатационных и экологических свойств выделены органические рабочие вещества для дальнейших исследований при работе в нижнем цикле парогазовой установки.

4. Проанализированы основные проблемы и перспективы применения воздушных конденсаторов на ТЭС. Выявлено отсутствие единой универсальной методики теплового расчета воздушных конденсаторов. Определены пути совершенствования методики расчета ВК.

ГЛАВА 2. РАЗРАБОТКА МЕТОДИК РАСЧЕТА ПАРОГАЗОВОЙ УСТАНОВКИ С ЦИКЛАМИ НА ТРЕХ РАБОЧИХ ТЕЛАХ, ВОЗДУШНОГО КОНДЕНСАТОРА, СИСТЕМЫ ПГУ-ВК

2.1 Разработка методики расчета тепловой схемы парогазовой установки с циклами на трех рабочих телах

2.1.1 Теоретическое обоснование тепловой эффективности ПГУ с циклами на трех рабочих телах

Для повышения КПД генерации электроэнергии на ПГУ на данный момент применяются следующие решения: введение трехконтурных КУ и промежуточного перегрева водяного пара. Такие мероприятия реализуются на современных мощных парогазовых установках, например, ПГУ на базе ГТУ GE 9HA.02, имеющей номинальный электрический КПД 61,8 %, однако значительно усложняется схема установки, эксплуатация, снижается маневренность и надежность.

Целью данного раздела является разработка и обоснование наиболее простого варианта тепловой схемы утилизационной парогазовой установки с целью повышения КПД генерации электроэнергии.

Принципиальная тепловая схема утилизационной ПГУ с циклами на трех рабочих телах показана на рисунке 5 [7].

В этой ПГУ верхний цикл – цикл Брайтона, работающий на смеси воздуха и продуктов сгорания углеводородного топлива, средний – цикл Ренкина на водяном паре и нижний – ОЦР, работающий на ОРТ.

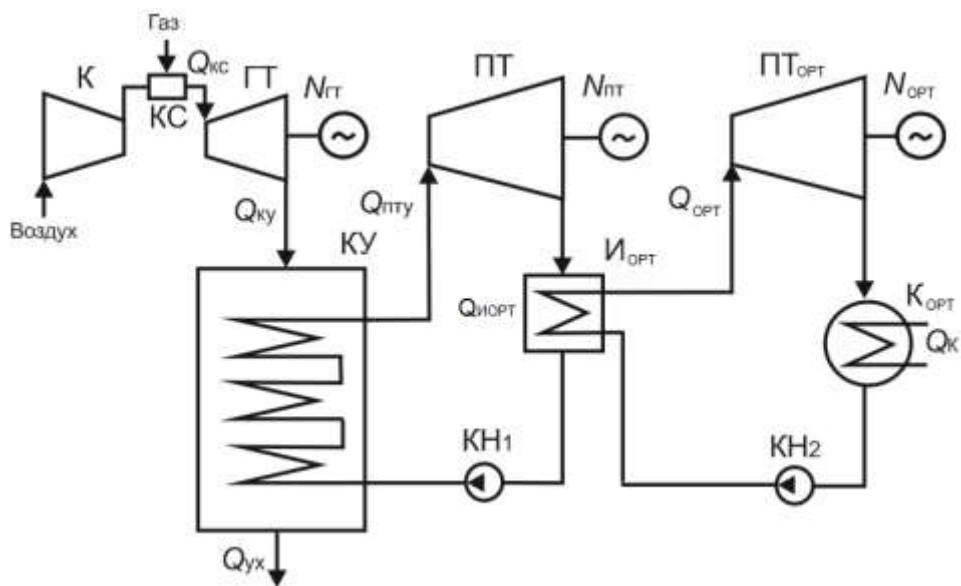


Рисунок 5 – Принципиальная тепловая схема ПГУ с циклами на трех рабочих телах:

К – компрессор; КС – камера сгорания; ГТ – газовая турбина, ПТ – паровая турбина на водяном паре; ПТ_{ОРТ} – паровая турбина на ОРТ; КУ – котел-утилизатор; И_{ОРТ} – испаритель ОРТ; К_{ОРТ} – конденсатор ПТУ; КН₁, КН₂ – конденсатные насосы воды и ОРТ; Q_{КС} – тепловая мощность КС ГТУ, МВт; N_{ГТ} – электрическая мощность газовой турбины, МВт; N_{ПТ} – электрическая мощность паровой турбины на водяном паре, МВт; N_{ОРТ} – электрическая мощность паровой турбины на ОРТ, МВт; Q_{КУ} – тепловая мощность, передаваемая выхлопными газами ГТУ в КУ, МВт; Q_{УХ} – теплота мощность, отводимая из КУ уходящими газами, МВт; Q_{ПТУ} – тепловая мощность подводимая циклу на водяном паре, МВт; Q_{ОРТ} – тепловая мощность, подводимая в цикле на ОРТ, МВт; Q_{ИОРТ} – тепловая мощность, передаваемая в И_{ОРТ} от водяного пара ОРТ; Q_К – теплота, отводимая при конденсации пара ОРТ в конденсаторе.

Работа ПГУ с циклами на трех рабочих телах организована следующим образом. В КС ГТУ подаются газ и сжатый в компрессоре воздух, которые при сгорании вырабатывают тепловую мощность Q_{КС}. Часть теплоты Q_{КС} создает в ГТ электрическую мощность N_{ГТУ}, а другая часть тепловой мощности Q_{КУ} уходит с выхлопными газами ГТУ в КУ, где часть в виде Q_{ПТУ} передается воде и водяному пару в цикле ПТУ, а другая часть Q_{УХ} отводится в окружающую среду вместе с уходящими газами. Часть теплоты Q_{ПТУ} создает в ПТ электрическую мощность N_{ПТУ}, а другая часть Q_{ИОРТ} в испарителе ОРТ используется для нагрева и образования насыщенного пара ОРТ. С учетом потерь теплоты в испарителе ОРТ передается теплота Q_{ОРТ}, часть которой создает в ПТ_{ОРТ} электрическую мощность N_{ОРТ}, а другая часть Q_К отводится в К_{ОРТ} в окружающую среду. Насосы КН₁, КН₂ служат для создания необходимого давления в циклах ПТУ и ОРТ.

КПД ПГУ с циклами на трех рабочих телах:

$$\eta_{\text{ПГУ}} = \frac{N_{\text{ГТУ}} + N_{\text{ПТУ}} + N_{\text{ОРТ}}}{Q_{\text{КС}}} = \frac{N_{\text{ГТУ}}}{Q_{\text{КС}}} + \frac{N_{\text{ПТУ}}}{Q_{\text{КС}}} + \frac{N_{\text{ОРТ}}}{Q_{\text{КС}}}, \quad (3.1.1)$$

Для определения зависимости $\eta_{\text{ПГУ}}$ от определяющих его КПД трех циклов и процессов, протекающих в теплообменных аппаратах, рассматриваются энергетические балансы передачи и преобразования энергии в ПГУ:

для ГТУ тепловая мощность камеры сгорания определяется выражением:

$$Q_{\text{КС}} = N_{\text{ГТУ}} + Q_{\text{КУ}}, \text{ МВт}; \quad (3.1.2)$$

для КУ тепловая мощность выражается следующим соотношением:

$$Q_{\text{КУ}} = Q_{\text{ПТУ}} + Q_{\text{УХ}}, \text{ МВт}; \quad (3.1.3)$$

тепловая мощность ПТУ:

$$Q_{\text{ПТУ}} = N_{\text{ПТУ}} + Q_{\text{ИОРТ}}, \text{ МВт}; \quad (3.1.4)$$

для испарителя ОРТ тепловая мощность передаваемая водяным паром ОРТ:

$$Q_{\text{ИОРТ}} = Q_{\text{ОРТ}} + Q_{\text{пот}}, \text{ МВт}; \quad (3.1.5)$$

где $Q_{\text{пот}}$ – потери теплоты через стенки испарителя ОРТ, МВт;

для цикла ОРТ получаемая тепловая мощность:

$$Q_{\text{ОРТ}} = N_{\text{ОРТ}} + Q_{\text{к}}, \text{ МВт}. \quad (3.1.6)$$

КПД преобразования энергии в трех циклах и в теплообменных аппаратах:

КПД ГТУ:

$$\eta_{\text{ПГУ}} = N_{\text{ГТУ}}/Q_{\text{КС}}; \quad (3.1.7)$$

КПД КУ:

$$\eta_{\text{КУ}} = Q_{\text{ПТУ}}/Q_{\text{КУ}}; \quad (3.1.8)$$

КПД ПТУ:

$$\eta_{\text{ПТУ}} = N_{\text{ПТУ}}/Q_{\text{ПТУ}}; \quad (3.1.9)$$

КПД испарителя ОРТ:

$$\eta_{\text{ИОРТ}} = Q_{\text{ОРТ}}/Q_{\text{ИОРТ}}; \quad (3.1.10)$$

КПД ОРТ:

$$\eta_{\text{ОРТ}} = N_{\text{ОРТ}}/Q_{\text{ОРТ}}. \quad (3.1.11)$$

После подстановки всех приведенных выражений (3.1.2–3.1.11) в уравнение (3.1.1) и преобразований, получаем:

$$\eta_{\text{ПГУ}} = \eta_{\text{ГТУ}} + (1 - \eta_{\text{ГТУ}}) \cdot \eta_{\text{КУ}} \cdot [\eta_{\text{ПТУ}} + (1 - \eta_{\text{ПТУ}}) \cdot \eta_{\text{ИОРТ}} \cdot \eta_{\text{ОРТ}}]. \quad (3.1.12)$$

$\eta_{\text{ПГУ}}$ является функцией от $\eta_{\text{ГТУ}}$, $\eta_{\text{ПТУ}}$, $\eta_{\text{ОРТ}}$, $\eta_{\text{КУ}}$ и $\eta_{\text{ИОРТ}}$.

Наиболее вероятные пределы изменения представленных КПД: $\eta_{\text{ГТУ}} = 30 \div 45 \%$, $\eta_{\text{ПТУ}} = 20 \div 35 \%$, $\eta_{\text{ОРТ}} = 15 \div 25 \%$, $\eta_{\text{КУ}} = 75 \div 90 \%$. КПД испарителя ОРТ $\eta_{\text{ИОРТ}}$ зависит от тепловой изоляции стенок и изменяется в очень узких пределах, поэтому его значение задается обычно 98 %. Сложность анализа влияния отдельных КПД в уравнении (3.1.12) на $\eta_{\text{ПГУ}}$ заключаются в том, что все циклы и теплообменные аппараты и их КПД взаимосвязаны.

Способы увеличения КПД отдельных циклов хорошо известны.

Для цикла ГТУ – это увеличение температуры смеси воздуха и продуктов сгорания перед ГТ и снижение температуры за ней, а также снижение расхода охлаждающего воздуха [187]. В последнее время «Mitsubishi» разработала ГТУ с электрическим КПД 40 %, «General Electric» – ГТУ с КПД выше 43 %. Фирма «Siemens» спроектировала, испытала и поставляет на рынок ГТУ с КПД 40 %, предназначенную для работы в составе ПГУ [4]. Все перечисленные ГТУ выполнены по простому термодинамическому циклу с температурой газов перед газовой турбиной 1400÷1500 °С. Отводимые газы от ГТУ в КУ позволяют получить острый пар перед ПТУ ПГУ с температурой до 600 °С. Как показано в [5] при температуре газов перед газовой турбиной 1600 °С и относительном расходе охлаждающего воздуха 20 % КПД ГТУ может

достичь 40÷45 %. Также известно об исследованиях по разработке ГТУ с температурой газов перед турбиной 1700 °С, что позволит достичь КПД >45 %, и иметь температуру выхлопных газов ГТУ 650÷700 °С.

Для цикла ПТУ – это повышение параметров на входе в паровую турбину; промежуточный перегрев пара; регенерация теплоты. Как сказано выше, современные ГТУ позволяют получить температуру острого пара и пара после промежуточного парового перегрева до 600 °С, а в перспективе – до 650 °С и выше. Для выбора величины давления перед паровой турбиной необходимо провести технико-экономический анализ, поскольку повышение давления острого пара увеличивает КПД цикла ПТУ, но при этом увеличиваются капитальные затраты на оборудование и снижается его надежность работы. Промежуточный перегрев пара повышает термический КПД цикла и внутренний относительный КПД паровой турбины, однако при этом усложняется схема ПТУ и конструкция турбины. Применение регенеративного подогрева питательной воды в цикле на водяном паре нецелесообразно, т.к. давление водяного пара в испарителе ОРТ должно быть выше атмосферного, чтобы не было присосов воздуха и ухудшения теплообмена. Поэтому температура воды на входе в КУ будет выше 100 °С, а увеличение этой температуры за счет регенерации тепла приведет к увеличению температуры уходящих газов из КУ и к снижению его эффективности.

Для цикла ОРТ – это повышение температуры пара на входе в турбину и ее понижение на выходе; регенерация теплоты. Для повышения температуры пара ОРТ на входе в турбину может быть использована рекуперация теплоты перегрева пара на выходе из турбины, что возможно, если цикл ПТУ имеет промежуточный перегрев пара. Цикл ОРТ может работать при температурах конденсации ниже 0 °С, т.к. большинство ОРТ замерзают обычно при температурах значительно ниже 0 °С, но для этого вместо конденсаторов с водяным охлаждением необходимо применять ВК. В России, где температуры наружного воздуха ниже 0 °С держатся 7÷8 месяцев, работа ПГУ с циклом ОРТ и ВК может дать существенный выигрыш в КПД по сравнению с существующими ПГУ с водяным конденсатором.

Для КУ – это снижение до допустимого предела температуры уходящих газов. По нормам эксплуатации котлов температура воды на входе котла, чтобы не было коррозии металла, должна быть не ниже 60 °С. С учетом необходимой для теплообмена концевой разницы температур между газами и водой 10÷15 °С допустимая минимальная температура уходящих газов может быть 70÷75 °С.

2.1.2 Разработка тепловой схемы парогазовой установки с циклами на трех рабочих телах

Из рассмотренного выше следует, что при создании профиля ПГУ с циклами на трех рабочих телах для достижения наибольшего КПД необходимо получить максимальные КПД цикла ГТУ, верхнего и нижнего циклов ПТУ, а также КПД КУ.

Для получения максимального КПД цикла ГТУ необходимо выбирать газовую турбину большой мощности с максимальной температурой на входе. Для верхнего цикла ПТУ, работающего на воде, выбираем одноконтурную схему без промежуточного перегрева с экономайзером, испарительным контуром и пароперегревателем в КУ. Отвод тепла в цикле производится в испарителе ОРТ (И_{ОРТ}) от конденсирующегося водяного пара к испаряющемуся ОРТ. Для обеспечения низкой температуры уходящих из КУ газов конденсат ОРТ перед И_{ОРТ} подогреваем в дополнительном экономайзере низкого давления. Это ведет к увеличению получаемого расхода пара ОРТ в И_{ОРТ} и повышению вырабатываемой электрической мощности в нижнем цикле ПТУ. Если пар ОРТ на выходе турбины перегрет, то перегрев снимаем в охладителе пара перед конденсатором, подогревая конденсат ОРТ перед экономайзером. Для поддержания необходимой по нормам эксплуатации котлов температуры конденсата на входе в экономайзер низкого давления 60 °С в схеме предусмотрены два способа подогрева конденсата: рециркуляцией и подогревом в смешивающем подогревателе паром ОРТ из отбора турбины.

Принципиальная тепловая схема ПГУ с рециркуляцией конденсата ОРТ перед КУ приведена на рисунке 6.

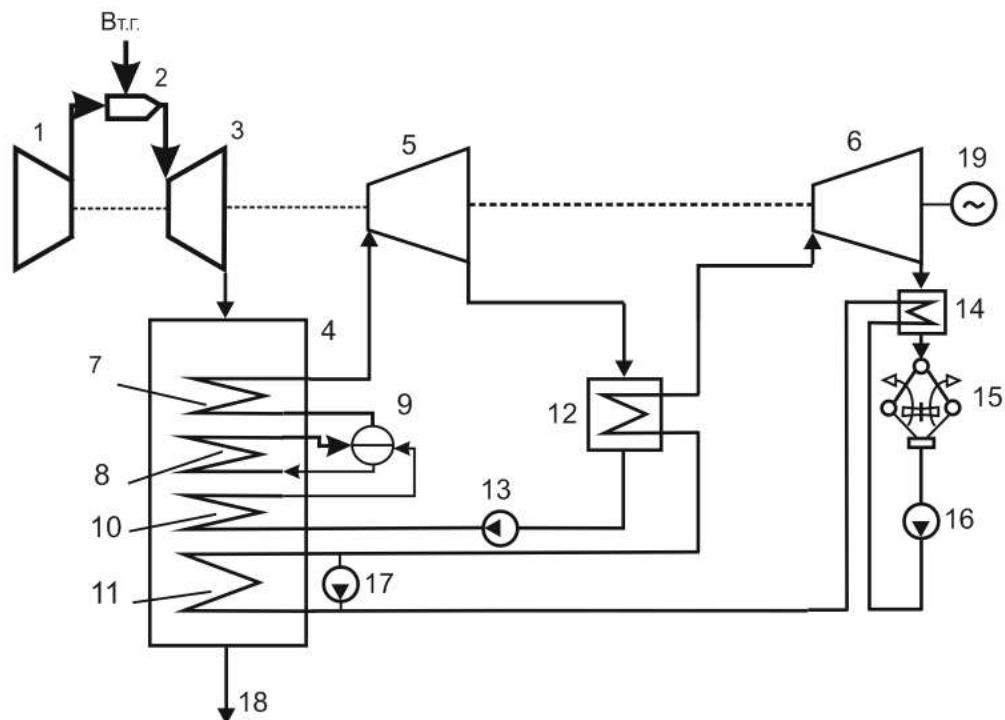


Рисунок 6 – Принципиальная тепловая схема ПГУ с циклами на трех рабочих телах: 1 – компрессор (К) ГТУ, 2 – камера сгорания (КС), 3 – газовая турбина (ГТ), 4 – двухконтурный

КУ, 5 – ЦВД, 6 – ЦНД, 7 – пароперегреватель (ПП) высокого давления, 8 – испаритель высокого давления, 9 – барабан высокого давления, 10 – экономайзер высокого давления, 11 – экономайзер низкого давления, 12 – испаритель ОРТ, 13 – конденсатный насос высокого давления, 14 – охладитель пара, 15 – ВК, 16 – конденсатный насос низкого давления, 17 – насос рециркуляции ОРТ, 18 – отвод уходящих газов, 19 – электрогенератор.

ПГУ работает следующим образом. В компрессоре 1 атмосферный воздух сжимается до давления в камере сгорания 2. В камеру сгорания ГТУ дожимными компрессорами подается топливо. При горении топлива образуются продукты сгорания топлива с тепловой мощностью $Q_{КС}$, которые совершают работу в газовой турбине 3 и в генератор 19 передают мощность $N_{ГТ}$. Выхлопные газы ГТУ с температурой $\theta_{ГТ}$ отводятся в КУ 4.

В КУ имеются два контура: высокого и низкого давления. Первый контур высокого давления с естественной циркуляцией служит для получения водяного пара и состоит из экономайзера 10, испарителя 8, барабана 9 и пароперегревателя 7. Перегретый водяной пар в ЦВД 5 генерирует мощность $N_{ЦВД}$. Из ЦВД пар идет в испаритель ОРТ 12, где отдает тепло ОРТ и конденсируется. С помощью конденсатного насоса высокого давления 13 конденсат направляется в экономайзер высокого давления 10. Цикл на водяном паре замыкается.

В испарителе 12 ОРТ нагревается до состояния насыщения при давлении $p_0^{ОРТ}$ и идет в ЦНД 6, где расширяется, вырабатывает мощность $N_{ЦНД}$ и уходит через охладитель пара 14 в ВК 15. Если на выходе ЦНД пар ОРТ влажный, то охладитель пара не нужен. ОРТ из конденсатора подается конденсатным насосом низкого давления 16 через охладитель пара в экономайзер 11. В схеме перед экономайзером 11 предусмотрен подогрев конденсата ОРТ рециркуляцией с помощью насоса 17.

В КУ выхлопные газы ГТУ омывают поверхности нагрева: пароперегреватель, испаритель, экономайзер высокого давления и экономайзер низкого давления, далее с температурой $\theta_{УХ}$ уходят в дымовую трубу.

Во втором варианте схемы, представленном на рисунке 7, отличие от представленной схемы заключается в том, что подогрев основного конденсата ОРТ, поступающего в экономайзер низкого давления КУ, производится в смешивающем подогревателе 18, пар в который подается из отбора турбины ОРТ. После подогревателя ОРТ с помощью питательного насоса направляется в экономайзер 11, в котором происходит дальнейший нагрев выхлопными газами ГТУ.

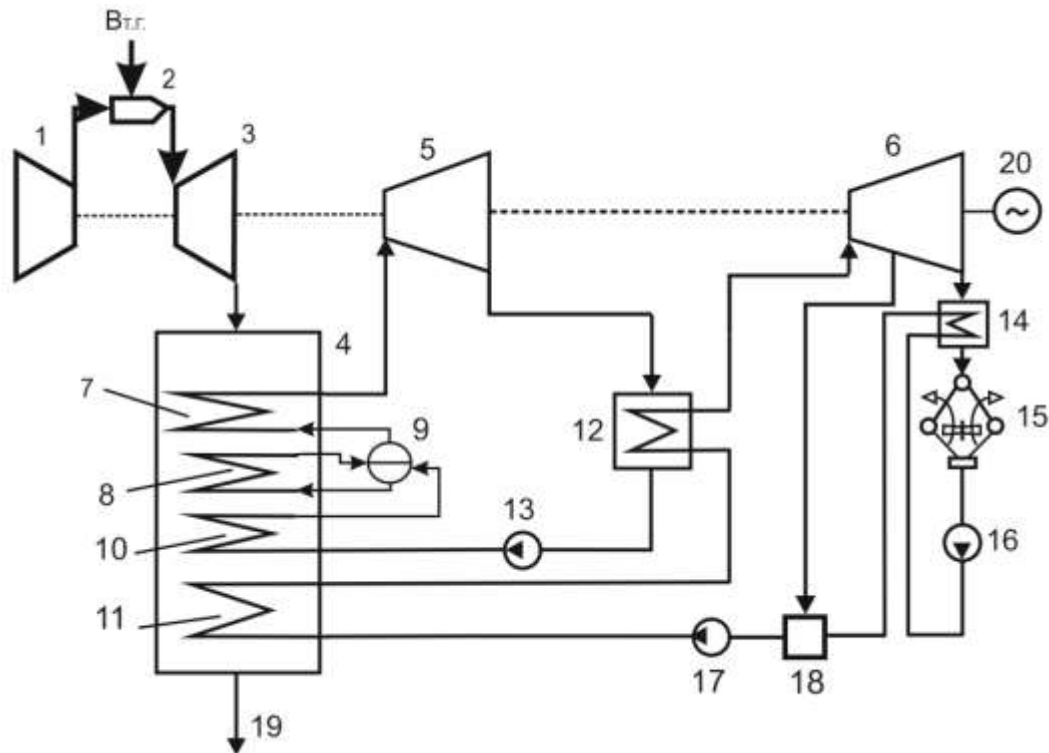


Рисунок 7 – Принципиальная тепловая схема ПГУ с циклами на трех рабочих телах: 1 – компрессор (К) ГТУ, 2 – камера сгорания (КС), 3 – газовая турбина (ГТ), 4 – двухконтурный КУ, 5 – ЦВД, 6 – ЦНД, 7 – пароперегреватель (ПП) высокого давления, 8 – испаритель высокого давления, 9 – барабан высокого давления, 10 – экономайзер высокого давления, 11 – экономайзер низкого давления, 12 – испаритель ОРТ, 13 – конденсатный насос высокого давления, 14 – охладитель пара, 15 – ВК, 16 – конденсатный насос низкого давления, 17 – питательный насос ОРТ, 18 – регенеративный подогреватель ОРТ, 19 – отвод уходящих газов, 20 – электрогенератор.

2.1.3 Методика расчета парогазовой установки с циклами на основе трех рабочих тел

Методика расчета ПГУ представляет систему уравнений, характеризующих: процессы, протекающие в газотурбинной установке, процессы расширения пара в паровой турбине; процессы, протекающие в насосах; а также материальных и энергетических балансов в теплообменном оборудовании.

Расчет термодинамических и теплофизических параметров воздуха, уходящих газов ГТУ, воды, водяного пара и ОРТ производится по функциям из библиотеки «REFPROP» [132]. В расчете функций параметров рассматриваемых ОРТ с помощью лицензионной апробированной библиотеки свойств веществ «REFPROP» относительная погрешность составляет: для определения давления $0,1 \div 0,5$ %, плотности $0,05 \div 0,2$ %, удельной теплоемкости $1 \div 2$ % [132]. Для нахождения количественного состава смеси воздуха и продуктов сгорания, выхлопных газов ГТУ используется методика, разработанная Костюком А.Г. и изложенная в [188].

В данном разделе разработаны методики расчета схем ПГУ, представленных на рисунках 6-7. Основные положения методики расчета ПГУ с двумя схемами реализации подогрева конденсата ОРТ перед КУ изложены в блок-схеме, приведенной на рисунке 8.

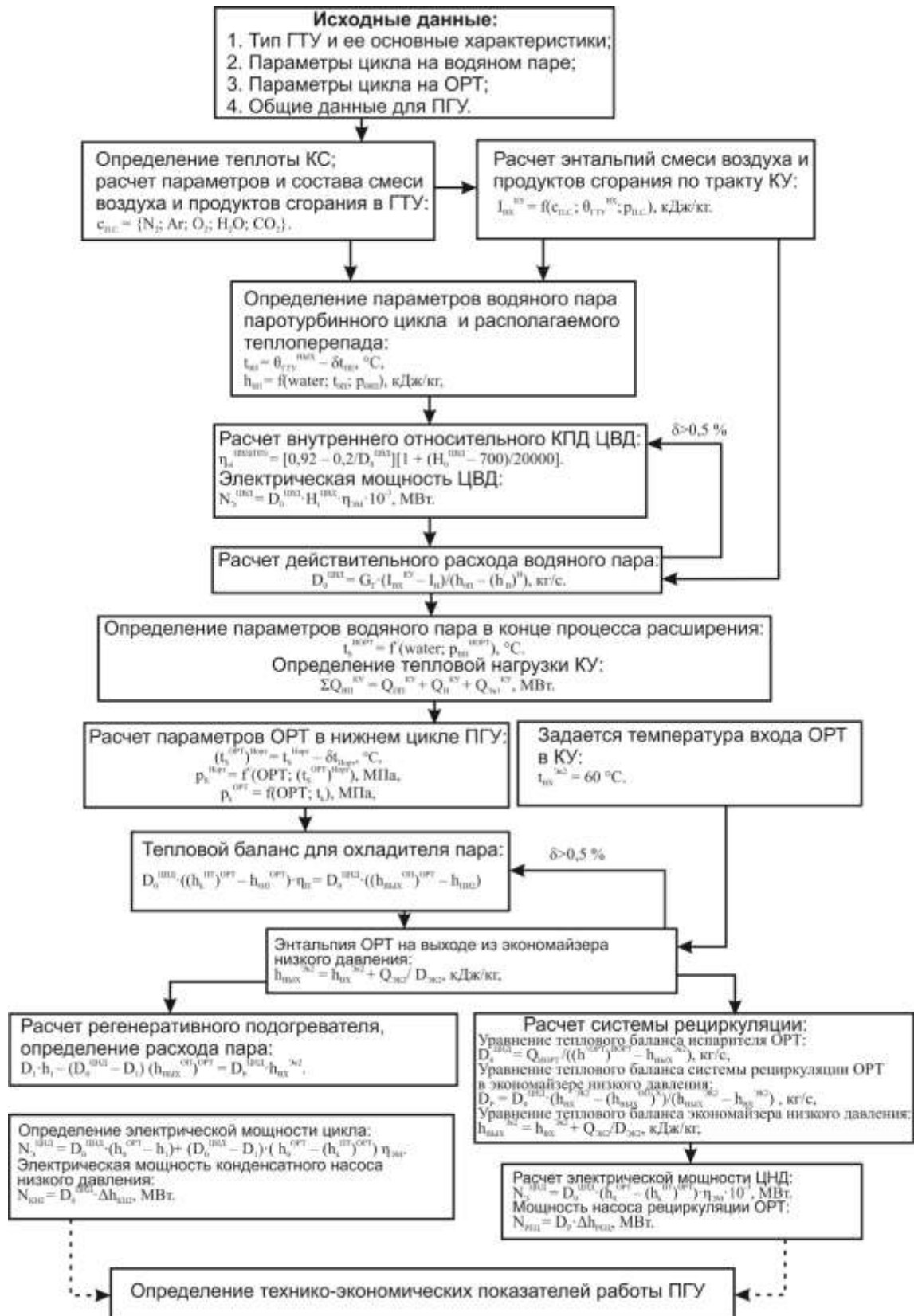


Рисунок 8 – Блок-схема расчета ПГУ с циклами на трех рабочих телах

В качестве исходных данных должны быть заданы:

1. Тип ГТУ и ее рабочие характеристики:

- а) $N_{\text{Э}}^{\text{ГТУ}}$ – электрическая мощность ГТУ, МВт;
- б) $\pi_{\text{к}}$ – степень повышения давления в компрессоре;
- в) $\theta_{\text{ГТУ}}^{\text{ВХ}}$ – температура входа продуктов сгорания в газовую турбину, °С;
- г) $\theta_{\text{ГТУ}}^{\text{ВЫХ}}$ – температура выхлопных газов ГТУ, °С;
- д) $p_{\text{п.с.}}$ – давление выхлопных газов ГТУ, МПа;
- е) состав газа, низшая теплота сгорания, $Q_{\text{Н}}^{\text{Р}}$, МДж/м³;
- ж) $t_{\text{Г}}$ – температура подвода газа в камеру сгорания, °С;
- з) $p_{\text{Г}}$ – давление подвода газа в камеру сгорания, МПа;
- и) $t_{\text{ОКР.В}}$ – температура воздуха в компрессор, °С;
- к) $\phi_{\text{ВХ}}$ – относительная влажность воздуха, %;
- л) MM_{AIR} – молярная масса воздуха;
- м) MM_{WATER} – молярная масса воды.
- н) x_{N_2} , x_{AR} , x_{O_2} – мольный состав азота, аргона и кислорода в воздухе;
- о) $\eta_{\text{МДК}}$ – механический КПД дожимного компрессора;
- п) $\eta_{\text{ДК}}$ – внутренний КПД дожимного компрессора.

2. Параметры цикла на водяном паре:

- а) $\delta t_{\text{ПЕ}}$ – температурный напор на горячем конце пароперегревателя КУ, °С;
- б) $p_{\text{ОП}}$ – давление водяного пара, МПа;
- в) $p_{\text{к}}^{\text{ЦВД}}$ – давление пара за ЦВД паровой турбины
- г) $k_{\text{РОП}}$ – коэффициент потерь давления при дросселировании водяного пара через группу стопорно-регулирующих клапанов;
- д) $k_{\text{И}}$ – коэффициент потерь давления в тракте испаритель-пароперегреватель;
- е) $k_{\text{ПН}}$ – коэффициент повышения давления в питательном насосе;
- ж) $k_{\text{КН}}$ – коэффициент повышения давления в конденсатном насосе;
- з) $\delta t_{\text{ИОРТ}}$ – температурный напор в испарителе ОРТ, °С;
- и) $\delta t_{\text{И}}$ – температурный напор на холодном конце испарителя КУ, °С;
- к) $\eta_{\text{ИОРТ}}$ – КПД испарителя ОРТ.

3. Параметры для цикла ОРТ:

- а) тип органического рабочего тела;
- б) $\eta_{\text{ЭК}}$ – КПД экономайзера низкого давления;
- в) $x_{\text{ВХ}}$ – степень сухости пара ОРТ на входе в ВК;
- г) $x_{\text{ВЫХ}}$ – степень сухости пара ОРТ на выходе в ВК;
- д) $k_{\text{Р}}$ – коэффициент потерь давления пара ОРТ в охладителе пара, в испарителе ОРТ;

- е) $\Delta t_{\text{оп}}^{\text{ОРТ}}$ – перегрев пара ОРТ на выходе из охладителя пара, °С;
- ж) $k_p^{\text{ОРТ}}$ – коэффициент потерь давления в тракте ОРТ ЦНД-охладитель пара;
- з) $k_{\text{оп}}$ – коэффициент потерь давления ОРТ в ОП;
- к) $t_{\text{вх}}^{\text{ЭК2}}$ – температура ОРТ на входе в экономайзер низкого давления КУ, °С;
- л) $\Delta t_{\text{к}}$ – температурный напор в ВК, °С;
- м) $\eta_{\text{oi}}^{\text{ЦНД}}$ – относительный внутренний КПД ЦНД паровой турбины;
- н) $k_{\text{эк}}$ – коэффициент потерь тепла от выхлопных газов ГТУ к ОРТ.

4. Общие данные ПГУ:

- а) $\eta_{\text{эг}}$ – КПД электрогенератора;
- б) $\eta_{\text{пн}}$ – КПД питательного насоса;
- в) $\eta_{\text{кн}}$ – КПД конденсатного насоса;
- г) $\theta_{\text{ух}}$ – температура уходящих из КУ газов, °С;
- д) $\eta_{\text{иорт}}$ – КПД испарителя ОРТ, учитывающий тепловые потери при передаче тепла от водяного пара к ОРТ.

Методика расчета

Теплота, подведенная в камере сгорания, определяется следующим выражением:

$$Q_{\text{пгу}} = N_{\text{э}}^{\text{ГТУ}} / (\eta_{\text{э}}^{\text{ГТУ}} \cdot 10^{-2}), \text{ МВт.} \quad (2.1.3.1)$$

По составу газа задается функция состава газа для определения его параметров:

$$c_{\text{г}} = f(\text{CH}_4; \%; \text{CO}; \%; \text{C}_2\text{H}_6; \%; \text{C}_3\text{H}_8; \%). \quad (2.1.3.2)$$

Состав входящего в компрессор воздуха при заданной температуре и определенном влагосодержании:

$$c_{\text{окр.в.}} = f(\text{N}_2, x_{\text{N}_2}; \text{Ar}, x_{\text{Ar}}; \text{O}_2, x_{\text{O}_2}; \text{water}, x_{\text{влаг}}), \quad (2.1.3.3)$$

где x – содержание компонента в воздухе.

Состав смеси воздуха и продуктов сгорания определяется с помощью программы REFPROP по функции:

$$c_{\text{п.с.}} = f\{\text{N}_2, \%; \text{Ar}, \%; \text{O}_2, \%; \text{H}_2\text{O}, \%; \text{CO}_2, \%\}. \quad (2.1.3.4)$$

Абсолютную энтальпию выхлопных газов ГТУ находим по известному составу, температуре и давлению:

$$I_{\text{вх}}^{\text{КУ}} = f(c_{\text{п.с.}}; \theta_{\text{ГТУ}}^{\text{ВЫХ}}; p_{\text{п.с.}}), \text{ кДж/кг.} \quad (2.1.3.5)$$

Температура острого пара:

$$t_{\text{оп}} = \theta_{\text{ГТУ}}^{\text{ВЫХ}} - \delta t_{\text{пе}}, \text{ °С.} \quad (2.1.3.6)$$

Давление, энтальпия и энтропия свежего водяного пара после группы СРК:

$$p_{\text{ооп}} = p_{\text{оп}} \cdot k_{\text{роп}}, \text{ МПа,} \quad (2.1.3.7a)$$

$$h_{\text{оп}} = f(\text{water}; t_{\text{оп}}; p_{\text{ооп}}), \text{ кДж/кг,} \quad (2.1.3.7б)$$

$$s_{00П} = f(\text{water}; t_{0П}; p_{00П}), \text{ кДж/кг} \cdot ^\circ\text{С}. \quad (2.1.3.7в)$$

По параметрам водяного пара на входе в паровую турбину, находим энтальпию в конце теоретического (изоэнтروпийного) расширения пара в ЦВД, которая зависит от энтропии в начале процесса расширения и конечного давления ЦВД:

$$h_{кт}^{ЦВД} = f(\text{water}; p_k^{ЦВД}; s_{00П}), \text{ кДж/кг}. \quad (2.1.3.8)$$

Данная энтальпия характеризует величину располагаемого теплоперепада, вырабатываемого водяным паром в ЦВД паровой турбины в процессе, не учитывающем необратимость процесса.

Располагаемый теплоперепад ЦВД:

$$H_0^{ЦВД} = h_{0П} - h_{кт}^{ЦВД}, \text{ кДж/кг}. \quad (2.1.3.9)$$

Расчет внутреннего относительного КПД для цилиндров проводится по методике [1].

Внутренний относительный КПД проточной части ЦВД для перегретого водяного пара:

$$\eta_{oi}^{ЦВД(ПП)} = [0,92 - 0,2/D_0^{ЦВД}][1 + (H_0^{ЦВД} - 700)/20000], \quad (2.1.3.10)$$

где $D_0^{ЦВД}$ – расход водяного пара идущего от контура высокого давления КУ на ЦВД, величина неизвестная. Поэтому его расчет ведется итерационным способом. Для первой итерации принимается значение $\eta_{oi}^{ЦВД(ПП)} = 0,92$ и производится расчет до места нахождения $D_0^{ЦВД}$, после чего полученное значение $D_0^{ЦВД}$ подставляется в формулу (2.1.3.10), если расхождение величин $\eta_{oi}^{ЦВД(ПП)}$ полученных в последней и предыдущей итерациях больше 0,05 %, то процесс расчета повторяется, пока погрешность расчета $\eta_{oi}^{ЦВД(ПП)}$ не будет ниже 0,05 %.

Внутренний относительный КПД при расширении пара в ЦВД:

$$\eta_{oi}^{ЦВД} = \eta_{oi}^{ЦВД(ПП)} \cdot k_{вЛ}^{ЦВД}, \text{ кДж/кг}. \quad (2.1.3.11)$$

где $k_{вЛ}^{ЦВД}$ – коэффициент, учитывающий влажность водяного пара при расширении.

Действительный теплоперепад водяного пара в ЦВД, учитывающий потери от влажности в проточной части:

$$H_i^{ЦВД} = H_0^{ЦВД} \cdot \eta_{oi}^{ЦВД}, \text{ кДж/кг}, \quad (2.1.3.12)$$

где $H_0^{ЦВД}$ – располагаемый теплоперепад ЦВД, кДж/кг.

По действительному теплоперепаду определяются параметры в конце реального процесса расширения водяного пара в проточной части ЦВД:

$$h_k^{ЦВД} = h_{0П} - H_i^{ЦВД}, \text{ кДж/кг}, \quad (2.1.3.13)$$

Температура водяного пара в конце процесса расширения в ЦВД:

$$t_k^{ЦВД} = f(\text{water}; p_k^{ЦВД}; h_k^{ЦВД}), ^\circ\text{С}, \quad (2.1.3.14)$$

где $p_k^{ЦВД}$ – давление водяного пара на выходе из ЦВД, МПа.

Электрическая мощность ЦВД:

$$N_{э}^{ЦВД} = D_0^{ЦВД} \cdot H_i^{ЦВД} \cdot \eta_{эм} \cdot 10^{-3}, \text{ МВт}, \quad (2.1.3.15)$$

$D_0^{\text{ЦВД}}$ – расход водяного пара в ЦВД, кг/с, $\eta_{\text{ЭМ}}$ – электромеханический КПД генератора.

Давление водяного пара в испарителе ОРТ:

$$p_{\text{ВП}}^{\text{ИОРТ}} = p_k^{\text{ЦВД}} \cdot k_p, \text{ МПа.} \quad (2.1.3.16)$$

Температура насыщения водяного пара при давлении в испарителе ОРТ:

$$t_s^{\text{ИОРТ}} = f^{\text{II}}(\text{water}; p_{\text{ВП}}^{\text{ИОРТ}}), \text{ } ^\circ\text{C.} \quad (2.1.3.17)$$

Проводится расчет расхода водяного пара на паровую турбину:

$$D_0^{\text{ЦВД}} = G_{\Gamma} \cdot (I_{\text{ВХ}}^{\text{КУ}} - I_{\text{И}}) / (h_{0\text{П}} - (h'_{\text{В}})^{\text{И}}), \text{ кг/с,} \quad (2.1.3.18)$$

где $I_{\text{И}}$ – энтальпия газов перед испарителем высокого давления, кДж/кг.

Рассчитанное в (2.1.3.18) значение расхода водяного пара сравниваем с принятым в ходе расчета, и если погрешность расхождения составляет более 0,5 %, уточняется расчет.

Определяются тепловые мощности КУ и его отдельных поверхностей нагрева.

Тепло, воспринятое водяным паром в пароперегревателе:

$$Q_{\text{ПП}}^{\text{КУ}} = D_0^{\text{ЦВД}} \cdot (h_{0\text{П}} - (h'_{\text{В}})^{\text{И}}) / 10^3, \text{ МВт,} \quad (2.1.3.19)$$

где $h_{0\text{П}}$ – энтальпия водяного пара перед ЦВД, кДж/кг, $(h'_{\text{В}})^{\text{И}}$ – энтальпия насыщенного пара после испарителя высокого давления, кДж/кг.

Тепло, воспринятое водяным паром в испарителе:

$$Q_{\text{И}}^{\text{КУ}} = D_0^{\text{ЦВД}} \cdot ((h'_{\text{В}})^{\text{И}} - (h'_{\text{В}})^{\text{И}}) / 10^3, \text{ МВт,} \quad (2.1.3.20)$$

где $(h'_{\text{В}})^{\text{И}}$ – энтальпия воды на входе в испаритель высокого давления, кДж/кг.

Тепло, воспринятое водой в экономайзере высокого давления:

$$Q_{\text{ЭК1}}^{\text{КУ}} = D_0^{\text{ЦВД}} \cdot [(h'_{\text{В}})^{\text{И}} - h_{\text{ВХ}}^{\text{ЭК1}}] / 10^3, \text{ МВт,} \quad (2.1.3.21)$$

где $h_{\text{ВХ}}^{\text{ЭК1}}$ – энтальпия воды на входе в экономайзер высокого давления, кДж/кг.

Суммарное тепло, воспринятое водой и водяным паром в КУ:

$$\Sigma Q_{\text{ВП}}^{\text{КУ}} = Q_{\text{ПП}}^{\text{КУ}} + Q_{\text{И}}^{\text{КУ}} + Q_{\text{ЭК1}}^{\text{КУ}}, \text{ МВт.} \quad (2.1.3.22)$$

Далее расчет ведется для части ПТУ, работающей на ОРТ.

С учетом температурного напора определяется температура, давление и энтальпии насыщения жидкости и пара ОРТ в $I_{\text{ОРТ}}$:

$$(t_s^{\text{ОРТ}})_{\text{ИОРТ}} = t_s^{\text{ИОРТ}} - \delta t_{\text{ИОРТ}}, \text{ } ^\circ\text{C,} \quad (2.1.3.23\text{а})$$

$$p_s^{\text{ИОРТ}} = f^{\text{II}}(\text{ОРТ}; (t_s^{\text{ОРТ}})_{\text{ИОРТ}}), \text{ МПа,} \quad (2.1.3.23\text{б})$$

$$(h^{\text{II/ORТ}})_{\text{ИОРТ}} = f^{\text{II}}(\text{ОРТ}; p_s^{\text{ИОРТ}}), \text{ кДж/кг,} \quad (2.1.3.23\text{в})$$

$$(h^{\text{I/ORТ}})_{\text{ИОРТ}} = f^{\text{I}}(\text{ОРТ}; p_s^{\text{ИОРТ}}), \text{ кДж/кг,} \quad (2.1.3.23\text{г})$$

где $t_s^{\text{ИОРТ}}$ – температура насыщения водяного пара в $I_{\text{ОРТ}}$, $^\circ\text{C}$, $\delta t_{\text{ИОРТ}}$ – температурный напор $I_{\text{ОРТ}}$, $^\circ\text{C}$, t_k – температура конденсации ОРТ в конденсаторе, $^\circ\text{C}$.

Определяется давление ОРТ перед ЦНД:

$$p_0^{\text{ОРТ}} = p_s^{\text{ИОРТ}} \cdot k_p^{\text{ОРТ}}, \text{ МПа.} \quad (2.1.3.24)$$

Температура конденсации ОРТ в конденсаторе $t_k, ^\circ\text{C}$ принимается по температуре наружного воздуха с учетом температурного напора.

Этой температуре соответствует давление конденсации ОРТ:

$$p_k^{\text{ОРТ}} = f(\text{ОРТ}; t_k), \text{ МПа}, \quad (2.1.3.25)$$

Давление пара ОРТ за ЦНД паровой турбины:

$$p_{\text{кпт}}^{\text{ОРТ}} = p_k^{\text{ОРТ}} \cdot k_{\text{оп}}, \text{ МПа}. \quad (2.1.3.26)$$

Данному значению давления соответствует энтальпия пара ОРТ в конце теоретического процесса расширения в ЦНД:

$$(h_{\text{кт}}^{\text{пт}})^{\text{ОРТ}} = f(\text{ОРТ}; p_k^{\text{ОРТ}}; s_0^{\text{ОРТ}}), \text{ кДж/кг}, \quad (2.1.3.27)$$

где $s_0^{\text{ОРТ}}$ – энтропия ОРТ, определяемая на входе в ЦНД, кДж/кг·К.

По известной энтальпии ОРТ в конце теоретического расширения определяется располагаемый теплоперепад ЦНД:

$$H_0^{\text{ЦНД}} = h_0^{\text{ОРТ}} - (h_{\text{кт}}^{\text{пт}})^{\text{ОРТ}}, \text{ кДж/кг}, \quad (2.1.3.28)$$

где $h_0^{\text{ОРТ}}$ – энтальпия ОРТ на входе в ЦНД, кДж/кг.

Особенностями при работе ЦНД на ОРТ являются: малый теплоперепад, по сравнению с работой на водяном паре; работа на перегретом паре; отсутствие потерь от влажности.

Параметры в процессе действительного расширения пара ОРТ в ЦНД:

Действительный теплоперепад:

$$H_i^{\text{ЦНД}} = H_0^{\text{ЦНД}} \cdot \eta_{\text{oi}}^{\text{ЦНД}}, \text{ кДж/кг}, \quad (2.1.3.29)$$

где $\eta_{\text{oi}}^{\text{ЦНД}}$ – относительный внутренний КПД ЦНД.

Температура ОРТ в конце процесса расширения:

$$(t_k^{\text{пт}})^{\text{ОРТ}} = f(\text{ОРТ}; p_{\text{кпт}}^{\text{ОРТ}}; (h_k^{\text{пт}})^{\text{ОРТ}}), ^\circ\text{C}, \quad (2.1.3.30)$$

где $(h_k^{\text{пт}})^{\text{ОРТ}}$ – энтальпия ОРТ в конце процесса расширения в ЦНД, кДж/кг.

Если $[(t_k^{\text{пт}})^{\text{ОРТ}} - t_k] > 0$, то процесс расширения в ЦНД заканчивается в перегретом паре и необходима установка охладителя пара перед конденсатором.

Перегрев пара ОРТ на выходе из ЦНД относительно температуры насыщения в конденсаторе составляет:

$$\Delta t_{\text{пк}}^{\text{ОРТ}} = (t_k^{\text{пт}})^{\text{ОРТ}} - t_k, ^\circ\text{C}. \quad (2.1.3.31)$$

Температура ОРТ на входе в экономайзер низкого давления для предотвращения низкотемпературной коррозии принимается:

$$t_{\text{вх}}^{\text{ЭК2}} = 60 ^\circ\text{C}. \quad (2.1.3.32)$$

Энтальпия ОРТ за питательным насосом низкого давления:

$$h_{\text{пн2}} = (h_k^{\text{пт}})^{\text{ОРТ}} + \Delta h_{\text{пн2}}, \text{ кДж/кг}, \quad (2.1.3.33)$$

где $(h_k^{\text{пт}})^{\text{ОРТ}}$ – энтальпия конденсата за конденсатором, кДж/кг, $\Delta h_{\text{пн2}}$ – подогрев основного конденсата в питательном насосе ОРТ, для разных вариантов схем подогрева ОРТ перед КУ,

кДж/кг. Расчет $\Delta h_{\text{ПН2}}$ приведен ниже для схем с регенеративным подогревом и рециркуляцией ОРТ перед КУ.

ОРТ после конденсатного насоса низкого давления ОРТ направляется в охладитель пара для снятия перегрева.

Пар ОРТ на выходе из охладителя пара имеет перегрев $\Delta t_{\text{ОП}}^X$ и, соответственно, температуру:

$$t_{\text{ОП}}^{\text{ОРТ}} = t_k + \Delta t_{\text{ОП}}^{\text{ОРТ}}, \text{ } ^\circ\text{C}. \quad (2.1.3.34)$$

Тепловой баланс для охладителя пара:

$$D_0^{\text{ЦНД}} \cdot ((h_k^{\text{ПТ}})^{\text{ОРТ}} - h_{\text{ОП}}^{\text{ОРТ}}) \cdot \eta_{\text{П}} = D_0^{\text{ЦНД}} \cdot ((h_{\text{ВЫХ}}^{\text{ОП}})^{\text{ОРТ}} - h_{\text{ПН2}}), \quad (2.1.3.35)$$

где $(h_k^{\text{ПТ}})^{\text{ОРТ}}$ – энтальпия пара ОРТ после ЦНД, кДж/кг, $h_{\text{ОП}}^{\text{ОРТ}}$ – энтальпия пара ОРТ после охладителя пара, кДж/кг, $(h_{\text{ВЫХ}}^{\text{ОП}})^{\text{ОРТ}}$ – энтальпия конденсата ОРТ после нагрева в ОП, $h_{\text{ПН2}}$ – энтальпия ОРТ после питательного насоса, кДж/кг.

Энтальпия уходящих газов из КУ определяется по заданной температуре $\theta_{\text{УХ}}$:

$$I_{\text{УХ}} = f(c_{\text{П.С.}}; p_{\text{П.С.}}; \theta_{\text{УХ}}), \text{ кДж/кг}. \quad (2.1.3.36)$$

Тепло, подведенное от выхлопных газов ГТУ в экономайзере низкого давления КУ:

$$Q_{\text{ЭК2}} = G_{\text{Г}} \cdot (I_{\text{ЭК1}} - I_{\text{УХ}}) \cdot k_{\text{ЭК}}, \text{ МВт}, \quad (2.1.3.37)$$

где $I_{\text{ЭК1}}$ – энтальпия газов за экономайзером низкого давления, кДж/кг, $I_{\text{УХ}}$ – энтальпия уходящих газов из КУ, кДж/кг.

При этом энтальпия ОРТ на выходе из экономайзера низкого давления:

$$h_{\text{ВЫХ}}^{\text{ЭК2}} = h_{\text{ВХ}}^{\text{ЭК2}} + Q_{\text{ЭК2}} / D_{\text{ЭК2}}, \text{ кДж/кг}, \quad (2.1.3.38)$$

где $D_{\text{ЭК2}}$ – расход ОРТ в экономайзере низкого давления, для цикла с регенеративным подогревателем величина равна расходу ОРТ на ЦНД паровой турбины, для схемы с рециркуляцией основного конденсата ОРТ перед КУ равна сумме расходов ОРТ на ЦНД и на рециркуляцию. Для первой итерации для расхода ОРТ задается произвольное положительное значение и проводится расчет до пункта, где определяется данное значение и сравнивается с рассчитанным. Если относительная погрешность превышает 0,5 %, то расчет повторяется.

Температура ОРТ на выходе из экономайзера низкого давления находится по давлению и энтальпии в данной точке:

$$t_{\text{ВЫХ}}^{\text{ЭК2}} = f(\text{ОРТ}; p_0^{\text{ОРТ}}; h_{\text{ВЫХ}}^{\text{ЭК2}}), \text{ } ^\circ\text{C}. \quad (2.1.3.39)$$

Тепло, передаваемое паром в испарителе ОРТ:

$$Q_{\text{ИОРТ}} = D_0^{\text{ЦВД}} \cdot ((h_k^{\text{ЦВД}} - (h'_{\text{ВП}})^{\text{ИОРТ}}) \cdot \eta_{\text{ИОРТ}} / 10^3, \text{ МВт}. \quad (2.1.3.40)$$

где $h_k^{\text{ЦВД}}$ – энтальпия водяного пара после ЦВД, кДж/кг, $(h'_{\text{ВП}})^{\text{ИОРТ}}$ – энтальпия водяного конденсата за $I_{\text{ОРТ}}$, кДж/кг, $\eta_{\text{ИОРТ}}$ – КПД $I_{\text{ОРТ}}$.

Далее методики расчета тепловых схем с регенеративного подогрева и рециркуляцией имеют существенные различия, поэтому они представлены в разделах 2.1.3.1 и 2.1.3.2.

2.1.3.1 Особенности расчета ПГУ с регенеративным подогревателем конденсата ОРТ

Расчет регенеративного подогревателя смешивающего типа ведется следующим образом.

Определяется давление насыщения в подогревателе на основе температуры ОРТ на входе в экономайзер низкого давления:

$$p_s^{PP} = f^{//}(ОРТ; t_{BX}^{\text{Эк2}}), \text{ МПа.} \quad (2.1.3.1.1)$$

Зная внутренний относительный КПД проточной части ЦНД паровой турбины, находим действительную энтальпию в отборе:

$$h_1 = h_0^{ОРТ} - (h_0^{ОРТ} - h_{1T}) \eta_{oi}^{ЦНД}, \text{ кДж/кг,} \quad (2.1.3.1.2)$$

где h_{1T} – энтальпия в отборе при теоретическом процессе расширения ОРТ в ЦНД, кДж/кг.

По тепловой мощности и параметрам ОРТ до и после испарителя ОРТ, определяется его расход на ЦНД паровой турбины:

$$D_0^{ЦНД} = Q_{иОРТ} / ((h^{//ОРТ})^{иОРТ} - h_{ВЫХ}^{\text{Эк2}}), \text{ кг/с,} \quad (2.1.3.1.3)$$

где $D_0^{ЦНД} = D_{\text{Эк2}}$, если рассчитанное значение отличается от принятого более чем на 0,5 %, расчет уточняется.

Расход пара на смешивающий регенеративный подогреватель определяется из уравнения теплового баланса теплообменника:

$$D_1 \cdot h_1 - (D_0^{ЦНД} - D_1) (h_{ВЫХ}^{ОП})^{ОРТ} = D_0^{ЦНД} \cdot h_{ВХ}^{\text{Эк2}}. \quad (2.1.3.1.4)$$

где D_1 – расход пара ОРТ из ЦНД паровой турбины, кг/с; $(h_{ВЫХ}^{ОП})^{ОРТ}$ – энтальпия конденсата ОРТ на выходе из охладителя пара кДж/кг; $h_{ВХ}^{\text{Эк2}}$ – энтальпия ОРТ на входе в экономайзер низкого давления КУ, кДж/кг.

КПД КУ:

$$\eta_{КУ} = (I_{ГТУ}^{ВЫХ} - I_{УХ}^{КУ}) \cdot 100 / (I_{ГТУ}^{ВЫХ} - I_{15^\circ\text{C}}^{КУ}), \%, \quad (2.1.3.1.5)$$

где $I_{15^\circ\text{C}}^{КУ}$ – энтальпия газов, при температуре $\theta = 15^\circ\text{C}$.

Электрическая мощность, вырабатываемая ЦНД паровой турбины:

$$N_{\text{Э}}^{ЦНД} = D_0^{ЦНД} \cdot (h_0^{ОРТ} - h_1) + (D_0^{ЦНД} - D_1) \cdot (h_0^{ОРТ} - (h_k^{ПТ})^{ОРТ}) \eta_{\text{ЭМ}}. \quad (2.1.3.1.6)$$

На основе найденных параметров ОРТ определяется повышение энтальпии в питательном насосе ОРТ:

$$\Delta h_{ПН2} = [(p_{ПН2} - p_k^{ОРТ}) \cdot v_{ПН2}^{ОРТ*} \cdot 10^3] / \eta_{ПН}, \text{ кДж/кг,} \quad (2.1.3.1.7)$$

где $v_{ПН2}^{ОРТ*}$ – средний удельный объем ОРТ в насосе, м³/кг.

Электрическая мощность питательного насоса ОРТ:

$$N_{ПН2} = D_0^{ЦНД} \cdot \Delta h_{ПН2}, \text{ МВт.} \quad (2.1.3.1.8)$$

Величина подогрева конденсата ОРТ в конденсатном насосе низкого давления:

$$\Delta h_{КН2} = (p_1^{ОРТ} - p_k^{ОРТ}) \cdot 10^3 \cdot v_{КН2}^{ОРТ}, \text{ кДж/кг,} \quad (2.1.3.1.9)$$

где $v_{КН2}^{ОРТ}$ – средний удельный объем ОРТ в конденсатном насосе.

Электрическая мощность конденсатного насоса низкого давления:

$$N_{KH2} = D_0^{ЦНД} \cdot \Delta h_{KH2}, \text{ МВт.} \quad (2.1.3.1.10)$$

2.1.3.2 Особенности расчета ПГУ с рециркуляцией

Для определения расхода ОРТ на ЦНД и на рециркуляцию, необходимо решить систему, состоящую из 3-х уравнений:

уравнение теплового баланса испарителя ОРТ:

$$D_0^{ЦНД} = Q_{ИОРТ} / ((h^{//ОРТ})^{ИОРТ} - h_{ВЫХ}^{ЭК2}), \text{ кг/с,} \quad (2.1.3.2.1)$$

где $Q_{ИОРТ}$ – тепловая нагрузка на ИОРТ, кВт, $(h^{//ОРТ})^{ИОРТ} = h_0^{ОРТ}$, $h_{ВЫХ}^{ЭК2}$ – энтальпия ОРТ на выходе из экономайзера низкого давления, кДж/кг,

уравнение теплового баланса системы рециркуляции ОРТ в экономайзере низкого давления:

$$D_P = D_0^{ЦНД} \cdot (h_{ВХ}^{ЭК2} - (h_{ВЫХ}^{ОП})^{ОРТ}) / (h_{ВЫХ}^{ЭК2} - h_{ВХ}^{ЭК2}), \text{ кг/с,} \quad (2.1.3.2.2)$$

уравнение теплового баланса экономайзера низкого давления:

$$h_{ВЫХ}^{ЭК2} = h_{ВХ}^{ЭК2} + Q_{ЭК2} / D_{ЭК2}, \text{ кДж/кг,} \quad (2.1.3.2.3)$$

где $Q_{ЭК2}$ – тепловая нагрузка на экономайзер низкого давления, кВт, $D_{ЭК2}$ – суммарный расход на экономайзер низкого давления КУ:

$$D_{ЭК2} = D_0^{ЦНД} + D_P, \text{ кг/с.} \quad (2.1.3.2.4)$$

Рассчитывается электрическая мощность, которая вырабатывается ЦНД паровой турбины:

$$N_{Э}^{ЦНД} = D_0^{ЦНД} \cdot (h_0^{ОРТ} - (h_k^{ПТ})^{ОРТ}) \cdot \eta_{ЭМ} \cdot 10^{-3}, \text{ МВт.} \quad (2.1.3.2.5)$$

Определяется потребление конденсатного насоса и насоса рециркуляции цикла ОРТ:

Величина подогрева основного конденсата ОРТ в конденсатном насосе низкого давления:

$$\Delta h_{KH2} = (p_{1X} - p_K^{ОРТ}) \cdot 10^3 \cdot v_{KH2}^{ОРТ}, \text{ кДж/кг,} \quad (2.1.3.2.6)$$

где $v_{KH2}^{ОРТ}$ – средний удельный объем ОРТ в конденсатном насосе низкого давления.

Электрическая мощность конденсатного насоса низкого давления:

$$N_{KH2} = D_0^{ЦНД} \cdot \Delta h_{KH2}, \text{ МВт.} \quad (2.1.3.2.7)$$

Величина подогрева конденсата ОРТ в насосе рециркуляции:

$$\Delta h_{РЕЦ} = \Delta p_{РЕЦ} \cdot 10^3 \cdot v_{СР.Р.}, \text{ кДж/кг,} \quad (2.1.3.2.8)$$

где $v_{СР.Р.}$ – средний удельный объем ОРТ в насосе рециркуляции; $\Delta p_{РЕЦ}$ – повышение давления в насосе рециркуляции.

Электрическая мощность насоса рециркуляции ОРТ:

$$N_{РЕЦ} = D_P \cdot \Delta h_{РЕЦ}, \text{ МВт.} \quad (2.1.3.2.9)$$

2.1.3.3 Определение суммарной мощности и КПД ПГУ

Суммарная электрическая мощность ПГУ брутто:

$$N_{Э}^{ПГУ \text{ БР}} = N_{Э}^{ГТУ} + N_{Э}^{ЦВД} + N_{Э}^{ЦНД}, \text{ МВт.} \quad (2.1.3.3.1)$$

Абсолютный электрический КПД ПГУ брутто:

$$\eta_{\text{Э}}^{\text{ПГУ}} = N_{\text{Э}}^{\text{ПГУ}} \cdot 100 / Q_{\text{КС}}, \% \quad (2.1.3.3.2)$$

Расход электроэнергии на собственные нужды: это мощность конденсатных насосов ПТУ, насосов ОРТ ОЦР, дутьевых вентиляторов и дожимного компрессора:

$$N_{\text{СН}} = N_{\text{ПН}} + N_{\text{КН2}} + N_{\text{ПН2}} + N_{\text{ДК}} + N_{\text{ДВ}} + N_{\text{РЕЦ}}, \text{ МВт}, \quad (2.1.3.3.3)$$

где $N_{\text{ДВ}}$ – мощность дутьевых вентиляторов ВК; $N_{\text{ДК}}$ – мощность дожимного компрессора, необходимого для нагнетания природного газа от магистрали до необходимого давления:

$$N_{\text{ДК}} = V_{\text{Т}} \cdot (h_{\text{Г}2}^{\text{Г}} - h_{\text{Г}1}^{\text{Г}}) 10^{-3} / \eta_{\text{МДК}} \cdot \eta_{\text{ДК}}, \text{ МВт}, \quad (2.1.3.3.4)$$

где расход газа:

$$V_{\text{Т}} = Q_{\text{КС}} \cdot \rho_{\text{Г}} / Q_{\text{Р}}^{\text{Н}}, \text{ кг/с}; \quad (2.1.3.3.5)$$

где $h_{\text{Г}1}^{\text{Г}}$ – энтальпия газа, определяемая по параметрам на входе в дожимной компрессор, кДж/кг, $h_{\text{Г}2}^{\text{Г}}$ – энтальпия газа, определяемая по параметрам на выходе из дожимного компрессора, кДж/кг.

Определив расход электроэнергии на собственные нужды ПГУ, находим располагаемую (нетто) электрическую мощность блока:

$$N_{\text{Э}}^{\text{ПГУ}} = N_{\text{Э}}^{\text{ПГУ}}_{\text{БР}} - N_{\text{СН}}, \text{ МВт}. \quad (2.1.3.3.6)$$

Абсолютный электрический КПД нетто ПГУ:

$$\eta_{\text{ПГУ}}^{\text{ПГУ}}_{\text{НЕТТО}} = N_{\text{Э}}^{\text{ПГУ}} \cdot 100 / Q_{\text{КС}}, \% \quad (2.1.3.3.7)$$

Подробная методика расчета тепловых схем ПГУ с циклами на трех рабочих телах приведена в приложении 1.

На основе приведенной методики разработана программа расчета, реализованная в MS Office Excel с подключенным модулем базы данных веществ REFPROP.

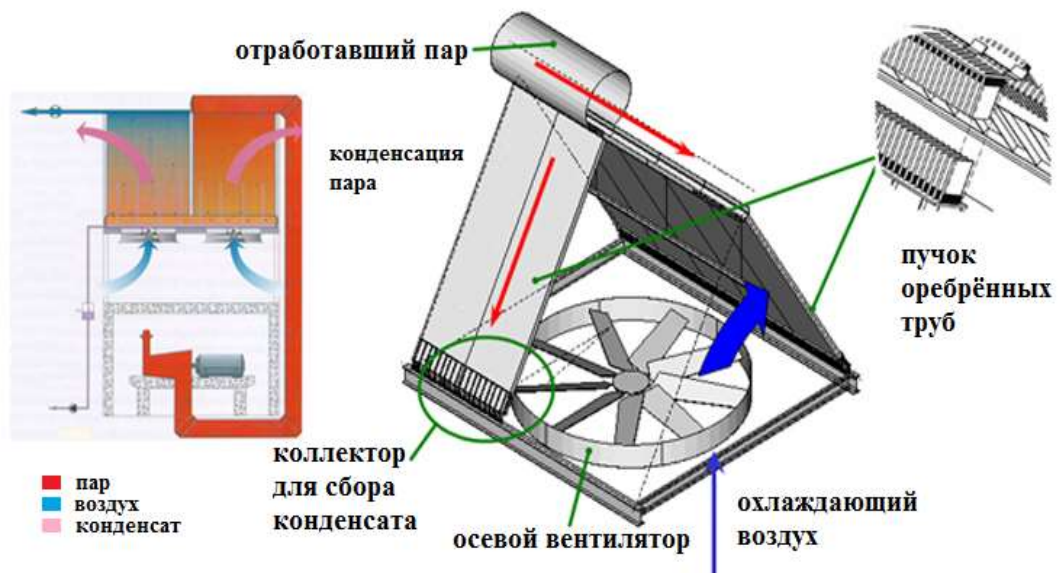
2.2. Разработка методики расчета воздушного конденсатора и исследование его работы на органических рабочих веществах

Современные ВК собираются из стандартных промышленно изготовленных секций [134]. Несколько секций объединяются в модуль, через который воздух прокачивается дутьевыми вентиляторами. Определив, какой расход пара может сконденсировать одна секция, по заданному расходу пара в конденсатор можно определить необходимое число секций.

Наиболее распространенной конструкцией воздушного конденсатора в мире на данный момент является А-образная модульная схема (рисунок 9).



а



б

Рисунок 9 – Воздушный конденсатор

а – общий вид конденсатора, б – конструкция А-образной секции

Современные ВК собираются из стандартных промышленно изготовленных секций, несколько секций объединяются в модуль, через который воздух прокачивается дутьевыми вентиляторами. В верхние паровые коллекторы поступает отработавший в турбине пар. В паровых коллекторах для компенсации температурных расширений предусмотрено наличие линзовых компенсаторов. Конструктивно секции объединяются в модуль, который обдувает один дутьевой вентилятор, расположенный под поверхностью теплообмена на самостоятельной опоре. На входе воздуха в вентилятор устанавливается диффузор для снижения потерь напора и повышения теплообмена ВК.

В верхней части ВК установлены поворотные щиты, обеспечивающие защиту от снега. Большая поверхность теплообмена определяет технологическую необходимость сборки ВК из отдельных модулей. Основным технологическим элементом воздушного конденсатора являются наклонные оребренные трубы, в которых происходит конденсация пара. Ребра труб располагаются параллельно направлению воздушного потока. В верхней части модули свариваются к коллектору подвода отработавшего пара, в нижней части располагаются коллекторы сбора конденсата.

ВК располагается на отдельной площадке, обычно рядом с машинным залом тепловой электростанции. По периметру ВК устанавливается ограждение для предотвращения циркуляции нагретого воздуха на входе в вентиляторы и для снижения влияния ветров на характеристики теплообмена.

Целью данного раздела является разработка методики расчета секции ВК, позволяющая исследовать конденсацию пара различных веществ секции и трубного пучка, температуры и скорости воздуха, температуры конденсации вещества; исследовать показатели эффективности работы секции ВК при изменении скорости охлаждающего воздуха, при заданных геометрических параметрах.

Существующие методики разработаны для воздушных конденсаторов при условии конденсации водяного пара и не учитывают конденсацию органических рабочих тел при отрицательных температурах охлаждающего воздуха. Данная методика расчета ВК учитывает приведенные факторы.

2.2.1 Параметры секции воздушного конденсатора

Трубная система секции состоит из двух коллекторов и приваренных к ним в несколько рядов оребренных труб (рисунки 10-11).

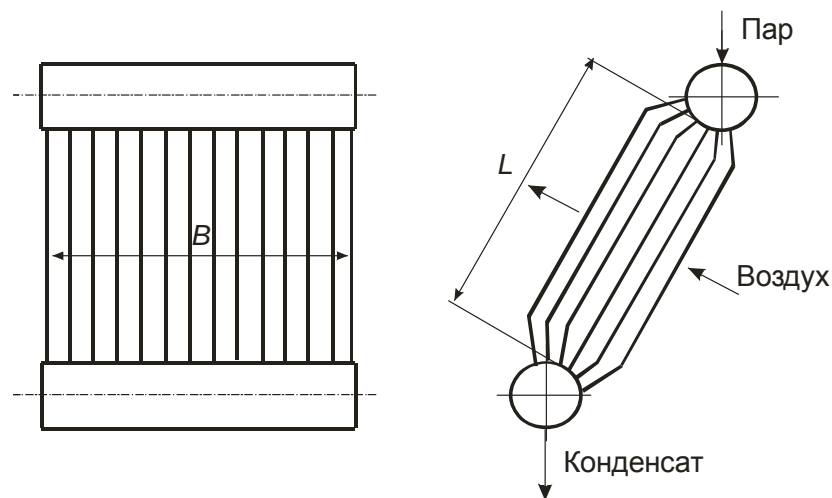


Рисунок 10 – Трубная система секции

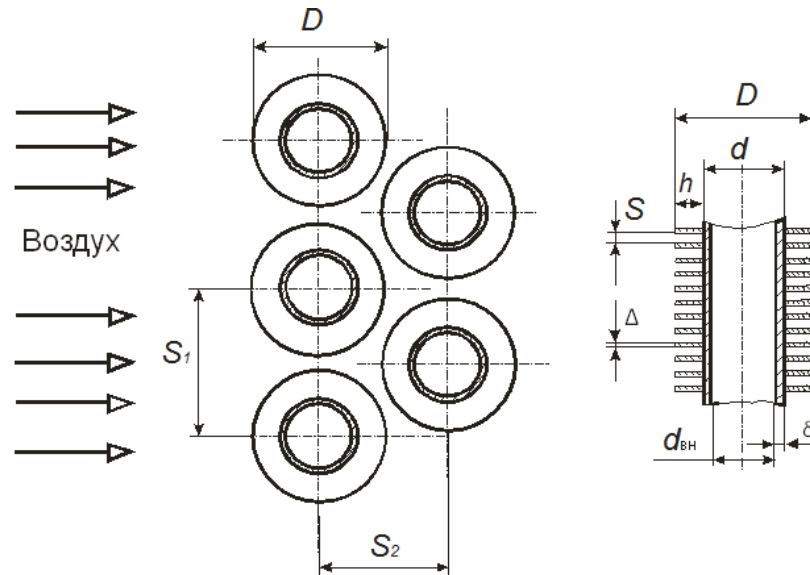


Рисунок 11 – Компоновка и геометрические параметры труб в секции

Основными геометрическими параметрами секции являются: длина труб L ; ширина трубного пучка B ; общее число труб N ; число рядов труб в секции по ходу движения воздуха Z . Компоновка труб в секции и их геометрические параметры показаны на рисунке 11, где S_1 – поперечный шаг труб; S_2 – шаг труб между рядами в направлении движения воздуха; D – диаметр ребер трубы; h – высота ребра; d_n , $d_{вн}$ – наружный и внутренний диаметр трубы; $\delta_{ст}$ – толщина стенки трубы; Δ – толщина ребра; S – шаг ребер.

2.2.2 Методика расчета воздушного конденсатора

Методика расчета ВК представляет: уравнения определения теплофизических параметров ОПТ, охлаждающего воздуха, геометрических размеров теплообменных поверхностей, критериальные уравнения; а также системы уравнений материальных и энергетических балансов.

Расчет термодинамических и теплофизических параметров воздуха, воды, водяного пара и ОПТ производится по функциям из библиотеки «REFPROP» [132]. В расчете функций параметров рассматриваемых ОПТ с помощью лицензионной апробированной библиотеки свойств веществ «REFPROP» относительная погрешность составляет: при определении давления $0,1 \div 0,5$ %, плотности $0,05 \div 0,2$ %, удельной теплоемкости $1 \div 2$ % [132].

Для разработки методики расчета была составлена блок-схема теплового расчета ВК, которая представлена на рисунке 12.

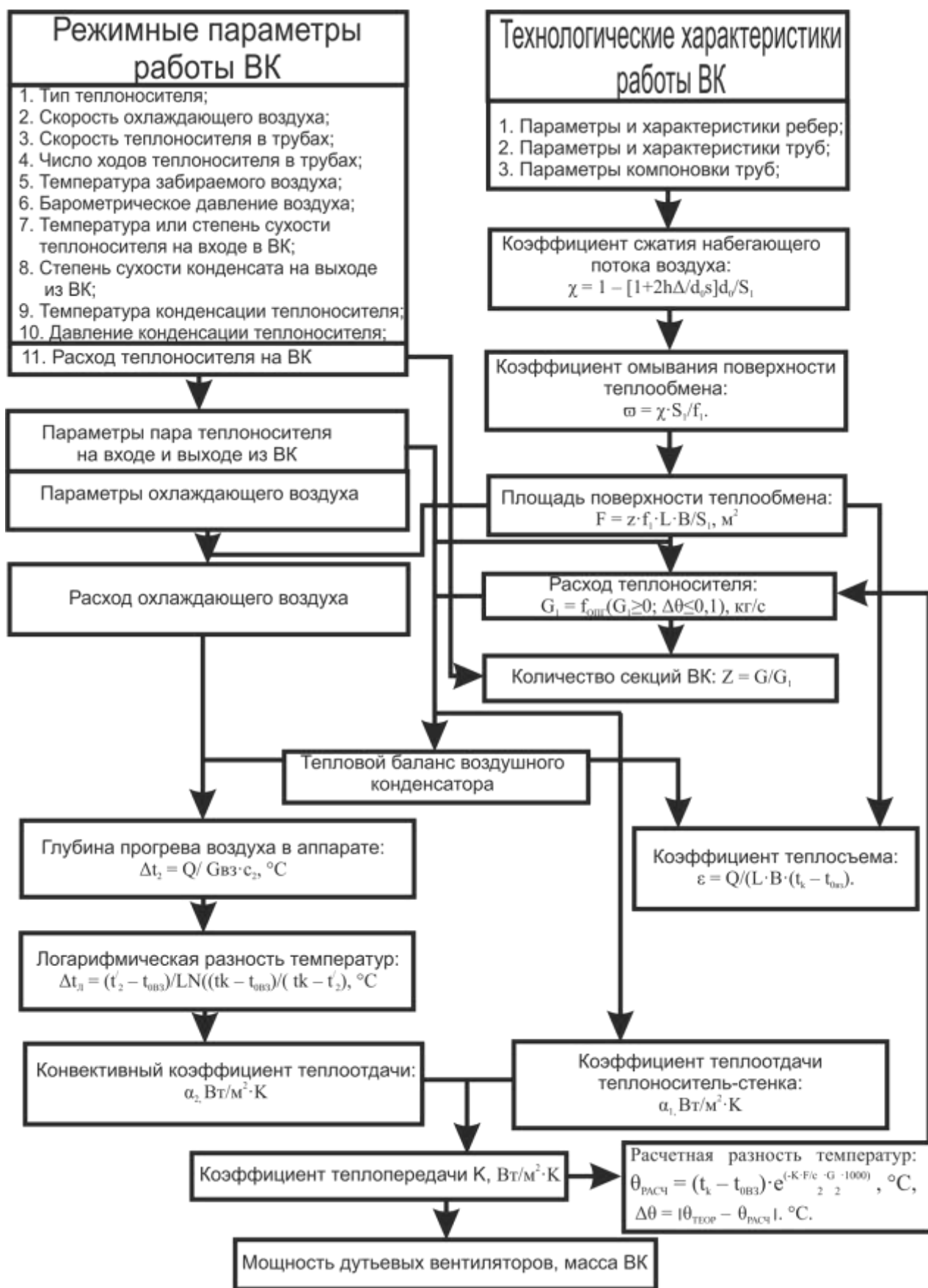


Рисунок 12 – Блок-схема методики расчета секции ВК

В качестве исходных данных задаются режимные параметры и технологические характеристики работы ВК.

На основе блок-схемы разработана методика расчета ВК.

В качестве исходных данных задаются:

1. Геометрические параметры секции и труб:

а) L и B – длина и ширина трубного пучка секции, м;

б) z – число поперечных рядов труб;

в) d_0 – диаметр трубы у основания ребер, м;

г) $\delta_{ВТ}$ – высота втулки для ребра, м;

д) $\delta_{СТ}$ – толщина стенки трубы, м;

е) Δ – средняя толщина ребра, м;

ж) h – высота ребра, м;

з) S_1 – поперечный шаг ребра, м;

и) D – диаметр оребренной трубы, м;

и) s – шаг ребер, м;

2. Режимные параметры теплоносителя:

а) тип теплоносителя – ОРТ;

б) G – расход теплоносителя, кг/с;

в) $t_{ВХ}$ – температура пара ОРТ на входе в ВК, °С, или $x_{ВХ}$ – степень сухости ОРТ на входе ВК;

г) $x_{ВЫХ}$ – степень сухости ОРТ на выходе из ВК;

д) z_x – число ходов теплоносителя;

3. Режимные параметры воздуха:

а) p_B – барометрическое давление, Па;

б) $t_{ОВ}$ – температура охлаждающего воздуха на входе ВК, °С;

в) $\delta t_{ОВ}$ – температурный напор ВК, °С;

г) ω_2 – скорость охлаждающего воздуха м/с.

4. Принимаемые параметры:

а) $R_{ТК}$ – коэффициент термического сопротивления ребро-стенка, $\text{м}^2 \cdot \text{К}/\text{Вт}$;

б) $R_{ОТЛ}$ – коэффициент термического сопротивления отложений со стороны потока воздуха, $\text{м}^2 \cdot \text{К}/\text{Вт}$;

в) $R_{СТ}$ – коэффициент термического сопротивления стенки трубы, $\text{м}^2 \cdot \text{К}/\text{Вт}$;

г) $\lambda_{ТР}$ – коэффициент теплопроводности стенки трубы, $\text{Вт}/\text{м} \cdot \text{К}$.

д) η_B – КПД дутьевых вентиляторов, %;

е) $\eta_{ЭД}$ – КПД электродвигателя, %;

ж) $\eta_{\text{П}}$ – КПД привода вентилятора, %;

з) $k_{\text{ДВ}}$ – коэффициент запаса мощности дутьевых вентиляторов.

5. Характеристики материалов труб и ребер:

а) материал труб; теплопроводность, $\lambda_{\text{ТР}}$, Вт/м·К; плотность, $\rho_{\text{ТР}}$, кг/м³.

б) материал ребер; теплопроводность, $\lambda_{\text{Р}}$, Вт/м·К; плотность, $\rho_{\text{Р}}$, кг/м³.

в) тип ребер.

По исходным режимным параметрам рассчитываются параметры теплоносителя и охлаждающего воздуха.

Температура конденсации ОРТ:

$$t_k = t_{\text{ОВ}} - \delta t_{\text{ОВ}}, \text{ } ^\circ\text{C}. \quad (2.2.2.1)$$

Давление конденсации ОРТ:

$$p_k = f(\text{ОРТ}; t_k), \text{ МПа}. \quad (2.2.2.2)$$

Рассчитываются характеристики охлаждающего воздуха:

Плотность охлаждающего воздуха:

$$\rho_2 = f(\text{air}; t_{\text{ОВ}}; p_{\text{Б}}), \text{ кг/м}^3. \quad (2.2.2.3)$$

Удельная теплоемкость охлаждающего воздуха:

$$c_2 = f(\text{air}; t_{\text{ОВ}}; p_{\text{Б}}), \text{ кДж/кг} \cdot \text{К}. \quad (2.2.2.4)$$

По исходным технологическим характеристикам рассчитываются рабочие характеристики набегающего потока охлаждающего воздуха, рабочие поверхности теплообмена.

Коэффициент оребрения:

$$\phi = 1 + 2h \cdot (d_0 + h + \Delta) / (s \cdot d_0). \quad (2.2.2.5)$$

Коэффициент сжатия потока охлаждающего воздуха:

$$\chi = \sigma_1 / \sigma_2 - 1,26 / \psi - 2. \quad (2.2.2.6)$$

Коэффициент омывания поверхности:

$$\varpi = \chi \cdot S_1 / f_1. \quad (2.2.2.7)$$

Площадь поверхности теплообмена трубного пучка:

$$F = z \cdot f_1 \cdot L \cdot B / S_1, \text{ м}^2. \quad (2.2.2.8)$$

Определяется общее количество труб в трубном пучке ВК:

$$N_{\text{АП}} = F / (f_1 \cdot L). \quad (2.2.2.9)$$

По рассчитанным параметрам, совместно определяются расходы ОРТ и охлаждающего воздуха, составляется тепловой баланс ВК.

Массовый расход охлаждающего воздуха:

$$G_2 = V_2 \cdot \rho_2, \text{ кг/с}, \quad (2.2.2.10)$$

где V_2 – объемный расход охлаждающего воздуха, м³/с.

Массовый расход ОРТ на секцию ВК определяется при помощи метода обобщенного приведенного градиента (ОПГ) при следующих условиях:

$$G_1 = f_{\text{ОПГ}}(G_1 \geq 0; \Delta\theta \leq 0,1), \text{ кг/с}, \quad (2.2.2.11)$$

где $\Delta\theta$ – погрешность определения теоретической разности температур $t_K - t_2$.

Тепловой баланс секции ВК:

$$Q_{\text{СК}} = G_1 \cdot (h_{\text{ВХ}} - h_{\text{ВЫХ}}), \text{ кВт}. \quad (2.2.2.12)$$

где $h_{\text{ВХ}}$ – энтальпия входа теплоносителя в секцию ВК, кДж/кг, $h_{\text{ВЫХ}}$ – энтальпия выхода теплоносителя из секции ВК, кДж/кг.

Далее, параллельно рассчитываются два блока: рассчитывается коэффициент теплоотдачи со стороны воздуха и коэффициент теплоотдачи теплоноситель-стенка и в итоге рассчитывается коэффициент теплопередачи.

Число Нуссельта для охлаждающего воздуха:

$$Nu_2 = 1,13 \cdot C_Z \cdot C_q \cdot Re_2^m \cdot Pr_{\text{ОПР}}^{0,33}, \quad (2.2.2.13)$$

где C_Z – коэффициент учитывающий количество поперечных потоку воздуха рядов труб, C_q – коэффициент, учитывающий сжатие потока воздуха, m – показатель степени, по данным [184] погрешность определения (2.2.2.13) составляет 10 % и справедлива для $Re = 5 \cdot 10^3 - 2 \cdot 10^5$ при $\psi = 1,2 - 39,0$, $\sigma_1 = 1,7 - 6,5$, $\sigma_2 = 1,3 - 9,5$.

Среднеповерхностный конвективный коэффициент теплоотдачи:

$$\alpha_2 = Nu_2 \cdot \lambda_{\text{ОПР}} / d_{\Gamma}, \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{К}. \quad (2.2.2.14)$$

где $\lambda_{\text{ОПР}}$ – коэффициент теплопроводности охлаждающего воздуха, Вт/м·К, d_{Γ} – гидравлический диаметр, м.

Границы применимости уравнения:

$$D/d = 1,1 \div 4,0; \beta h = 0,1 \div 4,0. \quad (2.2.2.15)$$

Приведенный коэффициент теплоотдачи:

$$\alpha_{\text{пр}} = \alpha_2 \left(\frac{f_p}{f_1} E \cdot \Psi_E + \frac{f_{\text{тр}}}{f_1} \right), \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}. \quad (2.2.2.16)$$

где Ψ_E – поправка, учитывающая степень влияния неравномерности теплоотдачи по поверхности ребра, E – коэффициент теоретической эффективности ребра, f_p – площадь ребер, m^2 , $f_{\text{тр}}$ – площадь теплообмена труб, m^2 , f_1 – полная наружная поверхность труб.

Скорость конденсата ОРТ:

$$\omega_{\text{КН}} = G_1 / (\rho_{\text{КН}} \cdot N_{\text{АП}} \cdot \pi \cdot d_1^2 / 4), \text{ м/с}, \quad (2.2.2.17)$$

где число Re для конденсата ОРТ:

$$Re_1 = \omega_{\text{КН}} \cdot d_1 / \nu_{\text{КН}}. \quad (2.2.2.18)$$

Критерий Нуссельта в зависимости от полноты конденсации:

$$Nu_{OPT} = C_{Nu} \cdot Re^{0,8} \cdot Pr^{0,43} \cdot 0,5 \left[\sqrt{1 + (1 - x_{ВЫХ}) \cdot \left(\frac{\rho_{KH}}{\rho_{П}} - 1 \right)} + \sqrt{1 + x_{ВЫХ} \cdot \left(\frac{\rho_{KH}}{\rho_{П}} - 1 \right)} \right], \quad (2.2.2.19)$$

где C_{Nu} – коэффициент, зависящий от материала труб по данным [190] погрешность определения составляет не более 5-10 %.

Коэффициент теплоотдачи теплоноситель-стенка:

$$\alpha_1 = Nu_{OPT} \cdot \lambda_{KH} / d_1, \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{К}. \quad (2.2.2.20)$$

Уравнение теплопередачи для ВК:

$$\frac{1}{K} = \frac{1}{\alpha_{ПР}} + \left(R_{ТК} + R_{СТ} + R_{ОТЛ} \frac{d}{D} + \frac{d}{2\lambda_{ТР}} \text{LN} \left(\frac{d}{d_1} \right) + \frac{1}{\alpha_{П}} \cdot \frac{d}{d_1} \right) \cdot \varphi, \quad (2.2.2.21)$$

где φ – коэффициент оребрения.

Коэффициент теплосъема:

$$\varepsilon = Q / (L \cdot B \cdot (t_k - t_{ОВ})). \quad (2.2.2.22)$$

Расчет характеристик дутьевых вентиляторов:

Объемный расход воздуха в час:

$$V_ч = V_2 \cdot 3,6, \text{ м}^3 \cdot 10^3 / \text{ч}, \quad (2.2.2.23)$$

где V_2 – объемный расход охлаждающего воздуха:

$$V_2 = \chi \cdot \omega_2 \cdot L \cdot B, \text{ м}^3 / \text{с} \quad (2.2.2.24)$$

Аэродинамическое сопротивление пучка труб:

$$\Delta p_2 = z \cdot Eu \cdot \rho_2 \cdot \omega_2^2 \cdot 10^{-3}, \text{ кПа}, \quad (2.2.2.25)$$

где критерий Эйлера:

$$Eu = 5,4 \cdot \left(\frac{d^*}{d_{Г}} \right)^{0,3} \cdot Re_2^{-0,25} \cdot C_z, \quad (2.2.2.26)$$

где d^* – приведенный диаметр, м, погрешность определения критерия в соответствии с [140] составляет 20 % и справедливо для $Re = (1,5 \div 180) \cdot 10^3$.

Мощность на валу дутьевых вентиляторов:

$$N_{ДВ} = \Delta p_2 \cdot V_2 / \eta_{В}, \text{ кВт}. \quad (2.2.2.27)$$

где Δp_2 – аэродинамическое сопротивление секции ВК, кПа, V_2 – объемный расход охлаждающего воздуха $\text{м}^3 / \text{с}$, $\eta_{В}$ – КПД вентилятора.

Мощность электродвигателя дутьевых вентиляторов:

$$N_{ЭЛ} = N_{ДВ} / (\eta_{П} \cdot \eta_{ЭЛ}), \text{ кВт}. \quad (2.2.2.28)$$

Мощность привода дутьевых вентиляторов:

$$N_{П} = k_{ДВ} \cdot N_{ЭЛ}, \text{ кВт}. \quad (2.2.2.29)$$

Количество секций в ВК:

$$Z = G / G_1. \quad (2.2.2.30)$$

Расчет массы труб одной секции без ребер:

$$M_{\text{ТР}_C} = \rho_{\text{ТР}} \cdot N_{\text{АП}} \cdot L \cdot \pi \cdot (d_0^2 - d_1^2) / 4, \text{ кг.} \quad (2.2.2.31)$$

Масса ребер секции:

$$M_{\text{Р}_C} = \rho_{\text{Р}} \cdot N_{\text{АП}} \cdot N_{\text{РБ}} \cdot \pi \cdot (D^2 - d_0^2) / 4, \text{ кг.} \quad (2.2.2.32)$$

Общая масса труб с ребрами секции:

$$M_{\text{О}_\text{ТР}} = M_{\text{ТР}_C} + M_{\text{Р}_C}, \text{ кг.} \quad (2.2.2.33)$$

Масса одной секции:

$$M_{\text{О}_C} = M_{\text{О}_\text{ТР}} / k_{\text{М}_C}, \text{ кг.} \quad (2.2.2.34)$$

Масса ВК:

$$M_{\text{ВКУ}} = M_{\text{О}_C} \cdot z \cdot 10^{-3}, \text{ кг.} \quad (2.2.2.35)$$

Подробное изложение расчета ВК с определением параметров всех теплоносителей приведено в Приложении 2.

На основе приведенной методики разработана программа расчета в MS Office Excel с подключенным модулем базы параметров веществ REFPROP. На программу получено свидетельство № 2015615530 (Приложение 4).

2.3 Разработка методики расчета комплекса парогазовая установка – воздушный конденсатор

По представленным выше методикам расчета воздушного конденсатора и ПГУ можно рассчитывать и анализировать установки независимо друг от друга. Более интересным является анализ взаимосвязанной системы ПГУ-ВК, который позволяет в комплексе исследовать ее работу и оценить влияние режимных параметров на характеристики воздушного конденсатора и ПГУ.

Ниже разработана методика комплексного расчета взаимосвязанной системы ПГУ-ВК, позволяющая производить расчеты тепловой эффективности работы установки и проводить исследования в зависимости от температуры охлаждающего воздуха. Методика расчета комплекса ПГУ-ВК представляет сложную взаимосвязанную структуру, которая позволяет оценивать степень воздействия режима работы воздушного конденсатора на параметры рабочих веществ и эффективность генерации электроэнергии ПГУ с циклами на трех рабочих телах.

Тепловая схема парогазовой установки с циклами на трех рабочих телах с конденсацией ОРТ в ВК и регенеративным подогревом конденсата перед КУ приведена на рисунке 7, описание ее работы изложено в разделе 3.2.

Блок-схема методики комплексного расчета системы ПГУ-ВК изображена на рисунке 13.

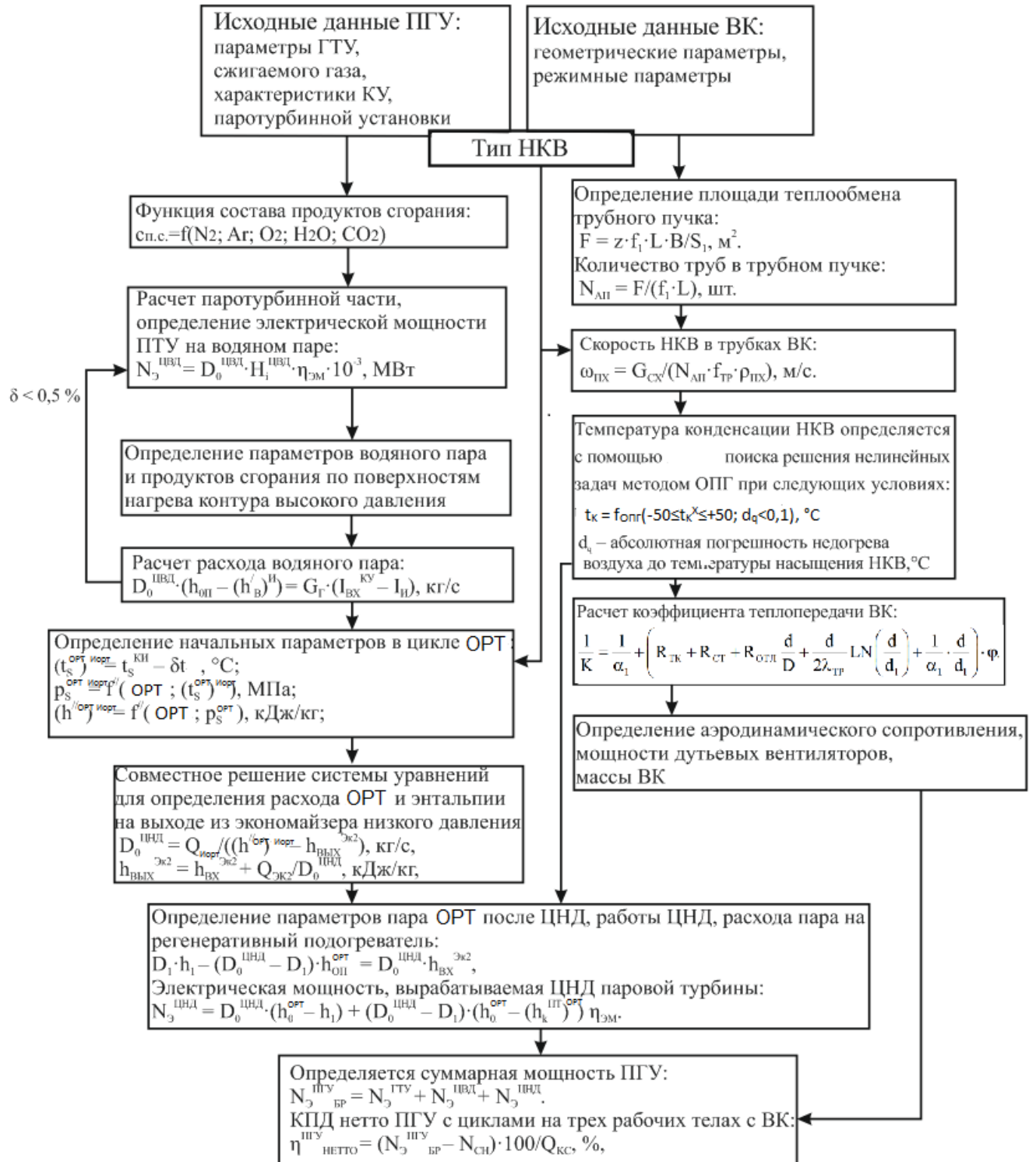


Рисунок 13 – Блок-схема методики комплексного расчета системы ПГУ-ВК с циклами на трех рабочих телах, с конденсацией ОРТ в ВК и регенеративным подогревом перед КУ

В первом блоке методики комплексного расчета системы ПГУ-ВК задаются исходные данные для парогазовой установки и воздушного конденсатора. Для расчета воздушного конденсатора фиксируемый параметр – это количество секций при температуре наружного воздуха $-20 \pm 2 ^\circ\text{C}$, которое учитывает скорость движения конденсата теплоносителя и не

превышает 100 м/с при заданных условиях. Определенное таким образом количество секций Z ВК обеспечивает эффективный теплообмен в ВК и конденсацию теплоносителя в диапазоне температур наружного воздуха от -40 до +40 °С.

Во втором блоке рассчитываются процессы тепло-массообмена, сжатия и расширения в ГТУ: в компрессоре, камере сгорания, газовой турбине.

Тепло, подведенное в камеру сгорания ГТУ:

$$Q_{\text{ГТУ}} = N_{\text{Э}} / (\eta_{\text{ГТУ}} \cdot 10^{-2}), \text{ МВт.} \quad (2.3.1.1)$$

Состав смеси воздуха и продуктов сгорания рассчитывается на основе расчетов (2.1.3.1 – 2.1.3.4) и определяется следующей функцией:

$$c_{\text{п.с.}} = f\{N_2; \% ; \text{Ar}; \% ; O_2; \% ; H_2O; \% ; CO_2; \%\}, \quad (2.3.1.2)$$

которая зависит от содержания азота N_2 , аргона Ar, кислорода O_2 , водяного пара H_2O , углекислого газа CO_2 .

В третьем блоке проводится расчет паротурбинной части парогазовой установки, который имеет итерационный вид. Для цикла на водяном паре определяются начальные параметры пара на выходе из КУ в (2.1.3.6 – 2.1.3.7), строится процесс расширения в ЦВД паровой турбины, и определяются расходы пара и мощность:

$$N_{\text{Э}}^{\text{ЦВД}} = D_0^{\text{ЦВД}} \cdot H_i^{\text{ЦВД}} \cdot \eta_{\text{ЭМ}} \cdot 10^{-3}, \text{ МВт,} \quad (2.3.1.3)$$

где $D_0^{\text{ЦВД}}$ – расход водяного пара в ЦВД, кг/с – для первой итерации задается произвольное значение с последующим уточнением; $H_i^{\text{ЦВД}}$ – действительный теплоперепад в ЦВД, кДж/кг; $\eta_{\text{ЭМ}}$ – электромеханический КПД паротурбинной установки.

По заданному давлению на выходе из ЦВД определяются параметры конденсации водяного пара и условия передачи тепла в испарителе ОРТ. Рассчитываются параметры воды после конденсатного насоса высокого давления – на входе в КУ:

$$h_{\text{ВХ}}^{\text{Эк1}} = (h'_{\text{В}})^{\text{ИОРТ}} + \Delta h_{\text{КН_ВД}}, \text{ кДж/кг,} \quad (2.3.1.4)$$

где $(h'_{\text{В}})^{\text{ИОРТ}}$ – энтальпия водяного конденсата на выходе из испарителя ОРТ, кДж/кг; $\Delta h_{\text{КН_ВД}}$ – повышение энтальпии в конденсатном насосе высокого давления, кДж/кг.

Определяются параметры воды, водяного пара и выхлопных газов ГТУ по поверхностям нагрева в КУ. Температура и энтальпия выхлопных газов ГТУ на холодном конце испарителя высокого давления:

$$\theta_{\text{И}} = t_{\text{с}}^{\text{И}} + \delta t_{\text{И}}, \text{ } ^\circ\text{С;} \quad (2.3.1.5)$$

$$I_{\text{И}} = f(c_{\text{п.с.}}; \theta_{\text{И}}; p_{\text{п.с.}}), \text{ кДж/кг,} \quad (2.3.1.6)$$

где $t_{\text{с}}^{\text{И}}$ – температура насыщения в испарителе высокого давления, °С; $\delta t_{\text{И}}$ – температурный напор в пинч-точке испарителя высокого давления, °С; $p_{\text{п.с.}}$ – давление выхлопных газов ГТУ в тракте КУ.

Рассчитывается расход водяного пара для определения паропроизводительности контура высокого давления КУ из следующего уравнения:

$$D_0^{\text{ЦВД}} \cdot (h_{0\text{П}} - (h'_{\text{В}})^{\text{И}}) = G_{\text{Г}} \cdot (I_{\text{ВХ}}^{\text{КУ}} - I_{\text{И}}), \quad (2.3.1.7)$$

где $h_{0\text{П}}$ – энтальпия водяного пара на выходе из пароперегревателя высокого давления, кДж/кг; $(h'_{\text{В}})^{\text{И}}$ – энтальпия водяного пара на входе в испаритель высокого давления, кДж/кг; $G_{\text{Г}}$ – расход выхлопных газов ГТУ, кг/с; $I_{\text{ВХ}}^{\text{КУ}}$ – энтальпия выхлопных газов ГТУ на выходе из ГТУ – входе в КУ, кДж/кг; $I_{\text{И}}$ – энтальпия выхлопных газов ГТУ на выходе из испарителя высокого давления КУ, кДж/кг.

Если полученное в (2.3.1.7) значение расхода водяного пара имеет расхождение с заданным в (2.3.1.3) более чем на 0,5 %, то расчет уточняется, начиная с (2.3.1.3).

В четвертом блоке по заданному типу ОРТ и параметрам водяного пара определяются параметры и его расход на выходе из испарителя ОРТ:

$$(t_s^{\text{ОРТ}})^{\text{ИОРТ}} = t_s^{\text{ИОРТ}} - \delta t_{\text{ИОРТ}}, \quad ^\circ\text{C}; \quad (2.3.1.8)$$

$$p_s^{\text{ИОРТ}} = f'(\text{ОРТ}; (t_s^{\text{ОРТ}})^{\text{ИОРТ}}), \quad \text{МПа}; \quad (2.3.1.9)$$

$$(h^{\text{ИОРТ}})^{\text{ИОРТ}} = f''(\text{ОРТ}; p_s^{\text{ИОРТ}}), \quad \text{кДж/кг}; \quad (2.3.1.10)$$

$$D_0^{\text{ЦНД}} = Q_{\text{ИОРТ}} / ((h^{\text{ИОРТ}})^{\text{ИОРТ}} - h_{\text{ВЫХ}}^{\text{ЭК2}}), \quad \text{кг/с}, \quad (2.3.1.11)$$

где $t_s^{\text{ИОРТ}}$ – температура насыщения водяного пара в испарителе ОРТ, $^\circ\text{C}$; $\delta t_{\text{ИОРТ}}$ – температурный напор в испарителе ОРТ, $^\circ\text{C}$, $h_{\text{ВЫХ}}^{\text{ЭК2}}$ – энтальпия на выходе из экономайзера низкого давления:

$$h_{\text{ВЫХ}}^{\text{ЭК2}} = h_{\text{ВХ}}^{\text{ЭК2}} + Q_{\text{ЭК2}} / D_0^{\text{ЦНД}}, \quad \text{кДж/кг}, \quad (2.3.1.12)$$

где $Q_{\text{ЭК2}}$ – тепловая нагрузка на экономайзер низкого давления, кВт, $D_{\text{ЭК2}}$ – суммарный расход ОРТ на экономайзер низкого давления, решая совместно систему уравнений (2.3.1.11 – 2.3.1.12), находим $h_{\text{ВЫХ}}^{\text{ЭК2}}$ и $D_0^{\text{ЦНД}}$.

В пятом блоке методики комплексного расчета системы ПГУ-ВК определяется температура конденсации теплоносителя $t_{\text{К}}$ решением нелинейных задач методом ОПГ при условиях: $-50\text{ }^\circ\text{C} \leq t_{\text{К}} \leq +50\text{ }^\circ\text{C}$, $\delta_q < 0,1\text{ }^\circ\text{C}$, где δ_q – абсолютная погрешность определения недогрева воздуха до температуры насыщения ОРТ, рассчитывается следующим образом.

Определяется глубина прогрева воздуха в ВК:

$$\Delta t_2 = Q_{\text{СК}}^{\text{ОРТ}} / (G_{\text{ОВ}} \cdot c_2), \quad ^\circ\text{C}, \quad (2.3.1.13)$$

где $Q_{\text{СК}}$ – тепло, отданное в секции ВК, кВт; $G_{\text{ОВ}}$ – расход охлаждающего воздуха на секцию ВК, кг/с; c_2 – удельная теплоемкость охлаждающего воздуха, кДж/кг·К.

Температура воздуха на выходе из секции ВК определяется исходя из следующего выражения:

$$t'_2 = t_{\text{ОВ}} + \Delta t_2, \quad ^\circ\text{C}. \quad (2.3.1.14)$$

Величина недогрева воздуха до температуры конденсации:

$$q_B = t_K - t'_2, \text{ } ^\circ\text{C}. \quad (2.3.1.15)$$

Расчетная величина недогрева воздуха до температуры конденсации:

$$q_{\text{РАСЧ}} = (t_K - t_{\text{ОВ}}) \cdot e^{(-K \cdot F / c_{\text{В}} \cdot G_2 \cdot 1000)}, \text{ } ^\circ\text{C}, \quad (2.3.1.16)$$

где K – коэффициент теплопередачи от теплоносителя воздуху, $\text{кВт}/\text{м}^2 \cdot \text{К}$; G_2 – массовый расход охлаждающего воздуха на одну секцию ВК, $\text{кг}/\text{с}$; F – площадь поверхности теплообмена труб по оребрению у трубного пучка с размерами фронтального сечения $L \cdot B$ при числе поперечных рядов z , м^2 .

Абсолютная погрешность нахождения величины недогрева воздуха до температуры конденсации:

$$\delta_q = q_B - q_{\text{РАСЧ}}, \text{ } ^\circ\text{C}, \quad (2.3.1.17)$$

По температуре конденсации t_K определяется давление ОРТ в конце процесса расширения ЦНД ПТ:

$$p_K^{\text{ОРТ}} = f(\text{ОРТ}; t_K), \text{ МПа}. \quad (2.3.1.18)$$

Располагаемый и действительный теплоперепады водяного пара ОРТ в ЦНД паровой турбины определяются из следующих уравнений:

$$H_0^{\text{ЦНД}} = h_0^{\text{ОРТ}} - (h_{\text{кт}}^{\text{ОРТ}})^{\text{ПТ}}, \text{ кДж}/\text{кг}; \quad (2.3.1.19)$$

$$H_i^{\text{ЦНД}} = H_0^{\text{ЦНД}} \cdot \eta_{\text{oi}}^{\text{ЦНД}}, \text{ кДж}/\text{кг}, \quad (2.3.1.20)$$

где $h_0^{\text{ОРТ}} = (h^{\text{ОРТ}})^{\text{ИОРТ}}$ – энтальпия пара ОРТ на входе в ЦВД, $\text{кДж}/\text{кг}$; $(h_{\text{кт}}^{\text{ОРТ}})^{\text{ПТ}}$ – энтальпия ОРТ в конце теоретического процесса расширения в ЦНД, $\text{кДж}/\text{кг}$; $\eta_{\text{oi}}^{\text{ЦНД}}$ – относительный внутренний КПД проточной части ЦНД паровой турбины.

Рассчитываются параметры состояния ОРТ на выходе из ЦНД. Проводится тепловой расчет и определяются параметры пара и конденсата ОРТ на выходе охладителя пара:

$$D_0^{\text{ЦНД}} \cdot ((h_{\text{кт}}^{\text{ОРТ}})^{\text{ПТ}} - h_{\text{оп}}^{\text{ОРТ}}) \cdot \eta_{\text{П}} = D_0^{\text{ЦНД}} \cdot (h_{\text{ВЫХ}}^{\text{ОП}})^{\text{ОРТ}} - h_{\text{КН_НД}}, \quad (2.3.1.21)$$

где $D_0^{\text{ЦНД}}$ – расход пара ОРТ в ЦНД, $\text{кг}/\text{с}$; $h_{\text{оп}}^{\text{ОРТ}}$ – энтальпия пара ОРТ за охладителем пара, $\text{кДж}/\text{кг}$; $(h_{\text{ВЫХ}}^{\text{ОП}})^{\text{ОРТ}}$ – энтальпия конденсата за охладителем пара, $\text{кДж}/\text{кг}$; $h_{\text{КН_НД}}$ – энтальпия конденсата за КН низкого давления, $\text{кДж}/\text{кг}$.

Расход пара на смешивающий регенеративный подогреватель определяется из уравнения теплового баланса теплообменника:

$$D_1 \cdot h_1 - (D_0^{\text{ЦНД}} - D_1) \cdot (h_{\text{ВЫХ}}^{\text{ОП}})^{\text{ОРТ}} = D_0^{\text{ЦНД}} \cdot h_{\text{ВХ}}^{\text{ЭК2}}, \quad (2.3.1.22)$$

где D_1 – расход пара ОРТ из ЦНД паровой турбины, h_1 – энтальпия отбираемого из ЦНД пара ОРТ, $\text{кг}/\text{с}$; $(h_{\text{ВЫХ}}^{\text{ОП}})^{\text{ОРТ}}$ – энтальпия конденсата ОРТ на выходе из охладителя пара $\text{кДж}/\text{кг}$; $h_{\text{ВХ}}^{\text{ЭК2}}$ – энтальпия ОРТ на входе в экономайзер низкого давления КУ.

Электрическая мощность, вырабатываемая ЦНД паровой турбины:

$$N_{\text{Э}}^{\text{ЦНД}} = D_0^{\text{ЦНД}} \cdot (h_0^{\text{ОРТ}} - h_1) + (D_0^{\text{ЦНД}} - D_1) \cdot (h_0^{\text{ОРТ}} - (h_{\text{к}}^{\text{ПТ}})^{\text{ОРТ}}) \cdot \eta_{\text{ЭМ}}. \quad (2.3.1.23)$$

Определяется суммарная мощность ПГУ:

$$N_{\text{Э}}^{\text{ПГУ}}_{\text{БР}} = N_{\text{Э}}^{\text{ГТУ}} + N_{\text{Э}}^{\text{ЦВД}} + N_{\text{Э}}^{\text{ЦНД}}. \quad (2.3.1.24)$$

КПД нетто ПГУ с циклами на трех рабочих телах с ВК:

$$\eta^{\text{ПГУ}}_{\text{НЕТТО}} = (N_{\text{Э}}^{\text{ПГУ}}_{\text{БР}} - N_{\text{СН}}) \cdot 100 / Q_{\text{КС}}, \%, \quad (2.3.1.25)$$

где $N_{\text{СН}}$ – электрическая мощность собственных нужд, МВт.

Подробный расчет комплекса ПГУ-ВК изложен в приложении 3.

Выводы по второй главе

1. Разработана принципиальная тепловая схема утилизационной парогазовой установки с тремя циклами на трех рабочих телах.
2. Выведено уравнение, позволяющее оценить КПД ПГУ с циклами на трех рабочих телах и определить пути ее совершенствования.
3. Разработаны методики расчета тепловых схем ПГУ с циклами на трех рабочих телах с разными вариантами подогрева конденсата ОРТ перед КУ: схема с рециркуляцией и схема с подогревом конденсата в смешивающем подогревателе паром ОРТ из отбора турбины. На основе полученных методик расчета таких тепловых схем написана программа расчета тепловых схем ПГУ для исследования ее работы.
4. Разработана методика расчета секции ВК. Методика позволяет исследовать процесс конденсации разных видов ОРТ в ВК в зависимости от температуры охлаждающего воздуха на входе в конденсатор и скорости воздуха в трубном пучке.
5. Разработана методика комплексного расчета системы ПГУ-ВК с циклами на трех рабочих телах и конденсацией ОРТ в ВК с регенеративным подогревом ОРТ перед КУ. Данная методика позволяет определить зависимости и проводить исследования влияния температуры наружного воздуха на показатели системы ПГУ-ВК.

ГЛАВА 3. ПАРАМЕТРИЧЕСКИЕ ИССЛЕДОВАНИЯ ТЕПЛОВОЙ СХЕМЫ ПАРОГАЗОВОЙ УСТАНОВКИ

В данной главе рассматривается работа парогазовой установки с циклами на трех рабочих телах, работающая на базе ГТУ GE 9HA.02.

Газотурбинная установка GE 9HA.02 [3] фирмы General Electric с воздушным типом охлаждения имеет номинальную электрическую мощность 557 МВт, степень повышения давления в компрессоре составляет $\pi_k=23,8$, смесь продуктов сгорания и воздуха выходит из камеры сгорания и направляется в турбину с температурой $\theta_{ГТУ}^{ВЫХ}=1600\text{ }^{\circ}\text{C}$, выхлопные газы с температурой $\theta_{ГТУ}^{ВЫХ}=645\text{ }^{\circ}\text{C}$ и давлением $p_{п.с} = 0,1013\text{ МПа}$ покидают ГТУ и направляются в КУ. Давление природного газа, поступающего в камеру сгорания составляет $p_{г} = 2,5\text{ МПа}$, температура $t_{г} = 15\text{ }^{\circ}\text{C}$. Температура и степень влажности забираемого на основной компрессор ГТУ воздуха: $t_{вз} = 15\text{ }^{\circ}\text{C}$, $\phi_{вх} = 60\text{ \%}$.

Основные исходные данные для парогазовой установки приведены в разделе 3.1.

3.1 Исходные данные

В качестве топлива для ГТУ выбран природный газ с количественным составом: $\text{CH}_4 = 93,9\text{ \%}$, $\text{CO} = 0,4\text{ \%}$, $\text{C}_2\text{H}_6 = 3,6\text{ \%}$, $\text{C}_3\text{H}_8 = 0,8\text{ \%}$ и $Q_{\text{H}}^{\text{P}} = 47,95\text{ МДж/м}^3$.

Для паротурбинного цикла, работающего на водяном паре, исходными данными являются следующие параметры: $\delta t_{\text{ПЕ}} = 25\text{ }^{\circ}\text{C}$; $p_{0\text{П}} = 18\text{ МПа}$; $p_{\text{к}}^{\text{ЦВД}} = 0,2\text{ МПа}$; $k_{\text{р0П}} = 0,98$; $k_{\text{и}} = 1,05$; $k_{\text{пн}} = 1,3$; $\delta t_{\text{иОРТ}} = \delta t_{\text{и}} = 10\text{ }^{\circ}\text{C}$; $\eta_{\text{иОРТ}} = 0,98$.

Для паротурбинного цикла, работающего на R365mfc, исходными данными являются следующие параметры: $t_{\text{к}} = 15\text{ }^{\circ}\text{C}$; $\eta_{\text{ЭК}} = 99\text{ \%}$; $x_{\text{ВХ}} = 1$, $x_{\text{ВЫХ}} = 0$; $k_{\text{р}} = 0,99$; $\Delta t_{0\text{П}}^{\text{ОРТ}} = 5\text{ }^{\circ}\text{C}$; $k_{\text{р}}^{\text{ОРТ}} = 0,98$; $k_{0\text{П}} = 1,05$; $k_{\text{пн}} = 1,3$; $t_{\text{ВХ}}^{\text{ЭК2}} = 60\text{ }^{\circ}\text{C}$; $\Delta t_{\text{к}} = 20\text{ }^{\circ}\text{C}$.

Общие данные для ПГУ на базе трех рабочих тел с ВК:

$\eta_{\text{ЭГ}} = 0,98$; $\eta_{\text{пн}} = 0,82$, $\eta_{\text{кн}} = 0,82$; $\theta_{\text{УХ}} = 100\text{ }^{\circ}\text{C}$.

3.2 Результаты расчета и их анализ

Для приведенных на рисунках 6-7 тепловых схем ПГУ и по представленным выше исходным данным построены циклы в TS-диаграмме (рисунок 14).

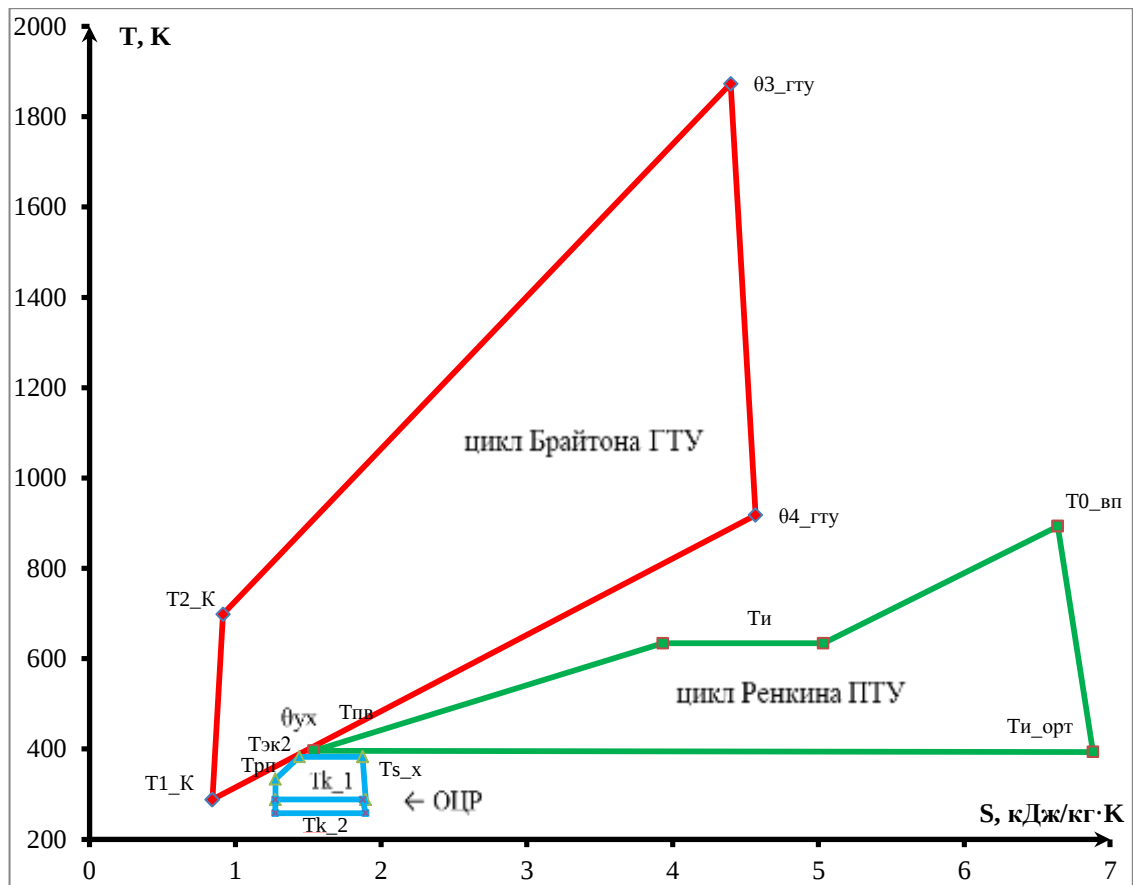


Рисунок 14 – TS-диаграмма циклов для ПГУ

На рисунке 14 верхний цикл – это цикл Брайтона ($T_{1_K} - T_{2_K} - \theta_{3_ГТУ} - \theta_{4_ГТУ} - \theta_{УХ}$), в котором $T_{1_K} - T_{2_K}$ – это процесс сжатия воздуха в компрессоре, в $T_{2_K} - \theta_{3_ГТУ}$ тепло подводится в камере сгорания, после которой смесь воздуха и продуктов сгорания расширяется в газовой турбине (процесс $T_{3_ГТУ} - T_{4_ГТУ}$), далее $\theta_{4_ГТУ} - \theta_{УХ}$ – это процесс отвода тепла от выхлопных газов ГТУ к воде и ОРТ в КУ. Средний цикл – цикл Ренкина на водяном паре ($ТПВ - ТИ - T_{0_ВП} - ТИ_ОРТ$), в котором при температуре $ТИ_ОРТ$ производится отвод тепла в испарителе ОРТ, $ТИ_ОРТ - ТПВ$ – процесс подвода тепла питательном насосе, $ТПВ - T_{0_ВП}$ – процесс подвода тепла в КУ, $T_{0_ВП} - ТИ_ОРТ$ – процесс расширения водяного пара в ЦВД ПТ. Нижний цикл ОЦР ($Тк - ТРП - ТЭК2 - Тс_х$) в TS-диаграмме представлен для двух температур конденсации ОРТ в ВК: при температуре $Т_{К_1} = +15^\circ\text{C}$ и $Т_{К_2} = -15^\circ\text{C}$. При температуре $Тк$ происходит процесс конденсации пара ОРТ в ВК, $Тк - ТРП$ – процесс подвода тепла к ОРТ в регенеративном подогревателе либо рециркуляцией, $ТРП - ТЭК2$ – процесс подвода тепла от выхлопных газов ГТУ в экономайзере низкого давления КУ, $ТЭК2 - Тс_х$ – подвод тепла в испарителе ОРТ.

Для КУ ПГУ на рисунке 15 представлена TQ-диаграмма. Процесс парообразования происходит при температуре $t_{и} = 361^\circ\text{C}$. Температура выхлопных газов ГТУ θ по ходу тракта КУ снижается с 645°C до 100°C на выходе. Температура воды в пинч-точке составляет 356°C , температура выхлопных газов ГТУ – 371°C . Наибольшая разница температур между

выхлопными газами и водяным паром находится на входе газов в испаритель и составляет 122,8 °С. Суммарная тепловая нагрузка КУ составляет 617,4 МВт, при этом 498,5 МВт приходится на контур высокого давления, а 118,9 МВт – экономайзер цикла низкого давления на ОРТ.

Экономайзер низкого давления позволяет снизить температуру уходящих газов с 192 °С до 100 °С и тем самым повысить КПД КУ с 72,0 до 86,5 %.

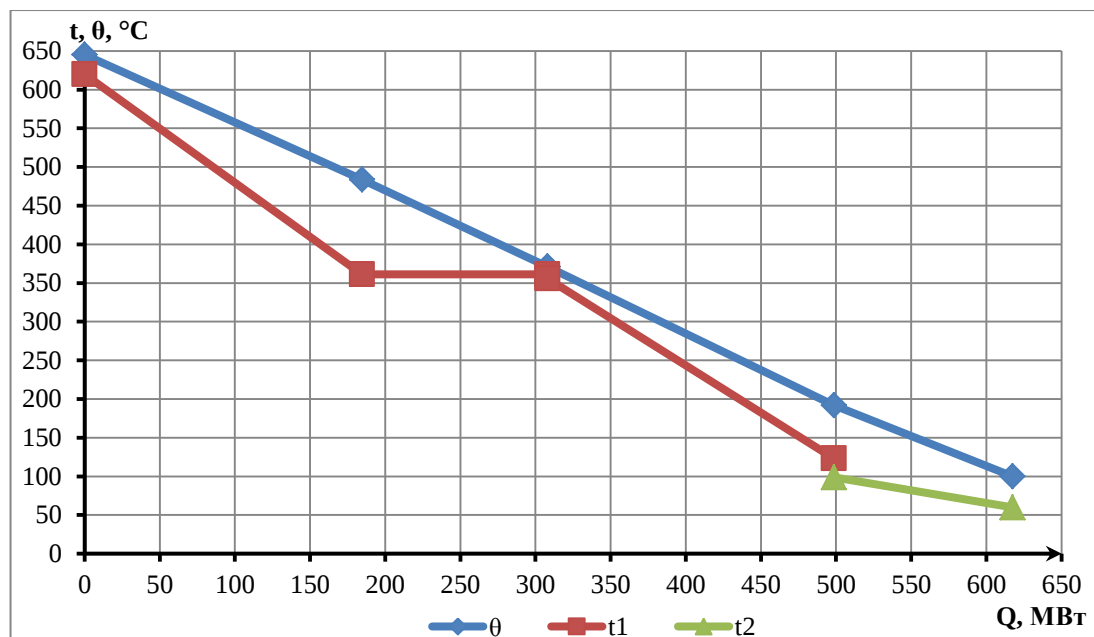


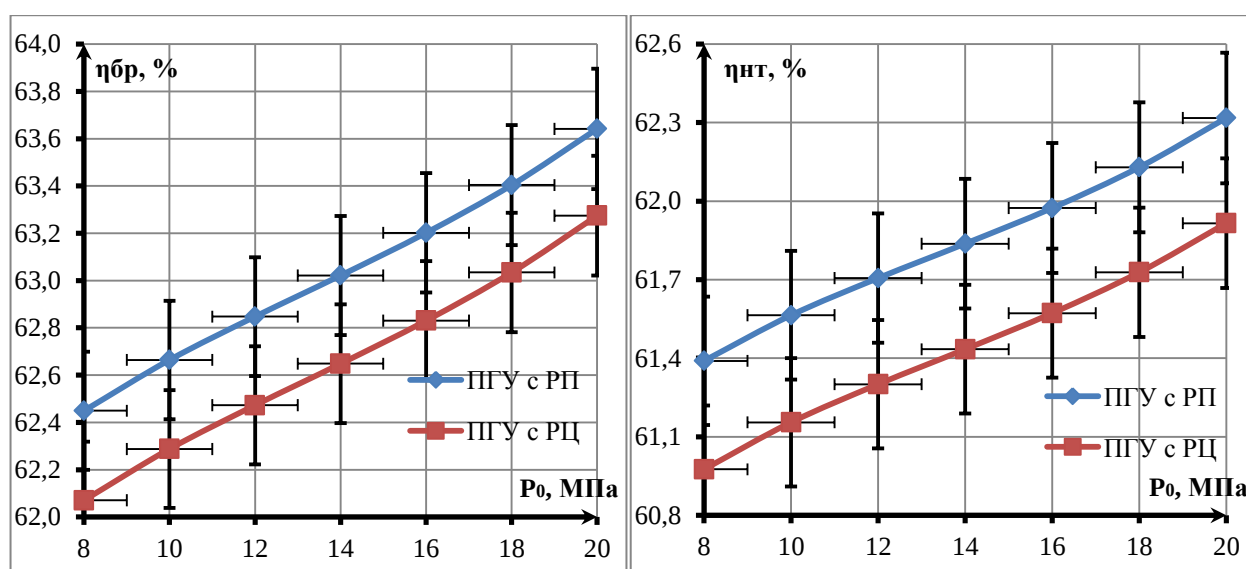
Рисунок 15 – TQ-диаграмма КУ ПГУ с тремя рабочими телами: θ – температура выхлопных газов ГТУ, t_1 – температура водяного пара контура ВД, t_2 – температура ОРТ НД

Приведенная на рисунке 15 TQ-диаграмма показывает распределение тепловой мощности, отдаваемой выхлопными газами от ГТУ в КУ по поверхностям нагрева: в экономайзере, испарители и пароперегреватели высокого давления, и в экономайзере низкого давления. TQ-диаграмма для КУ ПГУ справедлива для двух вариантов схем подогрева конденсата ОРТ перед экономайзером низкого давления: с помощью рециркуляции и с помощью регенеративного подогрева до температуры 60 °С.

Результаты расчетов КПД и мощности ПГУ в зависимости от начального давления водяного пара представлены в таблице 4 и на рисунках 16-17. Обозначения следующие: P_0 – начальное давление водяного пара, $N_{\text{Э ПГУ бр}}$ – электрическая мощность ПГУ брутто, $N_{\text{Э ПГУ нт}}$ – электрическая мощность ПГУ нетто, $\eta_{\text{Э ПГУ бр}}$ – абсолютный электрический КПД ПГУ брутто, $\eta_{\text{Э ПГУ нт}}$ – абсолютный электрический КПД ПГУ нетто, $\eta_{\text{Э ОРТ}}$ – электрический КПД цикла ОРТ, $\eta_{\text{Э ПТУ}}$ – электрический КПД цикла на водяном паре.

Таблица 4 – Результаты расчетов технико-экономических показателей работы ПГУ с циклами на трех рабочих телах в зависимости от начального давления водяного пара с нижним циклом на R365mfc

Схема ПГУ с регенеративным подогревом ОРТ							
P_0 , МПа	8	10	12	14	16	18	20
$N_{Э \text{ ПГУ } бр}$, МВт	790,55	793,27	795,59	797,8	800,08	802,64	805,65
$N_{Э \text{ ПГУ } нт}$, МВт	777,14	779,35	781,14	782,81	784,53	786,5	788,88
$\eta_{Э \text{ ПГУ } бр}$, %	62,45	62,66	62,85	63,02	63,2	63,4	63,64
$\eta_{Э \text{ ПГУ } нт}$, %	61,39	61,56	61,71	61,84	61,97	62,13	62,32
$\eta_{Э \text{ ОРТ}}$, %	19,02	19,02	19,02	19,02	19,02	19,02	19,02
$\eta_{Э \text{ ПГУ}}$, %	28,91	29,77	30,45	31	31,46	31,85	32,19
Схема ПГУ с рециркуляцией ОРТ перед КУ							
P_0 , МПа	8	10	12	14	16	18	20
$N_{Э \text{ ПГУ } бр}$, МВт	785,76	788,51	790,85	793,07	795,38	797,96	801,00
$N_{Э \text{ ПГУ } нт}$, МВт	771,9	774,17	776,01	777,7	779,45	781,42	783,80
$\eta_{Э \text{ ПГУ } бр}$, %	62,07	62,29	62,47	62,65	62,83	63,03	63,27
$\eta_{Э \text{ ПГУ } нт}$, %	60,98	61,16	61,3	61,43	61,57	61,73	61,92
$\eta_{Э \text{ ОРТ}}$, %	17,99	17,99	17,99	17,99	17,99	17,99	17,99
$\eta_{Э \text{ ПГУ}}$, %	28,91	29,77	30,45	31	31,46	31,85	32,19



а

б

Рисунок 16 – Зависимость КПД брутто (а) и нетто (б) ПГУ от начального давления P_0 водяного пара при различных схемах подогрева ОРТ перед ГПК: РП – регенеративным подогревом, РЦ – рециркуляцией

На рисунке 16 (б) КПД нетто ПГУ учитывает потребление собственных нужд: конденсатного и питательного насосов пароводяного цикла, привод дожимного компрессора для подачи топлива, всех насосов цикла, работающего на ОРТ, мощность дутьевых вентиляторов в ВК. КПД ПГУ брутто и нетто имеют линейную зависимость и возрастают с увеличением начального давления. Однако производная функции $\eta_{\text{БРУТТО}} = f(P_0)$ больше, чем производная $\eta_{\text{НЕТТО}} = f(P_0)$, это объясняется тем, что при увеличении давления, электрическая нагрузка на питательные и конденсатные насосы возрастает.

Эффективность ПГУ, работающей с циклом ОРТ с регенеративным подогревателем конденсата ОРТ на входе в экономайзер низкого давления выше, чем для схемы с рециркуляцией ОРТ перед КУ. Данный эффект заключается в том, что в схеме с регенеративным подогревателем расход ОРТ в цикле больше, чем в схеме с рециркуляцией, где больше тепла в экономайзере низкого давления тратится на подогрев основного конденсата. Большой расход ОРТ на ЦНД приводит к увеличению выработки электроэнергии циклом ОРТ. При этом расход ОРТ в линии рециркуляции сопоставим с расходом основного потока ОРТ. Мощность ПГУ нетто с рециркуляцией ниже, чем у ПГУ с регенеративным подогревом, т.к. электрическая мощность привода насоса рециркуляции для большого объема перекачиваемого конденсата ОРТ больше чем у питательного насоса.

При давлении $P_0 = 20$ МПа КПД брутто ПГУ с регенеративным подогревом ОРТ на 0,38 % выше, чем КПД брутто ПГУ с рециркуляцией; КПД нетто ПГУ с регенеративным подогревом ОРТ на 0,41 % выше, чем КПД нетто ПГУ с рециркуляцией.

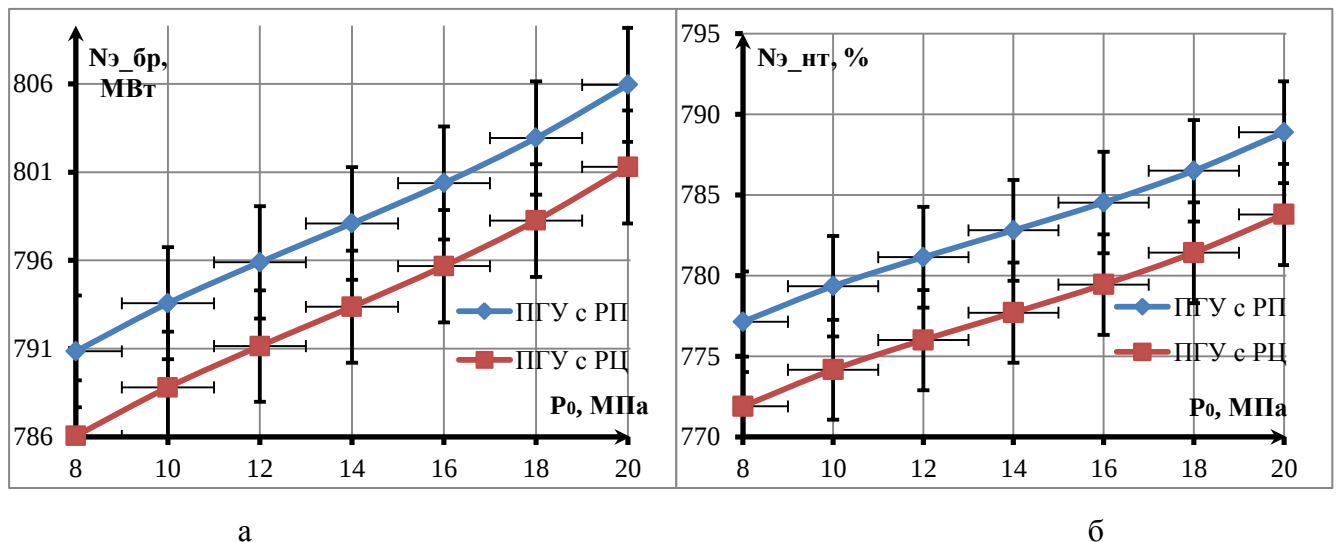


Рисунок 17 – Зависимость электрической мощности брутто (а) и нетто (б) ПГУ от давления водяного пара P_0 при различных схемах подогрева ОРТ перед ГПК: РП – регенеративным подогревом, РЦ – рециркуляцией

Приведенные на рисунках 16 и 17 зависимости электрической мощности и КПД от начального давления водяного пара возрастает с увеличением начального давления P_0 .

Для барабанного КУ с естественной циркуляцией наибольшее давление водяного пара на выходе из КУ находится в пределах 16÷20 МПа [1]. Как видно из рисунков 16-17, большему значению начального давления водяного пара соответствуют высокие показатели работы ПГУ, однако при давлении выше 18 МПа требуется переход к прямоточному котлу. При этом сохраняется высокая надежность, простота эксплуатации и создаются условия работы ПГУ с высокой эффективностью генерации электрической энергии. Поэтому для исследований выбраны давления водяного пара 6, 12, 18 МПа. Термодинамический оптимум для контура высокого давления водяного пара приходится на давление 18 МПа [1].

В таблицах 5-7 и на рисунках 18-19 приведены зависимости основных технико-экономических показателей работы ПГУ от давления водяного пара на входе в испаритель ОРТ, которое определяет начальные параметры насыщенного пара ОРТ в нижнем цикле. Начальное давление водяного пара было выбрано 6, 12 и 18 МПа, температура конденсации ОРТ 15 °С.

Таблица 5 – Результаты расчетов технико-экономических показателей работы ПГУ в зависимости от конечного давления водяного пара в среднем цикле, при работе нижнего цикла на R365mfc, $P_0 = 6$ МПа и температуре конденсации 15 °С

Схема ПГУ с регенеративным подогревом ОРТ						
P_{2K} , МПа	0,05	0,10	0,15	0,20	0,25	0,30
$N_{Э\text{ ПГУ бр}}$, МВт	784,03	786,42	786,97	786,86	786,42	785,82
$N_{Э\text{ ПГУ нт}}$, МВт	772,08	774,10	774,33	773,95	773,26	772,44
$\eta_{Э\text{ ПГУ бр}}$, %	61,93	62,12	62,17	62,16	62,12	62,08
$\eta_{Э\text{ ПГУ нт}}$, %	60,99	61,15	61,17	61,14	61,08	61,02
$\eta_{Э\text{ ОРТ}}$, %	12,52	15,96	17,79	19,02	19,93	20,65
$\eta_{Э\text{ ПТУ}}$, %	32,35	30,19	28,79	27,71	26,79	25,98
Схема ПГУ с рециркуляцией ОРТ						
P_{2K} , МПа	0,05	0,10	0,15	0,20	0,25	0,30
$N_{Э\text{ ПГУ бр}}$, МВт	782,04	782,30	782,26	782,02	781,64	781,20
$N_{Э\text{ ПГУ нт}}$, МВт	767,00	768,20	768,78	768,60	768,14	767,57
$\eta_{Э\text{ ПГУ бр}}$, %	61,78	61,80	61,79	61,78	61,75	61,71
$\eta_{Э\text{ ПГУ нт}}$, %	60,30	60,68	60,73	60,72	60,68	60,63
$\eta_{Э\text{ ОРТ}}$, %	12,06	15,05	16,78	17,99	18,93	19,69
$\eta_{Э\text{ ПТУ}}$, %	32,35	30,19	28,79	27,71	26,79	25,98

Таблица 6 – Результаты расчетов технико-экономических показателей работы ПГУ в зависимости от конечного давления водяного пара в среднем цикле, при работе нижнего цикла на R365mfc, $P_0 = 12$ МПа и температуре конденсации 15 °С

Схема ПГУ с регенеративным подогревом ОРТ						
P_{2K} , МПа	0,05	0,10	0,15	0,20	0,25	0,30
$N_{Э\text{ ПГУ бр}}$, МВт	791,39	794,34	795,28	795,59	795,64	795,54
$N_{Э\text{ ПГУ нт}}$, МВт	777,93	780,48	781,10	781,14	780,94	780,61
$\eta_{Э\text{ ПГУ бр}}$, %	62,52	62,75	62,82	62,85	62,85	62,84
P_{2K} , МПа	0,05	0,10	0,15	0,20	0,25	0,30
$\eta_{Э\text{ ПГУ нт}}$, %	61,45	61,65	61,70	61,71	61,69	61,66
$\eta_{Э\text{ ОРТ}}$, %	12,52	15,96	17,79	19,02	19,93	20,65
$\eta_{Э\text{ ПТУ}}$, %	34,64	32,66	31,40	30,45	29,68	29,03
Схема ПГУ с рециркуляцией ОРТ						
P_{2K} , МПа	0,05	0,10	0,15	0,20	0,25	0,30
$N_{Э\text{ ПГУ бр}}$, МВт	789,38	790,28	790,65	790,85	790,96	791,01
$N_{Э\text{ ПГУ нт}}$, МВт	771,00	775,28	775,86	776,01	776,00	775,90
$\eta_{Э\text{ ПГУ бр}}$, %	62,36	62,43	62,46	62,47	62,48	62,49
$\eta_{Э\text{ ПГУ нт}}$, %	60,93	61,24	61,29	61,30	61,30	61,29
$\eta_{Э\text{ ОРТ}}$, %	12,06	15,05	16,78	17,99	18,93	19,69
$\eta_{Э\text{ ПТУ}}$, %	34,64	32,66	31,40	30,45	29,68	29,03

Таблица 7 – Результаты расчетов технико-экономических показателей работы ПГУ в зависимости от конечного давления водяного пара в среднем цикле, при работе нижнего цикла на R365mfc, $P_0 = 18$ МПа и температуре конденсации 15 °С

Схема ПГУ с регенеративным подогревом ОРТ						
P_{2K} , МПа	0,05	0,10	0,15	0,20	0,25	0,30
$N_{Э\text{ ПГУ бр}}$, МВт	798,61	801,44	802,34	802,64	802,67	802,58
$N_{Э\text{ ПГУ нт}}$, МВт	783,50	785,92	786,49	786,50	786,28	785,95
$\eta_{Э\text{ ПГУ бр}}$, %	63,09	63,31	63,38	63,40	63,41	63,40
$\eta_{Э\text{ ПГУ нт}}$, %	61,89	62,08	62,13	62,13	62,11	62,09
$\eta_{Э\text{ ОРТ}}$, %	12,52	15,96	17,79	19,02	19,93	20,65

Продолжение таблицы 7

Схема ПГУ с регенеративным подогревом ОРТ						
P_{2K} , МПа	0,05	0,10	0,15	0,20	0,25	0,30
$\eta_{Э_ПГУ}$, %	35,83	33,95	32,75	31,85	31,12	30,51
Схема ПГУ с рециркуляцией ОРТ						
P_{2K} , МПа	0,05	0,10	0,15	0,20	0,25	0,30
$N_{Э_ПГУ\ бр}$, МВт	796,63	797,44	797,78	797,96	798,06	798,12
$N_{Э_ПГУ\ нт}$, МВт	775,29	780,70	781,29	781,42	781,40	781,30
$\eta_{Э_ПГУ\ бр}$, %	62,93	62,99	63,02	63,03	63,04	63,05
P_{2K} , МПа	0,05	0,10	0,15	0,20	0,25	0,30
$\eta_{Э_ПГУ\ нт}$, %	61,24	61,67	61,72	61,73	61,73	61,72
$\eta_{Э_ОРТ}$, %	12,06	15,05	16,78	17,99	18,93	19,69
$\eta_{Э_ПГУ}$, %	35,83	33,95	32,75	31,85	31,12	30,51

На рисунках 18-19 приведены графические результаты расчетов зависимости КПД ПГУ от давления водяного пара на выходе из ЦВД паровой турбины.

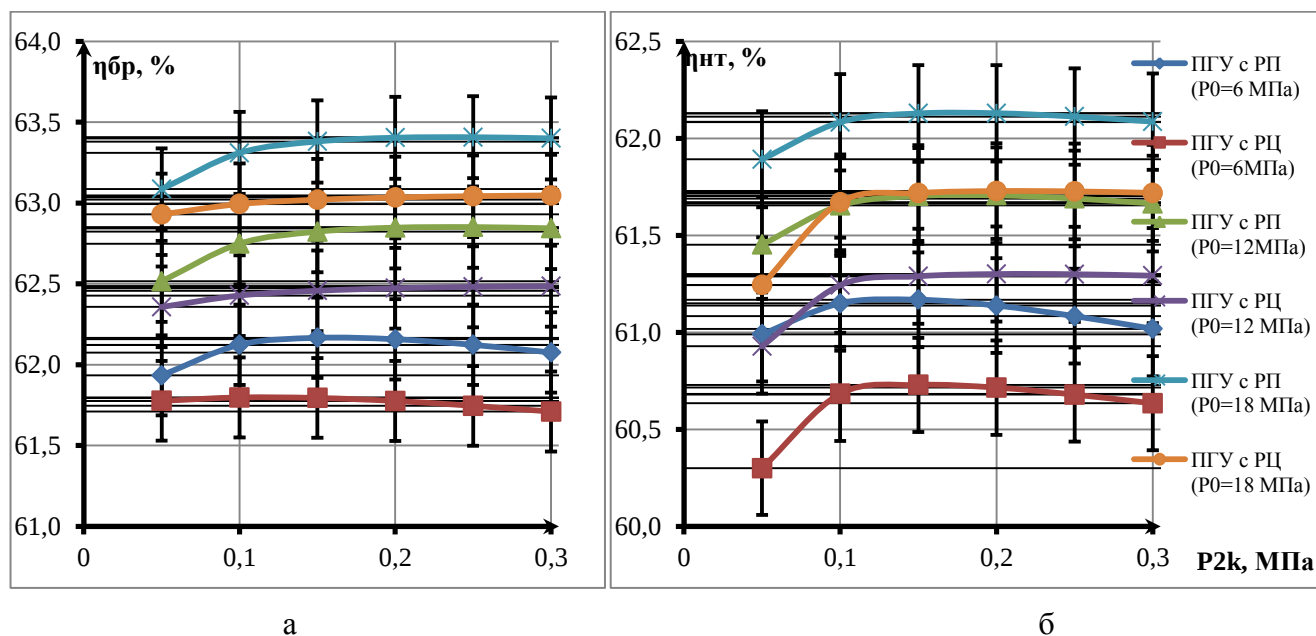


Рисунок 18 – Зависимость КПД брутто (а) и нетто (б) ПГУ от давления водяного пара P_{2K} на входе в испаритель ОРТ при различных схемах подогрева ОРТ перед ГПК: РП – регенеративным подогревом, РЦ – рециркуляцией, $P_0 = 6$ МПа, 12 МПа и 18 МПа

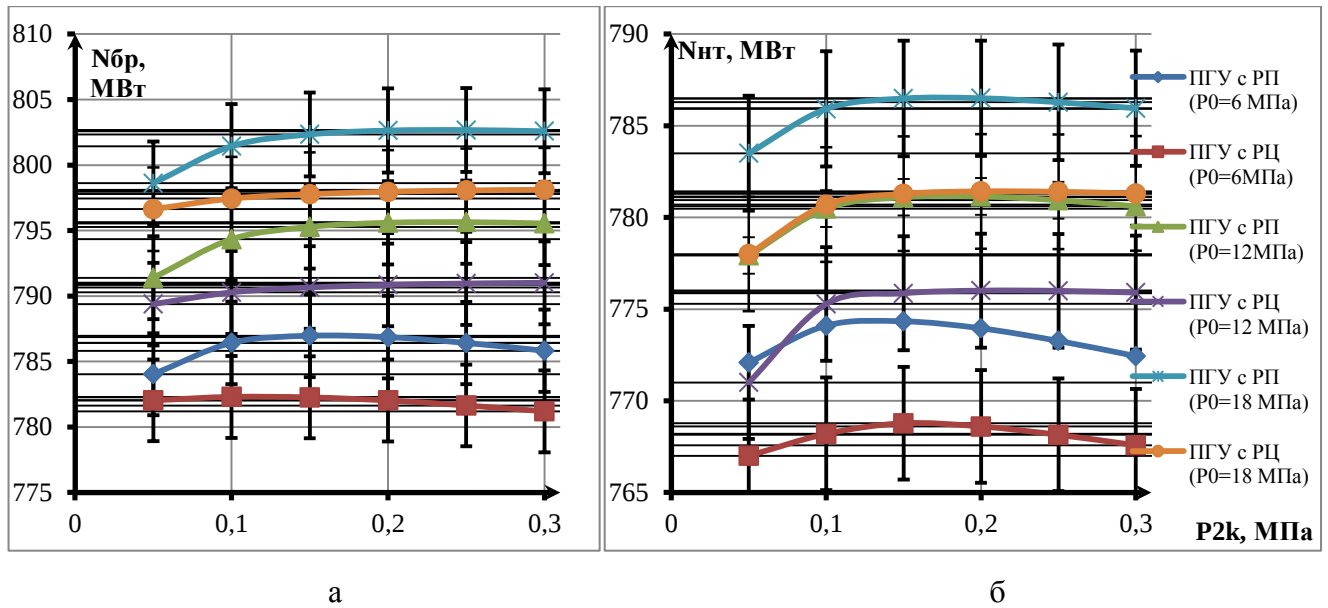


Рисунок 19 – Зависимость электрической мощности брутто (а) и нетто (б) ПГУ от давления водяного пара P_{2k} на входе в испаритель ОРТ при различных схемах подогрева ОРТ перед ГПК:

РП – регенеративным подогревом, РЦ – рециркуляцией, при $P_0 = 6$ МПа, 12 МПа, 18 МПа

Давление водяного пара определяет параметры насыщения пара ОРТ. Как было представлено ранее КПД для тепловой схемы ПГУ с регенеративным подогревателем выше, чем с рециркуляцией, та же самая закономерность сохраняется для зависимости от давления водяного пара в испарителе ОРТ.

На всех рисунках КПД для ПГУ с регенеративным подогревом ОРТ выше КПД для ПГУ с рециркуляцией ОРТ. Чем ниже начальное давление водяного пара на входе в ЦВД ПТ, тем более отчетливый оптимум КПД брутто ПГУ. Для ПГУ с регенеративным подогревом ОРТ оптимум КПД брутто для ПГУ с регенеративным подогревом ОРТ с $P_0 = 6$ МПа находится при $P_{2k} = 0,15$ МПа, с $P_0 = 12$ МПа находится при $P_{2k} = 0,20 \div 0,25$ МПа, с $P_0 = 18$ МПа находится при $P_{2k} = 0,20 \div 0,30$ МПа. При увеличении начального давления, оптимум КПД брутто и нетто ПГУ с регенеративным подогревом ОРТ смещается в область более высоких значений конечного давления в цикле ПТУ. Для ПГУ с регенеративным подогревом КПД ОЦР растет при повышении давления конденсации водяного пара в испарителе ОРТ, однако рост начального давления водяного пара увеличивает КПД ПТУ. Поэтому рост начального давления водяного пара приводит к повышению оптимума КПД ПГУ. Наибольшее значение КПД брутто достигается при $P_0 = 18$ МПа и $P_{2k} = 0,2$ МПа и составляет 63,40 % и КПД нетто 62,13 % для ПГУ с регенеративным подогревом ОРТ перед КУ.

При начальном давлении водяного пара 6 МПа оптимум КПД брутто ПГУ с рециркуляцией ОРТ: КПД нетто находится при давлении $P_{2k} = 0,15$ МПа и составляет 61,8 %, при давлении $P_0 = 12$ и 18 МПа КПД брутто не имеет оптимума и растет с увеличением

давления $P_{2К}$. Оптимум КПД брутто растет при повышении начального давления водяного пара. При снижении давления КПД брутто ПГУ с рециркуляцией резко падает, это связано с тем, что начальное давление ОРТ падает и процесс смещается в сторону более низких температур. Поэтому, чтобы достичь необходимой температуры конденсата ОРТ на входе в экономайзер низкого давления, необходимо больше пропускать конденсата ОРТ рециркуляции. С другой стороны КПД нетто для ПГУ с рециркуляцией снижается при уменьшении давления конденсации водяного пара в испаритель ОРТ ниже 0,1 МПа. Данный эффект объясняется снижением тепловой нагрузки на испаритель ОРТ, поэтому температура подвода тепла в нижнем цикле снижается. Чтобы достичь необходимой температуры входа в экономайзер низкого давления, необходимо увеличивать расход ОРТ в линии рециркуляции. Возросшая нагрузка на насосы рециркуляции увеличивает расход электроэнергии на собственных нужд, поэтому электрический КПД нетто снижается.

Оптимум конечного давления водяного пара в среднем цикле для обеих схем ПГУ находится в пределах 0,15÷0,2 МПа, при этих давлениях достигаются максимальные значения КПД брутто и нетто ПГУ.

При $P_0 = 6$ МПа максимум электрической мощности для ПГУ с регенеративным подогревом ОРТ достигается при $P_{2К} = 0,15$ МПа и составляет 786,97 МВт, для ПГУ с рециркуляцией составляет 782,26 МВт. При повышении P_0 до 12 и 18 МПа максимум электрической мощности брутто находится при $P_{2К} = 0,2$ МПа и наибольшая электрическая мощность брутто для ПГУ с регенеративным подогревом ОРТ составляет 802,6 МВт при $P_0 = 18$ МПа и $P_{2К} = 0,2$ МПа.

В таблицах 8–10 и на рисунках 20–21 приведены зависимости КПД и электрической мощности ПГУ от температуры конденсации теплоносителя в ВК в интервале $-20 \div +30$ °С, при начальных давлениях водяного пара 6, 12 и 18 МПа и давлении конденсации в испарителе ОРТ 0,2 МПа.

Таблица 8 – Результаты расчетов мощности и КПД ПГУ в зависимости от температуры конденсации теплоносителя нижнего цикла в ВК при $P_0 = 6$ МПа и $P_{2К} = 0,2$ МПа

Схема ПГУ с регенеративным подогревателем ОРТ						
$t_K, ^\circ\text{C}$	-20	-10	0	10	20	30
$N_{Э\text{ ПГУ бр}}, \text{ МВт}$	820,54	811,19	801,62	791,84	781,81	771,53
$N_{Э\text{ ПГУ нт}}, \text{ МВт}$	807,71	798,33	788,74	778,94	768,90	758,62
$\eta_{Э\text{ ПГУ бр}}, \%$	64,82	64,08	63,32	62,55	61,76	60,95
$\eta_{Э\text{ ПГУ нт}}, \%$	63,81	63,06	62,31	61,53	60,74	59,93

Продолжение таблицы 8

$\eta_{\text{Э_ОРТ}}, \%$	26,15	24,17	22,14	20,07	17,95	15,77
$\eta_{\text{Э_ПГУ}}, \%$	27,71	27,71	27,71	27,71	27,71	27,71
Схема ПГУ с рециркуляцией ОРТ						
$t_{\text{К}}, ^\circ\text{C}$	-20	-10	0	10	20	30
$N_{\text{Э ПГУ бр}}, \text{МВт}$	811,95	803,38	794,90	786,33	777,70	768,98
$N_{\text{Э ПГУ нт}}, \text{МВт}$	790,00	786,86	780,56	772,71	764,42	755,92
$\eta_{\text{Э ПГУ бр}}, \%$	64,14	63,46	62,79	62,12	61,43	60,74
$\eta_{\text{Э ПГУ нт}}, \%$	62,50	62,16	61,66	61,04	60,39	59,71
$\eta_{\text{Э_ОРТ}}, \%$	24,33	22,52	20,72	18,90	17,07	15,23
$\eta_{\text{Э_ПГУ}}, \%$	27,71	27,71	27,71	27,71	27,71	27,71

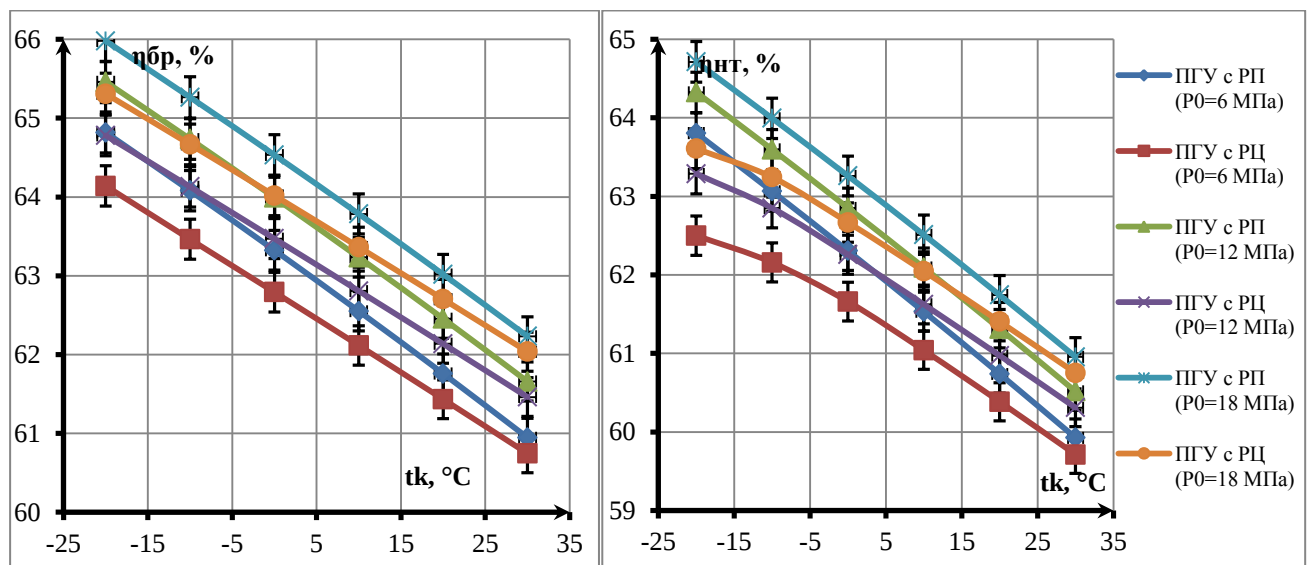
Таблица 9 – Результаты расчетов мощности и КПД ПГУ в зависимости от температуры конденсации теплоносителя нижнего цикла в ВК при $P_0 = 12$ МПа и $P_{2\text{К}} = 0,2$ МПа

Схема ПГУ с регенеративным подогревателем ОРТ						
$t_{\text{К}}, ^\circ\text{C}$	-20	-10	0	10	20	30
$N_{\text{Э ПГУ бр}}, \text{МВт}$	828,67	819,48	810,09	800,48	790,64	780,54
$N_{\text{Э ПГУ нт}}, \text{МВт}$	814,29	805,08	795,66	786,04	776,19	766,09
$\eta_{\text{Э ПГУ бр}}, \%$	65,46	64,73	63,99	63,23	62,46	61,66
$\eta_{\text{Э ПГУ нт}}, \%$	64,32	63,60	62,85	62,09	61,31	60,52
$\eta_{\text{Э_ОРТ}}, \%$	26,15	24,17	22,14	20,07	17,95	15,77
$\eta_{\text{Э_ПГУ}}, \%$	30,45	30,45	30,45	30,45	30,45	30,45
Схема ПГУ с рециркуляцией ОРТ						
$t_{\text{К}}, ^\circ\text{C}$	-20	-10	0	10	20	30
$N_{\text{Э ПГУ бр}}, \text{МВт}$	820,05	811,81	803,49	795,08	786,60	778,04
$N_{\text{Э ПГУ нт}}, \text{МВт}$	801,14	795,62	788,12	780,11	771,86	763,46
$\eta_{\text{Э ПГУ бр}}, \%$	64,78	64,13	63,47	62,81	62,14	61,46
$\eta_{\text{Э ПГУ нт}}, \%$	63,29	62,85	62,26	61,62	60,97	60,31
$\eta_{\text{Э_ОРТ}}, \%$	24,29	22,52	20,72	18,90	17,07	15,23
$\eta_{\text{Э_ПГУ}}, \%$	30,45	30,45	30,45	30,45	30,45	30,45

Таблица 10 – Результаты расчетов мощности и КПД работы ПГУ в зависимости от температуры конденсации теплоносителя нижнего цикла в ВК при $P_0 = 18$ МПа и $P_{2К} = 0,2$ МПа

Схема ПГУ с регенеративным подогревателем ОРТ						
$t_K, ^\circ\text{C}$	-20	-10	0	10	20	30
$N_{\text{Э ПГУ бр}}, \text{МВт}$	835,24	826,19	816,93	807,46	797,75	787,80
$N_{\text{Э ПГУ нт}}, \text{МВт}$	819,18	810,10	800,82	791,33	781,62	771,66
$\eta_{\text{Э ПГУ бр}}, \%$	65,98	65,26	64,53	63,78	63,02	62,23
$\eta_{\text{Э ПГУ нт}}, \%$	64,71	63,99	63,26	62,51	61,74	60,96
$\eta_{\text{Э ОРТ}}, \%$	26,15	24,17	22,14	20,07	17,95	15,77
$\eta_{\text{Э ПТУ}}, \%$	31,85	31,85	31,85	31,85	31,85	31,85
Схема ПГУ с рециркуляцией ОРТ						
$t_K, ^\circ\text{C}$	-20	-10	0	10	20	30
$N_{\text{Э ПГУ бр}}, \text{МВт}$	826,75	818,63	810,42	802,13	793,77	785,33
$N_{\text{Э ПГУ нт}}, \text{МВт}$	805,20	800,60	793,32	785,46	777,34	769,07
$\eta_{\text{Э ПГУ бр}}, \%$	65,31	64,67	64,02	63,36	62,70	62,04
$\eta_{\text{Э ПГУ нт}}, \%$	63,61	63,24	62,67	62,05	61,41	60,75
$\eta_{\text{Э ОРТ}}, \%$	24,29	22,52	20,72	18,90	17,07	15,23
$\eta_{\text{Э ПТУ}}, \%$	31,85	31,85	31,85	31,85	31,85	31,85

Графические зависимости КПД брутто и нетто ПГУ с регенеративным подогревом и рециркуляцией ОРТ перед КУ представлены на рисунках 20-21, при P_0 равным 6, 12 и 18 МПа.



а

б

Рисунок 20 – Зависимость КПД брутто (а) и нетто (б) ПГУ от температуры конденсации t_K при различных схемах подогрева ОРТ перед ГПК: РП – регенеративным подогревом, РЦ – рециркуляцией, $P_0 = 6$ МПа, 12 МПа и 18 МПа

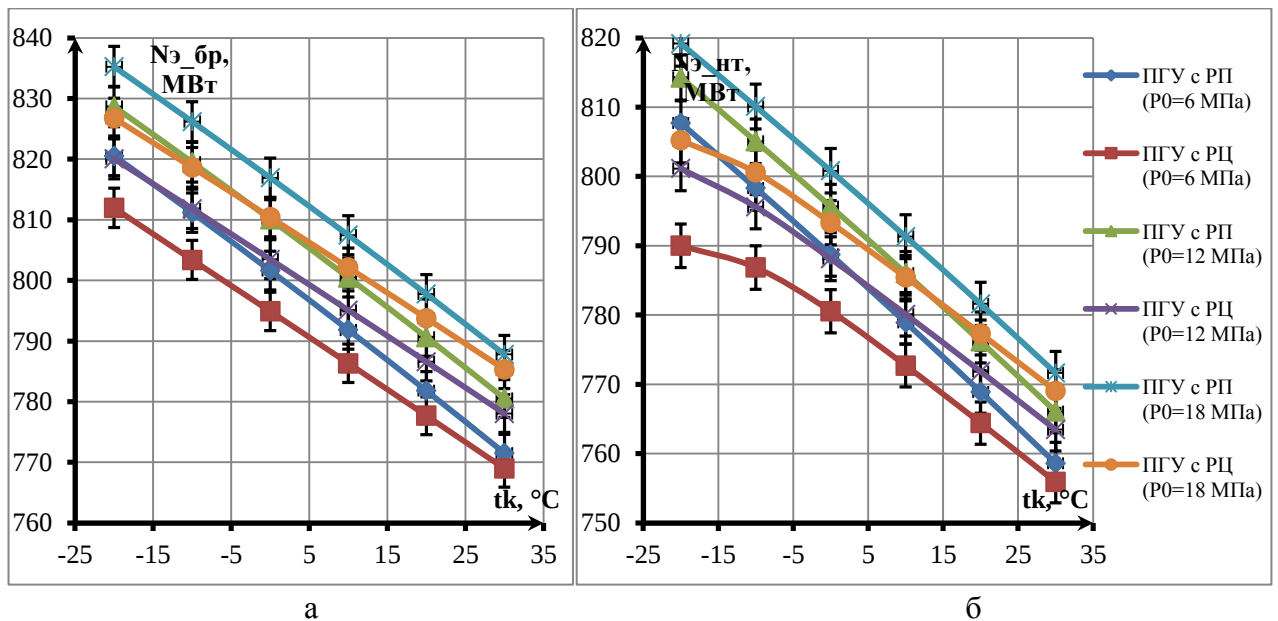


Рисунок 21 – Зависимость электрической мощности брутто (а) и нетто (б) ПГУ от температуры конденсации t_K при различных схемах подогрева ОРТ перед ГПК: РП – регенеративным подогревом, РЦ – рециркуляцией, при $P_0 = 6$ МПа, 12 МПа, 18 МПа

Температура конденсации ОРТ зависит от температуры и влажности охлаждающего воздуха. По результатам расчетов тепловой схемы ПГУ с циклом ОРТ с регенеративным подогревом и рециркуляцией ОРТ перед КУ для обеспечения требуемой температуры 60 °С на входе в экономайзер низкого давления КУ для рабочего диапазона температур конденсации ОРТ от -20 до +30 °С построены зависимости для электрического КПД и электрической мощности ПГУ.

КПД имеет обратную зависимость от температуры конденсации ОРТ в конденсаторе: при росте температуры КПД падает. При повышении давления P_0 увеличивается КПД и электрическая мощность ПГУ. Для ПГУ с регенеративным подогревателем максимум КПД брутто составляет 65,98 % при $P_0 = 18$ МПа, $P_{2K} = 0,2$ МПа и $t_K = -20$ °С, максимум КПД для ПГУ с рециркуляцией составляет 65,31 %. При повышении t_K на 10 °С среднее снижение КПД брутто составляет: для ПГУ с регенеративным подогревом – 0,72 %, для ПГУ с рециркуляцией – 0,64 %. Минимум КПД брутто для ПГУ с регенеративным подогревом составляет 62,23 %, для ПГУ с рециркуляцией – 62,04 %. Скорость снижения КПД брутто для ПГУ с регенеративным подогревателем выше, чем для ПГУ с рециркуляцией. Связано это с тем, что расход ОРТ для ПГУ с регенеративным подогревателем не зависит от t_K и остается постоянным

во всем диапазоне температур, в то время как теплоперепад в паровой турбине снижается. В ПГУ с рециркуляцией расход ОРТ на рециркуляцию при увеличении температуры снижается, т.к. температура на выходе из ВК повышается, нагрузка на экономайзер низкого давления падает и расход в испарителе ОРТ растет, тем самым снижение общей эффективности за счет этого компенсируется. Максимум КПД нетто в рассматриваемом отрезке достигается при минимальной температуре конденсации $t_k = -20\text{ }^{\circ}\text{C}$ и составляет для ПГУ с регенеративным подогревом – 64,71 %, для ПГУ с рециркуляцией – 63,61 %; минимум КПД нетто при температуре $+30\text{ }^{\circ}\text{C}$ и составляет для ПГУ с регенеративным подогревом – 60,96 %, для ПГУ с рециркуляцией – 60,75 %.

Выводы по третьей главе

Введение контура на ОРТ снижает температуру отвода уходящих газов КУ (рисунок 15) с 192 до $100\text{ }^{\circ}\text{C}$ и тем самым, повышается КПД ПГУ с 72,0 % до 86,5 %.

На основе проведенных исследований можно сделать следующие выводы:

1. Эффективность работы и суммарная электрическая мощность ПГУ с циклом, реализующим регенеративный подогрев основного конденсата ОРТ перед КУ по всем диапазонам исследуемых параметров выше, чем у ПГУ с циклом ОРТ с рециркуляцией при всех прочих равных условиях. Данный эффект для ПГУ с регенеративным подогревателем объясняется достижением большей выработкой тепла в экономайзере низкого давления и расхода ОРТ на ЦНД паровой турбины и отсутствием затрат электроэнергии на привод насосов рециркуляции. КПД ПГУ с регенеративным подогревом конденсата ОРТ перед КУ при оптимальных значениях параметров водяного пара и ОРТ на 0,41 % выше чем у ПГУ с рециркуляцией ОРТ.

2. Выявлено, что по давлению пара на выходе ЦВД оптимальным для ПГУ является диапазон 0,2–0,25 МПа.

3. Температура конденсации ОРТ оказывает значительное влияние на КПД и мощность ПГУ с тремя циклами. Так, в схеме ПГУ с регенеративным подогревом ОРТ в зимнее время года можно достичь КПД брутто 66 %, КПД нетто 65,3%. В летнее время КПД нетто составляет 62÷63,5 %.

4. При давлении водяного пара на входе ЦВД 18 МПа и давлении на выходе ЦВД 0,2 МПа, при работе нижнего цикла на фреоне R365mfc и температуре конденсации от 0 до $+20\text{ }^{\circ}\text{C}$ электрический КПД нетто ПГУ с циклами на трех рабочих телах составляет от 61,74 % до 63,26 %. В то время как для ПГУ с ГТУ 9НА.02 с трехконтурным КУ и ПП максимальный КПД нетто составляет 61,8 % [189].

ГЛАВА 4. ПАРАМЕТРИЧЕСКИЕ ИССЛЕДОВАНИЯ ВОЗДУШНОГО КОНДЕНСАТОРА

Для параметрических исследований на основе проведенного анализа свойств в разделе 1.3 выбраны следующие вещества: вода, пентан, изопентан, бутан, аммиак, R123, R152a, R245fa, R245ca, R236ea, R236fa, R365mfc.

В качестве исходных данных приняты параметры стандартной секции [134]: $L = 12$ м; $B = 1,85$ м; $z = 6$; материал труб – сталь 20, $\lambda_{\text{ТР}} = 48$ Вт/м·К, материал ребер – дюралюминий; тип ребер – круглые прямоугольного сечения; $\lambda_{\text{РБ}} = 159$ Вт/м·К; $D = 0,057$ м; $h = 0,015$ м; $d_0 = 0,027$ м; $\delta_{\text{ВТ}} = 0,001$ м; $\delta_{\text{СТ}} = 0,002$ м; $\Delta = 0,735$ м; $s = 0,0025$ мм. $S_1 = 84$ мм; $z_X = 1$; $t_{\text{ОВ}} = 15$ °С; $t_k = t_{\text{ОВ}} + 20$ °С; $x_{\text{ВХ}} = 1$; $x_{\text{ВЫХ}} = 0$; $p_B = 0,098$ МПа; $\omega_2 = 6$ м/с; $C_{\text{Nu}} = 0,024$; $R_{\text{ТК}} = 0$ м²·К/Вт; $R_{\text{ОТЛ}} = 0,0001$ м²·К/Вт; $R_{\text{СТ}} = 0,0001$ м²·К/Вт; $\eta_{\text{В}} = 0,8$; $\eta_{\text{П}} = 0,96$; $\eta_{\text{ЭЛ}} = 0,95$; $k_{\text{ДВ}} = 1,15$.

Для определения числа секций Z расход пара в ВК рассчитывался из условия работы паротурбинной установки на ОРТ с внутренней мощностью 50 МВт.

4.1 Исследование характеристик работы воздушного конденсатора от скорости охлаждающего воздуха

По представленным исходным данным с помощью программы проведены расчеты показателей работы ВК при изменении скорости охлаждающего воздуха в диапазоне 4÷9 м/с при температуре +15 °С.

Полученные в результате расчетов зависимости массового G и объемного V расхода теплоносителя, коэффициента теплопередачи K и количества секций Z от скорости охлаждающего воздуха для представленных теплоносителей приведены в таблицах 11–14 и на рисунках 22–26.

Таблица 11 – Зависимость массового расхода теплоносителя от скорости охлаждающего воздуха

ω_2 , м/с		4	5	6	7	8	9
G , кг/с	вода	0,19	0,23	0,26	0,29	0,32	0,35
	пентан	2,00	2,35	2,67	2,96	3,23	3,48
	изопентан	2,06	2,42	2,74	3,04	3,31	3,56
	бутан	1,79	2,09	2,36	2,61	2,83	3,04
	R123	3,95	4,62	5,23	5,78	6,29	6,76
	R245fa	3,45	4,03	4,55	5,03	5,46	5,86
	аммиак	0,76	0,89	1,01	1,11	1,21	1,30
	R152a	2,52	2,92	3,27	3,60	3,89	4,16

Продолжение таблицы 11

ω_2 , м/с		4	5	6	7	8	9
G , кг/с	R236fa	6,37	7,61	8,75	9,80	10,77	11,67
	R365mfc	4,72	5,62	6,45	7,24	7,93	8,61
	R236ea	5,98	7,12	8,18	9,16	10,00	10,90
	R245ca	4,62	5,46	6,30	7,00	7,74	8,40

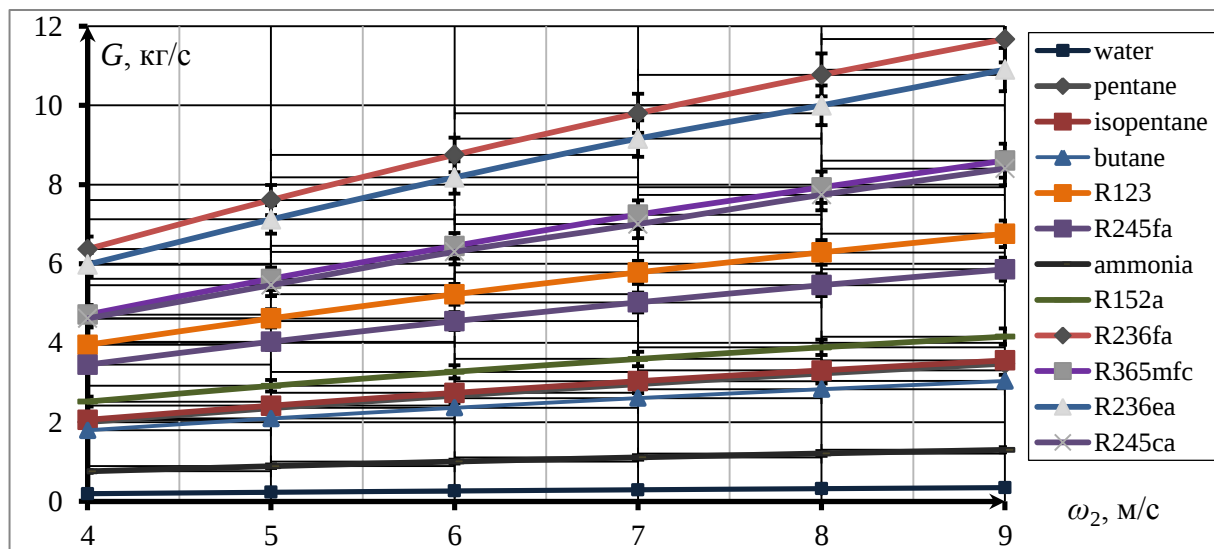


Рисунок 22 – Зависимость изменения массового расхода теплоносителей на одну секцию G от скорости охлаждающего воздуха ω_2

Как видно на рисунке 22 при увеличении скорости охлаждающего воздуха линейно возрастает массовый расход ОПТ на секцию ВК. Скорость изменения расхода зависит от вида теплоносителя. Наибольший расход на одну секцию имеет место у фреона R236fa, максимальное значение которого достигает 11,67 кг/с при скорости воздуха 9 м/с, минимальный – 6,37 кг/с при скорости охлаждающего воздуха 4 м/с. Далее, по мере снижения расхода расположились: R236ea, R365mfc, R245ca, R123, R245fa, R152a, изопентан, пентан, бутан, аммиак, вода. Вода имеет наименьший массовый расход.

В таблице 12 и на рисунке 23 представлены зависимости изменения объемного расхода теплоносителей от скорости охлаждающего воздуха.

Таблица 12 – Зависимость объемного расхода теплоносителя от скорости охлаждающего воздуха

ω_2 , м/с		4	5	6	7	8	9
V , м ³ /с	вода	4,20	4,97	5,68	6,34	6,94	7,52
	пентан	0,70	0,82	0,93	1,03	1,12	1,21

Продолжение таблицы 12

ω_2 , м/с		4	5	6	7	8	9
V , $\text{м}^3/\text{с}$	изопентан	0,54	0,63	0,71	0,79	0,86	0,93
	бутан	0,22	0,25	0,29	0,32	0,34	0,37
	R123	0,48	0,56	0,64	0,70	0,77	0,82
	R245fa	0,29	0,34	0,38	0,42	0,45	0,49
	аммиак	0,06	0,07	0,07	0,08	0,09	0,10
	R152a	0,08	0,10	0,11	0,12	0,13	0,14
	R236fa	0,25	0,30	0,35	0,39	0,43	0,46
	R365mfc	0,94	1,11	1,28	1,44	1,57	1,71
	R236ea	0,32	0,38	0,43	0,49	0,53	0,58
	R245ca	0,57	0,67	0,78	0,86	0,96	1,04

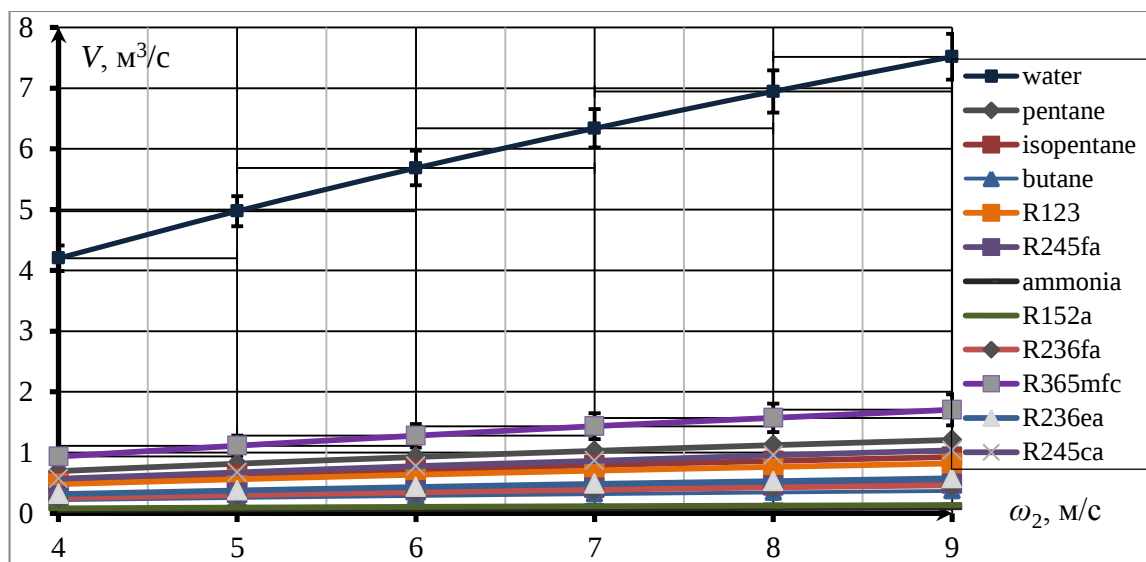


Рисунок 23 – Зависимость изменения объемного расхода теплоносителей в одной секции V от скорости охлаждающего воздуха ω_2

На рисунке 23 показано, что при увеличении скорости охлаждающего воздуха возрастает объемный расход теплоносителя на одну секцию. При этом скорость изменения объемного расхода теплоносителя зависит от его вида. Наибольший объемный расход на одну секцию наблюдается у воды, максимальное значение которого составляет $7,52 \text{ м}^3/\text{с}$ при скорости охлаждающего воздуха 9 м/с , а минимальное – $4,2 \text{ м}^3/\text{с}$ при скорости воздуха 4 м/с , при этом объемный расход воды превышает объемный расход ОРТ в 4 и более раз. Данный эффект объясняется высоким удельным объемом водяного пара. Далее, по мере снижения расхода расположились: R365mfc, пентан, R245ca, изопентан, R123, R236ea, R245fa, R236fa, бутан,

R152a, аммиак, при этом расходы варьируются от 0,06 м³/с при 4 м/с до 1,71 м³/с при 9 м/с. Низкое значение удельного объема теплоносителя приводит к уменьшению числа секций и габаритов воздушного конденсатора.

В таблице 13 и на рисунке 24 показаны зависимости изменения коэффициента теплопередачи ВК от скорости охлаждающего воздуха.

Таблица 13 – Зависимость величины коэффициента теплопередачи ВК от скорости охлаждающего воздуха

ω_2 , м/с		4	5	6	7	8	9
K , Вт/м ²	вода	26,58	30,08	33,15	35,88	38,34	40,58
	пентан	20,70	23,44	25,83	27,96	29,89	31,64
	изопентан	19,71	22,31	24,59	26,61	28,44	30,10
	бутан	16,91	19,11	21,04	22,75	24,29	25,69
	R123	18,10	20,46	22,54	24,39	26,05	27,57
	R245fa	17,18	19,42	21,38	23,12	24,69	26,11
	аммиак	18,61	21,05	23,19	25,08	26,81	28,37
	R152a	14,06	15,84	17,39	18,77	20,01	21,13
	R236fa	18,48	21,04	23,30	25,32	27,13	28,78
	R365mfc	21,51	24,43	27,00	29,32	31,36	33,25
	R236ea	18,77	21,36	23,64	25,68	27,46	29,18
	R245ca	20,17	22,88	25,34	27,45	29,45	31,24

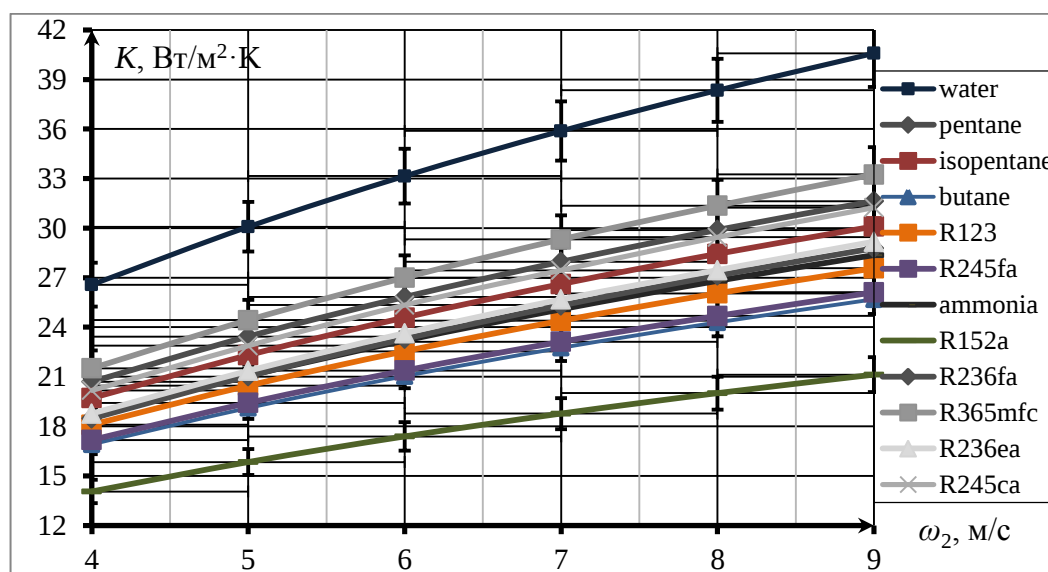


Рисунок 24 – Зависимость изменения коэффициента теплопередачи ВК от скорости охлаждающего воздуха ω_2

На рисунке 24 видно, что повышение скорости охлаждающего воздуха в интервале от 4 до 9 м/с приводит к росту коэффициента теплопередачи теплоносителя в среднем на 53,1 %. Наибольший относительный прирост коэффициента теплопередачи имеем у R236fa (55,8 %) и R245ca (54,9 %), а наименьший – у R152a (50,3 %). Рост коэффициента теплопередачи объясняется тем, что при возрастании скорости воздуха увеличивается коэффициент теплоотдачи от наружной поверхности труб к охлаждающему воздуху.

Среди ОРТ наибольший коэффициент теплопередачи у R365mfc (21,5 Вт/м²·К при скорости охлаждающего воздуха 4 м/с и 33,2 Вт/м²·К при скорости 9 м/с) и у пентана (20,7 Вт/м²·К при скорости охлаждающего воздуха 4 м/с и 31,6 Вт/м²·К при скорости 9 м/с).

В таблице 14 и на рисунке 25 представлена зависимость количества секций ВК от изменения скорости охлаждающего воздуха.

Таблица 14 – Зависимость количества секций ВК от изменения скорости охлаждающего воздуха

ω_2 , м/с		4	5	6	7	8	9
Z, шт	вода	673	569	498	446	407	376
	пентан	387	329	290	262	240	223
	изопентан	399	340	300	271	249	231
	бутан	458	393	348	315	290	271
	R123	436	373	329	298	274	255
	R245fa	462	395	350	317	292	272
	аммиак	473	404	357	323	297	276
	R152a	622	537	479	435	403	376
	R236fa	351	294	256	228	208	192
	R365mfc	311	261	227	203	185	170
	R236ea	327	274	239	213	195	179
	R245ca	318	269	234	210	190	175

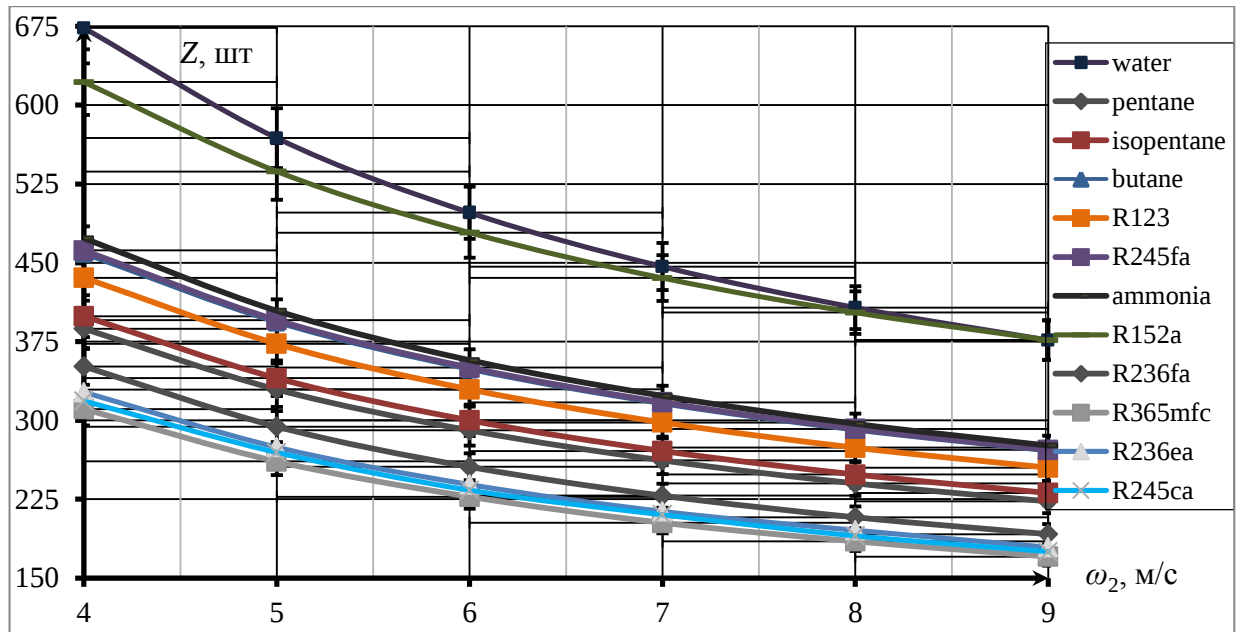


Рисунок 25 – Зависимость количества секций ВК от скорости охлаждающего воздуха ω_2

На рисунке 25 видим, что увеличение скорости охлаждающего воздуха приводит к уменьшению количества секций ВК. Это связано с увеличением коэффициента теплопередачи при повышении скорости охлаждающего воздуха. Наибольшее количество секций требуется для воды (673 шт при скорости охлаждающего воздуха 4 м/с и 376 шт при скорости 9 м/с). Наименьшее количество секций требуется для R365mfc (311 шт при скорости охлаждающего воздуха 4 м/с и 170 шт при скорости 9 м/с).

Для работы в составе ВК применяют вентиляторы типа ВГ, технические характеристики которых приведены в таблице 15.

Таблица 15 – Технические характеристики дутьевых вентиляторов [187]

Наименование	ВГ 25	ВГ 50	ВГ 70	ВГ 104
Производительность вентилятора, м ³ /с	43	139	306	750
Полное давление, кПа	1,4	1,5	1,6	1,7
Диаметр рабочего колеса, м	2,92	5,90	8,40	10,40
Количество лопастей, шт	3	3	3	4
Мощность электродвигателя, кВт	11	30	75	210
Масса вентилятора, кг	230	600	1450	5500
КПД вентилятора, %	63	65	70	78

Из таблицы 15 по диаметру рабочего колеса и производительности вентилятора определяется число секций, которые будет обеспечивать данный вентилятор. Из

представленного ряда был выбран вентилятор ВГ-104, который обеспечит напор и подачу охлаждающего воздуха для 4-х секций ВК.

На рисунке 26 изображены зависимость аэродинамического сопротивления пучка труб с учетом входного и выходного диффузора и технические характеристики работы вентилятора ВГ-104 от скорости охлаждающего воздуха и подачи охлаждающего воздуха: мощностная и напорная характеристики.

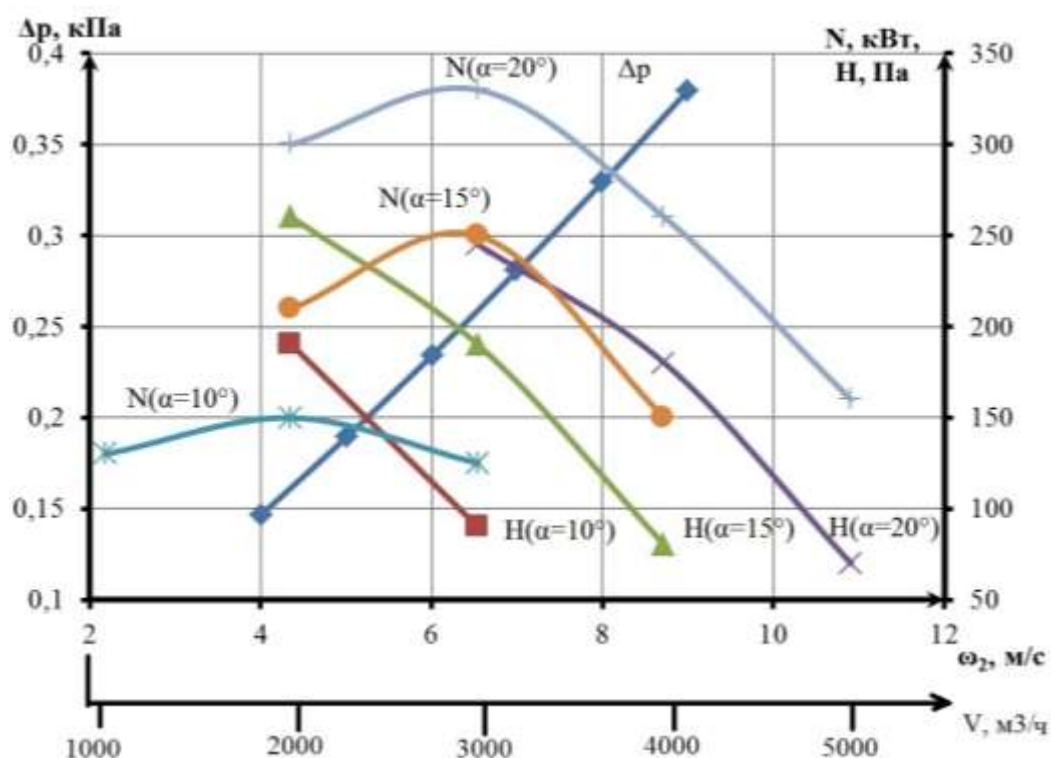


Рисунок 26 – Зависимость аэродинамического сопротивления секций ВК и характеристик вентилятора ВГ-104 от скорости охлаждающего воздуха ω_2 и от подачи при температуре 15 °С

На рисунке 26 представлены мощностные и напорные характеристики вентилятора ВГ-104, которые приведены в зависимости от угла наклона рабочих лопаток к потоку воздуха ($\alpha=10^\circ$, $\alpha=15^\circ$, $\alpha=20^\circ$). Выбор α зависит от режима работы вентилятора: для обеспечения наибольшей мощности при высокой скорости потока охлаждающего воздуха рекомендуется устанавливать большой угол наклона. Как видно на графике, оптимальный режим работы вентилятора ВГ-104 находится в диапазоне скорости охлаждающего воздуха 6÷8 м/с и подачи 2700÷3600 м³/ч. В данном диапазоне ВГ-104 при углах поворота лопаток 15° и 20° достигается оптимум мощности и наибольший КПД $\eta_B = 78\%$.

4.2 Исследование характеристик работы воздушного конденсатора от температуры охлаждающего воздуха

По представленным исходным данным с помощью программы проведены расчеты показателей работы ВК при изменении температуры охлаждающего воздуха в интервале от -40 до +30 °С. Скорость охлаждающего воздуха принята 6 м/с из условий оптимальной работы группы вентиляторов в области снижения максимального КПД не больше 7 %.

Результаты расчетов представлены в таблицах 16-19 и на рисунках 27-30.

В таблице 16 приведены значения массового расхода теплоносителя в зависимости от температуры охлаждающего воздуха.

Таблица 16 – Значения массового расхода теплоносителя в зависимости от температуры охлаждающего воздуха

$t_{\text{ов}}, ^\circ\text{C}$		-40	-26	-12	2	16	30
$G, \text{ кг/с}$	пентан	1,51	1,40	1,31	1,21	1,11	1,02
	изопентан	1,52	1,43	1,31	1,22	1,10	1,01
	бутан	1,28	1,16	1,07	0,94	0,85	0,78
	R123	3,01	2,75	2,50	2,26	2,00	1,80
	R245fa	2,51	2,30	2,09	1,90	1,68	1,50
	аммиак	0,54	0,49	0,45	0,41	0,39	0,36
	R152a	1,52	1,33	1,18	1,07	0,98	0,93
	R236fa	2,92	2,65	2,40	2,15	1,93	1,80
	R365mfc	2,78	2,60	2,40	2,20	2,02	1,83
	R236ea	2,87	2,63	2,37	2,15	1,94	1,70
	R245ca	2,45	2,28	2,12	1,90	1,71	1,57

На рисунке 27 приведена зависимость изменения массового расхода теплоносителей на одну секцию G от температуры охлаждающего воздуха.

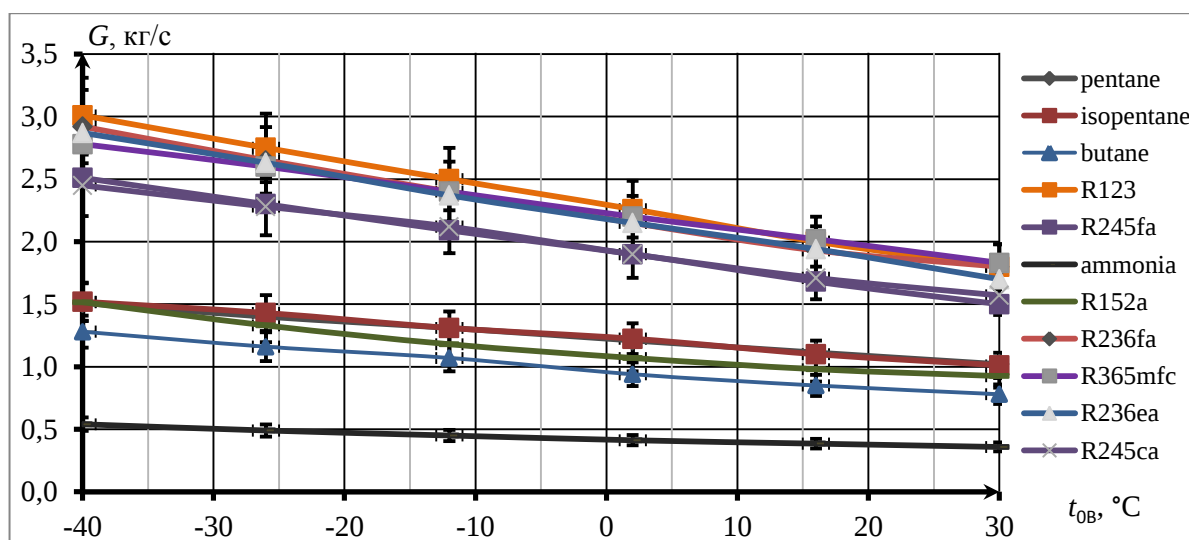


Рисунок 27 – Зависимость изменения массового расхода теплоносителей на одну секцию G от температуры охлаждающего воздуха $t_{ов}$

Как видно из рисунка 27, при снижении температуры охлаждающего воздуха массовый расход ОПТ на одну секцию возрастает. Это связано с тем, что возрастающий температурный напор приводит к повышению количества конденсирующегося ОПТ в секции. При возрастании массового расхода, увеличивается скорость течения теплоносителя внутри трубок. Максимальный массовый расход во всем диапазоне температур приходится на: R123, R236fa, R236ea, далее по мере снижения расхода на секцию расположены: R365mfc, R245fa, R245ca, изопентан, R152a, пентан, бутан, аммиак. Наибольшее изменение массового расхода от температуры охлаждающего воздуха характерно для следующих ОПТ: R236ea, R245fa, R123, бутан, R152a, R236fa; а наименьшее у: R245ca, R365mfc, аммиака, изопентана и пентана.

В таблице 17 приведены значения объемного расхода теплоносителя в зависимости от температуры охлаждающего воздуха.

Таблица 17 – Значения объемного расхода теплоносителя в зависимости от температуры охлаждающего воздуха

$t_{ов}, ^\circ\text{C}$		-40	-26	-12	2	16	30
$V, \text{м}^3/\text{с}$	пентан	8,25	3,68	1,81	0,94	0,52	0,30
	изопентан	5,42	2,55	1,27	0,69	0,38	0,23
	бутан	1,55	0,77	0,42	0,23	0,13	0,08
	R123	5,86	2,56	1,22	0,62	0,33	0,19
	R245fa	3,45	1,49	0,71	0,36	0,19	0,11
	аммиак	0,36	0,18	0,10	0,06	0,04	0,02

Продолжение таблицы 17

$t_{\text{ОВ}}, ^\circ\text{C}$		-40	-26	-12	2	16	30
$V, \text{м}^3/\text{с}$	R152a	0,46	0,23	0,12	0,07	0,04	0,03
	R236fa	1,48	0,68	0,34	0,18	0,10	0,06
	R365mfc	11,52	4,77	2,16	1,06	0,56	0,31
	R236ea	2,13	0,97	0,47	0,25	0,14	0,08
	R245ca	5,42	2,34	1,11	0,55	0,29	0,16

Зависимости объемного расхода теплоносителей от скорости представлены на рисунке 12.

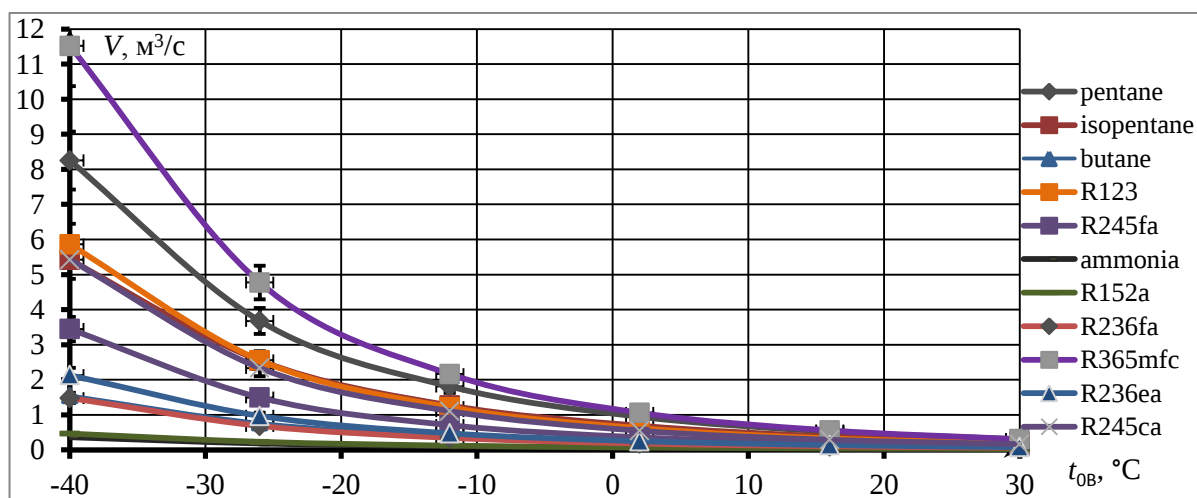


Рисунок 28 – Зависимость изменения объемного расхода V теплоносителей на одну секцию ВК от температуры охлаждающего воздуха $t_{\text{ОВ}}$

На рисунке 28 показано, что зависимости объемных расходов ОПТ от температуры охлаждающего воздуха имеют экспоненциальный вид. При температуре охлаждающего воздуха $+30^\circ\text{C}$ объемные расходы каждого ОПТ не превышают значение $0,31 \text{ кг}/\text{м}^3$. По мере снижения температуры удельные объемы ОПТ существенно отличаются. Так, при снижении температуры воздуха до 10°C заметной разницы в поведении кривых ОПТ нет, далее при снижении температуры от 10 до -40°C происходит существенное расхождение кривых: наибольшему увеличению объемного расхода подвержены: R365mfc, пентан, R123, R245ca, изопентан. Наименьшему влиянию от температуры охлаждающего воздуха на удельный объем подвержены следующие ОПТ: аммиак, R152a, R235fa, бутан, R236ea, R245fa.

Наибольшая зависимость удельного объема от температуры охлаждающего воздуха у ОПТ: R365mfc, пентан, R123, R245ca, изопентан. Для данных ОПТ на стадии проектирования важным моментом является определение температуры охлаждающего воздуха, которая должна

находиться в пределах $10 \div -30$ °С для корректного расчета необходимого количества секции ВК и расчета режима течения теплоносителя в трубах.

В таблице 18 приведены значения коэффициента теплопередачи ВК в зависимости от температуры охлаждающего воздуха.

Таблица 18 – Значения коэффициента теплопередачи ВК в зависимости от температуры охлаждающего воздуха

$t_{об}, ^\circ\text{C}$		-40	-26	-12	2	16	30
$K, \text{Вт/м}^2 \cdot ^\circ\text{C}$	пентан	33,44	30,02	26,70	23,45	20,42	17,67
	изопентан	31,29	27,96	24,59	21,62	18,64	16,17
	бутан	26,72	23,03	19,84	16,67	14,16	12,12
	R123	30,52	26,61	22,87	19,43	16,25	13,65
	R245fa	28,58	24,71	21,06	17,82	14,81	12,33
	аммиак	28,33	24,93	21,84	19,02	16,68	14,60
	R152a	20,45	16,86	13,91	11,62	9,79	8,45
	R236fa	25,60	21,77	18,37	15,37	12,79	10,93
	R365mfc	33,00	29,52	26,00	22,60	19,51	16,66
	R236ea	26,67	22,90	19,35	16,30	13,66	11,26
	R245ca	29,44	25,97	22,65	19,33	16,41	14,02

Зависимость коэффициента теплопередачи от температуры охлаждающего воздуха приведена на рисунке 29.

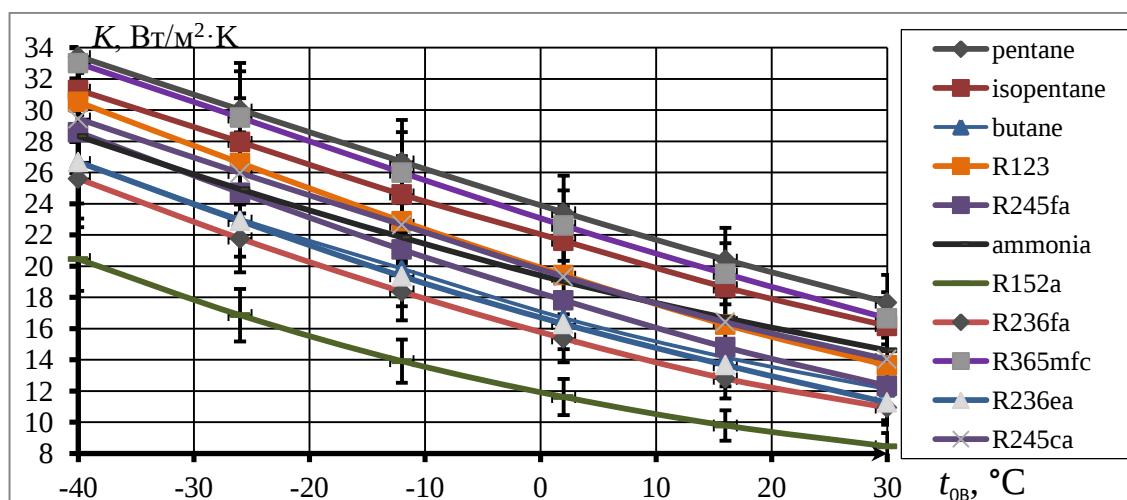


Рисунок 29 – Зависимость коэффициента теплопередачи K ВК от температуры охлаждающего воздуха $t_{об}$ при конденсации разных ОРТ

Зависимость коэффициента теплопередачи от температуры охлаждающего воздуха имеет нелинейный вид для всех рассмотренных ОПТ. При снижении температуры воздуха интенсифицируются процессы теплообмена, т.к. возрастает температурный перепад в секции ВК между теплоносителем и охлаждающим потоком воздуха. Наибольшим коэффициентом теплопередачи во всем диапазоне температур обладает ВК, в котором конденсируется пентан и R365mfc, далее по мере снижения расположены следующие ОПТ: изопентан, R123, R245ca, R245fa, аммиак, бутан, R236ea, R236fa. Наименьшее значение коэффициента теплопередачи у R152a. Низкие значения коэффициентов теплопередачи приводят к увеличению площади поверхности теплообмена, что ведет к возрастанию габаритов и удорожанию установки.

В таблице 19 и на рисунке 30 приведена зависимость количества секций ВК от температуры охлаждающего воздуха.

Таблица 19 – Зависимость количества секций ВК от температуры охлаждающего воздуха

$t_{\text{ов}}, ^\circ\text{C}$		-40	-26	-12	2	16	30
Z, шт	пентан	220	277	349	453	603	829
	изопентан	231	286	369	474	646	887
	бутан	272	351	449	615	835	1152
	R123	248	316	408	541	746	1043
	R245fa	266	339	443	587	818	1162
	аммиак	304	386	489	632	816	1088
	R152a	415	556	749	1004	1366	1860
	R236fa	302	394	522	711	989	1367
	R365mfc	222	278	357	469	627	875
	R236ea	277	356	471	630	865	1259
	R245ca	254	319	406	544	743	1023

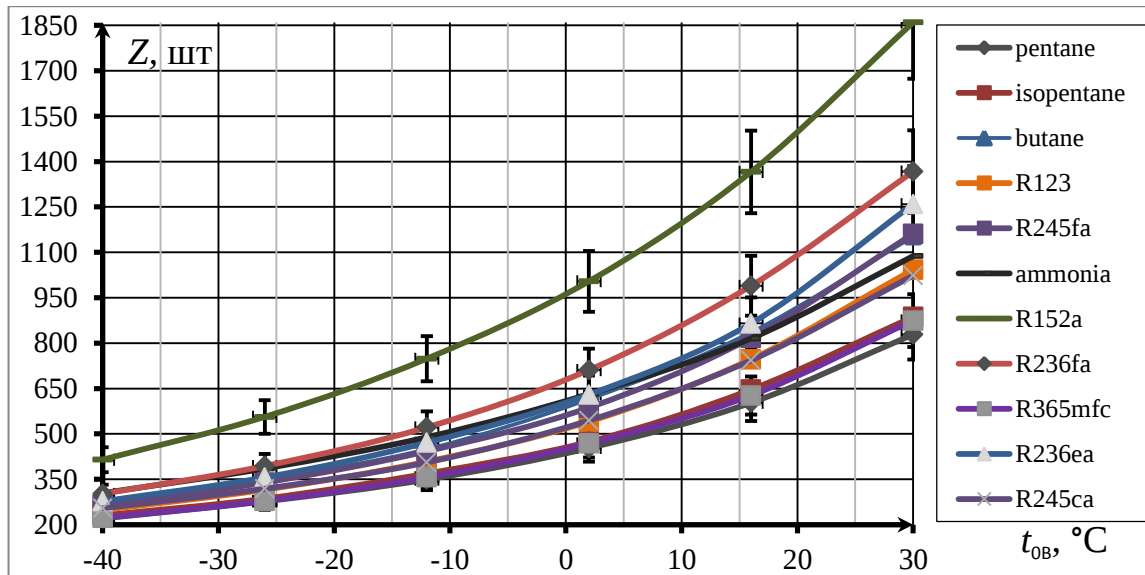


Рисунок 30 – Зависимость количества секций Z воздушного конденсатора от температуры охлаждающего воздуха

Из рисунка 30 видно, что при низких температурах ($-40\text{ }^{\circ}\text{C}$) охлаждающего воздуха требуемое количество секций ВК невысокое и варьируется от 220 у пентана до 415 у R152. Однако при увеличении температуры воздуха количество секций ВК растет в параболической зависимости, и при $+30\text{ }^{\circ}\text{C}$ варьируется от 829 у пентана до 1860 у R152.

Наименьшее количество секций имеем у ВК, в которых конденсируются: пентан и R365mfc.

Выводы по четвертой главе

Увеличение скорости воздуха приводит к линейному росту массового и объемного расхода конденсируемого ОРТ. Максимальное значение массового расхода теплоносителя в одной секции ВК наблюдается у R236fa – $11,67\text{ м/с}$, R236ea – $10,90\text{ м/с}$ и у R365mfc – $8,61\text{ м/с}$ при скорости воздуха 9 м/с . Максимальное значение объемного расхода теплоносителя в одной секции ВК наблюдается у воды – $7,52\text{ м}^3/\text{с}$, у R365mfc – $1,71\text{ м}^3/\text{с}$ и у R245ca – $1,04\text{ м}^3/\text{с}$ при скорости воздуха 9 м/с .

Коэффициент теплопередачи при увеличении скорости охлаждающего воздуха с замедленным темпом возрастает параболически. Максимальное значение коэффициента теплопередачи у ВК при конденсации воды – $40,58\text{ Вт/м}^2$, у R365mfc – $33,25\text{ Вт/м}^2$ и у пентана – $31,24\text{ Вт/м}^2$ при скорости воздуха 9 м/с .

Число секций при заданном расходе пара в конденсатор с ростом скорости воздуха параболически снижается. Наименьшее количество секций наблюдается у ВК при конденсации

R365mfc – 170 шт, R236ea – 179 шт при скорости воздуха 9 м/с. Для воды требуется наибольшее количество секций – 376 шт при скорости воздуха 9 м/с.

Аэродинамическое сопротивление секции с ростом скорости возрастает по параболе. Оптимальный режим работы вентилятора ВГ-104 находится в диапазоне скорости охлаждающего воздуха $6 \div 8$ м/с и подачи $0,75 \div 1,00$ м³/с.

Температура охлаждающего воздуха оказывает значительное влияние на показатели работы конденсатора.

Снижение температуры приводит к линейному росту массового расхода ОРТ и сильному параболическому росту его объемного расхода, что вызывает большой рост скорости ОРТ в трубах и может привести к большой потере давления в тракте турбина-конденсатор. Наибольшее значение массового расхода конденсирующегося теплоносителя в одной секции ВК при температуре охлаждающего воздуха -40 °С наблюдается у R123 – 3,01 кг/с, R236fa – 2,92 кг/с, R236ea – 2,87 кг/с, R365mfc – 2,78 кг/с.

Наибольшее значение объемного расхода конденсирующегося теплоносителя в одной секции ВК при температуре охлаждающего воздуха -40 °С наблюдается у R365mfc – 11,52 м³/с и пентана – 8,25 м³/с.

Снижение температуры воздуха значительно увеличивает коэффициент теплопередачи, что ведет к сокращению числа секций в конденсаторе. При работе на пентане при температуре наружного воздуха 30 °С необходимо иметь 830 секций, при температуре 0 °С – 400, а при температуре -30 °С – 260. Коэффициент теплопередачи при увеличении скорости охлаждающего воздуха с замедленным темпом возрастает параболически. Максимальное значение коэффициента теплопередачи у ВК при конденсации пентана – 33,44 Вт/м², у R365mfc – 33,00 Вт/м² и у изопентана – 31,29 Вт/м² при температуре охлаждающего воздуха -40 °С. Наименьшее количество секций наблюдается у ВК при конденсации пентана – 220 шт, R365mfc – 222 шт, изопентана – 231 шт при температуре воздуха -40 °С.

В результате исследований с помощью программы расчета ВК выявлено, что тип ОРТ сильно влияет на показатели тепловой эффективности секции ВК. При этом наилучшие показатели получены для пентана и фреона R365mfc.

Таким образом, выбор вида ОРТ, скорости и температуры охлаждающего воздуха при проектировании ВК существенно влияют на его капитальные затраты и технико-экономические показатели.

ГЛАВА 5. ПАРАМЕТРИЧЕСКИЕ ИССЛЕДОВАНИЯ ТЕПЛОВОЙ СХЕМЫ КОМПЛЕКСА ПАРОГАЗОВАЯ УСТАНОВКА – ВОЗДУШНЫЙ КОНДЕНСАТОР

В данной главе представлены результаты исследований работы тепловой схемы системы ПГУ-ВК, работающей на базе ГТУ GE 9HA.02. Исследования проведены с помощью программы расчета на основе методики, представленной в разделе 2.3 и Приложении 3.

5.1 Исходные данные

Основное оборудование ПГУ представлено:

- Газотурбинной установкой производства General Electric модель 9HA.02 с номинальной электрической мощностью 557 МВт [4]. Данная турбина является наиболее мощной из существующих газовых турбин. Агрегат обладает преимуществами: упрощенная компоновка с воздушным типом охлаждения, модульные системы, выполненные из современных материалов, проверен длительной эксплуатацией. ГТУ 9HA.02 обеспечивает невысокие эксплуатационные затраты, надежность и большой срок службы, быстрый старт (до 70 МВт/мин), способность генерировать электроэнергию при частичных нагрузках <40 %, работать как на газообразном, так и на жидком виде топлива [189]. В качестве топлива для ГТУ выбран природный газ с количественным составом: $\text{CH}_4=93,9 \%$, $\text{CO}=0,4 \%$, $\text{C}_2\text{H}_6=3,6 \%$, $\text{C}_3\text{H}_8=0,8 \%$ и с низшей теплотой сгорания $47,95 \text{ МДж/м}^3$. ГТУ имеет следующие характеристики: электрический КПД 44 %; степень повышения давления $\pi_K = 23,8$, температура газов перед ГТ $\theta_{\text{ГТУ}}^{\text{ВЫХ}} = 1600 \text{ }^\circ\text{C}$, температура газов за ГТ $645 \text{ }^\circ\text{C}$, давление выхлопных газов ГТУ $p_{\text{П.С}} = 0,1013 \text{ МПа}$. Температура подачи воздуха в компрессор и температура подвода газа в КС $15 \text{ }^\circ\text{C}$, давление газа 2,5 МПа. Для рабочего тела для ГТУ определен состав смеси воздуха и продуктов сгорания $c_T = f(\text{CH}_4-93,9 \%; \text{CO}-0,4 \%; \text{C}_2\text{H}_6-3,6 \%; \text{C}_3\text{H}_8-0,8 \%)$.

- Котлом-утилизатором горизонтального типа, барабанный, с естественной циркуляцией в испарительном контуре, с контуром генерации водяного пара высокого давления, состоящим из экономайзера, испарителя, пароперегревателя высокого давления и одним экономайзером низкого давления для подогрева ОРТ с КПД $\eta_{\text{ЭК}} = 99 \%$. Регулировка температуры водяного пара на выходе из КУ осуществляется с помощью впрыскивающих пароохладителей для обеспечения заданной нагрузки и поддержания температурного напора на выходе из КУ: $\delta t_{\text{ПЕ}} = 25 \text{ }^\circ\text{C}$. Потери давления в тракте испаритель-пароперегреватель высокого давления выражаются коэффициентом $k_{\text{И}} = 1,05$; повышение давления в питательном насосе задается коэффициентом $k_{\text{ПН}} = 1,3$; температурный напор на холодном конце испарителя КУ и в испарителе ОРТ составляет $\delta t_{\text{ИОРТ}} = \delta t_{\text{И}} = 10 \text{ }^\circ\text{C}$, КПД испарителя ОРТ $\eta_{\text{ИОРТ}} = 0,98$. Подогрев конденсата ОРТ перед КУ происходит в регенеративном подогревателе смешивающего типа для достижения

температуры на входе $t_{\text{ВХ}}^{\text{Эк2}} = 60 \text{ }^{\circ}\text{C}$ с целью исключения конденсации водяных паров из уходящих газов. Греющей средой в смешивающем регенеративном теплообменнике является отбираемый из ЦНД пар ОРТ. Температура уходящих газов на выходе из КУ составляет $\theta_{\text{УХ}} = 100 \text{ }^{\circ}\text{C}$.

- Паровой турбиной с ЦВД, работающий на водяном паре, и ЦНД, работающий на паре ОРТ. Водяной пар с температурой $620 \text{ }^{\circ}\text{C}$ и давлением 18 МПа поступает на группу СРК, где в зависимости от электрической нагрузки, регулируется подача пара на ЦВД паровой турбины, коэффициент потерь при дросселировании водяного пара через группу СРК перед ЦВД $k_{\text{РОП}} = 0,98$. Водяной пар расширяется в паровой турбине до давления $p_{\text{к}}^{\text{ЦВД}} = 0,2 \text{ МПа}$ и поступает в испаритель ОРТ. Насыщенный пар R365mfc после испарителя ОРТ поступает в ЦНД. Если пар ОРТ после расширения в ЦНД находится в перегретом состоянии, то он поступает в охладитель пара, в котором отдает тепло конденсату, который направляется в теплообменник конденсатным насосом. Величина перегрева пара ОРТ на выходе из охладителя пара $\Delta t_{\text{ОП}}^{\text{X}} = 5 \text{ }^{\circ}\text{C}$; потери давления в охладителе пара задаются коэффициентом $k_{\text{ОП}} = 1,05$.

- ЦВД и ЦНД расположены на одном валу с газовой турбиной и вращаются со скоростью 3000 об/мин . Механические потери на валу паровой турбины и потери в электрогенераторе выражаются электромеханическим КПД $\eta_{\text{ЭМ}} = 0,98$; потери давления по длине и местные потери для охладителя пара за ЦНД, а также потери в испарителе ОРТ выражаются коэффициентом $k_{\text{р}} = 0,99$; потери давления в тракте ОРТ охладитель пара-пароперегреватель характеризуются коэффициентом потерь давления $k_{\text{р}}^{\text{X}} = 0,98$; коэффициент повышения давления в питательном насосе $k_{\text{ПН}} = 1,3$. Электромеханический КПД питательного и конденсатного насосов составляет соответственно $\eta_{\text{ПН}} = 82 \text{ } \%$, $\eta_{\text{КН}} = 82 \text{ } \%$.

- Воздушным конденсатором, модульной системы, А-образной компоновки. Для ВК исходными данными являются: число поперечных рядов труб $Z=6$; количество ходов теплоносителя в трубах $z_{\text{Х}}=1$; длина трубного пучка $L=12 \text{ м}$; ширина трубного пучка $B=1,85 \text{ м}$; высота ребра трубки $h_{\text{р}}=0,015 \text{ м}$; диаметр трубки у основания ребра $d_0=0,027 \text{ м}$; диаметр оребренной трубы $D=0,057 \text{ м}$; высота втулки $\delta_{\text{ВТ}}=0,001 \text{ м}$; толщина стенки трубы $\delta_{\text{СТ}}=0,002 \text{ м}$; средняя толщина ребра $\Delta_{\text{р}}=0,000735 \text{ м}$; шаг ребра $S_{\text{р}}=0,0025 \text{ м}$; поперечный шаг труб $S_1=0,084 \text{ м}$; теплопроводность стенки труб ст.20 $\lambda_{\text{ТР}}=48 \text{ Вт/(м}\cdot\text{К)}$ теплопроводность ребер труб дюраль $\lambda_{\text{ТР}}=159 \text{ Вт/(м}\cdot\text{К)}$; наружный диаметр трубы $d=0,025 \text{ м}$; внутренний диаметр трубы $d_1=0,021 \text{ м}$; продольный шаг труб $S_2=0,074 \text{ м}$; сопротивление контакта ребро-стенка $R_{\text{ТК}}=0 \text{ м}^2\cdot\text{К/Вт}$; термическое сопротивление отложений $R_{\text{ОТЛ}}=0,0001 \text{ м}^2\cdot\text{К/Вт}$; термическое сопротивление стенки $R_{\text{СТ}}=0,0001 \text{ м}^2\cdot\text{К/Вт}$. Степень сухости пара ОРТ на входе в ВК: $x_{\text{ВХ}} = 1$, степень сухости ОРТ на выходе из ВК $x_{\text{ВЫХ}}=0$. Скорость охлаждающего воздуха $\omega_2 = 6 \text{ м/с}$. Определяющим параметром для конструкции ВК является количество секций Z при температуре охлаждающего

воздуха $t_{ОВ} = -20 \pm 2$ °C и определяемой скорости движения теплоносителя внутри труб: для R365mfc $Z = 600$ при $t_{ОВ} = -20,13$ °C и $\omega_{1КН} = 80$ м/с; для R245ca $Z = 500$ при $t_{ОВ} = -21,20$ °C и $\omega_{1КН} = 50$ м/с; для пентана $Z = 400$ при $t_{ОВ} = -19,79$ °C и $\omega_{1КН} = 80$ м/с.

КПД электродвигателя дутьевых вентиляторов $\eta_{эл} = 0,95$; внутренний относительный КПД дутьевых вентиляторов $\eta_{в} = 0,8$; КПД привода дутьевых вентиляторов $\eta_{п} = 0,96$; коэффициент запаса мощности дутьевых вентиляторов $k_{ДВ} = 1,15$.

5.2 Расчет и анализ результатов

5.2.1 Исследование работы ПГУ с ВК от температуры окружающего воздуха

С помощью программы для оценки влияния температуры охлаждающего воздуха на КПД и мощность ПГУ были проведены расчеты для трех наиболее эффективных ОРТ: R365mfc, R245ca и пентана, результаты которых представлены на рисунках 31-35.

На рисунке 31 представлена зависимость абсолютного электрического КПД ПГУ от температуры охлаждающего воздуха.

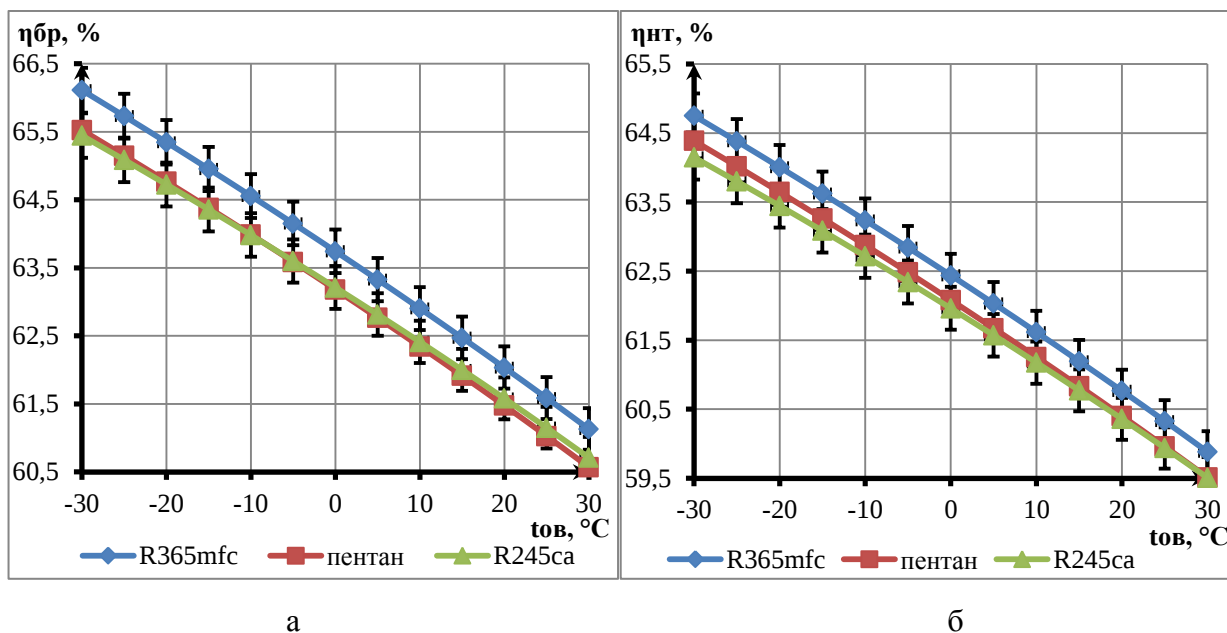


Рисунок 31 – Зависимость абсолютного электрического КПД брутто (а) и нетто (б) ПГУ от температуры охлаждающего воздуха

На рисунке 31 показано, что зависимость КПД с ростом температуры охлаждающего воздуха практически линейно падает. Это объясняется тем, что при снижении температуры охлаждающего воздуха давление конденсации ОРТ падает, что приводит к росту теплоперепада ЦНД турбины. Также видим, что КПД ПГУ с учетом погрешности определения, при работе на R365mfc во всем диапазоне температур охлаждающего воздуха выше, чем при работе на пентане и R245ca.

Наибольший КПД брутто достигается при температуре $t_{ОВ} = -30\text{ }^{\circ}\text{C}$ и составляет 66,11 % для R365mfc, при работе на пентане – 65,52 %, на R245ca – 65,44 %. Для температуры $t_{ОВ} = +30\text{ }^{\circ}\text{C}$ КПД брутто для R365mfc составляет 61,13 %; для пентана – 60,57 %; R245ca – 60,71 %.

КПД нетто ПГУ при $t_{ОВ} = -30\text{ }^{\circ}\text{C}$ для R365mfc составляет 64,75 %; для пентана – 64,39 %; для R245ca – 64,15 %. КПД нетто при $t_{ОВ} = +30\text{ }^{\circ}\text{C}$ соответственно для R365mfc составляет 59,88 %; для пентана – 59,51 %; для R245ca – 59,51 %.

Как видно из приведенных расчетов в зимнее время года при низких температурах охлаждающего воздуха вполне реально достижения абсолютного электрического КПД ПГУ 64÷65 %.

При температуре ниже $+10\text{ }^{\circ}\text{C}$ электрический КПД нетто данной ПГУ выше, чем КПД ПГУ на базе ГТУ GE 9HA.02 с трехконтурным КУ и промежуточным перегревом, наибольшее значение которого составляет 61,8 % при компоновке 1 ГТУ-1 ПТУ [189].

На рисунке 32 приведена зависимость электрической мощности брутто (а) и нетто (б) ПГУ от температуры охлаждающего воздуха, а на рисунке 33 – электрическая мощность ЦНД ПТУ.

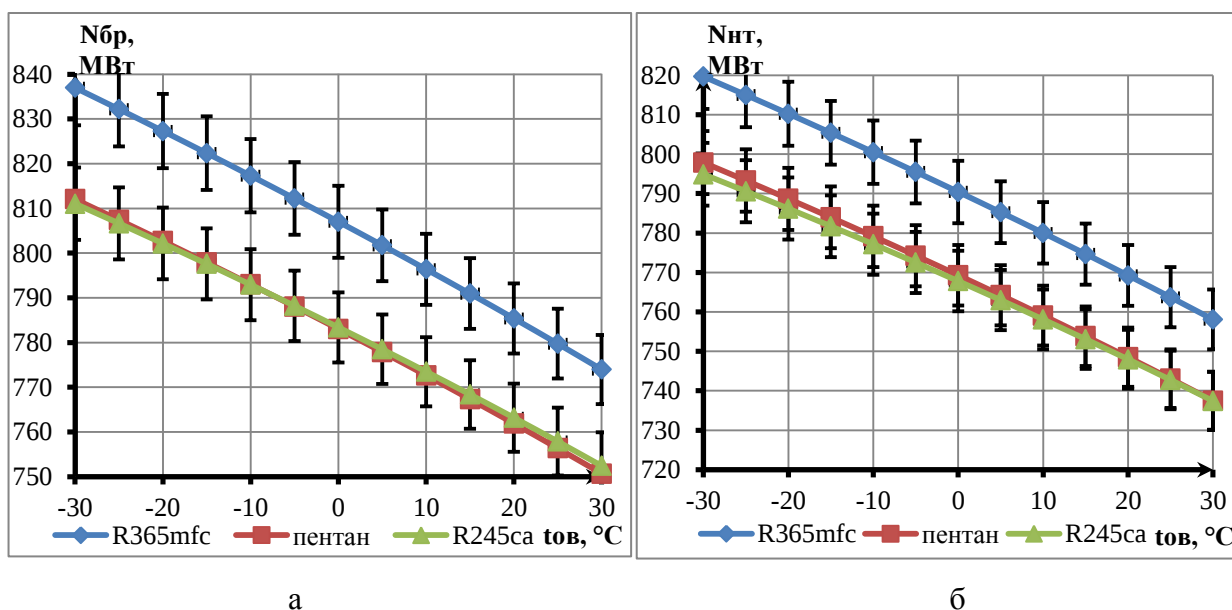


Рисунок 32 – Зависимость электрической мощности ПГУ брутто (а) и нетто (б) от температуры охлаждающего воздуха

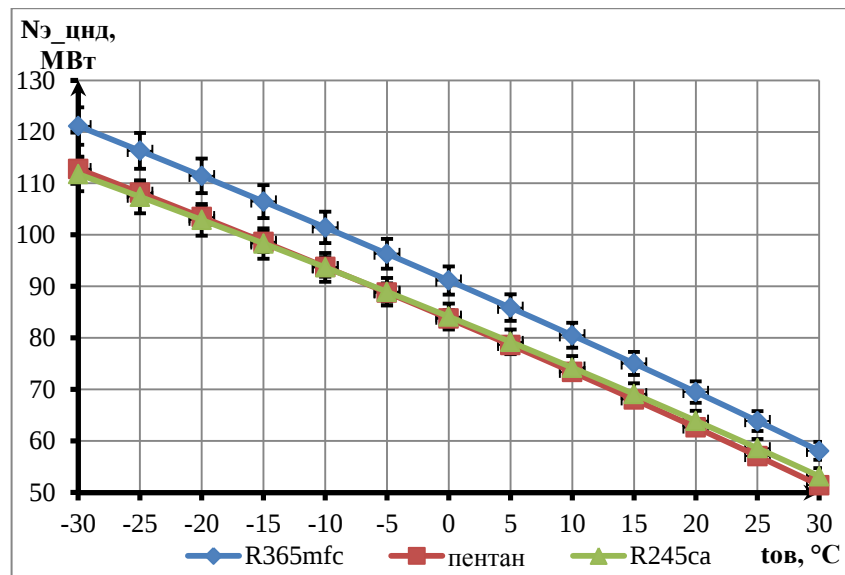


Рисунок 33 – Зависимость электрической мощности ЦНД от температуры охлаждающего воздуха

Повышение суммарной электрической мощности при снижении температуры охлаждающего воздуха объясняется зависимостью электрической мощности ЦНД от параметров конденсации. Температура охлаждающего воздуха прямо пропорционально влияет на температуру и давление конденсации, которые в свою очередь определяют энтальпию в конце процесса расширения фреона в ЦНД.

Представленные на рисунках 32 и 33 зависимости электрической мощности ПГУ и ЦНД от температуры наружного воздуха учитывают погрешность определения. Из рисунка 32 можно отметить, что с учетом погрешности определения наибольшая суммарная мощность ПГУ достигается при работе нижнего цикла на R365mfc. При снижении температуры воздуха $t_{ов}$ от +30 до -30 °C мощность ПГУ при работе нижнего цикла на R365mfc увеличивается с 773,9 до 836,9 МВт.

Из рисунка 33 видно, что с учетом погрешности определения мощности ЦНД, при работе нижнего цикла на R365mfc, его мощность больше, чем мощность при работе на пентане и на R245ca.

Для оценки влияния числа секций ВК на КПД и мощность ПГУ были проведены численные исследования, результаты которых приведены на рисунках 34-35. Расчеты проводились при работе нижнего цикла ПГУ на фреоне R365mfc. Для исследований были выбраны ВК с количеством секций Z 600, 1000 и 1500. Таким образом, по исходному количеству секций при заданной температуре воздуха и скорости фреона R365mfc внутри трубок ВК определяется эффективность генерации электроэнергии на ПГУ в диапазоне температур воздуха от -30 до +30 °C.

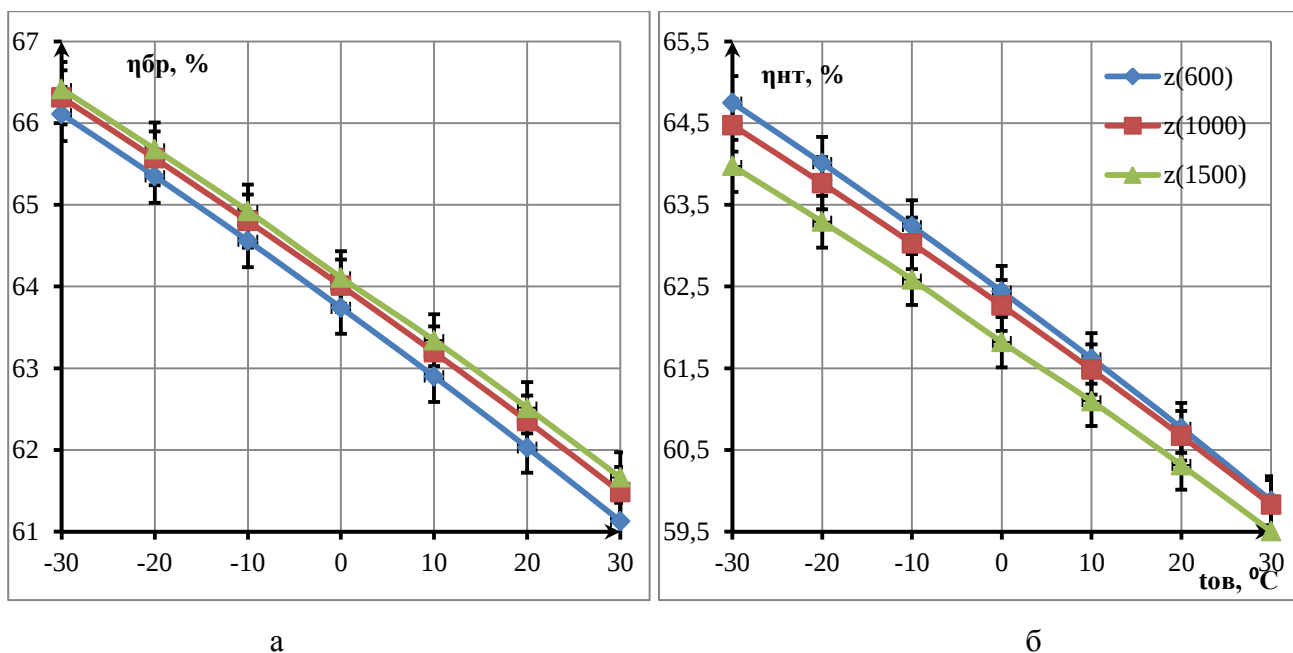


Рисунок 34 – Зависимость КПД ПГУ брутто (а) и нетто (б) от температуры охлаждающего воздуха с ВК при различных Z

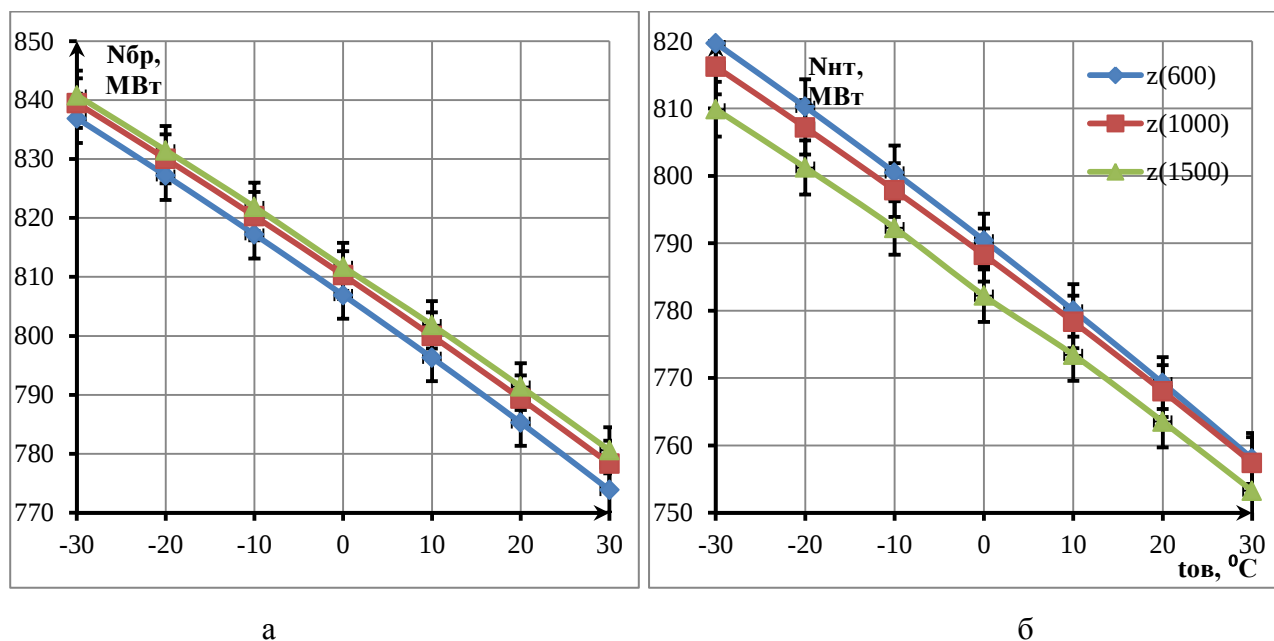


Рисунок 35 – Зависимость электрической мощности ПГУ брутто (а) и нетто (б) от температуры охлаждающего воздуха с ВК при различных Z

На рисунках 34-35 видно, что увеличение числа секций ВК приводит к росту КПД ПГУ брутто и мощности ПГУ брутто из-за снижения температуры конденсации фреона и, в результате, увеличения теплоперепада в ЦНД турбины, но при этом увеличение числа вентиляторов в ВК ведет к увеличению затрат мощности на собственные нужды ПГУ и снижению ее КПД нетто и мощности нетто. Определить оптимальное число секций можно только с помощью технико-экономического анализа.

Таким образом, температура охлаждающего воздуха сильно влияет на КПД и электрическую мощность ПГУ с циклами на трех рабочих телах и конденсацией ОРТ в ВК. Поэтому в северных районах России, где температура воздуха большее время года находится в области отрицательных значений, создание и эксплуатация ПГУ с ВК является актуальной задачей.

5.2.2 Сравнение экономичности ПГУ с циклами на трех рабочих телах и ВК и трехконтурной ПГУ для климатических условий города Сургут

Для оценки тепловой экономичности предложенной ПГУ по сравнению со стандартной ПГУ проведены расчеты КПД, мощности и выработки электроэнергии по среднемесячным температурам для климатических условий города Сургут.

Сравнение проведено для ПГУ с циклами на трех рабочих телах и ВК и ПГУ стандартного типа с трехконтурным КУ и промежуточным перегревом водяного пара [189]. ГТУ в течение года работает с номинальной электрической мощностью. Регулирование мощности при изменении температуры наружного воздуха производится подогревом либо охлаждением воздуха, подаваемого в основной компрессор.

Для сравнения выбрана наиболее совершенная и эффективная стандартная ПГУ, разработанная фирмой General Electric на основе ГТУ GE 9HA.02, которая имеет следующие характеристики при работе в номинальном режиме [189]:

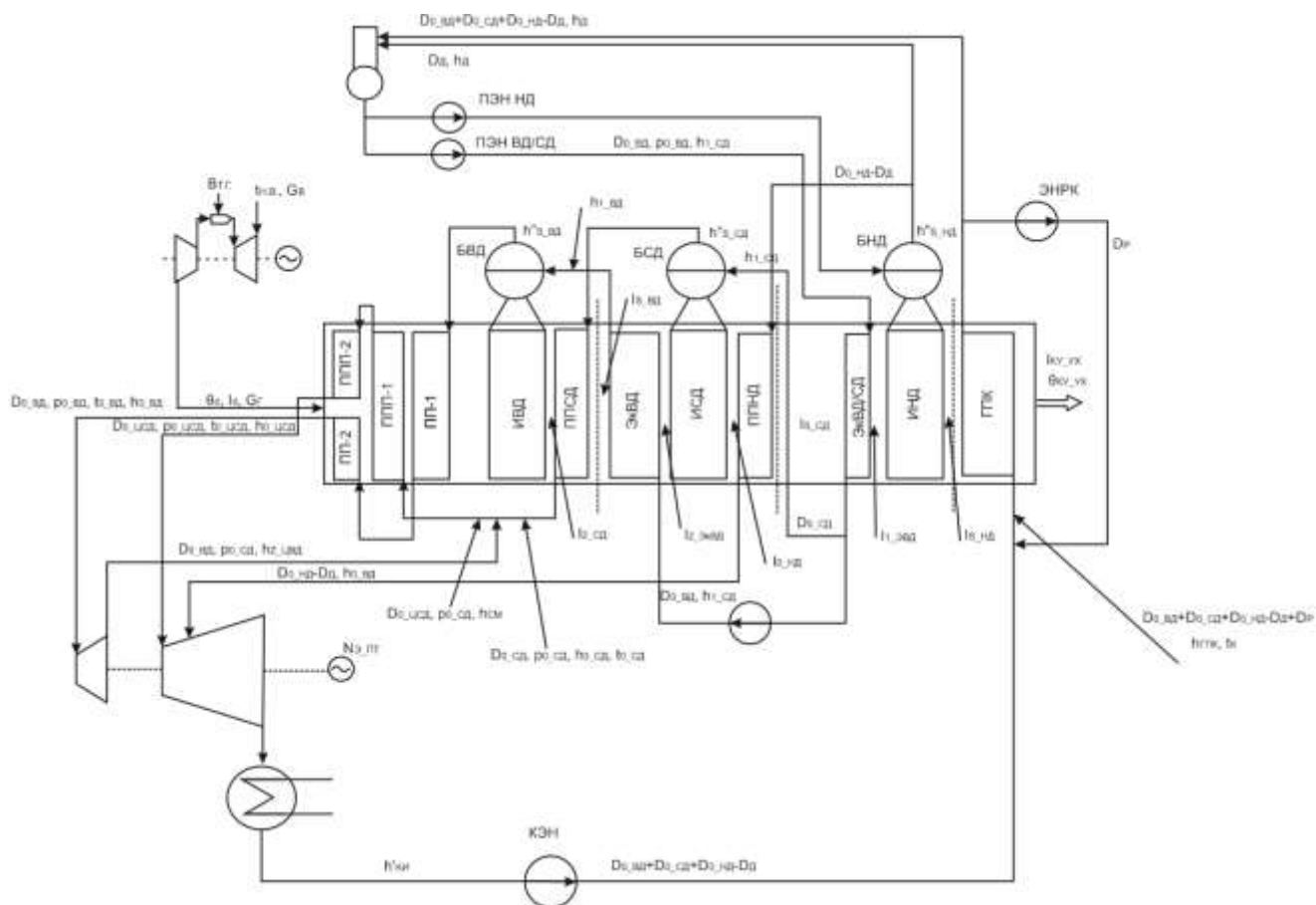
- компоновка ПГУ: 1 ГТУ – 1 ПТУ;
- расход топлива ГТУ – 26,3 кг/с;
- минимальная электрическая нагрузка на ПГУ 47 %;
- температура газов на входе в газовую турбину: 1600 °С;
- температура газов на выходе из газовой турбины: 645 °С;
- расход газов на КУ в номинальном режиме: 965 кг/с.

Принципиальная тепловая схема ПГУ с трехконтурным КУ и промежуточным перегревом приведена на рисунке 36. Конденсация пара производится в конденсаторе, охлаждаемом водой, подогрев конденсата перед ГПК КУ осуществляется с помощью рециркуляции.

В качестве топлива для обоих вариантов ПГУ выбран природный газ, состав которого приведен в разделе 5.1.

Для ПГУ-ВК исходные данные приведены в разделе 5.1. В качестве ОРТ использовался R365mfc, как наиболее эффективное рабочее тело для нижнего цикла, в воздушном конденсаторе учитывалось количество секции 600.

ПГУ с трехконтурным КУ и промперегревом рассчитывалась по общепринятым методикам: расчет процессов, происходящих в ГТУ, проведен по методике Костюка А.Г. [188];



Подборное описание тепловой схемы ПГУ с трехконтурным КУ и промперегревом (рисунок 36) приведено в [1].

- температура острого пара и температура пара после промежуточного перегрева 620 °С;
- давление пара перед цилиндром высокого давления 18 МПа, среднего давления 6,2 МПа, низкого давления 0,6 МПа;
- температура конденсата на входе в ГПК КУ 60 °С;
- недогрев воды до температуры насыщения в барабане высокого, среднего и низкого давления 3 °С;
- температура охлаждающей воды для конденсатора в летнее время года составляет 12 °С, в зимнее время 5 °С;
- давление конденсации водяного пара в конденсаторе составляет 1,5 – 2,5 кПа.

- температурный напор на выходе из пароперегревателя 25 °С;
- температурный напор в пинч-точке высокого, среднего, низкого давления 3 °С

График среднемесячных температур воздуха для г. Сургут представлен на рисунке 37 [191].

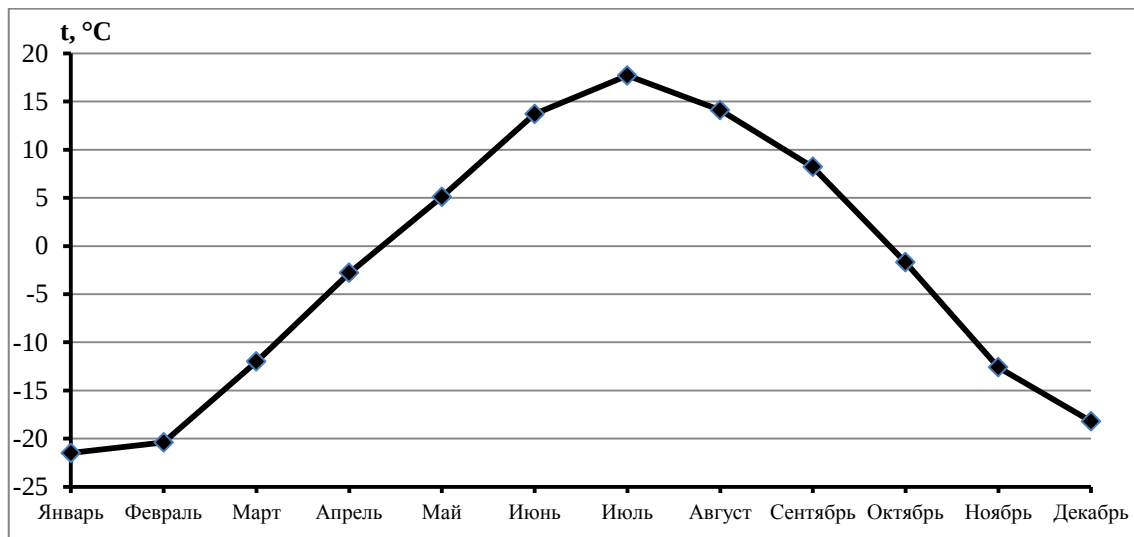


Рисунок 37 – График среднемесячных температур воздуха г. Сургут

На рисунке 37 видим, что средние температуры наружного воздуха для города Сургут держатся ниже 0 °С в течение 7 месяцев в году. Наибольшая средняя температура составляет +17,7 °С и характерна для июля, наименьшая -21,5 °С для января.

По среднемесячным температурам наружного воздуха (рисунок 37) для рассматриваемых вариантов ПГУ были проведены расчеты, результаты которых представлены в таблице 20 и на рисунках 38, 39.

В таблице 20 приведены результаты расчета мощности, КПД брутто, выработки электроэнергии и определяющих их параметров для двух рассмотренных видов ПГУ по среднемесячным температурам г. Сургут.

Таблица 20 – Результаты расчета показателей ПГУ

			январь	февраль	март	апрель	май	июнь	июль	август	сентябрь	октябрь	ноябрь	декабрь
			-21,5	-20,4	-12	-2,8	5,1	13,7	17,7	14,1	8,2	-1,7	-12,6	-18,2
ПГУ на основе трех циклов с ВК														
Мощность ГТУ	N _{Э_ГТУ}	МВт	557,00											
Мощность ЦВД	N _{Э_ЦВД}	МВт	158,77											
Мощность ЦНД с отбором	N _{Э_ЦНД}	МВт	112,91	111,83	103,47	94,07	85,77	76,50	72,09	76,06	82,46	92,93	104,08	109,66
Мощность паротурбинной части	N _{Э_ПТУ}	МВт	271,68	270,60	262,25	252,84	244,55	235,27	230,86	234,83	241,23	251,70	262,85	268,44
Темпероперепад ЦВД	H _{т_ЦВД}	кДж/кг	1000,22											
Темпероперепад в ХТ	H _{т_ОПТ}	кДж/кг	67,09	66,13	59,04	51,69	45,72	39,55	36,80	39,28	43,46	50,84	59,54	64,24

Продолжение таблицы 20

Начальная температура водяного пара	$t_{0_П}$	$^{\circ}\text{C}$	620,0											
Начальное давление пара	$p_{0_П}$	МПа	18,0											
Конечное давление пара	$p_{и}$	МПа	0,2											
Начальная температура ОРТ	$t_{0_ОРТ}$	$^{\circ}\text{C}$	109,89											
Начальное давление ОРТ	$p_{0_ОРТ}$	МПа	0,74											
Температура ОРТ в конденсаторе	t_k	$^{\circ}\text{C}$	-12,73	-11,55	-2,48	7,50	16,12	25,54	29,94	25,98	19,51	8,70	-3,13	-9,18
Расход вод пара на ЦВД	$D_{0_ЦВД}$	кг/с	161,98											
Расход ОРТ на ЦСД	$D_{_ЦНД}$	кг/с	2049,5											
Расход ОРТ на рег отбор	$D_{РЕГ}$	кг/с	472,85	464,05	394,71	313,93	239,91	153,64	111,21	149,46	209,54	303,89	399,80	446,27
Мощность ПГУ брутто	$N_{\text{ПГУ БР}}$	МВт	828,68	827,60	819,25	809,84	801,55	792,27	787,86	791,83	798,23	808,70	819,85	825,44
КПД ПГУ брутто	$\eta_{\text{ПГУ БР}}$	%	65,46	65,38	64,72	63,97	63,32	62,58	62,24	62,55	63,06	63,88	64,76	65,20
ПГУ с трехконтурным КУ														
Мощность ГТУ	$N_{\text{ГТУ}}$	МВт	557,00											
Мощность ЦВД	$N_{\text{ЦВД}}$	МВт	34,90											
Мощность ЦСД	$N_{\text{ЦСД}}$	МВт	87,63											
Мощность ЦНД	$N_{\text{ЦНД}}$	МВт	111,66	111,65	110,12	108,60	105,55	103,27	101,75	103,27	104,79	108,60	110,89	111,65
Мощность ПТУ	$N_{\text{ПТУ}}$	МВт	234,27	234,27	232,74	231,22	228,17	225,89	224,36	225,89	227,41	231,22	233,51	234,27
Теплоперепад ЦВД	$H_{\text{ЦВД}}$	кДж/кг	303,59											
Теплоперепад ЦСД	$H_{\text{ЦСД}}$	кДж/кг	674,87											
Теплоперепад ЦНД	$H_{\text{ЦНД}}$	кДж/кг	749,62	749,57	739,34	729,11	708,66	693,32	683,11	693,32	703,55	729,11	744,46	749,57
Давление пара ЦВД	$P_{0_ВД}$	МПа	18,0											
Температура пара ВД	$t_{0_ВД}$	$^{\circ}\text{C}$	620,0											
Давление пара СД	$P_{0_СД}$	МПа	6,2											
Температура пара ЦСД	$t_{0_ЦСД}$	$^{\circ}\text{C}$	448,13											
Давление пара НД	$P_{0_НД}$	МПа	0,6											
Температура пара в ЦНД	$t_{0_ЦНД}$	$^{\circ}\text{C}$	286,45											
Давление в конденсаторе	P_K	кПа	1,40	1,41	1,60	1,82	2,34	2,81	3,17	2,81	2,49	1,82	1,50	1,40
Расход пара на ЦВД	$D_{0_ЦВД}$	кг/с	124,24	124,23	124,22	124,21	124,20	124,19	124,19	124,19	124,20	124,21	124,22	124,23
Расход пара на ЦСД	$D_{_ЦСД}$	кг/с	135,30	135,29	135,27	135,27	135,26	135,24	135,24	135,24	135,26	135,27	135,28	135,29
Расход пара на ЦНД	$D_{_ЦНД}$	кг/с	155,21	155,20	155,18	155,17	155,16	155,14	155,14	155,14	155,16	155,17	155,18	155,20
Мощность ПГУ брутто	$N_{\text{ПГУ БР}}$	МВт	791,27	791,25	789,74	788,22	785,17	782,89	781,36	782,89	784,41	788,22	790,51	791,27
КПД ПГУ бр	$\eta_{\text{ПГУ БР}}$	%	62,51	62,50	62,39	62,27	62,02	61,84	61,72	61,84	61,96	62,27	62,45	62,51

На рисунке 38 представлен график изменения электрической мощности, а рисунке 39 диаграмма выработки электроэнергии для ПГУ с циклами на трех рабочих телах и для стандартной трехконтурной ПГУ по месяцам года для климатических условий города Сургут.

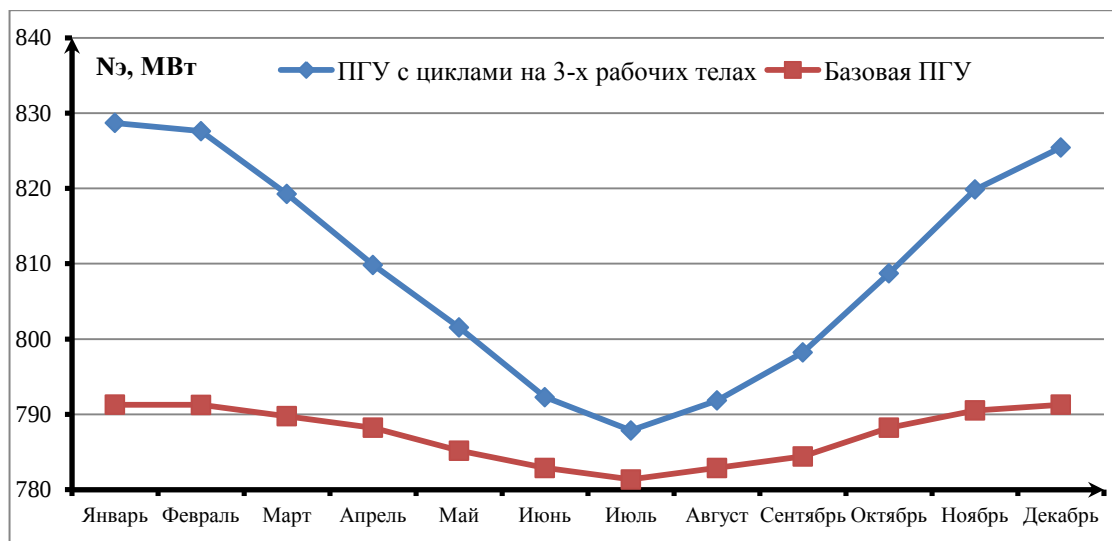


Рисунок 38 – График изменения электрической мощности ПГУ с циклами на трех рабочих телах и стандартной трехконтурной ПГУ в зависимости от месяца года для г. Сургут

Из рисунка 38 видно, что среднемесячная электрическая мощность ПГУ с ВК выше, чем у стандартной ПГУ. Это объясняется более низкой температурой отвода тепла в цикле в холодные месяцы на ПГУ с циклами на трех рабочих телах относительно стандартной трехконтурной ПГУ за счет применения цикла на ОРТ и воздушного конденсатора.

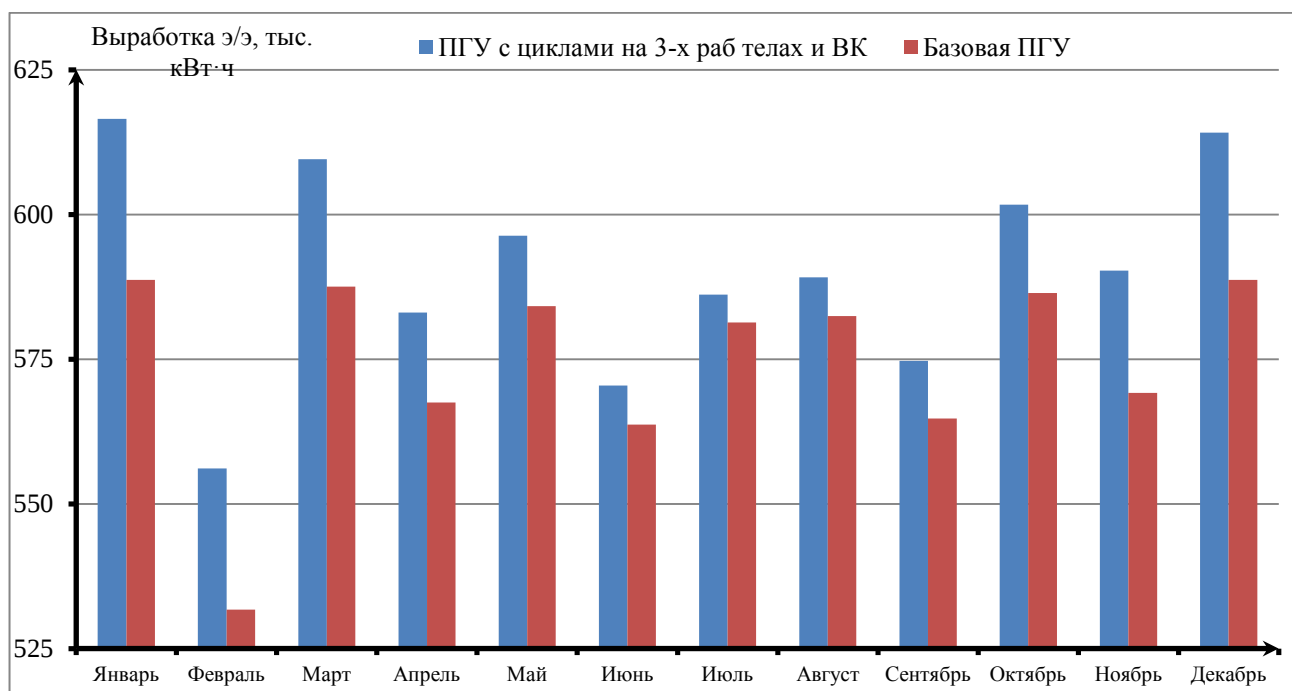


Рисунок 39 – Выработка электроэнергии по месяцам для предлагаемой ПГУ и стандартной ПГУ для г. Сургут

Суммарная выработка электроэнергии для ПГУ с циклами на трех рабочих телах за год составила 7088,2 млн кВт·ч, для ПГУ с трехконтурным КУ и промперегревом – 6896,2 млн кВт·ч. При этом на предлагаемой ПГУ увеличение выработки относительно стандартной составляет 191,9 млн кВт·ч, что равняется 2,78 %.

Из рисунка 39 видно, что в холодные месяцы года (январе, феврале, марте, апреле, октябре, ноябре, декабре) выработка электроэнергии на предлагаемой ПГУ значительно выше чем на стандартной ПГУ, для перечисленных месяцев выработка составила 4171,4 млн кВт·ч, в то время как на стандартной ПГУ – 4019,8 млн кВт·ч. В теплые месяцы выработка электроэнергии на предлагаемой ПГУ незначительно выше: для мая, июня, июля, августа и сентября составила 2916,8 млн кВт·ч, в то время как на стандартной ПГУ – 2876,4 млн кВт·ч.

На рисунке 40 приведен график зависимости электрического КПД брутто для ПГУ с ВК и для стандартной ПГУ от среднемесячной температуры для климатических условий г. Сургут.

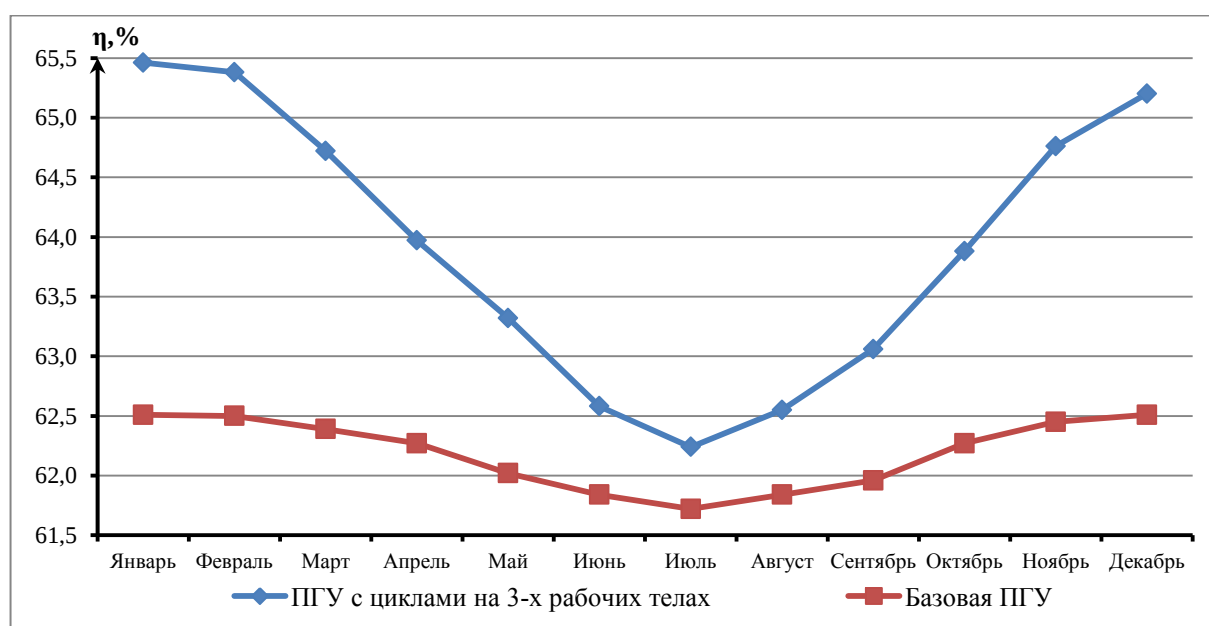


Рисунок 40 – Электрический КПД брутто для ПГУ с циклами на трех рабочих телах и ВК и стандартной трехконтурной ПГУ для г. Сургут

Из рисунка 40 видно, что электрический КПД брутто ПГУ с ВК выше, чем у стандартной трехконтурной ПГУ за счет более низких температур конденсации рабочего тела. С января по июль КПД брутто ПГУ с циклами на трех рабочих телах снижается с 65,46 % до 62,24 %, объясняется это повышением среднемесячной температуры воздуха с -21,3 до +18,6 °С, при этом температура конденсации ОРТ в воздушном конденсаторе изменяется от -12,73 до 29,94 °С. Снижение КПД брутто стандартной трехконтурной ПГУ менее заметно: с 62,51 % до

61,72 %, т.к. температура охлаждающей воды за этот период увеличивается с 5 до 12 °С. КПД предлагаемой ПГУ выше стандартной трехконтурной ПГУ за счет применения в ней цикла на органическом рабочем теле, который более эффективно использует низкопотенциальное тепло.

Увеличение электрической мощности на ПГУ с ВК относительно стандартной ПГУ с трехконтурным КУ обуславливается большей мощностью, вырабатываемой в паротурбинной части, т.к. мощность ГТУ одинакова во всем диапазоне температур наружного воздуха и составляет 557 МВт. В ПГУ с ВК паротурбинная часть состоит из паровой турбины, цилиндр высокого давления которой работает на водяном паре, и цилиндра низкого давления, работающего на ОРТ. В стандартной ПГУ паровая турбина состоит из цилиндров высокого, среднего и низкого давления, которая работает на перегретом водяном паре. В ПГУ с ВК для подогрева конденсата перед КУ используется схема с регенеративным подогревателем, что позволяет повысить расход ОРТ в цикле.

В стандартной ПГУ для подогрева конденсата до необходимой температуры на входе в ГПК используется система рециркуляции, что уменьшает расход во всех трех контурах. Поэтому, в стандартной ПГУ с трехконтурным КУ суммарный расход водяного пара в цилиндре низкого давления меньше, чем расход водяного пара на цилиндр высокого давления в ПГУ с ВК.

В ПГУ с ВК конечное давление водяного пара подобрано и оптимизировано для получения наибольшей электрической мощности в ПТУ, поэтому электрическая мощность ЦВД на предлагаемой ПГУ составляет 158,77 МВт, в то время как на ЦВД+ЦСД стандартной ПГУ мощность равняется 122,53 МВт, что ниже на 36,24 МВт. Стоит отметить, что электрическая мощность, вырабатываемая ЦВД на ПГУ с ВК и мощность ЦВД+ЦСД на стандартной ПГУ не зависит от температуры воздуха, а определяются начальными и конечными параметрами водяного пара.

Электрическая мощность, вырабатываемая на ЦНД предлагаемой ПГУ-ВК, ниже чем на стандартной ПГУ в период с марта по декабрь, наибольшая разница наблюдается в июле при средней температуре воздуха 17,7 °С – 29,66 МВт, в январе, феврале электрическая мощность ЦНД на предлагаемой ПГУ с ВК выше и для самого холодного месяца (январь) составляет 112,91 МВт, против 111,66 МВт на ЦНД стандартной ПГУ.

Электрическая мощность ПГУ-ВК с июля по январь увеличивается с 787,86 МВт до 828,68 МВт, имея прибавку за этот период в 5,18 %, электрическая мощность стандартной ПГУ за этот же период увеличивается с 782,36 МВт до 791,27 МВт, имея прибавку 1,13 %. Этот эффект объясняется зависимостью параметров конденсации ОРТ на ПГУ с ВК от среднемесячной температуры наружного воздуха, которая варьируется от -21,5 °С до +17,7 °С,

чем ниже температура воздуха, тем ниже температура конденсации ОРТ, тем выше теплоперепад в ЦНД ПГУ с ВК.

ПГУ с циклами на трех рабочих телах и ВК в северных районах России позволяет увеличить годовую выработку электроэнергии относительно наиболее эффективной ПГУ фирмы General Electric, например, для г. Сургут на 191,9 млн кВт·ч.

Выводы по пятой главе

1. Проведены исследования с помощью методики расчета комплекса ПГУ-ВК при изменении температуры охлаждающего воздуха: получены зависимости КПД ПГУ и электрической мощности брутто и нетто. Снижение температуры охлаждающего воздуха пропорционально увеличивает КПД и мощность ПГУ. Наилучшие показатели получены при работе нижнего цикла на фреоне R365mfc. При изменении температуры охлаждающего воздуха от +30 до -30 °С КПД брутто изменяется от 61,1 до 66,1 %, а КПД нетто от 60 до 64,8 %. Откуда следует, что при температурах охлаждающего воздуха ниже 10 °С исследуемая ПГУ будет иметь КПД нетто выше, чем ПГУ с трехконтурным КУ и промежуточным перегревом пара на базе ГТУ GE 9HA.02.

2. Работа нижнего цикла на R365mfc позволяет повысить КПД нетто на 0,4 % по сравнению с работой на пентане и на 0,5 % при работе на R245ca. Работа нижнего цикла на R365mfc позволяет иметь электрическую мощность ПГУ нетто на 20 МВт выше по сравнению с работой на пентане и R245ca во всем диапазоне температур охлаждающего воздуха. При изменении температуры охлаждающего воздуха от +30 до -30 °С электрическая мощность ПГУ нетто при работе на R365mfc возрастает с 758 до 820 МВт, а мощность ЦНД с 58 до 121 МВт.

3. Проведено сравнение КПД, мощности и выработки электроэнергии в климатических условиях города Сургут на ПГУ с ВК и стандартной ПГУ с трехконтурным КУ и промперегревом. Выявлено, что годовая выработка электроэнергии на предлагаемой ПГУ с ВК выше, чем на стандартной ПГУ фирмы General Electric на 191,9 кВт·ч. Данный эффект объясняется преобладанием низких среднемесячных температур наружного воздуха в течение года в северных районах России, что благоприятно сказывается снижении температуры отвода тепла из нижнего цикла ПГУ с ВК.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ ПО РАБОТЕ

1. Проведен обзор современных научных исследований по применению и совершенствованию ПГУ, ВК и ОРТ на ТЭС для выбора наиболее достоверных методик их расчета.

2. Проанализированы свойства органических рабочих тел для определения возможности их работы в нижнем цикле утилизационной ПГУ при условии конденсации в воздушном конденсаторе.

3. Разработана тепловая схема ПГУ с циклами на трех рабочих телах в двух модификациях: с подогревом ОРТ перед экономайзером КУ путем рециркуляции конденсата и подогревом его в регенеративном подогревателе. Представлено теоретическое обоснование тепловой эффективности ПГУ с циклами на трех рабочих телах. Выведено уравнение, позволяющее оценить КПД такой ПГУ и определить пути ее совершенствования. Полученная зависимость отражает влияние КПД отдельных циклов и элементов, связывающих данные циклы на КПД ПГУ. Разработана методика расчета тепловой схемы ПГУ с циклами на трех рабочих телах, на основе которой написаны методика и программа расчета схемы ПГУ. Параметрические исследования показали, что схема ПГУ с регенеративным подогревом конденсата ОРТ перед экономайзером низкого давления КУ имеет КПД нетто на 0,41 % выше, чем схема с рециркуляцией. Определено, что наилучшим рабочим телом для нижнего цикла является фреон R365mfc. Исследовалось влияние начального давления водяного пара для КУ в диапазоне от 8 до 20 МПа на КПД ПГУ для двух вариантов подогрева конденсата ОРТ перед КУ: с регенеративным смешивающим подогревателем и рециркуляцией. Для ПГУ с регенеративным подогревом конденсата ОРТ во всем диапазоне исследуемых начальных давлений КПД нетто составляет от 61,39 % при 8 МПа до 62,32 % при начальном давлении 20 МПа, при этом электрическая мощность нетто изменяется от 777 МВт до 789 МВт. Для дальнейших исследований были приняты три начальных давления 6, 12, 18 МПа. Оптимальным диапазоном давления водяного пара на выходе из ЦВД является 0,15-0,30 МПа. При снижении давления конденсации водяного пара в испарителе ОРТ ниже 0,10 МПа КПД нетто ПГУ снижается с 62,1 % до 61,9 %. Это связано со снижением температуры подвода тепла в нижнем цикле ОРТ. При давлении конденсации водяного пара в испарителе ОРТ 0,2 МПа достигаются наибольшие значения КПД нетто 62,1 % и электрической мощности ПГУ 786,5 МВт. Температура конденсации ОРТ в ВК оказывает большее влияние на эффективность, чем начальное и конечное давление водяного пара. В интервале температур конденсации в конденсаторе ОРТ от -20 до +30 °С КПД нетто падает от 63,61 % до 60,75 %. При начальном давлении водяного пара 18 МПа, давлении конденсации в испарителе ОРТ 0,2 МПа, при работе

нижнего цикла на фреоне R365mfc и температуре конденсации от 0 до +20 °С КПД нетто ПГУ с циклами на трех рабочих телах составляет от 61,74 % до 63,26 %. В то время как для ПГУ с ГТУ 9НА.02 с трехконтурным КУ и ПП максимальный КПД нетто составляет 61,8 %.

4. Разработана методика расчета ВК для условий конденсации в нем разных видов ОРТ. Параметрические исследования показали, что выбор вида ОРТ, скорости и температуры охлаждающего воздуха при проектировании ВК существенно влияют на его капитальные затраты и технико-экономические показатели. Выявлено, что пентан, R245ca и R365mfc обладают наилучшими термодинамическими и термо-физическими параметрами при условии конденсации в воздушном конденсаторе при изменении режимных параметров.

5. Разработана методика комплексного расчета системы ПГУ-ВК с циклами на трех рабочих телах и конденсацией ОРТ в ВК с регенеративным подогревом ОРТ перед КУ. Проведенные исследования для системы ПГУ-ВК при изменении температуры охлаждающего воздуха показали, что снижение температуры охлаждающего воздуха пропорционально увеличивает КПД и мощность ПГУ. Наилучшие показатели получены при работе нижнего цикла на фреоне R365mfc. При изменении температуры охлаждающего воздуха от +30 до -30 °С КПД брутто изменяется от 61,1 до 66,1 %, а КПД нетто от 60 до 64,8 %. Откуда следует, что при температурах охлаждающего воздуха ниже 10 °С исследуемая ПГУ будет иметь КПД нетто выше, чем ПГУ с трехконтурным КУ и промежуточным перегревом пара на базе ГТУ GE 9НА.02. Работа нижнего цикла на R365mfc позволяет повысить КПД нетто на 0,4 % по сравнению с работой на пентане и на 0,5 % по сравнению с работой на R245ca. Работа нижнего цикла на R365mfc позволяет иметь электрическую мощность ПГУ нетто на 20 МВт выше по сравнению с работой на пентане и R245ca во всем диапазоне температур охлаждающего воздуха. При изменении температуры охлаждающего воздуха от 30 до -30 °С электрическая мощность ПГУ нетто при работе на R365mfc возрастает с 758 до 820 МВт, а мощность ЦНД с 58 до 121 МВт. Показано, что на ПГУ с ВК годовая выработка электроэнергии выше, чем на ПГУ с трехконтурным КУ и промежуточным перегревом. Годовая выработка электроэнергии в климатической зоне г. Сургут на ПГУ-ВК составляет 7088,2 млн кВт·ч против 6896,2 млн кВт·ч, и составляет 191,9 кВт·ч. Данный результат показывает эффективность использования схемы установки с тремя циклами, в которой нижний цикл работает на органическом рабочем теле, а его конденсация происходит в воздушном конденсаторе.

СПИСОК СОКРАЩЕНИЙ И УСЛОВНЫХ ОБОЗНАЧЕНИЙ

В настоящей диссертационной работе приняты следующие обозначения и сокращения:

GWP – потенциал глобального потепления

ODP – потенциал разрушения озонового слоя атмосферы Земли

ВД – высокое давление

ВК – воздушный конденсатор

ВПП – высоконапорный парогенератор

ВЦГ – внутрицикловая газификация

ГПК – газовый подогреватель конденсата

ГТ – газовая турбина

ГТД – газотурбинный двигатель

ГТУ – газотурбинная установка

ДВС – двигатель внутреннего сгорания

ДК – дожимной компрессор

КИТ – коэффициент использования топлива

КН – конденсатный насос

КПД – коэффициент полезного действия

КС – камера сгорания

КУ – котел-утилизатор

НД – низкое давление

НУ – нормальные условия

ОРТ – органическое рабочее тело

ОПГ – метод обобщенного приведенного градиента

ОЦР – органический цикл Ренкина

ПГ – парогенератор

ПГУ – парогазовая установка

ПН – питательный насос

ПО – пароохладитель

ПП – пароперегреватель

ПТУ – паросиловая установка

ПТ – паровая турбина

ПТУ – паротурбинная установка

СН – собственный нужды

СПГ – сжиженный природный газ

СРК – стопорно-регулирующие клапаны

ТЭС – тепловая электростанция

ТЭЦ – теплоэлектроцентраль

ЦВД – цилиндр высокого давления

ЦНД – цилиндр низкого давления

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Трухний А.Д. Парогазовые установки электростанций // М: Издательский дом МЭИ, Учебное пособие для вузов. – 2013. – с. 648.
2. Цанев С.В. Газотурбинные и парогазовые установки тепловых электростанций: учебное пособие для вузов / С.В. Цанев, В.Д. Буров, А.Н. Ремезов // М.: Издательство МЭИ. – 2002. – с. 544.
3. 9HA.01/02 Gas Turbine (50 Hz) [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <https://www.gepower.com/gas/gas-turbines/9ha>
4. Ольховский Г.Г. Перспективные газотурбинные и парогазовые установки для энергетики (обзор) / Г.Г. Ольховский Г.Г. // Теплоэнергетика. – 2013. – № 2. – с. 3.
5. Ольховский Г.Г. Перспективы повышения экономичности ГТУ и ПГУ / Г.Г. Ольховский, В.П. Трушечкин // Электрические станции. 2013. – № 1 (978). – с. 2-7.
6. Галашов Н.Н., Цибульский С.А. Анализ влияния основных параметров паротурбинного цикла на эффективность тринарных парогазовых установок / Н. Н. Галашов, С. А. Цибульский // Известия Томского политехнического университета, Томский политехнический университет (ТПУ). – 2013. –Т. 323, № 4: Энергетика. – с. 14-21.
7. Галашов Н.Н., Цибульский С.А. Анализ эффективности парогазовых установок тринарного типа/Н. Н. Галашов, С. А. Цибульский// Известия Томского политехнического университета, Томский политехнический университет (ТПУ). – 2014. – Т. 325, № 4: Техника и технологии в энергетике. – с. 33-38.
8. Галашов Н.Н., Цибульский С.А. Тепловая эффективность утилизационных ПГУ тройного цикла / Н.Н. Галашов, С.А. Цибульский // Электрические станции. – 2014. – №10(999). – с. 11–15.
9. Galashov N.N., Tsibulskii S.A. Thermal Efficiency of Three-Cycle Utilization-Type Steam-Gas Units / N. N. Galashov, S. A. Tsibulskii // Power Technology and Engineering: Scientific Journal. – 2015. – Vol. 48, iss. 6. – с. 459-463.
10. Гринман М.И. Перспективы применения энергетических установок с низкикипящими рабочими телами / М.И. Гринман, В.А. Фомин В.А. // Компрессорная техника и пневматика. – 2009. – № 7. – с. 35-39.
11. Гафуров А.М. Энергетическая установка на базе ГТУ НК-37 с двумя теплоутилизирующими рабочими контурами / А.М. Гафуров, Д.А. Усков, А.С. Шубина // Энергетика Татарстана. – 2012. – № 3 – с. 35-41.

12. Антонова А.М. Использование метода малых отклонений для анализа эффективности тринарных парогазовых установок / А.М. Антонова, А.В. Воробьев, А.С. Матвеев, А.С. Орлов // Известия Томского политехнического университета. – 2013. – Т. 323. – № 4. – с. 47-52.
13. Chacartegui R. Alternative ORC bottoming cycles FOR combined cycle power plants / R. Chacartegui, D. Sánchez, J.M. Muñoz, T. Sánchez // Applied Energy. – 2009. – 86(10). – с. 2162-2170.
14. Amini A. Thermo-economic optimization of low-grade waste heat recovery in Yazd combined-cycle power plant (Iran) by a CO₂ transcritical Rankine cycle / A. Amini, N. Mirkhani, P. Pakjesm Pourfard, M. Ashjaee, M.A. Khodkar // Energy. – 2015. – №86. – с. 74-84.
15. ГОСТ 27240-87. Установки парогазовые. Типы и основные параметры. – 1987. – с. 6.
16. Зысин Л.В. Парогазовые и газотурбинные тепловые электростанции / Л.В. Зысин // Учеб. пособи. – СПб.: Изд-во Политехн. ун-та. – 2010. – с. 368.
17. Скиба М.В. Тенденции развития рынка газотурбинных установок / М.В. Скиба // Вестник Самарского государственного университета. – 2015. № 9-2 (131). с. 156-164.
18. Mondol J.D. Techno-economic assessments of advanced Combined Cycle Gas Turbine (CCGT) technology for the new electricity market in the United Arab Emirates / J.D. Mondol, C. Carr // Sustainable Energy Technologies and Assessments. – 2017. – 19. – с. 160-172.
19. Фаворский О. Н. Выбор тепловой схемы и профиля отечественной мощной энергетической ГТУ нового поколения и ПГУ на ее основе / О. Н. Фаворский, В. Л. Полищук // Теплоэнергетика. – 2010. – №2. – С.2–7.
20. Кузьмина Т.Г., Тесля Е.С. О повышении мощности и КПД ГТД в теплое время года за счет охлаждения циклового воздуха / Т.Г. Кузьмина // Газотурбинные технологии. 2008. – № 1. – с. 16-18.
21. Клименко В.В., Клименко А.В., Касилова Е.В., Рекуненко Е.С., Терешин А.Г. Эффективность работы газотурбинных установок в России в меняющихся климатических условиях/Клименко В.В.//Теплоэнергетика.–2016.–№ 10.– с.14-22.
22. Chen J. Peaking capacity enhancement of combined cycle power plants by inlet air cooling–Analysis of the critical value of relative humidity / J. Chen, H. Huang, W. Li, D. Sheng // Applied Thermal Engineering. – 2017. – №114. – с. 864-873.
23. Stradioto D.A. Reprint of: Performance analysis of a CCGT power plant integrated to a LNG regasification process / D.A. Stradioto, M.F. Seelig, P.S. Schneider // Journal of Natural Gas Science and Engineering. – 2015. – №27. – с. 18-22.
24. Barigozzi G. Techno-economic analysis of gas turbine inlet air cooling for combined cycle power plant for different climatic conditions / G. Barigozzi, A. Perdichizzi, C. Gritti // Applied Thermal Engineering. – 2015. – №82. – с. 57–67.

25. Ольховский Г.Г. Новые проекты ПГУ с газификацией угля (обзор). / Г.Г. Ольховский // Теплоэнергетика. – 2016. – № 10. – с. 3-13.
26. Ширяев В.Н. Экономическая эффективность финансовых вложений в объекты электроэнергетики / В.Н. Ширяев // Успехи современного естествознания. – 2012. – № 4. – с. 155-157.
27. Белоусов В.С., Богатова Т.Ф., Рыжков А.Ф., Гордеев С.И., Амарская И.Б. Влияние свойств рабочего тела газотурбинной установки на термодинамическую эффективность парогазового цикла / В.С. Белоусов // Известия Томского политехнического университета. – 2014.–Т. 325.–№ 4.– с. 39-45.
28. Седнин В.А., Левшеня А.И. Параметрическая оптимизация парогазовой установки на биомассе / В.А. Седнин // Известия высших учебных заведений и энергетических объединений СНГ. Энергетика.–2013.–№ 6.–с.72-79.
29. Marikkar N. Improving the efficiency of heavy-fuelled gas turbines: The successful experience achieved at the Yugadanavi 300 MW CCGT in Sri Lanka / N. Marikkar, M. Vierling, M. Aboujaib, C. Verdy, M. Moliere // Proceedings of the ASME Turbo Expo 3. – 2016.
30. Olkhovskii G.G. New projects for CCGTs with coal gasification (Review) / G.G. Olkhovskii // Thermal Engineering. – 2016. – 63(10). – с. 679-689.
31. Promes E.J.O. Thermodynamic evaluation and experimental validation of 253 MW Integrated Coal Gasification Combined Cycle power plant in Buggenum, Netherlands / E.J.O. Promes, T. Woudstra, L. Schoenmakers, V. Oldenbroek, A. Thallam Thattai, P.V. Aravind // Applied Energy. – 2015. – №155. – с. 181–194.
32. Baratieri M. The use of biomass syngas in IC engines and CCGT plants: A comparative analysis / M. Baratieri, P. Baggio, B. Bosio, M. Grigante, G.A. Longo // Applied Thermal Engineering. – 2009. – №29(16). – с. 3309-3318.
33. Sánchez D. Performance analysis of a heavy duty combined cycle power plant burning various syngas fuels / D. Sánchez, R. Chacartegui, J.M. Muñoz, A. Muñoz, T. Sánchez // International Journal of Hydrogen Energy. – 2010. – №35 (1). – с. 337-345.
34. Pihl Erik E. Highly efficient electricity generation from biomass by integration and hybridization with combined cycle gas turbine (CCGT) plants for natural gas / E. Pihl Erik, S. Heyne, H. Thunman, F. Johnsson // Energy. – 2010. – 35(10). – с. 4042-4052.
35. Ibrahim, T.K. Optimum performance improvements of the combined cycle based on an intercooler-reheated gas turbine / T.K. Ibrahim, M.M. Rahman // Journal of Energy Resources Technology, Transactions of the ASME.–2015.–vol.137.–№6.
36. Polyzakis A.L. Optimum gas turbine cycle for combined cycle power plant / A.L. Polyzakis, C. Koroneos, G. Xydis // Energy Conversion and Management.–2008.–№49(4).–с.551-563.

37. Chiesa P. A thermodynamic analysis of different options to break 60% electric efficiency in combined cycle power plants / P. Chiesa, E. Macchi // *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*. – 2004. – №126(4). – с. 770-785.
38. Шапошников В.В., Бирюков Б.В., Шапошников А.В. Сравнение эффективности тепловых схем и циклов ПГУ с впрыском водяного пара из котла-утилизатора в газовый тракт / В.В. Шапошников // *Современные проблемы науки и образования*. – 2015. – № 2. – с. 232.
39. Богомолова Т.В., Цирков М.Б. Повышение эффективности бинарных ПГУ при использовании парового охлаждения лопаток газовой турбины / Т.В. Богомолова // *Вестник Московского энергетического института*. – 2013. – № 3. – с. 027-031.
40. Mokhtari H. The optimal design and 4E analysis of double pressure HRSG utilizing steam injection for Damavand power plant / H. Mokhtari, H. Ahmadisedigh, M. Ameri // *Energy*. 2017. – №118. – с. 399-413.
41. Ol'khovskii G.G. Combined cycle plants: Yesterday, today, and tomorrow (review) / G.G. Ol'khovskii // *Thermal Engineering*. – 2016. – 63(7). – с. 488-494.
42. Хусаинов К.Р., Кудинов А.А. Повышение экономичности ПГУ-450 северо-западной ТЭЦ г. Санкт-Петербурга путем промежуточного перегрева пара в воздухоохладителе турбокомпрессора ГТУ / К.Р. Хусаинов // *Надежность и безопасность энергетики*. – 2015. № 2 (29). с. 58-64.
43. Седельников Г.Д., Ширяев В.Н. Расчетное исследование эффективности парогазовых установок. / Седельников Г.Д. // *Ученые записки Комсомольского-на-Амуре государственного технического университета*. – 2013. – Т. 1. – № 2(14). – с. 9-14.
44. Sharma M. Exergy analysis of the dual pressure HRSG for varying physical parameters / M. Sharma, O. Singh // *Applied Thermal Engineering*. 2017. – №114. – с. 993-1001.
45. Shin, J.-Y. Effects of a triple-pressure reheat HRSG design on the performance of a combined-cycle power plant / J.-Y Shin, Y.-S. Son // *Energy and the Environment - Proceedings of the International Conference on Energy and the Environment*, 1. – 2003. – №1. – с. 551-557.
46. Bassily A.M. Modeling, numerical optimization, and irreversibility reduction of a triple-pressure reheat combined cycle/A.M. Bassily//*Energy*. – 2007. – №32. – с. 778–794.
47. Bassily A.M. Numerical cost optimization and irreversibility analysis of the triple-pressure reheat steam-air cooled GT commercial combined cycle power plants / A.M. Bassily // *Applied Thermal Engineering*. – 2012. – №40. – с. 145–160.
48. Mertens N. Dynamic simulation of a triple-pressure combined-cycle plant: Hot start-up and shutdown / N. Mertens, F. Alobaid, T. Lanz, B. Eppe, H.-G. Kim // *Fuel*. – 2016. – №167. – с. 135–148.

49. Ravi Kumar N. Parametric analysis of triple pressure HRSG in combined cycle power plant / N. Ravi Kumar, Sk. Jaheeruddin, K. Rama Krishna, A.V. Sita Rama // *International Energy Journal*. – 2006. – vol.7. – №3. – с. 201-205.
50. Mohammed, M.S., Petrovic, M.V. Thermoeconomic optimization of triple pressure heat recovery steam generator operating parameters for combined cycle plants / M.S. Mohammed, M.V. Petrovic // *Thermal Science*. – 2015. – vol.9. – №2. – с. 447-460.
51. Sharma M. Exergy analysis of dual pressure HRSG for different dead states and varying steam generation states in gas/steam combined cycle power plant / M. Sharma, O. Singh // *Applied Thermal Engineering*. – 2016. – №93. – с. 614–622.
52. Mohagheghi M. Thermodynamic optimization of design variables and heat exchangers layout in HRSGs for CCGT, using genetic algorithm / M. Mohagheghi, J. Shayegan // *Applied Thermal Engineering*. – 2009. – №29(2-3). – с. 290-299.
53. Vaccarelli M. Combined cycle power plants with post-combustion CO₂ capture: Energy analysis at part load conditions for different HRSG configurations / M. Vaccarelli, M. Sammak, K. Jonshagen, R. Carapellucci, M. Genrup // *Energy*. – 2017. – 112. – с. 917-925.
54. Adams T. Off-design point modelling of a 420 MW CCGT power plant integrated with an amine-based post-combustion CO₂ capture and compression process / T. Adams, N. Mac Dowell // *Applied Energy*. – 2016. – №178. – с. 681-702.
55. Van Der Spek M. Techno-economic comparison of combined cycle gas turbines with advanced membrane configuration and MEA solvent at part load conditions / M. Van Der Spek, D. Bonalumi, G. Manzolini, A. Ramirez, A.P.C. Faaij // *Energy and Fuels*. – 2017.
56. M. Pan. Application of optimal design methodologies in retrofitting natural gas combined cycle power plants with CO₂ capture / M. Pan, F. Aziz, B. Li, S. Perry, N. Zhang, I. Bulatov, R. Smith // *Applied Energy*. – 2016. – №161. – с. 695–706.
57. Choi J.H. Performance of a triple power generation cycle combining gas/steam turbine combined cycle and solid oxide fuel cell and the influence of carbon capture / J.H. Choi, J.H. Ahn, T.S. Kim // *Applied Thermal Engineering*. – 2014. – №71. – с. 301–309.
58. Canepa R. Techno-economic analysis of a CO₂ capture plant integrated with a commercial scale combined cycle gas turbine (CCGT) power plant / R. Canepa, M. Wang // *Applied Thermal Engineering*. – 2015. – 74. – с. 10-19.
59. Березинец П.А. Разработка и исследование циклов, схем и режимов работы парогазовых установок // Диссертация на соискание ученой степени доктора технических наук. Москва. ВТИ. – 2012.

60. Буров В.Д., Дудолин А.А., Ильина И.П., Олейникова Е.Н., Седлов А.С., Тимошенко Н.И. Оценка эффективности применения тепловых насосов на парогазовых ТЭС / В.Д. Буров // Вестник Московского энергетического института. – 2013. – № 3. – с. 44-50.
61. Зарянкин А.Е., Зарянкин В.А., Магер А.С., Рогалев А.Н. Парогазовые установки с выделенным паротурбокомпрессорным блоком/ А.Е. Зарянкин // Надежность и безопасность энергетики. – 2013. – № 20. – с. 51-54.
62. Зарянкин А.Е., Рогалев А.Н., Григорьев Е.Ю., Магер А.С. Парогазовая установка с регенеративным подогревом питательной воды / А.Е. Зарянкин // Вестник Ивановского государственного энергетического университета. – 2013. – № 2. – с. 19-22.
63. Cao Y. Preliminary System Design and Off-Design Analysis for a Gas Turbine and ORC Combined Cycle/ Y. Cao, Y. Dai // Journal of Energy Engineering. 2017. – № 143(5). – 04017040.
64. Dolotovskii I. Stabilization of gas turbine unit power / I. Dolotovskii, Larin E. // Journal of Physics: Conference Series. – 2017. – №891 (1). – 012245.
65. Teplov B.D. The extension of the operational range of combined-cycle power plant with a triple-pressure heat recovery steam generator / B.D. Teplov, V.D. Burov//Journal of Physics: Conference Series.– 2017.– 891(1).– 012208.
66. Carcasci C. Effect of a real steam turbine on thermoeconomic analysis of combined cycle power plants / C. Carcasci, L. Cosi, R. Ferraro, B. Pacifici // Energy. – 2017. – №138. – с. 32-47.
67. Rovira C. Thermoeconomic optimisation of heat recovery steam generators of combined cycle gas turbine power plants considering off-design operation / C. Rovira, M. Sánchez, M. Muñoz, M.D. Valdés // Energy Conversion and Management. – 2011.– №52.– с. 1840–1849.
68. Bakhshmand S.K. Exergoeconomic analysis and optimization of a triple-pressure combined cycle plant using evolutionary algorithm / S.K. Bakhshmand, R.K. Saray, K. Bahlouli, H. Eftekhari, A. Ebrahimi // Energy. – 2015. – №93. – с. 555–567.
69. Ganjehkaviri A. Modelling and optimization of combined cycle power plant based on exergoeconomic and environmental analyses / A. Ganjehkaviri, M.N. Mohd Jaafar, P. Ahmadi, H. Barzegaravval // Applied Thermal Engineering.–2014.–№67.– с. 566–578.
70. Alus M. Optimization of the triple-pressure combined cycle power plant / M. Alus, M.V. Petrovic // Thermal Science. – 2012. – vol.16. – №3. – с. 901-914.
71. Enadi N. Thermodynamic modeling and parametric study and exergy optimization of single, dual and triple pressure combined cycle power plants (CCPP) / N. Enadi, K. Roshandel // 2011 IEEE 3rd International Conference on Communication Software and Networks. – 2011. – с. 361-365.
72. Ibrahim T.K. The optimum performance of the combined cycle power plant: A comprehensive review / T.K. Ibrahim, M. Kamil, O.I. Awad, A.N. Abd Alla, R. Mamat// Renewable and Sustainable Energy Reviews.–2017.–№79.–с. 459-474.

73. Godoy E. Families of optimal thermodynamic solutions for combined cycle gas turbine (CCGT) power plants / E. Godoy, N.J. Scenna, S.J. Benz // *Applied Thermal Engineering*. – 2010. – 30(6-7). – с. 569-576.
74. Ahmadi P. Exergy, exergoeconomic and environmental analyses and evolutionary algorithm based multi-objective optimization of combined cycle power plants / P. Ahmadi, I. Dincer, M.A. Rosen // *Energy*. – 2011. – №36(10). – с. 5886-5898.
75. Carapellucci R. Studying the effects of combining internal and external heat recovery on techno-economic performances of gas-steam power plants/R. Carapellucci, L. Giordano//*Energy Conversion and Management*.–2016.–№107.–с.34–42.
76. Flory A. Selection and operation of variable speed boiler feed pumps in a triple pressure combined cycle plant / A. Flory, A. Warburton // *Proceedings of the 2003 International Joint Power Generation Conference*. – 2003. – с. 413-421.
77. Тумановский А.Г., Березинец П.А., Терёшина Г.Е., Алтухов М.Ю., Маркина В.Н., Крылова И.Н., Крючкова Т.И., Лобач И.А. Всережимная парогазовая установка мощностью 20-25 МВт для энергоснабжения промышленных и коммунальных предприятий / А.Г. Тумановский // *Энергетик*. – 2013. – № 8. с. 19-21.
78. Березинец П.А., Тумановский Г.Г., Терёшина Г.Е., Крылова И.Н., Маркина В.Н., Мигун Е.Н. Всережимная парогазовая установка. Технологические решения / П.А. Березинец // *Теплоэнергетика*. – 2016. – № 12. – с. 3-10.
79. Sadreddini A. Exergy analysis and optimization of a CCHP system composed of compressed air energy storage system and ORC cycle /A. Sadreddini, M. Fani, M. Ashjari Aghdam, A. Mohammadi // *Energy Conversion and Management*. – 2018. – 157. – с. 111-122.
80. Шубенко А.Л., Бабак Н.Ю., Роговой М.И., Сенецкий А.В. Экономическая эффективность утилизации низкопотенциальных вторичных энергетических ресурсов посредством установки турбины на низкокипящем рабочем теле / А.Л. Шубенко // *Энергосбережение. Энергетика. Энергоаудит*. – 2010. – № 6 (76). – с. 18-26.
81. Chacartegui R. Alternative ORC bottoming cycles FOR combined cycle power plants / R. Chacartegui, D. Sánchez, J.M. Muñoz, T. Sánchez // *Applied Energy*. – 2009. – 86(10). – с. 2162-2170.
82. Muñoz De Escalona J.M. Part-load analysis of gas turbine & ORC combined cycles / J.M. Muñoz De Escalona, D. Sánchez, R. Chacartegui, T. Sánchez // *Applied Thermal Engineering*. – 2012. – 36(1). – с. 63-72.
83. Cao Y. Comparative analysis on off-design performance of a gas turbine and ORC combined cycle under different operation approaches / Y. Cao, Y. Dai // *Energy Conversion and Management*. – 2017. – №135. – с. 84-100.

84. Invernizzi, C. Bottoming micro-Rankine cycles for micro-gas turbines / C. Invernizzi, P. Iora, P. Silva // *Applied Thermal Engineering*.–2007.–№27(1).–с. 100-110.
85. Fernández F.J. Thermodynamic analysis of high-temperature regenerative organic Rankine cycles using siloxanes as working fluids / F.J. Fernández, M.M. Prieto, I. Suárez // *Energy*.–2011.–№36(8).– с. 5239-5249.
86. Clemente S. Bottoming organic Rankine cycle for a small scale gas turbine: A comparison of different solutions / S. Clemente, D. Micheli, M. Reini, R. Taccani // *Applied Energy*.–2013.–№106.– с. 355-364.
87. Carcasci C. Thermodynamic analysis of an organic Rankine cycle for waste heat recovery from gas turbines / C. Carcasci, R. Ferraro, E. Miliotti // *Energy*.–2014.– №65.–с. 91-100.
88. Amini A. Thermo-economic optimization of low-grade waste heat recovery in Yazd combined-cycle power plant (Iran) by a CO₂ transcritical Rankine cycle / A. Amini, N. Mirkhani, P. Pakjesm Pourfard, M. Ashjaee, M.A. Khodkar // *Energy*.–2015. – №86. – с. 74-84.
89. Cao Y. Thermodynamic analysis and optimization of a gas turbine and cascade CO₂ combined cycle / Y. Cao, J. Ren, Y. Sang, Y. Dai // *Energy Conversion and Management*. – 2017. – №144. – с. 193-204.
90. Madhawa Hettiarachchi H.D. Optimum design criteria for an Organic Rankine cycle using low-temperature geothermal heat sources / H.D. Madhawa Hettiarachchi, M. Golubovic, W.M. Worek, Y. Ikegami // *Energy*.–2007.–№32(9).– с. 1698-1706.
91. Tchanche B.F. Low-grade heat conversion into power using organic Rankine cycles - A review of various applications / B.F. Tchanche, G. Lambrinos, A. Frangoudakis, G. Papadakis // *Renewable and Sustainable Energy Reviews*.–2011.–№15(8).– с. 3963-3979.
92. Vélez F. A technical, economical and market review of organic Rankine cycles for the conversion of low-grade heat for power generation / F. Vélez, J.J. Segovia, M.C. Martín, F. Chejne, A. Quijano // *Renewable and Sustainable Energy Reviews*.–2012.– №16(6).– с. 4175-4189.
93. Quoilin S. Thermo-economic optimization of waste heat recovery Organic Rankine Cycles / S. Quoilin, S. Declaye, B.F. Tchanche, V. Lemort // *Applied Thermal Engineering*.– 2011.– №31(14-15).– с. 2885-2893.
94. Ziviani D. Advances and challenges in ORC systems modeling for low grade thermal energy recovery / D. Ziviani, A. Beyene, M. Venturini // *Applied Energy*.– 2014.– №121.– с. 79.
95. Органический цикл Ренкина и его применение в альтернативной энергетике // *Наука и образование: научное издание МГТУ им. Н.Э. Баумана*.– 2014.– № 2.– с. 99-124.
96. Янчошек Л. Органический цикл Ренкина: использование в когенерации / Л. Янчошек, П. Кунц // *Турбины и дизели*.– 2012.– с. 50-53.

97. Кишкин А.А. Разработка установок-утилизаторов низкопотенциального тепла на основе органического цикла Ренкина / А.А. Кишкин, Д.В. Черненко, А.А. Ходенков, А.В. Делков, Ф.В. Танасиенко // Международный научный журнал Альтернативная энергетика и экология.– 2013.– № 14 (136).– с. 57-63.
98. Kang S.H. Design and experimental study of ORC (organic Rankine cycle) and radial turbine using R245fa working fluid/S.H. Kang//Energy.–2012.– №41 (1).– с.514-524.
99. Kim D.K. Parametric study and performance evaluation of an organic Rankine cycle (ORC) system using low-grade heat at temperatures below 80 °C / D.K. Kim, J.S. Lee, J. Kim, M.S. Kim // Applied Energy.– 2017.– №189.– с. 55-65.
100. Марочек В.И. Характеристики осевых турбин на ОРТ для низкопотенциальных источников тепла / В.И. Марочек, Н.Н. Попов // Вологдинские чтения.– 2004.– № 39.– с. 38-42.
101. Леонов В.П. Цикл Ренкина с низкопотенциальным источником теплоты / В.П. Леонов, В.А. Воронов, К.А. Апсит, А. Ципун // Инженерный журнал: наука и инновации.– 2015.– № 2 (38) . – с. 12.
102. Хуснуллина В.Р. Энергоустановки на базе цикла Ренкина с органическим рабочим телом / В.Р. Хуснуллина, Н.С. Сенюшкин // Молодежный вестник Уфимского государственного авиационного технического университета.– 2015.– № 1 (13) . – с. 117-122.
103. Papadopoulos A.I. On the systematic design and selection of optimal working fluids for Organic Rankine Cycles / A.I. Papadopoulos, M. Stijepovic, P. Linke // Applied Thermal Engineering.– 2010.– №30(6-7).– с. 760-769.
104. Roy J.P. Parametric optimization and performance analysis of a waste heat recovery system using Organic Rankine Cycle / J.P. Roy, M.K. Mishra, A. Misra // Energy. – 2010.– №35 (12).– p. 5049-5062.
105. Tian H. Fluids and parameters optimization for the organic Rankine cycles (ORCs) used in exhaust heat recovery of Internal Combustion Engine (ICE) / H. Tian, G. Shu, H. Wei, X. Liang, L. Liu // Energy.– 2012.– №47(1).– с. 125-136.
106. Sun J. Operation optimization of an organic Rankine cycle (ORC) heat recovery power plant / J. Sun, W. Li // Applied Thermal Engineering.– 2011.– №31(11-12).– с. 2032-2041.
107. Fernández F.J. Thermodynamic analysis of high-temperature regenerative organic Rankine cycles using siloxanes as working fluids / F.J. Fernández, M.M. Prieto, I. Suárez // Energy.– 2011.– №36(8).– p. 5239-5249.
108. Stijepovic M.Z. On the role of working fluid properties in Organic Rankine Cycle performance / M.Z. Stijepovic, P. Linke, A.I. Papadopoulos, A.S. Grujic //Applied Thermal Engineering.–2012.– №36(1).– с. 406-413.

109. Yari M. Performance analysis of the different organic Rankine cycles (ORCs) using dry fluids / M. Yari // *International Journal of Exergy*.–2009.–№6(3).– c. 323-342.
110. Bao J. A review of working fluid and expander selections for organic Rankine cycle / J. Bao, L. Zhao // *Renewable and Sustainable Energy Reviews*.– 2013.– №24.– c. 325-342.
111. Lai N.A. Working fluids for high-temperature organic Rankine cycles / N.A. Lai, M. Wendland, J. Fischer // *Energy*.– 2011.– №36(1).– c. 199-211.
112. Wang Z.Q. Fluid selection and parametric optimization of organic Rankine cycle using low temperature waste heat / Z.Q. Wang, N.J. Zhou, J. Guo, X.Y. Wang // *Energy*.– 2012.– №40(1).– c. 107-115.
113. Mago P.J. Performance analysis of different working fluids for use in organic Rankine cycles / P.J. Mago, L.M. Chamra, C. Somayaji // *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part A: Journal of Power and Energy*.–2007.– №221(3).– c. 255-264.
114. Badr O. Selecting a working fluid for a Rankine-cycle engine/ O. Badr, S.D. Probert, P.W. O'Callaghan // *Applied Energy*.– 1985.– №21(1).– c. 1-42.
115. Dai, Y., Wang, J., Gao, L. Parametric optimization and comparative study of organic Rankine cycle (ORC) for low grade waste heat recovery / Y. Dai, J. Wang, L. Gao // *Energy Conversion and Management*.– 2009.– №50(3).– c. 576-582.
116. Zhang J. Flow boiling heat transfer and pressure drop characteristics of R134a, R1234yf and R1234ze in a plate heat exchanger for organic Rankine cycle units / J. Zhang, A. Desideri, M.R. Kærn, J. Wronski, F. Haglind // *International Journal of Heat and Mass Transfer*.– 2017.– №108.– c. 1787-1801.
117. Abam F.I. Thermodynamic performance and environmental sustainability of adapted organic Rankine cycles at varying evaporator pressure / F.I. Abam, E.B. Ekwe, T.A. Briggs, O.S. Ohunakin, M. Allen // *International Journal of Ambient Energy*.– 2017.– c. 1-11.
118. Li Z. Performance research of combined cooling heat and power-organic rankine cycle system installed with heat pump using mixtures / Z. Li, W. Li, B. Xu, X. Jia, J. Jiang // *Proceedings of the Chinese Society of Electrical Engineering*.– 2015.–vol.35.– №19.– c. 4972-4980.
119. Satanphol K. A study on optimal composition of zeotropic working fluid in an Organic Rankine Cycle (ORC) for low grade heat recovery / K. Satanphol, W. Pridasawas, B. Suphanit // *Energy*.– 2017.– №123.– c. 326-339.
120. Dong B. Potential of Low Temperature Organic Rankine Cycle with Zeotropic Mixtures as Working Fluid / B. Dong, G. Xu, X. Luo, L. Zhuang, Y. Quan // *Energy Procedia*.– 2017.– №105.– c. 1489-1494.

121. Xi X. Characteristics of Organic Rankine Cycles with Zeotropic Mixture for Heat Recovery of Exhaust Gas of Boiler / X. Xi, Y. Zhou, C. Guo, L. Yang, X. Du // Energy Procedia.– 2015.– №75.– с. 1093-1101.

122. Сухих А.А. Анализ термодинамической эффективности теплосиловых установок на фторорганическом рабочем веществе для утилизации генераторных газов/А.А. Сухих, В.В. Старовойтов, В.А. Милютин//Надежность и безопасность энергетики.– 2014.– № 4(27).–с.44-49.

123. Safarian S. Energy and exergy assessments of modified Organic Rankine Cycles (ORCs) / S. Safarian, F. Aramoun // Energy Reports.– 2015.– №1.– с. 1-7.

124. Гафуров А.М. Методика выбора оптимального низкокипящего рабочего тела для использования в низкотемпературных средах / А.М. Гафуров, Н.М. Гафуров // Инновационная наука.– 2015.– №11-2.– с. 31-32.

125. Томаров Г.В. Выбор оптимального рабочего тела для бинарных установок на предельно низкотемпературном теплоносителе / Г.В. Томаров, А.А. Шипков, Е.В. Сорокина // Теплоэнергетика.– 2016.– № 12.– с. 59-67.

126. Катенев Г.М. Современные направления в использовании источников вторичного тепла для получения электрической энергии / Г.М. Катенев, Т.А. Степанова, В.А. Тумановский // Информационные ресурсы России.– 2015.– № 6 (148) .– с. 20-24.

127. Артеменко С.В. Фторированные эфиры – рабочие тела для низкотемпературного цикла Ренкина на органических веществах / С.В. Артеменко // Проблемы региональной энергетики.–2014.– № 3 (26).– с. 22-30.

128. Канаев А.А. Водно-фреоновые энергетические установки большой мощности / А.А. Канаев, И.З. Копп, С.С. Кутателадзе // Доклад № 10 на VII Конгрессе МИРЭК. – М.–1968.–20 с.

129. Цветков О.Б. Энергоэкологические парадигмы холодильных агентов / О.Б. Цветков // Журнал «ЮНИДО в России».– 2011.– №3.–с.17–21.

130. Цветков О.Б. Теплофизические аспекты экологических проблем современной холодильной техники / О.Б. Цветков, Ю.А. Лаптев // Материалы X Российской конференции по теплофизическим свойствам веществ. Казань: Бутлеровские сообщения.–2002.– С. 54–57.

131. Максимов Б.Н. Промышленные фторорганические продукты: справочное издание / Б.Н. Максимов, В.Г. Барабанов, И.Л. Серушкин и др.. – 2-е, перераб. и доп. – СПб: «Химия».– 1996. – с. 544.

132. Хладоны: виды и свойства. [Электронный ресурс].–Режим доступа: http://www.newchemistry.ru/letter.php?n_id=817.

133. Бабакин Б.С. Альтернативные хладагенты и сервис холодильных систем на их основе /Б.С. Бабакин, В.И. Стефанчук, Е.Е. Ковтунов //Колос.–2000.– с. 160.

134. Lemmon E.W. Reference fluid thermodynamic and transport properties-REFPROP, standard reference database 23, version 8.0 / E.W. Lemmon, M.L. Huber, M.O. McLinden // National Institute of Standard and Technology. – 2007.
135. Белов Г. В. Органический цикл Ренкина и его применение в альтернативной энергетике / Г.В. Белов, М.А. Дорохова // Наука и образование: научное издание МГТУ им. Н.Э. Баумана. – 2014. – № 2. – с. 99 – 124.
136. Galashov N. Analysis of the properties of working substances for the organic Rankine cycle based database "REFPROP" / N. Galashov, S. Tsibulskiy, T. Serova // 2016 EPJ Web of Conferences.–2016.– vol.110. – 01068.
137. Мильман О.О. Воздушно-конденсационные установки / О.О. Мильман, В.А. Федоров // Издательство МЭИ. – 2002. – с. 208.
138. Алексеевский Н.И. Водные ресурсы в мире и в России за 100 лет // Россия в окружающем мире: 2003 (Аналитический ежегодник) / Н.И. Алексеевский, Г.И. Гладкевич // Изд-во МНЭПУ. – 2003. – с. 336.
139. Запасы и расход пресной воды. [Электронный ресурс].– Режим доступа: <http://hydrotechno.ru/articles/archive2/zapasi-i-rashod-presnoy-vodi.html>
140. Бессонный А.Н., Дрейнер Г.А., Кунтыш В.Б. Основы расчета и проектирования теплообменников воздушного охлаждения / В.Б. Кунтыш, А.Н. Бессонный // Справочник. – Недра. – 1996. – с. 512.
141. Охрана окружающей среды в России // Стат. сб./ Росстат. – 2016. – с. 95.
142. Федоров В.А. Новое направление в создании высокоэффективных конденсаторов паротурбинных установок / В.А. Федоров, О.О. Мильман, В.И. Артемов, Д.В. Федоров, П.А. Ананьев, А.А. Кирюхина // Вестник МЭИ. – 2010. – № 3. – с. – 37 – 43.
143. Клевцов А.В. Применение воздушных конденсаторов в энергетике / А.В. Клевцов, В.А. Пронин//Современные природоохранные технологии в электроэнергетике Информационный сборник. Под общей редакцией В.Я. Путилова. Москва.–2007.– с. 308–334.
144. Крюков Н.П. Аппараты воздушного охлаждения/Н.П. Крюков//Химия.–1983.–с. 168.
145. Шмеркович В.М. Современные конструкции аппаратов воздушного охлаждения / В.М. Шмеркович // Обзорн. информ. Сер. Химическое нефтеперерабатывающее машиностроение ХМ-1. / ЦИНТИхимнефтехим. – 1979. – с. 70.
146. Справочник по теплообменникам: в 2-х томах т.2 / Пер. с англ. под ред. О.Г. Мартыненко и др. // Энергоатомиздат.– 1987.– с. 352.
147. Керн Д., Краус А. Развитые поверхности теплообмена // Пер. с англ. – Энергия. – 1977. – с. 464.

148. Kong Y. Annularly arranged air-cooled condenser to improve cooling efficiency of natural draft direct dry cooling system / Y. Kong, W. Wang, X. Huang, L. Yang, X. Du // *International Journal of Heat and Mass Transfer*.–2018.–№118.– c. 587-601.
149. Huang X. Effects of geometric structures of air deflectors on thermo-flow performances of air-cooled condenser / X. Huang, L. Chen, Y. Kong, L. Yang, X. Du // *International Journal of Heat and Mass Transfer*.–2018.–№118.–c. 1022-1039.
150. Zhang Z. A favorable face velocity distribution and a V-frame cell for power plant air-cooled condensers / Z. Zhang, J. Yang, Y. Wang // *Applied Thermal Engineering*.–2015.–№87.–c. 1-9.
151. Chen L. Novel air-cooled condenser with V-frame cells and induced axial flow fans / L. Chen, L. Yang, X. Du, Y. Yang // *International Journal of Heat and Mass Transfer*.– 2018.–№117.– c.167-182.
152. Gao X.F. Performance prediction of an improved air-cooled steam condenser with deflector under strong wind / X.F. Gao, C.W. Zhang, J.J. Wei, B. Yu // *Applied Thermal Engineering*.–2010.–№30(17-18).–c. 2663-2669.
153. Zhang X. Effects of diffuser orifice plate on the performance of air-cooled steam condenser / X. Zhang, T. Wu // *Applied Thermal Engineering*.–2016.–№98.–c.179-188.
154. Yang L.J. Trapezoidal array of air-cooled condensers to restrain the adverse impacts of ambient winds in a power plant / L.J. Yang, M.H. Wang, X.Z. Du, Y.P. Yang // *Applied Energy*.–2012.–№99.–c.402-413.
155. Bredell J.R. Numerical investigation of fan performance in a forced draft air-cooled steam condenser / J.R. Bredell, D.G. Kröger, G.D. Thiart // *Applied Thermal Engineering*.–2006.–№26(8-9).–c. 846-852.
156. Owen M.T.F. The effect of screens on air-cooled steam condenser performance under windy conditions / M.T.F. Owen, D.G. Kröger // *Applied Thermal Engineering*.–2010.–30(16).– c. 2610-2615.
157. Lee T.-S. Improved energy performance of air-cooled water chillers with innovative condenser coil configurations - Part I: CFD simulation / T.-S. Lee, W.-C. Wu, S.-K. Wang // *International Journal of Refrigeration*.–2012.–№35(8).– c. 2199-2211.
158. Guo Y. Anti-freezing mechanism analysis of a finned flat tube in an air-cooled condenser / Y. Guo, T. Cheng, X. Du, L. Yang // *Energies*.–2017.– №10(11).–1872.
159. Yang L. Heat load capability matching principle and its applications to anti-freezing of air-cooled condenser / L. Yang, X. Zhao, X. Du, Y. Yang // *Applied Energy*.– 2014.– №127.– c. 34-43.
160. Kaya A. Design Sensitivity Analysis of a Plate-Finned Air-Cooled Condenser for Low-Temperature Organic Rankine Cycles / A. Kaya, M. Lazova, Ö. Bağcı, B. Ameer, M. De Paepe // *Heat Transfer Engineering*.–2017.–№38(11-12).– c.1018-1033.

161. Kumar A. 3D CFD simulation of air cooled condenser-I: Natural convection over a circular cylinder / A. Kumar, J.B. Joshi, A.K. Nayak, P.K. Vijayan // *International Journal of Heat and Mass Transfer*.–2014.–№78.– c.1265–1283
162. Yang L. Thermal-flow characteristics of the new wave-finned flat tube bundles in air-cooled condensers / L. Yang, H. Tan, X. Du, Y. Yang // *International Journal of Thermal Sciences*.–2012.–№53.–c.166-174.
163. Zhang Z. The effect of face-air velocity distribution on heat transfer performance of Air-Cooled Condensers / Z. Zhang, J.Yang // *International Journal of Heat and Technology*.–2015.–№33(1).– c. 55-62.
164. Mendoza Muñoz D.F. Thermoeconomic optimization of an air-cooled tube-bank condenser / D.F. Mendoza Muñoz, G. Guzmán Reyes, M.L. De Haro // *Chemical Engineering Transactions*.– 2015.–№43.– c. 1171-1176.
165. Liu P. Numerical investigation of hot air recirculation of air-cooled condensers at a large power plant / P. Liu, H. Duan, W. Zhao // *Applied Thermal Engineering*.–2009.–№ 29(10).–c.1927-1934.
166. Owen M. Contributors to increased fan inlet temperature at an air-cooled steam condenser / M. Owen, D.G. Kröger // *Applied Thermal Engineering*.–2013.–№50(1).–c.1149-1156.
167. Du X. Reduced order analysis of flow and heat transfer for air-cooled condenser of power generating unit / X. Du, H. Hu, Y. Shen, L. Yang, Y. Yang // *Applied Thermal Engineering*.–2013.–№51(1-2).–c. 383-392.
168. He W. Mechanism of the air temperature rise at the forced draught fan inlets in an air-cooled steam condenser / W. He, D. Han, C. Yue, W. Pu, Y. Dai // *Applied Thermal Engineering*.–2014.–№71 (1).–c. 355-363.
169. Li X. Identification of optimal operating strategy of direct air-cooling condenser for Rankine cycle based power plants / X. Li, N. Wang, L. Wang, Y. Yang, F. Maréchal // *Applied Energy*.–2018.–209.–c.153-166.
170. Cheng Y.L. Influence of Swirlers on Flow and Heat-transfer in Direct Air-cooled Condenser Unit / Y.L. Cheng, N. Zhang, Z.M. Ren, F. Guo // *Heat Transfer Engineering*.–2017.–c.1-15.
171. Yu F.W. Improved condenser design and condenser-fan operation for air-cooled chillers / F.W. Yu, K.T. Chan // *Applied Energy*.–2006.–№83 (6).– c. 628-648.
172. He W. Influence from the rotating speed of the windward axial fans on the performance of an air-cooled power plant / W. He, Y. Dai, D. Han, C. Yue, W. Pu // *Applied Thermal Engineering*.–2014.–№65 (1-2).– c. 14-23.

173. Bustamante J.G. Achieving near-water-cooled power plant performance with air-cooled condensers / J.G. Bustamante, A.S. Rattner, S. Garimella // *Applied Thermal Engineering*.– 2016.– 105.–с. 362-371.
174. Суханов В.А. Экспериментальное исследование переохлаждения конденсата на модели воздухоохлаждаемого конденсатора / В.А. Суханов, А.П. Безухов, И.А. Богов, Н.Ю. Донцов, И.Д. Волковицкий, В.В. Толмачев // *Теплоэнергетика*.–2016.–№ 1.–с. 19.
175. Федоров В.А. Результаты экспериментально-расчетных исследований воздушного потока в циркуляционных воздушных конденсаторах паротурбинных установок / В.А. Федоров, О.О. Мильман, П.А. Ананьев, А.В. Птахин, А.А. Жинов, А.К. Карышев, Д.В. Шевелев // *Вестник Московского государственного технического университета им. Н.Э. Баумана. Серия: Машиностроение*.–2015.–№ 5 (104) .– с. 87-105.
176. Фёдоров В.А. Особенности течения охлаждающего воздуха в тракте воздушно-конденсационной установки / В.А. Фёдоров, О.О. Мильман, В.Г. Грибин, П.А. Ананьев // В сборнике: *Труды Шестой Российской национальной конференции по теплообмену*.– 2014.–с. 293-296.
177. Фёдоров В.А. Разработка, изготовление и испытание типовой натурной секции высокоэффективного воздушного конденсатора / В.А. Фёдоров, О.О. Мильман, А.В. Кирюхин, С.Н. Дунаев, Б.А. Шифрин, А.В. Кондратьев // *Известия Российской академии наук. Энергетика*.–2015.–№ 6.–с. 102-112.
178. Мильман О.О. Сухие градирни и воздушно-конденсационные установки / О.О. Мильман, П.А. Ананьев // *Теплоэнергетика*. – 2016. – № 3. – с. 3-14.
179. Жинов А.А. Моделирование потерь давления воздуха в оребренном трубном пучке воздушного конденсатора /А.А. Жинов, Д.В. Шевелев, П.А. Ананьев // *Наука и образование: научное издание МГТУ им. Н.Э. Баумана*.–2013.–№ 3.–с. 105-116.
180. Кириллов А.И. Тепловой и гидравлический расчет теплообменных аппаратов компрессорных установок / А.И. Кириллов // *Учебное пособие*. – Л.: ЛПИ. – 1982. – с. 39-41.
181. Moore J. Modelling the thermodynamic performance of a concentrated solar power plant with a novel modular air-cooled condenser / J. Moore., R. Grimes., E. Walsh, A. O'Donovan. // *Energy*. – 2014. – vol. 13. – с. 378-391.
182. Письменный Е.Н. Теплообмен и аэродинамическое сопротивление малорядных пучков плоско-овальных труб с неполным оребрением / Е.Н. Письменный, А.М. Терех // *Промышленная теплотехника*. – 2010. – № 5.
183. Письменный Е.Н. Новые эффективные развитые поверхности теплообмена для решения задач энерго- и ресурсосбережения / Е.Н. Письменный // *Промышленная теплотехника*.–2007. – № 5.

184. Письменный Е.Н. Теплообмен и аэродинамика пакетов поперечно-оребрённых труб / Е.Н. Письменный //Альтерпрес. – 2004. – с. 244.
185. Бойко Л.Д., Кружилин Г.Н. Теплоотдача при конденсации пара в трубе // Изв. АН СССР. Энергетика и транспорт, 1966, № 5.
186. Технические характеристики вентиляторов ВГ [Электронный ресурс].– Режим доступа: http://vensnab.ru/print/e_mag/view_good/376
187. Манушин Э.А. Газовые турбины: Проблемы и перспективы / Э.А. Манушин // М.: Энергоатомиздат, 1986. – с. 168.
188. Костюк А.Г. Турбины тепловых и атомных электрических станций: Учебник для вузов. – 2-е изд., перераб. и доп. / А.Г. Костюк, В.В. Фролов, А.Е. Булкин, А.Д. Трухний // М.: Издательство МЭИ. – 2001. – с. 488.
189. Газовые турбины General Electric от 44 до 510 МВт [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <https://rus.gepower.com/turbiny/energeticheskie-gazovye-turbiny>
190. Исаченко В.П. Теплопередача / В.П. Исаченко, В.А. Осипова, А.С. Сукомел // М.-Л.: Энергия. – 1981.
191. Погода в Сургуте, Уральский федеральный округ. – Режим доступа: <https://www.msn.com/ru-ru/weather/records/сургутханты-мансийский-автономный-округроссия/we-city?iso=RU&el=Sv5OgdmH5ZHg7tsen8Jlqg%3d%3d>

ПРИЛОЖЕНИЕ 1. Методика расчета тепловых схем утилизационной парогазовой установки с циклами на трех рабочих телах с разным исполнением подогрева конденсата ОРТ перед КУ

Теплота, подведенная в камере сгорания:

$$Q_{\text{ПГУ}} = N_{\text{Э}}^{\text{ГТУ}} / (\eta_{\text{Э}}^{\text{ГТУ}} \cdot 10^{-2}), \text{ МВт.} \quad (\text{П.1.1})$$

По составу газа задается функция состава газа для определения его параметров:

$$c_{\text{Г}} = f(\text{CH}_4; \%; \text{CO}; \%; \text{C}_2\text{H}_6; \%; \text{C}_3\text{H}_8; \%). \quad (\text{П.1.2})$$

Плотность газа определяется по составу и давлению газа:

$$\rho_{\text{Г}} = f(c_{\text{Г}}; p_{\text{Г}}), \text{ кг/м}^3. \quad (\text{П.1.3})$$

Низшая теплота сгорания смеси газа определяется по компонентному составу низшей теплоты сгорания отдельных газов:

$$Q_{\text{Н. П.Г.}}^{\text{П}} = Q_{\text{Н. CH}_4}^{\text{П}} \cdot c_{\text{Г. CH}_4} + Q_{\text{Н. C}_2\text{H}_6}^{\text{П}} \cdot c_{\text{Г. C}_2\text{H}_6} + Q_{\text{Н. C}_3\text{H}_8}^{\text{П}} \cdot c_{\text{Г. C}_3\text{H}_8} + Q_{\text{Н. CO}}^{\text{П}} \cdot c_{\text{Г. CO}}, \text{ МДж/м}^3. \quad (\text{П.1.4})$$

Далее определяются параметры воздуха, поступающего в компрессор.

Предельное значение давления воды при температуре окружающего воздуха зависит от температуры окружающего воздуха:

$$p_{\text{ПР.ВХ}} = \text{Если}(t_{\text{ОКР.В.}} > 0, 1; f(\text{water}; t_{\text{ОКР.В.}}); f(\text{water}; t_{\text{ОКР.В.}} = 0^\circ\text{C})). \quad (\text{П.1.5})$$

Массовое влагосодержание воздуха:

$$d_{\text{ВХ}} = f(\text{water}, \phi_{\text{ВХ}}, p_{\text{ПР.ВХ}}; \text{air}, p_{\text{ВХ}}), \text{ кг/кг.} \quad (\text{П.1.6})$$

На основе массового влагосодержания воздуха определяем мольное влагосодержание:

$$x_{\text{ВЛАГ}} = f(\text{MM}_{\text{AIR}} \cdot d_{\text{ВХ}} / \text{MM}_{\text{WATER}}). \quad (\text{П.1.7})$$

Состав входящего в компрессор воздуха при заданной температуре и определенном влагосодержании:

$$c_{\text{ОКР.В.}} = f(\text{N}_2, x_{\text{N}_2}; \text{Ar}, x_{\text{Ar}}; \text{O}_2, x_{\text{O}_2}; \text{water}, x_{\text{ВЛАГ}}). \quad (\text{П.1.8})$$

Далее определяются параметры воздуха на входе в компрессор и на выходе из камеры сгорания:

$$h_1 = f(c_{\text{ОКР.В.}}; p_{\text{ОКР.В.}}, t_{\text{ОКР.В.}}), \text{ кДж/кг}, \quad (\text{П.1.9a})$$

$$s_1 = f(c_{\text{ОКР.В.}}; p_{\text{ОКР.В.}}, t_{\text{ОКР.В.}}), \text{ кДж/кг} \cdot \text{К}, \quad (\text{П.1.9б})$$

$$h_{3\text{AIR}} = f(c_{\text{ОКР.В.}}; p_{\text{ОКР.В.}}, \theta_{\text{ГТУ}}^{\text{ВХ}}), \text{ кДж/кг}, \quad (\text{П.1.9в})$$

По степени повышения давления, определяется давление на выходе воздуха из компрессора:

$$p_2 = p_{\text{ОКР.В.}} \cdot \pi_{\text{К}}, \text{ МПа.} \quad (\text{П.1.10})$$

Зная давление на выходе, энтропию на входе и внутренний относительный КПД, определяем параметры воздуха на выходе из компрессора:

$$t_2 = f(p_2; s_1; \eta_{\text{oi}}^{\text{К}}), \text{ } ^\circ\text{C}; \quad (\text{П.1.11a})$$

$$h_2 = f(p_2; s_1; \eta_{\text{oi}}^{\text{К}}), \text{ кДж/кг}; \quad (\text{П.1.11б})$$

$$s_2 = f(t_2; p_2; \eta_{\text{oi}}^{\text{К}}), \text{ кДж/кг} \cdot ^\circ\text{C}. \quad (\text{П.1.11в})$$

По исходному составу и параметрам воздуха на входе в компрессор определяются мольные доли отдельных элементов: кислорода, диоксида азота, водорода и влаги.

Далее рассчитывается теоретическое количество воздуха, необходимое для полного сгорания топлива при нормальных условиях:

$$V_0 = 0,0476 \cdot (0,5 \cdot \text{CO} + 0,5 \cdot \text{H}_2 + 1,5 \cdot \text{H}_2\text{S} + 2 \cdot \text{CH}_4 + 3,5 \cdot \text{C}_2\text{H}_6 + 5 \cdot \text{C}_3\text{H}_8 - \text{O}_2), \text{ м}^3/\text{м}^3. \quad (\text{П.1.12})$$

Теоретическая масса воздуха:

$$L_0 = \text{MM}_{\text{AIR}} \cdot V_0 / \text{MM}_{\text{СГ}}, \text{ м}^3/\text{м}^3, \quad (\text{П.1.13})$$

где $\text{MM}_{\text{СГ}}$ – молярная масса смеси воздуха и продуктов сгорания.

По теоретическому количеству воздуха и мольному содержанию, рассчитываются теоретически необходимые объемы отдельных элементов при сгорании 1 м³ топлива:

$$V_0^{CO_2}, V_0^{H_2O}, V_0^{N_2}, V_0^{AR}, V_{H_2O}, \text{ м}^3/\text{м}^3. \quad (\text{П.1.14})$$

На основе найденных параметров воздуха и газа получен количественный состав смеси воздуха и продуктов сгорания:

$$c_{\text{п.с.}} = f\{N_2; \%; \text{ Ar; } \%; \text{ O}_2; \%; \text{ H}_2\text{O; } \%; \text{ CO}_2; \%\}. \quad (\text{П.1.15})$$

Абсолютную энтальпию выхлопных газов ГТУ находим по известному составу, температуре и давлению:

$$I_{\text{BX}}^{\text{КУ}} = f(c_{\text{п.с.}}; \theta_{\text{ГТУ}}^{\text{ВЫХ}}; p_{\text{п.с.}}), \text{ кДж/кг}. \quad (\text{П.1.16})$$

Для водно-паровой части КУ исходные данные следующие:

Температура острого пара:

$$t_{0\text{П}} = \theta_{\text{ГТУ}}^{\text{ВЫХ}} - \delta t_{\text{ПЕ}}, \text{ } ^\circ\text{C}. \quad (\text{П.1.17})$$

Давление, энтальпия и энтропия свежего водяного пара после группы стопорно-регулирующих клапанов:

$$p_{00\text{П}} = p_{0\text{П}} \cdot k_{\text{р0П}}, \text{ МПа}, \quad (\text{П.1.18a})$$

$$h_{0\text{П}} = f(\text{water}; t_{0\text{П}}; p_{00\text{П}}), \text{ кДж/кг}, \quad (\text{П.1.18б})$$

$$s_{00\text{П}} = f(\text{water}; t_{0\text{П}}; p_{00\text{П}}), \text{ кДж/кг} \cdot ^\circ\text{C}. \quad (\text{П.1.18в})$$

По параметрам водяного пара на входе в паровую турбину, находим энтальпию в конце теоретического (изоэнтروпийного) расширения пара в ЦВД, которая зависит от энтропии в начале процесса расширения и конечного давления ЦВД:

$$h_{\text{кТ}}^{\text{ЦВД}} = f(\text{water}; p_{\text{к}}^{\text{ЦВД}}; s_{00\text{П}}), \text{ кДж/кг}. \quad (\text{П.1.19})$$

Данная энтальпия характеризует величину располагаемого теплоперепада, вырабатываемого водяным паром в ЦВД паровой турбины в процессе, не учитывающем необратимость процесса.

Располагаемый теплоперепад ЦВД:

$$H_0^{\text{ЦВД}} = h_{0\text{П}} - h_{\text{к}}^{\text{ЦВД}}, \text{ кДж/кг}. \quad (\text{П.1.20})$$

Расчет внутреннего относительного КПД для цилиндров проводится по методике [1].

Определяются удельные объемы водяного пара на входе и выходе из ЦВД и рассчитывается средний удельный объем по цилиндру.

$$v_{00\text{П}} = f(\text{water}; t_{0\text{П}}; p_{00\text{П}}), \text{ м}^3/\text{кг}, \quad (\text{П.1.21a})$$

$$v_{\text{кТ}}^{\text{ЦВД}} = f(\text{water}; p_{\text{к}}^{\text{ЦВД}}; s_{00\text{П}}), \text{ м}^3/\text{кг}, \quad (\text{П.1.21б})$$

$$v_{\text{ср}}^{\text{ЦВД}} = \sqrt{v_{00\text{П}} \cdot v_{\text{кТ}}^{\text{ЦВД}}}, \text{ м}^3/\text{кг}. \quad (\text{П.1.21в})$$

Внутренний относительный КПД проточной части ЦВД для перегретого водяного пара:

$$\eta_{oi}^{\text{ЦВД(ПП)}} = [0,92 - 0,2/D_0^{\text{ЦВД}}][1 + (H_0^{\text{ЦВД}} - 700)/20000], \quad (\text{П.1.22})$$

где $D_0^{\text{ЦВД}}$ – расход водяного пара идущего от контура высокого давления КУ на ЦВД, величина неизвестная. Поэтому его расчет ведется итерационным способом. Для первой итерации принимается значение $\eta_{oi}^{\text{ЦВД(ПП)}} = 0,92$ и производится расчет до места нахождения $D_0^{\text{ЦВД}}$, после чего полученное значение $D_0^{\text{ЦВД}}$ подставляется в формулу (П.1.22), если расхождение величин $\eta_{oi}^{\text{ЦВД(ПП)}}$ полученных в последней и предыдущей итерациях больше 0,05 %, то процесс расчета повторяется, пока погрешность расчета $\eta_{oi}^{\text{ЦВД(ПП)}}$ не будет ниже 0,05 %.

Степень влажности водяного пара на выходе из ЦВД, для первого приближения задается значение $y_{\text{к}}^{\text{ЦВД}} = y_{\text{кТ}}^{\text{ЦВД}}$:

$$y_{\text{к}}^{\text{ЦВД}} = [(s''_{\text{к}})^{\text{ЦВД}} - s_{\text{к}}^{\text{ЦВД}}]/[(s''_{\text{к}})^{\text{ЦВД}} - (s'_{\text{к}})^{\text{ЦВД}}], \quad (\text{П.1.23})$$

где энтропия насыщенного водяного пара при давлении $p_{\text{к}}^{\text{ЦВД}}$:

$$(s''_{\text{к}})^{\text{ЦВД}} = f''(\text{water}; p_{\text{к}}^{\text{ЦВД}}), \text{ кДж/кг} \cdot ^\circ\text{C}, \quad (\text{П.1.23a})$$

энтропия насыщенной воды при давлении $p_{\text{к}}^{\text{ЦВД}}$:

$$(s'_{\text{к}})^{\text{ЦВД}} = f'(\text{water}; p_{\text{к}}^{\text{ЦВД}}), \text{ кДж/кг} \cdot ^\circ\text{C}, \quad (\text{П.1.23б})$$

энтропия пара на выходе из ЦВД при давлении $p_k^{\text{ЦВД}}$:

$$s_k^{\text{ЦВД}} = f(\text{water}; p_k^{\text{ЦВД}}, h_k^{\text{ЦВД}}), \text{ кДж/кг} \cdot ^\circ\text{С}. \quad (\text{П.1.23в})$$

Для первого приближения принимаем энтропию $s_{kt}^{\text{ЦВД}}$:

$$y_k^{\text{ЦВД}} = [(s_k^{\text{ЦВД}} - s_{kt}^{\text{ЦВД}}) / (s_k^{\text{ЦВД}} - (s_k^{\text{ЦВД}})^{\text{ЦВД}})]. \quad (\text{П.1.24})$$

Коэффициент влажности, учитывающий потери, которые характерны при расширении в проточной части влажного водяного пара:

$$k_{\text{ВЛ}}^{\text{ЦВД}} = 1 - 0,4 \cdot (1 - y_k^{\text{ЦВД}}). \quad (\text{П.1.25})$$

Внутренний относительный КПД при расширении пара в ЦВД:

$$\eta_{oi}^{\text{ЦВД}} = \eta_{oi}^{\text{ЦВД(ПП)}} \cdot k_{\text{ВЛ}}^{\text{ЦВД}}, \text{ кДж/кг}. \quad (\text{П.1.26})$$

Действительный теплоперепад водяного пара в ЦВД, учитывающий потери от влажности в проточной части:

$$H_i^{\text{ЦВД}} = H_0^{\text{ЦВД}} \cdot \eta_{oi}^{\text{ЦВД}}, \text{ кДж/кг}. \quad (\text{П.1.27})$$

По действительному теплоперепаду определяются параметры в конце реального процесса расширения водяного пара в проточной части ЦВД – энтальпия, энтропия:

$$h_k^{\text{ЦВД}} = h_{0П} - H_i^{\text{ЦВД}}, \text{ кДж/кг}, \quad (\text{П.1.28})$$

$$s_k^{\text{ЦВД}} = f(\text{water}; p_k^{\text{ЦВД}}, h_k^{\text{ЦВД}}), \text{ кДж/кг} \cdot ^\circ\text{С}. \quad (\text{П.1.29})$$

Если $s_k^{\text{ЦВД}} > (s_k^{\text{ЦВД}})^{\text{ЦВД}}$, то процесс расширения в ЦВД заканчивается в области перегретого пара, при этом $k_{\text{ВЛ}}^{\text{ЦВД}} = 1$, иначе переходим к формуле (П.1.23) и итерационный процесс повторяется, пока относительная погрешность расчета $y_k^{\text{ЦВД}}$ на данной и предыдущей итерации будет меньше 0,5 %.

Температура водяного пара в конце процесса расширения в ЦВД:

$$t_k^{\text{ЦВД}} = f(\text{water}; p_k^{\text{ЦВД}}, h_k^{\text{ЦВД}}), ^\circ\text{С}. \quad (\text{П.1.30})$$

Электрическая мощность ЦВД:

$$N_{\text{Э}}^{\text{ЦВД}} = D_0^{\text{ЦВД}} \cdot H_i^{\text{ЦВД}} \cdot \eta_{\text{ЭМ}} \cdot 10^{-3}, \text{ МВт}. \quad (\text{П.1.31})$$

Давление водяного пара в испарителе ОРТ:

$$p_{\text{ВП}}^{\text{ИОРТ}} = p_k^{\text{ЦВД}} \cdot k_p, \text{ МПа}. \quad (\text{П.1.32})$$

Температура насыщения водяного пара при давлении в испарителе ОРТ:

$$t_s^{\text{ИОРТ}} = f^{\text{II}}(\text{water}; p_{\text{ВП}}^{\text{ИОРТ}}), ^\circ\text{С}. \quad (\text{П.1.33})$$

Энтальпия насыщения водяного пара при давлении в испарителе ОРТ:

$$(h'_{\text{В}})^{\text{ИОРТ}} = f'(\text{water}; p_{\text{ВП}}^{\text{ИОРТ}}), \text{ кДж/кг}. \quad (\text{П.1.34})$$

Давление воды после конденсатного насоса высокого давления с учетом потерь в тракте:

$$p_{\text{КН1}} = p_{\text{ВП}}^{\text{ИОРТ}} \cdot k_{\text{КН}}, \text{ МПа}. \quad (\text{П.1.35})$$

Для расчета величины подогрева основного конденсата определяются среднее давление и средний удельный объем в конденсатном насосе высокого давления:

$$p_{\text{КН1}}^* = (p_{\text{КН1}} + p_{\text{ВП}}^{\text{ИОРТ}}) / 2, \text{ МПа}, \quad (\text{П.1.36а})$$

$$v_{\text{КН1}}^* = f(\text{water}; t_s^{\text{ИОРТ}}; p_{\text{КН1}}^*), \text{ м}^3/\text{кг}. \quad (\text{П.1.36б})$$

Повышение энтальпии в конденсатном насосе высокого давления определяется исходя из зависимости:

$$\Delta h_{\text{КН1}} = [(p_{\text{КН1}} - p_{\text{ВП}}^{\text{ИОРТ}}) \cdot v_{\text{КН1}}^* \cdot 10^3] / \eta_{\text{КН}}. \quad (\text{П.1.37})$$

Энтальпия и температура основного конденсата после конденсатного насоса высокого давления на входе в экономайзер высокого давления КУ:

$$h_{\text{ВХ}}^{\text{ЭК1}} = (h'_{\text{В}})^{\text{ИОРТ}} + \Delta h_{\text{КН1}}, \text{ кДж/кг}, \quad (\text{П.1.38а})$$

$$t_{\text{ВХ}}^{\text{ЭК1}} = f(\text{water}; p_{\text{КН1}}; h_{\text{ВХ}}^{\text{ЭК1}}), ^\circ\text{С}. \quad (\text{П.1.38б})$$

Давление водяного пара в испарителе КУ с учетом потерь в тракте испаритель-пароперегреватель КУ:

$$p_s^I = p_{0П} \cdot k_{II}, \text{ МПа.} \quad (\text{П.1.39})$$

Давлению в испарителе соответствуют параметры насыщения воды и водяного пара:

энтальпия насыщения пара:

$$(h''_B)^I = f''(\text{water}; p_s^I), \text{ кДж/кг,} \quad (\text{П.1.40a})$$

энтальпия конденсата:

$$(h'_B)^I = f'(\text{water}; p_s^I), \text{ кДж/кг,} \quad (\text{П.1.40б})$$

температура конденсата:

$$t_s^I = f'(\text{water}; p_s^I), \text{ } ^\circ\text{C.} \quad (\text{П.1.40в})$$

Температура и энтальпия газов на холодном конце испарителя находятся по температуре насыщения:

$$\theta_I = t_s^I + \delta t_{II}, \text{ } ^\circ\text{C,} \quad (\text{П.1.41a})$$

$$I_I = f(c_{п.с.}; \theta_I; p_{п.с.}), \text{ кДж/кг.} \quad (\text{П.1.41б})$$

Зная все необходимые величины, производится расчет расхода водяного пара на паровую турбину:

$$D_0^{\text{ЦВД}} = G_{\Gamma} \cdot (I_{ВХ}^{КУ} - I_I) / (h_{0П} - (h'_B)^I), \text{ кг/с.} \quad (\text{П.1.42})$$

Рассчитанное в (П.1.42) значение расхода водяного пара сравниваем с принятым в ходе расчета, и если погрешность расхождения составляет более 0,5 %, повторяется расчет.

Находим тепловые мощности КУ и его отдельных поверхностей нагрева.

Тепло, воспринятое водяным паром в пароперегревателе:

$$Q_{ПП}^{КУ} = D_0^{\text{ЦВД}} \cdot (h_{0П} - (h''_B)^I) / 10^3, \text{ МВт.} \quad (\text{П.1.43})$$

Тепло, воспринятое водяным паром в испарителе:

$$Q_I^{КУ} = D_0^{\text{ЦВД}} \cdot ((h''_B)^I - (h'_B)^I) / 10^3, \text{ МВт.} \quad (\text{П.1.44})$$

Тепло, воспринятое водой в экономайзере высокого давления:

$$Q_{Эк1}^{КУ} = D_0^{\text{ЦВД}} \cdot [(h'_B)^I - h_{ВХ}^{\text{Эк1}}] / 10^3, \text{ МВт.} \quad (\text{П.1.45})$$

Суммарное тепло, воспринятое водой и водяным паром в КУ:

$$\Sigma Q_{ВП}^{КУ} = Q_{ПП}^{КУ} + Q_I^{КУ} + Q_{Эк1}^{КУ}, \text{ МВт.} \quad (\text{П.1.46})$$

Находим недостающие параметры выхлопных газов ГТУ по поверхностям нагрева КУ.

Энтальпия и температура выхлопных газов ГТУ за поверхностью нагрева пароперегревателя высокого давления КУ:

$$I_{ПП} = I_{ВХ}^{КУ} - Q_{ПП}^{КУ} \cdot 10^3, \text{ кДж/кг,} \quad (\text{П.1.47a})$$

$$\theta_{ПП} = f(c_{п.с.}; p_{п.с.}; I_{ПП}), \text{ } ^\circ\text{C.} \quad (\text{П.1.47б})$$

Энтальпия и температура выхлопных газов ГТУ за экономайзером высокого давления:

$$I_{Эк1} = I_I - Q_{Эк1}^{КУ} \cdot 10^3, \text{ кДж/кг,} \quad (\text{П.1.48a})$$

$$\theta_{Эк1} = f(c_{п.с.}; p_{п.с.}; I_{Эк1}), \text{ } ^\circ\text{C.} \quad (\text{П.1.48б})$$

Тепло, подведенное в КУ от выхлопных газов ГТУ водяному пару:

$$(Q_{\Gamma}^{\text{ВП}})^{КУ} = G_{\Gamma} \cdot (I_{ВХ}^{КУ} - I_{Эк1}) / 10^3, \text{ МВт.} \quad (\text{П.1.49})$$

Тепло, воспринятое водяным паром в КУ от выхлопных газов ГТУ:

$$Q_{ВП}^{КУ} = D_0^{\text{ЦВД}} \cdot (h_{0П} - h_{ВХ}^{\text{Эк1}}) / 10^3, \text{ МВт.} \quad (\text{П.1.50})$$

Мощность конденсатного насоса высокого давления определяется с учетом повышения энтальпии воды в агрегате:

$$N_{КН1} = D_0^{\text{ЦВД}} \cdot \Delta h_{КН1} / 10^3, \text{ МВт.} \quad (\text{П.1.51})$$

Далее расчет ведется для части ПТУ, работающей на ОРТ.

С учетом температурного напора определяется температура, давление и энтальпии насыщения жидкости и пара ОРТ в испарителе ОРТ:

$$(t_s^{\text{ОРТ}})^{\text{ИОРТ}} = t_s^{\text{ИОРТ}} - \delta t_{\text{ИОРТ}}, \text{ } ^\circ\text{C,} \quad (\text{П.1.52a})$$

$$p_s^{\text{ИОРТ}} = f'(\text{ОРТ}; (t_s^{\text{ОРТ}})^{\text{ИОРТ}}), \text{ МПа}, \quad (\text{П.1.52б})$$

$$(h'_{\text{ОРТ}})^{\text{ИОРТ}} = f'(\text{ОРТ}; p_s^{\text{ИОРТ}}), \text{ кДж/кг}, \quad (\text{П.1.52в})$$

$$(h'_{\text{ОРТ}})^{\text{ИОРТ}} = f'(\text{ОРТ}; p_s^{\text{ИОРТ}}), \text{ кДж/кг}. \quad (\text{П.1.52г})$$

Определяется давление ОРТ перед ЦНД:

$$p_{0\text{ОРТ}} = p_s^{\text{ИОРТ}} \cdot k_p^{\text{ОРТ}}, \text{ МПа}. \quad (\text{П.1.53})$$

Учитывая повышение давления, находим давление за питательным насосом высокого давления:

$$p_{\text{ПН2}} = p_{0\text{ОРТ}} \cdot k_{\text{ПН}}, \text{ МПа}. \quad (\text{П.1.54})$$

Начальная температура расширения пара ОРТ в ЦНД соответствует температуре насыщения в испарителе ОРТ:

$$t_{0\text{ОРТ}} = (t_s^{\text{ОРТ}})^{\text{ИОРТ}}, \text{ }^{\circ}\text{С}. \quad (\text{П.1.55})$$

Начальной температуре насыщения соответствуют энтальпия и энтропия ОРТ на входе в ЦНД паровой турбины:

$$h_{0\text{ОРТ}} = (h'_{\text{ОРТ}})^{\text{ИОРТ}} = f((t_s^{\text{ОРТ}})^{\text{ИОРТ}}), \text{ кДж/кг}, \quad (\text{П.1.56а})$$

$$s_{0\text{ОРТ}} = f'((t_s^{\text{ОРТ}})^{\text{ИОРТ}}), \text{ кДж/кг}\cdot^{\circ}\text{С}. \quad (\text{П.1.56б})$$

Температура конденсации ОРТ в конденсаторе t_k , $^{\circ}\text{С}$ принимается на основе температуры наружного воздуха с учетом температурного напора.

Этой температуре соответствует давление конденсации и энтальпии насыщения жидкости и пара ОРТ:

$$p_k^{\text{ОРТ}} = f(\text{ОРТ}; t_k), \text{ МПа}, \quad (\text{П.1.57а})$$

$$(h'_k)^{\text{ОРТ}} = f'(\text{ОРТ}; p_k^{\text{ОРТ}}), \text{ кДж/кг}, \quad (\text{П.1.57б})$$

$$(h''_k)^{\text{ОРТ}} = f'(\text{ОРТ}; p_k^{\text{ОРТ}}), \text{ кДж/кг}. \quad (\text{П.1.57в})$$

Давление пара ОРТ за ЦНД паровой турбины:

$$p_{\text{кПТ}}^{\text{ОРТ}} = p_k^{\text{ОРТ}} \cdot k_{\text{ОП}}, \text{ МПа}. \quad (\text{П.1.58})$$

Данному значению давления соответствует энтальпия пара ОРТ в конце теоретического процесса расширения в ЦНД:

$$(h_{\text{кт}}^{\text{ПТ}})^{\text{ОРТ}} = f(\text{ОРТ}; p_k^{\text{ОРТ}}; s_{0\text{ОРТ}}), \text{ кДж/кг}. \quad (\text{П.1.59})$$

По известной энтальпии ОРТ в конце теоретического расширения определяется располагаемый теплоперепад ЦНД:

$$H_0^{\text{ЦНД}} = h_{0\text{ОРТ}} - (h_{\text{кт}}^{\text{ПТ}})^{\text{ОРТ}}, \text{ кДж/кг}. \quad (\text{П.1.60})$$

Особенностями при работе ЦНД на ОРТ являются: малый теплоперепад, по сравнению с работой на водяном паре; работа на перегретом паре; отсутствие потерь от влажности.

Параметры в процессе действительного расширения пара ОРТ в ЦНД:

Действительный теплоперепад:

$$H_i^{\text{ЦНД}} = H_0^{\text{ЦНД}} \cdot \eta_{\text{oi}}^{\text{ЦНД}}, \text{ кДж/кг}, \quad (\text{П.1.61})$$

Энтальпия ОРТ в конце процесса расширения:

$$(h_k^{\text{ПТ}})^{\text{ОРТ}} = h_{0\text{ОРТ}} - H_i^{\text{ЦНД}}, \text{ кДж/кг}, \quad (\text{П.1.62})$$

Энтропия ОРТ в конце процесса расширения:

$$(s_k^{\text{ПТ}})^{\text{ОРТ}} = f(\text{ОРТ}; p_{\text{кПТ}}^{\text{ОРТ}}; (h_k^{\text{ПТ}})^{\text{ОРТ}}), \text{ кДж/кг}\cdot^{\circ}\text{С}, \quad (\text{П.1.63})$$

Температура ОРТ в конце процесса расширения:

$$(t_k^{\text{ПТ}})^{\text{ОРТ}} = f(\text{ОРТ}; p_{\text{кПТ}}^{\text{ОРТ}}; (h_k^{\text{ПТ}})^{\text{ОРТ}}), \text{ }^{\circ}\text{С}. \quad (\text{П.1.64})$$

Для определения состояния пара ОРТ на выходе из паровой турбины, находим энтропию насыщенного пара при давлении:

$$(s''_k)^{\text{ПТ}})^{\text{ОРТ}} = f(\text{ОРТ}; p_{\text{кПТ}}^{\text{ОРТ}}), \text{ кДж/кг}\cdot^{\circ}\text{С}. \quad (\text{П.1.65})$$

Если $[(t_k^{\text{ПТ}})^{\text{ОРТ}} - t_k] > 0$, то процесс расширения в ЦНД заканчивается в перегретом паре и

необходима установка охладителя пара перед конденсатором.

Перегрев пара ОРТ на выходе из ЦНД относительно температуры насыщения в конденсаторе составляет:

$$\Delta t_{\text{ПК}}^{\text{ОРТ}} = (t_{\text{к}}^{\text{ПТ}})^{\text{ОРТ}} - t_{\text{к}}, \text{ } ^\circ\text{C}. \quad (\text{П.1.66})$$

Температура ОРТ на входе в экономайзер низкого давления для предотвращения низкотемпературной коррозии принимается:

$$t_{\text{ВХ}}^{\text{ЭК2}} = 60 \text{ } ^\circ\text{C}. \quad (\text{П.1.67})$$

По данной температуре определяются:

давление насыщения в экономайзере низкого давления:

$$p_{\text{С}}^{\text{ЭК2}} = f(\text{ОРТ}; t_{\text{ВХ}}^{\text{ЭК2}}), \text{ МПа}, \quad (\text{П.1.68a})$$

энтальпия ОРТ на входе в экономайзер низкого давления:

$$h_{\text{ВХ}}^{\text{ЭК2}} = f(\text{ОРТ}; t_{\text{ВХ}}^{\text{ЭК2}}; p_{\text{ПН2}}), \text{ кДж/кг}. \quad (\text{П.1.68б})$$

Параметры теплоносителя после насоса (для схемы с рециркуляцией – за конденсатным насосом низкого давления ОРТ, для схемы с регенеративным подогревом – за питательным насосом низкого давления):

$$p_{\text{ПН2}} = k_{\text{ПН}} \cdot p_0^{\text{ОРТ}}, \text{ МПа}. \quad (\text{П.1.69})$$

Среднее давление и удельный объем жидкости ОРТ в насосе:

$$p_{\text{ПН2}}^* = (p_{\text{ПН2}} + p_{\text{к}}^{\text{ОРТ}})/2, \text{ МПа}, \quad (\text{П.1.70a})$$

$$v_{\text{ПН2}}^* = f(\text{ОРТ}; t_{\text{к}}; p_{\text{ПН2}}^*), \text{ м}^3/\text{кг}. \quad (\text{П.1.70б})$$

Энтальпия ОРТ за питательным насосом низкого давления:

$$h_{\text{ПН2}} = (h_{\text{к}}^{\text{ОРТ}} + \Delta h_{\text{ПН2}}), \text{ кДж/кг}, \quad (\text{П.1.71})$$

где $\Delta h_{\text{ПН2}}$ – подогрев основного конденсата в питательном насосе ОРТ, для разных вариантов схем подогрева ОРТ перед КУ. Расчет $\Delta h_{\text{ПН2}}$ приведен ниже для схем с регенеративным подогревом и рециркуляцией ОРТ перед КУ.

ОРТ после конденсатного насоса низкого давления ОРТ направляется в охладитель пара для снятия перегрева.

Пар ОРТ на выходе из охладителя пара имеет перегрев $\Delta t_{\text{ОП}}^{\text{ОРТ}}$ и, соответственно, температуру:

$$t_{\text{ОП}}^{\text{ОРТ}} = t_{\text{к}} + \Delta t_{\text{ОП}}^{\text{ОРТ}}, \text{ } ^\circ\text{C}. \quad (\text{П.1.72})$$

Этой температуре соответствует энтальпия:

$$h_{\text{ОП}}^{\text{ОРТ}} = f(\text{ОРТ}; t_{\text{ОП}}^{\text{ОРТ}}; p_{\text{к}}^{\text{ОРТ}}), \text{ кДж/кг}. \quad (\text{П.1.73})$$

Тепловой баланс для охладителя пара:

$$D_0^{\text{ЦНД}} \cdot ((h_{\text{к}}^{\text{ПТ}})^{\text{ОРТ}} - h_{\text{ОП}}^{\text{ОРТ}}) \cdot \eta_{\text{П}} = D_0^{\text{ЦНД}} \cdot ((h_{\text{ВЫХ}}^{\text{ОП}})^{\text{ОРТ}} - h_{\text{ПН2}}). \quad (\text{П.1.74})$$

Из уравнения теплового баланса определяется энтальпия основного конденсата ОРТ на выходе из охладителя пара: $(h_{\text{ВЫХ}}^{\text{ОП}})^{\text{ОРТ}}$, кДж/кг, и соответствующую температуру:

$$(t_{\text{ВЫХ}}^{\text{ОП}})^{\text{ОРТ}} = f(\text{ОРТ}; p_{\text{ПН}}^{\text{ОРТ}}; (h_{\text{ВЫХ}}^{\text{ОП}})^{\text{ОРТ}}), \text{ } ^\circ\text{C}. \quad (\text{П.1.75})$$

Энтальпия уходящих газов из КУ определяется по заданной температуре $\theta_{\text{УХ}}$:

$$I_{\text{УХ}} = f(c_{\text{П.С.}}; p_{\text{П.С.}}; \theta_{\text{УХ}}), \text{ кДж/кг}. \quad (\text{П.1.76})$$

Тепло, подведенное от выхлопных газов ГТУ в экономайзере низкого давления КУ:

$$Q_{\text{ЭК2}} = G_{\text{Г}} \cdot (I_{\text{ЭК1}} - I_{\text{УХ}}) \cdot k_{\text{ЭК}}, \text{ МВт}. \quad (\text{П.1.77})$$

При этом энтальпия ОРТ на выходе из экономайзера низкого давления:

$$h_{\text{ВЫХ}}^{\text{ЭК2}} = h_{\text{ВХ}}^{\text{ЭК2}} + Q_{\text{ЭК2}} / D_{\text{ЭК2}}, \text{ кДж/кг}, \quad (\text{П.1.78})$$

где $D_{\text{ЭК2}}$ – расход ОРТ в экономайзере низкого давления, для цикла с регенеративным подогревателем величина равна расходу ОРТ на ЦНД паровой турбины, для схемы с рециркуляцией основного конденсата ОРТ перед КУ равна сумме расходов ОРТ на ЦНД и на

рециркуляцию. Для первой итерации для расхода ОРТ задается произвольное положительное значение и проводится расчет до пункта, где определяется данное значение и сравнивается с рассчитанным. Если относительная погрешность превышает 0,5 %, то расчет повторяется.

Температура ОРТ на выходе из экономайзера низкого давления находится по давлению и энтальпии в данной точке:

$$t_{\text{ВЫХ}}^{\text{ЭК2}} = f(\text{ОРТ}; p_{0X}; h_{\text{ВЫХ}}^{\text{ЭК2}}), \text{ } ^\circ\text{C}. \quad (\text{П.1.79})$$

Недогрев ОРТ до температуры насыщения в испарителе ОРТ должен иметь положительное значение:

$$\Delta t_{\text{ЭК}} = (t_s^{\text{ОРТ}})^{\text{ИОРТ}} - t_{\text{ВЫХ}}^{\text{ЭК2}}, \text{ } ^\circ\text{C}. \quad (\text{П.1.80})$$

Тепло, передаваемое паром в испарителе ОРТ:

$$Q_{\text{ИОРТ}} = D_0^{\text{ЦВД}} \cdot ((h_{\text{К}}^{\text{ЦВД}} - (h'_{\text{ВП}})^{\text{ИОРТ}}) \cdot \eta_{\text{ИОРТ}} / 10^3, \text{ МВт}. \quad (\text{П.1.81})$$

Далее методики расчета тепловых схем с регенеративного подогрева и рециркуляцией имеют существенные различия, поэтому они представлены отдельно в пунктах П.1.1 и П.1.2.

П.1.1 Особенности расчета ПГУ с регенеративным подогревателем конденсата ОРТ

Для обеспечения необходимой температуры ОРТ на входе в экономайзер низкого давления $t_{\text{ВХ}}^{\text{ЭК2}}$ произведем подогрев конденсата в регенеративном подогревателе.

Расчет регенеративного подогревателя смешивающего типа ведется следующим образом.

Определяется давление насыщения в подогревателе на основе температуры ОРТ на входе в экономайзер низкого давления:

$$p_s^{\text{ПП}} = f^{\text{II}}(\text{ОРТ}; t_{\text{ВХ}}^{\text{ЭК2}}), \text{ МПа}. \quad (\text{П.1.1.1})$$

Задаются условия:

$$\text{Если } p_s^{\text{ПП}} \cdot 1,05 < p_s^{\text{ИОРТ}}, \text{ то } p_{1X} = p_s^{\text{ПП}} \cdot 1,05; \quad (\text{П.1.1.2a})$$

$$\text{Если } p_s^{\text{ПП}} \cdot 1,05 > p_s^{\text{ИОРТ}}, \text{ то } p_{1X} = p_s^{\text{ИОРТ}}, \quad (\text{П.1.1.2б})$$

где p_{1X} – давление пара ОРТ в нерегулируемом отборе паровой турбины.

Рассчитывается энтальпия в конце процесса теоретического расширения пара ОРТ при данном давлении:

$$h_{1T} = f(\text{ОРТ}; s_0^{\text{ОРТ}}; p_1^{\text{ОРТ}}), \text{ кДж/кг}. \quad (\text{П.1.1.3})$$

Зная внутренний относительный КПД проточной части ЦНД паровой турбины, находим действительную энтальпию в отборе:

$$h_1 = h_{0X} - (h_{0X} - h_{1T}) \eta_{oi}^{\text{ЦНД}}, \text{ кДж/кг}. \quad (\text{П.1.1.4})$$

По тепловой мощности и параметрам ОРТ до и после испарителя ОРТ, определяется его расход на ЦНД паровой турбины:

$$D_0^{\text{ЦНД}} = Q_{\text{ИОРТ}} / ((h^{\text{ИОРТ}})^{\text{ИОРТ}} - h_{\text{ВЫХ}}^{\text{ЭК2}}), \text{ кг/с}, \quad (\text{П.1.1.5})$$

где $D_0^{\text{ЦНД}} = D_{\text{ЭК2}}$, если рассчитанное значение отличается от принятого более чем на 0,5%, расчет повторяется.

Расход пара на смешивающий регенеративный подогреватель определяется из уравнения теплового баланса теплообменника:

$$D_1 \cdot h_1 - (D_0^{\text{ЦНД}} - D_1) h_{\text{ОП}}^{\text{ОРТ}} = D_0^{\text{ЦНД}} \cdot h_{\text{ВХ}}^{\text{ЭК2}}. \quad (\text{П.1.1.6})$$

КПД КУ:

$$\eta_{\text{КУ}} = (\theta_{\text{ГТУ}}^{\text{ВЫХ}} - \theta_{\text{УХ}}^{\text{КУ}}) \cdot 100 / (\theta_{\text{ГТУ}}^{\text{ВЫХ}} - \theta_{15^\circ\text{C}}^{\text{КУ}}), \text{ } \%. \quad (\text{П.1.1.7})$$

Электрическая мощность, вырабатываемая ЦНД паровой турбины:

$$N_{\text{Э}}^{\text{ЦНД}} = D_0^{\text{ЦНД}} \cdot (h_{0X} - h_1) + (D_0^{\text{ЦНД}} - D_1) \cdot (h_{0X} - (h_{\text{К}}^{\text{ПТ}})^{\text{ОРТ}}) \eta_{\text{ЭМ}}. \quad (\text{П.1.1.8})$$

На основе найденных параметров ОРТ определяется повышение энтальпии в питательном насосе ОРТ:

$$\Delta h_{\text{ПН2}} = [(p_{\text{ПН2}} - p_{\text{К}}^{\text{ОРТ}}) \cdot v_{\text{ПН2}}^{\text{ОРТ*}} \cdot 10^3] / \eta_{\text{ПН}}, \text{ кДж/кг}, \quad (\text{П.1.1.9})$$

где $v_{\text{ПН2}}^{\text{ОРТ*}}$ – средний удельный объем ОРТ

Электрическая мощность питательного насоса ОРТ:

$$N_{\text{ПН2}} = D_0^{\text{ЦНД}} \cdot \Delta h_{\text{ПН}}^{\text{ОРТ}}, \text{ МВт.} \quad (\text{П.1.1.10})$$

Величина подогрева конденсата ОРТ в конденсатном насосе низкого давления:

$$\Delta h_{\text{КН2}} = (p_{1X} - p_{\text{КХ}}) \cdot 10^3 \cdot v_{\text{СР}}^{\text{ОРТ*}}, \text{ кДж/кг,} \quad (\text{П.1.1.11})$$

где $v_{\text{КН2}}^{\text{ОРТ*}}$ – средний удельный объем ОРТ в насосе.

Электрическая мощность конденсатного насоса низкого давления:

$$N_{\text{КН2}} = D_0^{\text{ЦНД}} \cdot \Delta h_{\text{КН2}}, \text{ МВт.} \quad (\text{П.1.1.12})$$

П.1.2 Особенности расчета ПГУ с рециркуляцией

Для обеспечения температуры ОРТ $t_{\text{ВХ}}^{\text{ЭК2}}$, необходимо подогревать конденсат до заданного значения путем организации рециркуляции ОРТ в экономайзере низкого давления.

Для определения расхода ОРТ на ЦНД и на рециркуляцию, необходимо решить систему, состоящую из 3-х уравнений:

Уравнение теплового баланса испарителя ОРТ:

$$D_0^{\text{ЦНД}} = Q_{\text{ИОРТ}} / (h_{\text{ОРТ}}^{\text{ОРТ}} - h_{\text{ВЫХ}}^{\text{ЭК2}}), \text{ кг/с.} \quad (\text{П.1.2.1})$$

Уравнение теплового баланса системы рециркуляции ОРТ в экономайзере низкого давления:

$$D_{\text{Р}} = D_0^{\text{ЦНД}} \cdot (h_{\text{ВХ}}^{\text{ЭК2}} - (h_{\text{ВЫХ}}^{\text{ОП}})^{\text{ОРТ}}) / (h_{\text{ВЫХ}}^{\text{ЭК2}} - h_{\text{ВХ}}^{\text{ЭК2}}), \text{ кг/с.} \quad (\text{П.1.2.2})$$

Уравнение теплового баланса экономайзера низкого давления:

$$h_{\text{ВЫХ}}^{\text{ЭК2}} = h_{\text{ВХ}}^{\text{ЭК2}} + Q_{\text{ЭК2}} / D_{\text{ЭК2}}, \text{ кДж/кг,} \quad (\text{П.1.2.3})$$

где $D_{\text{ЭК2}}$ – суммарный расход на экономайзер низкого давления КУ:

$$D_{\text{ЭК2}} = D_0^{\text{ЦНД}} + D_{\text{Р}}, \text{ кг/с.} \quad (\text{П.1.2.4})$$

Рассчитывается электрическая мощность, которая вырабатывается ЦНД ПТ:

$$N_{\text{Э}}^{\text{ЦНД}} = D_0^{\text{ЦНД}} \cdot (h_{0X} - (h_{\text{К}}^{\text{ПТ}})^{\text{ОРТ}}) \cdot \eta_{\text{ЭМ}} \cdot 10^{-3}, \text{ МВт} \quad (\text{П.1.2.5})$$

Определяется потребление конденсатного насоса и насоса рециркуляции цикла ОРТ:

Величина подогрева основного конденсата ОРТ в конденсатном насосе низкого давления:

$$\Delta h_{\text{КН2}} = (p_{1X} - p_{\text{К}}^{\text{ОРТ}}) \cdot 10^3 \cdot v_{\text{КН2}}^{\text{ОРТ*}}, \text{ кДж/кг,} \quad (\text{П.1.2.6})$$

где $v_{\text{КН2}}^{\text{ОРТ*}}$ – средний удельный объем ОРТ в конденсатном насосе низкого давления.

Электрическая мощность конденсатного насоса низкого давления:

$$N_{\text{КН2}} = D_0^{\text{ЦНД}} \cdot \Delta h_{\text{КН2}}, \text{ МВт.} \quad (\text{П.1.2.7})$$

Величина подогрева конденсата ОРТ в насосе рециркуляции:

$$\Delta h_{\text{РЕЦ}} = \Delta p_{\text{РЕЦ}} \cdot 10^3 \cdot v_{\text{СР.Р.}}, \text{ кДж/кг,} \quad (\text{П.1.2.8})$$

где $v_{\text{СР.Р.}}$ – средний удельный объем ОРТ в насосе рециркуляции; $\Delta p_{\text{РЕЦ}}$ – повышение давления в насосе рециркуляции.

Электрическая мощность насоса рециркуляции ОРТ:

$$N_{\text{РЕЦ}} = D_{\text{Р}} \cdot \Delta h_{\text{РЕЦ}}, \text{ МВт.} \quad (\text{П.1.2.9})$$

П.1.3 Определение технико-экономических показателей работы ПГУ

Суммарная электрическая мощность ПГУ брутто:

$$N_{\text{Э}}^{\text{ПГУ}}_{\text{БР}} = N_{\text{Э}}^{\text{ГТУ}} + N_{\text{Э}}^{\text{ЦВД}} + N_{\text{Э}}^{\text{ЦНД}}, \text{ МВт.} \quad (\text{П.1.3.1})$$

Абсолютный электрический КПД ПГУ брутто:

$$\eta_{\text{Э}}^{\text{ПГУ}} = N_{\text{Э}}^{\text{ПГУ}} \cdot 100 / Q_{\text{КС}}, \text{ \%}. \quad (\text{П.1.3.2})$$

Расход электроэнергии на собственные нужды: это мощность конденсатных насосов ПТУ, насосов ОРТ ОЦР, дутьевых вентиляторов и дожимного компрессора:

$$N_{\text{СН}} = N_{\text{ПН}} + N_{\text{КН2}} + N_{\text{ПН2}} + N_{\text{ДК}} + N_{\text{ДВ}} + N_{\text{РЕЦ}}, \text{ МВт,} \quad (\text{П.1.3.3})$$

где $N_{ДВ}$ – мощность дутьевых вентиляторов ВК; $N_{ДК}$ – мощность дожимного компрессора, необходимого для нагнетания природного газа от магистрали до необходимого давления:

$$N_{ДК} = V_T \cdot (h_{Г_2} - h_{Г_1}) 10^{-3} / \eta_{МДК} \cdot \eta_{ДК}, \text{ МВт}, \quad (\text{П.1.3.4})$$

где расход газа:

$$V_T = Q_{КС} \cdot \rho_{Г} / Q_{Р}^H, \text{ кг/с}; \quad (\text{П.1.3.5})$$

где $h_{Г_1}$ – энтальпия газа, определяемая по параметрам на входе в дожимной компрессор, кДж/кг, $h_{Г_2}$ – энтальпия газа, определяемая по параметрам на выходе в дожимной компрессор, кДж/кг.

Зная расход электроэнергии на СН ПГУ, определяем располагаемую (нетто) электрическую мощность блока:

$$N_{Э}^{ПГУ} = N_{Э}^{ПГУ}_{БР} - N_{СН}, \text{ МВт}. \quad (\text{П.1.3.6})$$

Абсолютный электрический КПД нетто ПГУ:

$$\eta_{ПГУ}^{ПГУ}_{НЕТТО} = N_{Э}^{ПГУ} \cdot 100 / Q_{КС}, \%. \quad (\text{П.1.3.7})$$

На основе представленных методик в пакете электронных таблиц «Excel» с надстройкой базы веществ «REFPROP» [132] разработана программа расчета тепловой схемы ПГУ.

ПРИЛОЖЕНИЕ 2. Методика расчета воздушного конденсатора

В расчете функций параметров рассматриваемых ОРТ с помощью лицензионной апробированной библиотеки свойств веществ «REFPROP» относительная погрешность составляет: при определении давления $0,1 \div 0,5$ %, плотности $0,05 \div 0,2$ %, удельной теплоемкости $1 \div 2$ %.

Наружный диаметр несущей трубы:

$$d = d_0 - \delta_{ВТ}, \text{ м.} \quad (\text{П.2.1})$$

Внутренний диаметр несущей трубы:

$$d_1 = d - \delta_{СТ}, \text{ м.} \quad (\text{П.2.2})$$

Температура конденсации ОРТ:

$$t_k = t_{ОВ} - \delta t_{ОВ}, \text{ } ^\circ\text{C.} \quad (\text{П.2.3})$$

Давление конденсации ОРТ:

$$p_k = f(\text{ОРТ}; t_k), \text{ МПа.} \quad (\text{П.2.4})$$

Плотность пара ОРТ, на входе в ВК:

$$\rho_1 = \text{Если}(x_{ВХ} > 1; f(t_{ВХ}; p_k); f(p_k; x_{ВХ})), \text{ кг/м}^3. \quad (\text{П.2.5})$$

Плотность охлаждающего воздуха:

$$\rho_2 = f(\text{air}; t_{ОВ}; p_Б), \text{ кг/м}^3. \quad (\text{П.2.6})$$

Удельная теплоемкость охлаждающего воздуха:

$$c_2 = f(\text{air}; t_{ОВ}; p_Б), \text{ кДж/кг} \cdot \text{K.} \quad (\text{П.2.7})$$

Коэффициент оребрения:

$$\phi = 1 + 2h \cdot (d_0 + h + \Delta) / (s \cdot d_0). \quad (\text{П.2.8})$$

Полная наружная поверхность 1 м трубы:

$$f_1 = \pi \cdot \phi \cdot d_0, \text{ м}^2. \quad (\text{П.2.9})$$

Внутреннее проходное сечение трубы:

$$f_{ТР} = \pi \cdot d_1^2 / 4, \text{ м}^2. \quad (\text{П.2.10})$$

Коэффициент увеличения поверхности:

$$\psi = \phi \cdot d_0 / d_1. \quad (\text{П.2.11})$$

Компоновка трубного пучка, расположенного в шахматном порядке:

Продольный шаг труб в трубном пучке:

$$S_2 = S_1 - 0,01, \text{ м.} \quad (\text{П.2.12})$$

Относительный поперечный шаг труб:

$$\sigma_1 = S_1 / d_1. \quad (\text{П.2.13})$$

Относительный продольный шаг труб:

$$\sigma_2 = S_2 / d_1. \quad (\text{П.2.14})$$

Диагональный шаг труб:

$$S_2' = \sqrt{S_1^2 / 4 + S_2^2}, \text{ м.} \quad (\text{П.2.15})$$

Коэффициент сжатия потока охлаждающего воздуха:

$$\chi = \sigma_1 / \sigma_2 - 1,26 / \psi - 2. \quad (\text{П.2.16})$$

Коэффициент омыывания поверхности:

$$\varpi = \chi \cdot S_1 / f_1. \quad (\text{П.2.17})$$

Площадь поверхности теплообмена труб с учетом оребрения:

$$f_P = z \cdot f_1 \cdot L \cdot B / S_1, \text{ м}^2. \quad (\text{П.2.18})$$

Общее количество труб в трубном пучке ВК:

$$N_{АП} = F / (f_1 \cdot L). \quad (\text{П.2.19})$$

Объемный расход охлаждающего воздуха:

$$V_2 = \chi \cdot \omega_2 \cdot L \cdot B, \text{ м}^3/\text{с}. \quad (\text{П.2.20})$$

Массовый расход охлаждающего воздуха:

$$G_2 = V_2 \cdot \rho_2, \text{ кг/с}. \quad (\text{П.2.21})$$

Массовый расход ОРТ на секцию ВК определяется при помощи метода обобщенного приведенного градиента (ОПГ) при следующих условиях:

$$G_1 = f_{\text{ОПГ}}(G_1 \geq 0; \Delta\theta \leq 0,1), \text{ кг/с}, \quad (\text{П.2.22})$$

где $\Delta\theta$ – погрешность определения теоретической разности температур $t_k - t'_2$, рассчитывается по (П.2.30).

Энтальпия пара на входе в ВК:

$$h_{\text{ВХ}} = \text{Если}(x_{\text{ВХ}} > 1; f(t_{\text{ВХ}}; p_k); f(p_k; x_{\text{ВХ}})), \text{ кДж/кг}. \quad (\text{П.2.23})$$

Энтальпия пара ОРТ на выходе из ВК:

$$h_{\text{ВЫХ}} = f(\text{ОРТ}, p_k; x_{\text{ВЫХ}}), \text{ кДж/кг}. \quad (\text{П.2.24})$$

Тепловой баланс секции ВК:

$$Q_{\text{СК}} = G_1 \cdot (h_{\text{ВХ}} - h_{\text{ВЫХ}}), \text{ кВт}. \quad (\text{П.2.25})$$

Глубина прогрева воздуха секции ВК:

$$\Delta t_2 = Q_{\text{СК}} / G_2 \cdot c_2, \text{ }^\circ\text{С}. \quad (\text{П.2.26})$$

Температура воздуха на выходе из ВК:

$$t'_2 = t_{\text{ОВ}} + \Delta t_2, \text{ }^\circ\text{С}. \quad (\text{П.2.27})$$

Теоретическая разность температур:

$$\theta_{\text{ТЕОР}} = t_k - t'_2, \text{ }^\circ\text{С}. \quad (\text{П.2.28})$$

Расчетная разность температур:

$$\theta_{\text{РАСЧ}} = (t_k - t_{\text{ОВ}}) \cdot e^{(-K \cdot F / c_2 \cdot G_2 \cdot 1000)}, \text{ }^\circ\text{С}, \quad (\text{П.2.29})$$

где K – коэффициент теплопередачи, определяется по (П.2.64), $\text{кДж/кг} \cdot \text{К}$.

Погрешность определения $t_k - t'_2$:

$$\Delta\theta = |\theta_{\text{ТЕОР}} - \theta_{\text{РАСЧ}}|, \text{ }^\circ\text{С}, \quad (\text{П.2.30})$$

если $\Delta\theta \geq 0,1$ $^\circ\text{С}$, расчет уточняется.

Логарифмическая разность температур:

$$\Delta t_{\text{Л}} = (t'_2 - t_{\text{ОВ}}) / \text{LN}((t_k - t_{\text{ОВ}}) / (t_k - t'_2)), \text{ }^\circ\text{С}. \quad (\text{П.2.31})$$

Определяющая температура охлаждающего воздуха:

$$t_{\text{ОПР}} = (t'_2 + t_{\text{ОВ}}) / 2, \text{ }^\circ\text{С}. \quad (\text{П.2.32})$$

Теплофизические свойства воздуха рассчитываются по определяющей температуре $t_{\text{ОПР}}$:

Энтальпия охлаждающего воздуха:

$$h_{\text{ОПР}} = f(\text{air}; t_{\text{ОПР}}; p_{\text{Б}}), \text{ кДж/кг}. \quad (\text{П.2.33})$$

Удельная теплоемкость охлаждающего воздуха:

$$c_{\text{ОПР}} = f(\text{air}; t_{\text{ОПР}}; p_{\text{Б}}), \text{ кДж/кг} \cdot \text{К}. \quad (\text{П.2.34})$$

Коэффициент теплопроводности охлаждающего воздуха:

$$\lambda_{\text{ОПР}} = f(\text{air}; t_{\text{ОПР}}; p_{\text{Б}}) \cdot 10^{-3}, \text{ Вт/м} \cdot \text{К}. \quad (\text{П.2.35})$$

Плотность охлаждающего воздуха:

$$\rho_{\text{ОПР}} = f(\text{air}; t_{\text{ОПР}}; p_{\text{Б}}), \text{ кг/м}^3. \quad (\text{П.2.36})$$

Динамическая вязкость охлаждающего воздуха:

$$\mu_{\text{ОПР}} = f(\text{air}; t_{\text{ОПР}}; p_{\text{Б}}) \cdot 10^{-6}, \text{ Па} \cdot \text{с}. \quad (\text{П.2.37})$$

Коэффициент кинематической вязкости охлаждающего воздуха:

$$\nu_{\text{ОПР}} = \mu_{\text{ОПР}} / \rho_{\text{ОПР}}, \text{ м}^2/\text{с}. \quad (\text{П.2.38})$$

Число Прандтля охлаждающего воздуха:

$$Pr_{OПР} = f(air; t_{OПР}; p_B). \quad (П.2.39)$$

Средняя скорость охлаждающего воздуха в ВК:

$$[\omega_2] = \omega_2 \cdot (t_{OПР} + 273,15) / (t_{ОВ} + 273,15), \text{ м/с}. \quad (П.2.40)$$

Гидравлический диаметр:

$$d_{\Gamma} = 2 \cdot [s \cdot (S_1 - \Delta) - 2 \cdot \Delta \cdot h] / (2 \cdot h + s), \text{ м}. \quad (П.2.41)$$

Число Re для воздуха:

$$Re_2 = [\omega_2] \cdot d_{\Gamma} / \nu_{OПР}. \quad (П.2.42)$$

Коэффициент C_q , учитывающий влияние сжатия потока на теплообмен:

$$C_q = (1,36 - th(\chi))(1,1/\psi + 8 - 0,014). \quad (П.2.43)$$

Коэффициент C_Z , учитывающий влияние числа поперечных рядов труб z_2 на теплообмен.

Для шахматных пакетов при $\sigma_1/\sigma_2 < 2$ и $z_2 < 8$:

$$C_Z = 3,15 \cdot z_2^{0,05} - 2,5. \quad (П.2.44)$$

Показатель степени:

$$m = 0,7 + 0,08 \cdot th(\chi) + 0,005\psi. \quad (П.2.45)$$

Число Нуссельта для охлаждающего воздуха:

$$Nu_2 = 1,13 \cdot C_Z \cdot C_q \cdot Re_2^m \cdot Pr_{OПР}^{0,33}, \quad (П.2.46)$$

по данным [184] погрешность определения составляет 10 %.

Среднеповерхностный конвективный коэффициент теплоотдачи:

$$\alpha_2 = Nu_2 \cdot \lambda_{OПР} / d_{\Gamma}, \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{К}. \quad (П.2.47)$$

Параметр:

$$\beta = \sqrt{(2 \cdot \alpha_2)} / (\lambda_{p6} \cdot \delta_p). \quad (П.2.48)$$

Поправка, учитывающая степень влияния неравномерности теплоотдачи по поверхности ребра:

$$\Psi_E = 1 - 0,016(D/d_0 - 1)[1 + th(2\beta h - 1)]. \quad (П.2.49)$$

Границы применимости уравнения:

$$D/d = 1,1 \div 4,0; \beta h = 0,1 \div 4,0. \quad (П.2.50)$$

Условная высота ребра при $D/d \leq 3$ и $\beta h \leq 2$:

$$h'' = \left(h + \frac{\delta_p}{2} \right) \left[1 + \left(0,191 + 0,054 \frac{D}{d} \right) \ln \frac{D}{d} \right], \text{ м}. \quad (П.2.51)$$

Коэффициент теоретической эффективности ребра:

$$E = th(\beta \cdot h'') / \beta \cdot h''. \quad (П.2.52)$$

Приведенный коэффициент теплоотдачи:

$$\alpha_{пр} = \alpha_2 \left(\frac{f_p}{f_1} E \cdot \Psi_E + \frac{f_{тр}}{f_1} \right), \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}. \quad (П.2.53)$$

Определение тепловых физических параметров теплоносителя:

Плотность пара теплоносителя:

$$\rho_{\Pi} = f(OPT; t_k), \text{ кг/м}^3. \quad (П.2.54)$$

Удельная теплоемкость конденсата OPT:

$$c_{p(KH)} = f(OPT; t_k), \text{ кДж/кг} \cdot \text{К}. \quad (П.2.55)$$

Коэффициент теплопроводности конденсата OPT:

$$\lambda_{KH} = f(OPT; t_k) \cdot 10^{-3}, \text{ Вт/м} \cdot \text{К}. \quad (П.2.56)$$

Плотность конденсата OPT:

$$\rho_{KH} = f(OPT; t_k), \text{ кг/м}^3. \quad (П.2.57)$$

Число Прандтля для конденсата ОРТ:

$$Pr_{KH} = f(ORT; t_k). \quad (П.2.58)$$

Динамическая вязкость конденсата ОРТ:

$$\mu_{KH} = f(ORT; t_k) \cdot 10^{-6}, \text{ Па} \cdot \text{с}. \quad (П.2.59)$$

Коэффициент кинематической вязкости ОРТ:

$$\nu_{KH} = \mu_{KH} / \rho_{KH}, \text{ м}^2/\text{с}. \quad (П.2.60)$$

Скорость конденсата:

$$\omega_{1KH} = G_1 / (\rho_{KH} \cdot N_{АП} \cdot \pi \cdot d_1^2 / 4), \text{ м/с}. \quad (П.2.61)$$

Число Re для конденсата ОРТ:

$$Re_1 = \omega_{1KH} \cdot d_1 / \nu_{KH}. \quad (П.2.62)$$

Критерий Нуссельта в зависимости от полноты конденсации:

$$Nu_{ОРТ} = C_{Nu} \cdot Re^{0.8} \cdot Pr^{0.43} \cdot 0,5 \left[\sqrt{1 + (1 - x_{ВЫХ}) \cdot \left(\frac{\rho_{KH}}{\rho_{П}} - 1 \right)} + \sqrt{1 + x_{ВЫХ} \cdot \left(\frac{\rho_{KH}}{\rho_{П}} - 1 \right)} \right], \quad (П.2.63)$$

по данным [190] погрешность определения составляет не более 5-10 %, где C_{Nu} – коэффициент, зависящий от материала труб: для стальных – 0,024, для латунных – 0,026, для медных – 0,032.

Коэффициент теплоотдачи теплоноситель-стенка:

$$\alpha_1 = Nu_X \cdot \lambda_{KH} / d_1, \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{К}. \quad (П.2.64)$$

Уравнение теплопередачи для ВК:

$$\frac{1}{K} = \frac{1}{\alpha_{ПР}} + \left(R_{ТК} + R_{СТ} + R_{ОТЛ} \frac{d}{D} + \frac{d}{2\lambda_{ТР}} \text{LN} \left(\frac{d}{d_1} \right) + \frac{1}{\alpha_{П}} \cdot \frac{d}{d_1} \right) \cdot \varphi. \quad (П.2.65)$$

Коэффициент теплосъема:

$$\varepsilon = Q / (L \cdot B \cdot (t_k - t_{ОВ})). \quad (П.2.66)$$

Коэффициент, учитывающий количество труб вдоль потока воздуха:

$$C_Z = 0,0006 \cdot z^4 - 0,0166 \cdot z^3 + 0,1661 \cdot z^2 - 0,758 \cdot z + 2,5989. \quad (П.2.67)$$

Число ребер по трубкам аппарата:

$$n_{РБ} = (L / (\Delta + s) + 1) \cdot N_{АП}. \quad (П.2.68)$$

Приведенный диаметр:

$$d^* = \left[\frac{1}{\varphi} d + \frac{\varphi - 1}{\varphi} \sqrt{\frac{F}{2n_{РБ}}} \right] \cdot 10^{-3}, \text{ м}. \quad (П.2.69)$$

Безразмерный комплекс:

$$Eu = 5,4 \left(\frac{d^*}{d_T} \right)^{0,3} \cdot Re_2^{-0,25} \cdot C_Z, \quad (П.2.70)$$

погрешность определения критерия в соответствии с [140] составляет 20 % и справедливо для $Re = (1,5 \div 180) \cdot 10^3$.

Расчет характеристик дутьевых вентиляторов:

Объемный расход воздуха в час:

$$V_{\text{ч}} = V \cdot 3,6, \text{ м}^3 \cdot 10^3/\text{ч}. \quad (П.2.71)$$

Аэродинамическое сопротивление пучка труб:

$$\Delta p_2 = z \cdot Eu \cdot \rho_2 \cdot \omega_2^2 \cdot 10^{-3}, \text{ кПа}. \quad (П.2.72)$$

Мощность на валу дутьевых вентиляторов:

$$N_{\text{ДВ}} = \Delta p_2 \cdot V_2 / \eta_{\text{В}}, \text{ кВт.} \quad (\text{П.2.73})$$

Мощность электродвигателя дутьевых вентиляторов:

$$N_{\text{ЭЛ}} = N_{\text{ДВ}} / (\eta_{\text{П}} \cdot \eta_{\text{ЭЛ}}), \text{ кВт.} \quad (\text{П.2.74})$$

Мощность привода дутьевых вентиляторов:

$$N_{\text{П}} = k_{\text{ДВ}} \cdot N_{\text{ЭЛ}}, \text{ кВт.} \quad (\text{П.2.75})$$

Количество секций в ВК:

$$Z = G / G_1. \quad (\text{П.2.76})$$

Расчет массы труб одной секции без ребер:

$$M_{\text{ТР}_C} = \rho_{\text{ТР}} \cdot N_{\text{АП}} \cdot L \cdot \pi \cdot (d_0^2 - d_1^2) / 4, \text{ кг.} \quad (\text{П.2.77})$$

Масса ребер секции:

$$M_{\text{Р}_C} = \rho_{\text{Р}} \cdot N_{\text{АП}} \cdot N_{\text{РБ}} \cdot \pi \cdot (D^2 - d_0^2) / 4, \text{ кг.} \quad (\text{П.2.78})$$

Общая масса труб с ребрами секции:

$$M_{\text{О}_\text{ТР}} = M_{\text{ТР}_C} + M_{\text{Р}_C}, \text{ кг.} \quad (\text{П.2.79})$$

Масса одной секции:

$$M_{\text{О}_C} = M_{\text{О}_\text{ТР}} / k_{\text{М}_C}, \text{ кг.} \quad (\text{П.2.80})$$

Масса ВК:

$$M_{\text{ВКУ}} = M_{\text{О}_C} \cdot Z \cdot 10^{-3}, \text{ кг.} \quad (\text{П.2.81})$$

ПРИЛОЖЕНИЕ 3. Методика расчета комплекса ПГУ-ВК

Тепло, подведенное в КС ГТУ:

$$Q_{\text{ПГУ}} = N_{\text{э}} / (\eta_{\text{э}}^{\text{ГТУ}} \cdot 0,01), \text{ МВт.} \quad (\text{П.3.1.1})$$

По составу газа составляется функция состава газа для определения его параметров:

$$c_{\text{Г}} = f(\text{CH}_4; \%; \text{CO}; \%; \text{C}_2\text{H}_6; \%; \text{C}_3\text{H}_8; \%). \quad (\text{П.3.1.2})$$

Плотность газа рассчитывается по составу и давлению газа:

$$\rho_{\text{Г}} = f(c_{\text{Г}}; p_{\text{Г}}), \text{ кг/м}^3. \quad (\text{П.3.1.3})$$

Низшая теплота сгорания смеси газа определяется по компонентному составу низшей теплоты сгорания составляющих:

$$Q_{\text{Н. П.Г.}}^{\text{P}} = Q_{\text{Н. CH}_4}^{\text{P}} \cdot c_{\text{Г. CH}_4} + Q_{\text{Н. C}_2\text{H}_6}^{\text{P}} \cdot c_{\text{Г. C}_2\text{H}_6} + Q_{\text{Н. C}_3\text{H}_8}^{\text{P}} \cdot c_{\text{Г. C}_3\text{H}_8} + Q_{\text{Н. CO}}^{\text{P}} \cdot c_{\text{Г. CO}}, \text{ МДж/м}^3. \quad (\text{П.3.1.4})$$

Далее определяются параметры воздуха, поступающего в компрессор.

Определение предельного значения давления воды при температуре окружающего воздуха зависит от температуры окружающего воздуха:

$$p_{\text{ПР.ВХ}} = \text{Если}(t_{\text{ОКР.В.}} > 0,1; f(\text{water}; t_{\text{ОКР.В.}}); f(\text{water}; t_{\text{ОКР.В.}} = 0^\circ\text{C})). \quad (\text{П.3.1.5})$$

Массовое влагосодержание воздуха:

$$d_{\text{ВХ}} = f(\text{water}, \phi_{\text{ВХ}}, p_{\text{ПР.ВХ}}, \text{air}, p_{\text{ВХ}}), \text{ кг/кг.} \quad (\text{П.3.1.6})$$

На основе массового влагосодержания воздуха определяем мольное влагосодержание:

$$x_{\text{ВЛАГ}} = f(\text{MM}_{\text{AIR}} \cdot d_{\text{ВХ}} / \text{MM}_{\text{WATER}}). \quad (\text{П.3.1.7})$$

Определяем состав входящего в компрессор воздуха при заданной температуре и определенном влагосодержании:

$$c_{\text{ОКР.В.}} = f(N_2, x_{N_2}; \text{Ar}, x_{\text{AR}}; \text{O}_2, x_{\text{O}_2}; \text{water}, x_{\text{ВЛАГ}}). \quad (\text{П.3.1.8})$$

Далее определяются параметры воздуха на входе в компрессор и на выходе из камеры сгорания:

$$h_1 = f(c_{\text{ОКР.В.}}; p_{\text{ОКР.В.}}, t_{\text{ОКР.В.}}), \text{ кДж/кг,} \quad (\text{П.3.1.9a})$$

$$s_1 = f(c_{\text{ОКР.В.}}; p_{\text{ОКР.В.}}, t_{\text{ОКР.В.}}), \text{ кДж/кг} \cdot \text{К,} \quad (\text{П.3.1.9б})$$

$$h_{3\text{AIR}} = f(c_{\text{ОКР.В.}}; p_{\text{ОКР.В.}}, \theta_{\text{ГТУ}}^{\text{ВХ}}), \text{ кДж/кг,} \quad (\text{П.3.1.9в})$$

По степени повышения давления, определяется давление воздуха на выходе из компрессора:

$$p_2 = p_{\text{ОКР.В.}} \cdot \pi_{\text{К}}, \text{ МПа.} \quad (\text{П.3.1.10})$$

По известному давлению на выходе, энтропию на входе и внутренний относительный КПД, определяются параметры воздуха на выходе из компрессора:

$$t_2 = f(p_2; s_1; \eta_{\text{oi}}^{\text{К}}), \text{ }^\circ\text{C;} \quad (\text{П.3.1.11a})$$

$$h_2 = f(p_2; s_1; \eta_{\text{oi}}^{\text{К}}), \text{ кДж/кг;} \quad (\text{П.3.1.11б})$$

$$s_2 = f(t_2; p_2; \eta_{\text{oi}}^{\text{К}}), \text{ кДж/кг} \cdot \text{ }^\circ\text{C.} \quad (\text{П.3.1.11в})$$

По исходному составу и параметрам воздуха на входе в компрессор определяются мольные доли отдельных элементов: кислорода, диоксида азота, водорода и влаги.

Рассчитывается теоретическое количество воздуха, необходимое для полного сгорания топлива при нормальных условиях:

$$V_0 = 0,0476 \cdot (0,5 \cdot \text{CO} + 0,5 \cdot \text{H}_2 + 1,5 \cdot \text{H}_2\text{S} + 2 \cdot \text{CH}_4 + 3,5 \cdot \text{C}_2\text{H}_6 + 5 \cdot \text{C}_3\text{H}_8 - \text{O}_2), \text{ м}^3/\text{м}^3. \quad (\text{П.3.1.12})$$

Теоретическая масса воздуха:

$$L_0 = \text{MM}_{\text{AIR}} \cdot V_0 / \text{MM}_{\text{сГ}}, \text{ м}^3/\text{м}^3, \quad (\text{П.3.1.13})$$

где $\text{MM}_{\text{сГ}}$ – молярная масса смеси воздуха и продуктов сгорания.

По теоретическому количеству воздуха и мольному содержанию, рассчитываются теоретически необходимые объемы отдельных элементов при сгорании 1 м³ топлива:

$$V_0^{\text{CO}_2}, V_0^{\text{H}_2\text{O}}, V_0^{\text{N}_2}, V_0^{\text{AR}}, V_{\text{H}_2\text{O}}, \text{ м}^3/\text{м}^3. \quad (\text{П.3.1.14})$$

На основе найденных параметров воздуха и газа получен количественный состав смеси воздуха и продуктов сгорания:

$$c_{п.с.} = f\{N_2; Ar; O_2; H_2O; CO_2\}. \quad (П.3.1.15)$$

Абсолютную энтальпию выхлопных газов ГТУ находим, по составу, температуре и давлению в точке входа в КУ:

$$I_{ВХ}^{КУ} = f(c_{п.с.}; \theta_{ГТУ}^{ВЫХ}; p_{п.с.}), \text{ кДж/кг}. \quad (П.3.1.16)$$

Для водо-паровой части КУ исходные данные следующие:

Температура острого пара из технических условий ГТУ находится из соотношения:

$$t_{0П} = \theta_{ГТУ}^{ВЫХ} - \delta t_{ПЕ}, \text{ } ^\circ\text{C}. \quad (П.3.1.17)$$

Давление, энтальпия и энтропия свежего водяного пара после группы СРК:

$$p_{00П} = p_{0П} \cdot k_{p0П}, \text{ МПа}, \quad (П.3.1.18а)$$

$$h_{0П} = f(\text{water}; t_{0П}; p_{00П}), \text{ кДж/кг}, \quad (П.3.1.18б)$$

$$s_{00П} = f(\text{water}; t_{0П}; p_{00П}), \text{ кДж/кг} \cdot ^\circ\text{C}. \quad (П.3.1.18в)$$

По параметрам водяного пара на входе в паровую турбину, определяется энтальпия в конце теоретического (изоэнтروпийного) расширения пара в ЦВД, которая зависит от энтропии в начале процесса расширения и конечного давления ЦВД:

$$h_{кт}^{ЦВД} = f(\text{water}; p_k^{ЦВД}; s_{00П}), \text{ кДж/кг}. \quad (П.3.1.19)$$

Располагаемый теплоперепад ЦВД:

$$H_0^{ЦВД} = h_{0П} - h_{кт}^{ЦВД}, \text{ кДж/кг}. \quad (П.3.1.20)$$

Проводится расчет внутреннего относительного КПД для ЦВД.

Определяются удельные объемы водяного пара на входе и выходе из ЦВД и рассчитывается средний удельный объем.

$$v_{00П} = f(\text{water}; t_{0П}; p_{00П}), \text{ м}^3/\text{кг}; \quad (П.3.1.21а)$$

$$v_{кт}^{ЦВД} = f(\text{water}; p_k^{ЦВД}; s_{00П}), \text{ м}^3/\text{кг}; \quad (П.3.1.21б)$$

$$v_{ср}^{ЦВД} = \sqrt{v_{00П} \cdot v_{кт}^{ЦВД}}, \text{ м}^3/\text{кг}. \quad (П.3.1.21в)$$

Внутренний относительный КПД проточной части ЦВД для перегретого водяного пара:

$$\eta_{oi}^{ЦВД(ПП)} = [0,92 - 0,2/D_0^{ЦВД}][1 + (H_0^{ЦВД} - 700)/20000], \quad (П.3.1.22)$$

где $D_0^{ЦВД}$ – расход водяного пара идущего КУ на ЦВД, величина неизвестная. Поэтому далее расчет ведется итерационным способом. Для первой итерации задается значение данного расхода, производится расчет до того момента, в котором определяется данный параметр, при этом если расхождение величин полученных в последней и предыдущей итерациях больше 0,5%, и расчет уточняется.

Для более точного определения процесса расширения водяного пара в ЦВД необходимо рассчитать значение внутреннего относительного КПД при расширении как перегретого, так и влажного водяного пара:

$$\eta_{oi}^{ЦВД} = \eta_{oi}^{ЦВД(ПП)} \cdot k_{вЛ}^{ЦВД}, \text{ кДж/кг}, \quad (П.3.1.23)$$

где $k_{вЛ}^{ЦВД}$ – коэффициент влажности, учитывающий потери, характерные при расширении водяного пара в проточной части:

$$k_{вЛ}^{ЦВД} = 1 - 0,4(1 - y_k^{ЦВД}), \quad (П.3.1.24)$$

где $y_k^{ЦВД}$ – степень влажности водяного пара на выходе из ЦВД, для первого приближения задается значение $y_k^{ЦВД} = y_{кт}^{ЦВД}$, далее рассчитывается по:

$$y_k^{ЦВД} = [(s''_k)^{ЦВД} - s_k^{ЦВД}] / [(s''_k)^{ЦВД} - (s'_k)^{ЦВД}], \quad (П.3.1.25)$$

где $(s''_k)^{ЦВД}$ – энтропия насыщенного водяного пара при давлении $p_k^{ЦВД}$, $(s'_k)^{ЦВД}$ – энтропия насыщенной воды при давлении $p_k^{ЦВД}$, $s_k^{ЦВД}$ – энтропия пара на выходе из ЦВД при давлении $p_k^{ЦВД}$.

Для первого приближения (итерации) для $y_{kt}^{ЦВД}$ вместо $s_k^{ЦВД}$ принимаем $s_{kt}^{ЦВД}$:

$$y_k^{ЦВД} = [(s_k^{ЦВД} - s_{kt}^{ЦВД}) / (s_k^{ЦВД} - (s_k')^{ЦВД})]. \quad (П.3.1.26)$$

Действительный теплоперепад водяного пара в ЦВД, учитывающий потери от влажности в проточной части:

$$H_i^{ЦВД} = H_0^{ЦВД} \cdot \eta_{oi}^{ЦВД}, \text{ кДж/кг}. \quad (П.3.1.27)$$

По найденному действительному теплоперепаду, находим параметры в конце реального процесса расширения водяного пара в проточной части ЦВД – энтальпию, энтропию и температуру:

$$h_k^{ЦВД} = h_{0П} - H_i^{ЦВД}, \text{ кДж/кг}, \quad (П.3.1.28a)$$

$$s_k^{ЦВД} = f(\text{water}; p_k^{ЦВД}; h_k^{ЦВД}), \text{ кДж/кг} \cdot ^\circ\text{C}. \quad (П.3.1.28б)$$

Реальные процессы необратимы, т.е. протекают с увеличением энтропии, поэтому:

$$s_k^{ЦВД} > s_{00П}. \quad (П.3.1.29)$$

Температура водяного пара в конце процесса расширения в ЦВД:

$$t_k^{ЦВД} = f(\text{water}; p_k^{ЦВД}; h_k^{ЦВД}), ^\circ\text{C}. \quad (П.3.1.30)$$

Данная температура соответствует состоянию влажного пара, поэтому равняется температуре насыщения при данном давлении – $(t_k^S)^{ЦВД}$. Поэтому перегрева пара после ЦВД ПТ отсутствует.

Электрическая мощность ЦВД:

$$N_{\varepsilon}^{ЦВД} = D_0^{ЦВД} \cdot H_i^{ЦВД} \cdot \eta_{\varepsilon\text{М}} \cdot 10^{-3}, \text{ МВт}, \quad (П.3.1.31)$$

где $D_0^{ЦВД}$ – расход водяного пара на ЦВД ПТ, для первого приближения принимается согласно (П.3.1.22).

Водяной пар при расширении в проточной части производит работу на валу ЦВД и расширяется до давления $p_k^{ЦВД}$ и направляется в ИОРТ, где отдает тепло ОРТ.

Давление водяного пара определяется с учетом потерь на трение по данному тракту:

$$p_{ВП}^{ИОРТ} = p_k^{ЦВД} \cdot k_p, \text{ МПа}. \quad (П.3.1.32)$$

Температура насыщения водяного пара при давлении в ИОРТ:

$$t_s^{ИОРТ} = f(\text{water}; p_{ВП}^{ИОРТ}), ^\circ\text{C}. \quad (П.3.1.33)$$

Энтальпия насыщения водяного пара при давлении в ИОРТ:

$$(h'_B)^{ИОРТ} = f'(\text{water}; p_{ВП}^{ИОРТ}), \text{ кДж/кг}. \quad (П.3.1.34)$$

Значение давления воды после КН₁ учитывает потери в тракте контура ВД КУ:

$$p_{КН1} = p_{ВП}^{ИОРТ} \cdot k_{КН}, \text{ МПа}. \quad (П.3.1.35)$$

Для определения величины подогрева конденсата находим средние величины давления и удельного объема в КН₁:

$$p_{КН1}^* = (p_{КН1} + p_{ВП}^{ИОРТ}) / 2, \text{ МПа}, \quad (П.3.1.36a)$$

$$v_{КН1}^* = f(\text{water}; t_s^{ИОРТ}; p_{КН1}^*), \text{ м}^3/\text{кг}. \quad (П.3.1.36б)$$

Повышение энтальпии в КН₁ определяется исходя из зависимости:

$$\Delta h_{КН1} = [(p_{КН1} - p_{ВП}^{ИОРТ}) \cdot v_{КН1}^* \cdot 10^3] / \eta_{КН1}, \text{ кДж/кг}. \quad (П.3.1.37)$$

Поэтому энтальпия и температура воды после конденсатного насоса на входе в экономайзер высокого давления будут соответственно:

$$h_{ВХ}^{\varepsilon\text{к1}} = (h'_B)^{ИОРТ} + \Delta h_{КН1}, \text{ кДж/кг}, \quad (П.3.1.38a)$$

$$t_{ВХ}^{\varepsilon\text{к1}} = f(\text{water}; p_{КН1}; h_{ВХ}^{\varepsilon\text{к1}}), ^\circ\text{C}. \quad (П.3.1.38б)$$

Давление водяного пара в испарителе с учетом потерь в тракте И-ПП КУ:

$$p_S^И = p_{0П} \cdot k_{И}, \text{ МПа}. \quad (П.3.1.39)$$

Давлению в испарителе соответствуют следующие параметры насыщения воды и водяного пара:

энтальпия насыщенного пара:

$$(h''_B)^I = f''(\text{water}; p_S^I), \text{ кДж/кг}, \quad (\text{П.3.1.40a})$$

энтальпия конденсата:

$$(h'_B)^I = f'(\text{water}; p_S^I), \text{ кДж/кг}, \quad (\text{П.3.1.40б})$$

температура конденсации:

$$t_S^I = f''(\text{water}; p_S^I), \text{ }^\circ\text{C}. \quad (\text{П.3.1.40в})$$

По температуре насыщения, определяется температура и энтальпия газов на холодном конце испарителя КУ:

$$\theta_I = t_S^I + \delta t_{II}, \text{ }^\circ\text{C}, \quad (\text{П.3.1.41a})$$

$$I_I = f(c_{п.с}; \theta_I; p_{п.с}), \text{ кДж/кг}. \quad (\text{П.3.1.41б})$$

Расход водяного пара в ЦВД:

$$D_0^{\text{ЦВД}} = G_{\Gamma} \cdot (I_{\text{ВХ}}^{\text{КУ}} - I_I) / (h_{0П} - (h'_B)^I), \text{ кг/с}. \quad (\text{П.3.1.42})$$

Полученное значение расхода пара в (П.3.1.42) сравниваем с принятым в (П.3.1.22), если погрешность расхождения более 0,5%, уточняем расчет.

Находим тепловые мощности КУ и его отдельных поверхностей нагрева.

Тепло, воспринятое водяным паром в пароперегревателе КУ:

$$Q_{\text{ПП}}^{\text{КУ}} = D_0^{\text{ЦВД}} \cdot (h_{0П} - (h''_B)^I) / 10^3, \text{ МВт}. \quad (\text{П.3.1.43})$$

Тепло, воспринятое водяным паром в испарителе КУ:

$$Q_I^{\text{КУ}} = D_0^{\text{ЦВД}} \cdot ((h''_B)^I - (h'_B)^I) / 10^3, \text{ МВт}. \quad (\text{П.3.1.44})$$

Тепло, воспринятое водой в экономайзере высокого давления КУ:

$$Q_{\text{ЭК1}}^{\text{КУ}} = D_0^{\text{ЦВД}} \cdot [(h'_B)^I - h_{\text{ВХ}}^{\text{ЭК1}}] / 10^3, \text{ МВт}. \quad (\text{П.3.1.45})$$

Суммарное тепло, воспринятое водой и водяным паром в КУ:

$$\Sigma Q_{\text{ВП}}^{\text{КУ}} = Q_{\text{ПП}}^{\text{КУ}} + Q_I^{\text{КУ}} + Q_{\text{ЭК1}}^{\text{КУ}}, \text{ МВт}. \quad (\text{П.3.1.46})$$

Энтальпия и температура выхлопных газов ГТУ за пароперегревателем КУ:

$$I_{\text{ПП}} = I_{\text{ВХ}}^{\text{КУ}} - Q_{\text{ПП}}^{\text{КУ}} \cdot 10^3, \text{ кДж/кг}, \quad (\text{П.3.1.47a})$$

$$\theta_{\text{ПП}} = f(c_{п.с}; p_{п.с}; I_{\text{ПП}}), \text{ }^\circ\text{C}. \quad (\text{П.3.1.47б})$$

Энтальпия и температура выхлопных газов ГТУ за экономайзером высокого давления КУ:

$$I_{\text{ЭК1}} = I_I - Q_{\text{ЭК1}}^{\text{КУ}} \cdot 10^3, \text{ кДж/кг}, \quad (\text{П.3.1.48a})$$

$$\theta_{\text{ЭК1}} = f(c_{п.с}; p_{п.с}; I_{\text{ЭК1}}), \text{ }^\circ\text{C}. \quad (\text{П.3.1.48б})$$

Тепло, подведенное в КУ от выхлопных газов ГТУ к водяному пару:

$$(Q_{\Gamma}^{\text{ВП}})^{\text{КУ}} = G_{\Gamma} \cdot (I_{\text{ВХ}}^{\text{КУ}} - I_{\text{ЭК1}}) / 10^3, \text{ МВт}. \quad (\text{П.3.1.49})$$

Тепло, воспринятое водяным паром в КУ от выхлопных газов ГТУ:

$$Q_{\text{ВП}}^{\text{КУ}} = D_0^{\text{ЦВД}} \cdot (h_{0П} - h_{\text{ВХ}}^{\text{ЭК1}}) / 10^3, \text{ МВт}. \quad (\text{П.3.1.50})$$

Мощность конденсатного насоса контура высокого давления определяется с учетом повышения энтальпии воды:

$$N_{\text{КН1}} = D_0^{\text{ЦВД}} \cdot \Delta h_{\text{КН1}} / 10^3, \text{ МВт}. \quad (\text{П.3.1.51})$$

Далее расчет ведется для части ПТУ, работающей на ОРТ.

$$\text{Выбирается тип ОРТ}. \quad (\text{П.3.1.52})$$

Заданному температурному напору соответствует температура, давление и энтальпии насыщения жидкости и пара ОРТ в $I_{\text{ОРТ}}$:

$$(t_S^{\text{ОРТ}})^{\text{ИОРТ}} = t_S^{\text{ИОРТ}} - \delta t_{\text{ИОРТ}}, \text{ }^\circ\text{C}, \quad (\text{П.3.1.53a})$$

$$p_S^{\text{ИОРТ}} = f''(\text{ОРТ}; (t_S^{\text{ОРТ}})^{\text{ИОРТ}}), \text{ МПа}, \quad (\text{П.3.1.53б})$$

$$(h''^{\text{ОРТ}})^{\text{ИОРТ}} = f''(\text{ОРТ}; p_S^{\text{ИОРТ}}), \text{ кДж/кг}, \quad (\text{П.3.1.53в})$$

$$(h'^{\text{ОРТ}})^{\text{ИОРТ}} = f'(\text{ОРТ}; p_S^{\text{ИОРТ}}), \text{ кДж/кг}. \quad (\text{П.3.1.53г})$$

С учетом потерь давления, находится давление ОРТ перед ЦНД:

$$p_0^{\text{ОРТ}} = p_s^{\text{ИОРТ}} \cdot k_p^{\text{ОРТ}}, \text{ МПа.} \quad (\text{П.3.1.54})$$

Давление за ПН₂:

$$p_{\text{ПН2}} = p_0^{\text{ОРТ}} \cdot k_{\text{ПН}}, \text{ МПа.} \quad (\text{П.3.1.55})$$

Начальная температура ОРТ расширения пара в ЦНД ПТ соответствует температуре насыщения в ОРТ:

$$t_0^{\text{ОРТ}} = (t_s^{\text{ОРТ}})^{\text{ИОРТ}}, \text{ } ^\circ\text{C.} \quad (\text{П.3.1.56})$$

Начальной температуре и давлению соответствуют параметры насыщения в ИОРТ:

$$h_0^{\text{ОРТ}} = (h^{\text{//ОРТ}})^{\text{ИОРТ}}, \text{ кДж/кг,} \quad (\text{П.3.1.57a})$$

$$s_0^{\text{ОРТ}} = f^{\text{'}}((t_s^{\text{ОРТ}})^{\text{ИОРТ}}), \text{ кДж/кг} \cdot ^\circ\text{C.} \quad (\text{П.3.1.57б})$$

Температура конденсации ОРТ определяется по (П.3.2.19) t_k , $^\circ\text{C}$.

Одним из существенных преимуществ использования ОРТ для реализации низкопотенциальной части тепла является ВК, которые позволяют отводить тепло в цикле ОРТ в зоне более низких температур. При этом решен ряд проблем эксплуатации ВК: проблема обмерзания трубок – ОРТ имеют температуру кристаллизации намного ниже чем у воды, проблема больших габаритов. Удельный объем пара ОРТ меньше воды, поэтому площадь поверхности теплообмена ВК меньше, следовательно ниже затраты на установку и проще эксплуатация и обслуживание.

Температуре конденсации ОРТ соответствует параметры: давление конденсации и энтальпии насыщения жидкости и пара ОРТ:

$$p_k^{\text{ОРТ}} = f(\text{ОРТ}; t_k), \text{ МПа,} \quad (\text{П.3.1.58a})$$

$$(h_k^{\text{'}})^{\text{ОРТ}} = f^{\text{'}}(\text{ОРТ}; p_k^{\text{ОРТ}}), \text{ кДж/кг,} \quad (\text{П.3.1.58б})$$

$$(h_k^{\text{'/'}})^{\text{ОРТ}} = f^{\text{'/'}}(\text{ОРТ}; p_k^{\text{ОРТ}}), \text{ кДж/кг.} \quad (\text{П.3.1.58в})$$

Давление пара ОРТ за ЦНД:

$$p_{\text{кПТ}}^{\text{ОРТ}} = p_k^{\text{ОРТ}} \cdot k_{\text{ОП}}, \text{ МПа.} \quad (\text{П.3.1.59})$$

Давлению соответствует энтальпия пара ОРТ в конце теоретического процесса расширения в ЦНД:

$$(h_{\text{кт}}^{\text{ПТ}})^{\text{ОРТ}} = f(\text{ОРТ}; p_k^{\text{ОРТ}}; s_0^{\text{ОРТ}}), \text{ кДж/кг.} \quad (\text{П.3.1.60})$$

По энтальпии ОРТ в конце теоретического расширения определяется располагаемый теплоперепад ЦНД:

$$H_0^{\text{ЦНД}} = h_0^{\text{ОРТ}} - (h_{\text{кт}}^{\text{ПТ}})^{\text{ОРТ}}, \text{ кДж/кг.} \quad (\text{П.3.1.61})$$

Особенностями ЦНД являются: малый теплоперепад, по сравнению с водяным паром и работа на перегретом паре ОРТ, нет потерь от влажности, т.к. весь процесс расширения идет с перегретым паром.

Значение внутреннего относительного КПД при работе на паре ОРТ:

$$\eta_{\text{oi}}^{\text{ЦНД}} = 0,87. \quad (\text{П.3.1.62})$$

Рассчитаем параметры действительного процесса расширения пара ОРТ в ЦНД: действительный теплоперепад:

$$H_i^{\text{ЦНД}} = H_0^{\text{ЦНД}} \cdot \eta_{\text{oi}}^{\text{ЦНД}}, \text{ кДж/кг,} \quad (\text{П.3.1.63a})$$

энтальпия ОРТ в конце процесса расширения:

$$(h_k^{\text{ПТ}})^{\text{ОРТ}} = h_0^{\text{ОРТ}} - H_i^{\text{ЦНД}}, \text{ кДж/кг,} \quad (\text{П.3.1.63б})$$

энтропия ОРТ в конце процесса расширения:

$$(s_k^{\text{ПТ}})^{\text{ОРТ}} = f(\text{ОРТ}; p_{\text{кПТ}}^{\text{ОРТ}}; (h_k^{\text{ПТ}})^{\text{ОРТ}}), \text{ кДж/кг} \cdot ^\circ\text{C,} \quad (\text{П.3.1.63в})$$

температура ОРТ в конце процесса расширения:

$$(t_k^{\text{ПТ}})^{\text{ОРТ}} = f(\text{ОРТ}; p_{\text{кПТ}}^{\text{ОРТ}}; (h_k^{\text{ПТ}})^{\text{ОРТ}}), \text{ } ^\circ\text{C.} \quad (\text{П.3.1.63г})$$

Рассчитывается энтропия, для определения состояния пара ОРТ на выходе из ПТ:

$$(s_k^{//\text{ПТ}})^{\text{ОРТ}} = f(\text{ОРТ}; p_{\text{кПТ}}^{\text{ОРТ}}), \text{ кДж/кг} \cdot ^\circ\text{С}. \quad (\text{П.3.1.64})$$

Перегрев пара ОРТ на выходе из ЦНД относительно температуры насыщения в ВК составляет:

$$\Delta t_{\text{ВК}}^{\text{ОРТ}} = (t_k^{\text{ПТ}})^{\text{ОРТ}} - t_k, ^\circ\text{С}. \quad (\text{П.3.1.65})$$

Рассчитывается повышение энтальпии в питательном насосе ОРТ. Задается значение температуры ОРТ на входе в экономайзер низкого давления: $t_{\text{ВХ}}^{\text{ЭК2}} = 60 ^\circ\text{С}$.

По данной температуре определяются следующие параметры:

давление насыщения в экономайзере низкого давления:

$$p_s^{\text{ЭК2}} = f(\text{ОРТ}; t_{\text{ВХ}}^{\text{ЭК2}}), \text{ МПа}, \quad (\text{П.3.1.66a})$$

энтальпия ОРТ на входе в экономайзер низкого давления:

$$h_{\text{ВХ}}^{\text{ЭК2}} = f(\text{ОРТ}; t_{\text{ВХ}}^{\text{ЭК2}}; p_{\text{ПН2}}), \text{ кДж/кг}. \quad (\text{П.3.1.66б})$$

Давление после питательного насоса контура низкого давления:

$$p_{\text{ПН2}} = k_{\text{ПН}} \cdot p_0^{\text{ОРТ}}, \text{ МПа}. \quad (\text{П.3.1.67})$$

Определяется среднее давление и удельный объем ОРТ в ПН₂:

среднее давление:

$$p_{\text{ПН2}}^{\text{ОРТ}*} = (p_{\text{ПН2}} + p_1^{\text{ОРТ}})/2, \text{ МПа}, \quad (\text{П.3.1.68a})$$

средний удельный объем:

$$v_{\text{ПН2}}^{\text{ОРТ}*} = f(\text{ОРТ}; t_k; p_{\text{ПН2}}^*), \text{ м}^3/\text{кг}. \quad (\text{П.3.1.68б})$$

Повышение энтальпии в ПН ОРТ:

$$\Delta h_{\text{ПН2}} = [(p_{\text{ПН2}} - p_1^{\text{ОРТ}}) \cdot v_{\text{ПН2}}^* \cdot 10^3] / \eta_{\text{КН}}, \text{ кДж/кг}. \quad (\text{П.3.1.69})$$

Далее ведем расчет для ОП.

Энтальпия жидкости ОРТ за ПН₂:

$$h_{\text{ПН2}} = h_{\text{ВХ}}^{\text{ЭК2}} + \Delta h_{\text{ПН2}}, \text{ кДж/кг}. \quad (\text{П.3.1.70})$$

ОРТ после конденсатного насоса направляется в охладитель пара для охлаждения перегретого пара после ЦНД. Пар ОРТ на выходе из охладителя пара имеет перегрев $\Delta t_{\text{ОП}}^{\text{X}}$ и, соответственно, температуру:

$$t_{\text{ОП}}^{\text{ОРТ}} = t_k + \Delta t_{\text{ОП}}^{\text{ОРТ}}, ^\circ\text{С}. \quad (\text{П.3.1.71})$$

Этой температуре соответствует энтальпия:

$$h_{\text{ОП}}^{\text{ОРТ}} = f(\text{ОРТ}; t_{\text{ОП}}^{\text{ОРТ}}; p_k^{\text{ОРТ}}), \text{ кДж/кг}. \quad (\text{П.3.1.72})$$

Составляем тепловой баланс для охладителя пара:

$$D_0^{\text{ЦНД}} \cdot ((h_k^{\text{ПТ}})^{\text{ОРТ}} - h_{\text{ОП}}^{\text{ОРТ}}) \cdot \eta_{\text{П}} = D_0^{\text{ЦНД}} \cdot ((h_{\text{ВЫХ}}^{\text{ОП}})^{\text{ОРТ}} - h_{\text{КН2}}), \quad (\text{П.3.1.73})$$

где $h_{\text{КН2}}$, кДж/кг·К – энтальпия ОРТ за КН₂, определяется по (П.3.1.92)

Из данного уравнения определяется энтальпия ОРТ перед смешивающим регенеративным подогревателем: $(h_{\text{ВЫХ}}^{\text{ОП}})^{\text{ОРТ}}$, кДж/кг.

По энтальпии, найденной в (П.3.1.60) определяем температуру:

$$(t_{\text{ВЫХ}}^{\text{ОП}})^{\text{ОРТ}} = f(\text{ОРТ}; p_{\text{ПН2}}; (h_{\text{ВЫХ}}^{\text{ОП}})^{\text{ОРТ}}), ^\circ\text{С}. \quad (\text{П.3.1.74})$$

По температуре уходящих газов определяется энтальпия:

$$I_{\text{УХ}} = f(c_{\text{П.С.}}; p_{\text{П.С.}}; \theta_{\text{УХ}}), \text{ кДж/кг}. \quad (\text{П.3.1.75})$$

Определяется тепло, подведенное выхлопных газов ГТУ в экономайзере низкого давления КУ:

$$Q_{\text{ЭК2}} = G_{\text{Г}} \cdot (I_{\text{ЭК1}} - I_{\text{УХ}}) \cdot \eta_{\text{ЭК}}, \text{ МВт}, \quad (\text{П.3.1.76})$$

где $\eta_{\text{ЭК}}$ – коэффициент, учитывающий потери при передаче тепла от выхлопных газов ГТУ к ОРТ.

Энтальпия ОРТ на выходе из экономайзера низкого давления КУ:

$$h_{\text{ВЫХ}}^{\text{ЭК2}} = h_{\text{ВХ}}^{\text{ЭК2}} + Q_{\text{ЭК2}} / D_0^{\text{ЦНД}}, \text{ кДж/кг}, \quad (\text{П.3.1.77})$$

где $D_0^{\text{ЦНД}}$ – расход ОРТ.

Температура ОРТ на выходе из экономайзера низкого давления находится по давлению и энтальпии в данной точке:

$$t_{\text{ВЫХ}}^{\text{ЭК2}} = f(\text{ОРТ}; p_0^{\text{ОРТ}}; h_{\text{ВЫХ}}^{\text{ЭК2}}), \text{ } ^\circ\text{C}. \quad (\text{П.3.1.78})$$

Недогрев до температуры насыщения ОРТ в $I_{\text{ОРТ}}$:

$$\Delta t_{\text{ЭК2}} = (t_s^{\text{ОРТ}})^{I_{\text{ОРТ}}} - t_{\text{ВЫХ}}^{\text{ЭК2}}, \text{ } ^\circ\text{C}. \quad (\text{П.3.1.79})$$

Тепло, передаваемое пару ОРТ в $I_{\text{ОРТ}}$:

$$Q_{I_{\text{ОРТ}}} = D_0^{\text{ЦВД}} \cdot ((h_{\text{К}}^{\text{ЦВД}} - (h'_{\text{ВП}})^{I_{\text{ОРТ}}}) \cdot \eta_{I_{\text{ОРТ}}}) / 10^3, \text{ МВт}, \quad (\text{П.3.1.80})$$

где $\eta_{I_{\text{ОРТ}}}$ – КПД $I_{\text{ОРТ}}$, учитывающий потери тепла через наружную обмуровку стенок.

Для обеспечения заданной температуры ОРТ на входе в ЭК2 $t_{\text{ВХ}}^{\text{ЭК2}} = 60 \text{ } ^\circ\text{C}$, необходимо подогревать конденсат в регенеративном подогревателе.

Расчет регенеративного подогревателя ведется следующим образом. Определяется давление насыщения в подогревателе:

$$p_s^{\text{РП}} = f'(\text{ОРТ}; t_{\text{ВХ}}^{\text{ЭК2}}), \text{ МПа}. \quad (\text{П.3.1.81})$$

Задаются условия: $p_s^{\text{РП}} \cdot 1,05 < p_s^{I_{\text{ОРТ}}}$, следовательно $p_1^{\text{ОРТ}} = p_s^{\text{РП}} \cdot 1,05$, $p_s^{\text{РП}} \cdot 1,05 > p_s^{I_{\text{ОРТ}}}$, значит $p_{1\text{Х}} = p_s^{I_{\text{ОРТ}}}$, (П.3.1.82)

где $p_1^{\text{ОРТ}}$ – давление пара ОРТ в нерегулируемом отборе паровой турбины.

Далее рассчитывается энтальпия в отборе при теоретическом расширении пара ОРТ:

$$h_{1\text{T}} = f(\text{ОРТ}; s_0^{\text{ОРТ}}; p_1^{\text{ОРТ}}), \text{ кДж/кг}. \quad (\text{П.3.1.83})$$

Зная внутренний относительный КПД проточной части ЦНД, рассчитывается действительная энтальпия в отборе:

$$h_1 = h_0^{\text{ОРТ}} - (h_0^{\text{ОРТ}} - h_{1\text{T}}) \eta_{\text{oi}}^{\text{ЦНД}}, \text{ кДж/кг}. \quad (\text{П.3.1.84})$$

По тепловой мощности и параметрам ОРТ до и после $I_{\text{ОРТ}}$, рассчитывается расход ОРТ на ЦНД:

$$D_0^{\text{ЦНД}} = Q_{I_{\text{ОРТ}}} / ((h'^{\text{ОРТ}})^{I_{\text{ОРТ}}} - h_{\text{ВЫХ}}^{\text{ЭК2}}), \text{ кг/с}. \quad (\text{П.3.1.85})$$

Расход пара через смешивающий регенеративный подогреватель выражается из уравнения теплового баланса теплообменника:

$$D_1 \cdot h_1 - (D_0^{\text{ЦНД}} - D_1) \cdot h_{\text{ОП}}^{\text{ОРТ}} = D_0^{\text{ЦНД}} \cdot (h_{\text{ВХ}}^{\text{ЭК2}} - \Delta h_{\text{ПН2}}). \quad (\text{П.3.1.86})$$

Определяется тепловая мощность, приходящая на экономайзер низкого давления:

$$Q_{\text{ЭК2}} = D_0^{\text{ЦНД}} \cdot (h_{\text{ВЫХ}}^{\text{ЭК2}} - h_{\text{ВХ}}^{\text{ЭК2}}) \cdot 10^3, \text{ МВт}. \quad (\text{П.3.1.87})$$

КПД КУ:

$$\eta_{\text{КУ}} = (\theta_{\text{ГТУ}}^{\text{ВЫХ}} - \theta_{\text{УХ}}^{\text{КУ}}) \cdot 100 / (\theta_{\text{ГТУ}}^{\text{ВЫХ}} - \theta_{15^\circ\text{C}}^{\text{КУ}}), \text{ } \%. \quad (\text{П.3.1.88})$$

Определяется электрическая мощность, которая вырабатывается ЦНД:

$$N_{\text{Э}}^{\text{ЦНД}} = D_0^{\text{ЦНД}} \cdot (h_0^{\text{ОРТ}} - h_1) + (D_0^{\text{ЦНД}} - D_1) \cdot (h_0^{\text{ОРТ}} - (h_{\text{К}}^{\text{ПТ}})^{\text{ОРТ}}) \cdot \eta_{\text{ЭМ}}, \text{ МВт}. \quad (\text{П.3.1.89})$$

Потребление питательного и конденсатного насосов цикла ОРТ:

Электрическая мощность питательного насоса ОРТ:

$$N_{\text{ПН2}} = D_0^{\text{ЦНД}} \cdot \Delta h_{\text{ПН2}}, \text{ МВт}. \quad (\text{П.3.1.90})$$

Величина подогрева конденсата ОРТ в конденсатном насосе:

$$\Delta h_{\text{КН2}} = (p_{1\text{Х}} - p_{\text{К}}^{\text{ОРТ}}) \cdot 10^3 \cdot v_{\text{КН2}}^{\text{ОРТ*}}, \text{ кДж/кг}, \quad (\text{П.3.1.91})$$

где $v_{\text{КН2}}^{\text{ОРТ*}}$ – средний удельный объем ОРТ в насосе.

Энтальпия ОРТ за конденсатным насосом:

$$h_{\text{КН2}} = h_{\text{К}}^{\text{ОРТ}} + \Delta h_{\text{КН2}}, \text{ кДж/кг} \quad (\text{П.3.1.92})$$

Электрическая мощность конденсатного насоса ОРТ:

$$N_{\text{КН2}} = D_0^{\text{ЦНД}} \cdot \Delta h_{\text{КН2}}, \text{ МВт}. \quad (\text{П.3.1.93})$$

Суммарная электрическая мощность ПГУ брутто:

$$N_{\text{Э}}^{\text{ПГУ}}_{\text{БР}} = N_{\text{Э}}^{\text{ГТУ}} + N_{\text{Э}}^{\text{ЦВД}} + N_{\text{Э}}^{\text{ЦНД}}, \text{ МВт.} \quad (\text{П.3.1.94})$$

Абсолютный электрический КПД ПГУ брутто:

$$\eta_{\text{Э}}^{\text{ПГУ}} = N_{\text{Э}}^{\text{ПГУ}} \cdot 100 / Q_{\text{КС}}, \%. \quad (\text{П.3.1.95})$$

Расход энергии на собственные нужды:

$$N_{\text{СН}} = N_{\text{ПН}} + N_{\text{КН}}^{\text{ОРТ}} + N_{\text{ПН}}^{\text{ОРТ}} + N_{\text{ДК}} + N_{\text{ДВ}}, \text{ МВт,} \quad (\text{П.3.1.96})$$

где $N_{\text{ДВ}}$ – мощность дутьевых вентиляторов ВК, определяется по (П.3.2.86); $N_{\text{ДК}}$ – мощность дожимного компрессора, необходимый для нагнетания природного газа от магистрали до камеры сгорания ГТУ:

$$N_{\text{ДК}} = V_{\text{T}} \cdot (h_{\text{Г}_2}^{\text{Г}} - h_{\text{Г}_1}^{\text{Г}}) \cdot 10^{-3} / \eta_{\text{МДК}} \cdot \eta_{\text{ДК}}, \text{ МВт,} \quad (\text{П.3.1.97})$$

где расход газа:

$$V_{\text{T}} = Q_{\text{КС}} \cdot \rho_{\text{Г}} / Q_{\text{Р}}^{\text{H}}, \text{ кг/с;} \quad (\text{П.3.1.98})$$

$\eta_{\text{МДК}}$ – механический КПД, $\eta_{\text{ДК}}$ – внутренний КПД дожимного компрессора, $h_{\text{Г}_1}^{\text{Г}}$ – энтальпия газа, определяемая по параметрам на входе в дожимной компрессор, кДж/кг, $h_{\text{Г}_2}^{\text{Г}}$ – энтальпия газа, определяемая по параметрам на выходе из дожимного компрессора, кДж/кг.

По расходу электроэнергии на собственные нужды ПГУ определяется электрическая мощность нетто:

$$N_{\text{Э}}^{\text{ПГУ}} = N_{\text{Э}}^{\text{ПГУ}}_{\text{БР}} - N_{\text{СН}}, \text{ МВт.} \quad (\text{П.3.1.99})$$

КПД нетто ПГУ:

$$\eta^{\text{ПГУ}}_{\text{НЕТТО}} = N_{\text{Э}}^{\text{ПГУ}} \cdot 100 / Q_{\text{КС}}, \%. \quad (\text{П.3.1.100})$$

П.3.2 Поверочный расчет воздушного конденсатора

Коэффициент оребрения:

$$\phi = 1 + 2h(d_0 + h + \Delta) / (s \cdot d_0). \quad (\text{П.3.2.1})$$

Полная рабочая площадь поверхности 1 м трубы:

$$f_1 = \phi \cdot d_0 \cdot \pi, \text{ м}^2. \quad (\text{П.3.2.2})$$

Внутреннее проходное сечение трубы:

$$f_{\text{ТР}} = \pi \cdot d_1^2 / 4. \quad (\text{П.3.2.3})$$

Расчет компоновки трубного пучка.

Относительный поперечный шаг:

$$\sigma_1 = S_1 / d_1, \text{ м.} \quad (\text{П.3.2.4})$$

Относительный продольный шаг:

$$\sigma_2 = S_2 / d_1, \text{ м.} \quad (\text{П.3.2.5})$$

Диагональный шаг:

$$S'_2 = (S_1^2 / 4 + S_2^2 / 4)^{0.5}, \text{ м.} \quad (\text{П.3.2.6})$$

Коэффициент сжатия набегающего потока:

$$\chi = 1 - [1 + 2h \cdot \Delta / (d_0 s)] d_0 / S_1. \quad (\text{П.3.2.7})$$

Коэффициент омывания поверхности:

$$\varpi = \chi \cdot S_1 / f_1 \quad (\text{П.3.2.8})$$

Поверхность теплообмена труб по оребрению у трубного пучка с размерами фронтального сечения $L \cdot B$ при числе поперечных рядов z :

$$F = z \cdot f_1 \cdot L \cdot B / S_1, \text{ м}^2. \quad (\text{П.3.2.9})$$

Количество труб в трубном пучке:

$$N_{\text{АП}} = F / (f_1 \cdot L), \text{ шт.} \quad (\text{П.3.2.10})$$

Определяем необходимые теплофизические характеристики ОВ и конденсирующегося пара ОРТ.

Удельная теплоемкость воздуха:

$$c_2 = f(\text{air}; t_{\text{ОВ}}; p_{\text{Б}}), \text{ кДж/кг} \cdot \text{К}. \quad (\text{П.3.2.11})$$

Плотность ОВ:

$$\rho_2 = f(\text{air}; t_{\text{ОВ}}; p_{\text{Б}}), \text{ кг/м}^3. \quad (\text{П.3.2.12})$$

Удельная теплоемкость воздуха:

$$c_{\text{П}}^{\text{ОРТ}} = f''(\text{ОРТ}; t_{\text{к}}), \text{ кДж/кг} \cdot \text{К}, \quad (\text{П.3.2.13})$$

где $t_{\text{к}}$ – температура конденсации, определяется по (П.3.2.19).

Плотность воздуха:

$$\rho_{\text{П}}^{\text{ОРТ}} = f'(\text{ОРТ}; t_{\text{к}}), \text{ кг/м}^3. \quad (\text{П.3.2.14})$$

Скорость ОРТ в трубках ВК:

$$\omega_{\text{П}}^{\text{ОРТ}} = G^{\text{ОРТ}} / (N_{\text{АП}} \cdot f_{\text{ТР}} \cdot \rho_{\text{П}}^{\text{ОРТ}}), \text{ м/с}, \quad (\text{П.3.2.15})$$

где $G^{\text{ОРТ}}$ – расход ОРТ на одну секцию ВК, определяется по (П.3.2.24).

Общая площадь прохождения теплоносителя определяется через уравнение неразрывности потока:

$$F_{\text{П}}^{\text{ОРТ}} = G^{\text{ОРТ}} / (\omega_{\text{П}}^{\text{ОРТ}} \cdot \rho_{\text{П}}^{\text{ОРТ}}), \text{ м}^2. \quad (\text{П.3.2.16})$$

Динамический напор пара ОРТ:

$$\rho \cdot \omega_{\text{П}}^{\text{ОРТ}} = \rho_{\text{П}}^{\text{ОРТ}} \cdot \omega_{\text{П}}^{\text{ОРТ}}, \text{ кг/(м}^2\text{с)}. \quad (\text{П.3.2.17})$$

Кинетическая энергия потока ОРТ:

$$E_{\text{П}}^{\text{ОРТ}} = \rho_{\text{П}}^{\text{ОРТ}} \cdot \omega_{\text{П}}^2 / 2, \text{ кг/м} \cdot \text{с}^2. \quad (\text{П.3.2.18})$$

Температура конденсации ОРТ определяется с помощью метода поиска решения нелинейных задач методом ОПГ при следующих условиях:

$$t_{\text{к}} = f_{\text{ОПГ}}(-50 \leq t_{\text{к}} \leq +50; d_{\text{q}} \geq 0), \text{ } ^\circ\text{C}, \quad (\text{П.3.2.19})$$

где d_{q} – абсолютная погрешность недогрева воздуха до температуры насыщения, определяется по (П.3.2.32).

Температуре конденсации соответствует давление:

$$p_{\text{к}}^{\text{ОРТ}} = f'(\text{ОРТ}; t_{\text{к}}), \text{ МПа}. \quad (\text{П.3.2.20})$$

Объемный расход охлаждающего воздуха:

$$V_{\text{ОВ}} = \chi \cdot \omega_2 \cdot L \cdot B, \text{ м}^3/\text{с}. \quad (\text{П.3.2.21})$$

Массовый расход охлаждающего воздуха:

$$G_{\text{ОВ}} = V_{\text{ОВ}} \cdot \rho_2, \text{ кг/с}. \quad (\text{П.3.2.22})$$

Общий объем теплоносителя ОРТ, направленный на конденсацию в ВК:

$$D_{\text{К}} = D_0^{\text{ЦНД}} - D_1, \text{ кг/с}. \quad (\text{П.3.2.23})$$

Массовый расход теплоносителя, направленный на одну секцию:

$$G^{\text{ОРТ}} = D_{\text{К}} / Z, \text{ кг/с}. \quad (\text{П.3.2.24})$$

Энтальпия пара на входе в ВК:

$$h_{\text{ВХ}} = f(x_{\text{ВХ}} > 1; f(\text{ОРТ}; t_{\text{ВХ}}; p_{\text{к}}^{\text{ОРТ}}); f(\text{ОРТ}; p_{\text{к}}^{\text{ОРТ}}; x_{\text{ВХ}})), \text{ кДж/кг}. \quad (\text{П.3.2.25})$$

Энтальпия пара на выходе из ВК:

$$h_{\text{ВЫХ}} = f(\text{ОРТ}; p_{\text{к}}^{\text{ОРТ}}; x_{\text{ВЫХ}}), \text{ кДж/кг}. \quad (\text{П.3.2.26})$$

Зная энтальпии на входе и выходе из секции, определяем тепловой баланс секции ВК:

$$Q_{\text{СК}}^{\text{ОРТ}} = G^{\text{ОРТ}} (h_{\text{ВХ}} - h_{\text{ВЫХ}}), \text{ кВт}. \quad (\text{П.3.2.27})$$

Глубина прогрева воздуха в ВК:

$$\Delta t_2 = Q_{\text{СК}}^{\text{ОРТ}} / (G_{\text{ВЗ}} \cdot c_2), \text{ } ^\circ\text{C}. \quad (\text{П.3.2.28})$$

Температура воздуха на выходе из секции ВК:

$$t'_2 = t_{\text{ОВ}} + \Delta t_2, \text{ } ^\circ\text{C}. \quad (\text{П.3.2.29})$$

Величина недогрева воздуха до температуры конденсации:

$$q_B = t_k - t'_2, \text{ } ^\circ\text{C}. \quad (\text{П.3.2.30})$$

Расчетная величина недогрева воздуха до температуры конденсации:

$$q_{\text{РАСЧ}} = (t_k - t_{\text{ОВ}}) \cdot e^{(-K \cdot F / c_2 \cdot G_2 \cdot 1000)}, \text{ } ^\circ\text{C}, \quad (\text{П.3.2.31})$$

где K – коэффициент теплопередачи от теплоносителя воздуху, рассчитывается по (П.3.2.30);
 G_2 – массовый расход воздуха, находится по (П.3.2.24).

Абсолютная погрешность нахождения величины недогрева воздуха до температуры конденсации:

$$d_q = q_B - q_{\text{РАСЧ}}, \text{ } ^\circ\text{C}, \quad (\text{П.3.2.32})$$

где значение величины не должно превышать $0,1 \text{ } ^\circ\text{C}$, иначе необходимо вернуться в пункт (П.3.2.30) и уточнить расчет методом ОПГ.

Среднелогарифмический температурный напор:

$$\Delta t_{\text{Л}} = (t'_2 - t_{\text{ОВ}}) / \text{LN}((t_k - t_{\text{ОВ}}) / (t_k - t'_2)), \text{ } ^\circ\text{C}. \quad (\text{П.3.2.33})$$

Величина удельного теплового потока одной секции ВК:

$$q_{\text{С}}^{\text{ОПГ}} = Q_{\text{С}}^{\text{ОПГ}} \cdot 10^3 / F_{\text{П}}^{\text{ОПГ}}, \text{ Вт/м}^2. \quad (\text{П.3.2.34})$$

Коэффициент теплосъема:

$$\varepsilon = Q_{\text{С}}^{\text{ОПГ}} / (L \cdot B \cdot (t_k - t_{\text{ОВ}})), \text{ Вт/м}^2\text{К}. \quad (\text{П.3.2.35})$$

Расчет теплоотдачи со стороны воздуха.

Определяющая температура ОВ:

$$t_{\text{ОПР_В}} = 0,5 \cdot (t_{\text{ОВ}} + t'_2), \text{ } ^\circ\text{C}. \quad (\text{П.3.2.36})$$

Расчет теплофизических параметров воздуха ведется по температуре (П.3.2.36).

Энтальпия воздуха:

$$h_{\text{ОПР_В}} = f(\text{air}; t_{\text{ОПР_В}}; p_{\text{Б}}), \text{ кДж/кг}. \quad (\text{П.3.2.37})$$

Удельная теплоемкость воздуха:

$$c_{\text{ОПР_В}} = f(\text{air}; t_{\text{ОПР_В}}; p_{\text{Б}}), \text{ кДж/кг} \cdot \text{К}. \quad (\text{П.3.2.38})$$

Коэффициент теплопроводности воздуха:

$$\lambda_{\text{ОПР_В}} = f(\text{air}; t_{\text{ОПР_В}}; p_{\text{Б}}) \cdot 10^{-3}, \text{ Вт/м} \cdot \text{К}. \quad (\text{П.3.2.39})$$

Плотность воздуха:

$$\rho_{\text{ОПР_В}} = f(\text{air}; t_{\text{ОПР_В}}; p_{\text{Б}}), \text{ кг/м}^3. \quad (\text{П.3.2.40})$$

Динамическая вязкость ОВ:

$$\mu_{\text{ОПР_В}} = f(\text{air}; t_{\text{ОПР_В}}; p_{\text{Б}}) \cdot 10^{-6}, \text{ Па} \cdot \text{с}. \quad (\text{П.3.2.41})$$

Коэффициент кинематической вязкости:

$$\nu_{\text{ОПР_В}} = \mu_{\text{ОПР_В}} / \rho_{\text{ОПР_В}}, \text{ м}^2/\text{с}. \quad (\text{П.3.2.42})$$

Число Прандтля:

$$\text{Pr}_{\text{ОПР_В}} = f(\text{air}; t_{\text{ОПР_В}}; p_{\text{Б}}). \quad (\text{П.3.2.43})$$

Средняя скорость воздуха в ВК:

$$[\omega_2] = \omega_2 \cdot (t_{\text{ОПР_В}} + 273,15) / (t_{\text{ОВ}} + 273,15), \text{ м/с}. \quad (\text{П.3.2.44})$$

Гидравлический диаметр:

$$d_{\text{Г}} = 2 \cdot [S_{\text{Р}} \cdot (S_1 - \Delta) - 2 \cdot \Delta \cdot h] / (2 \cdot h_{\text{Р}} + S_{\text{Р}}), \text{ м}. \quad (\text{П.3.2.45})$$

Число Рейнольдса для охлаждающего воздуха:

$$\text{Re}_2 = [\omega_2] \cdot d_{\text{Г}} / \nu_{\text{ОПР_В}}. \quad (\text{П.3.2.46})$$

Коэффициент C_q , учитывающий влияние сжатия потока на теплообмен:

$$C_q = (1,36 - \text{th}(\chi)) (1,1/\psi + 8 - 0,014). \quad (2.2.2.47)$$

Коэффициент C_z , учитывающий влияние числа поперечных рядов труб z_2 на теплообмен.

Для шахматных пакетов при $\sigma_1/\sigma_2 < 2$ и $z_2 < 8$:

$$C_z = 3,15 \cdot z_2^{0,05} - 2,5. \quad (2.2.2.48)$$

Показатель степени:

$$m = 0,7 + 0,08 \cdot \text{th}(\chi) + 0,005\psi. \quad (2.2.2.49)$$

Число Нуссельта для охлаждающего воздуха:

$$\text{Nu}_2 = 1,13 \cdot C_Z \cdot C_q \cdot \text{Re}_2^m \cdot \text{Pr}_{\text{ОПР}}^{0,33}. \quad (2.2.2.50)$$

Среднеповерхностный конвективный коэффициент теплоотдачи:

$$\alpha_2 = \text{Nu}_2 \cdot \lambda_{\text{ОПР}} / d_{\Gamma}, \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{К}. \quad (2.2.2.51)$$

Параметр:

$$\beta = \sqrt{(2 \cdot \alpha_2) / (\lambda_{\text{рб}} \cdot \delta_{\text{р}})}. \quad (2.2.2.52)$$

Поправка, учитывающая степень влияния неравномерности теплоотдачи по поверхности ребра:

$$\Psi_E = 1 - 0,016(D/d_0 - 1)[1 + \text{th}(2\beta h - 1)]. \quad (2.2.2.53)$$

Границы применимости уравнения:

$$D/d = 1,1 \div 4,0; \beta h = 0,1 \div 4,0. \quad (2.2.2.54)$$

Условная высота ребра при $D/d \leq 3$ и $\beta h \leq 2$:

$$h'' = \left(h + \frac{\delta_{\text{р}}}{2} \right) \left[1 + \left(0,191 + 0,054 \frac{D}{d} \right) \ln \frac{D}{d} \right], \text{ м}. \quad (2.2.2.55)$$

Коэффициент теоретической эффективности ребра:

$$E = \text{th}(\beta \cdot h'') / \beta \cdot h''. \quad (2.2.2.56)$$

Приведенный коэффициент теплоотдачи:

$$\alpha_{\text{пр}} = \bar{\alpha}_2 \left(\frac{f_{\text{р}}}{f_1} E \cdot \Psi_E + \frac{f_{\text{тр}}}{f_1} \right), \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}. \quad (2.2.2.57)$$

Расчет теплоотдачи со стороны теплоносителя – ОРТ.

Определяющий параметр – температура конденсации ОРТ – t_k , °С.

Плотность пара ОРТ:

$$\rho_{\text{п}}^{\text{ОРТ}} = f'(\text{ОРТ}; t_k), \text{ кг/м}^3. \quad (\text{П.3.2.58})$$

Удельная изобарная теплоемкость конденсата ОРТ:

$$c_{\text{р(кн)}} = f'(\text{ОРТ}; t_k), \text{ кДж/кг} \cdot \text{К}. \quad (\text{П.3.2.59})$$

Коэффициент теплопроводности конденсата ОРТ:

$$\lambda_{\text{кн}} = f'(\text{ОРТ}; t_k) \cdot 10^{-3}, \text{ кДж/кг} \cdot \text{К}. \quad (\text{П.3.2.60})$$

Плотность конденсата ОРТ:

$$\rho_{\text{кн}} = f'(\text{ОРТ}; t_k), \text{ кг/м}^3. \quad (\text{П.3.2.61})$$

Число Прандтля для конденсата ОРТ:

$$\text{Pr}_{\text{кн}} = f'(\text{ОРТ}; t_k). \quad (\text{П.3.2.62})$$

Динамическая вязкость для конденсата ОРТ:

$$\mu_{\text{кн}} = f'(\text{ОРТ}; t_k). \quad (\text{П.3.2.63})$$

Коэффициент кинематической вязкости:

$$\nu_{\text{кн}} = \mu_{\text{кн}} / \rho_{\text{кн}}, \text{ м}^2/\text{с}. \quad (\text{П.3.2.64})$$

Скорость циркуляции конденсата теплоносителя ОРТ:

$$\omega_{1\text{кн}} = G^{\text{ОРТ}} / (0,25 \cdot \rho_{\text{кн}} \cdot N_{\text{АП}} \cdot \pi \cdot d_1^2). \quad (\text{П.3.2.65})$$

Число Рейнольдса для конденсата ОРТ:

$$\text{Re}_1 = \omega_{1\text{кн}} \cdot d_1 / \nu_{\text{кн}}. \quad (\text{П.3.2.66})$$

Значение коэффициента для числа Нуссельта:

$$C = 0,024. \quad (\text{П.3.2.67})$$

Критерий Нуссельта в зависимости от полноты конденсации:

$$\text{Nu}^{\text{ОПТ}} = C \cdot \text{Re}_1^{0,8} \cdot \text{Pr}_{\text{KH}}^{0,43} \cdot 0,5 \left[\sqrt{1 + (1 - x_{\text{ВЫХ}}) \cdot \left(\frac{\rho_{\text{KH}}}{\rho_{\text{П}}} - 1 \right)} + \sqrt{1 + x_{\text{ВЫХ}} \cdot \left(\frac{\rho_{\text{KH}}}{\rho_{\text{П}}} - 1 \right)} \right] \quad (\text{П.3.2.68})$$

Коэффициент теплоотдачи теплоноситель-стенка:

$$\alpha_1 = \text{Nu}^{\text{ОПТ}} \cdot \lambda_{\text{KH}} / d_1, \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{К}. \quad (\text{П.3.2.69})$$

Расчет коэффициента теплопередачи:

Уравнение теплопередачи:

$$\frac{1}{K} = \frac{1}{\alpha_1} + \left(R_{\text{ТК}} + R_{\text{СТ}} + R_{\text{ОТЛ}} \frac{d}{D} + \frac{d}{2\lambda_{\text{ТР}}} \text{LN} \left(\frac{d}{d_1} \right) + \frac{1}{\alpha_1} \cdot \frac{d}{d_1} \right) \cdot \varphi. \quad (\text{П.3.2.70})$$

Коэффициент, учитывающий количество труб вдоль потока воздуха:

$$C_Z = 0,0006 \cdot Z^4 - 0,0166 \cdot Z^3 + 0,1661 \cdot Z^2 - 0,758 \cdot Z + 2,5989. \quad (\text{П.3.2.71})$$

Число ребер на одной трубе секции ВК:

$$N_{\text{РБ}} = (L/(\Delta + S_{\text{Р}}) + 1) \cdot N_{\text{АП}}. \quad (\text{П.3.2.72})$$

Приведенный диаметр трубы:

$$d^* = \left[\frac{1}{\varphi} d + \frac{\varphi - 1}{\varphi} \sqrt{\frac{F}{2n_{\text{РБ}}}} \right] \cdot 10^{-3}, \text{ м}. \quad (\text{П.3.2.73})$$

Объемный расход воздуха на секцию ВК за 1 час:

$$V_{\text{ОВ}_\text{ч}} = V_{\text{ОВ}} \cdot 3,6 \cdot 10^3, \text{ м}^3/\text{ч}. \quad (\text{П.3.2.74})$$

Безразмерный комплекс Eu_0 для расчета аэродинамического сопротивления:

$$\text{Eu} = 5,4 \cdot \left(\frac{d^*}{d_{\text{Г}}} \right)^{0,3} \cdot \text{Re}_2^{-0,25} \cdot C_Z. \quad (\text{П.3.2.75})$$

Аэродинамическое сопротивление пучка труб:

$$\Delta p_2 = z \cdot \text{Eu}_0 \cdot \rho_2 \cdot \omega_2^2 \cdot 10^{-3}, \text{ кПа}. \quad (\text{П.3.2.76})$$

Расчет характеристик ДВ:

Объемный расход воздуха в час:

$$V_{\text{ч}} = V \cdot 3,6, \text{ м}^3 \cdot 10^3/\text{ч}. \quad (\text{П.3.2.77})$$

Аэродинамическое сопротивление пучка труб:

$$\Delta p_2 = z \cdot \text{Eu} \cdot \rho_2 \cdot \omega_2^2 \cdot 10^{-3}, \text{ кПа}. \quad (\text{П.3.2.78})$$

Мощность на валу ДВ:

$$N_{\text{ДВ}} = \Delta p_2 \cdot V / \eta_{\text{В}}, \text{ кВт}, \quad (\text{П.3.2.79})$$

где $\eta_{\text{В}}$ – КПД ДВ.

Мощность электродвигателя ДВ:

$$N_{\text{ЭЛ}} = N_{\text{ДВ}} / (\eta_{\text{П}} \cdot \eta_{\text{ЭЛ}}), \text{ кВт}, \quad (\text{П.3.2.80})$$

где $\eta_{\text{П}}$ – КПД привода; $\eta_{\text{ЭЛ}}$ – КПД электродвигателя.

Мощность привода ДВ:

$$N_{\text{П}} = k_{\text{ДВ}} \cdot N_{\text{ЭЛ}}, \text{ кВт}, \quad (\text{П.3.2.81})$$

где $k_{\text{ДВ}}$ – коэффициент запаса мощности ДВ.

Расчет массы труб одной секции без ребер:

$$M_{\text{ТР}_\text{С}} = \rho_{\text{СТ}} \cdot N_{\text{АП}} \cdot L \cdot \pi \cdot (d_0^2 - d_1^2) / 4, \text{ кг}, \quad (\text{П.3.2.82})$$

где $\rho_{\text{СТ}}$ – плотность материала труб – стали – 7860 кг/м³.

Масса ребер секции:

$$M_{P_C} = \rho_{PB} \cdot N_{AP} \cdot N_{PB} \cdot \pi \cdot (D^2 - d_0^2) / 4, \text{ кг}, \quad (\text{П.3.2.83})$$

где ρ_{PB} – плотность материала ребер – алюминия 2640 кг/м³.

Общая масса труб с ребрами секции:

$$M_{O_TP} = M_{TP_C} + M_{P_C}, \text{ кг}. \quad (\text{П.3.2.84})$$

Масса одной секции:

$$M_{O_C} = M_{O_TP} / k_{M_C}, \text{ кг}, \quad (\text{П.3.2.85})$$

где k_{M_C} – коэффициент, учитывающий массу всей конструкции данного теплообменника.

Электрическая мощность ДВ ВК:

$$N_{ДВ} = N_{ЭЛ_В} \cdot z, \text{ кВт}. \quad (\text{П.3.2.86})$$

Масса ВК:

$$M_{ВКУ} = M_{O_C} \cdot z \cdot 10^{-3}. \quad (\text{П.3.2.87})$$

ПРИЛОЖЕНИЕ 4. Свидетельство о государственной регистрации программы для ЭВМ
«Расчет секции воздушного конденсатора»

РОССИЙСКАЯ ФЕДЕРАЦИЯ



СВИДЕТЕЛЬСТВО
о государственной регистрации программы для ЭВМ
№ 2015615530

Расчет секции воздушного конденсатора

Правообладатель: *федеральное государственное автономное образовательное учреждение высшего образования «Национальный исследовательский Томский политехнический университет» (RU)*

Авторы: *Галашов Николай Никитович (RU),
Цибульский Святослав Анатольевич (RU)*

Заявка № **2015612589**
Дата поступления **03 апреля 2015 г.**
Дата государственной регистрации
в Реестре программ для ЭВМ **20 мая 2015 г.**

Врио руководителя Федеральной службы
по интеллектуальной собственности

 **Л.Л. Кирий**



ПРИЛОЖЕНИЕ 5. Заключение о практическом использовании результатов диссертационной работы

УТВЕРЖДАЮ

Директор филиала «Приморская генерация» АО
«Дальневосточная генерирующая компания»

/ Д.В. Лебедь
2018 г.



В Диссертационный совет Д 212.269.13

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

о практическом использовании результатов диссертационной работы
Цибульского Святослава Анатольевича

В результате рассмотрения материалов и результатов диссертационной работы С.А. Цибульского «Разработка и исследование утилизационной парогазовой установки с циклами на трех рабочих телах и воздушным конденсатором», представленной на соискание ученой степени кандидата технических наук по специальности 05.14.14 Тепловые электрические станции, их энергетические системы и агрегаты, было составлено настоящее заключение.

Работа С.А. Цибульского выполнена в Томском политехническом университете в научно-образовательном центре И.Н. Бутакова, инженерной школы энергетики.

В диссертационной работе рассмотрена тепловая схема утилизационной парогазовой установки с циклами на трех рабочих телах. В схеме тепло от продуктов сгорания после газовой турбины в котле-утилизаторе передается циклу высокого давления, рабочим телом которого является вода и водяной пар. Водяной пар расширяется в паровой турбине и конденсируется в теплообменнике-испарителе, передавая тепло испаряющемуся органическому веществу, которое является рабочим телом для нижнего цикла. Органическое вещество расширяется в цилиндре низкого давления паровой турбины и отводится в воздушный конденсатор, где конденсируется. В котле-утилизаторе для снижения температуры уходящих газов предусмотрен экономайзер низкого давления, в котором подогревается органического вещества после воздушного конденсатора.

Соискателем разработан программный продукт в среде MS Office Excel с подключенной базой данных веществ REFPROP, в который заложена информация для подробного расчета утилизационных схем парогазовых установок с циклами на трех рабочих телах. Программный продукт позволяет решать задачи по определению технико-экономических показателей работы парогазовой установки в зависимости от режимных параметров при конденсации различных органических веществ с учетом температуры окружающей среды.

Результаты диссертационной работы С.А. Цибульского признаны актуальными, полезными с практической точки зрения и способными положительно повлиять на проведение оценки возможности применения таких парогазовых установок в теплоэнергетике с целью обеспечения электроэнергией регионов России в базовом режиме нагрузки.

Основные результаты, полученные при выполнении диссертационной работы и разработанный программный продукт по расчету технико-экономических показателей работы парогазовой установки могут быть рекомендованы подразделениям АО «Дальневосточная генерирующая компания» филиала «Приморская генерация» для их практического использования.

г.л. инженер

(должность)

[Подпись]

(подпись)

Новиков В.А.

(ФИО)

зам. г.л. инженера

(должность)

[Подпись]

(подпись)

Мельник Л.П.

(ФИО)