

МИНИСТЕРСТВО ВЫСШЕГО И СРЕДНЕГО СПЕЦИАЛЬНОГО
ОБРАЗОВАНИЯ РЕСПУБЛИКИ УЗБЕКИСТАН

ТАШКЕНТСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ ТЕХНИЧЕСКИЙ
УНИВЕРСИТЕТ им. Беруни

ЭНЕРГЕТИЧЕСКИЙ ФАКУЛЬТЕТ

КАФЕДРА «ТЕПЛОЭНЕРГЕТИКА»

На правах рукописи

«Расчет установки для утилизации тепла выхлопных газов
газоперекачивающих агрегатов компрессорных станций»

(малакавий битирув ишининг мавзуси)

5520100 – «Теплоэнергетика»
для получения степени бакалавра

КВАЛИФИКАЦИОННАЯ ВЫПУСКНАЯ РАБОТА

Зав. кафедрой:

Доц. Бабаходжаев Р.П.

Руководитель:

Доц. Камилов Р.Р.

Выпускник:

Назаров Элбек Абдуллаевич

Ташкент – 2014

Оглавление

	Стр.
Введение	
1. Обзор и анализ литературы по энергосбережению в газотранспортной системе нефтегазовой отрасли	8
1.1. Схемы, параметры и характеристики мини-ТЭЦ на базе ГТУ.....	14
1.2. Обзор опубликованных работ по оптимизации и определению эффективности мини-ТЭЦ	21
2. Описание основного оборудования компрессорных станций	27
3. Система теплоснабжения компрессорной станции	36
3.1. Принципиальная схема ГПА с водогрейным котлом. Описание котла – утилизатора	37
3.2. Тепловой расчет котла-утилизатора	39
3.3. Расчет котла-утилизатора	41
3.4. Расчет теплопотребления объектов компрессорной станции	45
4. Безопасность жизнедеятельности при эксплуатации оборудования компрессорной станции	48
5. Вопросы экологии	54
6. Экономическая часть	55
Выводы по работе	58
Список использованной литературы	

Аннотация

В настоящей выпускной работе рассмотрены возможность и целесообразность утилизации теплоты высокотемпературных выхлопных газов одного газоперекачивающего агрегата компрессорной станции на водогрейном котле-утилизаторе для выработки теплофикационной воды для отопления и горячего водоснабжения объектов компрессорной станции в целях энергосбережения. Приведены результаты технических и экономических расчетов при внедрении котла утилизатора, показаны потенциальные возможности и выгоды от внедрения.

Аннотация

Ушбу битирув иши энергия тежаш учун компрессор станциялари табиий газни сикиш ва хайдаш курилмаларининг юкори хароратли ёниш махсулотларини утилизацион сув иситгич козонига йуналтириб теплофикацион ис-сик сув олиш ва бунинг максадга муофиклигини текширишга багишланган.

Битирув ишида утилизацион сув козонини компрессор станциясида жорий килишнинг потенциал имкониятлари ва афзалликлари техник-иктисодий хисоб-китоблар оркали курсатилган.

Введение

Одним из важных результатов экономических реформ осуществляемых по инициативе Президента Ислама Каримова стало техническое и технологическое обновление одной из ключевых отраслей реального сектора – энергетики. Руководитель нашего государства в процессе проведения анализа важных отраслей экономики Узбекистана, отметил: «Республика будет полностью независимой, когда обретет энергетическую самостоятельность»[1]. Обладая крупным производственным и научно-техническим потенциалом, энергетика нашей страны оказывает свое весомое воздействие на развитие всего народно-хозяйственного комплекса.

В Антикризисной программе Узбекистана большое внимание уделено введению жесткого режима экономии ресурсов, в том числе энергетических, снижению производственных затрат и себестоимости продукции, что будет способствовать повышению конкурентоспособности отечественных товаров на внутреннем и внешнем рынках.

Располагая крупнейшими запасами природного газа, Узбекистан имеет развитую сеть газопроводов для его транспортировки по территории Республики и за рубеж. Компрессорная станция – составная часть магистрального газопровода, предназначенная для обеспечения его расчетной пропускной способности за счет повышения давления газа на выходе КС с помощью различных типов ГПА. Несколько сотен ГПА с центробежными нагнетателями мощностью от 6 до 25 мегаватт были установлены за годы создания газотранспортной системы республики и продолжают устанавливаться на строящихся газопроводах.

Газоперекачивающие агрегаты посредством системы трубопроводов, запорной арматуры и другого специального оборудования составляют так называемую технологическую схему цеха.

Газ из магистрального газопровода через кран поступает на узел подключения компрессорного цеха и попадает на всасывающий коллектор блока

очистки газа от механических примесей, который состоит из циклонных пылеуловителей.

После очистки от механических примесей и жидкости, газ поступает в нагнетательный коллектор, где поток газа разделяется на две части.

Часть газа идет на установку подготовки топливного и пускового газа, где производится подготовка топливного, пускового и импульсного газа. Другая часть газа (технологический газ) поступает во всасывающий коллектор газоперекачивающих агрегатов.

Из всасывающего коллектора технологический газ через кран попадает во всасывающую линию ГПА, где производится компримирование газа до расчетного давления. Компримирование — это повышение давления газа с помощью компрессора, одна из основных операций при транспортировке углеводородных газов по магистральным трубопроводам, закачке их в нефтегазоносные структуры для поддержания пластового давления, в процессе заполнения подземных хранилищ газа и при сжижении газов. Компримирование осуществляется в одну или несколько ступеней. Тип и мощность компрессора определяются в зависимости от количества компримируемого газа и требуемой степени повышения давления (степени сжатия). Компримирование сопровождается повышением температуры газа и, как правило, требует последующего его охлаждения. Поэтому газ через кран поступает в нагнетательный коллектор ГПА и далее поступает на всасывающий коллектор аппаратов воздушного охлаждения.

Газовая промышленность сама является одним из крупных потребителей природного газа и энергии. Увеличение добычи газа сопровождается повышением расхода топливного газа и увеличением выхода вторичных энергоресурсов (ВЭР) при его транспортировке. Из общего объема газа, расходующего магистральными газопроводами, 85–90 % приходится на топливный и пусковой газ при эксплуатации газоперекачивающих агрегатов (ГПА) компрессорной станции (КС), остальные 15–10 % расходуются при обслужива-

нии технологических установок компрессорных и газораспределительных станций и при эксплуатации линейной части магистральных газопроводов.

Наиболее эффективное использование вторичных энергоресурсов (ВЭР) на КС возможно при комплексном подходе, который дает наибольшую степень утилизации ВЭР, так как на КС существует большое количество направлений и способов утилизации этих ресурсов.

Одним из направлений энергосбережения является сочетание газотурбинного процесса с процессом выработки пара или отопительной воды в котле-утилизаторе. Расположенный после выхлопного патрубка турбины котел-утилизатор позволяет заметно уменьшить потери теплоты с уходящими газами и при температуре газов на выходе из котла 220–250 °С довести суммарный коэффициент использования топлива до 70 %.

При существующем положении на газоперекачивающих станциях магистральных газопроводов огромное количество теплоты высокотемпературных (450-500 °С) отходящих газов (при расходах топливного газа порядка 25 м³ на 1 МВт мощности ГПА) за агрегатом обычно теряется в атмосфере. В настоящее время, когда стоимость энергоресурсов на мировом рынке непрерывно растет, необходимо принимать меры для снижения потребления первичных энергоресурсов (например, утилизируя теплоту высокотемпературных отходящих газов), в том числе и на газоперекачивающих компрессорных станциях. Установка котла-утилизатора соответствующей мощности в тракт дымовых газов в промежутке между выходом ГПА и дымовой трубой позволит использовать утилизированную теплоту для подогрева сетевой воды системы отопления основных производственных и вспомогательных помещений компрессорной станции и теплопотребителей близлежащих рабочих поселков.

В данной работе был проработан вариант утилизации теплоты отходящих газов ГПА. Получены результаты расчетов, показывающие возможность и рентабельность такой реконструкции, а также значительную экономию ТЭР при переходе от первичного энергоресурса на вторичный.

Актуальность работы. На магистральных газоперекачивающих компрессорных станциях для теплофикации и горячего водоснабжения объектов самой станции и близлежащего жилого поселка установлены газовые водогрейные котлы, которые для выработки горячей воды сжигают часть товарного газа (топливный газ), отбираемого с магистрального газопровода. Между тем, газовые турбины газоперекачивающих агрегатов выбрасывают в атмосферу продукты сгорания с температурой 450 – 500 °С, теплоту которых вполне можно использовать установкой за турбиной котла утилизатора, вырабатывающего горячую воду для теплофикации и тем самым сэкономить топливный газ.

Цели и задачи. Изучить возможность внедрения теплоутилизационной устройства на компрессорной станции, рассчитать тепловой потенциал продуктов сгорания за газотурбинной установкой и выполнить тепловой расчет котла утилизатора, который заменить котельную.

Научная новизна. Выполнены тепловые расчеты котла утилизатора, предназначенного для полного покрытия тепловых нужд компрессорной станции за счет утилизации высокотемпературных дымовых газов за газовой турбиной.

Практическая значимость работы. Состоит в раскрытии потенциала энергосбережения компрессорных станций за счет использования вторичного энергоресурса - теплоты продуктов сгорания газотурбинных установок для получения горячей воды для теплофикации.

Объект исследования. Газовая турбина, рекуператор воздуха, объем и температура продуктов сгорания, котел утилизатор.

Апробация квалификационной работы. Результаты работы докладывалась на семинаре кафедры «Теплоэнергетика» ТашГТУ.

Структура квалификационной работы. Квалификационная работа состоит из: введения, _____ основных глав, выводов и списка использованной литературы. Имеется в наличии _____ страниц печатного текста, включая _____ графиков, _____ схем, _____ таблицы.

1. Обзор и анализ литературы по энергосбережению в газотранспортной системе нефтегазовой отрасли

В новых экономических условиях перехода к социально-ориентированным рыночным отношениям, высоком уровне инфляции, невозможности использования централизованных средств для восполнения отработавших свой ресурс и требующих замены генерирующих мощностей, ориентация на традиционное централизованное теплоэнергоснабжение от крупных источников нереальна. Традиционные теплофикационные системы не обеспечивают расчетной экономии топлива и общей эффективности. Это связано, в основном, с двумя причинами. Эффект экономии топлива от централизации теплоснабжения практически сведен к нулю вследствие того, что КПД котельных повышен до уровня КПД энергетических котлов. Вторая составляющая топливного эффекта от комбинированной выработки электрической и тепловой энергии на ТЭЦ также оказалась ниже расчетной вследствие тепловых потерь и потерь с утечками при транспорте горячей воды на большие расстояния.

Таким образом, строительство новых крупных ТЭЦ для покрытия дефицита тепловых мощностей неизбежно связано с омертвлением капитала и проблемой отыскания источников финансирования. Ориентация же на строительство крупных котельных является неперспективной из-за увеличения потребностей в топливе и необходимостью решения экологических проблем.

В этих условиях наметилась тенденция на строительство источников электро- и теплоснабжения, как правило, с использованием конверсионных газотурбинных установок. Создание таких энергоустановок имеет ряд преимуществ, таких как короткие сроки строительства, повышение надежности теплоснабжения, использование потенциала конверсионных предприятий и других.

В области энергосбережения экономия топлива, электрической и тепловой энергии во всех сферах экономики является важнейшим фактором снижения инвестиционной нагрузки страны в энергетику, ведет к экономии

первичных энергоресурсов. Интенсификация энергосбережения может быть обеспечена комплексом разнообразных мер преимущественно экономического характера.

В новых условиях хозяйственной самостоятельности потребителей и производителей энергии особую актуальность приобретают вопросы создания обоюдодоприемлемого механизма стимулирования мероприятий по энергосбережению, надежному энергообеспечению, повышению качества энергии, внедрению энергетических стандартов и ответственности за их нарушение, обеспечение правового взаимодействия потребителей и производителей энергии.

Учитывая состояние и тенденции формирования топливного баланса страны, природный газ следует считать основой топливообеспечения энергетики на ближайший период времени. Задача заключается в повышении эффективности его использования за счет применения новых высокоэффективных технологий и технических решений, например парогазовых установок и теплофикационных ГТУ.

Объемы добычи газа и соответственно его использование будут зависеть прежде всего от объемов инвестирования, масштабов и темпов наращивания промышленных запасов газа, условий его добычи и транспорта.

В развитых странах мира, прежде всего в США, Германии и Японии, несмотря на наличие мощных и сверхмощных ТЭС, АЭС и ГЭС для теплоэнергоснабжения потребителей широко используются автономные и децентрализованные энергоисточники на базе ГТУ и ПГУ малой и средней мощности. Количество их достигло нескольких тысяч. Характерным является чрезвычайно разнообразный парк энергоустановок.

Снижение в последние годы потребности в энергооборудовании заставляет энергомашиностроительные заводы переориентироваться на другие виды продукции. Возвращение к выпуску энергетического оборудования в

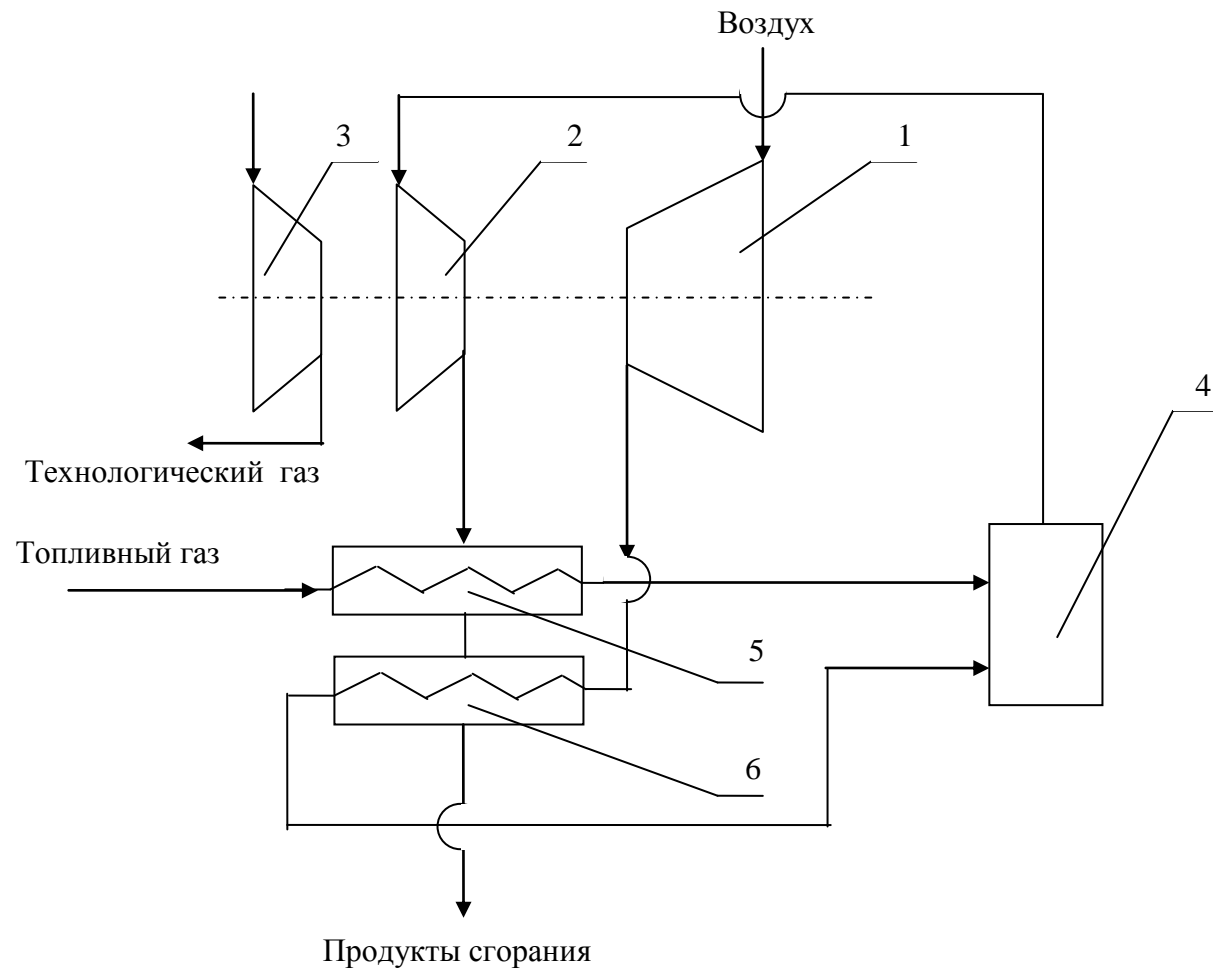


Рис. 1. Принципиальная схема ГПА с подогревом топливного газа и регенератором.

1- компрессор; 2 – газовая турбина; 3 – нагнетатель; 4 – камера сгорания;
5 – подогреватель топливного газа; 6 – регенератор.

необходимых объемах будет связано с перестройкой производства и потерями роста энергомашиностроительных предприятий.

Развитие внутреннего рынка энергомашиностроения возможно только при условии широкой ориентации на достижения научно-технического прогресса, которые обеспечат экологически приемлемое, надежное, безопасное и ресурсосберегающее удовлетворение потребителей в электрической и тепловой энергии.

Разрабатываются и внедряются следующие виды высокоавтоматизированных экологически приемлемых модульных установок для производства электроэнергии и теплоты малой и средней мощности:

- теплофикационные ГТУ на базе газотурбинных двигателей самолетов и судов единичной электрической мощностью от 50 до 6000 кВт и тепловой мощностью от 0,6 до 90 МВт (т) для установки в местах размещения отопительных и промышленных котельных, работающих на природном газе;

- теплофикационные дизельные установки для децентрализованного энергоснабжения на базе двигателей судов, колесных и гусеничных машин единичной электрической мощностью до 600 кВт и тепловой мощностью до 4 Гкал/ч;

- паросиловой и газотурбинный привод с утилизацией тепла мощностью от 5 до 20000 кВт для энергоснабжения нефтяных и газодобывающих комплексов.

Развертывание строительства мини-ТЭЦ на базе ГТУ малой и средней мощности позволяет по новому решить проблему электро- и теплоснабжения предприятий топливных отраслей ТЭК страны и социальной инфраструктуры.

Таким образом, использование энергоустановок типа ГТУ-ТЭЦ может привести предприятия добычи, переработки и транспорта газа на полное самообеспечение, что высвободит значительные объемы газа для реализации.

Применение высокоэффективных конверсионных ГТУ в системах теплоэнергоснабжения позволит снизить расход органического топлива у потре-

бителей до 20%, сократить потребность в капиталовложениях до 20%, уменьшить численность персонала, занятого в производстве электроэнергии на 10% и снизить выбросы вредных веществ в 1,9 раза.

Обеспечение указанных масштабов применения мини-ТЭЦ невозможно без решения следующих проблем:

- разработки и серийного производства экологически приемлемых модульных электростанций единичной электрической мощностью от 1 до 30 МВт на предприятиях оборонной промышленности в рамках программы конверсии;

- создание регламентных систем сервисного обслуживания энергоустановок малой и средней мощности на базе предприятий оборонной промышленности;

- разработка и производство электрогенерирующих установок с утилизацией теплоты мощностью до 1000 кВт для привода агрегатов собственных нужд котельных, а также автоматического энергоснабжения мелких потребителей.

В разных странах мира в течение последних лет нашли широкое распространение высокоэффективные установки для комбинированной выработки электроэнергии и теплоты малой и средней мощности на базе ГТУ.

В США в настоящее время эксплуатируется 59,1 ГВт газотурбинных и дизельных установок, как правило, теплофикационных, принадлежащих частным предприятиям. Они составили в 1990 году 8,1 % установленной мощности электростанций и 11 % от всей суммарной установленной мощности ТЭС на органическом топливе.

В Японии также развивается тенденция децентрализации теплофикации на основе ГТУ-ТЭЦ с единичной мощностью от 1 до 10 МВт.

В Германии в связи с увеличением импорта природного газа из Норвегии и России с начала 80-х годов увеличилось применение теплофикационных ГТУ как в промышленном, так и коммунальном секторе. Их доля в производстве электроэнергии достигла 17 % в 1995 году и продолжает расти. Многие

отрасли промышленности самобалансированы по потребности и производству электроэнергии и теплоты. При этом доля ГТУ-ТЭЦ малой электрической мощности (до 10 МВт) в этих отраслях составляет от 65 до 100 % .

В Финляндии около 35 % общего производства электроэнергии вырабатывается на электростанциях, принадлежащих промышленным предприятиям, муниципалитетам и прочим владельцам. Решение крупных проблем энергоснабжения отраслей промышленности и коммунального сектора в определенной степени лежит также в направлении децентрализации.

При сложившейся системе тарифообразования в региональных энергосистемах, соотношении между тарифами на электроэнергию и природный газ, себестоимость электроэнергии, произведенной на ГТУ-ТЭЦ будет ниже чем тариф энергосистем.

1.1. Схемы, параметры и характеристики мини-ТЭЦ на базе ГТУ

Газотурбинные установки даже на сверхвысокие температуры газа перед турбиной имеют КПД, не превышающий 32-37%.

Анализ характеристик зарубежных ГТУ, выпускаемых и готовых к выпуску показывает, что номенклатура ГТУ малой и средней мощности достаточно велика, что позволяет осуществить обоснованный выбор типа агрегата для конкретных условий. Основной уровень перед газовой турбиной составляет 1100 ...1200 °С. При этом температура выхлопных газов находится на уровне 450...550 °С. Поэтому использование ГТУ, особенно выполненных по простейшему циклу, оказывается неэффективным. Существенного повышения тепловой эффективности можно достичь в комбинированных циклах.

Одним из способов повышения коэффициента использования теплоты топлива является утилизация уходящих газов ГТУ в котлах-утилизаторах с целью получения горячей воды для отопления и горячего водоснабжения. Простейшая принципиальная тепловая схема такой утилизационной ГТУ приведена на рис. 1.1.

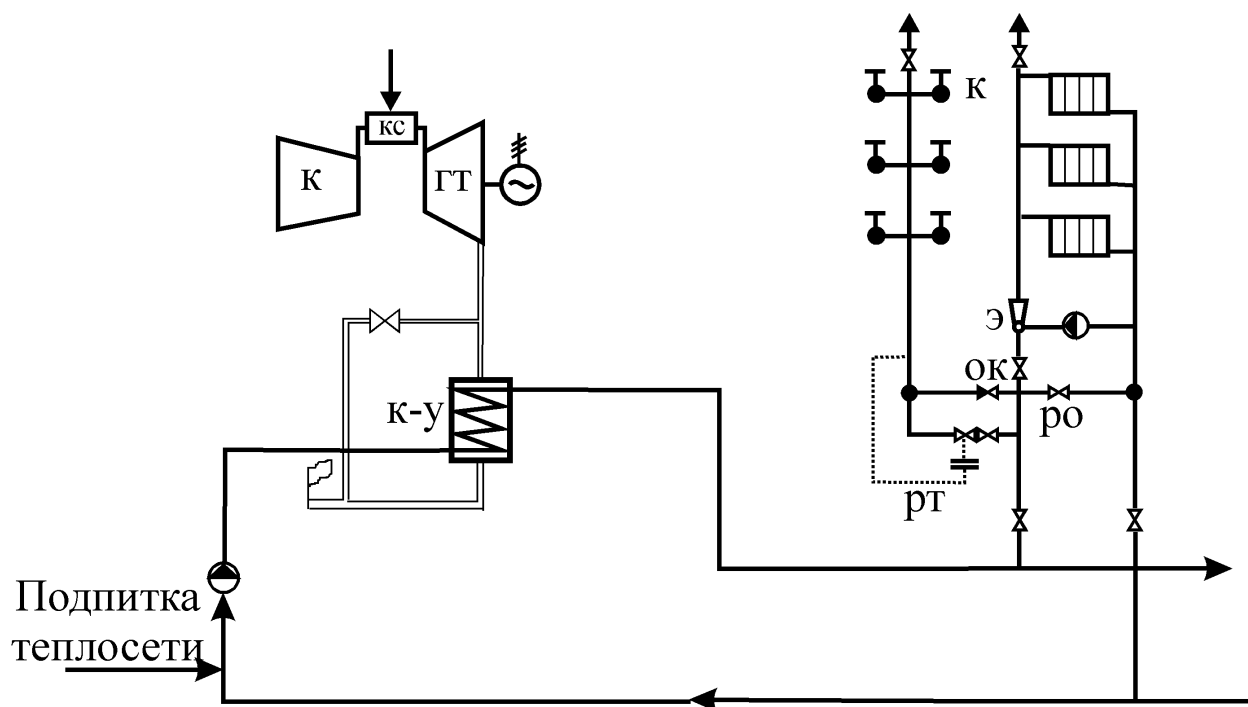


Рис. 1.1. Принципиальная тепловая схема мини-ТЭЦ на базе ГТУ

К - компрессор; КС - камера сгорания; ГТ - газовая турбина;

К-У - котел утилизатор; Э - эжектор; ОК - обратный клапан;

РТ - регулятор температуры; РО - регулятор отбора воды.

Коэффициент использования теплоты топлива в такой установке в зависимости от параметров газа и доли утилизируемой теплоты составляет 80-90%. Существенным недостатком схемы является невозможность повышения тепловой мощности котла-утилизатора. Кроме того, в случае аварийного останова газовой турбины отпуск теплоты потребителям прекращается. Эти недостатки устраняются в схемах теплофикационных ГТУ с камерой дополнительного сжигания топлива перед котлом-утилизатором (см. рис. 1.2.).

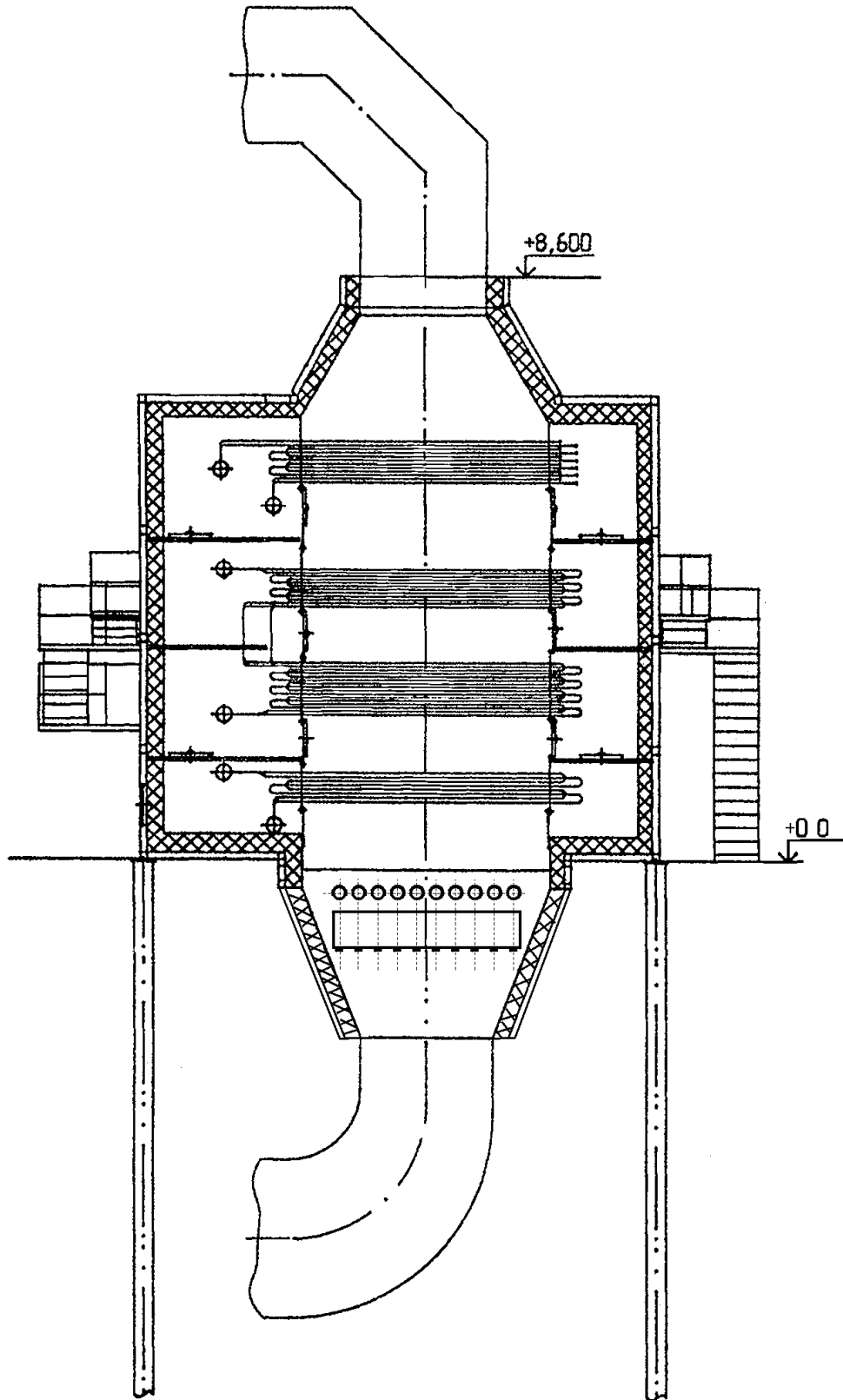


Рис. 1.3. Котел-утилизатор с дожигающим устройством

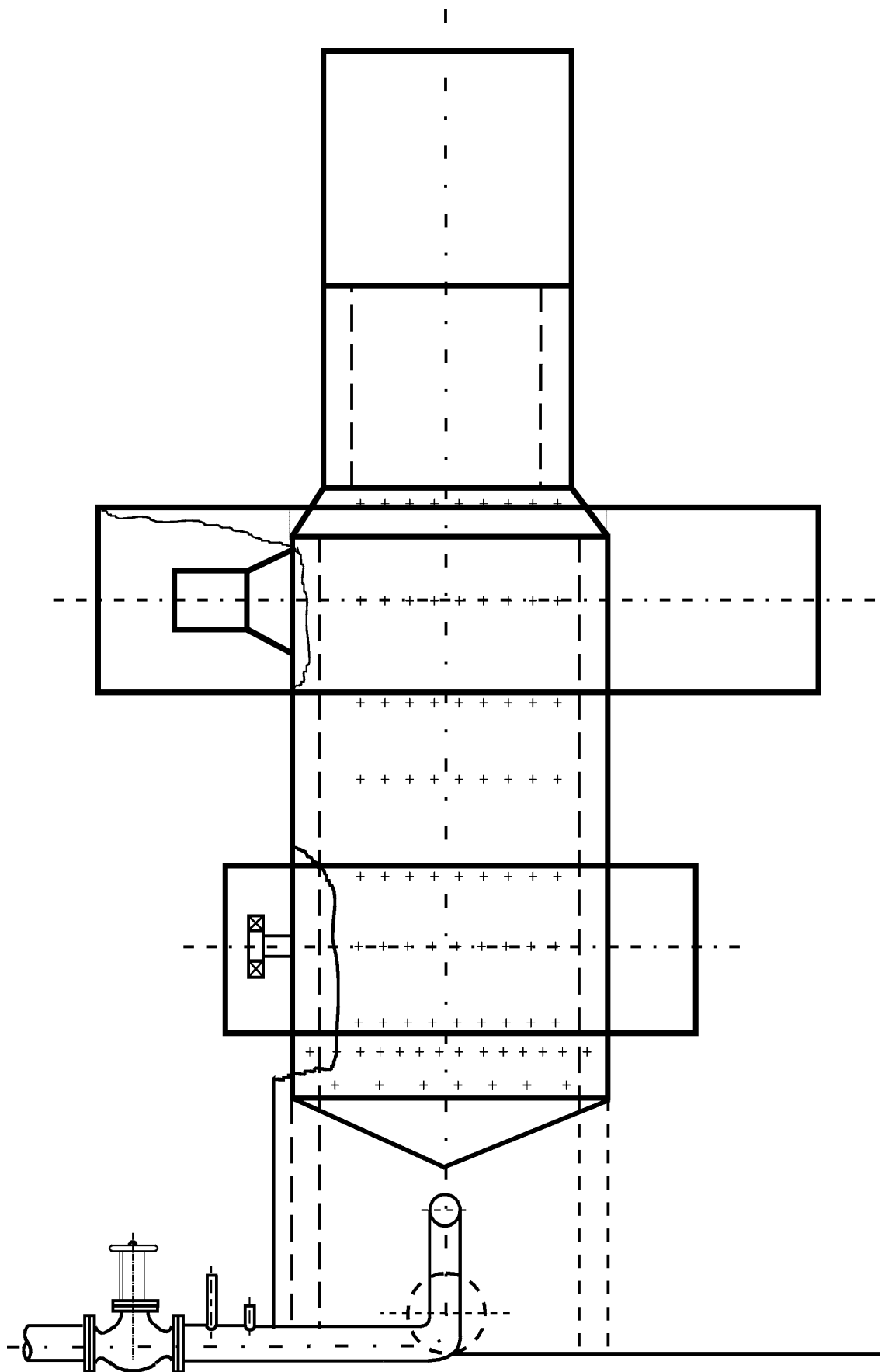


Рис. 1.4. Конструкция дожигательного устройства

Специфические условия работы мини-ТЭЦ определяют особенности, отличающие их от традиционных ТЭЦ. К ним относятся:

- ориентация на конкретный локальный объект энергоснабжения с заданным графиком тепло- и электроснабжения, долей нагрузки горячего водоснабжения;
- повышенные требования к качеству топлива и целесообразность проектирования на один вид топлива - природный газ;
- расположение мини-ТЭЦ вблизи потребителей предъявляет повышенные требования по обеспечению экологической безопасности.

Указанные специфические условия, в основном режимного характера, требуют от мини-ТЭЦ выполнения достаточно жестких требований по надежному обеспечению потребителей тепловой энергией. Эти требования обеспечиваются комплексом мероприятий, включающих повышение надежности отдельных элементов и агрегатов систем теплоснабжения, применением различных способов резервирования, в частности функционального и временного. Примером реализации этих способов повышения надежности является использование баков-аккумуляторов горячей воды (АГВ) на мини-ТЭЦ с ГТУ.

Конкретный выбор расчетной схемы ГТУ-ТЭЦ зависит от ряда факторов: величины присоединенной тепловой нагрузки и ее структуры, режимов теплопотребления, климатическими условиями, требуемой надежностью и т.п.

Как отмечалось ранее, мини-ТЭЦ на базе теплофикационных ГТУ получили достаточно большое применение для теплоснабжения как коммунально-бытовых, так и промышленных потребителей.

Так, например, с 1988 года в г. Коуволла работает мини-ТЭЦ электрической мощностью 49 МВт с агрегатами типа М6В и предназначенная для теплоснабжения небольшого района. Отпуск горячей воды осуществляется от котла-утилизатора, в котором температура выхлопных газов понижается от 525 °С до 90 °С при температурном графике теплосети 50/115 °С. При этом

коэффициент использования теплоты топлива превышает 85%. Мини-ТЭЦ имеет в своем составе бак-аккумулятор горячей воды с расчетной температурой 95 °С и емкостью 10000 м³. Удельные капвложения в мини-ТЭЦ составили 810 марок ФРГ на 1 кВт (э). Структура капвложений следующая: ГТУ - 36%; котлы-утилизаторы и насосы - 12%; аккумулятор - 5%; электрооборудование - 11%; автоматика - 4%; строительная часть - 12%; проектирование - 5%. Число часов работы мини-ТЭЦ составляет 3800 - 4000 при 120-150 пусках в год. Анализ эксплуатационной надежности мини-ТЭЦ показал ее высокую надежность.

Среди разрабатываемых в России предприятиями ВПК энергетических ГТУ наиболее подготовленным к выпуску является двигатель НК-14Э Самарского АО «Моторостроитель», имеющий мощность 9,5 МВт (э) и обладающий достаточно высокой экономичностью. При достаточно высокой мощности, умеренных габаритах и весе энергоагрегат НК-14Э позволяет создавать на его базе модульные мини-ТЭЦ. Принципиальная схема мини-ТЭЦ аналогична схеме рис. 1.1

При температуре наружного воздуха +15 °С агрегат имеет следующие характеристики:

- электрическая мощность - 9,5 МВт;
- расход газов после ГТУ - 40,1 кг/с;
- температура газов после ГТУ - 477 °С;
- температура газов после котла-утилизатора - 120 °С;
- тепловая мощность котла-утилизатора - 15,6 МВт.

При температурном графике теплосети 130/70 °С и расчетной присоединенной тепловой нагрузке 35 МВт (т), расход сетевой воды составил 166,5 кг/с, при этом диаметр трубопровода прямой сетевой воды составил 350 мм.

При расчетном годовом отпуске теплоты 94094 Гкал и полезном отпуске электроэнергии 151400 МВт·ч с учетом режимов теплоснабжения и климатических условий годовой расход топлива составил 58452,5 т у.т.

Для покрытия максимальных тепловых нагрузок предусмотрено сжигание дополнительного топлива в камере дожигания с максимальной мощностью 5,2 МВт. Потребный расход топлива на дополнительное сжигание составил 35,5 т у.т.

В результате разработки и анализа инвестиционного проекта получены следующие интегральные показатели мини-ТЭЦ:

- индекс доходности 1,27;
- внутренняя норма доходности по проекту 0,23;

дисконтированный срок окупаемости инвестиций - 2,8 лет.

1.2. Обзор опубликованных работ по оптимизации и определению эффективности мини-ТЭЦ

В связи с широким распространением мини-ТЭЦ в развитых странах мира и наметившейся тенденцией строительства мини-ТЭЦ в России этой проблеме посвящено много работ.

Зарубежные публикации по проблеме, как правило, посвящены вопросам лицензирования строительства мини-ТЭЦ, законодательным и правовым аспектам, взаимоотношениям с энергетическими компаниями и обеспечения их минимального воздействия на окружающую среду. Российские публикации в большей степени посвящены исследованиям топливной и общей эффективности мини-ТЭЦ по сравнению с традиционными системами теплоснабжения.

Анализ зарубежных работ показывает, что, как правило, установки мини-ТЭЦ выполнены по простейшему термодинамическому циклу, с простой тепловой схемой.

В составе теплофикационной мини-ТЭЦ для обеспечения надежности работы котел-утилизатор оснащается камерой дожигания. В схемах без камеры дожигания, как правило, устанавливается бак-аккумулятор горячей воды.

В установках, используемых для нужд промышленного теплоснабжения, в их схемах аккумуляторы не предусматриваются. Это объясняется равномерным графиком теплопотребления. Однако почти все установки этого типа оснащены камерой дожигания.

В ряде зарубежных работ, посвященных вопросам повышения эффективности применения мини-ТЭЦ, отмечается, что главным направлением является обеспечение надежности их работы. Это достигается высокой автоматизацией установок, совершенствованием сервисного обслуживания, а также повышением тепловой эффективности установок за счет выбора экономически наиболее выгодных параметров. Так большинство газотурбинных мини-ТЭЦ выполнены с начальной температурой газа перед турбиной до 1300 °С. Ведутся проработки по повышению этой температуры до 1600 °С за счет использования более жаропрочных сталей с совершенствованием системы охлаждения лопаток и применения керамических материалов. Все это приводит к снижению удельной металлоемкости основного оборудования. Другим важным параметром ГТУ, требующим экономического обоснования, является степень повышения давления воздуха в компрессоре. Следует отметить, что работа мини-ТЭЦ с КУ с камерой дожигания в режимах слежения за нагрузкой оказывает влияние на выбор степени повышения давления. Однако в имеющейся литературе методов обоснования степени повышения давления с учетом этого фактора не приводится.

Применение конвертируемых авиационных ГТУ с собственной системой повышения давления газа позволяет решить проблему дожимных нагнетателей. Создание КУ требует разработки интенсифицированных поверхностей нагрева. В частности в совместных работах ТКЗ и ЗИО такие высокоэффективные комбинированные поверхности разработаны.

Перспективным направлением здесь является создание стандартных модулей, конструкция которых позволяет путем набора необходимого количества модулей утилизировать тепло уходящих газов ГТУ достаточно больших мощностей.

Предложено в качестве критерия тепловой эффективности мини-ТЭЦ использовать коэффициент системной эффективности использования топлива, представляющий собой отношение экономии топлива в системе от мини-ТЭЦ к величине отпуска теплоты потребителям. Утверждается, что этот критерий целесообразно использовать в экономических расчетах, т.к. его значение однозначно определяет топливную составляющую системного эффекта от применения мини-ТЭЦ. Отмечается также, что основными путями повышения тепловой экономичности является увеличение степени повышения давления в компрессоре до 24 и более и достижение температур газа перед турбиной 1150-1250 °С. Исследованиями установлено также, что при дорогом оборудовании мини-ТЭЦ (если удельные капиталовложения превышают затраты в замещаемые установки) коэффициент теплофикации оказывается ниже единицы. При более низких затратах в мини-ТЭЦ становится экономически целесообразным применение аккумулирования теплоты для покрытия графиков тепловых нагрузок. При этом важнейшим фактором, определяющим выбор числа часов использования установленной мощности является разность в приведенных затратах на выработку пиковой и базовой электроэнергии. Сравнительными расчетами установлено также, что системная эффективность мини-ТЭЦ на базе ГТУ примерно в 3 раза выше, чем при использовании паротурбинных установок.

Показано, что эффективность применения тепловых аккумуляторов в отдельных схемах энергоснабжения существенно ниже, чем в комбинированных. Максимум эффекта от применения аккумулятора теплоты и его оптимальная емкость определяются условиями достижения наибольшего числа часов использования установленной мощности. Специально проведенными исследованиями установлено, что газотурбинная часть мини-ТЭЦ должна выполняться по простейшей схеме без промежуточного охлаждения воздуха при его сжатии. В качестве критерия термодинамической оптимизации принят ранее приведенный коэффициент системной эффективности. На основе этого критерия разработаны методики оценки сравнительной эффективности

различных схем мини-ТЭЦ. Определены оптимальные степени повышения давления в компрессорах ГТУ мини-ТЭЦ. Показано, что при степенях повышения давления выше 20 целесообразным является применение промежуточного охлаждения воздуха. Исследованы вопросы возможности применения впрыска пара в камеры сгорания ГТУ. Указано, что при отсутствии возможностей полного использования теплоты конденсации паров из уходящих газов впрыск пара снижает тепловую эффективность мини-ТЭЦ и должен быть ограничен минимальной по экологическим соображениям величиной. Наличие впрыска пара приводит к возрастанию оптимальной степени повышения давления. При близких к оптимальным параметрам теплофикационных ГТУ (степень повышения давления около 20 и температуре газа около 1100 °С) использование частичного энергетического впрыска пара в камеру сгорания для регулирования мощности в периоды провала графика тепловых нагрузок обеспечивает существенную экономию топлива в системе.

Большой комплекс работ в обоснование схем, параметров и технико-экономической использования мини-ТЭЦ для энергоснабжения проведен коллективом исследователей Самарского и Саратовского технических университетов. В работах [2,3,4] излагаются методологические аспекты оценки экономической эффективности мини-ТЭЦ в системах энергоснабжения. В отличие от других подходов в качестве критерия оценки эффективности принимается интегральный сравнительный экономический эффект. При этом разработаны методические основы учета таких важнейших факторов как условия финансирования строительства энергообъекта, режимов работы установок как в суточном, так и в годовом разрезах. Разработаны соответствующие методики расчета показателей надежности энергетических установок и систем. Кроме того, эффективность мини-ТЭЦ определяется с учетом экологических факторов и потребления различных видов ресурсов. Такой комплексный системный подход позволяет авторам проводить оптимизационные исследования схем и параметров мини-ТЭЦ.

В частности, в /4/ разработаны методические положения учета режимов работы установок малой и средней мощности и климатических факторов при определении расходов топлива. Расчетами установлено, что учет действительных факторов работы установок приводит к росту затрат на топливо на 3-5%. Весьма важным вопросом является обоснование схем и параметров отпуска теплоты от мини-ТЭЦ. Так, расчетными исследованиями установлено, что для мини-ТЭЦ оптимальным является температурный график 95/70 °С. Следует отметить, что в Германии для установок такого класса принят более высокий уровень температур 105/70 °С. Проведенные авторами исследования по оптимизации параметров газовой части мини-ТЭЦ с котлами-утилизаторами, оснащенными камерами дожигания показали, что режим работы камеры дожигания оказывает влияние на выбор оптимальной степени повышения давления. Оптимальная степень повышения давления в компрессоре оказывается выше чем оптимальная по максимуму работы и ниже чем оптимальная по максимуму КПД. Проведены также исследования по влиянию параметров ГТУ в составе мини-ТЭЦ на условия работы камеры дожигания по кислородному балансу газового тракта, определены параметры, при которых возможно использование камер дожигания без подачи дополнительного воздуха.

Аналитический обзор выполненных исследований по обоснованию рациональных схем и параметров мини-ТЭЦ на базе ГТУ малой и средней мощности показывает, что комплексных исследований по этой проблеме не проводились. Все исследования носят частный характер, не увязаны единой методологией. Поэтому результаты носят предварительный характер.

Аналитический обзор выполненных работ по схемам, параметрам, режимам работы и оценке общей эффективности мини-ТЭЦ показывает, что проблема создания и функционирования установок на базе теплофикационных ГТУ представляет собой сложный комплекс задач.

Факторами усложняющими решение этих задач являются:

-недостаточная теоретическая проработка вопросов создания мини-ТЭЦ на базе теплофикационных ГТУ, проявляющаяся в неразработанности теоретических положений оценки действительной экономии топлива в системе с учетом реальных режимов работы и климатических факторов;

- практически отсутствуют теоретические положения и практические рекомендации по вопросам расчета и обеспечения надежности теплоэнергоснабжения от мини-ТЭЦ;

- требуют решения вопросы оптимизации режимов работы мини-ТЭЦ, коэффициента теплофикации на мини-ТЭЦ с теплофикационными ГТУ;

- необходимо совершенствование методов технико-экономического анализа мини-ТЭЦ в новых экономических условиях.

Анализ выполненных исследований по проблеме показал также направление совершенствования систем теплоснабжения путем сочетания преимуществ централизованного и децентрализованного способов теплоснабжения. Это достигается созданием комбинированных теплоснабжающих систем как на базе существующих ТЭЦ и КЭС, так и вновь проектируемых теплофикационных систем.

Теоретическое обоснование и технико-экономическая целесообразность создания таких систем отсутствуют.

Настоящая квалификационная работа посвящена разработке практических рекомендаций по эффективному использованию теплоты высокотемпературных выхлопных газов ГТУ, выбрасываемых в атмосферу, в котле утилизаторе для выработки теплофикационной воды компрессорной станции. Определение технико-экономической эффективности котлов утилизаторов, работающих на выхлопных газах ГТУ и рациональных областей их применения.

2. Описание основного оборудования компрессорных станций

Компрессорные станции предназначены для транспортирования (перекачки) природного газа с месторождений, газоперерабатывающих заводов до потребителей и комплектуются различными турбоагрегатами (ГТН-16, ГТН-25, ГТК-25 и др.).

В данной работе рассматривается наиболее современный агрегат ГТК-25, установленный на КС, технико-экономические характеристики которого представлены в таблице 2.1.

Таблица 2.1. Техническая характеристика турбоагрегата.

Газовая турбина, модель	M5352B
Число валов	2
Выходная мощность, КВт	24,26
Температура на выходе	489 °С
Температура на входе	15 °С
Тип компрессора	осевой, высокопроизводительный
Число ступеней	16
Входной направляющий аппарат (ВНА)	с высокой пропускной способностью
Число оборотов рабочего колеса компрессора	5100 об/мин

Турбоагрегат снабжен нагнетателем типа RF2BB36 фирмы «КРЕЗОЛУАР» («CREASOT-LOIRE»), предназначенный для компримирования транспортируемого природного газа, и работает в составе газоперекачивающего агрегата ГТК-25И на компрессорной станции магистрального газопровода.

Технические характеристики нагнетателя представлены в таблице 2.2. Вращаясь с большой скоростью, рабочие колеса ротора нагнетателя передают энергию переходящему через них газу. Газ поступает во входную спираль (на входе) нагнетателя и проходит через входной направляющий аппарат, который направляет газ под соответствующим углом, и далее в осевом направлении во всасывающее "отверстие" рабочего колеса первой ступени. Под

действием центробежной силы газ с большой скоростью нагнетается к периферии рабочего колеса. Затем газ поступает в кольцевой проход между стенкой диффузора и диафрагмой первой ступени. Этот проход отклоняется (и расширяется по мере прохождения газа по направлению к П-образному изгибу), превращая, таким образом, часть энергии скорости газа в энергию давления. Затем газ проходит по П-образному изгибу через кольцевой проход в диафрагме, которая направляет газ в рабочее колесо второй ступени. После сжатия во второй ступени, газ проходит по нагнетательной спирали в нагнетательный патрубок корпуса и далее в технологический трубопровод потребителя.

Таблица 2.2. Технические характеристики нагнетателя

1	Производительность, млн. $\text{м}^3/\text{сутки}$	47,5
2	Давление газа, МПа ($\text{кгс}/\text{см}^2$)	
а)	на входе	5,25 (52,5)
б)	на выходе	7,6 (76)
3	Расчетное повышение температуры, $^{\circ}\text{C}$	34
4	Степень повышения давления	1,47
5	Политропный КПД, %	82
6	Номинальная (рабочая) частота вращения ротора, мин^{-1}	4460
7	Требуемая мощность, МВт	23,60
8	Давление масла в системе смазки, МПа ($\text{кгс}/\text{см}^2$)	0,17 (1,7)
9	Давление масла в системе уплотнений, МПа ($\text{кгс}/\text{см}^2$)	9,6 (96)

Газотурбинная установка предназначена для привода нагнетателя природного газа на компрессорных станциях магистральных газопроводов. Установка выполнена по открытому циклу, с регенерацией тепла по схеме «с разрезным валом» (со свободной силовой турбиной). Это обеспечивает, несмотря на сравнительную простоту конструкции, высокую экономичность и маневренность установки, т.е. наиболее полное удовлетворение требований предъявляемых условиями работы в системе газопроводов.

Турбина ГТК-25 серии MS5002 разработана фирмой «Дженерал Электрик». По лицензионным соглашениям ГТУ этого типа изготавливают целый ряд фирм. В каждом типоразмере разные модификации могут существенно

отличаться по мощности, начальным параметрам, экономичности, наличию или отсутствию регенерации тепла и т.д. Кроме того, лицензиаты вносят существенные отличия по внешнему оформлению ГТУ, комплектации вспомогательным оборудованием, делению на транспортабельные блоки, противообледенительной системе, конструкции покрытия и т.д.

На магистральных газопроводах распространены типоразмеры серии MS5002 мощностью 25 МВт. Особенностью этих турбин являются:

1. Поставка газотурбинных установок, как с регенерацией, так и без регенерации на мало отличающиеся степени сжатия. Регенерация здесь обеспечивает экономию топлива около 25% топлива.
2. Применение одноступенчатых турбин привода компрессора (ТВД) и силовых турбин (ТНД). Это ограничивает возможность существенного повышения π_k при одном компрессоре, однако по современным представлениям одноступенчатая турбина привода компрессора в ближайшем будущем сможет приводить однокаскадный осевой компрессор с $\pi_k=12\div 15$ при $\eta_T \approx 88\%$, но ограниченном ресурсе охлаждаемых рабочих лопаток.
3. Наличие и использование регулируемого соплового аппарата силовой турбины. Это позволяет осуществить различные программы регулирования, например $n_{Т.К.} = const$, $t_T = const$ и др.
4. Деление всего агрегата на блоки, полностью подготовленные к эксплуатации и не требующие разборки при монтаже.
5. Применение литых чугунных корпусов с одним или двумя вертикальными разъемами и дисковых с периферийными стяжными болтами роторов компрессоров. Каждый диск ротора осевого компрессора вначале испытывают разгоном при температуре ниже переходной температуры хрупкости и проверяют на отсутствие трещин, а затем подвергают разгону при более высокой температуре для повышения предела текучести материала (автофретирование), что обеспечивает остаточные напряжения сжатия на расточке до 80% расчетных. Ступени компрессоров выполняют полно-

стью с дозвуковым обтеканием. Направляющие лопатки заводят с горизонтального разъема.

6. Использование секционной камеры сгорания, состоящей из отдельных жаровых труб, что позволяет понизить содержание окислов азота в продуктах сгорания, упростить ревизию камеры сгорания и осуществить унификацию жаровых труб (в принципе). Жаровые трубы имеют развитое пленочное охлаждение. Два индикатора пламени действуют по ультрафиолетовому излучению.
7. Применение консольных роторов турбин, дисков из легированной хромистой стали и рабочих лопаток с удлиненной ножкой и трехопорным елочным хвостовиком. Рабочие лопатки первой ступени имеют демпфирование по корневой полке, рабочие лопатки второй ступени - бандажирование на периферии. Корневая степень реактивности составляет до 0,1; обтекание трансзвуковое. Сопловой аппарат первой ступени имеет конвективное и пленочное охлаждения.

Материал лопаток: сопловых первой ступени – кобальтовый сплав FCX41, сопловых второй ступени – сталь N155, рабочих первой ступени – никелевый сплав UN738; рабочих второй ступени – никелевый сплав N500.

8. Турбины имеют развитую систему воздушного охлаждения. На воздухоохлаждаемый сопловой аппарат первой ступени расходуется около 2% воздуха. Рабочие лопатки неохлаждаемые. Охлаждение дисков турбин постоянно контролируют по их температуре. Полости корпусов подшипников запираются воздухом соответствующего давления.
9. Надежная работа регулируемого соплового аппарата силовой турбины (РСА СТ) осуществляется за счет подбора пары трения (карбид – стеллит) и подпружиненных штоков. Цапфы не охлаждаются.
10. Газотурбинную установку запускают с открытым РСА СТ до достижения номинальных оборотов турбины компрессора (холостой ход). Затем нагружение осуществляется за счет прикрытия РСА и открытия топливного клапана.

11. Использование электронной системы управления «Спидтроник» на полупроводниковых элементах.
12. Применение электрических и механических автоматов безопасности для защиты роторов от разгона.
13. Подшипники №1 и №4 0 опорно-упорные, №2 и №3 – опорные Упорные колодки – с выравниванием нагрузки.
14. Охлаждение масла осуществляется жидкостными горизонтальными охладителями, встроенными в переднюю часть рамы – маслобака. Над ними на раме располагаются маслонасосы, пусковое устройство с редуктором, узлы системы регулирования и защиты, КИП.
15. Во многих случаях ГТУ снабжаются генератором собственных нужд, приводимым от вала турбины привода компрессора. В этом случае осуществляется программа регулирования $n_{т.к.} = const$.
16. Противообледенительная система входного тракта компрессора использует подмешивание либо выхлопных газов, либо горячего воздуха после компрессора ($t_r \approx 300^\circ\text{C}$).
17. Корпус ГТУ передает усилия на опорную раму с помощью гибких опор.
18. Конструкция ГТУ предполагает или открытую установку («пэкидж») или индивидуальные здания – укрытия. Возможно и общее здание.
19. Агрегаты приспособлены для осмотра с помощью эндоскопов. Фирма ведет постоянную работу над повышением их ремонтпригодности.
20. Газотурбинные установки серии MS5002 для газопроводов комплектуют нагнетателями фирм «Нуово-Пиньоне», «Ингерсолл-Рэнд», «Купер-Бессемер» (США), «Кларк», «Кредо Луар».

ГТУ серии MS5002 располагаются на невысокой жесткой раме, перед которой монтируют передний блок в виде маслобака с установленным на нем вспомогательным оборудованием. Шестнадцатиступенчатый осевой компрессор имеет за четвертой и десятой ступенями камеры отбора воздуха. Вокруг осевого компрессора расположен кольцевой корпус секционной камеры сгорания, в связи с чем, входной патрубок смещен влево. Длинные направ-

ляющие лопатки компрессора объединяют в пакеты. Двенадцать секций противоточной камеры сгорания соединены пламяперекидными патрубками. Камеры имеет 2 запальные свечи, убирающиеся из зоны горения во время работы ГТУ.

Корпус турбины выполнен из жаропрочного чугуна. Охлаждаемые сопловые лопатки первой ступени объединены в 12 точнолитых сегментов по 5 штук в каждом. На роторе ТВД отсутствуют дефлекторные диски – полости для воздуха статором. Охлаждающий воздух распределяется к дискам ТВД в диафрагме второй ступени. Выходной патрубок турбины имеет жесткий внутренний каркас, так как в нем располагаются подшипники. Опорные подшипники №3 и №4 – сегментные, пятиклиновые, №1 и №2 – с эллиптической расточкой.

В конструкции ГТУ серии MS5002 уделено много внимания удобству эндоскопии и замене отдельных деталей и узлов без больших разборочных работ.

Газотурбинная установка состоит из двух, механически несвязанных между собой турбин (турбина высокого давления – для привода воздушного компрессора и силовой турбины – для привода газового нагнетателя); воздушного компрессора, камеры сгорания, воздухоподогревателя, пускового турбодетандера, а также систем смазки, регулирования, защиты и управления, обеспечивающих нормальную работу и обслуживание установки.

Воздух из атмосферы через фильтры засасывается и сжимается осевым компрессором. Затем поступает в воздухоподогреватель, где его температура повышается за счет тепла отработавших в турбине продуктов сгорания. Подогретый воздух направляется в камеру сгорания, куда подводится и топливо. Продукты сгорания из камеры сгорания направляются в турбину высокого давления, мощность которой используется для привода осевого компрессора. Далее продукты сгорания попадают в силовую турбину, вращающую нагнетатель. После турбины продукты сгорания проходят через воздухоподо-

греватель, отдавая часть тепла воздуху на подогрев и выбрасываются в атмосферу через дымовую трубу.

Пуск агрегата осуществляется пусковым турбодетандером, работающим на перекачиваемом по магистрали газе. Рабочим телом является перекачиваемый природный газ.

Обе турбины выполнены одноступенчатыми, с консольно расположенными дисками. Консольное расположение дисков требует наличия довольно больших масс в центральной части роторов.

В турбокомпрессорном блоке это обеспечивается барабаном компрессора, а на роторе силовой турбины предусматривается специальное утолщение в средней части.

Температура газов на выходе из ТВД 1058 К, поэтому необходимо охлаждать лопатки турбины. Для охлаждения турбины высокого давления воздух подводится в камеру через трубу. При выходе из этой камеры воздух разветвляется на два потока: один направляется к уплотнениям для их запыления и охлаждения центральной части диска, другой – по воздухопроводу подводится к диску. Затем через специальные отверстия воздух обдувает хвостовую часть лопаток и тем самым осуществляет охлаждение левой стороны диска турбины высокого давления. Правая сторона диска этой турбины и диск другой турбины охлаждаются аналогично из камер, куда воздух подводится по трубопроводу. Обе турбины размещаются в одном литом корпусе, причем их направляющие лопатки крепятся в соответствующих полукольцах обоймы, опирающихся на наружный корпус. Корпус турбин связан с выхлопным патрубком диффузора, который сокращает потери с выходной скоростью.

Корпус турбины покрыт внутренней тепловой изоляцией, имеющей по внутреннему контуру тонкую металлическую оболочку обоймы. Такая изоляция позволяет иметь довольно низкую температуру корпуса и тем самым сокращает время его прогрева при запусках установки.

Воздушный компрессор осевого типа имеет 15 ступеней. Рабочие лопатки компрессора размещаются на барабанном роторе с приваренными концевыми частями. Корпус компрессора выполнен литым с одним вертикальным разъемом. Направляющие лопатки крепятся непосредственно в корпусе. Для увеличения эффективности компрессора за его проточной частью имеется развитый радиальный диффузор, переходящий в выхлопной патрубок. Для предотвращения помпажа в компрессоре предусмотрен противопомпажный клапан, обеспечивающий на опасных режимах сброс воздуха в атмосферу.

Камера сгорания выносная, прямоточная, состоит из корпуса, фронтального устройства с горелками, огневой части и смесительного устройства. Вся турбогруппа смонтирована на общей сварной раме маслобака.

Воздухоподогреватель трубчатый выполнен заодно с дымовой трубой.

Пусковой турбодетандер установлен на блоке переднего подшипника компрессора, соединяется с ротором турбины высокого давления зубчатой передачей и снабжен расцепным устройством.

Соединение роторов нагнетателя и газовой турбины осуществляется при помощи промежуточного вала с зубчатыми соединительными муфтами. Масляная система агрегата состоит из главного маслососа, установленного на валу турбины высокого давления, пускового электронасоса, резервного электронасоса, насосов уплотнения нагнетателя, маслобака, маслопровода с арматурой, подогревателя масла и фильтров тонкой очистки.

Система управления, регулирования и защиты агрегата обеспечивает [3] :

- поддержание заданной частоты вращения;
- поддержание перепада давлений « масло - газ » в уплотнениях;
- поддержание на всех режимах в статике и динамике температуры газа перед турбиной в допустимой зоне;
- предотвращение помпажных и близких к ним режимов;

- поддержание допустимой температуры масла на всех режимах и при любой температуре наружного воздуха;
- предотвращение попадания газа в мануал;
- управление операциями пуска и остановка.

Пуск, загрузка и управление агрегатом осуществляется автоматически с центрального щита управления.

Система контроля и управления предназначена для ГТУ с центробежными нагнетателями природного газа и может быть использована для основного и резервного агрегатов при их последовательной или параллельной работе.

Система может работать с гидравлическими и пневматическими системами регулирования и позволяет осуществить:

- автоматический пуск агрегата и дистанционное управление режимами его работы;
- нормальный и аварийный остановки агрегатов;
- световую и звуковую сигнализацию отклонения параметров работы от номинальных;
- аварийную сигнализацию;
- технологическую сигнализацию;
- режимную сигнализацию;
- избирательный контроль и цифровую регистрацию технологических параметров.

Внешней функцией системы регулирования ГТУ является поддержание на заданном уровне режимных параметров: частоты вращения, степени сжатия и расхода перекачиваемого газа.

Внутренней функцией системы регулирования и защиты ГТУ является поддержание в допустимом диапазоне эксплуатационных параметров:

частоты вращения роторов ГТУ, температуры газа перед турбиной, удержание турбины и нагнетателя в зоне работы безопасной по помпажу, поддержание положительного перепада давлений « масло – газ » в уплотнениях нагнетателя, обеспечение безопасного пуска ГТУ.

Кроме основных контуров регулирования, обеспечивающих поддержание параметров ГТУ в рабочей зоне, в ГТУ имеются вспомогательные системы, необходимые для нормальной эксплуатации установки. Это системы автоматического пуска и останова турбоагрегата, охлаждение масла, вентиляции маслобака, противопомпажная, подготовки воздуха перед всасыванием, вентиляции кожуха, шумоглушения и др., многие из которых управляются системой регулирования. Система регулирования выполнена по схеме непрямого регулирования.

В систему регулирования, как взаимосвязанная единица входит также система дистанционного управления.

3 Система теплоснабжения компрессорной станции

В настоящее время теплоснабжение промышленных площадок компрессорной станции в виде отопительной и горячей воды осуществляется от расположенной на территории компрессорной станции газовой котельной с котлами «ИМПАК» -теплопроизводительностью 5,6 Гкал/час.

Отключение, регулировка и подача воды в котельной осуществляется при помощи текущей арматуры. Контроль ведется при помощи измерительных приборов, установленных на ГЩУ. Для циркуляции воды установлены сетевые насосы марки Д-315 в количестве 2 шт.

Подготовка горячей воды и подача потребителю осуществляется через скоростные водоподогреватели, установленные на котельной, по тепловым сетям и внутренним системам горячего водоснабжения. Тепловые сети выполнены из стальных труб $\varnothing 100$ и 50 мм наружного исполнения на стальных опорах. Отключение регулировка и подача осуществляется на узлах водопотребителей и в узлах отключения на разводящих участках сетей теплоснабжения. Качественное регулирование горячего водоснабжения и теплоснабжения производится непосредственно в центральном тепловом пункте (ЦТП), находящиеся в котельных.

3.1. Принципиальная схема ГПА с водогрейным котлом.

Описание котла – утилизатора

На рисунке 3 представлена принципиальная схема ГПА укомплектованная котлом-утилизатором (КУ) в целях энергосбережения.

Номинальная мощность КУ 3,7 МВт (3,18 Гкал/час) достигаемая при температуре дымовых газов на входе 500°C, воды 70°C; на выходе - 242°C и 115°C соответственно. Газы поступают в котел из выхлопного короба газовой турбины и из котла сбрасываются в дымовую трубу. Возможный интервал изменения температуры дымовых газов на входе в котел по паспорту - 467÷521°C.

Котел-утилизатор представляет собой кожухотрубный теплообменник с оребренными трубками, в которых движется нагреваемая сетевая вода. Оребрение ленточное. Трубы и их оребрение выполнены из нержавеющей стали для предотвращения коррозии (Рис. 4).

Трубный пучок омывается дымовыми газами поперечным током. Число ходов по воде – 3, по дымовым газам – 1. Поверхность теплообмена КУ составляет 198 м².

Котел-утилизатор (КУ) водогрейного типа предназначен для нагрева 70 м³/с сетевой воды от 70 до 115 °С. Расход отходящих из выхлопного короба турбины дымовых газов 85348 м³/ч, температура 500°C, уходящих газов за котлом-утилизатором 242°C. Поверхности теплообмена КУ омываются дымовыми газами перекрестным током. Поверхность теплообмена выполнена из нержавеющей стали труб с наружным диаметром $d_n = 31,8$ мм и внутренним $d_{вн} = 26,6$ мм, со стальным ленточным оребрением диаметром $D = 57,8$ мм, толщиной ребра 1 мм, шагом витков 5 мм. Число ходов по воде 3; трубный пучок шахматный, площадь сечения для прохода газов для шахматного трубного пучка $F = 1,912$ м² ($C = 0,223$; $M = 0,65$), количество труб в шахматном пучке – $z = 25$ шт.



Рисунок 4. Модуль котла утилизатора.

3.2 Тепловой расчет котла-утилизатора.

Исходные данные для расчета котла утилизатора.

1. Массовый расход дымовых газов в КУ

$$G_1 = 47880 \text{ кг/ч} = 13,3 \text{ кг/с};$$

2. Температура дымовых газов на входе в КУ

$$t'_1 = 500 \text{ }^\circ\text{C};$$

3. Температура дымовых газов на выходе КУ

$$t''_1 = 242 \text{ }^\circ\text{C};$$

4. Плотность дымовых газов при средней температуре

$$\rho_1 = 0,561 \text{ кг/м}^3 ;$$

5. Теплоемкость дымовых газов при средней температуре

$$C_1 = 0,254 \text{ ккал/кг}\cdot^\circ\text{C} ;$$

6. Массовый расход воды

$$G_2 = 67459 \text{ кг/ч} = 19,5 \text{ кг/с};$$

7. Температура воды на входе в КУ

$$t'_2 = 70 \text{ }^\circ\text{C};$$

8. Температура воды на выходе

$$t''_2 = 115 \text{ }^\circ\text{C};$$

9. Плотность воды при средней температуре

$$\rho_2 = 963,7 \text{ кг/м}^3;$$

10. Теплоемкость воды при средней температуре

$$C_2 = 1 \text{ ккал/кг}\cdot^\circ\text{C};$$

11. Наружный диаметр гладкой трубы

$$d_n = 31,8 \text{ мм};$$

12. Внутренний диаметр гладкой трубы

$$d_{вн} = 26,6 \text{ мм};$$

13. Толщина стенки трубы

$$\delta_c = 2,6 \text{ мм};$$

14. Диаметр трубы по оребрению

$$D = 57,8 \text{ мм};$$

15. Толщина ребра

$$\delta_p = 1 \text{ мм};$$

16. Высота оребрения

$$h = 13 \text{ мм};$$

17. Шаг витков оребрения

$$b = 5 \text{ мм};$$

18. Количество труб в пучке

$$Z = 25 \text{ шт.}$$

19. Коэффициент теплопроводности нержавеющей стали;

$$\lambda_p = \lambda_c = 16 \text{ Вт/(м К)}.$$

3.3 Расчет котла-утилизатора

1. Тепловая мощность КУ:

$$Q = 3600 \cdot G_1 \cdot C_1 \cdot (t_1' - t_1''), \text{ Гкал/ч}$$

$$Q = 3600 \cdot 13,3 \cdot 0,254 \cdot (500 - 242) = 3,14 \text{ Гкал/ч} = 3,65 \text{ МВт}$$

2. Нагрев воды:

$$\delta t_2 = \frac{Q}{G_2} = \frac{3,14 \cdot 10^6}{19,5 \cdot 3600} = 44,7 \text{ }^\circ\text{C}$$

3. Конечная температура воды:

$$t_2'' = t_2' + \delta t_2 = 70 + 44,7 = 114,7 \text{ }^\circ\text{C}$$

4. Средний температурный напор при противотоке:

$$\Delta t_{\text{прот}} = \frac{(t_1' - t_2'') - (t_1'' - t_2')}{\text{Ln} \frac{(t_1' - t_2'')}{(t_1'' - t_2')}} = \frac{(500 - 115) - (242 - 70)}{\text{Ln} \frac{(500 - 115)}{(242 - 70)}} = 264 \text{ }^\circ\text{C}$$

Т.к. в действительности имеет место перекрестный ток, то вводим поправки:

$$P = \frac{\delta t_2}{\Delta t_{\text{расп}}} = \frac{44,7}{500 - 115} = 0,12$$

$$R = \frac{\delta t_1}{\delta t_2} = \frac{500 - 242}{44,7} = 5,8$$

С учетом числа ходов по воде находим по номограмме поправочный коэффициент к противотоку:

$$\Psi = f(P, R) = 0,985$$

5. Средний температурный напор при перекрестном токе:

$$\Delta t = \Delta t_{\text{прот}} \cdot \Psi = 264 \cdot 0,985 = 261 \text{ }^\circ\text{C}$$

6. Средняя температура воды:

$$t_2 = t'_2 + 0,5 \cdot \delta t_2 = 70 + 0,5 \cdot 44,7 = 92,4 \text{ } ^\circ\text{C}$$

7. Средняя температура газов:

$$8. t_1 = t_2 + \Delta t = 92,4 + 261 = 353,4 \text{ } ^\circ\text{C}$$

9. Коэффициент теплоотдачи от газов к внешней поверхности свободной от ребер:

$$\alpha_1 = \frac{\lambda_1}{\delta} C \left(\frac{w_1 b}{v_1} \right)^m \left(\frac{d_n}{b} \right)^{-0,54} \left(\frac{h}{b} \right)^{-0,14}, \text{ Вт}/(\text{м}^2\text{К}).$$

10. Теплофизические характеристики газа при средней температуре:

$v_1 = 6,333 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$ – кинематическая вязкость;

$\lambda_1 = 0,038 \text{ Вт}/(\text{м К})$ – коэффициент теплопроводности;

11. Геометрические характеристики трубного пучка:

$d_n = 31,8 \text{ мм}$ наружный диаметр гладкой трубы

$h = 13 \text{ мм}$ высота оребрения

$b = 5 \text{ мм}$ шаг витков оребрения

$D = 57,8 \text{ мм}$ диаметр трубы по оребрению

12. Скорость газов

$$w_1 = \frac{G_1}{\rho_1 F} = \frac{13,3}{0,561 \cdot 1,912} = 12,4 \text{ м/с.}$$

$$\alpha_1 = \frac{0,038}{0,005} 0,223 \left(\frac{12,4 \cdot 0,005}{6,333 \cdot 10^{-6}} \right)^{0,65} \left(\frac{0,0318}{0,005} \right)^{-0,54} \left(\frac{0,013}{0,005} \right)^{-0,14} = 214,2 \text{ Вт}/(\text{м}^2\text{К}).$$

13. Приведенный коэффициент теплоотдачи от газов к трубам с учетом оребрения:

$$\alpha_{1np} = \alpha_1 \left(\frac{F_p}{F_c} \cdot \frac{\theta_0}{\theta_1} + \frac{F_n}{F_{pc}} \right) \text{ Вт}/\text{м}^2\text{К}$$

14. Число ребер на 1 м трубы

$$n=1000/b=1000/5=200 \text{ шт}$$

15. Поверхность ребер

$$F_p = 2\pi n \frac{(D^2 - d_n^2)}{4} = 2 \cdot 3,14 \cdot 200 \frac{(0,0578^2 - 0,0318^2)}{4} = 0,732 \text{ м}^2$$

16. Поверхность 1м длины трубы, свободная от ребер

$$F_n = \pi d_n - n\pi d_n \delta_p = 3,14 \cdot 0,0318 - 200 \cdot 3,14 \cdot 0,0318 \cdot 0,001 = 0,1 \text{ м}^2/\text{м}$$

17. Полная внешняя ребристая поверхность

$$F_{pc} = F_p + F_n = 0,732 + 0,1 = 0,832 \text{ м}^2/\text{м}$$

18. Поправочный коэффициент:

$$\frac{\theta_0}{\theta_1} = 4\varphi \frac{d_n}{m} (D^2 - d_n^2)$$

предварительно находим m :

$$m = (2 \cdot \alpha_1 / \lambda_p \cdot \delta_p)^{1/2} = 2 \cdot 214,2 / (16 \cdot 0,001)^{1/2} = 163,6$$

$$m \cdot r = 163,6 \cdot 0,03186 / 2 = 2,6 \quad (r = d_n / 2)$$

$$m \cdot (R - r) = 163,6 \cdot (0,5 \cdot (0,0578 - 0,03186)) = 2,12;$$

по номограмме [5] находим $\varphi = 1,2$

$$\frac{\theta_0}{\theta_1} = 4 \cdot 1,2 \cdot \frac{0,03186}{163,6} (0,0578^2 - 0,03186^2) = 0,528$$

$$\alpha_{1np} = 214.2 \left(\frac{0.732}{0.832} \cdot 0.528 + \frac{0.1}{0.832} \right) = 125.2 \text{ Вт/(м}^2\text{К)}$$

19. Коэффициент теплоотдачи от стенки трубы к воде:

$$\alpha_2 = A \frac{w^{0.8}}{d_{вн}^{0.2}}$$

Для данного типа теплообменника $A=3160$ [6]

20. Скорость воды в трубе

$$w_1 = \frac{4G_2}{\rho_2 \pi d_{вн}^2 n} = \frac{4 \cdot 19.5}{936.7 \cdot 3.14 \cdot 0.0266^2 \cdot 25} = 1.48 \text{ м/с}$$

$$\alpha_2 = 3160 \frac{1.48^{0.8}}{0.0266^{0.2}} = 8821 \text{ Вт/(м}^2\text{К)}$$

21. Коэффициент теплопередачи для чистой ребристой трубы, отнесенный к ребристой поверхности:

$$k_{pc} = \frac{1}{\left(\left(\frac{1}{\alpha_2} + \frac{\delta_c}{\lambda_c} \right) \frac{F_{pc}}{F_c} + \frac{1}{\alpha_1} \right)}, \text{ Вт/(м}^2\text{К)}$$

22. Удельная внутренняя поверхность трубы

$$F_c = \pi \cdot d_{вн} = 3.14 \cdot 0.026 = 0.082 \text{ м}^2$$

$$\frac{F_{pc}}{F_c} = \frac{0.832}{0.082} = 10.15$$

23. Коэффициент оребрения

$$k_{pc} = \frac{1}{\left(\left(\frac{1}{7914} + \frac{0.0026}{16} \right) 10.15 + \frac{1}{125.2} \right)} = 102,9 \text{ Вт}/(\text{м}^2\text{К})$$

24. Требуемая поверхность теплообмена:

$$F = \frac{Q}{k_{pc} \cdot \Delta t} = \frac{3,14 \cdot 10^6}{102,9 \cdot 261} = 117,2 \text{ м}^2$$

Имеющаяся поверхность теплообмена котла утилизатора 198,24 м².

3.4. Расчет теплопотребления объектов компрессорной станции

А) Расчет расхода теплоты на отопление.

Тепловые потери зданий восполняются теплотой горячей воды из котла-утилизатора за турбиной.

Максимальный расход теплоты на отопление зданий:

$$Q_0^{\max} = (1 + \mu) \cdot q_0 \cdot V \cdot (t_b - t'_{но}) \cdot 10^{-3}, \text{ кВт.}$$

V – объем здания по наружному обмеру, м³

μ - коэффициент инфильтрации

q_0 – отопительная характеристика зданий, Вт/(м³ К)

t_b – внутренняя температура в здании, °С

$t'_{но}$ - расчетная температура наружного воздуха для отопления, °С

К расчету приняты [6]

$t_b = 18$ °С

$t'_{но} = - 5$ °С

$\mu = 0,3$

Отопительная характеристика зданий

$$q_0 = \frac{a}{\beta \sqrt[6]{V}}, \text{ Вт}/(\text{м}^3 \text{ К})$$

к расчету приняты [6]

$$a = 2,5 \text{ Вт}/(\text{м}^3 \text{ К})$$

$$\beta = 0,9$$

Б) Расчет расхода теплоты на вентиляцию.

Расход теплоты на вентиляцию:

$$Q_{\text{в}}^{\text{max}} = q_{\text{в}} \cdot V \cdot (t_{\text{в}} - t'_{\text{нв}}) \cdot 10^{-3}, \text{ кВт}$$

V – объем здания по наружному обмеру, м^3 ;

$q_{\text{в}}$ – вентиляционная характеристика здания, $\text{Вт}/(\text{м}^3 \text{ К})$;

$t_{\text{в}}$ – внутренняя температура в здании, $^{\circ}\text{C}$;

$t'_{\text{нв}}$ – расчетная температура наружного воздуха для вентиляции, $^{\circ}\text{C}$;

К расчету приняты [6]

$$t_{\text{в}} = 18 \text{ }^{\circ}\text{C};$$

$$t'_{\text{нв}} = -5 \text{ }^{\circ}\text{C};$$

$$q_{\text{в}}^{\text{гшу}} = 0,2 \text{ Вт}/(\text{м}^3 \text{ К});$$

$$q_{\text{в}}^{\text{рмм}} = 0,4 \text{ Вт}/(\text{м}^3 \text{ К});$$

$$q_{\text{в}}^{\text{укр}} = 0,4 \text{ Вт}/(\text{м}^3 \text{ К});$$

В) Расчет расхода теплоты на ГВС.

Расход теплоты на ГВС:

$$Q_{\text{ГВС}}^{\text{max}} = P \cdot n \cdot a \cdot \frac{c}{m} \cdot 3600 \cdot (t_{\text{г}} - t_{\text{х}}), \text{ кВт}$$

P – число душевых;

n – число человек;

m – расчетная длительность подачи воды;

c – теплоемкость воды;

$a = 60 \text{ кг/чел}$ – норма расхода воды;

$t_{\text{г}} = +60 \text{ }^{\circ}\text{C}$ – температура воды на ГВС;

$t_{\text{х}} = +5 \text{ }^{\circ}\text{C}$ – температура холодной воды.

К расчету приняты [6]

$$P^{\text{гшу}} = 2 \text{ шт};$$

$$n = 16 \text{ чел};$$

$$P^{\text{рмм}} = 2 \text{ шт};$$

n = 8 чел;

m = 30 мин.

Суммарная потребность компрессорной станции в теплоснабжении:

$$Q = Q_o^{max} + Q_g^{max} + Q_{звс}^{max}, \text{ кВт}$$

Результаты расчетов приведены в таблице 1.

Таблица 1

Расход теплоты на отопление, вентиляцию
и ГВС для компрессорной станции

№	Тип здания	Строительный объем здания	Отопительная характеристика	Расход теплоты на отопление	Вентиляционная характеристика	Расход теплоты на вентиляцию	Расход теплоты на ГВС	Суммарный расход теплоты	
		V	q _o	Q _o	q _в	Q _в	Q _{ГВС}	Q	
		м ³	Вт/м ³ К	кВт	Вт/м ³ К	кВт	кВт	кВт	
1.	Главный щит управления	1932	1,78	259,4	0,2	16,4	24,6	300,4	
2.	Ремонтные мастерские	3276	1,63	402,6	0,4	55,7	12,3	470,6	
3.	Укрытие ТА1	3873	1,51	596,2	0,4	89,2	0	506,4	
4.	Укрытие ТА2	3873	1,51	596,2	0,4	89,2	0	506,4	
5.	Укрытие ТА3	3873	1,51	596,2	0,4	89,2	0	506,4	
6.	Укрытие ТА4	3873	1,51	596,2	0,4	89,2	0	506,4	
7.	Укрытие ТА5	3873	1,51	596,2	0,4	89,2	0	506,4	
	Итого								3303

Суммарный расход теплоты по всем входам тепловых нагрузок составляет 3,3 МВт при номинальной мощности котла-утилизатора 3,7 МВт. Таким образом, теплоснабжение компрессорной станции может быть реализовано одним котлом-утилизатором, для которого топливная составляющая затрат равна нулю.

В перспективе, комплектация других ГПА котлами-утилизаторами может обеспечить работу тепличного хозяйства.

По этой причине произведена оценка площади тепличного хозяйства. В соответствии с методикой [6], при двойном остеклении и металлических шпурсах, коэффициент теплопередачи принимается равным $k=3,3$ Вт/(м²·К). При стандартной ширине теплицы 10 м, высоте 2,6 м и длине 100 м площадь остекления составляет 2600 м². При нормативной температуре внутри теплицы +18°С и расчетной наружной температуре $t'_{\text{но}} = -5$ °С тепловые потери через остекление составят

$$Q_0^{\text{max}} = k \cdot F \cdot \Delta t = 3,3 \cdot 2600 \cdot 23 = 202 \text{ кВт.}$$

С учетом потерь теплоты в почву (которая принимается равным 15%), требуемая тепловая мощность для обогрева теплицы составит :

$$Q_0'^{\text{max}} = 1,15 \cdot Q_0^{\text{max}} = 1,15 \cdot 202 = 232,3 \text{ кВт.}$$

Следовательно, котел-утилизатор может обеспечить теплоснабжение теплиц с площадью не менее 14000 м².

Еще одним вариантом для утилизации теплоты выхлопных газов ГПА могла стать реконструкция системы теплоснабжения близлежащих населенных пунктов с использованием котлов-утилизаторов единичной мощностью 3,2 Гкал/час.

4. Безопасность жизнедеятельности при эксплуатации оборудования компрессорной станции.

Компрессорная станция магистрального газопровода является комплексом сооружений, обеспечивающих транспортировку, очистку и охлаждение газа.

Проектирование и монтаж компрессорных станций должны обеспечивать безопасность работы на агрегатах и соблюдение санитарно-технических норм. Соблюдение правил техники безопасности на компрессорных станциях, в том числе при эксплуатации котла утилизатора, является актуальным вопросом, поскольку любая небрежность может привести к аварии, неизбежно влекущий за собой большой материальный ущерб, а также трагические случаи – человеческие жертвы.

Обеспечение безопасности рабочего персонала. При проектировании установки решаются вопросы безопасности жизнедеятельности, учитывающие все вредные и опасные производственные факторы, которые возникают при ее работе и могут оказать влияние на обслуживающий персонал.

Начальная температура дымовых газов перед ТВД 1090 К, при такой температуре рабочего тела происходит значительный нагрев корпусных деталей, трубопровода и большое количество тепла выделяется в окружающую среду. Поэтому предусмотрена защита от тепловыделений.

Неблагоприятными для работы персонала является шум и вибрация возникающие при работе агрегата. Возникновение шума вызывает понижение работоспособности, ослабление слуха. Шум в машинном зале бывает аэродинамического и механического характера.

Механические шумы создаются за счет соударения различных деталей турбины (например, шум в подшипниках). Аэродинамический шум создается высокоскоростными потоками рабочего тела.

Для нормальной работы людей шум в машинном зале не должен превышать 80 дБА.

Машинный зал по степени опасности поражения персонала электрическим током относится [7] к помещениям особо опасным. Эти помещения характеризуются наличием следующих условий:

А) токопроводящих полов;

Б) высокой температуры;

В) возможностью одновременного прикосновения человека к имеющим соединение с землей металлоконструкциям зданий, технологическими аппаратами, механизмами с одной стороны и металлическим корпусам оборудования с другой стороны.

При работе турбоустановки используются пожароопасные вещества: масло в системе смазки и регулирования, газ в камере сгорания. При использовании этих веществ в зоне рабочих температур возникает пожарная опасность.

Топливом для ГТУ служит природный газ содержащий 95% метана (CH₄). При утечке газа через неплотные соединения оборудования и трубопроводов возможно образование взрывоопасных смесей газа и воздуха. При проникновении газа в производственные помещения, где находится обслуживающий персонал, он может вызвать отравление, т.к. он одорируется метилмеркаптаном, относящимся к веществам 2 класса опасности (ПДК 0.8 мг/м³).

Тепловая изоляция. Важную роль в снижении тепловыделений играет теплоизоляция. По техническим толщинам теплоизоляция для ГТУ должна быть 60:100 мм. Для снижения перепада температур на корпусе ГТУ и других деталях, подверженных нагреву, используется система охлаждения корпусных деталей воздухом, отбираемым за десятой ступенью компрессора.

Выхлопной короб ГТУ теплоизолирован стандартными теплоизоляционными матами из каолиновой ваты ($\lambda=0.04$ Вт/м к) толщиной 80 мм.

Проверим предельную температуру на внутренней поверхности тепловой изоляции при условии $t_{\text{н}}^{\text{из}} = 45^{\circ}\text{C}$ и температуре воздуха в помещении $t_{\text{возд}}=18^{\circ}\text{C}$.

Определим тепловой поток от внешней поверхности изоляции при этих условиях:

$$Q=\alpha\cdot\Delta t=\alpha(t_{\text{н}}^{\text{из}}-t_{\text{возд}});$$

$$\alpha=\alpha_{\text{рад}}+\alpha_{\text{конв}}$$

$$\alpha_{\text{конв}}=\frac{\sigma_{\text{луч}}}{10^8}(t_{\text{н}}^{\text{из}}-t_{\text{возд}})\left[(t_{\text{н}}^{\text{из}}+273)^4-(t_{\text{возд}}+273)^4\right]=$$

$$=\frac{5,8}{10^8}(45-18)\left[(45+273)^4-(18+273)^4\right]=5,9\frac{\text{Вт}}{\text{м}^2\cdot\text{К}}$$

$$\alpha_{\text{конв}}=1.66\cdot(t_{\text{н}}^{\text{из}}-t_{\text{возд}})^{1/3}=1.66\cdot(45-18)^{1/3}=5.0\text{ Вт/м}^2\text{к}$$

$$\alpha=5.9+5.0=10.9\text{ Вт/м}^2\text{к}$$

$$q=10.9\cdot(45-18)=294\text{ Вт/м}^2\text{к}$$

Определим температуру на внутренней поверхности при расчетном тепловом потоке.

$$Q=(\lambda/\delta)\cdot(t_{\text{вн}}^{\text{из}}-t_{\text{н}}^{\text{из}});$$

$$t_{\text{вн}}^{\text{из}} = t_{\text{н}}^{\text{из}} + q * (\delta / \lambda = 45 + 294 * 0.08 / 0.04 = 633 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Если параметры выбранной теплоизоляции удовлетворяют требованиям, то должно выполняться условие $t_{\text{вн}}^{\text{из}} > t_{\text{г}}$.

Так как в нашем расчете $t_{\text{вн}}^{\text{из}} = 633 \text{ } ^\circ\text{C} > t_{\text{г}} = 504 \text{ } ^\circ\text{C}$, то следовательно, выбранная теплоизоляция удовлетворяет требованиям.

Микроклимат. Параметры микроклимата в машзале необходимо поддерживать по ГОСТ 12.1 005-88 [8], соответствующие 2а категории работ (средней тяжести).

Температура воздуха $18 \div 25 \text{ } ^\circ\text{C}$, скорость движения воздуха не более $0,2 \text{ м/с}$, влажность $40 \div 60 \text{ } \%$. Для поддержания этих параметров предусмотрена приточно-вытяжная вентиляция, калорифер, кондиционер.

Освещение. Согласно [9] применяется два вида освещения – искусственное и естественное. В здании, где установлены турбины, предусматривается естественное освещение, обеспечивающее достаточную освещенность через оконные проемы дневным светом.

Оконные проемы предусмотрены с увеличенной площадью остекления – 25% , чтобы предотвратить разрушение здания на случай взрыва.

Для работы в ночное время предусматривается установка газоразрядных ламп. Освещенность помещений $100\text{-}200 \text{ лк}$. Аварийное освещение – 5 лк .

Электробезопасность. Источниками энергии на КС являются:

- высоковольтные подстанции энергетических систем, расположенных в районе КС;
- малые электростанции собственных нужд, приводом электрогенератора на которых является один из ГПА или специальная энергетическая ГТУ;
- аварийные аккумуляторы, используемые в случае аварии.

На некоторых станциях имеются также аварийные дизельные генераторы.

В соответствии с Правилами устройства электроустановок [10] электрооборудование присоединено к общему контуру заземления. Соединительные муфты закрыты кожухами. В металлических емкостях на проводящих ток полах и металлических поверхностях разрешено применять для освещения переносные безопасные лампы только заводского изготовления с защитной сеткой, напряжением не более 12В.

В машинном зале предусмотрены специальная проводка и розетки с плоскими контактами, такие розетки расположены на расстоянии не менее 2,5 м от турбины.

Сопротивление заземления $R_3=4$ Ом. По ПУЭ – 84 [10] помещение машзала относится к помещениям с особой опасностью, т.к. характеризуется наличием высокой температуры, токопроводящих полов, возможностью одновременного прикосновения к соединенным с землей конструкциям и металлическим корпусам оборудования.

Пожаробезопасность. В соответствии с противопожарными нормами НПБ 105-95 [7] помещение КС можно разделить на следующие категории взрывопожароопасности:

Категория А – галерея нагнетателей – взрывопожароопасное помещение, так как в результате неисправности может образоваться взрывоопасная смесь горючих газов с воздухом в большом объеме.

Категория Г – машинный зал-производство, где имеются горючие газы, используемые в виде топлива.

Категория Д – помещение ГЩУ, административные корпуса – негорючие вещества и материалы в холодном состоянии.

В соответствии с ПУЭ-84 [10] помещения КС можно разделить на следующие классы взрывоопасности:

Зона класса В-1а – галерея нагнетателей – зона, в которой при нормальной эксплуатации взрывоопасной смеси горючих газов не образуется, а возможны только в результате аварии или неисправности.

Помещение ГЩУ и административные корпуса находятся за пределами взрывоопасной зоны и считаются невзрывоопасными.

Внешние маслопроводы, находящиеся в зоне горячих поверхностей, заключены в специальные короба из листовой стали толщиной не менее 3 мм. Все горячие поверхности расположенные вблизи маслопроводов тщательно изолированы. В турбинном цехе расположены противопожарные устройства: автоматическая система пожаротушения WalterKits, пожарные краны (3 шт) с брандспойтами, огнетушители (ОУ-10 – 6 шт., ОП-10 – 10 шт, ОП-50 – 6 шт.), ящики с песком и инвентарь, предусмотренный Правилами пожарной охраны и ГОСТ 12.1.004-94 [7].

Технологическая, предупредительная, аварийная сигнализации и необходимые для контроля приборы внесены на щит управления.

В местах связанных с возможной опасностью для работающих людей установлены знаки безопасности. Оборудование окрашено по ГОСТ 12.4.026-76* [11].

Шум и вибрация. Шум представляет собой спектр звуков различной интенсивности и частоты. По ГОСТ 12.1.003-83*[12] допустимый уровень шума составляет 80 дБА. Наиболее мощные источники шума – входной диффузор и выходной диффузор – до 120 дБА.

Для подавления шума применяются различные глушители: активные, реактивные, комбинированные. В конструкции ГТК-25 используются активные глушители на всасе. Наиболее простой и дешевый способ снижения шума – установка шумопоглощающих кожухов. Внутренняя часть кожуха облицовывается звукопоглощающим материалом, кожухи продуваются воздухом.

Для уменьшения вибрации кожухи покрывают вибродемпфирующим материалом, мастикой. Акустическая обработка входного и выходного патрубков (покрытие их изнутри теплоизоляционным или звукопоглощающим материалом) снижает уровень шума до 8-10 дб.

Акустическая обработка стенок прямолинейных участков тракта прямоугольного сечения, при обычно принимаемых скоростях потока, неэффек-

тивна. Поэтому для радикальной защиты от шума, тракт ГТК имеет участок в виде ряда узких каналов и несколько поворотов с акустической облицовкой.

Для обслуживающего персонала сооружено специальное помещение – щит управления.

Источниками вибрации являются вращающиеся части турбоустановки, а также пульсации рабочего тела в камере сгорания. Снижение вибрации достигается тщательной центровкой и балансировкой роторов.

Вибрация контролируется вибродатчиками, установленными на ГТУ.

5. Вопросы экологии.

Компрессорная станция является источником шумового и теплового загрязнения окружающей среды. В целях борьбы с этими явлениями применяются звуко- и теплоизоляция, утилизация тепла уходящих газов.

Развитие и расширяющееся применение ГТУ сопровождаются как возрастанием потребления топлива и атмосферного кислорода, так и увеличением масштабов загрязнения атмосферы выхлопными газами. Газы представляют собой смесь продуктов сгорания с избыточным воздухом. Продукты сгорания применяемых в ГТУ топлив могут содержать:

- продукты полного сгорания горючих компонентов топлива - CO_2 , H_2O , SO_2 , SO_3 .
- продукты неполного сгорания топлива - свободный углерод (сажа), CO , различные углеводороды C_xH_y .
- окислы азота NO и NO_2 .
- золотые частицы.

Наиболее реальную угрозу представляют окислы азота. Поэтому сжигание топлива в камере сгорания ГТУ без образования окислов азота – важнейшая задача. Для уменьшения выброса окислов азота необходимо соблюдать оптимальный режим горения в камере сгорания. В настоящее время уг-

лекислый газ и водяные пары не считаются загрязнителями, хотя в будущем отношение к ним может измениться, поскольку повышение содержания их в атмосфере может повлиять на ее температуру и, следовательно, изменить климатические условия. Другие компоненты продуктов сгорания либо обуславливают дымление, либо являются токсичными. Дымление и загрязнение атмосферы приводит к уменьшению солнечной радиации попадающей на землю и ухудшению видимости в результате поглощения и рассеивания света взвешенными в воздухе частицами.

Для уменьшения локальных нарушений микроклимата тепло должно рассеиваться в слоях атмосферы, удаленных от поверхности земли с помощью дымовых труб. Расчет этих труб ведут обычно не из условий рассеивания тепла, а из условий рассеивания в атмосфере токсичных продуктов выходящих газов. Высота дымовой трубы ГТК-25 составляет 25 м.

6. Экономическая часть.

Экономическая эффективность и показатели реконструкции хвостовой части ГПА установкой котла утилизатора:

1. Капитальные затраты на реконструкцию (стоимость оборудования, проекта и монтажных работ).

$$K_{\text{зат}} = 48000 \text{ \$};$$

2. Тариф на тепловую энергию:

$$T_{\text{т/э}} = 10 \text{ \$/Гкал};$$

3. Издержки на оплату труда рабочим (средний фонд заработной платы рабочих за год).

$$S_{\text{озп}} = 44400 \text{ \$/год};$$

3. Количество тепловой энергии, вырабатываемой котлом утилизатором:

$$Q = 3,14 \text{ Гкал/ч};$$

4. Продолжительность отопительного сезона (принята 6 месяцев):

$$\tau_{\text{от}} = 4320 \text{ ч};$$

5. Коэффициент амортизации:

$$a = 0,037 ;$$

6. Коэффициент ремонта:

$$a_{\text{рем}} = 0,06 ;$$

7. Расчет издержек на эксплуатацию оборудования:

$$S = S_{\text{T}} + S_{\text{В}} + S_{\text{озп}} + S_{\text{ам}} + S_{\text{рем}} + S_{\text{пр}} , \quad \$.$$

S_{T} – издержки на топливо (отсутствуют, т.к. используются выхлопные газы газовой турбины);

$S_{\text{В}}$ – издержки на воду (отсутствуют, т.к. вода из собственной скважины);

$S_{\text{озп}}$ – издержки на заработную плату;

$S_{\text{пр}}$ – прочие издержки, которые могут возникнуть в процессе эксплуатации.

8. Издержки на амортизацию :

$$S_{\text{ам}} = a \cdot K_{\text{зат}} = 1776 \text{ \$}.$$

9. Издержки на ремонт:

$$S_{\text{рем}} = a_{\text{рем}} \cdot K_{\text{зат}} = 2880 \text{ \$}.$$

10. Прочие непредвиденные издержки эксплуатации оборудования :

$$S_{\text{пр}} = 0,25 \cdot (S_{\text{T}} + S_{\text{В}} + S_{\text{озп}} + S_{\text{ам}} + S_{\text{рем}}) = 12264 \text{ \$}.$$

11. Расчет издержек на эксплуатацию оборудования:

$$S = S_{\text{T}} + S_{\text{В}} + S_{\text{озп}} + S_{\text{ам}} + S_{\text{рем}} + S_{\text{пр}} = 0 + 0 + 44400 + 1406 + 2280 + 9522 = 61320 \text{ \$}.$$

12. Стоимость тепловой энергии, получаемой от котла утилизатора

в течение отопительного сезона :

$$W = Q \cdot T_{\text{т/з}} \cdot \tau_{\text{от}} = 3,14 \cdot 10 \cdot 4320 = 135648 \text{ \$/год}.$$

13. Возможная прибыль Π (при годовой продолжительности эксплуатации котла утилизатора 6 месяцев):

$$\Pi = W - S = 135648 - 61320 = 74328 \text{ \$/год} .$$

14. Срок окупаемости покупки и монтажа котла утилизатора.

$$t_{\text{ок}} = K_{\text{зат}} / \Pi = 48000 / 74328 = 0,65 \text{ год} = 7,9 \text{ месяца}.$$

Так как срок окупаемости котла утилизатора составляет менее 1 года, то внедрение КУ на одной из ГПА компрессорной станции рентабельна, без учета того, что замена первичного топлива (природный газ) на вторичное

топливо (теплота выхлопных газов ГТУ) при выработке тепловой энергии на теплофикацию КС высвобождает около 2 млн. м³ товарного газа. Результаты расчета приведены ниже.

Расчет экономии первичного топлива (топливного природного газа)

1. К.п.д. существующей котельной компрессорной станции:

$$\eta_{\text{кот}} = 0,8 \quad -$$

2. Часовая выработка тепловой энергии котлом утилизатором:

$$Q_{\text{от}} = 3,14 \quad \text{Гкал/ч}$$

3. Продолжительность работы КУ:

$$\tau_{\text{от}} = 4320 \quad \text{ч}$$

4. Теплота сгорания топливного газа:

$$Q_{\text{н}}^{\text{р}} = 8200 \quad \text{ккал/м}^3$$

5. Тариф на природный газ:

$$T_{\text{пг}} = 170 \quad \text{сум/м}^3$$

6. Годовая выработка тепловой энергии котлом утилизатором:

$$Q_{\text{год}} = Q_{\text{от}} \cdot \tau_{\text{от}} = 3,14 \cdot 4320 = 13565 \quad \text{Гкал/год}$$

7. Расход топливного газа на котельную

$$B_{\text{пг}} = \frac{Q_{\text{год}} \cdot 10^6}{Q_{\text{н}}^{\text{р}} \cdot \eta_{\text{кот}}} = \frac{13565 \cdot 10^6}{8200 \cdot 0,8} = 2,07 \cdot 10^6 \frac{\text{млн. м}^3}{\text{год}} = 2422 \text{ т.у.т.}$$

8. Стоимость сэкономленного природного газа

$$C_{\text{пг}} = B_{\text{пг}} \cdot T_{\text{пг}} = 2,07 \cdot 10^6 \cdot 170 = 351,5 \frac{\text{млн. сум}}{\text{год}}$$

Выводы по работе

1. Рассмотрены и изучены варианты внедрения на компрессорной станции водогрейного котла утилизатора, работающего на отходящих высокотемпературных продуктах сгорания газовой турбины между выходом турбины и дымовой трубой, с целью экономии топливного газа, сжигаемого на котельной. При этом повышается энергоэффективность использования тепловой энергии по КС.

2. Рассчитаны количественные показатели эффективности замены существующей водогрейной газовой котельной на котел утилизатор, который в будущем станет источником выработки тепловой энергии в виде горячей воды на теплофикационные нужды КС и жилпоселка.

3. При внедрении предлагаемого проекта, во первых экономится топливо, ранее расходуемое на существующую котельную, во вторых, выработка тепловой энергии в виде отопительной воды будет производиться за счет утилизации теплоты высокотемпературных (400-500 °С) уходящих газов газотурбины, в третьих можно будет демонтировать топливосжигающие котлы котельной КС, что приведет к значительному снижению эксплуатационных расходов.

4. Утилизация теплоты продуктов сгорания ГПА для теплофикационных нужд компрессорной станции приводит к экономии топлива сжигаемого в котельной в количестве 2422 тонн условного топлива в год, что равноценно 2070 тыс. м³ натуральному (природному) газу, а в денежном выражении 351,5 млн. сум/год. Срок окупаемости проекта около 8 месяцев, возможная годовая прибыль от внедрения 170 млн. сум. Кроме того, уменьшается количество вредных выбросов котельной в атмосферу пропорционально сэкономленному топливу.

Список использованной литературы

1. Каримов И.А. Наша главная задача – дальнейшее развитие страны и повышение благосостояния народа. Доклад Президента Республики Узбекистан И. Каримова на заседании Кабинета Министров, посвященном итогам социально-экономического развития страны в 2009 году и важнейшим приоритетам экономической программы на 2010 год. Ташкент, 2010.
2. Корж В.В. Газотурбинные установки. Ухта, УГТУ, 2010, -180 с.
3. Ревзин В.С. Газотурбинные установки с нагнетателями для транспорта газа. М.: Недра, 1991, - 303 с.
4. Ревзин В.С. Газотурбинные, газоперекачивающие агрегаты. М.: Недра, 1986, - 215 с.
5. Тепловой расчет котельных агрегатов. Нормативный метод./Под ред. Кузнецова С.Л. М.: Энергия, 1973.
6. Поверочный расчет котлов-утилизаторов. Методическое руководство к курсовой работе по дисциплине «Энергосбережение в энергетике и теплотехнологиях» / В.А. Мунц, Е.Ю. Павлюк. Екатеринбург: УГТУ-УПИ, 2001, - 30 с.
7. Щекин В.А. Справочник по проектированию отопления и вентиляции. М.: Энергия, 1968.
8. Бакластов А.М., Горбенко В.А., Удыма П.Г. Проектирование, монтаж и эксплуатация тепломассообменных установок. - М: Энергия, 1981.
9. СНиП 3.05.03-85 «Тепловые сети»;
10. СНиП 2.04.14-88* «Тепловая изоляция оборудования и трубопроводов»
11. ГОСТ 21.605-82 «Сети тепловые (тепломеханическая часть)»
12. СанПиН 2.2.4.548.-96. «Гигиенические требования к микроклимату производственных помещений». М., изд-во Госсанэпиднадзор РФ, 1996.
13. СНиП 2.04.05-86 «Отопление, вентиляция и кондиционирование» М., Стройиздат, 1986.