

МИНИСТЕРСТВО ВЫСШЕГО И СРЕДНЕГО СПЕЦИАЛЬНОГО  
ОБРАЗОВАНИЯ РЕСПУБЛИКИ УЗБЕКИСТАН  
ТАШКЕНТСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ ТЕХНИЧЕСКИЙ  
УНИВЕРСИТЕТ  
ИМЕНИ АБУ РАЙХАНА БЕРУНИ

Икромалиев Акмал Абдуалиевич

**РАЗРАБОТКА СХЕМЫ КОТЛА-УТИЛИЗАТОРА ГАЗОТУРБИННОЙ  
УСТАНОВКИ НА ТАШТЭЦ**

ДИССЕРТАЦИЯ

на соискание степени магистра по  
специальности: 5А310108 - «Теплоэнергетика»

Работа рассмотрена и  
допускается к защите.  
Зав. каф. «Теплоэнергетика»  
доц. Р. П. Бабаходжаев  
« \_\_\_ » \_\_\_\_\_ 2014 г.

Научный руководитель:  
доц., к.т.н. А.И. Анарбаев

**ТАШКЕНТ 2014**

## СОДЕРЖАНИЕ

№	Название подраздела	Стр
	ВВЕДЕНИЕ	3
1	РАЗВИТИЕ ТЕХНОЛОГИИ КОТЛОВ-УТИЛИЗАТОРОВ ПРИМЕНИТЕЛЬНО К ГАЗОТУРБИННОЙ УСТАНОВКЕ.	5
1.1	Особенности конструкций котлов-утилизаторов	5
1.2	Оценка схем установки котла-утилизатора в газотурбинную систему ТЭЦ.	10
2	ГАЗОТУРБИННАЯ УСТАНОВКА НА ТАШТЭЦ.	23
2.1	Модернизация ТашТЭЦ при установке ГТУ+КУ	23
2.2	Паровой котел – утилизатор	27
2.3.	Разработка усовершенствований в схему подключения котла-утилизатора в существующую на ТашТЭЦ парогазовую установку.	31
2.4	Расчет газо-водяного подогревателя сетевой воды	33
3	МОДЕЛИРОВАНИЕ РЕЖИМОВ ГТУ-КУ	40
3.1	Математическая модель оптимизации ГТУ-КУ в условиях переменных режимов работы	40
3.2	Обоснование предельной тепловой мощности ГТУ-КУ	55
4	РАСЧЕТ ТЕХНИКО-ЭКОНОМИЧЕСКИХ ПОКАЗАТЕЛЕЙ ПРИ ВНЕДРЕНИИ КУ ДЛЯ ГАЗОТРУБИННОГО МОДУЛЯ ТАШТЭЦ	65
4.1	Расчет технико-экономических показателей газотурбинной установки класса 25 МВт («Hitachi») с утилизацией тепла уходящих газов.	66
4.2	Годовые режимы работы ТЭЦ после внедрения ГТУ+КУ.	69
4.3	Эффективность преобразования энергии в годовом режиме работы.	71
	ЗАКЛЮЧЕНИЕ	75
	ЛИТЕРАТУРА	77

## ВВЕДЕНИЕ

### Актуальность темы.

Газотурбинные установки, которые всё активнее внедряются на теплоэлектростанциях республики призваны существенно увеличить эффективность сжигания природного газа. При этом процессе при температурах порядка  $2000^{\circ}\text{C}$  происходит выделение уходящих газов с большим потенциалом тепловой энергии.

Вопросы её утилизации приобретает большое значение для устойчивого развития теплоснабжения в республике. Решить эту проблему возможно при использовании в схеме с газовой турбиной котла-утилизатора, который конструктивно отличается от обычного котла.

Задача исследования схем и разработки методики расчета параметров котлов-утилизаторов приобрела в настоящее время особую важность в связи с проблемами экологии, в частности с задачами уменьшения выброса горячих газов в атмосферу. Данная проблема касается также экономически целесообразного выбора оборудования котлов-утилизаторов применительно к газовым турбинам.

В конечном счете, для теплоснабжения эта задача сводится к выбору котлов-утилизатора для потребителей при установке газовой турбины на ТашТЭЦ.

Как показывает анализ литературы, задача выбора оборудования котлов-утилизаторов при проектировании парогазовых установок решается в настоящее время с "запасом", т.е. параметры при таком подходе выбираются максимальными, что не может не сказаться на стоимости.

При этом должны учитываться динамика изменения температур и потоков наружной температуры, которые для Ташкента могут заметно изменяться в течение сезона. При этом время производительность котла-утилизатора должна быть одного порядка с периодичностью тепловой нагрузки.

### Цель диссертации.

Разработка системы газовая турбина - котёл-утилизатор (ГТУ-КУ) на теплоэлектростанции с учетом характера потребителя и его тепловой нагрузки.

### Задачи.

1. Разработка схемы котла-утилизатора для газовой турбины, установленной на ТашТЭЦ с учетом характера потребителя и его тепловой нагрузки.
2. Составление методики расчета системы ГТУ-КУ.
3. Определение параметров котла-утилизатора в зависимости от температурных характеристик уходящих газов ГТУ на ТашТЭЦ.

### Практическая значимость.

Решение этих задач позволит использовать полученную методику для предварительного проектирования котлов-утилизаторов в газотурбинных установках на теплоэлектростанциях.

### Новизна.

Рассматриваются новые для республики технологии котлов-утилизаторов для утилизации тепла от газотурбинных установок на теплоэлектростанциях.

### Предмет исследования.

Расчет применительно к газовым турбинам параметров котлов-утилизаторов для теплоснабжения потребителей теплоэлектростанции.

### Объект исследования.

Системы ГТУ-КУ на ТашТЭЦ

## ГЛАВА 1

# РАЗВИТИЕ ТЕХНОЛОГИИ КОТЛОВ-УТИЛИЗАТОРОВ ПРИМЕНИТЕЛЬНО К ГАЗОТУРБИННОЙ УСТАНОВКЕ.

### 1.1. Особенности конструкций котлов-утилизаторов

Котельное оборудование, паровые котлы или водогрейные котлы, использующие тепло отходящих газов других производств называются котлами-утилизаторами. Котлы-утилизаторы нашли широкое применение в парогазовых установках, металлургическом производстве, нефтехимии и пр.

Котлы утилизаторы отличаются от паровых котлов и другого котельного оборудования тем, что они используют для своего функционирования энергию отработанных газов, например, выхлопных газов, которые образуются при сгорании топлива. Котел утилизатор позволяет использовать энергию теплового двигателя в максимальной степени, именно поэтому такие котлы утилизаторы имеют высокий КПД по сравнению с другими видами котельного оборудования. Применение паровых котлов утилизаторов в промышленности, строительстве и сельском хозяйстве позволяет реализовывать энергосберегающие технологии. Котлы-утилизаторы, паровые водогрейные котлы и энерготехнологические паровые котлы утилизаторы по своей конструкции могут быть с естественной или принудительной циркуляцией, котельное оборудование с барабаном или без барабана (прямоточные паровые котлы) и т.д.

В теплоэнергетике применяется огромное количество паровых котлов энергетических, котлов водогрейных и котлов утилизаторов различных по мощности, по тепловым схемам, по параметрам и пр.

**Котел утилизатор** - это котел, в конструкции которого нет своей топки, принцип его действия основан на использовании тепла образующегося в процессе каких либо производственных процессов, например образование горячих газов в металлургической промышленности. Паровые котлы утилизаторы используют горячие газы в пределах от 350 до 400°С - при работе с двигателем внутреннего сгорания, от 900 до 1500°С - при работе с цементными

и сталеплавильными печами. Большие паровые котлы утилизаторы имеют все признаки котлоагрегата, кроме приспособлений для сжигания топлива. Для небольшой производительности и невысокого давления применяются газотрубные котлы утилизаторы или котлы с принудительной циклической циркуляцией. Для примера возьмем нефтеперерабатывающую промышленность, при реализации некоторых процессов образуется угарный газ. В целях защиты окружающей среды от загрязнения и получения дополнительной электроэнергии, газ сжигают в котлах утилизаторах. При сгорании газа образуется тепловая энергия, при помощи которой вода, пропускаемая через трубы, превращается в пар. Производительность пара в котлах утилизаторах, напрямую зависит от объема и качества утилизируемого газа.

Использование паровых котлов утилизаторов имеет ряд преимуществ:

- уменьшение выхлопа загрязняющих веществ в атмосферу;
- снижение расходов на очистку газов;
- более рациональное использование топлива.

### **1.1.1. Котлы-утилизаторы для газовых турбин ТЭС**

Котлы-утилизаторы представляют собой котлы, предназначенные для эффективного использования теряющегося тепла выхлопных газов газотурбинных установок (ГТУ), используемых для генерации электрической энергии. Также котлы-утилизаторы подходят для утилизации тепла уходящих газов, вырабатываемых другими устройствами и схожими по температуре и объему с выхлопными газами ГТУ.

Котлы-утилизаторы, как и обычные котлы, могут быть дополнительно оборудованы экономайзером и пароперегревателем.

Котлы-утилизаторы могут быть изготовлены в водогрейном (**PKV**) и паровом (**PKS**) исполнении. При этом котлы могут быть оснащены одной или двумя одноходовыми дымогарными секциями. Давление поступающих выхлопных газов обуславливает прохождение их через котел от передней к

задней торцевой стенке котла через дымогарные трубы, расположенные в водном объеме. Параметры для утилизатора серии PKV:

**Входные параметры газа:**

Диапазон температур выхлопных газов от ГПУ газов: 350–550 °С;

Количество потока выхлопных газов: до 35000 кг/ч;

**Выходные параметры воды:**

Диапазон расчетного давления котла составляет 6–20 бар;

Температурный диапазон 115–215 °С.

Котлы-утилизаторы могут быть спроектированы и изготовлены с дополнительной жаротрубной секцией в водогрейном (PPKV) и паровом (PPKS) исполнении. Это может потребоваться в случае, когда энергии выходящих газов оказывается недостаточно для решения поставленной задачи, либо в случае, если нагрузки на ГПУ сильно зависят от внешних условий (изменяющиеся генерируемые электрические мощности, повышение необходимой мощности в зимний период, периодический останов ГПУ и т.п.). В этом случае, недостающая энергия будет получена от упомянутой жаротрубной секции.

Конструкция котлов-утилизаторов будет аналогична случаю утилизаторов PKV/PKS серий с дополнительной жаротрубной секцией, оборудованной горелкой.

Утилизаторы комплектуются автоматикой, согласующей работу котла и ГПУ.

- Использование теряемой в обычной ситуации энергии выхлопных газов;
- получение дешевой электроэнергии (от ГПУ) и пара или горячей воды практически «из воздуха» (см. раздел Комплексные решения )
- высокий КПД в широком диапазоне нагрузок;
- стабильные параметры пара или воды при динамически изменяющихся нагрузках ГПУ
- удобство и легкость обслуживания;
- возможность оборудования экономайзером и пароперегревателем
- возможность установки одного утилизатора на 2 ГПУ
- быстрая окупаемость и экономия топлива

### **1.1.2. Примеры разработки котлов утилизаторов в промышленности.**

Котлы-утилизаторы I ступени поз. 101-СА/СВ, эксплуатируются в блоке конверсии метана отделения паровоздушной каталитической конверсии (вторичный риформинг) агрегатов синтеза аммиака по проекту фирмы ТЕС номинальной мощностью 1360 т/сутки.

Котлы-утилизаторы I ступени поз. 101-СА/СВ, работающие в схеме параллельно, предназначены для утилизации тепла конвертированного газа, поступающего после реактора вторичного риформинга 103-D агрегатов синтеза аммиака, а также для получения в трубном пространстве пара. Отличие поз. 101-СА и поз. 101-СВ заключается в расположении патрубков входа-выхода рабочих сред аппарата.

Котёл-утилизатор I ступени поз. 101-СА/СВ представляет собой вертикальный цилиндрический теплообменный аппарат высокого давления с трубами Фильда. По межтрубному пространству проходит газовая среда, отдающая тепло котловой воде, движущейся по трубному пространству аппарата. За счёт утилизации тепла конвертированного газа происходит испарение воды и получение пара при давлении 10,55 МПа. Подача нагреваемой в аппарате воды осуществляется через верхний патрубок  $D_y$  500 мм и попадает на отбойник, воспринимающий нагрузку входящего потока и защищающий трубный пучок от его эрозионного и температурного воздействия.

Материал камер входа воды и выхода пара котла-утилизатора – низкоуглеродистая сталь, трубной решётки – хромомолибденовая сталь, материал межтрубного пространства – качественная углеродистая сталь, футерованная бетоном с облицовкой внутреннего пространства жаропрочной сталью. Внутренние трубы изготовлены из качественной углеродистой стали; наружные, соприкасающиеся с газовой средой, выполнены из хромомолибденовой стали. Конструкция котла является ремонтпригодной с точки зрения замены внутренних теплообменных труб без применения сварочных технологий на силовых элементах корпуса. Перфорация отверстий в перегородках выполнена высокоточной по расположению и с минимальными

диаметральными зазорами по отношению к трубам и кожуху котла с целью снижения вибрационной нагрузки. На внутренних трубах по винтовой линии расположены пружинные дистанционирующие элементы, гарантирующие равномерный зазор системы "наружная труба - внутренняя труба" и отсутствие вибрации при вскипании воды. Наружный кожух имеет собственную систему разогрева силового кожуха низкого давления перед пуском котла в работу. Теплообменные трубы приварены к трубной решётке силовыми сварными швами и развальцованы на всю толщину трубной доски. В процессе изготовления аппарат подвергается термообработке в среде защитных газов для предупреждения образования окалины (в том числе швы приварки наружных теплообменных труб). При необходимости возможно изготовление и поставка отдельно трубных пучков ("головок") высокого давления, при этом отгрузка осуществляется в собственном страховочном корпусе с системой раскрепления труб, исключающей повреждение как собственно труб, так и мест соединения труб с трубными решётками.

С целью исключения коррозионного повреждения поставка котла-утилизатора целиком или отдельно трубного пучка осуществляется под избыточным давлением азота.

**Таблица 1.1** Технические характеристики стандартного котла-утилизатора:

Наименование параметра	В трубном пространстве	В межтрубном пространстве
Давление рабочее, МПа	10,55	3,2
Давление расчетное, МПа	11,8	3,55
Давление пробное, МПа	17,7	5,35
Максимальная температура рабочей среды, °С	314	1003
Температура расчетная стенки, °С	375	385
Состав среды	Вода котловая, пар	Конвертированный газ
Характеристика среды	-	Взрывопожароопасная
Класс, опасности по ГОСТ 12.1.005	-	IV
Класс, категория и группа взрывоопасной среды по ГОСТ Р 51330.5, ГОСТ Р 51330.11	-	ПС-Т1
Пожароопасность по ГОСТ	-	ГГ, ЛВЖ

12.1.044-89		
Группа сосуда по ПБ 03-576-03	2	1
Площадь поверхности теплообмена, м <sup>2</sup>	249	
Прибавка на компенсацию коррозии за срок службы, мм (кроме теплообменных труб)	3,2	4,8
Минимальная температура стенки, находящейся под давлением, °С	0	
Сейсмичность района размещения, баллов, не более	8	
Количество циклов нагружения за весь срок службы	1000	
Установленный срок службы, лет	16	

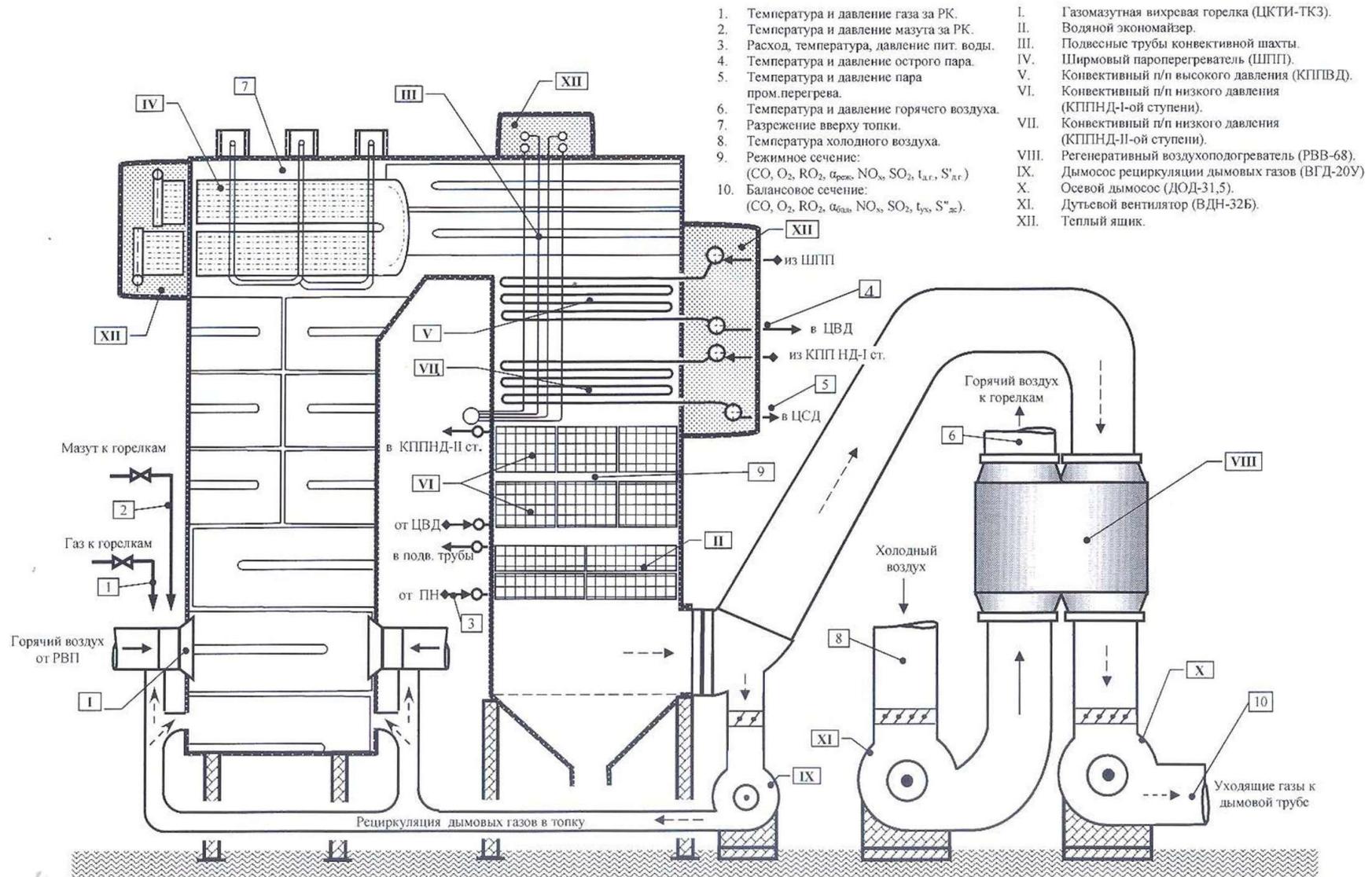


Рис.1.1. Конструктивная схема котла-утилизатора

## **1.2 Оценка схем установки котла-утилизатора в газотурбинную систему ТЭЦ.**

Принципиальная тепловая схема энергоблока газотурбинной установки на ТЭЦ выполнена по принципу моноблока: ГТ+КУ - одна газовая турбина, один котел-утилизатор, работающий на существующую паровую турбину.

Топливо сжигается только в камерах сгорания газовой турбины. Атмосферный воздух, пройдя комплексное воздухоочистительное устройство (КВОУ), поступает в компрессор ГТУ, где сжимается до требуемых параметров, а затем направляется в камеры сгорания. Туда же поступает топливо. Продукты сгорания из камер сгорания поступают в газовую турбину, где, расширяясь, производят механическую работу, используемую для привода компрессора и электрического генератора. Отработавшие в турбине газы, имеющие высокую температуру, направляются в паровой котел-утилизатор, где генерируется пар высокого давления. Выработанный в котле пар поступает к стопорному клапану существующей паровой турбины.

Подача питательной воды в контур КУ осуществляется питательными насосами (установлены в существующей части станции). Пар из барабана через перегреватель подается на паровую турбину. Циркуляция в испарительных поверхностях естественная, благодаря горизонтальной компоновке КУ.

Существует два типа газотурбинных систем производства тепловой и электрической энергии. Одна из систем служит для производства пара из отработанного газа газовой турбины, другая – для производства горячей воды. Кроме того, для первой системы существуют две системы выделения тепловой энергии в виде пара. Одна из них использует весь выделенный пар в качестве теплоносителя, другая не только производит электроэнергию, направляя выделенный пар в паровую турбину, но также использует пар, отведенный от промежуточных ступеней паровой турбины в качестве теплоносителя. В таблице 1.2 показано качественное сравнение результатов работы трех вышеупомянутых систем, использующих газовую турбину с одними и теми же характеристиками.

**Таблица 1.2**

Сравнение систем производства тепловой и энергетической энергии

Отбор энергии	Гор. вода	Пар	Электр-во/пар
Коэффициент преобразования энергии (%)	80-85	78-83	65-70
Коэффициент тепловой энергии	1,4-1,7	1,3-1,6	0,9-1,2
Характеристики чувствительности к изменению тепловой нагрузки	Плохая	Плохая	Хорошая
Техническое обслуживание	По проекту	Эквивалентно	Затруднено
Эксплуатация	По проекту	Эквивалентно	Затруднено
Стоимость строительства	По проекту	Повышенная	Высокая
Площадь установки	По проекту	Эквивалентно	Большая

Чтобы управлять тепловой мощностью системы производства тепловой и электрической энергии, необходимо управлять температурой или скоростью потока газа, отходящего из газовой турбины. Методы эксплуатации газовой турбины соответствуют следующим трем типам методов управления:

Тип управления отходящим газом	Тип эксплуатационного контроля газовой турбины
• Контроль температуры	Контроль температуры на входе газовой турбины
• Контроль потока	Контроль проходящего потока газа
• Контроль температуры и потока	Контроль направляющего аппарата на входе компрессора

В случае управления температурой, поскольку температура на входе газовой турбины управляется с целью удовлетворить потребность в тепловой энергии, температура на входе газовой турбины упадет при более низком спросе на тепловую энергию (выход теплоты), и коэффициент преобразования энергии уменьшится.

При управлении потоком мощность газовой турбины не снижается при снижении спроса на тепловую энергию. Однако эффективность преобразования теплоты падает, потому что часть отходящего газового потока будет выбрасываться в атмосферу через обводную трубу.

С другой стороны, при управлении температурой и потоком входной направляющий аппарат (ВНА) компрессора частично закрыт, при низком спросе на тепловую энергию, и поток отходящих газов уменьшается, при этом

температура на входе газовой турбины остается постоянной. Поэтому, температура отходящего газа становится несколько выше, и эффективность преобразования энергии остается высокой.

И, наоборот, в системе, отбирающей из отходящих газов как тепловую, так и электрическую энергию, объем пара, отводимого от утилизатора газовой турбины, будет уменьшен при меньшем спросе на тепловую энергию, и выходная мощность турбины увеличится, то есть можно избежать резкого падения эффективности преобразования энергии. Однако, последний вариант (система выделения пара и электроэнергии) первоначально имеет более низкий коэффициент преобразования энергии, чем остальные системы, и затраты на его строительство выше на стоимость паровой турбины, генератора и конденсатора.

## 1. Системы отбора пара [1]

а) Тепловая энергия отходящего газа газовой турбины выделяется в виде пара с такой же высокой температурой и таким же высоким давлением ( $30 \text{ кгс/см}^2$  и  $400^\circ\text{C}$ ) как и на существующих сооружениях, и затем подается на вновь устанавливаемую паровую турбину. Часть подаваемого потока пара проходит через все ступени турбины, а часть пара отбирается на промежуточных ступенях, и используется для подогрева воды. Пар, проходящий по турбине, выполняет механическую работу и вращает генератор, производя электрическую энергию. На рис.1.2 показана упрощенная блок-схема этого варианта – Вариант 1 – парогазовая установка (ПГУ).

б) Тепловая энергия отработанного газа газовой турбины отбирается в виде пара с такой же низкой температурой и таким же низким давлением, как и у технологического пара. Пар подается в качестве технологического пара или греющего пара для горячей воды. На рис.1.3 показана упрощенная блок-схема этого варианта – Вариант 2 – газотурбинная установка с паровым котлом-утилизатором.

## 2. Система отбора горячей воды

Тепловая энергия отработанного газа газовой турбины отбирается в виде горячей воды, которая подается потребителям, после того как ее температура

повышается в бойлерах горячей воды. На рис.1.4. показана упрощенная блок-схема этого варианта – Вариант 3 – газотурбинная установка с водяным котлом-утилизатором.

В случае вышеописанных вариантов 2 и 3 тепловая энергия отработанного газа из газовой турбины должна управляться в зависимости от изменения спроса на горячую воду или пар. Для этого существуют три способа, описанных ниже.

а) Выброс части отработанного газа в атмосферу, сохраняя выходную мощность газовой турбины на постоянном уровне. В результате температура отработанного газа также остается постоянной (Система байпаса).

б) Снижение температуры отработанного газа путем снижения выходной мощности газовой турбины. В этом случае поток отработанного газа сохраняется постоянным (Система регулировки выхода).

в) Регулировка входного потока воздуха с помощью входного направляющего аппарата (ВНА) газотурбинного компрессора. В диапазоне нагрузки, регулируемом ВНА температура отработанного газа растет при уменьшении нагрузки, как показано на рис. 1.5 (Система управления ВНА).

Большинство новых газовых турбин оборудуются устройством управления ВНА. На рис. 1.6 показана связь между количеством тепловой энергии, поступившей в систему отбора и эффективностью преобразования энергии (в % суммы выхода тепловой и электрической энергии к количеству тепловой энергии, поступившей в газовую турбину).

Система отбора пара. Вариант 1.

В случае применения ПГУ для отбора теплоты (пара) и электрической энергии из тепловой энергии отработанного газа газовой турбины, снижение эффективности преобразования энергии можно поддерживать на меньшем уровне (при уменьшении спроса на теплоту), чем у других систем. Отбор пара из паровой турбины уменьшается соответственно снижению спроса, а выход электроэнергии увеличивается. В сложившихся условиях система обеспечивает номинальной загрузкой по теплу в течение всего года. Инвестиции в систему выше на стоимость нового оборудования (паротурбинного генератора, паровой

турбины, включая конденсатор и вспомогательное оборудование) и сооружений, система отбора пара высокого давления и температуры из тепловой энергии отработанного газа газовой турбины имеет преимущества.

Чтобы определить, какой из двух вариантов – 2 (отбор пара низкого давления и температуры, далее именуемый - отбор пара) или 3 (отбор горячей воды) более оптимален для данного проекта, необходимо изучить их с разных точек зрения, включая состав оборудования, выдаваемую энергию, компоновку, удобство в эксплуатации и техническом обслуживании, стоимость строительства.

#### Система отбора пара. Вариант 2.

Технологическая схема системы отбора пара показана на рис.1.3. Эта система предназначена для отбора пара низкого давления и температуры (в том же состоянии – 10 ата, 288°С, что и пар, полученный из существующей паровой турбины) из тепловой энергии отработанного газа из газовой турбины с использованием бойлера рекуперации теплоты. Пар из бойлера рекуперации теплоты объединяется с паром низкого давления и температуры существующей паровой турбины и подается на нагреватели горячей воды и устройства технологического пара.

Пар конденсируется в нагревателях горячей воды, а затем возвращается в бойлеры рекуперации теплоты, где конденсат преобразуется в пар низкого давления и температуры. Подпиточная вода к конденсату пара, направляемого на технологическое использование, поступает на вход бойлера рекуперации теплоты.

#### Система отбора горячей воды. Вариант 3.

Технологическая схема системы отбора горячей воды показана на рис. 1.4. Эта система использует бойлер рекуперации теплоты, в котором поступившая вода нагревается с помощью тепловой энергии отходящего газа из газовой турбины.

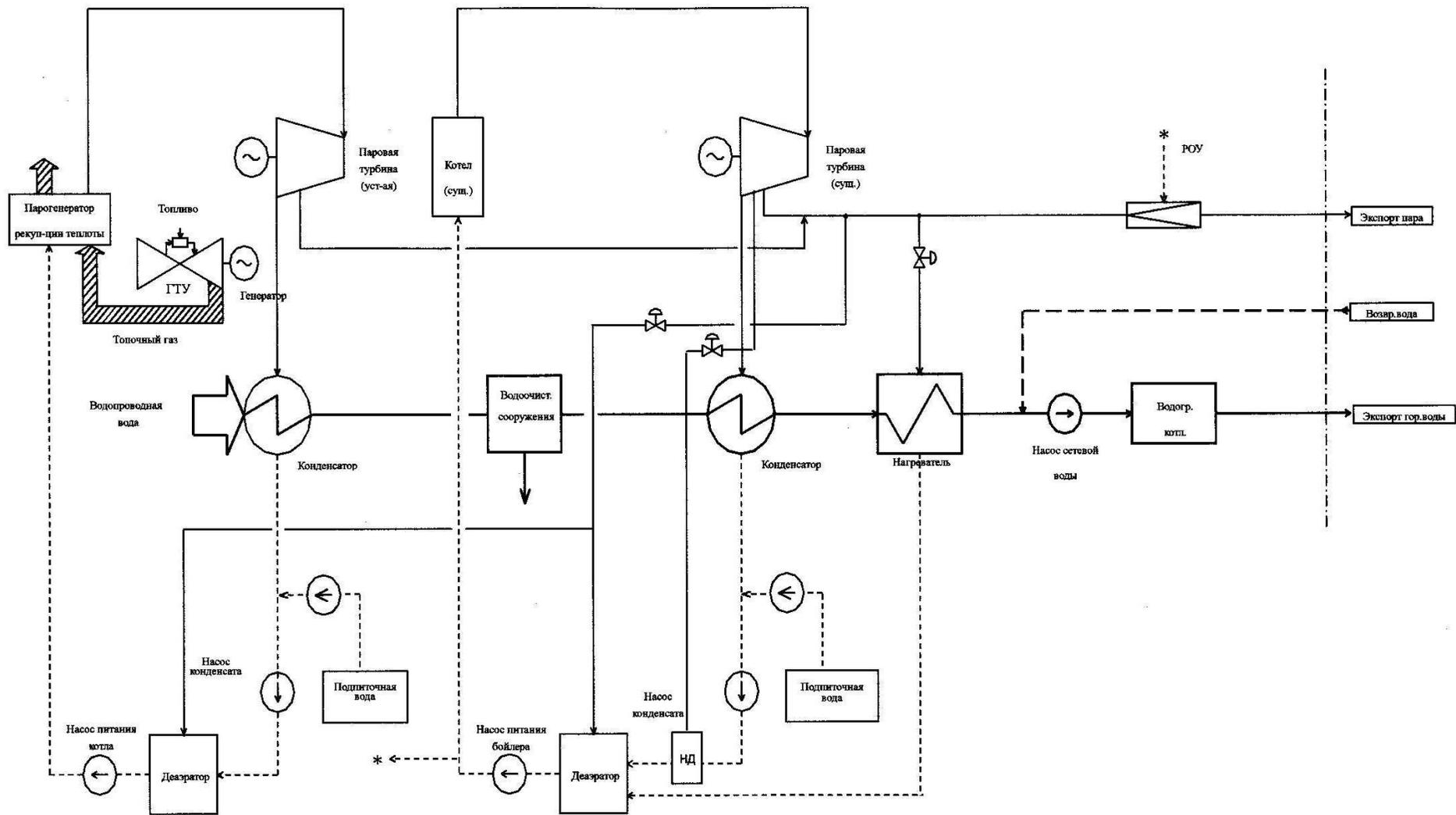
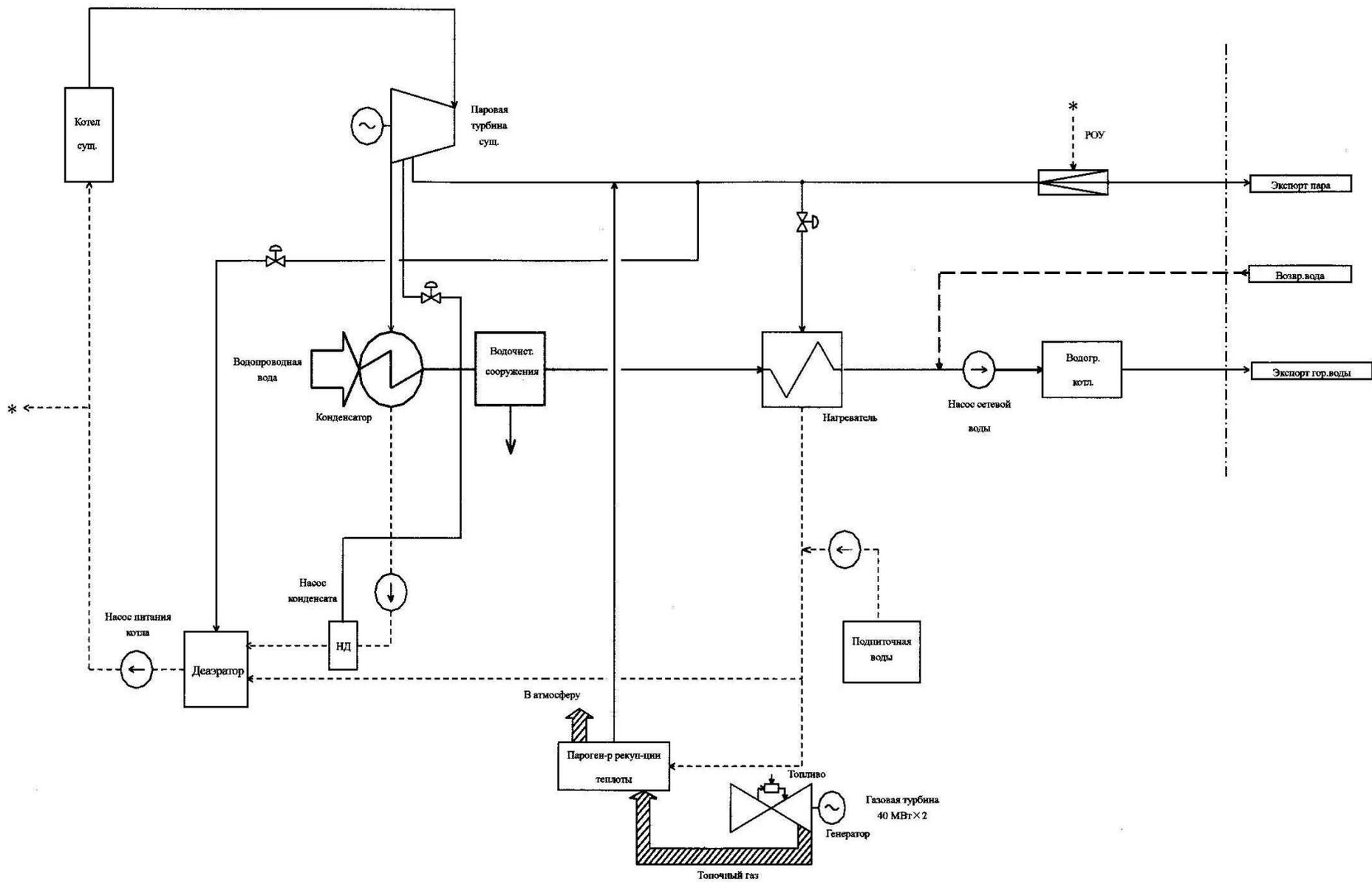
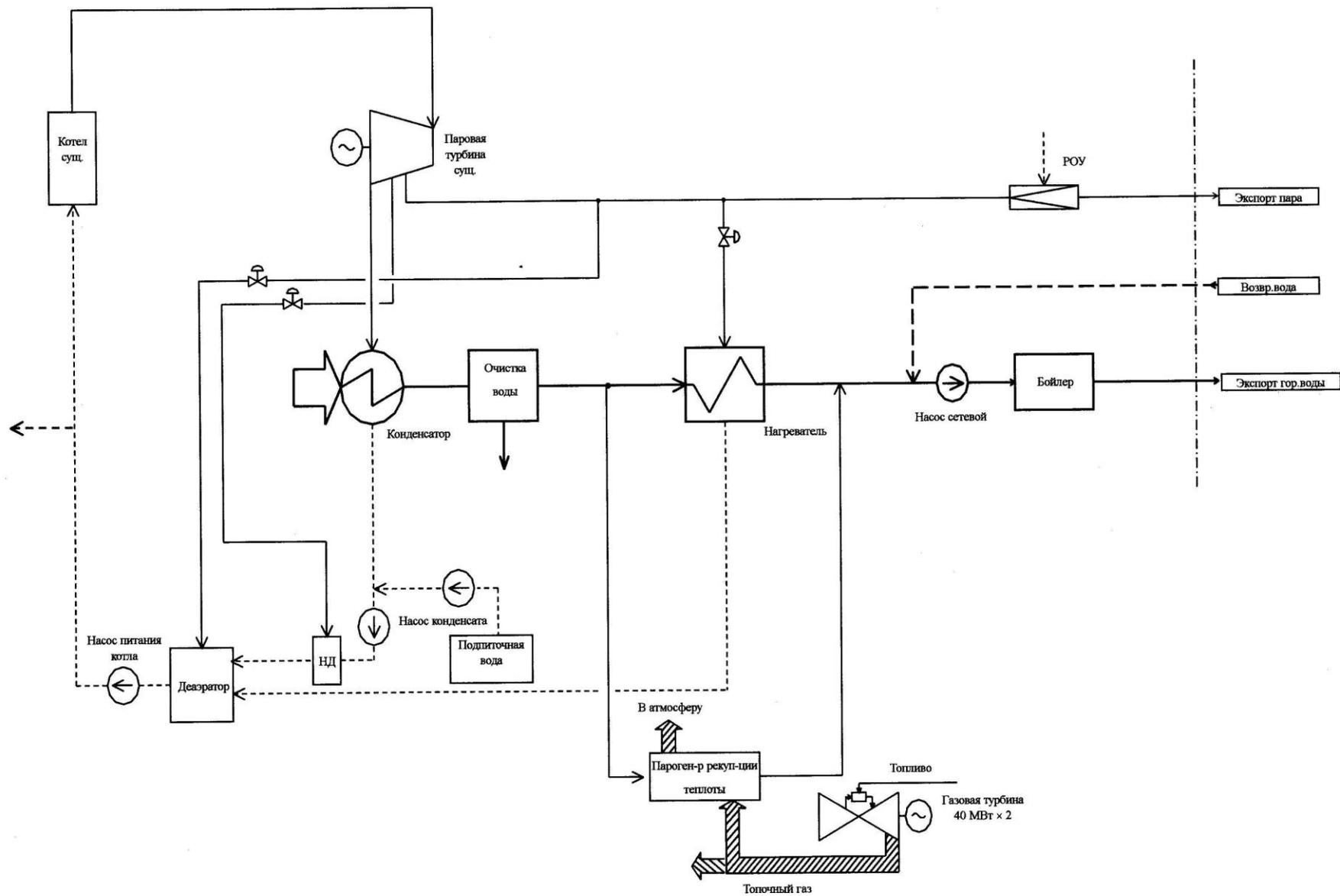


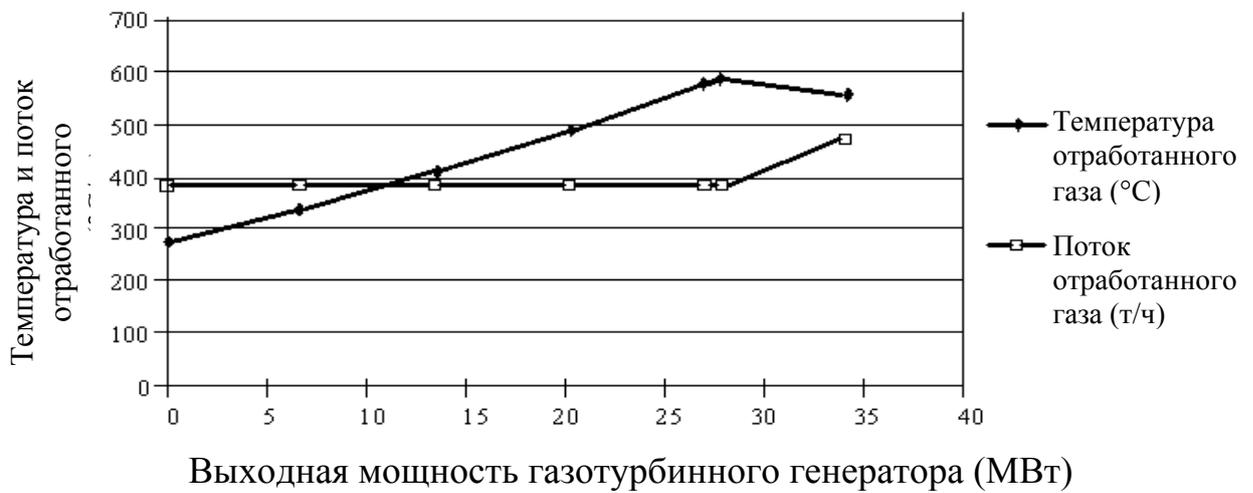
Рис. 1.2 Схема ГТУ-КУ на ТЭЦ (рекуперация при высоком давлении и высокой температуре пара - Вариант 1)



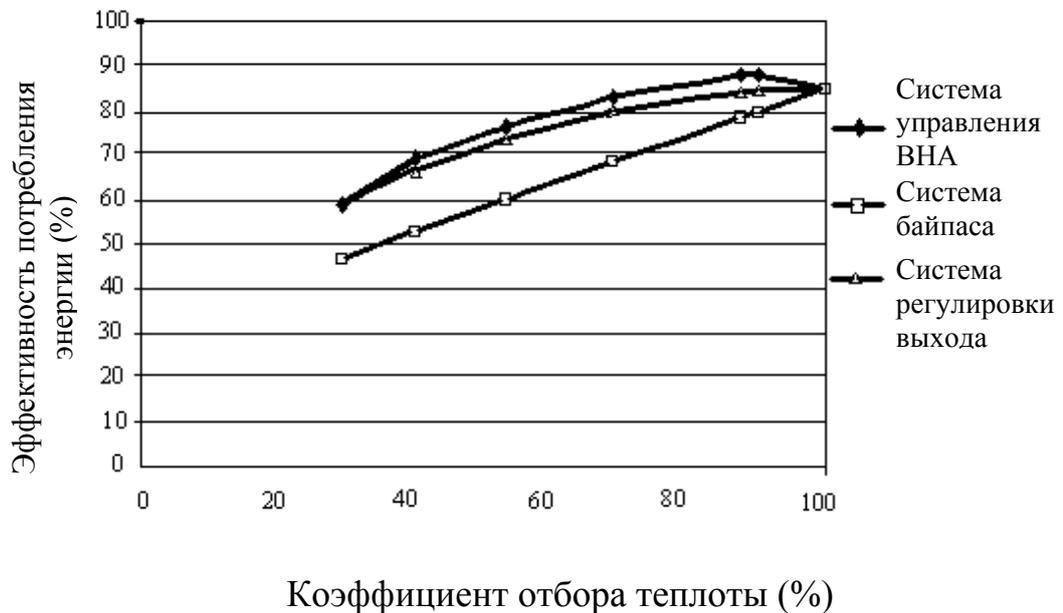
**Рис.1.3** Схема ГТУ-КУ на ТЭЦ (рекуперация при низкой температуре и низком давлении пара – Вариант 2)



**Рис. 1.4** Схема ГТУ-КУ для ТЭЦ (Рекуперация горячей воды – Вариант 3)



**Рис. 1.5.** Выходная мощность газотурбинного генератора, температура и поток отработанного газа при управляющей системе ВНА



**Рис.1.6.** Коэффициент отбора теплоты и эффективность преобразования энергии

Бойлер рекуперации теплоты подключен параллельно с существующими паровыми нагревателями горячей воды, что позволит отключать их как летом, так и зимой, за исключением периодов простоя бойлера рекуперации теплоты.

Эффективность преобразования энергии для данной системы также высока, так как эксплуатационные условия обеспечивают номинальную загрузку ГТУ и КУ (бойлеров рекуперации теплоты) в течение всего года.

Повышение энергопроизводительности на ТашТЭЦ за счет высокоэффективной газотурбинной установки предусматривает схему утилизационной газотурбинной установки с одной газовой турбиной и паровым котлом-утилизатором, вырабатывающим пар высокого давления на паровую турбину с теплофикационным отбором пара, существующую на Ташкентской ТЭЦ.

## ГЛАВА 2

### ГАЗОТУРБИННАЯ УСТАНОВКА НА ТАШТЭЦ.

#### 2.1. Модернизация ТашТЭЦ при установке ГТУ+КУ

Повышение энергопроизводительности на ТашТЭЦ за счет высокоэффективной газотурбинной установки предусматривает схему утилизационной газотурбинной установки с одной газовой турбиной и паровым котлом-утилизатором, вырабатывающим пар высокого давления на паровую турбину с теплофикационным отбором пара, существующую на Ташкентской ТЭЦ. Целью данного проекта является интеграция существующей обычной системы производства тепловой и электрической энергии с новейшей моделью газотурбинной системы производства тепловой и электрической энергии ГТУ+паровой КУ для получения высокой эффективности преобразования энергии.

Модельным проектом внедрения высокоэффективной когенерационной газотурбинной технологии на Ташкентской ТЭЦ предусматривается установка газовой турбины мощностью 27 МВт с паровым котлом-утилизатором производительностью 47 т/ч с подачей пара в общестанционный коллектор поперечных связей.

Выдача мощности энергоблока ГТУ 27МВт осуществляется на напряжение 110кВ после разработки схемы выдачи мощности в энергосистему.

Вновь устанавливаемый турбогенератор принимается со следующими техническими данными: для внутренней установки, номинальная активная мощность 27МВт, номинальное напряжение обмотки статора 11кВ; номинальный коэффициент мощности 0,85, номинальная частота 50Гц, номинальная частота вращения 3000 об/мин, соединение фаз статора – звезда, режим работы нейтрали – заземлена через большое сопротивление, генератор должен выдерживать сейсмическое воздействие не менее 8 баллов по шкале МКС-64.

Подключение генератора 27МВт осуществляется к обмотке низкого напряжения 11кВ блочного двухобмоточного трансформатора 34МВА с напряжением на высокой стороне 110кВ.

Подключение повышающего трансформатора определяется после разработки схемы выдачи мощности.

Для генератора газовой турбины в комплекте газотурбинной установки поставляются модули электрического и автоматического оборудования:

- система управления газовой турбины;
- система пускового устройства;
- система возбуждения;
- электрическая защита генератора;
- система измерений синхронизации генератора.

В блоке между генератором и двухобмоточным повышающим трансформатором устанавливается генераторный выключатель.

Рабочее питание собственных нужд блока предусматривается с низкой стороны двухобмоточного трансформатора собственных нужд на напряжении 6,3кВ.

В главном корпусе предусматривается сооружение одной секции собственных нужд 6кВ.

После модернизации ТЭЦ, ГТУ+КУ заменят физически и морально устаревшие существующие паровые котлы, вывод из работы которых позволит полностью загрузить котлы-утилизаторы и эксплуатировать ГТУ с максимальной нагрузкой, т.е. новая система будет работать с более высокой эффективностью преобразования энергии.

Водоподготовительные установки ТашТЭЦ также физически и морально устарели, качество подготавливаемой воды недостаточно для работы высокотехнологичного оборудования.

Реализация модельного проекта по повышению энергопроизводительности за счет высокоэффективной газотурбинной когенерационной технологии на ТашТЭЦ позволяет решать основные проблемы ТашТЭЦ и улучшить экологическую ситуацию в Ташкенте, а именно: снизить концентрации диоксида азота, создаваемые выбросами ТашТЭЦ в приземном слое атмосферы в 2 раза - с 0,71 до 0,35 ПДК. При этом, по сравнению с существующими энергоустановками, концентрации, создаваемые выбросами ГТУ, будут в 8,2 раза ниже.

Благодаря передовым технологиям сжигания топлива, концентрации оксидов азота ( $50\text{мг/м}^3$ ) в отходящих дымовых газах, по сравнению с наиболее изношенными установками ( $107,4 - 121,9\text{мг/м}^3$ ), ниже в среднем в 2,3 раза.

Удельный расход условного топлива на единицу производимой продукции составит для ГТУ: 168,4 г/квт.ч на отпуск электроэнергии против соответственно 374,6 г/квт.ч в среднем по энергосистеме, т.е. ниже в 2,2 раза.

Выбросы загрязняющих атмосферу веществ, после реализации проекта в целом от ТЭЦ, снизятся на 194,967т/год. При этом, выбросы оксида азота от ГТУ, по сравнению с заменяемыми котлами, будут существенно ниже:

- 88,364т/год (2,9481г/с) от ГТУ против 276,331т/год (20,81г/с) – от наиболее изношенных котлов. Выбросы угарного газа снизятся с 63,057т/год
- (2,624г/сек) до нулевых, благодаря полному сгоранию топлива в ГТУ.

Годовое сокращение выбросов основного парникового газа - CO<sub>2</sub> составит 65тыс.т.

Сброс термальных стоков от ГТУ не должен увеличить температуру воды в р.Салар более чем на 3°C.

Необходимо проведение комплекса мероприятий по реконструкции и модернизации систем контроля и управления в существующей части паросилового оборудования тепловой схемы блока ТЭЦ. Данные мероприятия требуется выполнять для технологического оборудования, входящего в зону связи КУ с существующей ПТУ и с паровыми котлами. Требуемая реконструкция необходима для возможности выполнения согласованного управления ГТУ и существующего паросилового оборудования ТЭЦ, в виду отсутствия функции регулирования нагрузки по пару в предлагаемом к поставке котле-утилизаторе.

Модельный проект повышения энергоэффективности Ташкентской ТЭЦ разработан компанией Тохоку Электрик Пауэр Ко. Инк., по поручению Японского Государственного Агентства по развитию новых энергетических и промышленных технологий (NEDO).

## **2.2. 1 Технологические схемы.**

Основными технологическими системами (трактами) схемы энергоблока ГТУ являются:

- тракт топлива ГТУ. Топливный газ поступает в пункт подготовки газа, газодожимную компрессорную, где очищается, компримируется и поступает в главный корпус для сжигания в камере сгорания газовой турбины;

- тракт выхлопных газов ГТ образуется выхлопным устройством ГТ и выходным газоходом котла-утилизатора (КУ) к дымовой трубе;
- воздушный тракт ГТУ. Воздух через комплексное воздухоподготовительное устройство со встроенным шумоглушителем (КВОУ) соединяется со всасывающей улиткой компрессора ГТУ;
- пароводяной тракт КУ;
- промывка компрессора ГТУ для сохранения высокой производительности. Моющие средства в процессе промывки не используются, поэтому не возникает проблема очистки сточных вод.

### **Газотурбинная установка Н-25**

Одновальная ГТУ Н-25 производства фирмы «Hitachi» предназначена для привода электрического турбогенератора.

Мощность на клеммах генератора в условиях ISO составляет 27,17МВт.

Комплектация газотурбинной установки (ГТУ) включает в себя следующее основное оборудование:

- трехступенчатая газовая турбина;
- многоступенчатый осевой компрессор с осевым потоком;
- редуктор;
- турбогенератор, электрооборудование;
- топливная система, включая газовый модуль и модуль подавления NO<sub>x</sub>;
- воздухозаборное устройство с шумоглушителем, фильтрами и системой подогрева воздуха при пуске (КВОУ);
- система смазки и регулирования;
- система замкнутого контура охлаждения вспомогательного оборудования;
- пусковое устройство;
- система управления и контроля;
- система пожаротушения;
- система промывки компрессора;
- вспомогательные системы.

Газотурбинный агрегат включает многоступенчатый осевой компрессор. Ротор компрессора состоит из отдельных дисков для каждой ступени, которые соединяются между собой при помощи болтов.

Компрессор имеет регулируемые направляющие заслонки на входе. Отбор воздуха между ступенями применяется для охлаждения и уплотнения (сопла турбин, турбины и подшипников), а также для противопомпажного регулирования во время пуска.

Ротор турбины состоит из трех ступеней, с одним колесом на каждую ступень. Колеса ротора турбины соединены между собой сквозными болтами аналогично компрессору.

**Система сжигания** со сниженным содержанием окислов азота и влаги. В ней используется реверсивный поток, шесть камер, с шестью топливными форсунками на камеру, две извлекаемые свечи зажигания и четыре детектора пламени. Патрубки переброса пламени соединяют каждую из камер сжигания с прилегающими камерами с обеих сторон. Эти патрубки обеспечивают переброс пламени из камер, оснащенных свечами зажигания, в камеры, где пламени нет.

Для подавления  $\text{NO}_x$  применяется система впрыска в камеры сжигания деминерализованной химически чистой воды.

Уходящие газы ГТУ утилизируются в котле-утилизаторе (КУ), вырабатывая пар, подаваемый в паровую турбину. Располагаемое давление уходящих газов на выходе ГТУ должно превышать сопротивление КУ настолько, чтобы обеспечить отвод дымовых газов за счет самотяги дымовой трубы.

## **2.2 Паровой котел – утилизатор**

Котел-утилизатор (КУ) – барабанный, с естественной циркуляцией в испарительном контуре, однокорпусный, горизонтального профиля, с вертикальным расположением труб поверхностей нагрева, имеет барабан высокого давления.

КУ рассчитан для установки в здании. В комплект поставки входит следующее оборудование:

- расширитель непрерывной и периодической продувки;
- расходомерные устройства и арматура в границах поставки КУ;
- отборы проб пара и воды ручные с арматурой и холодильниками;
- газоход от котла до дымовой трубы с отсечным клапаном, компенсатором и опорными металлоконструкциями;
- каркас котла с крепежом и площадками обслуживания.

Расчетный ресурс работающих под давлением элементов котла с расчетной температурой, соответствующей области ползучести, не менее:

- для труб поверхностей нагрева и выходных коллекторов пароперегревателя высокого давления - 150000 часов;
- для остальных элементов - 200000 часов.

Расчетный срок службы котла-утилизатора 40 лет для базового режима работы.

Срок службы между капитальными ремонтами - 8 лет, средняя наработка на отказ - 7000 часов.

Котел поставляется блоками заводского изготовления. Конструкция котла обеспечивает его монтаж монтажными блоками. Конструкция котла обеспечивает условия для проведения механизированного ремонта его узлов в соответствии с типовыми требованиями.

Конструкция котлов обеспечивает возможность проведения предпусковых и эксплуатационных водно-химических промывок пароводяного тракта, а также консервации внутренних поверхностей.

Барабан оборудован системой аварийного слива и продувок, предохранительными клапанами, устройствами измерения уровня и другим вспомогательным оборудованием.

#### **Поверхности нагрева.**

По ходу газов в котле последовательно расположены следующие поверхности нагрева:

- пароперегреватель;
- испаритель;
- экономайзер.

Все поверхности нагрева котла выполнены из бесшовных ребристых труб.

При проведении ремонта выем поверхностей нагрева предусматривается секциями. В тех местах, где это необходимо, установлены специальные противовибрационные перегородки.

Все поверхности выполняются дренируемыми с установкой необходимых дренажных трубопроводов, запорной арматуры и воздушников.

### **Каркас котла.**

Котел имеет собственный каркас, который воспринимает нагрузку от поверхностей нагрева, обшивки, конфузора, газохода, газового короба на входе в котел и других элементов.

Каркас имеет в необходимых местах лестницы и площадки обслуживания. Площадки обслуживания котла крепятся к каркасу. Узлы соединения элементов каркаса котла выполняются на высокопрочных болтах или на сварке.

### **Обшивка и изоляция котла.**

Котел-утилизатор выполнен газоплотным, исходя из максимального избыточного давления газов на входе в диффузор за ГТУ – 5кПа.

Короб от входа до выхода из последней поверхности нагрева котла-утилизатора оснащен внутренней изоляцией. Выходной короб дымовых газов и дымовая труба оснащены изоляцией в местах возможного нахождения обслуживающего персонала.

Выходной короб дымовых газов оснащен компенсатором, соединяющим котел со стальной дымовой трубой.

Котел имеет внутреннюю газоплотную обшивку, которая для восприятия избыточного давления снабжена специальными поясами жесткости.

Котел снабжен наружной теплозвукоизоляцией, которая крепится к газоплотной обшивке, и декоративной обшивкой из оцинкованного листа.

Толщина изоляции выбрана из условий обеспечения температуры наружной поверхности не более 45°С при температуре окружающего воздуха 25°С и уровня звукового давления от котла-утилизатора и газоходов на расстоянии 1м от обшивки и 1,5м от пола не более 80дБа.

В местах прохода через обшивку трубопроводов предусмотрены специальные уплотнения. В обшивке предусмотрены ремонтные лазы в необходимом количестве.

### **2.2.1 Автоматизация котла.**

Котел оснащается системой автоматического регулирования, технологическими защитами и блокировками, дистанционным управлением, системой автоматического контроля технологических параметров. Автоматизированная система управления и контроля котла проектируется в составе АСУТП ГТУ.

Тепловая схема ГТУ состоит из одного блока, включающего в себя вновь устанавливаемую газотурбинную установку (ГТУ) Н-25 производства фирмы «Hitachi» (Япония), электрической мощностью 27МВт с паровым котлом-утилизатором (КУ) давлением 2,9МПа (29кгс/см<sup>2</sup>), вырабатывающим пар, подаваемый на существующую паротурбинную установку типа АП 25-2(М) (ПТУ), максимальной электрической мощностью в конденсационном режиме 22,5 МВт. Гарантийные тепловые характеристики ГТУ приведены в таблице 2.1.

Таблица 2.1. Тепловые характеристики ГТУ для ТашТЭЦ.

Параметры		Значение параметров
Температура окружающей среды,	°С	15
Барометрическое давление,	кПа	96,3
Относительная влажность,	%	52,0
Давление и температура пара на выходе из КУ, МПа/°С		3,33/414
Давление и температура питательной воды на входе КУ		4,22/105
Производительность КУ,	т/ч	47,5
Топливный газ		Бухарский газ
Температура топливного газа на входе в ГДК,	°С	14,0
Давление газа на входе в ГДК,	кгс/см <sup>2</sup>	3,0
Расчетная скорость генератора,	об/мин	3000
Температура газов на входе в газовую турбину,	°С	1260
Температура газов на выходе из газовой турбины,	°С	557
Мощность газовой турбины,	МВт	27,17(ISO)

### 2.2.2 Составление схемы теплового баланса нагрузок ТашТЭЦ с ГТУ.

Принципиальная тепловая схема энергоблока ГТУ выполнена по принципу моноблока: ГТ+КУ - одна газовая турбина, один котел-утилизатор, работающий на существующую паровую турбину.

Топливо сжигается только в камерах сгорания газовой турбины. Атмосферный воздух, пройдя комплексное воздухоочистительное устройство (КБОУ), поступает в компрессор ГТУ, где сжимается до требуемых параметров, а

затем направляется в камеры сгорания. Туда же поступает топливо. Продукты сгорания из камер сгорания поступают в газовую турбину, где, расширяясь, производят механическую работу, используемую для привода компрессора и электрического генератора.

Отработавшие в турбине газы, имеющие высокую температуру, направляются в паровой котел-утилизатор, где генерируется пар высокого давления.

Выработанный в котле пар поступает к стопорному клапану существующей паровой турбины.

Подача питательной воды в контур КУ осуществляется питательными насосами (установлены в существующей части станции). Пар из барабана через перегреватель подается на паровую турбину. Циркуляция в испарительных поверхностях естественная, благодаря горизонтальной компоновке КУ.

Аварийный слив из барабана, а также периодическая и непрерывная продувки направляются в расширитель, откуда автоматически направляются в бак слива из котла.

Для опорожнения котла после останова предусматривается установка бака слива из котла емкостью  $10\text{ м}^3$ . Перелив бака слива из котла отправляется в дождевую канализацию после расхолаживания.

Это позволит увеличить мощность производства электроэнергии, при этом, выработка тепловой энергии останется на прежнем уровне.

### **2.3. Разработка усовершенствований в схему подключения котла-утилизатора в существующую на ТашТЭЦ парогазовую установку.**

Установленная в настоящее время на ТашТЭЦ парогазовая установка обеспечивает существующую паровую турбину острым паром с техническими характеристиками давлением  $30\text{ кгс/см}^2$  и температурой  $380^{\circ}\text{C}$ . Таким образом парорегератор рекуперирования теплоты производит на основе продуктов сгорания газовой турбины пар для выработки электричества на паровой турбине. Возможно усовершенствовать технологическую схему использовав дополнительный котел утилизатор в виде газодлянного теплообменника

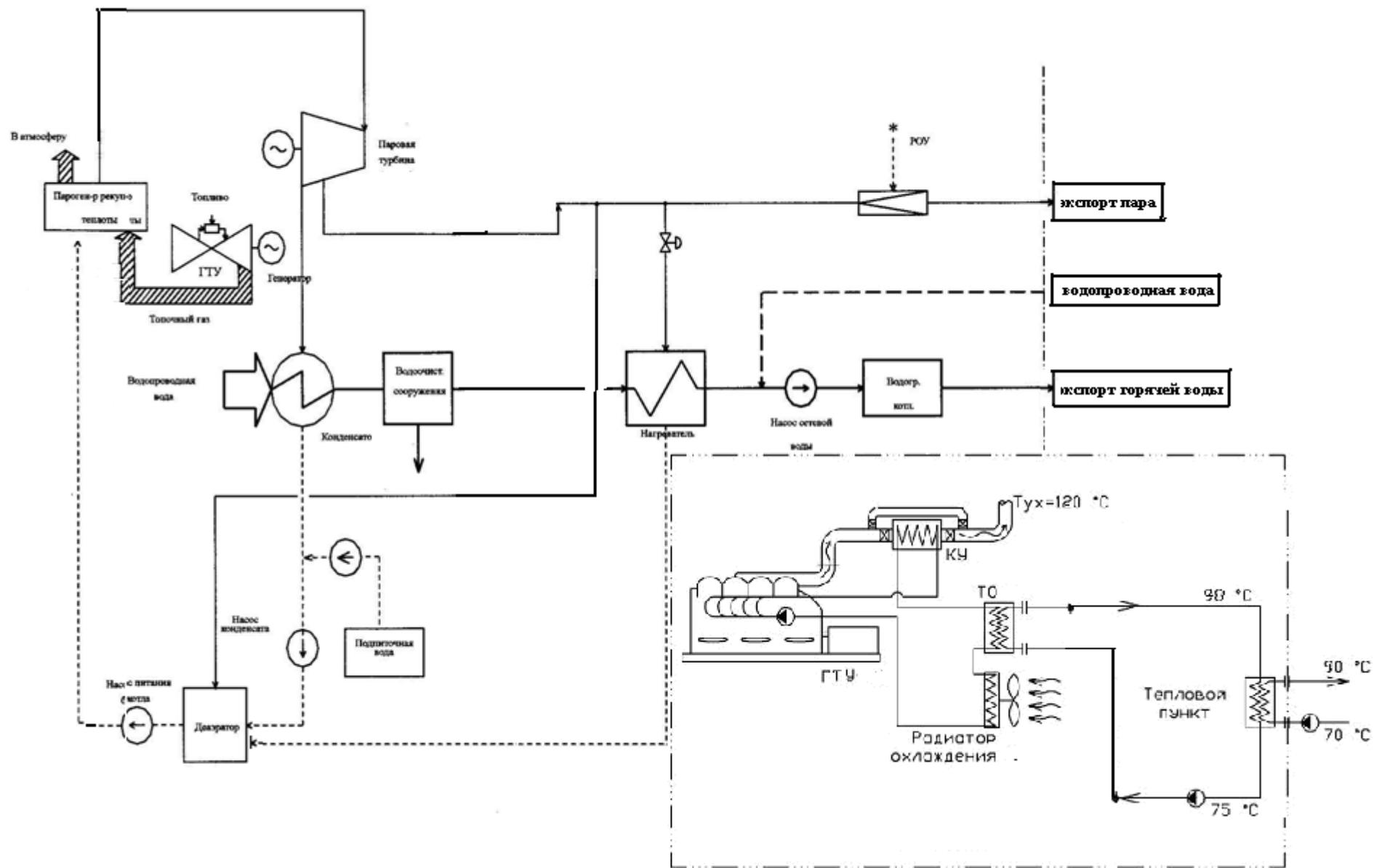


Рис.2.1 Усовершенствованная схема использования котла утилизатора на ТашГЭЦ

меньшей производительности, который обеспечивал бы потребности теплоснабжения. Усовершенствованная схема представлена на рис.2.1.

Принцип работы следующий: холодная вода, подаваемая насосом, разделяется на два потока, один попадает в электродный котел (или вихревой теплогенератор), работающий от генератора ГТУ, а другой проходит три ступени подогрева. Сначала вода попадает в теплообменник системы охлаждения масла, затем в теплообменник системы охлаждения двигателя 6 и в последней ступени нагревается уходящими газами в утилизаторе. В результате получается два тепловых потока. Один используется для снабжения горячей водой ( $t = 60\text{—}65$  °С), а второй идет на отопление ( $t = 90$  °С). Конечная температура воды регулируется нагрузкой двигателя.

#### **2.4 Расчет газо-водяного подогревателя сетевой воды**

Исходные данные для расчета газо-водяного подогревателя:

Расход сетевой воды через подогреватель	-	75 т/ч
Температура воды на входе	-	60 °С
Температура воды на выходе	-	120 °С
Расход газов через подогреватель	-	18,16 кг/с
Температура газов на входе	-	388,69 °С

Газо-водяной подогреватель имеет поверхность нагрева в виде поперечно омываемых газами труб с наружным оребрением, расположенными в шахматных пучках. Количество ходов по воде — 3, по газу — 1.

Геометрические параметры подогревателя:

Диаметр труб	-	0,028 м
Диаметр ребра	-	0,048 м
Внутренний диаметр трубы	-	0,022 м
Толщина ребра	-	0,002 м

Шаг ребра	-	0,005 м
Поперечный шаг труб	-	0,06 м
Продольный шаг труб	-	0,045 м
Ширина подогревателя	-	2 м
Высота подогревателя	-	2 м

Для определения температуры газов на выходе из подогревателя составим уравнение теплового баланса подогревателя:

$$Q_6 = Q_2,$$

где  $Q_6 = G_6(h'' - h')$  — теплота, воспринимаемая водой,

здесь

$G_6 = 75 \text{ т/ч} = 20,83 \text{ кг/с}$  — расход воды через подогреватель;

$h'' = 505,05 \text{ кДж/кг}$  — энтальпия воды на выходе из подогревателя;

$h' = 253,23 \text{ кДж/кг}$  — энтальпия воды на входе в подогреватель;

$Q_2 = G_2(i' - i'')$  — теплота, переданная газами воде в подогревателе,

здесь

$G_2 = 18,16 \text{ кг/с}$  — расход газов через подогреватель;

$i' = 408,7 \text{ кДж/кг}$  — энтальпия газов на входе в подогреватель.

Тогда энтальпия газов на выходе из подогревателя может быть найдена из следующего выражения

$$i'' = \frac{G_2 i' - G_6 (h'' - h')}{G_2} = \frac{18,16 \cdot 408,7 - 20,83 \cdot (505,05 - 253,23)}{18,16} =$$

$$= 119,85 \text{ кДж/кг.}$$

Тогда температура газов на выходе из подогревателя составит  $\vartheta'' = 116,6 \text{ }^\circ\text{C}$ .

Задачей расчета является определение необходимой поверхности нагрева подогревателя для обеспечения требуемой тепловой производительности.

Живое сечение поверхности нагрева для прохода газов определяется по следующей формуле

$$F = \left[ 1 - \frac{1}{s_1/d} \left( 1 + 2 \frac{h_{p\delta}}{s_{p\delta}} \frac{\delta}{d} \right) \right] ab = \left[ 1 - \frac{1}{0,06/0,028} \left( 1 + 2 \frac{0,01}{0,005} \frac{0,002}{0,028} \right) \right] \cdot 2 \cdot 2 =$$

$$= 1,6 \text{ м}^2.$$

Здесь  $s_1$  — поперечный шаг труб, м;

$d$  — диаметр несущей трубы, м;

$h_{p\delta}$  — высота ребра, м;

$s_{p\delta}$  — шаг ребер, м;

$\delta$  — толщина ребра, м.

Объем газов, проходящих в расчетном сечении, при плотности  $\rho = 1,292 \text{ кг/м}^3$

$$V_2 = G_2/\rho = 18,16/1,292 = 14,09 \text{ м}^3/\text{с}.$$

Скорость газов в расчетном сечении

$$\omega_r = V_r/F = 14,09/1,6 = 8,806 \text{ м/с}.$$

Для круглых труб с круглыми ребрами отношение поверхности ребер к полной поверхности с газовой стороны

$$\frac{H_{p\delta}}{H} = \frac{2 \left[ \left( \frac{D}{d} \right)^2 - 0,785 \right]}{2 \left[ \left( \frac{D}{d} \right)^2 - 0,785 \right] + \pi \left( \frac{s_{p\delta}}{d} - \frac{\delta}{d} \right)} =$$

$$= \frac{2 \left[ \left( \frac{0,048}{0,028} \right)^2 - 0,785 \right]}{2 \left[ \left( \frac{0,048}{0,028} \right)^2 - 0,785 \right] + 3,14 \left( \frac{0,005}{0,028} - \frac{0,002}{0,028} \right)} = 0,9005.$$

Здесь  $D$  — диаметр ребра, м.

Отношение участков несущей поверхности без ребер к полной поверхности с газовой стороны

$$\frac{H_{21}}{H} = \frac{H - H_{p\delta}}{H} = 1 - \frac{H_{p\delta}}{H} = 1 - 0,9005 = 0,995.$$

Далее определим коэффициент теплоотдачи конвекцией при поперечном омывании шахматного пучка труб с круглыми ребрами из следующего выражения.

$$\alpha_k = 0,23 C_z \varphi_\sigma^{0,2} \frac{\lambda}{s_{p\delta}} \left( \frac{d}{s_{p\delta}} \right)^{-0,54} \left( \frac{h_{p\delta}}{s_{p\delta}} \right)^{-0,14} \left( \frac{\omega_z s_{p\delta}}{\nu} \right)^{0,65} =$$

$$= 0,23 \cdot 1,02 \cdot 1,228^{0,2} \cdot \frac{3,365 \cdot 10^{-2}}{0,005} \left( \frac{0,028}{0,005} \right)^{-0,54} \left( \frac{0,01}{0,005} \right)^{-0,14} \left( \frac{8,806 \cdot 0,005}{4,054 \cdot 10^{-5}} \right)^{0,65} =$$

$$= 55,38 \text{ ккал}/(\text{м}^2 \cdot \text{ч} \cdot \text{°C})$$

Здесь

$C_z$  — поправочный коэффициент, определяется по номограмме 26 [Л. 8];

$$\varphi_\sigma = \frac{\sigma_1 - 1}{\sigma'_2 - 1} = \frac{2,143 - 1}{1,931 - 1} = 1,228 \quad \text{— параметр, учитывающий геометрическое}$$

расположение труб в пучке,

здесь

$$\sigma_1 = s_1/d = 0,06/0,028 = 2,143 \quad \text{— относительный поперечный шаг труб};$$

$$s'_2 = \sqrt{\frac{1}{4} \sigma_1^2 + \sigma_2^2} = \sqrt{\frac{1}{4} \cdot 2,143^2 + 1,607^2} = 1,931 \quad \text{— относительный диагональный}$$

шаг труб;

$$\sigma_2 = s_2/d = 0,045/0,028 = 1,607 \quad \text{— относительный продольный шаг труб};$$

$\lambda$  — коэффициент теплопроводности при средней температуре потока газов, ккал/(м<sup>2</sup>·ч·°C);

$\nu$  — коэффициент кинематической вязкости при средней температуре потока газов, м<sup>2</sup>/с.

Приведенный коэффициент теплоотдачи с газовой стороны, отнесенный к полной поверхности, определяется по формуле

$$\alpha'_{1пр} = \left[ \frac{H_{p\delta}}{H} E\mu + \frac{H_{zл}}{H} \right] \frac{\psi_{p\delta} \alpha_k}{1 + \varepsilon \psi_{p\delta} \alpha_k} = \boxed{[0,9005 \cdot 0,96 \cdot 1 + 0,995]}$$

$$\times \frac{0,85 \cdot 55,38}{1 + 0 \cdot 0,85 \cdot 55,38} = 47,89 \text{ ккал}/(\text{м}^2 \cdot \text{ч} \cdot \text{°C}).$$

Здесь,  $E$  — коэффициент эффективности ребра, определяемый в зависимости от формы ребер и параметров  $\beta h_{p\delta}$  и  $D/d$  по номограмме 24 [8];

$$\beta = \sqrt{\frac{2\psi_{p\delta}\alpha_k}{\delta\lambda_m(1 + \varepsilon\psi_{p\delta}\alpha_k)}} = \sqrt{\frac{2 \cdot 0,85 \cdot 55,38}{0,002 \cdot 36 \cdot (1 + 0 \cdot 0,85 \cdot 55,38)}} = 37,146;$$

$\lambda_m$  — коэффициент теплопроводности металла ребер, ккал/(м<sup>2</sup>·ч·°C);

$\mu$  — коэффициент, для ребер постоянной толщины равен 1;

$\psi_{p\delta}$  — коэффициент, учитывающий неравномерную теплоотдачу по поверхности ребра, для ребер с цилиндрическим основанием принимается равным 0,85.

$\varepsilon$  — коэффициент загрязнения, при сжигании газа принимается равным 0.

Коэффициент теплопередачи, отнесенный к полной поверхности с газовой стороны, найдем по следующей формуле

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha'_{1np}} + \frac{1}{\alpha_2} \frac{H}{H_{вн}}}.$$

Для поверхностей нагрева, в которых нагревается вода, влиянием  $1/\alpha_2$  пренебрегают, т.к.  $\alpha_2 \gg \alpha_1$ . Тогда

$$k = \alpha'_{1np} = 45,38 \text{ ккал}/(\text{м}^2 \cdot \text{ч} \cdot \text{°C}) = 52,77 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}).$$

Для нахождения необходимой поверхности нагрева подогревателя, необходимо решить уравнение теплового баланса

$$Q_z = kH\Delta t,$$

$$H = \frac{Q_z}{k\Delta t}$$

Далее необходимо определить температурный напор. Для этого составим схему движения сред в подогревателе.

В подогревателе применена трехходовая по воде схема с перекрестным током.

Температурный напор в подогревателе определяется по следующей формуле

$$\Delta t = \varphi \Delta t_{npm} = 1 \cdot 71,26 = 71,26 \text{ } ^\circ\text{C}.$$

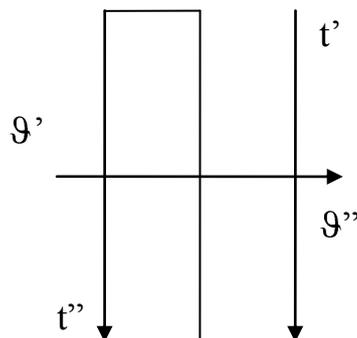


Рис. 2.2 Схема движения сред в подогревателе.

$$\text{Здесь } \Delta t_{npm} = \frac{\Delta t_{\bar{\sigma}} - \Delta t_{\bar{m}}}{2,3 \lg \frac{\Delta t_{\bar{\sigma}}}{\Delta t_{\bar{m}}}} = \frac{268,69 - 56,6}{2,3 \lg \frac{268,69}{56,6}} = 71,26 \text{ } ^\circ\text{C} \text{ — температурный напор для}$$

противоточной схемы движения сред в подогревателе.

Здесь  $\Delta t_{\bar{\sigma}} = \vartheta' - t'' = 388,69 - 120 = 268,69 \text{ } ^\circ\text{C}$  — наибольшая разность температур сред на конце поверхности нагрева,

$\Delta t_{\bar{m}} = \vartheta'' - t' = 116,6 - 60 = 56,6 \text{ } ^\circ\text{C}$  — наименьшая разность температур сред на конце поверхности нагрева.

$\varphi = 1$  — коэффициент пересчета от противоточной схемы к перекрестной. Находится по номограмме 31 [18] в зависимости от параметров  $P$  и  $R$ .

Полный перепад температуры газа в подогревателе

$$\tau_{\bar{\sigma}} = \vartheta' - \vartheta'' = 388,69 - 116,6 = 272,09 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Полный перепад температуры воды в подогревателе

$$\tau_{\bar{m}} = t'' - t' = 120 - 60 = 60 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$\text{Параметр } P = \frac{\tau_{\bar{m}}}{\vartheta' - t'} = \frac{60}{388,69 - 60} = 0,183$$

$$\text{Параметр } R = \frac{\tau_{\bar{\sigma}}}{\tau_{\bar{m}}} = \frac{272,09}{60} = 4,535.$$

Тогда, с учетом найденных ранее значений  $Q_c$ ,  $\Delta t$  и  $k$ , определим необходимую полную поверхность нагрева подогревателя.

$$H = \frac{Q_2}{k\Delta t} = \frac{5245,516 \cdot 10^3}{52,77 \cdot 71,26} = 1394,828 \text{ м}^2.$$

Тогда, оребренная поверхность труб будет иметь площадь 1256,043 м<sup>2</sup>, а гладкая соответственно 138,785 м<sup>2</sup>. Тогда общая длина труб может быть найдена простыми вычислениями и она составит 2629,56 м.

При заданных геометрических параметрах подогревателя можно найти количество труб в ряду и количество рядов труб. Они составят

количество труб в ряду — 34 шт,

количество рядов — 39 шт.

Геометрические размеры подогревателя при полученном количестве труб в ряду и количестве рядов труб составят (рабочая часть, без учета подводящих и отводящих патрубков по газовой и водяной стороне):

длина — 1,8 м,

ширина — 2 м,

высота — 2 м.

## ГЛАВА 3 МОДЕЛИРОВАНИЕ РЕЖИМОВ ГТУ-КУ

### **3.1 Математическая модель оптимизации ГТУ-КУ в условиях переменных режимов работы**

Тепловая экономичность ТЭЦ зависит от большого числа разнородных факторов. Их можно подразделить на несколько групп:

- величина расчетных тепловых нагрузок, тип теплофикационной системы, температурный график теплосети;
- климатические факторы;
- режимные факторы;
- конструктивные факторы;

Величина расчетной присоединенной тепловой нагрузки является основным исходным показателем при проектировании ТЭЦ, определяющим выбор состава и единичной мощности основного оборудования. Важное значение при этом имеет и доля расчетной нагрузки горячего водоснабжения. Электрическая мощность ТЭЦ и величина годовой выработки электроэнергии обычно являются для ТЭЦ производными факторами, зависящими от уровня тепловых нагрузок. Определенное влияние на выбор состава основного оборудования и характеристик ТЭЦ оказывают также тип теплофикационной системы и температурный график теплосети.

Так как заданные тепловые нагрузки ТЭЦ могут быть покрыты при различном составе основного оборудования, его мощности, параметрах и конструктивных характеристиках, то задача выбора состава основного оборудования является многовариантной. Оптимальный тип и состав оборудования должен определяться технико-экономическими расчетами по среднегодовым показателям тепловой экономичности, с учетом стоимости оборудования, годовой выработки тепловой и электрической энергии, тарифов на электрическую и тепловую энергию на региональном рынке, форм и источников финансирования строительства ТЭЦ. Необходимым элементом решения этой сложной многофакторной оптимизационной задачи является определение годовых интегральных

показателей тепловой экономичности для каждого варианта состава основного оборудования ТЭЦ. Эти показатели в свою очередь тесно связаны с рядом конструктивных, климатических и режимных факторов, в частности, с продолжительностью работы ТЭЦ в течении года в режиме теплоснабжения, длительностью отопительного периода, продолжительностью стояния температур наружного воздуха за этот период, соответствующей климатическим условиям района расположения станции. С другой стороны, значительный интерес представляет анализ характера изменения показателей ТЭЦ и ее элементов в зависимости от ряда внешних факторов, главными из которых являются температуры наружного воздуха, соотношения между расчетной тепловой нагрузкой и нагрузкой горячего водоснабжения.

Учитывая большое количество факторов, влияющих на тепловую экономичность ТЭЦ, для определения ее характеристик требуется применение методов математического моделирования с использованием основных закономерностей технической термодинамики и теплопередачи.

Математическая модель расчета показателей тепловой экономичности газотурбинной ТЭЦ основана на почасовом расчете величины присоединенной тепловой нагрузки, температурного графика теплосети и соответствующей им температуры наружного воздуха с последующим определением характеристик газовых турбин и котлов-утилизаторов.

Интегральные годовые показатели выработки электрической и тепловой энергии, расход топлива на ГТУ и пиковые котлы расчета находятся суммированием результатов почасовых показателей.

На рис. 3.1 и 3.2 приведены характерный температурный график теплосети газотурбинной ТЭЦ и график тепловых нагрузок по продолжительности для климатических условий города. Эти данные использовались при определении годовых расходов топлива в конкретных технико-экономических расчетах.

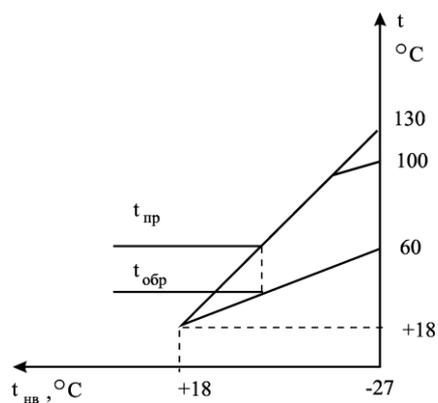


Рис. 3.1 Температурный график теплосети

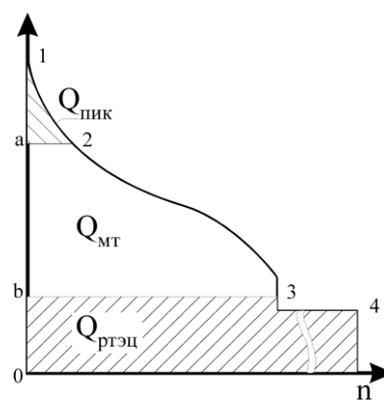


Рис. 3.2 График тепловых нагрузок по продолжительности

При разработке математической модели зависимости температуры прямой и обратной сетевой воды от температуры наружного воздуха аппроксимированы линейными функциями. Для температурного графика 130/70 °С получено:

в диапазоне температур наружного воздуха -27 °С до -9,5 °С

$$t_{\text{пр}} = -3,43 \cdot t_{\text{нв}} + 37,4, \text{ } ^\circ\text{C}, \quad (3.1)$$

$$t_{\text{обр}} = -1,7831 \cdot t_{\text{нв}} + 22,184, \text{ } ^\circ\text{C}. \quad (3.2)$$

в диапазоне температур наружного воздуха -9,5 °С до +8 °С

$$t_{\text{пр}} = \text{const} = 70 \text{ } ^\circ\text{C}, \quad (3.3)$$

$$t_{\text{обр}} = \text{const} = 39 \text{ } ^\circ\text{C}. \quad (3.4)$$

Длительность стояния температур наружного воздуха имеет нелинейный характер. Для условий города кривую годового графика потребления удобно аппроксимировать двумя отрезками

- при  $\tau = 0 \div 4650$  часов (продолжительность отопительного периода)

$$Q_{\text{от}}(\tau) = \exp \left( -25,618 \cdot 10^{-12} \cdot \tau^3 + 175 \cdot 10^{-9} \cdot \tau^2 + 483,28 \cdot 10^{-6} \cdot \tau \right), \quad (3.5)$$

- при  $\tau = 4650 \div 8760$  часов

$$Q_{\text{от}}(\tau) = Q_{\text{ГВС}}. \quad (3.6)$$

К математической модели котла-утилизатора предъявлялись следующие требования:

1. Ориентация на ГТУ-ТЭЦ с водогрейными котлами-утилизаторами с дожиганием топлива.
2. Возможность варьирования исходными данными:

Характеристиками газовой турбины:

- начальной температурой газа перед газовой турбиной  $t_3$  ;
- исходной ( при  $t_{нв} = +15 \text{ }^\circ\text{C}$  ) степенью повышения давления в компрессоре ;
- исходным расходом воздуха через компрессор (при  $t_{нв} = +15 \text{ }^\circ\text{C}$ ); ;
- видом топлива ( жидкое или газ );
- теплотворной способностью топлива  $Q_H^p$  ;
- объемным составом продуктов сгорания ;
- внутренними относительными КПД компрессора и турбины ;
- параметрами атмосферного воздуха;
- сопротивлением отдельных участков газоздушного тракта ( на входе в компрессор, на участке компрессор - газовая турбина, на выхлопе газовой турбины, включая котел-утилизатор).

2.2. Структурной схемой и конструкторским исполнением агрегатов:

- ГТУ в одновальном исполнении;
- ГТУ с силовой турбиной.

Система подготовки топливного газа и расчет потребляемой мощности дожимного компрессора.

4. Соответствие принципам структурного программирования.

Описание алгоритма расчета единичных и интегральных показателей топливной экономичности и характеристик основного оборудования.

В блок исходных данных входят следующие величины, задаваемые в расчетных исследованиях:

- число ГТУ на ТЭЦ  $n$ ;
- число часов работы ТЭЦ за год  $\tau$ , ч/год;
- расчетная тепловая нагрузка ТЭЦ  $Q_{от}$ , МВт ;
- расчетная температура прямой сетевой воды  $t_{пр}$ ,  $^\circ\text{C}$ ;
- расчетная температура обратной сетевой воды  $t_{об}$ ,  $^\circ\text{C}$ ;
- вид топлива: жидкое или газ;
- теплота сгорания топлива  $Q_H^p$ , кДж/кг(нм<sup>3</sup>);

- температура газа перед турбиной  $t_{нв}$ , °С;
- расход воздуха через компрессор (по ISO )  $G_k$ , кг/с;
- степень повышения давления в компрессоре  $\pi_k$ ;

Блок-схема алгоритма и программы расчета показателей мини-ТЭЦ приведена на рис. 3.3. После ввода исходных данных они выводятся на экран дисплея для контрольного просмотра. Далее производится определение расхода сетевой воды  $G_{от}$  на отопление и вентиляцию  $G_{вен}$  по данным расчетного режима при расчетной температуре наружного воздуха

$$G_{от} = \frac{Q_{от}}{c_p \cdot (t_{пр} - t_{об})}; \quad G_{вен} = \frac{Q_{вен}}{c_p \cdot (t_{пр} - t_{об})}. \quad (3.7)$$

Задается расчетная температура наружного воздуха для котла-утилизатора и соответствующие ей температуры прямой и обратной сетевой воды. При этой температуре наружного воздуха по специальной подпрограмме определяются температура газов за газовой турбиной  $t_{yx}$ , и их расход  $G_{yx}$  через котел-утилизатор. Кроме того, определяется содержание кислорода в уходящих газах после газовой турбины.

Расчет параметров цикла ГТУ на номинальном режиме по известным температуре наружного воздуха (+15 °С), степени повышения давления, КПД турбины и ОК, мощности ГТУ и температуре после КС заключается в определении параметров состояния рабочего тела в реперных точках термодинамического цикла и таких показателей ГТУ, как расход топливного газа, расход воздуха и КПД ГТУ.

Расчет проводится в следующей последовательности.

1. Задается температура воздуха после компрессора  $t_2$ ;
2. Средняя температура в компрессоре:  $t_k = 0,5 \cdot (t_0 + t_2)$ ;
3. По отдельной подпрограмме определяются теплофизические параметры воздуха при температуре  $t_k$  (энтальпия  $h$  и изобарная теплоемкость  $c_p$ ).
4. Удельная работа компрессора

$$l_k = c_p \cdot \frac{t_1 + 273}{\eta_k} \cdot (\pi_k^{m_k} - 1), \quad (3.8)$$

где  $m_K = \frac{k_B - 1}{k_B}$ ,  $k_B = c_{pB}/c_{vB}$   $\eta_K$  - КПД компрессора.

5. Проверка заданной температуры  $t_2$ :

$$t_2^1 = t_1 + l_K / c_p, \quad |t_2^1 - t_2| \leq 0,5. \quad (3.9)$$

6. Степень понижения давления газа в турбине:  $\pi_T = \pi_K \cdot v$ , где

$$v = \frac{1 - \Delta_1}{1 + \Delta_3 + \Delta_4} \cdot \frac{1 - \Delta_2}{1 + \Delta_3 + \Delta_4}, \quad \Delta_1, \Delta_2, \Delta_3, \Delta_4 - \text{относительные потери давления на входе в}$$

компрессоре, в камере сгорания, на выхлопе турбины, в КУ соответственно.

Значения потерь давления вначале задаются, а далее проверяются.

7. Задается температура газов после турбины  $t_4$ ;

8. Средняя температура газа в турбине:  $t_T = 0,5 \cdot (t_3 + t_4)$ ;

9. По отдельной подпрограмме определяются теплофизические параметры продуктов сгорания при температуре  $t_T$  (энтальпия  $h$  и изобарная теплоемкость  $c_p$ ).

Температура воздуха в конце процесса сжатия:

$$T_{2d} = T_1 \left[ 1 + \left( \frac{\pi_K^{\frac{k_B - 1}{k_B}} - 1}{\eta_K} \right) \right], \quad (3.10)$$

где  $\eta_K$  - КПД осевого компрессора (принят предварительно равным 0,84);

$k_B$  - показатель адиабаты для воздуха,

$\pi_K$  - расчетная степень повышения давления в компрессоре ( $\pi_K$  принимается номинальной, или оценивается по изменению числа оборотов от  $n_{ном}$ )

$$\frac{n}{n_{ном}} = \frac{\pi_K}{\pi_{Kном}}; \quad (3.11)$$

$$\frac{k_B - 1}{k_B} = m_B. \quad (3.12)$$

Удельная работа, затраченная на сжатие 1 кг воздуха в компрессоре, запишется в виде:

$$l_K = \frac{1}{\eta_K} \cdot c_{pB} \cdot T_1 \cdot \left( \pi_K^{m_B} - 1 \right). \quad (3.13)$$

Температура газов на входе в газовую турбину:

$$T_{3d} = T_{4t} \pi^{m_T}, \quad (3.14)$$

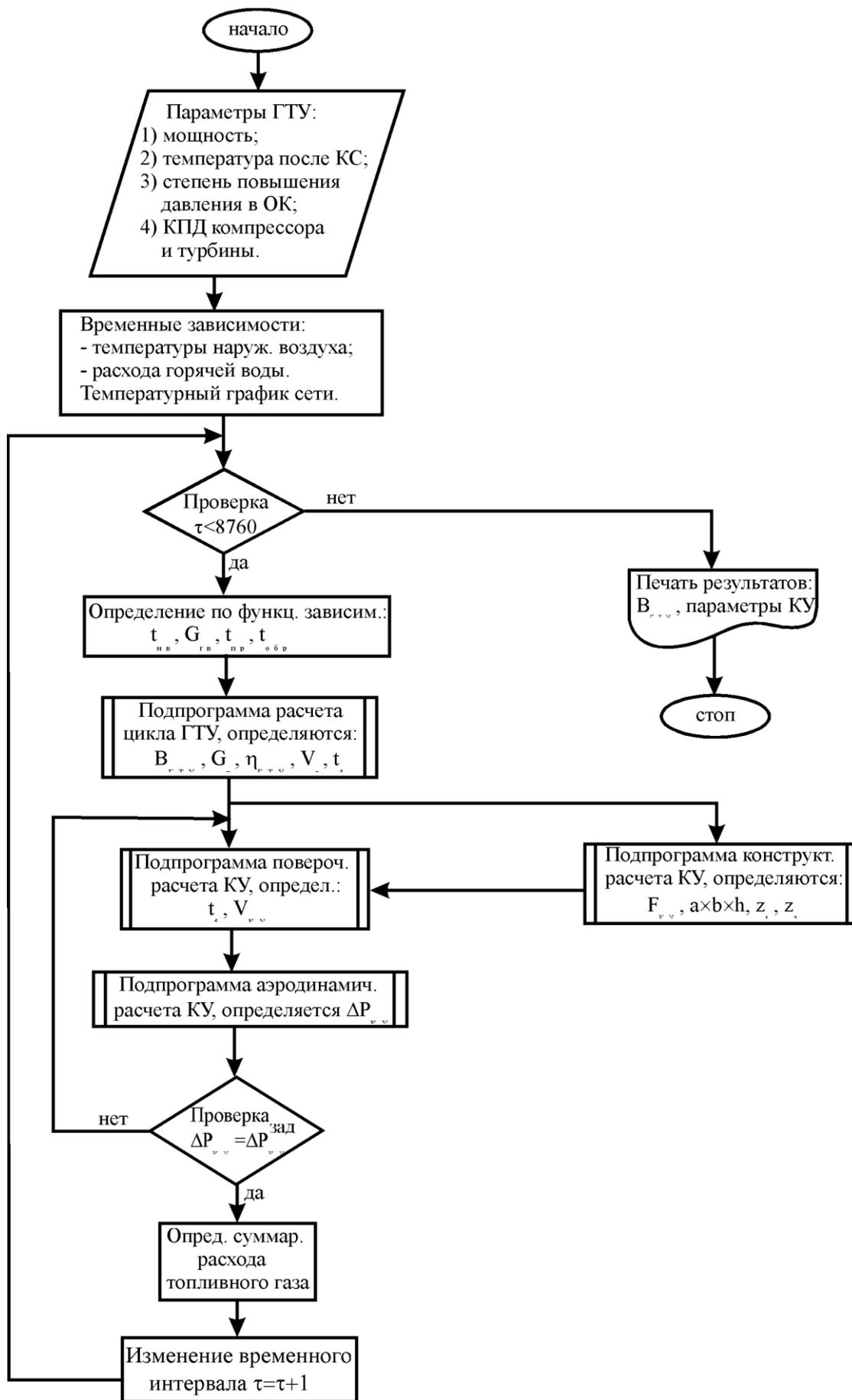


Рис 3.3 Блок-схема алгоритма расчета характеристик теплофикационных ГТУ

где  $m_{\Gamma} = \frac{k_{\Gamma} - 1}{k_{\Gamma}}$ ,  $k_{\Gamma} = c_{p\Gamma} / c_{v\Gamma}$  - показатель адиабаты дымовых газов (рабочего тела ГТ);  $c_{p\Gamma}$ ,  $c_{v\Gamma}$  - соответственно теплоемкость продуктов сгорания при постоянных давлении и объеме.

При заданных  $\pi_{\kappa}$  и  $T_3$  определяются  $\lambda_1 = P_{3t} / P_2$  - коэффициент потерь в воздушном тракте и КС;  $\lambda_2 = P_1 / P_4$  - коэффициент потерь во всасывающем (компрессор) и выходном (турбина) трактах ГТУ,

$$\delta = \lambda_1 \cdot \lambda_2 \cdot \pi_{\kappa}. \quad (3.15)$$

Тогда, предварительно:

$$T_{4d} = T_{3d} \left[ 1 - \left( \pi_{\kappa}^{-m_{\Gamma}} \right)^{\eta_{\Gamma}} \right], \quad (3.16)$$

где  $\eta_{\Gamma}$  - внутренний относительный КПД турбины.

Работа расширения 1 кг рабочего тела в турбине:

$$l_{\Gamma} = \eta_{\Gamma} \cdot c_{p\Gamma} \cdot T_{3d} \cdot \left( 1 - \pi_{\kappa}^{-m_{\Gamma}} \right). \quad (3.17)$$

Уточняются коэффициенты избытка воздуха  $\alpha$  и количество теплоты, подводимой в камере сгорания

$$\alpha = \frac{Q_{\text{H}}^{\text{p}} \cdot \eta_{\text{КС}} - Q_{\text{с}}}{L_0 \cdot Q_{\text{КС}}}, \quad (3.18)$$

где  $Q_{\text{H}}^{\text{p}}$  - низшая рабочая теплота сгорания топливного газа, кДж/кг (определяется по составу или берется по справочнику);  $Q_{\text{КС}}$  - КПД камеры сгорания;  $L_0$  - теоретически необходимое количество воздуха для полного сгорания 1 кг топливного газа, кг/кг.

В общем случае для ГТУ количество теплоты, переданное топливному газу в КС определяют по формуле:

$$Q_{\text{с}} = h_3 - h_{\text{ТП}} - \left( h_{4d} - h_{2d}^{\text{II}} \right), \quad (3.19)$$

где  $h_3$  - энтальпия продуктов сгорания, кДж/кг (определяется по  $T_3$  и составу);  $h_{\text{ТП}}$  - энтальпия топливного газа на входе КС, кДж/кг (оценивается по температуре и составу топливного газа);  $h_{4d}$  - энтальпия продуктов сгорания на выхлопе ГТ (определяется по  $T_{4d}$  и составу);  $h_{2d}^{\text{II}}$  - энтальпия продуктов сгорания при

температуре воздуха  $T_{2d}$  (определяется при температуре  $T_{2d}$  и составу). Количество теплоты, переданное воздуху в КС:

$$Q_{\text{КС}} = h_3 - h_{2d} - (h_{4d} - h_{2d}^{\text{II}}), \text{ кДж/кг} \quad (3.20)$$

где  $h_{2d}$  - энтальпия воздуха после компрессора, кДж/кг.

Степень повышения давления в дожимном компрессоре определяется по формуле /22/

$$\pi_{\text{ГК}} = \frac{2 \cdot \pi_{\text{К}} \cdot \lambda_2}{\psi}, \quad (3.21)$$

где  $\psi = P_{\text{ГП}}/P_1$  - отношение давления в подводящем газопроводе и давления в т. 1 цикла. Удельная работа дожимного компрессора

$$l_{\text{ГК}} = \frac{c_{p\text{Г}} \cdot T_{1\text{Г}} \cdot \chi}{\eta_{\text{ГК}}} (\pi_{\text{ГК}}^m - 1), \quad (3.22)$$

где  $\eta_{\text{ГТ}}$  - КПД дожимного компрессора;  $\chi = (-g_{\text{охл}} - g_{\text{ут}}) / (\alpha_{\text{КС}} \cdot L_0)$ ;  $g_{\text{охл}}$ ,  $g_{\text{ут}}$  - удельные расходы утечек и охлаждения;  $T_{1\text{Г}}$  - температура топливного газа перед дожимным компрессором, К. Внутренний КПД ГТУ

$$\eta_i = \frac{(l_{\text{Т}} - l_{\text{К}} - l_{\text{ГК}}/\eta_{\text{р}})}{q_1}, \quad (3.23)$$

где  $\eta_{\text{р}}$  - КПД редуктора (если есть);  $q_1$  - удельное количество теплоты, подведенное в камеру сгорания ГТУ.

Расход газа через турбину (из уравнения мощности ГТУ, без учета охлаждения воздухом):

$$G_{\text{Т}} = N_e / l_e, \quad (3.24)$$

где  $l_e = l_{\text{Т}} \cdot \eta_{\text{мех}} - b \cdot l_{\text{К}}$  - эффективная работа;  $\eta_{\text{мех}} = 0,98 \dots 0,99$  - механический КПД;

$b = \frac{\alpha L_0 (1 + \alpha_y)}{1 + \alpha L_0}$ ;  $\alpha_y = 0,005 \dots 0,02$  - коэффициент, учитывающий дополнительные

утечки воздуха через уплотнения турбины.

Расход воздуха, подаваемый компрессором:

$$G'_{\text{К}} = G_{\text{К}} (1 + \alpha_y) = b \cdot G_{\text{Т}}. \quad (3.25)$$

Расход топлива: 
$$B_{\text{КС}}^{\text{ГТ}} = \frac{G_{\text{T}}}{1 + \alpha L_0}. \quad (3.26)$$

Мощность, развиваемая газовой турбиной: 
$$N_{\text{T}} = G_{\text{T}} \cdot l_{\text{T}} \cdot \eta_{\text{мех}}. \quad (3.27)$$

Мощность, потребляемая компрессором (механические потери турбины): 
$$N_{\text{К}} = G_{\text{К}}' \cdot l_{\text{К}}. \quad (3.28)$$

Коэффициент полезной работы: 
$$\varphi = \frac{N_{\text{е}}}{N_{\text{T}}} = 1 - \frac{b \cdot l_{\text{К}}}{l_{\text{T}} \cdot \eta_{\text{мех}}}. \quad (3.29)$$

Эффективный КПД ГТУ: 
$$\eta_{\text{е}} = \frac{G_{\text{T}} \cdot l_{\text{е}}}{B \cdot Q_{\text{H}}^{\text{P}}} = \frac{l_{\text{е}}}{Q_{\text{е}}}, \quad (3.30)$$

где  $Q_{\text{е}} = \frac{Q_{\text{H}}^{\text{P}}}{1 + \alpha L_0}$ .

Далее производится расчет единичных и интегральных характеристик мини-ТЭЦ. Расчеты в цикле начинаются с определения температуры атмосферного тнв воздуха соответствующей текущему времени года  $\tau$ . Суточный ход температур определен по данным многолетних наблюдений метеостанции для условий города, показан на рис. 3.4.

Для климатического района города ход изменения температур наружного воздуха был аппроксимирован с использованием программного продукта MathCAD тригонометрической зависимостью:

— среднесуточной  $\bar{t}_{\text{нв}\tau} = A \cdot \cos\left(2n \frac{\pi}{365} + \pi\right) + \bar{t}_{\text{год}},$

где  $A$  - амплитуда годовой температуры,  $\bar{t}_{\text{год}}$  - среднегодовая температура,  $n$  - номер суток в году;

— среднечасовой  $\bar{t}_{\text{нв}\tau} = A_1 \cdot \cos\left(2\tau \frac{\pi}{24} + \pi\right) + \bar{t}_{\text{год}},$

где  $A_1$  - амплитуда среднесуточной температуры, определяется отдельно для ясных и пасмурных суток:  $A_1=5$  (ясно),  $A_1=3$  (пасмурно),  $\tau$  - номер часа суток.

Погрешность аппроксимации не превышает 0,3 °С, что вполне допустимо для технических расчетов.

После завершения каждого цикла текущее значение времени увеличивается на час - заданный временной интервал. Проверяется условие  $t_{\text{нв}} > 8 \text{ } ^\circ\text{C}$ , при его выполнении принимается  $Q_{\text{от}} = 0$  и расчет характеристик ГТУ-ТЭЦ прекращается. Характеристики котла-утилизатора выбраны для условий расчетной температуры для отопления. При этом поверхность теплообмена выбрана из условий покрытия максимальной тепловой нагрузки.

При расчетах котла-утилизатора на переменных режимах использованы следующие соотношения:

Температура уходящих газов за КУ

$$t_{\text{yx}} = t_4 - \frac{Q_{\text{от}}}{c_p \cdot G_{\text{yx}}}, \quad (3.31)$$

где  $t_4$  - температура газа на выходе из газовой турбины,  $^\circ\text{C}$ ;  $G_{\text{yx}}$  - расход газов через котел-утилизатор.

Коэффициент теплопередачи в котле-утилизаторе рассчитывается по формуле /15/

$$k_v = k_F \cdot F/V, \quad (3.32)$$

здесь:  $k_F$  - коэффициент теплопередачи на единицу поверхности  $\text{кДж}/(\text{с} \cdot \text{м}^2 \cdot \text{К})$ ;  $F/V$  - коэффициент компактности.

В цикле производится сравнение тепловой нагрузки которую может покрыть на этом режиме котел-утилизатор,  $Q_{\text{ут}}$ , и тепловой нагрузки  $Q_{\text{от}}$ . Если  $Q_{\text{от}} > Q_{\text{ут}}$ , то рассчитывается дополнительное количество дожигаемого топлива  $V_{\text{дж}}$ . Производятся итерационные расчеты по уточнению фактически достигаемой нагрузки котла-утилизатора и его характеристик - коэффициента теплопередачи, среднего температурного напора, температуры уходящих газов.

Расход условного топлива в камеру сгорания ГТУ

$$B_{\text{КС}}^{\text{ГТ}} = \frac{0,123 \cdot N_{\text{э}}^{\text{ГТ}}}{\eta_{\text{э}}^{\text{ГТ}}}. \quad (3.33)$$



В дальнейшем для каждой текущей величины  $\tau$  определяется соответствующая ей температура наружного воздуха  $t_{\text{нв}}$ , рассчитываются характеристики ГТУ и котла-утилизатора, сравнивается его нагрузка с текущей тепловой нагрузкой  $Q_{\text{от}}$ . Если  $Q_{\text{ку}} > Q_{\text{от}}$ , то производится определение суммарной нагрузки КУ. Проверяется условие - оказалась ли текущая температура  $t_{\text{нв}} < 8^{\circ}\text{C}$ , если да, то тепловая нагрузка мини-ТЭЦ складывается из нагрузок отопительной  $Q_{\text{от}}$  и вентиляционной  $Q_{\text{вен}}$ . Рассчитываются температуры прямой и обратной сетевой воды, суммарная тепловая нагрузка ГТУ-ТЭЦ  $Q_{\text{ку}}$ , характеристики котла-утилизатора. Затем следует ряд проверок условий, позволяющих уточнить для текущих режимов нагрузку, покрываемую с помощью дожигания дополнительного топлива в дожигающем устройстве КУ, удельных расходов топлива на электрическую и тепловую энергию. Для малых временных интервалов определяются суммарные показатели по выработке электрической и тепловой энергии и соответствующего расхода топлива. Эти циклические расчеты повторяются вплоть до достижения времени  $\tau$  отопительного периода. После этого ведется накопление сумм по отдельным временным интервалам и рассчитываются годовые показатели работы ГТУ-ТЭЦ - выработка электроэнергии, тепловой энергии по заданному графику тепловых нагрузок, в том числе котлами-утилизаторами, годовые расходы топлива в камеру сгорания турбины и на дожигательные устройства, среднегодовые удельные расходы условного топлива. Среднеинтегральные годовые показатели, характеризующие работу ТЭЦ выводятся на печать.

В процессе расчетов анализировалось влияние на показатели тепловой экономичности и режимные параметры уровня расчетных тепловых нагрузок, состава основного оборудования станции, технических характеристик газотурбинных установок, сезонного изменения текущей температуры атмосферного воздуха. Расчеты проведены для климатических условий города Ташкента применительно к ТЭЦ с закрытой теплосетью с расчетным температурным графиком 130/70 °C. Можно проанализировать влияние на показатели станции вида топлива - жидкого или газа, ряда технических

характеристик газотурбинных установок - начальной температуры газа, степени повышения давления, расхода воздуха, КПД компрессора и турбины, характеристики компрессора, избытка воздуха в уходящих газах турбины и их температуры, гидравлических сопротивлений газовоздушного тракта, включая аэродинамическое сопротивление котла-утилизатора. Программа предоставляет возможность проведения анализа влияния на выходные показатели ГТУ-ТЭЦ характеристик котла-утилизатора - расчетных значений коэффициента теплопередачи, температуры уходящих газов, величины поверхности нагрева. Последние, в свою очередь, определяются выбором расчетной температуры наружного воздуха для определения проектных показателей котла-утилизатора - тепловой мощности и поверхности нагрева.

Состав основного оборудования электростанции включает газотурбинные агрегаты и водогрейные котлы-утилизаторы с дожиганием топлива. В расчетах для ТЭЦ тепловой мощностью 50 МВт использованы данные ГТУ, приведенные в табл.3.1.

Таблица 3.1

Характеристики ГТУ при  $t_{нв} = +15 \text{ }^\circ\text{C}$

Характеристики	ГТД-2500А	НК-14Э	ГТУ-8,5
1	2	3	4
1. Температура газа перед турбиной $t_3, \text{ }^\circ\text{C}$	1147	1023	1040
2. Степень повышения давления в компрессоре $\pi_k$	25	9,5	8,8
3. Расход воздуха через компрессор $G, \text{ кг/с}$	93	31,5	39
4. Электрическая мощность, МВт	28,7	9,5	8,5

Характеристики котла-утилизатора:

- расчетная температура наружного воздуха для  $-27 \text{ }^\circ\text{C}$ ;
- расчетная температура уходящих газов за  $t_{yx} = 120 \text{ }^\circ\text{C}$ ;

- максимальная температура сетевой воды  $t_{пр} = 130 \text{ }^\circ\text{C}$ ;

В расчетах характеристик ГТУ-КУ так же принято:

- расчетная температура наружного воздуха  $t_{нв} = - 27 \text{ }^\circ\text{C}$ ;

- расчетная доля вентиляционной нагрузки 0,05;

- расчетная температура для вентиляции  $t_{вент} = - 15 \text{ }^\circ\text{C}$ ;

Расчет текущих характеристик ГТУ-ТЭЦ проводился для всего диапазона изменения температур наружного воздуха - от +8 до -14 $^\circ\text{C}$ , соответствующего полному времени работы ТЭЦ за отопительный период. Расчет велся для режимов, различающихся на временной интервал в 1 час. Таким образом, при  $\tau=4650$  часов полное число рассчитываемых режимов составляло 4650. Для каждого из этих режимов определялась выработка электрической и тепловой энергии. В дальнейшем, при определении среднеинтегральных годовых значений выработки энергии на ТЭЦ производилось суммирование

$$\text{Э}_{\text{год}} = \sum_{i=1}^m \text{Э}_i \quad \text{и} \quad \text{Q}_{\text{год}} = \sum_{i=1}^m \text{Q}_i. \quad (3.34)$$

Для анализа динамики изменения показателей работы ГТУ на экран дисплея выводится информация о их значениях через каждые 500 часов. Это позволяет построить графические зависимости характеристик ГТУ-ТЭЦ.

В момент начала отопительного сезона  $t_{нв}=+8 \text{ }^\circ\text{C}$  включается одна ГТУ с КУ. Суммарная тепловая мощность КУ оказывается избыточной  $\text{Q}_{от}=3913,6 \text{ кВт (т)} < \text{Q}_{ку}= 5211,33 \text{ кВт (т)}$ , поэтому часть уходящих газов байпасируется. Это приводит к резкому возрастанию удельных расходов топлива на вырабатываемую электрическую  $b_e$  и тепловую энергию  $b_t$ . При понижении температуры наружного воздуха до  $t_{нв}=+2 \text{ }^\circ\text{C}$  тепловая нагрузка  $\text{Q}_{от}$  сравнивается с  $\text{Q}_{ку}$ , а затем начинает ее превышать. В это время в работу вводится дожигающее устройство, нагрузка которого  $\text{Q}_{дж}=\text{Q}_{от}-\text{Q}_{ку}$  определяется дефицитом тепловой мощности котла-утилизатора. Период времени, в течение которого производится дожигание дополнительного топлива в КУ до момента пуска 2го энергоагрегата, зависит от соотношения стоимости дожигаемого топлива и капиталовложений в энергоустановку.

По мере понижения температуры наружного воздуха происходит изменение характеристик газотурбинного агрегата газотурбинного агрегата - увеличивается расход уходящих газов  $G_{yx}$  после турбины, увеличивается электрическая мощность  $N_{гту}$ , тепловая нагрузка. Наибольшей топливной экономичностью будет обладать ТЭЦ оборудованная баками-аккумуляторами.

Результаты, получаемые при использовании на ТЭЦ различных типов ГТУ приведены в табл.3.2, 3.3, 3.4.

Таблица 3.2

Результаты расчета ГТУ типа ГТД-2500А

$t_{нв},$ °С	$Q_{ут},$ кВт(т)	$\eta_{гту}$	$b_{гту},$ кг/с	$G_{yx},$ м <sup>3</sup> /с
-27	25930,66	0,3923	1,5745	75,08
-25	26274,08	0,3916	1,5776	74,77
-20	27120,46	0,3898	1,5849	73,98
-15	27950,65	0,3879	1,5926	73,21
-10	28764,25	0,3861	1,5998	72,45
-5	29771,36	0,3844	1,6069	71,70
0	30576,81	0,3828	1,6138	70,97
+5	31368,08	0,3812	1,6205	70,24
+8	31836,19	0,3803	1,6245	69,81

Таблица 3.3

Результаты расчета ГТУ типа НК-14Э

$t_{нв},$ °С	$Q_{ут},$ кВт(т)	$\eta_{гту}$	$b_{гту},$ кг/с	$G_{yx},$ м <sup>3</sup> /с
-27	13218,7	0,3174	0,6441	29,47
-25	13363,4	0,3167	0,6456	29,36
-20	13721,6	0,3150	0,6492	29,08
-15	14074,0	0,3130	0,6527	28,82
-10	14422,2	0,3116	0,6562	28,55
-5	14765,1	0,3100	0,6597	28,29
0	15103,0	0,3080	0,6630	28,04
+5	15436,2	0,3069	0,6663	27,79
+8	15633,9	0,3060	0,6683	27,64

Таблица 3.4 Результаты расчета ГТУ типа ГТУ-8,5

$t_{нв},$ °C	$Q_{ут},$ кВт(т)	$\eta_{гту}$	$b_{гту},$ кг/с	$G_{ух},$ м <sup>3</sup> /с
-27	12454,0	0,3100	0,5886	25,89
-25	12581,8	0,3101	0,5900	25,79
-20	12902,7	0,3084	0,5932	25,55
-15	13218,9	0,3067	0,5965	25,31
-10	13530,5	0,3051	0,5996	25,07
-5	13837,7	0,3035	0,6028	24,84
0	14140,5	0,3020	0,6058	24,61
+5	14439,1	0,3005	0,6088	24,38
+8	14616,0	0,2996	0,6106	24,25

Сравнение вариантов проводилось при неизменной тепловой мощности станции. Рассматривается вариант мини-ТЭЦ с расчетной тепловой нагрузкой  $Q_{от}=50$ МВт. Коэффициент теплофикации по рекомендации [49]  $k=0,8$ . Основное оборудование ТЭЦ состоит из ГТУ, снабженных котлами-утилизаторами, оборудованных дожигающими устройствами. Котел-утилизатор ГТУ типа 1 имеет наибольшую мощность, поэтому необходимо на частичных режимах байпасировать значительное количество выхлопных газов. Однако, при расчетной температуре, когда необходимо дожигание топлива для покрытия нагрузки в других вариантах необходим бóльший расход топлива на дожигание в КУ. Вследствие этого удельные расходы условного топлива  $b_э$  и  $b_т$  при расчетной температуре достигают минимума. В результате годовые показатели ГТУ-КУ (табл.3.5).

Таблица 3.5 Годовые показатели работы ГТУ-КУ

Характеристики мини-ТЭЦ	1-й тип	2-й тип	3-й тип
1	2	3	4
Годовая выработка электроэнергии Э, МВт·ч/год	205205	92800	83300
Годовая выработка теплоты Q, ГВт·ч/год	127,940		
Годовой отпуск теплоты из КУ Q, ГВт·ч/год	119,852	122,058	120,146
Годовой отпуск теплоты ДУ Q, ГВт·ч/год	14,705	5,882	8,823
Годовой расход топлива ГТУ, тыс. м <sup>3</sup> /год	26774,893	22793,678	22851,926
Годовой расход топлива ДУ, тыс. м <sup>3</sup> /год	1584,202	633,681	1250,521
Годовой расход топлива мини-ТЭЦ, тыс. м <sup>3</sup> /год	28359,095	23427,359	24102,447

Для соблюдения корректности сравнения вариантов характеристики котла-утилизатора рассчитывались применительно к каждой установке (табл.3.6).

Таблица 3.6 Характеристики котлов утилизаторов

Характеристики КУ	Варианты		
	1	2	3
Коэффициент теплопередачи $k$ , Вт/(м <sup>2</sup> ·°С)	158,6736	147,2286	147,58
Объемный коэффициент теплопередачи $k_v$ , Вт/(м <sup>3</sup> ·°С)	2798,51	2636,1	2620,21
Температурный напор $\Delta t$ , °С	116,55	138,78	132,43
Высота пакета, м	4,68	4,86	4,864
Длина и ширина пакета, м	4,154	2,72	2,646

Рассмотрение этих вариантов говорит о том, что большей экономичностью в годовом разрезе может обладать ГТУ-ТЭЦ с менее мощными и экономичными ГТУ, то есть при выборе состава основного оборудования подбору типоразмера применяемых газовых турбин следует уделять серьезное внимание. Разработанный алгоритм дают возможность анализа вариантов по выбору наиболее рационального состава оборудования с точки зрения тепловой экономичности ГТУ-ТЭЦ.

Вывод об экономических преимуществах того или иного варианта состава основного оборудования может быть сделан лишь на основании технико-экономических расчетов и будет зависеть прежде всего от соотношения тарифов на электрическую и тепловую энергию отпускаемую от ТЭЦ.

В заключение можно сделать вывод, что при проведении предпроектных работ необходим комплексный анализ характеристик мини-ТЭЦ с учетом большого числа различных режимных и технических факторов. Выбор состава оборудования по его номинальной мощности может привести к решению, далекому от оптимального. Разработанные алгоритм и программа дают возможность анализа вариантов по выбору наиболее рационального состава оборудования с точки зрения тепловой экономичности ТЭЦ. Безусловно, что далее необходим технико-экономический анализ, учитывающий источники и формы финансирования строительства, стоимостные показатели оборудования и ряд других факторов.

### 3.2. Обоснование предельной тепловой мощности ГТУ-КУ

Специфика определения составляющей ущерба от внезапного прекращения или ограничения теплоснабжения потребителя заключается в том, что кроме экономических потерь недоотпуск теплоты сопровождается рядом негативных социальных факторов, таких, как повышенная заболеваемость, дискомфорт и т.д.

Работа ТЭЦ между плановыми остановами для проведения ремонтов и технического обслуживания сопровождается отказами и восстановлениями элементов энергоблоков. Доля времени в работоспособном состоянии от календарного периода  $T_k$  эксплуатации характеризуется коэффициентом технического использования /43/

$$k_{ТИ} = \frac{t_p}{T_k} = \frac{t_p}{t_p + t_{пл} + t_{вр} + t_{рез}} \cong 1 - \delta_{пл} - \delta_{вр} - \delta_{рез}, \quad (3.38)$$

где  $t_p$  - период работоспособности;  $t_{пл}$  - период плановых ремонтов и техобслуживания;  $t_{вр}$  - время unplanned ремонтов;  $t_{рез}$  - время нахождения в резерве;  $\delta_{пл}$ ,  $\delta_{вр}$ ,  $\delta_{рез}$  - соответственно доли календарного времени, приходящиеся на плановые остановы для проведения ремонтов и технического обслуживания, восстановления отказавшего оборудования и ожидание в резерве.

Отказы и плановые остановы приводят к недовыработке определенного количества  $\Delta W_T$  энергии по сравнению с максимально возможной за календарное время  $T_k$  выработкой  $W_T$ . Последняя пропорциональна номинальной мощности установки  $N_n$  и определяется формулой

$$W_T = N_n \cdot T_k. \quad (3.39)$$

В отличие от  $W_T$  каждой энергоустановке диспетчерским графиком задается плановая выработка  $W_{пл}$ , учитывающая планируемые остановы для ремонтов и технического обслуживания оборудования, а также изменения мощности, вызываемые необходимостью покрытия заданного графика нагрузок. Плановую выработку  $W_{пл}$  рассчитывают по формуле

$$W_{пл} = N_{ср} \cdot (T_k - t_{пл} - t_{рез}) = N_{ср} \cdot T_k \cdot (1 - \delta_{пл} - \delta_{рез}). \quad (3.40)$$

Действительная выработка энергии, при наличии полных или частичных отказов будет меньше  $W_{пл}$  и составит

$$W_d = N_{ср} \cdot (T_k - t_{пл} - t_{вр} - t_{рез}) = N_{ср} \cdot T_k \cdot (1 - \delta_{пл} - \delta_{вр} - \delta_{рез}) = N_{ср} \cdot T_k \cdot k_{ти}. \quad (3.41)$$

Здесь  $N_{ср}$  - средняя мощность энергоустановки, рассчитываемая по формуле

$$N_{ср} = \frac{\sum_{i=1}^n N_{н_i} \cdot t_{p_i} + \sum_{j=1}^m N_{с_j} \cdot t_{p_j}^s}{\sum_{i=1}^n t_{p_i} + \sum_{j=1}^m t_{p_j}^s}, \quad (3.42)$$

где  $N_n, N_s$  - соответственно номинальная и частичная нагрузка энергоблока;  $t_p, t_p^s$  - время работы установки на номинальной и частичной нагрузках

Недовыработка электроэнергии из-за полных и частичных отказов блока равна разности между плановой  $W_{пл}$  и действительной  $W_d$  выработками:

$$\Delta W = W_{пл} - W_d \quad (3.43)$$

а относительная недовыработка энергии выражается коэффициентом обеспеченности

$$\pi = 1 - \Delta W / W_{пл} \quad (3.44)$$

Недовыработка электрической и тепловой энергии сопровождается увеличением себестоимости вырабатываемой энергии из-за:

- увеличения удельных расходов топлива при работе оборудования на нерасчетных режимах;

- дополнительных затрат материальных и трудовых ресурсов на восстановление отказавшего оборудования;

- дополнительного расхода топлива на пуск энергоустановок после восстановления.

Особенностью потребления электрической и тепловой энергии (в случае отсутствия аккумулятора теплоты) является его непрерывность по времени и зависимость от режимов работы потребителей. По этим причинам недоотпуск энергии потребителям зависит не только от надежности энергетических

установок, но и от графика режимов электро- и теплотребления. Недоотпуск энергии потребителям наступает в те моменты времени, когда располагаемый уровень выработки энергии  $\Phi_p(t)$  становится меньше требуемого  $\Phi_{Tp}(t)$  ( $\Phi_p(t) < \Phi_{Tp}(t)$ ). В другие периоды, когда  $\Phi_p(t) > \Phi_{Tp}(t)$ , компенсация недоотпуска энергии практически невозможна из-за отсутствия ее складирования. В то же время при наличии тепловых аккумуляторов на источнике теплоснабжения частичная или даже полная компенсация отпуска теплоты в сеть возможна. Общий недоотпуск теплоты в этом случае может быть рассчитан по формуле

$$\Delta Q = \int_0^T [\Phi_{Tp}(t) - \Phi_p(t)] dt = \int_0^T \Delta\Phi(t) dt, \quad (3.45)$$

где  $\Delta\Phi(t)$  - дефицит мощности (производительности) в момент времени  $t$ , обусловленный отказами функционирования.

Недоотпуск коммунально-бытовым потребителям тепловой энергии на примере теплоснабжающей системы, состоящей из основного источника тепловой мощностью  $Q_{ои}$ , магистрального теплопровода, ТЭЦ производительностью  $Q_{MT} = (n + r) \cdot Q'_{MT}$  ( $n, r$  - число рабочих и резервных энергоагрегатов ГТУ на ТЭЦ единичной мощностью  $Q'_{MT}$ ). Пиковая тепловая мощность покрывается за счет дожига дополнительного топлива в котле-утилизаторе. Располагаемая тепловая мощность такой системы равна

$$Q_c = Q_{ои} + (n + r) \cdot Q'_{MT} \quad (3.46)$$

Отказ функционирования наступает в момент времени, когда снижение мощности системы вследствие отказа работоспособности  $\Delta Q$  превысит величину  $r \cdot Q'_{MT}$ . Недоотпуск теплоты  $\Delta Q_H = \Delta Q - r \cdot Q'_{MT}$  в течение периода времени  $\Delta Q_H$  приводит к снижению температуры воздуха внутри отапливаемых помещений. Для каждого заданного уровня температуры внутри отапливаемых помещений ( $t_{в1}=0$  °С;  $t_{в2}=+10$  °С;  $t_{в3}=+15$  °С) соответствует определенное время недоотпуска теплоты.

Таблица 3.7

Причина отказа	Частота, 1/год	Продолжительность неисправного состояния		
		Средняя, ч	Максимальная, ч	Состояние неготовности, ч/год
Нерасчетное похолодание	0,7	35-40	300-400	30-35
Устойчивое повреждение котельного оборудования	2,1	40	80	40
Неустойчивое повреждение котельного оборудования	4,1	0,3	0,6	1,2
Отказ				
- системы водоснабжения	1	4	8	4
- электроснабжения	1	1	2	7,5
- топливоснабжения	8,6	1,5	3	1,3
Повреждение теплопровода				
- первая степень	0,23			
d=500 мм	-	6	12	3
d=1000 мм	-	9,8	19,6	9
- вторая степень	0,48			
d=500 мм	-	11	22	11
d=1000 мм	-	19	38	19
- третья степень	0,24			
d=500 мм	-	31	42	10,5
d=1000 мм	-	39	73	19,5

В табл. 3.7 приведены статистические данные оценки продолжительности событий, нарушающих работу системы теплоснабжения [40].

Время, в течение которого температура внутри помещений понижается вследствие нарушения теплоснабжения от  $t_B$  до  $t'_B$ , составит

$$\tau'_B = \beta \cdot \ln \frac{(t'_B - t_H) - \varphi(t'_B - t_{HP})}{(t_B - t_H) - \varphi(t_B - t_{HP})}, \quad (3.47)$$

где  $\beta$  - коэффициент, характеризующий теплоаккумулирующую способность зданий, принимаемый равным 40, ч /60/;  $\varphi$  - относительная тепловая нагрузка;  $t_B, t'_B$  - расчетная температура наружного воздуха и его температура в момент нарушения теплоснабжения, °С.

Используя формулу (3.47) были рассчитаны возможные последствия различных событий, являющихся причинами отказа. Результаты расчетов приведены в табл. 3.8. Тепловая инерция жилых зданий усреднено принималась равной 40 1/ч, расчетная температура наружного воздуха принималась равной  $t_{HP} = -27$  °С.

Таблица 3.8 Последствия отказов оборудования теплоснабжающей системы

Причина отказа	Минимальные температуры воздуха в отапливаемых помещениях, °С Расчетная температура воздуха -27 °С
Нерасчетное похолодание	17,56
Устойчивое повреждение котельного оборудования	15,25
Неустойчивое повреждение котельного оборудования	17,9
Отказ	
- системы водоснабжения	15,93
- электроснабжения	17,71
- топливоснабжения	16,61
Повреждение теплопровода	
- первая степень	
d=500 мм	7,818
d=1000 мм	3,79
- вторая степень	
d=500 мм	0,1
d=1000 мм	-8,82
- третья степень	
d=500 мм	-10,56
d=1000 мм	-20,32

На основании полученных данных табл. 3.8 можно сделать вывод о том, что среди указанных причин отказов систем теплоснабжения исключительно важна роль повреждений трубопроводов тепловых сетей, от которых зависят все показатели надежности теплоснабжения.

В соответствии с действующим СНиП «Тепловые сети» необходимо обеспечить 70% подачи тепловой энергии от расчетного значения при аварийном участке тепловой сети. При проектном расчете тепловой сети требуется обеспечить математическое ожидание продолжительности восстановления в зависимости от типа прокладки и диаметра конкретного трубопровода и температуру наружного воздуха. Учет этих факторов обеспечивает в аварийной ситуации некоторую минимальную температуру в отапливаемых помещениях.

Критерием отказа коммунально-бытовых потребителей в системах теплоснабжения является вероятность превышения времени восстановления теплоснабжения над временем, за которое произойдет снижение температуры внутри помещений до определенного соответствующим рангом отказа уровня. Учитывая, что время восстановления  $\tau_B$  тепломагистрали является случайной нормально распределенной величиной с математическим ожиданием  $\bar{\tau}_B = a + b \cdot d$  и дисперсией  $\sigma_\tau$ , плотность распределения величины  $\tau_B$  описывается функцией

$$f(\tau_B) = \frac{1}{\sigma_\tau \cdot \sqrt{2 \cdot \pi}} \cdot \exp\left\{-\frac{(\tau_B - \bar{\tau}_B)^2}{2 \cdot \sigma_\tau^2}\right\}, \quad (3.48)$$

где  $a, b$ - постоянные коэффициенты, определяемые типом отказа [41].

При этом вероятность того, что время восстановления  $\tau_B$  не превысит величины  $\tau'_B$ , равно

$$P_{\tau_B \leq \tau'_B} = \int_0^{\tau'_B} f(\tau_B) d\tau_B \quad (3.49)$$

Подставив (3.48) в (3.49) и проведя интегрирование, получим

$$\tau'_B = \bar{\tau}_B \cdot (1 + u_p \cdot v_\tau) \quad (3.50)$$

где  $u_p$  - квантиль нормального распределения, соответствующая вероятности  $P_\tau$ ;

$v_\tau = \sigma_\tau / \bar{\tau}_B$  - коэффициент вариации, численно равный 0,15-0,20 /43/.

Выражение (3.50) запишем в виде

$$\tau'_B = a + b \cdot d \cdot (1 + v_\tau \cdot u_p), \quad (3.51)$$

где  $u_p$  - квантиль нормального распределения, соответствующий вероятности  $P_\tau$ .

Полученное выражение (3.51) позволяет решить задачу по определению минимально допустимого диаметра тепломагистрали и соответствующую ему уровню тепловой мощности ГТУ-КУ, обеспечивающего нормированные значения надежности теплоснабжения по отношению к какому-либо рангу отказов.

Значение минимально допустимого диаметра трубопровода определится как

$$d \leq \frac{\tau'_B}{b \cdot (1 + v_\tau \cdot u_p)} - \frac{a}{b} \quad (3.52)$$

Из полученного соотношения видно, что минимально допустимое значение диаметра теплосети для ГТУ-КУ определяется заданной вероятностью событий отказа ( $u_p$ ) снижения температуры воздуха внутри отапливаемых помещений для соответствующего ранга отказа ( $\tau'_B$ ), температур наружного воздуха в момент отказа тепломагистрали ( $t_{нв}$ ) и расчетной температуры воздуха для отопления ( $t_{нр}$ ). Совместное решение уравнений (3.47), (3.50) и (3.52) позволяет построить номограмму для определения предельной тепловой мощности ГТУ-КУ исходя из условия выполнения нормированных значений показателей надежности теплоснабжения. Эта номограмма приведена на рис. 3.5.

Из рисунка следует, что в случае выдачи тепловой мощности по одному теплопроводу предельная мощность ГТУ находится в пределах 40-50 МВт (т) в зависимости от климатических условий и температурного графика теплосети.

Для каждого конкретного случая предельная тепловая мощность ГТУ-КУ определяется отдельно с учетом схемы выдачи тепловой энергии. Кроме того, для каждого конкретного случая необходимо проводить оптимизацию температурного графика теплосети.

## ГЛАВА 4.

### РАСЧЕТ ТЕХНИКО-ЭКОНОМИЧЕСКИХ ПОКАЗАТЕЛЕЙ ПРИ ВНЕДРЕНИИ КУ ДЛЯ ГАЗОТРУБИННОГО МОДУЛЯ ТАШТЭЦ

#### 4.1. Расчет технико-экономических показателей газотурбинной установки класса 25 МВт («Hitachi») с утилизацией тепла уходящих газов.

Топливо: природный газ Бухарского месторождения  $Q_{\text{н}}^{\text{p}} = 8226 \text{ ккал/нм}^3$  – фактическая калорийность средняя за год.

Число часов работы в отопительный период -  $129 \times 24 \times 0,98 = 3034$  час, (0,98 – учтены вынужденные простои).

В неотопительный период число часов работы составит:

$(8760 - 129 \times 24) \times 0,98 - 247 = 5304$  ч, где 247ч - простои в ППР и 113ч - вынужденные простои. Работа ГТУ предполагается в базовом режиме.

Таблица 4.1. Базовые режимы работы ГТУ-КУ.

№№ п/п	Наименование показателей	Ед. изм.	Зимний режим	Летний режим
1	2	3	4	5
1.	Нагрузка ГТУ	%	100	100
2.	Максимальная мощность при $t_{\text{н.в.}} = 15^\circ\text{C}$ , влажность – 60%, давление атм. воздуха - 96,3 кПа	МВт	27,17	27,17
3.	Расчетная температура наружного воздуха (ср. за период)	°C	+2,8	+19,4
4.	Продолжительность периода	час	3034	5304
5.	Расчетная мощность ГТУ	МВт	28,69	25,38
6.	Выработка эл. энергии за период	$10^6 \text{ кВт.ч.}$	$28,69 \times 3034 = 87,045$	$25,38 \times 5304 = 134,616$
7.	Расход эл. энергии на с.н. ГТУ с учетом газодожимного компрессора 4,2% - ДКС 0,2% - с.н. здания ГТУ	% $10^6 \text{ кВт.ч.}$	$4,2 + 0,2 = 4,4$ $87,045 \times 0,044 = 3,83$	$4,4$ $134,616 \times 0,044 = 5,923$
8.	Отпуск эл. энергии от ГТУ за период	$10^6 \text{ кВт.ч.}$	$87,045 - 3,83 = 83,215$	$134,616 - 5,923 = 128,693$

1	2	3	4	5
9.	Расчетный $\eta$ ГТУ	%	32,0	31,4
10.	Расход топлива ГТУ объемный	$10^3$ нм <sup>3</sup> /ч	$\frac{860 \times 28,69 \times 10^3}{8226 \times 0,32} = 9,373$	$\frac{860 \times 25,38 \times 10^3}{8226 \times 0,314} = 8,450$
11.	Тепло сожженного топлива	Гкал/ч	77,49	71,68
12.	Тепло, затраченное на производство эл. энергии	Гкал/ч	24,67	21,82
13.	Теплота продуктов сгорания, подведенных к котлу-утилизатору	Гкал/ч	52,82	49,86
14.	Тепловая производительность котла-утилизатора	Гкал/ч	37,18	36,46
15.	Доля топлива на производство эл. энергии	%	$\frac{24,67}{24,67 + 37,18} \times 100 = 39,9$	$\frac{21,82}{21,82 + 36,46} \times 100 = 37,44$
16.	Расход условного топлива ГТУ за период	$10^3$ тут	$\frac{77,49 \times 10^6}{7000} \times 3034 = 33,586$	$\frac{71,68 \times 10^6}{7000} \times 5304 = 54,313$
17.	Расход условного топлива ГТУ за период на производство - эл.энергии - теплоэнергии	$10^3$ тут $10^3$ тут	$33,586 \times \frac{39,9}{100} = 13,401$ $33,586 - 13,401 = 20,185$	$54,313 \times \frac{37,44}{100} = 20,335$ $54,313 - 20,335 = 33,978$
18.	Отпуск тепла от ГТУ+КУ за период	$10^3$ Гкал	$37,18 \times 3034 = 112,804$	$36,46 \times 5304 = 193,384$
19.	Удельный расход условного топлива на отпуск тепла	$\frac{\text{кг.т.}}{\text{Гкал}}$	$\frac{20,185 \times 10^3 \times 10^3}{112,804 \times 10^3} = 178,94$	$\frac{33,978 \times 10^3 \times 10^3}{193,384 \times 10^3} = 175,70$
20.	Годовой отпуск тепла от ГТУ+КУ	$10^3$ Гкал	$112,804 + 193,384 = 306,188$	
21.	Годовой расход условного топлива на производство тепла	$10^3$ тут	$20,185 + 33,978 = 54,163$	
22.	Среднегодовой удельный. расход условного топлива на отпуск тепла	$\frac{\text{кг.т.}}{\text{Гкал}}$	$\frac{54,163 \times 10^3 \times 10^3}{306,188 \times 10^3} = 176,89$	
23.	Годовой отпуск эл. энергии от ГТУ (с шин)	$10^6$ кВт.ч.	$83,215 + 128,693 = 211,908$	

1	2	3	4	5
24.	Годовой расход условного топлива на произв-во эл.эн.	$10^3$ тунт	$13,401+20,335=33,736$	
25.	Среднегодовой удельный расход условного топлива на отпуск эл. энергии от ГТУ	$\frac{\text{гунт}}{\text{кВтч}}$	$\frac{33,736 \times 10^3 \times 10^6}{211,908 \times 10^6} = 159,20$	
26.	Суммарный годовой расход условного топлива ГТУ Тоже, натурального	$10^3$ тунт $10^6$ нм <sup>3</sup>	$54,163+33,736=87,899$ $\frac{87,899 \times 10^3 \times 10^3 \times 7000}{8226} = 74,799$	
27.	Часовой расход натурал. топлива - зимний - летний	$10^3$ нм <sup>3</sup> /ч -«-	9,373 8,450	

В соответствии с тепловыми нагрузками, в течение 8338 часов в году предусмотрена работа газотурбинной установки с утилизацией тепла уходящих газов после ГТУ в паровом котле-утилизаторе.

**Таблица 4.2** Основные технико-экономические показатели газотурбинного модуля ГТУ+КУ, определяющие его тепловую экономичность.

№№ п/п	Наименований показателей	Единицы измерения	Величины показателей
1.	Мощность ГТУ - установленная - располагаемая: зимой летом	МВт МВт МВт	27,17 28,69 25,38
2.	Годовая выработка эл. энергии	$10^6$ кВт.ч	221,661
3.	Годовой отпуск эл. энергии с шин	$10^6$ кВт.ч.	211,908
4.	Расход эл. энергии на собственные нужды	%	4,4
5.	Число часов использования установленной электрической мощности	час	8158
6.	Число часов работы в году	час	8338
7.	Удельный расход условного топлива на отпуск эл. энергии	гунт/кВт.ч.	159,20
8.	Годовой расход условного топлива на отпуск эл. энергии	$10^3$ тунт	33,736
9.	Годовой отпуск теплоэнергии	$10^3$ Гкал	306,188
10.	Удельный расход условного топлива на отпуск теплоэнергии	кгунт/Гкал	176,89
11.	Годовой расход условного топлива на производство теплоэнергии	$10^3$ тунт	54,163
12.	Суммарный годовой расход условного топлива	$10^3$ тунт	87,899
13.	Тоже, натурального	$10^6$ нм <sup>3</sup>	74,799
14.	Часовой расход натурального топлива - зимой - летом	$10^3$ нм <sup>3</sup> /ч $10^3$ нм <sup>3</sup> /ч	9,373 8,450

## 4.2. Годовые режимы работы ТЭЦ после внедрения ГТУ+КУ.

### 4.2.1. Производство тепловой энергии.

Общий годовой отпуск тепла от ТЭЦ –  $1760,155 \times 10^3$  Гкал,

в т.ч. от ГТУ+КУ –  $306,188 \times 10^3$  Гкал,

от существующей части –  $1453,967 \times 10^3$  Гкал.

Годовой расход условного топлива на отпущенное тепло на ГТУ+КУ – -  
 $54,163 \times 10^3$  тут

на существующую часть –  $163,647 \times 1453,967 \times 10^3 = 237,937 \times 10^3$  тут

всего –  $292,100 \times 10^3$  тут.

Общий годовой расход натурального топлива на отпущенное тепло -

$$\frac{292,100 \times 10^6 \times 7000}{8226} = 248,566 \times 10^6 \text{ нм}^3$$

Общий удельный расход условного топлива на отпущенное тепло по ТЭЦ -

$$\frac{292,100 \times 10^3 \times 10^3}{1760,155 \times 10^3} = 165,95 \text{ кгт/Гкал.}$$

### 4.2.2. Производство электроэнергии.

Годовая выработка ГТУ –  $221,661 \times 10^6$  кВт.ч.

Годовая выработка существующая часть –  $160,731 \times 10^6$  кВт.ч.

Общая годовая выработка –  $382,392 \times 10^6$  кВт.ч.

Годовой отпуск с шин: - ГТУ –  $211,908 \times 10^6$  кВт.ч.

- существующей части –  $95,851 \times 10^6$  кВт.ч.

Общий годовой отпуск эл. энергии –  $307,759 \times 10^6$  кВт.ч.

Годовой расход условного топлива на отпущенную эл. энергию

- на ГТУ –  $33,736 \times 10^3$  тут;

- на существующую часть –  $14,643 \times 10^3$  тут;

- всего –  $48,379 \times 10^3$  тут.

Общий годовой расход натурального топлива на отпущенную эл. энергию -

$$\frac{48,379 \times 10^6 \times 7000}{8226} = 41,169 \times 10^6 \text{ нм}^3$$

Общий удельный расход условного топлива на отпущенную эл. энергию -

$$\frac{48,379 \times 10^3 \times 10^6}{307,759 \times 10^6} = 157,198 \text{ гт/кВт.ч.}$$

Суммарный годовой расход условного топлива на производство эл. энергии и тепла после внедрения ГТУ-

$$(292,100+48,379)\times 10^3=340,479\times 10^3 \text{ тут}$$

Тоже, натурального топлива -  $\frac{340,479 \times 10^6 \times 7000}{8226} = 289,734 \times 10^6 \text{ нм}^3$ ;

- (до внедрения –  $257,585 \times 10^6 \text{ нм}^3$ ).

Зимний часовой расход натурального топлива -  $70,283 \times 10^3 \text{ нм}^3/\text{ч}$ .

Таблица 4.2. Основные технико-экономические показатели ТашТЭЦ по производству энергии и расходам топлива после внедрения ГТУ+КУ.

№№ п/п	Наименование показателей	Единицы измерения	Показатели
1.	Электрическая мощность - установленная - располагаемая: - зимой - летом	МВт МВт МВт	30+27,17=57,17 22,5+28,69=51,19 22,5+25,38=47,88
2.	Располагаемая теплофикационная мощность - зимняя	Гкал/ч	811
3.	Число часов использования установленной эл. мощности - существующая часть - ГТУ	час час	4097 8158
4.	Годовая выработка эл. энергии - существующей частью - ГТУ - всего	$10^6$ кВт.ч. $10^6$ кВт.ч. $10^6$ кВт.ч.	160,731 221,661 382,392
5.	Расход эл. энергии на собственные нужды - существующая часть - ГТУ - всего	$10^6$ кВт.ч. $10^6$ кВт.ч. $10^6$ кВт.ч.	64,88 9,753 74,633
6.	Годовой отпуск эл. энергии с шин - существующая часть - ГТУ - всего	$10^6$ кВт.ч. $10^6$ кВт.ч. $10^6$ кВт.ч.	95,851 211,908 307,759
7.	Годовой расход условного топлива на отпуск эл. энергии - существующая часть - ГТУ - всего	$10^3$ тут $10^3$ тут $10^3$ тут	14,643 33,736 48,379
8.	Удельный расход условного топлива на отпуск эл. энергии - общий по ТЭЦ - ГТУ	тут/кВт.ч тут/кВт.ч.	157,198 159,200
9.	Годовой отпуск теплоэнергии – всего в т.ч. от ГТУ+КУ -горячая вода от существующей части-гор. вода -пар Общий отпуск тепла с горячей водой	$10^3$ Гкал $10^3$ Гкал $10^3$ Гкал $10^3$ Гкал $10^3$ Гкал	1760,155 306,188 1416,977 36,99 1723,165

№№ п/п	Наименование показателей	Единицы измерения	Показатели
10.	Годовой расход условного топлива на отпущенное тепло - существующая часть - ГТУ+КУ - всего	$10^3$ туг $10^3$ туг $10^3$ туг	237,937 54,163 292,100
11.	Удельный расход условного топлива на отпущенное тепло - общий по ТЭЦ - ГТУ+КУ	кгуг/Гкал кгуг/Гкал	165,95 176,89
12.	Суммарный годовой расход условного топлива на отпуск эл. энергии и тепла - по всей ТЭЦ - в т.ч. ГТУ+КУ	$10^3$ туг $10^3$ туг	340,479 87,899
13.	Тоже, натурального топлива (по всей ТЭЦ)	$10^6$ нм <sup>3</sup>	289,734
14.	Зимний часовой расход натурального топлива по ТЭЦ	$10^3$ нм <sup>3</sup> /ч	70,283

#### 4.3. Эффективность преобразования энергии в годовом режиме работы.

При использовании технологии комбинированного цикла в масштабах аналогичных модельному проекту, удалось бы достичь тепловой КПД ~ 51%. При этом, количество необходимого тепла топлива для достижения выработки электрической энергии **P** составило бы

$$F_{1 \text{ комб.}} = \frac{P}{\text{КПД}} = \frac{190629}{0,51} \approx 373780 \text{ Гкал, т.е.}$$

на 48540 Гкал (373780-325240) или на  $5,9 \times 10^6$  нм<sup>3</sup>/год больше.

Рассчитаем эффект уменьшения потребления топлива ТЭЦ за счет внедрения ГТУ+КУ.

1. Расход тепла топлива на существующей ТЭЦ до внедрения ГТУ

$$536,28 \times 3034 + 103,38 \times 5304 = 2175,4 \times 10^3 \text{ Гкал.}$$

2. Расход тепла топлива на существующую часть ТЭЦ и ГТУ после внедрения -

$$578,15 \times 3034 + 140,87 \times 5304 = 2501,281 \times 10^3 \text{ Гкал,}$$

в т.ч. на существующую часть ТЭЦ –

$$2501,281 \times 10^3 - (290,05 + 325,24) \times 10^3 = 1885,99 \times 10^3 \text{ Гкал.}$$

3. Уменьшение потребления тепла топлива на существующую часть ТЭЦ -  
(2175,4 - 1885,99)  $\times 10^3 = 289,41 \times 10^3$  Гкал = 1211,47 ТДж.

4. В часовом эквиваленте ежегодная экономия составит около -

$$\frac{289,41 \times 10^3 \times 10^6}{8226} = 35,182 \times 10^6 \text{ нм}^3.$$

Таблица 4.3. Показатели эффективности в часовом режиме работы.

Период Система		Зимний		Летний	
		До внедрения	После внедрения	До внедрения	После внедрения
Производство тепла с горячей водой (Гкал/ч)		442,1		71,99	
Производство тепла с паром (Гкал/ч)		9,15		1,74	
Выработка эл. энергии (МВт.ч.)	Существующий паротурбинный генератор	23,03		17,13	
	Газотурбинный генератор	0	28,69	0	25,38
	Итого:	23,03	51,72	17,13	42,51
Тепло подведенного топлива (Гкал/ч)	Существующие паровые котлы	221,323	185,7	103,378	69,19
	Существующие водогрейные котлы	314,96	314,96	0,0	0,0
	Газовая турбина	0	77,49	0	71,68
	Итого:	536,283	578,15	103,378	140,87
Тепловой КПД (%)		87,83	85,74	85,47	78,21
Соотношение производства тепла и электричества $\left(\frac{\text{Гкал/ч}}{\text{Гкал/ч}}\right)$		22,78	10,15	5,0	2,02
Потребление топлива, необходимого ГТУ для выработки 1 МВт.ч. (кгут/МВт.ч.)		0	385,85	0	403,47
КПД увеличившейся доли выработанной электроэнергии (%)		0	58,93	0	58,21

Таблица 4.4.Эффективность преобразования энергии в годовом режиме работы.

		Зимний режим	Летний режим	Ср. годовой режим
1.	Эл. мощность ГТ (МВт) (Гкал/ч)	28,69 24,67	25,38 21,82	
2.	Теплопроизводительность КУ (Гкал/ч)	37,18	36,46	
3.	Тепло питательной воды КУ (Гкал/ч)	5,13	5,03	
4.	КПД всей ГТ+КУ (%)	$\frac{24,67 + (37,18 - 5,13)}{77,49} \times 100 =$ =73,2	$\frac{21,82 + (36,46 - 5,03)}{71,68} \times 100 =$ =74,29	73,9
5.	Кол-во выработанной эл.энергии ГТУ (10 <sup>6</sup> кВт.ч.) (10 <sup>3</sup> Гкал)	28,69×3034=87,045 74,859	25,38×5304=134,616 115,77	221,661 190,629= P
6.	Кол-во тепла на производство пара из питательной воды в КУ (10 <sup>3</sup> Гкал)	(37,18-5,13)×3034=97,24	(36,46-5,03) ×5304=166,705	263,945
7.	Кол-во тепла топлива на ГТУ (10 <sup>3</sup> Гкал)	$\frac{74,859 + 97,24}{0,732} =$ =235,108	$\frac{115,77 + 166,705}{0,743} =$ =380,182	615,29
8.	Кол-во тепла топлива, необходимого для производства пара на существующих котлах, вместо системы ГТУ+КУ (10 <sup>3</sup> Гкал)	$\frac{97,24}{0,91} = 106,857$	$\frac{166,705}{0,91} = 183,192$	290,05
9.	Кол-во тепла топлива, необходимого для получения увеличения выработки эл. энергии (10 <sup>3</sup> Гкал)	235,108-106,857= =128,251	380,182-183,192= =196,99	325,24= F1
10	Тепловой КПД увеличившейся доли выработанной эл. энергии за счет внедрения ГТУ+КУ (%)	$\frac{74,859}{128,251} \times 100 = 58,37$	$\frac{115,77}{196,99} \times 100 = 58,77$	58,61= $\frac{P}{F1}$

## ЗАКЛЮЧЕНИЕ

1. Повышение энергопроизводительности на ТашТЭЦ за счет высокоэффективной газотурбинной установки предусматривает схему утилизационной газотурбинной установки с одной газовой турбиной и паровым котлом-утилизатором, вырабатывающим пар высокого давления на паровую турбину с теплофикационным отбором пара, существующую на Ташкентской ТЭЦ.
2. Предложено усовершенствование в существующую схему в виде трех ступеней подогрева для системы теплоснабжения: в теплообменник системы охлаждения масла генератора, затем в теплообменник системы охлаждения двигателя и в последней ступени нагревается уходящими газами в газовой утилизаторе.
3. Согласно расчетам оребренная поверхность труб газовой утилизаторе от ГТУ будет иметь площадь  $1256,043 \text{ м}^2$ , а общая длина труб может быть найдена простыми вычислениями и она составит  $2629,56 \text{ м}$ .
3. Рассчитанные диаграммы тепловых балансов модернизированной на основе ГТУ системы для ТашТЭЦ показывают, что увеличивается мощность производства электроэнергии, при этом выработка тепловой энергии останется на прежнем уровне. Расчетный КПД ГТУ составит для базовых режимов в летний период  $31,4$  и зимний  $32,0$ .
4. В соответствии с тепловыми нагрузками, в течение  $8338$  часов в году предусмотрена работа газотурбинной установки с утилизацией тепла уходящих газов после ГТУ в паровом котле-утилизаторе. При использовании технологии комбинированного цикла удастся достичь теплового КПД  $\sim 51\%$ .
5. Среднегодовой КПД за счет увеличившейся доли выработанной эл. энергии за счет внедрения ГТУ+КУ  $58,61$ .

## Литература.

1. Захидов Р.А., Абдурахманов Г.. Об эффективности газотурбинных установок как источника электрической энергии. Сборник научных статей международной научной конференции «Инновация-2010». 21-23 октября 2010г. Ташкент. сс.145-146
2. Захидов Р.А., Анарбаев А.И., Мансуров А.. Выбор газотурбинной установки для теплоэлектрической станции. Узбекский журнал «Проблемы информатики и энергетики», №1, 2010.сс.
3. Анарбаев А.И., Захидов Р.А.. Техничко-экономические аспекты использования солнечно энергетических станций. Международный журнал «Гелиотехника», №2,2009, сс.81-90.
4. Анарбаев А.И., Захидов Р.А., Орлова Н.И., Таджиев У.А.. Районирование территории Узбекистана по комплексу метеофакторов, влияющих на эффективность работы солнечных систем горячего водоснабжения.// Гелиотехника, 2008, №2, сс. .
5. *Uzenergy.uzpak.uz*. Ш.В.Хамидов. Электроэнергетика Республики Узбекистан - состояние, перспективы развития и инвестиционный климат. Доклад на Бизнес-форуме в Париже (20-23 июня 2006 года), 28 с.
6. Андриющенко А.И. Системная эффективность бинарных ПГУ-ТЭЦ // Теплоэнергетика. 2000 г. № 12, С. 11-15.
7. Аль-Сбейх Аль-Махамид Маджед. Анализ маневренных характеристик энергоблоков и выбор схем ПГУ при расширении КЭС: Автореф.... канд. тех. наук. – Минск, 1994. – 23 с.
8. Арсеньев Л. В., Тырышкин В. Г. Комбинированные установки с газовыми турбинами.–Л.:Машиностроение, Ленинградское отделение, 1982 г., 247 с.
9. Безлепкин В. П., Гольдштейн А. Д. О схемах надстройки паротурбинных установок газовыми турбинами. // Теплоэнергетика, 2000 г., № 5, С. 56-58.
10. Березинец П.А., Ольховский Г.Г. Техническое перевооружение газомазутных ТЭС с использованием газотурбинных и парогазовых технологий. // Теплоэнергетика, 2001 г., № 6, С. 11-20.
11. Верткин М. А. Выбор принципиальной тепловой схемы и оптимизация номинальных параметров паросиловой части бинарных ПГУ: Автореф.... канд. тех. наук. – СПб, 2002. – 22 с.
12. Длугосельский В.И., Земцов А.С. Эффективность использования в теплофикации газотурбинных и парогазовых технологий // Теплоэнергетика, 2000 г., № 12, С. 3-6.

13. Дьяков А. Ф., Березинец П. А., Костюк Р. И. и др. Теплофикационная парогазовая установка Северо-Западной ТЭЦ. // Электрические станции, 1996 г., № 7, С. 11-17.
14. Юкин Г. А. Диагностирование, оперативный контроль и оптимизация режимов работы ГПА. Автореф. диссер. канд. техн. наук, Уфа, 2003.
15. Дьяков А. Ф., Березинец П. А., Костюк Р. И. и др. Теплофикационная парогазовая установка Северо-Западной ТЭЦ Санкт-Петербурга. Статические характеристики. // Электрические станции, 1996 г., № 12, С. 9-17.
16. Дудолин А. А. Исследование влияния климатических условий и типа ГТУ на выбор структуры тепловых схем парогазовых ТЭЦ утилизационного типа: Дис.... канд. тех. наук. – М., 2004. – 190 с.
17. Дудолин А. А., Соколова М. А., Буров Б. В., Цанев С. В. Исследование показателей тепловой экономичности вариантов схем теплофикационного парогазового блока утилизационного типа на базе ГТУ V64.3. // Радиоэлектроника, электротехника и энергетика: Тезисы докладов Девятой Международной научно технической конференции студентов и аспирантов. В трех томах, - М.: Издательство МЭИ, 2003 г., Том 3, С. 138-139.
18. Земцов А. С. Основные направления при проектировании новых и реконструкции существующих электростанций с применением газотурбинных и парогазовых технологий. // Теплоэнергетика, 2000 г., № 10, С. 19-22.
19. Кириенков А. В. Комплексная оценка эффективности применения стационарных газотурбинных установок на промышленно-отопительных котельных: Дис.... канд. тех. наук. – Омск, 2003. – 196 с.
20. Костюк Р. И., Писковацков И. Н., Блинов А. Н. и др. Опыт создания теплофикационного парогазового энергоблока ПГУ-450Т Северо-Западной ТЭЦ. // Теплоэнергетика, 1999 г., № 1, С.10-15.
21. Костюк Р. И. Разработка теплофикационных бинарных парогазовых установок и исследование технологии их эксплуатации (на примере ПГУ-450Т Северо-Западной ТЭЦ в Санкт-Петербурге). Автореферат дисс. к. т. н., М., 1998 г., 63 с.
22. Котлер В.Р. Газотурбинные установки и проблема вредных выбросов в атмосферу. // Теплоэнергетика, 2003 г., № 8, С. 73-78.
23. Кузнецов В. Северо-Западная ТЭЦ – первенец нового поколения отечественных электростанций. // Электрические станции, 2001 г., № 2, С. 3-7.
24. Лебедев А. С., Буталов Г. Л. Создание оборудование для парогазовых блоков – одна из приоритетных задач энергомашиностроителей. // Теплоэнергетика. – 2007. – № 4. – С. 42-45.
25. Лейзерович А. Ш. Новые разработки концерна АВВ на паротурбинных ТЭС Германии. // Электрические станции, 1999 г., № 12, С. 57-61.
26. Малахов С.В., Ольховский Г.Г., Брызгалов В.А. Результаты гарантийных испытаний газотурбинной установки V64.3А на Тюменской ТЭЦ-1. // Теплоэнергетика, 2006 г., № 12, С. 33-35.
27. Ольховский Г. Г. Газовые турбины для энергетике. // Теплоэнергетика, 2004 г., № 1, С. 33-43.
28. Ольховский Г.Г. Масштабы и особенности применения газотурбинных и

- парогазовых установок за рубежом. // Теплоэнергетика, 2002 г., № 9, С. 72-77.
29. Ольховский Г. Г., Тумановский А. Г., Перспективы совершенствования тепловых электрических станций. // Электрические станции, 2000 г., № 1, С. 63-71.
  30. Ольховский Г. Г., Чернецкий Н. С., Березинец П. А. и др. Модернизация энергетических блоков путем их надстройки газовыми турбинами. // Электрические станции, 1991 г., № 7, С. 9-18.
  31. Ольховский Г.Г. Энергетические ГТУ за рубежом. // Теплоэнергетика, 2004 г., № 11, С. 71-76.
  32. Осипов В. Н. Термодинамическая оптимизация схем и параметров бинарных парогазовых установок: Автореф.... канд. тех. наук. – Саратов, 2001. – 22 с.
  33. Попырин Л.С., Дильман М.Д., Беляева Г.М. Стратегия развития парогазовых электростанций на базе технического перевооружения ТЭЦ. // Промышленная энергетика, 2005 г., № 2, С. 5-9.
  34. Попырин Л.С., Дильман М.Д., Беляева Г.М. Эффективность технического перевооружения ТЭЦ на базе парогазовых установок. // Теплоэнергетика, 2006 г., № 2, С. 34-39.
  35. Сигидов Я. Ю., Соколова М. А., Торжков В. Е. и др. Исследование вариантов реконструкции энергоблока 210 МВт с использованием ГТУ V94.2 фирмы Siemens. // Радиоэлектроника, электротехника и энергетика: Тезисы докладов Восьмой Межд. научно-тех. конф. студентов и аспирантов. В трех томах, - М.: МЭИ, 2002. – Том 3. – С. 200–202.
  36. Смирнов И.А., Хрилев Л.С. Определение эффективности ввода газотурбинных агрегатов на площадках действующих котельных // Теплоэнергетика, 2000 г., № 12, С. 16-21.
  37. Соколов Е. Я., Мартынов В. А. Методы расчета основных энергетических показателей паротурбинных, газотурбинных и парогазовых теплофикационных установок. – М., МЭИ. 1997. - 102 с.
  38. Трухний А.Д. Михайлов И.А. Выбор профиля маневренных парогазовых установок для новых электростанций России. // Теплоэнергетика – 2006. – № 6 – С. 45-49.
  39. Читашвили Г.П. К методике расчета показателей энергоэффективности газотурбинных ТЭЦ // Теплоэнергетика – 2001. – № 8 – С. 60-64.
  40. Читашвили Г.П. Сравнительный анализ энергоэффективности паротурбинных и газотурбинных ТЭЦ. // Теплоэнергетика, 2003 г., № 11, С. 58-61.
  41. Цанев С. В., Буров В. Д., Ремезов А. Н. Газотурбинные и парогазовые установки тепловых электростанций. – М.: МЭИ, 2002. – 584 с.
  42. Цанев С.В., Буров В.Д., Торжков В.Е. Вопросы выбора параметров пара парогазовой установки с котлом-утилизатором одного давления. // Электрические станции – 2004. – № 2 – С. 9-18.
  43. Becker B., Simon G. Betriebserfahrungen mit der V94.3A – Gasturbine. // VGB Kraftwerkstechnik. 1998, № 9, seite 60-63.
  44. Branauer M., Scherer V., Scheffknecht G., Braasch H. GT26 repowers Rheinhafen. // Modern Power systems, 1996, May, page 39.

45. Bruckner H., Finckh H. H., Veenema J. J. Topping the Groningen Steam Turbine Plant with a Gas Turbine. // ASME. Paper 87-01-38.
46. Gasturbinen-Kenndaten. Arbeitsgemeinschaft fuer sparsamen und umweltfreundlichen Energieverbrauch E.V. // Deutschland, 2001.
47. GT26 Kicks off New Zealand Combine Cycle Program. // Turbo-Machinery International, March/April, 1997, pages 31-34.
48. GT13E2 with annular combustion will boost Deeside efficiency. // Modern Power Systems, May 1992, (reprint: Advanced Energy Systems Series, Wilmington, Kent, UK, 1992).
49. First "G" class gas turbine begins demo: first order snagged. // Electric Power Int., 1997, № 3, page 6.
50. Hennagir T. Combined cycles meet the market need. // Power Engineering International, 1997, vol. 5, No 5, pages 25-32.
51. Holecek M. Betriebserfahrungen mit dem Brenngas aus der Kohlevergasung betriebenen GuD-Kraftwerk Vresova. // Inbetriebnahme und Betriebserfahrungen neuer und modernisierter Kraftwerksanlagen: Beitrag, I, XXIX. Kraftwerkstechn. Koll., 11-12 November 1997 in Dresden. Seite 113-119.
52. Philip P. Walsh, Paul Fletcher. Gas turbine performance. // Oxford, Science, 1999.
53. Steam plant: optimization and development by modelling; [papers presented at the One-day Seminar Optimization and Development of Existing Steam Plant by Modelling, held at the Institute of Mechanical Engineering Headquarters, London, UK, on 1 December 1998] / organized by the Steam Plant Committee of the Power Industries, Division of the Institution of Mechanical Engineers.
54. Tarada do Outeiro brings V94.3A Combined Cycle efficiency to Portugal. // Modern Power Systems, May 1996, Supplement.
55. Various Concepts for Topping Steam Plants with Gas Turbines (Presentation at the American Power Conference). // Chicago, Illinois, April 13-15, 1992, pages 1-2.
56. R. Pitz-Paal, J. Dersch, B. Milow, F. Tellez, A. Ferriere, U. Langnickel, A. Steinfeld, J. Kami, E. Zarza, and O. Popel. "Development Steps for Concentrating Solar Power Technologies with Maximum Impact on Cost Reduction" // Proc. 2005 Int. Solar Energy Conf. (ISEC 2005), Aug. 6-12, 2005, Orlando, Fla., ISEC 2005-76081 (2005).
56. <http://www.ebsilon.de>
57. <http://www.sofbid.de>
58. <http://www.uzbekenergo.uz/>
59. [http://www.uzbekenergo.uz/rus/tekhniko\\_ekonomicheskie\\_pokazateli/](http://www.uzbekenergo.uz/rus/tekhniko_ekonomicheskie_pokazateli/)
60. <http://www.termoflow.com>