

Некоммерческое акционерное общество
«АЛМАТИНСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ ЭНЕРГЕТИКИ И СВЯЗИ»

Кафедра Теплоэнергетические установки
Специальность Теплоэнергетика ВМОТТКО

Допущен к защите
Зав. кафедрой

« » 2015 г.

МАГИСТЕРСКАЯ ДИССЕРТАЦИЯ
пояснительная записка

Тема Анализ схем реконструкции миковой
водогрейной котельной в Мини-ТЭЦ.

Магистрант  Так А.А.
подпись (Ф.И.О.)

Руководитель диссертации 
подпись (Ф.И.О.)

Рецензент _____
подпись (Ф.И.О.)

Алматы, 2015 г.

Некоммерческое акционерное общество
«АЛМАТИНСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ ЭНЕРГЕТИКИ И СВЯЗИ»

Факультет Теплоэнергетика
Специальность Теплоэнергетика 6М071000
Кафедра Тепловые энергетические установки

ЗАДАНИЕ

на выполнение магистерской диссертации

Магистранту Бак Алексею Леонидовичу
(фамилия, имя, отчество)

Тема диссертации Анализ схемы реконструкции пиковой водогрейной котельной в мини-ТЭЦ.

утверждена Ученым советом университета № от « »

Срок сдачи законченной диссертации « »

Цель исследования Рассмотреть основные назначения и преимущества реализации мини-ТЭЦ. Описать составленный алгоритм проектирования мини-ТЭЦ. Рассмотреть варианты реконструкции пиковой водогрейной котельной в мини-ТЭЦ, в частности как ГТУ для подогрева воды водогрейных котлов.

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

1. Актуальность использования мини-ТЭЦ
2. Классификация мини-ТЭЦ, компоновка оборудования
3. Расчёт и проектирование мини-ТЭЦ
Исходный расчёт пиковой водогрейной котельной
Расчёт и подбор ГТУ для подогрева воды водогрейных котлов

Перечень графического материала (с точным указанием обязательных чертежей)

Рекомендуемая основная литература

Ильин Е.Г. ЗАО "Калининские энергетические системы";
 Соколов Е.Э. Теплотехника и тепловые сети. М: Издательский
 ЦНИИ 1989г.; Соколов Е.Э., Мартин В.А. Энергетические
 характеристики газотурбинных теплотехнических установок // Теплоэнергетика 1994, - №12.

ГРАФИК
 подготовки магистерской диссертации

Наименование разделов, перечень разрабатываемых вопросов	Сроки представления научному руководителю	Примечание
Специфика и недостатки линии-ТЭЦ.	01.03.2014	обзор исследование
Классификация линии-ТЭЦ.	11.05.2014	обзор исследование
Специфика и алгоритм проектирования линии-ТЭЦ.	20.07.2014	разработка исследование
Анализ расчета пиковый водогрейной котельной	01.09.2014	обзор, разработка исследование
Экономические показатели ГТУ.	15.10.2014	разработка исследование
Обзор и расчет ГТУ для настройки водогрейных котлов	05.12.2014	разработка исследование

Дата выдачи задания 25 декабря 2013

Заведующий кафедрой  (подпись) () (Ф.И.О.)

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

Задание принял к исполнению магистрант  (подпись) () (Ф.И.О.)

Содержание

Введение.....	5
1. Актуальность использования Мини-ТЭЦ.....	6
2. Классификация Мини-ТЭЦ, компоновка оборудования.....	13
3. Расчёты и проектирование Мини-ТЭЦ.....	23
3.1 Исходный расчёт пиковой водогрейной котельной.....	32
3.2 Расчёт и подбор ГТУ для надстройки водогрейных котлов.....	39
Заключение.....	53
Список Литературы.....	54

Аннотация

Данная работа посвящена вопросам технологических схем мини-ТЭЦ, их актуальности и возможности реализации. Рассмотрены: основное назначение и преимущества осуществления и строительства мини-ТЭЦ. Так же работа посвящена специфике подхода к проектированию, алгоритму проектирования мини-ТЭЦ. В данной работе представлены расчёты пиковой водогрейной котельной. Продемонстрированы схемные решения установки ГТУ, как надстройки существующих котельных.

Аңдатпа

Бұл жұмыста шағын ЖЭО технологиялық схемалары, олардың өзектілігі және іске асыру мүмкіндіктері қарастырылды. Мини-ЖЭО салуының негізгі тағайындалуы мен артықшылықтары көрсетілген. Сонымен қоса жұмыс мини-ЖЭО жобалаудың арнайы спецификасы мен жобалау алгоритміне арналған шыңы су жылытқыш қазандығының есептеулері жүргізілді. Пайдаланылмалы қазандықтың қосымшасы ретінде ГТҚ-ның схемалық шешімдері көрсетілген.

Abstract

This work is devoted to the issues of technological schemes CHP, their relevance and feasibility. Considered: the main purpose and benefits of the implementation and construction of CHP. Also this work is devoted to the specifics of the approach to the design, algorithm design CHP. This paper presents calculations of peak water heating boiler room. Demonstrated schematics GTU as add-existing boiler.

Введение

В настоящее время, как во всем мире, так и в Казахстане, уделяется большое внимание развитию энергоснабжения, которое базируется на строительстве и вводе в эксплуатацию мини-ТЭЦ, для совместного производства тепловой и электрической энергии. В Казахстане стало перспективным развитие промышленности, уделяется внимание строительству жилых комплексов, населенных пунктов и расширению городов. В связи, с чем увеличивается потребность в энергоресурсах, строительстве мини-ТЭЦ, районных котельных, необходимость в системах децентрализованного теплоснабжения и увеличении эффективности энергопотребления и энергосбережения.

Поэтому при рациональном наращивании энергетики может наблюдаться рост общегосударственной экономики и обеспечение экономической выгоды для поставщиков энергии от мини-ТЭЦ при правильной тарифной политике.

В данной работе основополагающими темами будут преимущества использования мини-ТЭЦ, специфика проектирования мини-ТЭЦ и компоновка оборудования. Так же ключевой главой моей работы будет являться надстройка водогрейных котлов и установка газотурбинных установок в пиковой водогрейной котельной города-спутника в Алматинской области.

1. Актуальность использования Мини-ТЭЦ

Развитие энергетики страны до настоящего времени шло в основном за счет ввода новых паротурбинных агрегатов, имеющих более высокие начальные параметры и большую единичную мощность. Повышение начальных параметров позволяло совершенствовать термодинамический цикл и снижать удельные расходы топлива. Существенным фактором повышения экономичности является также широкое развитие теплофикации (энергоснабжение на базе комбинированной, т.е. совместной выработки тепловой и электрической энергии в одной установке.)

В то же время имеются широкие возможности для расширения строительства ТЭЦ малой мощности для теплоснабжения. Программой перспективного развития энергетики Казахстана в ближайшие 10 лет намечается строительство котельных с высокой тепловой производительностью. Такое широкое внедрение мощных котельных приводит к тому, что растет отдельная выработка электрической и тепловой энергии, а значит и снижается эффективность использования энергии топлива. Вместе с тем тепловая мощность котельных недостаточна для установки вместо них ТЭЦ с турбинами типа Т-110-130 или большей мощности. В этом случае целесообразно использовать ТЭЦ малой мощности, имеющих в своем составе турбинное оборудование с противодавлением.

Применение ТЭЦ малой мощности имеет ряд преимуществ:

- удельные расходы условного топлива на выработку электроэнергии при использовании турбин с противодавлением поддерживаются на уровне 160.. 170 г/(кВт-ч) независимо от единичной мощности агрегата;
- количество обслуживающего персонала сохраняется минимальным, почти таким же как для обычной котельной;
- блочная, заводская поставка основного оборудования существенно уменьшает сроки монтажа оборудования и ввод его в эксплуатацию по сравнению с ТЭЦ большой мощности, в результате чего сокращается время «замораживания капитала» и сроки окупаемости строительства.

В общем понимании, мини-ТЭЦ - это станции или комплекс установок с комбинированным производством тепловой и электрической энергии. Мини-ТЭЦ обладает рядом особенностей и преимуществ. Одним из самых основных, исходя из определения, является большая эффективность при совместном производстве энергии (когенерации). В тепловой схеме мини-ТЭЦ, сегодняшний уровень развития производства теплоэнергетического оборудования, позволяет полезно использовать более 90% энергии топлива. Рассчитаем для примера производства 100 кВт электрической энергии и 100 кВт тепловой энергии на газопоршневой мини-ТЭЦ и при отдельной генерации. Для газопоршневой мини-ТЭЦ электрический КПД в среднем составляет 38 %, тепловой 47 %. Тогда коэффициент использования топлива рассчитывается:

$$\text{КПД}_{\text{ТЭЦ}}=47+38=95\%$$

При отдельной генерации (примем КПД котла 92%)

$$\text{КПД}_{\text{разд}} = (0,38 * 100 \text{ кВт} + 0,92 * 100 \text{ кВт}) / 200 \text{ кВт} = 65 \%$$

Принцип и закономерность строительства мини-ТЭЦ в непосредственной близости к потребителю имеет ряд преимуществ (в сравнении с большими ТЭЦ):

- отсутствует необходимость затрат на строительство дорогих и опасных высоковольтных линий электропередач (ЛЭП);
- минимализируются потери при передаче энергии;
- нет необходимости в финансовых затратах на выполнение технических условий на подключение к сетям централизованного электроснабжения;
- бесперывное снабжение электроэнергией потребителя;
- электроснабжение качественной электроэнергией, соблюдение заданных значений напряжения и частоты;
- возможно получение прибыли.

В современном мире строительство мини-ТЭЦ набирает обороты, преимущества очевидны.

Такой плюс, а верней концепция, как близость к потребителям тепловой энергии является основным преимуществом. Так как уменьшается капиталовложение в тепловые сети. Обеспечивается больший уровень безопасности, то есть в аварийных случаях, к примеру, разрыв теплосети и возникающие при этом проблемы: земельные работы и разрытие грунта, отчуждение территории и прочие, могут решаться в более короткие сроки.

[Так же основными преимуществами мини ТЭЦ являются: низкая стоимость вырабатываемой электроэнергии, тепла и соответственно, быстрый возврат инвестиций. Потребляя в среднем 0,3 куб. м газа, на мини-ТЭЦ у потребителя есть возможность получать 1 кВт электроэнергии и ~ 2 кВт тепла в час, при этом экономится значительная сумма на подключение к традиционной электросети.]

Мини-ТЭЦ может быть достаточно быстро построена и запущена в эксплуатацию. Сроки строительства мини-ТЭЦ зависят от исходных условий, таких как наличие газопровода на объекте, объёме необходимых земельных работ мощности силовых агрегатов и конечной компоновки станции.

Существует возможность установки мини-ТЭЦ в старых котельных и на ЦТП, а также возможность быстрого увеличения электрической мощности, путем дополнительной установки новых энергетических модулей. Мини-ТЭЦ размещается на объекте энергоснабжения, а это исключает строительство дорогостоящих ЛЭП и установку трансформаторов (ТП).

Мини-ТЭЦ имеют низкий расход топлива, и как следствие, быструю окупаемость, прежде всего из-за возможности получения двух видов энергии. Преимуществом мини-ТЭЦ является длительный ресурс эксплуатации – жизненный цикл оборудования достигает 20-25 лет. Мини-

ТЭЦ экологически безопасны и могут располагаться непосредственно на объектах энергоснабжения.

*Комбинированное производство энергии двух видов на **мини–ТЭЦ** способствует гораздо более экологичному использованию топлива по сравнению с отдельной выработкой электроэнергии и тепловой энергии на котельных установках.*

*Замена котельных, нерационально использующих топливо и загрязняющих атмосферу городов и посёлков, **мини–ТЭЦ** способствует не только значительной экономии топлива, но и повышению чистоты воздушного бассейна, улучшению общего экологического состояния окружающей среды.*

*Источник энергии для микротурбин, газопоршневых и газотурбинных **мини–ТЭЦ**, как правило, природный газ. Природный или попутный газ органическое топливо, не загрязняющее атмосферу твёрдыми выбросами.][1]*

Влияние строительства малых ТЭЦ на уменьшение потерь в электрических сетях

Значимым фактором, позволяющим существенно повысить эффективность использования малых ТЭЦ на базе газовых турбин и паротурбинных установок с противодавлением, является сокращение потерь электроэнергии в электрических сетях. Отопительные котельные или замещающие их малые ТЭЦ сами по себе являются довольно крупными потребителями электроэнергии. Так, для паротурбинных ТЭЦ малой мощности 20...25 % производимой электроэнергии будет потребляться сетевыми насосами для отпуска теплоты потребителям при работе ТЭЦ (замещаемой котельной) на газе, а при работе на мазуте или на твердом топливе эта величина может достигнуть 35 %. Вся эта доля произведенной электроэнергии может потребляться на генераторном напряжении без потерь энергии в электрических сетях. Для малых ТЭЦ на базе ГТУ (замещающих котельные) доля электроэнергии идущей на перекачку сетевой воды будет несколько ниже и составит 9.12 % производимой электроэнергии в зависимости от мощности замещаемой котельной и мощности и типа ГТУ. Кроме того, вся производимая на таких ТЭЦ электроэнергия направляется в местные линии электропередачи и потребляется на месте. В результате доля потерь электроэнергии в линиях электропередачи сокращается приблизительно в 2 раза. Таким образом, использование ТЭЦ малой мощности, работающих только на тепловом потреблении, позволяет значительно сократить потери в сетях и получить за счет этого дополнительную экономию топлива. Ниже приводятся результаты расчета экономии топлива вследствие уменьшения потерь энергии в сетях. Снижение затрат топлива можно оценить по следующему выражению:

$$\Delta B_c = N_{c.n.} * b_{cc} * \tau_r + \sum_{i=1}^I k_i \Delta_{отп} b_{cc}, \quad (1.1)$$

где ΔB_c — годовая экономия топлива за счет сокращения потерь электроэнергии в сетях, т у.т.; $N_{c.n.}$ — среднегодовая мощность механизмов

собственных нужд замещаемой котельной, кВт; b_{cc} — среднесистемный удельный расход топлива на отпуск электроэнергии, кг у.т/(кВт-ч); i — число типов малых ТЭЦ (газотурбинные и паротурбинные); k_i — коэффициент, учитывающий потери электроэнергии в местных сетях при отпуске электроэнергии от малых ТЭЦ соответствующего типа ($k_i = 0,06$); $\mathcal{E}_{отп}$ — количество электроэнергии, отпускаемой малыми ТЭЦ в течение года, кВт-ч. Результаты расчета приведены в табл. 1.1.

Таблица 1.1 Экономия топлива при использовании малых ТЭЦ за счет сокращения потерь электроэнергии в сетях

Вид силовой установки	Экономия топлива за счет сокращения потерь электроэнергии на питание механизмов собственных нужд котельной, млн т у.т/год	Экономия топлива за счет сокращения потерь электроэнергии в местных сетях млн т у.т/год	Суммарная экономия топлива за счет сокращения потерь электроэнергии в сетях, млн т у.т/год
Паровые турбины ($N_y = 14,26$ тыс. МВт)	5,51	1,653	7,163
ГТУ ($N_y = 24,7$ тыс. МВт)	6,213	3,7225	9,935
ГТУ и паровые турбины ($N_y^{*81} = 28,6$ тыс. МВт)	6,934	3,9385	10,8725

Экологическая эффективность замещения отопительных котельных малыми ТЭЦ

Основной экологический эффект замещения отопительных котельных ТЭЦ малой мощности достигается за счет уменьшения затрат топлива, связанных с увеличением выработки тепловой и электрической энергии по теплофикационному циклу, а также за счет уменьшения потерь энергии в сетях и дополнительному сокращению затрат топлива.

Сокращение вредных выбросов можно оценить исходя из норм выброса вредных веществ. При работе на газовом топливе это будет сокращение выбросов NO_x .

В соответствии с ГОСТ 26943—86, для всех котельных агрегатов, вводимых в эксплуатацию после 1992 г., независимо от их производительности установлен норматив выбросов оксидов азота 125 мг/м^3 при работе на газе и 185 мг/м^3 при работе на мазуте. Результаты расчетов показывают, что при сжигании 1 кг условного топлива образуется в среднем около $10,5 \text{ м}^3$ уходящих газов. Таким образом, оценив экономию топлива, очень легко определить сокращения выбросов вредных веществ по следующему выражению:

$$M_{NO_x} = m_{NO_x} * s_{yx} * B_{эк} \quad (1.2)$$

где M_{NO_x} — уменьшение массовых выбросов оксидов азота, т/год; m_{NO_x} — удельное содержание оксидов азота в уходящих газах, мг/м³; s_{yx} — средний удельный расход уходящих газов, образующихся при сжигании 1 кг условного топлива, м³/кг; $B_{эк}$ — суммарная экономия условного топлива за год при замещении отопительных котельных малыми ТЭЦ, т/г.

Результаты расчета приведены в табл. 1.2.

Приведенные результаты расчетов показывают, что замещение отопительных котельных ТЭЦ малой мощности позволяет получить значительную экономию топлива, повысить надежность тепло- и электроснабжения за счет увеличения числа независимых источников энергии и существенно сократить выбросы вредных веществ в атмосферу без дополнительных затрат на создание и установку очистных сооружений.

Таблица 1.2. Оценка уменьшения массовых выбросов оксидов азота при замещении отопительных котельных ТЭЦ малой мощности

Вид силовой установки	Суммарная экономия условного топлива, млн т/год	Сокращение выбросов оксидов азота т/год
Паровые турбины ($N_y = 14,26$ тыс. МВт)	24,585	32267,813
ГТУ ($N_y = 24,7$ тыс. МВт)	43,926	57652,875
ГТУ и паровые турбины ($N_y^{сум} = 28,6$ тыс. МВт)	47,1435	61875, 844

Кроме того, следует учесть значительное уменьшение выбросов парниковых газов, в частности CO_2 . Если предположить, что весь природный газ представляет собой чистый метан, то в процессе сжигания топлива можно уменьшить выбросы CO_2 на 50,706, 90,598 и 97,232 млн т/год соответственно, в зависимости от типа ТЭЦ и их комбинации.

Таким образом, замещение отопительных котельных малыми ТЭЦ позволяет обеспечить повышение экологичности производства тепловой и электрической энергии, а также получить существенную экономию топлива.

Сгруппировав указанные выше преимущества и актуальность использования мини-ТЭЦ можно выделить основные пункты:

- Низкая себестоимость производства электрической и тепловой энергии.
- Коэффициент использования топлива, как и общий КПД мини-ТЭЦ значительно выше КПД традиционных ТЭЦ с паровыми турбоагрегатами.
- Возможность использовать самые различные виды топлива, к примеру, вторсырье: отходы от нефтедобычи, отходы древесины, биомасса и прочие.
- Гибкость в конструкции исполнении и эксплуатации, разнообразие технологических схем для производства электрической и тепловой энергии, а так же холода, в случае тригенерации.
- Возможность максимальной близости к потребителям энергии и как следствие сокращение протяженности тепловых сетей, маленькие затраты на монтаж и обслуживание.

- Независимость режима работы потребителя от режима работы энергосистем.
- Снижение масштабов отчуждения территорий под крупное энергетическое строительство.
- Экологическая безопасность.
- Повышенный уровень энергосбережения.
- Быстрая окупаемость.

2. Классификация мини-ТЭЦ, компоновка оборудования.

Говоря о классификации мини-ТЭЦ, необходимо понимать, что она может быть разделена по разному: по типу оборудования, типу технологических схем (компоновке оборудования), мощности установок и всего комплекса в целом. Но в целом, мини-ТЭЦ принято разделять по типу оборудования, а именно типу применяемого двигателя. Таким образом, мини-ТЭЦ можно классифицировать так:

- Газопоршневые
- Дизельные (Мини-ТЭЦ на базе ДВС)
- Газотурбинные
- Парогазовые
- Мини-ТЭЦ паросилового цикла

[Так же, в настоящее время используются также следующие виды установок для производства электрической и тепловой энергии малой и средней мощности:

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

- *теплофикационные паросиловые установки малой мощности с противодавлением на промышленные параметры пара, электрической мощностью до 1200 кВт и тепловой мощностью до 12 МВт, работающих на мазуте и твердом топливе;*

- *теплофикационные дизельные установки для энергоснабжения на базе двигателей судов, колесных и гусеничных машин электрической мощностью до 600 кВт;*

- *паросиловой и газотурбинный привод с утилизацией тепла мощностью от 5 до 20000 кВт для энергоснабжения нефтяных газодобывающих комплексов.] [2]*

Газотурбинные мини-ТЭЦ

Газовые турбины находят широкое применение в производстве электроэнергии. Электрический КПД больших установок составляет 35-38%, характеристики при частичной нагрузке скорее неудовлетворительные. Большой срок службы, очень незначительные инвестиционные затраты в широком диапазоне мощностей, большая доля пригодной для использования энергии уходящих газов и очень небольшая эмиссия вследствие непрерывного горения являются достоинствами этой технологии. До настоящего времени было нецелесообразно применять турбины в диапазоне мощностей менее 500 кВт. Это стало возможным только в результате комбинации двух мероприятий: рекуперации и обратной подачи части объемного потока уходящего газа в компрессор с одной стороны и прямого

присоединения генератора. В сочетании с не зависящим от скорости вращения инвертированием тока посредством силовой электроники достигаются наряду с приемлемыми показателями электрического КПД более 25% и общего КПД более 70% также хорошие показатели КПД при неполной нагрузке. Эти параметры имеют решающее значение для использования на не больших объектах.

Возможность получения большой мощности при небольших размерах и массе, высокая надежность и экономичности газотурбинных установок позволяют широко использовать их в промышленной энергетике. В частности на промышленных предприятиях их можно применять как для отдельной, так и комбинированной выработки тепловой и электрической энергии, в качестве источников питания, для покрытия пиков нагрузок, в качестве надстроек на водогрейных котельных.

Мини-ТЭЦ на базе ДВС

Принцип выработки электрической к тепловой энергии с использованием ДВС известен уже несколько десятилетий. Первые установки этого типа использовались на кораблях, в тепловозах, для аварийного электроснабжения.

В области мощностей от 10 кВт до 4 МВт существенные преимущества перед газотурбинными установками имеют поршневые приводы. У таких установок меньшие расходы топлива и эксплуатационные затраты.

Это объясняется тем, что КПД поршневых машин составляет 36-45%, а газовых турбин - 25-34%. Установки газовых турбин требуют высоких давлений газа (до 2,0 МПа), в то время как газопоршневые установки работают на газе с низким давлением и им не требуется установка для газа дожимного компрессора.

Поршневые газовые двигатели могут работать на газе среднего давления, промышленном газе (коксовый, биогаз, шахтный), пропан - бутановых смесях и попутном газе. Любой применяемый газ должен иметь метановое число не менее 30 и подаваться в двигатель под давлением 1,0-2,5 кгс/см² (0,1-0,25 МПа).

Мини-ТЭЦ на базе ДВС состоит из моноблока двигатель-генератор с теплообменниками, в которых утилизируется тепловая энергия.

На рисунке 2.1. приведена одна из возможных схема когенерационной установки на базе поршневых двигателей внутреннего сгорания.

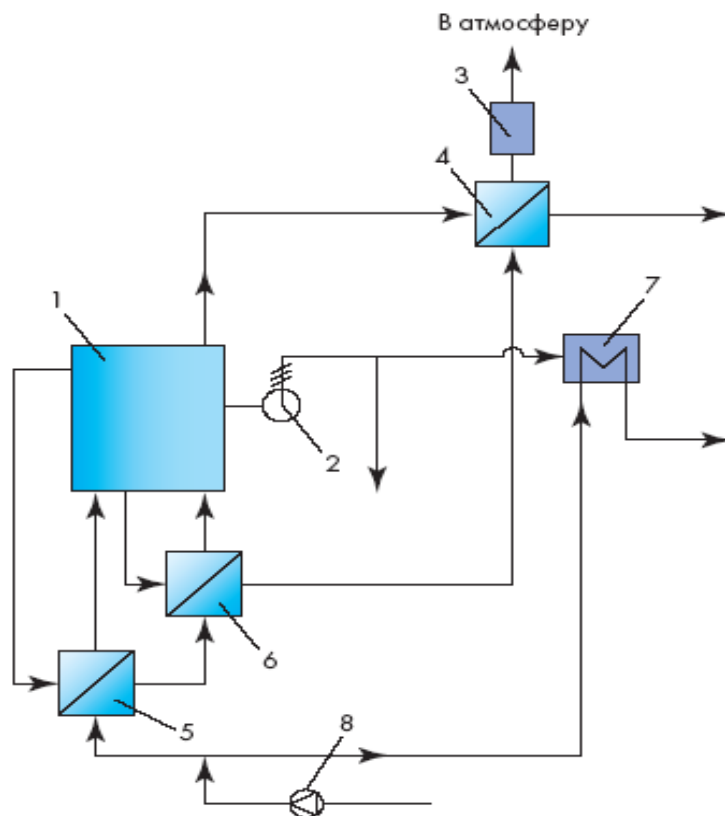


Рисунок 2.1 - Схема мини-ТЭЦ на базе двигателя внутреннего сгорания:
 1 - поршневой двигатель внутреннего сгорания; 2 - электрогенератор;
 3 - нейтрализатор (система очистки выхлопных газов); 4 - теплоутилизатор
 выхлопных газов; 5 - теплообменник системы охлаждения масла;
 6 - теплообменник воздушной системы охлаждения двигателя;
 7 - электродкотел (или вихревой теплогенератор); 8 - водяной насос.

Утилизация тепла выхлопных газов, газозвушной смеси, тепла в рубашке охлаждения двигателя, масла в специальном водяном утилизационном контуре позволяет нагревать воду до 95°C и использовать ее тепло в системах теплоснабжения. Газопоршневой двигатель это дизельный двигатель, переоборудованный для работы на газе (94%) и использующий лишь 6% дизельного (запального) топлива. Дизельное топливо может служить в нем в качестве резервного топлива.

Газопоршневые мини ТЭЦ, представляют собой электрогенераторные установки с первичным двигателем, работающим на природном газе, а также утилизируют выделяемое тепло. Потребление топлива составляет 0,25-0,3 н.м³ на кВт-час выработанной электрической энергии. Экономически оправданные системы утилизации тепла позволяют использовать 1 Гкал тепла на 1 МВт-час выработанной электроэнергии (75% от выделяемого тепла).

Расход смазочного масла от 3 г до 0,3 г на 1 кВт-час. Межремонтный ресурс 20-40 тыс. моточасов. Поэтапный ресурс достигает сотен тысяч часов. Стоимость ремонта составляет 5-20% от общих капитальных затрат.

Электрический КПД достигает 38-42%. Оставшиеся тепловые потери, около 60%, приходятся на:

1. Тепло, отбираемое охлаждающей жидкостью 38-44%
2. Тепло выхлопа 15-10%(охлаждаемые выхлопные коллекторы)
3. Тепло наддувочного воздуха (в системах с турбонаддувом) 5-6%
4. Тепло смазочного масла (в системах с масляным радиатором) 3-6%.

В настоящее время широкое распространение при комбинированном производстве тепловой и электрической энергии на малых установках находят газопоршневые агрегаты (ГПА), представляющие собой газовый двигатель внутреннего сгорания, работающий на газовом топливе. Ряд зарубежных фирм и отечественных производителей изготавливают ГПА мощностью от нескольких киловатт до 10 МВт с утилизацией тепла для нужд теплоснабжения. Ниже приводится перечень наиболее широко распространенных производителей таких малых газопоршневых электростанций:

Производитель (страна)	Мощность, кВт
Caterpillar (США)	70...5900
Cummins (США)	-1.2...2000
Deutz (Германия)	172...3916
FG Wilson (Великобритания)	10.. .1000
Guascor (Испания).....	142.. .957
Jenbacher (Австрия/США)	312..3041
Rolls-Royce (Великобритания)	2400.. .8500
Tedom (Чехия)	25..5900
Wa r t s i la (Финляндия)	3888...8730
Waukesh (США)	75...3250

Главным элементом такой станции является газовый двигатель внутреннего сгорания, который является приводом для электрического генератора. Генераторы могут быть синхронными или асинхронными. Причем синхронный генератор может работать в автономном режиме или параллельно с сетью. Двигатель и генератор чаще всего соединяются в один блок, устанавливаемый на фундаментной раме. Генерируемый электрический ток выдается в сеть.

Тепловая энергия образуется при охлаждении двигателя (первичный контур) и утилизации тепла уходящих газов (второй контур). Первичный контур обеспечивает охлаждение двигателя и отвод тепла от двигателя во вторичный контур. Охлаждение двигателя как правило водяное. Циркуляция жидкости первого контура обеспечивается насосами. Далее в зависимости от схем, используемых производителями, охлаждающая вода первичного контура направляется в водо-водяной теплообменник. для подогрева воды идущей во второй контур, и потом направляется на всас насоса первичного контура.

Вторичный контур является главным тепловым контуром. предназначенным для снабжения потребителя теплом. Внутри контура

осуществляется передача тепловой мощности от уходящих газов и от первичного контура для теплоснабжения непосредственно потребителя.

Каждая такая установка представляет собой единый модуль или комбинацию модулей, оснащенных необходимым оборудованием и системами, смазки, автоматического управления, системами зажигания и защит.

При эксплуатации традиционных (паровых) электростанций, в связи с технологическими особенностями процесса генерации энергии, образуется большое количество выработанного тепла. Утилизация которого не всегда возможна, и приходится значительную часть сбрасывать в атмосферу через конденсаторы пара, градирни и т.п. В табл. 2.1. приводится сопоставление удельных выработок электроэнергии различными типами установок на тепловом потреблении.

Анализ приведенных результатов показывает, что паротурбинные и парогазовые установки эффективны для ТЭЦ большой мощности, а для ТЭЦ малой мощности более эффективными оказываются ГПА. Уже при электрической мощности в 1 МВт, тепловая мощность такого оборудования составляет около 1 МВт и тем самым обеспечивается высокая удельная выработка на тепловом потреблении и достаточно высокий КПД по выработке электрической мощности $\eta_{\text{э}} = 0.38$, поэтому ТЭЦ малой мощности на базе ГПА имеют следующие преимущества:

- установка компактная, заводской готовности, может работать в автоматическом режиме;
- не требует больших затрат на установку, может быть размещена в помещении легкой конструкции, контейнерного типа;
- хорошая ремонтпригодность;
- умеренные капиталовложения в строительство ТЭЦ (около 1000 дол. США на 1 кВт устанавливаемой мощности).

В табл. 2.2. приводятся реальные характеристики ГПА типа G3520C мощностью 2 МВт, фирмы Caterpillar.

Анализ этих характеристик показывает, что при высоких экономических показателях, эти установки имеют достаточно высокие выбросы вредных веществ, это характерно для всех ГПА. Кроме того, в процессе эксплуатации требуется выполнение определенных регламентных работ. Порядок проведения регламентных работ и их перечень приводятся в табл. 2.3—2.8.

Таблица 2.1. Показатели различных типов станций

Тип станции	Используемое топливо	Единичная мощность установки, МВт	Удельная выработка*	Электрический КПД	КПД использования топлива, %
Паротурбинная ТЭЦ	Все виды	0.1...250	0.2... 0.73	0.1...0.38	До 90
Газотурбинная ТЭЦ	Газ, газотурбинное топливо	0.25... 300	0.2... 1	0.2...0.46	До 85
Парогазовая ТЭЦ	Газ, газотурбинное топливо	3...800	0.2... 1.2	0.3...0.58	До 85
ГПА	Газ, дизельное топливо	0.05...13	0.3... 1	0.3... 0.4	До 90

Таблица 2.2. Характеристики газопоршневой установки типа G3520C

Номинальная электрическая мощность при $\cos\phi = 0,8$, кВт	2000
Напряжение, В	10 500
Расход природного газа при 100 % нагрузке, м ³ /ч	501
Содержание CO, приведенное к 5 % O ₂ , мг/м ³	957
Содержание NO [^] , приведенное к 5 % O ₂ , мг/м ³	500
Габаритные размеры, м:	
длина	7,2
ширина	1,9
высота	2,3
Масса сухого агрегата, кг	24 000
Максимальная тепловая мощность, кВт	2144
Температура воды на входе/выходе из блока, °C	70/90
Температура выхлопных газов на входе/выходе из блока, °C	460/120
Расход воды через теплообменный блок, м ³ /ч	25,6
Максимальное давление воды в системе, МПа	0,6
Габаритные размеры, м:	
длина	6,2
ширина	2,4
высота	3,6

Таблица 2.3. Запасные части для ТО250 для генераторной установки типа G3516

Номер детали	Наименование	Количество на установку
CAT NGEO SAE40	Масло для газовых двигателей	80 л
3P2044	Присадка к охлаждающей жидкости	2
1854637	Смазка	1
26525	Очиститель поверхности	1
169-8373	Емкость для отбора проб масла	1

Таблица 2.4. Запасные части для ТО1000 для генераторной установки Типа G 3516

Номер детали	Наименование	Количество на установку
CAT NGEO SAE40	Масло для газовых двигателей	416 л

1R-0726	Фильтр масляный	3
9Y-6792	Прокладка свечи	16
1854002	Смазка диэлектрическая	3
4W-9725	Прокладка	1
4W9765	Прокладка	2
125-1372	Уплотнение	1
135-2651	Уплотнение	1
033-6031	Резиновое кольцо (сапун)	2
185-5346	Смазка	1
24333	Герметик для резьбовых соединений	1
18938	Жидкая прокладка	1
	Технический полиэтилен, мешки для мусора	1
26525	Очиститель поверхности	1

Таблица 2.5. Запасные части для ТО2000 для генераторной установки типа G3516

Номер детали	Наименование	Количество на установку
8N-6309	Фильтр воздушный	2
185-5346	Смазка	1
154-9385	Фильтр газовый	1

Таблица 2.6. Запасные части для ТО4000 для генераторной установки типа G3516

Номер детали	Наименование	Количество на установку
7C-9710	Прокладка (байпас)	1
194-8518	Свеча зажигания	16
1U-5353	Салфетки технические	1
26525	Очиститель поверхности	1
23039	Моющий состав	20 л
4C-5598	Антизадирная смазка	1

Таблица 2.7. Запасные части для ТО8000 для генераторной установки типа G3516

Номер детали	Наименование	Количество на установку
1345958	Уплотнение	16
26525	Очиститель поверхности	1
125-0517	Ремонтный набор трансформатора	16

Таблица 2.8. Общий график технического обслуживания

Моточасы	Техническое обслуживание			
	1000	2000	4000	8
1000	X	—	—	—
2000	—	X	—	—
3000	X	—	—	—
4000	—	—	X	—
5000	X	—	—	—
6000	—	X	—	—
7000	X	—		—
8000	—	—		X

Таким образом применение ГПА агрегатов не смотря на высокую степень автоматизации и компактность требует существенных затрат в процессе эксплуатации.

Вместе с тем приведенные выше характеристики показывают, что применение малых ТЭЦ на базе ГПА наиболее оптимально при малых тепловых нагрузках.

Сопоставление различных типов установок показывает, что наиболее оптимальное применение паротурбинных и газотурбинных установок для малых ТЭЦ с базовой тепловой нагрузкой (здесь и далее под базовой тепловой нагрузкой понимается нагрузка, которая сохраняется в течение всего года) начинается от ($Q_T = 10$ Гкал/ч.

Для более низких нагрузок оправданным является использование малых ТЭЦ на базе ГПА при наличии соответствующего потребления электрической энергии

Сравнение газопоршневых и газотурбинных мини ТЭЦ

Для мощностей до 10 МВт*э газопоршневые когенерационные установки показывают себя лучше всех других технологий. Причем в диапазоне от 3 кВт*э до 5 МВт*э они просто вне конкуренции.

Электрический КПД

Наивысший электрический КПД - до 38 % у газовой турбины, и около 40 % у газопоршневого двигателя достигается при работе под 100%-ной нагрузкой (Рис. 2.1). При снижении нагрузки до 50%, электрический КПД газовой турбины снижается почти в 3 раза. Для газопоршневого двигателя такое же изменение режима нагрузки практически не влияет как на общий, так и на электрический КПД.

Графики наглядно показывают — газовые двигатели имеют высокий электрический КПД, который практически не изменяется в диапазоне нагрузки 50 — 100 %.

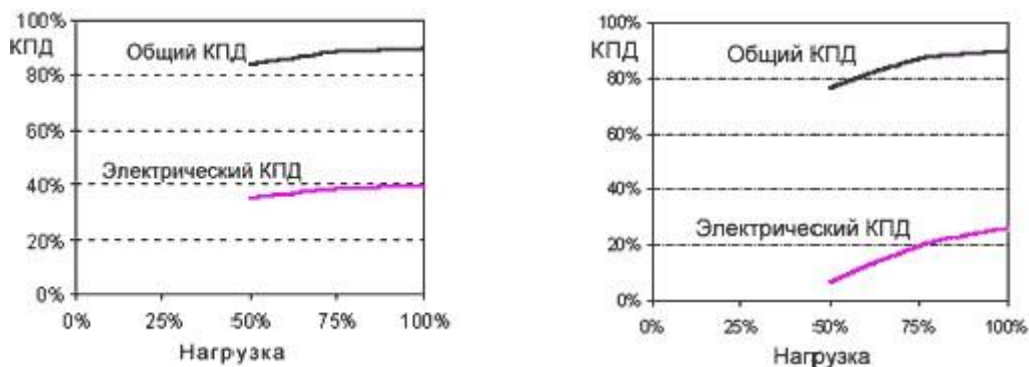


Рис. 2.2. Графики зависимости КПД от нагрузки

Номинальный выход мощности, как газопоршневого двигателя, так и газовой турбины зависит от высоты площадки над уровнем моря и температуры окружающего воздуха.

На графике (рис. 2.2) видно, что при повышении температуры от -30°C до $+30^{\circ}\text{C}$ электрический КПД у газовой турбины падает на 15-20%. При температурах выше $+30^{\circ}\text{C}$, КПД газовой турбины — еще ниже. В отличие от газовой турбины газопоршневой двигатель имеет более высокий и постоянный электрический КПД во всем интервале температур и постоянный КПД, вплоть до $+25^{\circ}\text{C}$.

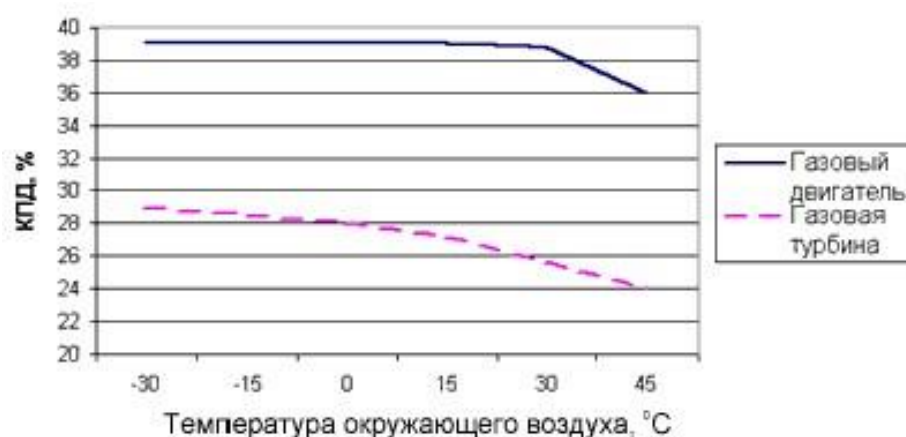


Рис. 2.3. График зависимости электрического КПД газовой турбины от температуры окружающего воздуха

Количество пусков: газопоршневой двигатель может запускаться и останавливаться неограниченное число раз, что не влияет на общий моторесурс двигателя. 100 пусков газовой турбины уменьшают её ресурс на 500 часов.

Время запуска: время до принятия нагрузки после старта составляет у газовой турбины 15-17 минут, у газопоршневого двигателя 2-3 минуты.

Проектный срок службы, интервалы техобслуживания. Ресурс до капитального ремонта составляет у газовой турбины 20 000 — 30 000 рабочих часов, у газопоршневого двигателя этот показатель равен 60000

рабочих часов. Стоимость капитального ремонта газовой турбины с учётом затрат на запчасти и материалы значительно выше.

Полный капитальный ремонт газовой турбины - более сложная работа, чем капремонт газового двигателя. Ремонт газовой турбины выполняется только на предприятии-изготовителе. Кроме того, при ремонте газовой турбины используются очень дорогие запчасти, что делает его стоимость очень высокой. Поэтому время простоя газового двигателя по сравнению с газовой турбиной сокращено. Затраты на запчасти и материалы для капремонта газового двигателя также ниже.

3. Расчёты и проектирование Мини-ТЭЦ

Проектирование мини-ТЭЦ это сложная комплексная задача, состоящая из большой совокупности различных факторов и особенностей работы объекта энергоснабжения. Перед началом проектирования объекта стоит учитывать множество аспектов и исходных условий, таких как: объект энергопотребления, климатические условия территории, инженерно-геодезические изыскания, особенности энергопотребления, распределение нагрузки, мощность самого большого энергопотребителя, технико-экономические показатели, исходный бюджет и множество других условий.

В тоже время самым важным и основным моментом проектирования является выбор оборудования и схемы мини-ТЭЦ, которые обеспечат максимальный экономический эффект надёжность работы всего энергетического комплекса. На одной из начальных стадий, следует выделить основные подходы и принципы к выбору единичной мощности агрегатов малых ТЭЦ. Оборудование должно быть выбрано так, что большая часть элементов мини-ТЭЦ работало в экономичном режиме, так как перегруз оборудования снижает работоспособность системы, а недогруз отрицательно отображается на падении экономичности. В качестве основных принципов могут быть выделены следующие:

1. Обеспечение эксплуатации турбины только по комбинированному циклу в течение всего календарного года.

2. Выбор паровых турбин только с противодавлением, как имеющих максимальный КПД использования теплоты топлива. Такие турбины значительно дешевле, чем турбины имеющие конденсатор. Кроме того, использование турбин с противодавлением позволяет значительно сократить затраты на строительство систем технического водоснабжения, а также затраты на собственные нужды, так как в этом случае отсутствует нагрузка циркуляционных насосов. Такие турбины имеют малые габаритные размеры даже при значительной мощности, что упрощает возможность их установки в уже действующих котельных.

3. Повышение надёжности эксплуатации вновь создаваемой мини-ТЭЦ путем установки не одной турбины, а двух или более.

4. Выбор начальных и конечных параметров пара должен определяться максимальной величиной выработки электроэнергии при обеспечении отпуска теплоты от турбинной установки с заданными параметрами.

5. Число котельных агрегатов должно быть равно числу турбин или должен предусматриваться один резервный агрегат. Кроме того, при выборе типа и паро-производительности котельного

агрегата необходимо руководствоваться тем, чтобы применение, например, в одной и той же котельной П-образных водогрейных котлов мощностью 30, 50 или 100 Гкал/ч наряду с паровыми котлами не влекло за собой необходимости сооружения зданий различной высоты, что удорожает строительные работы.

6. Наиболее полно использовать теплоту уходящих газов в течение всего сезона при надстройке котельной газотурбинными агрегатами и применении водогрейных котлов в качестве котлов-утилизаторов теплоты уходящих газов ГТУ. Кроме того, целесообразно, чтобы ГТУ и водогрейный котел могли бы создать единый энергоблок. Проведенный анализ показал, что, например, водогрейные котлы типов КВГМ-100 и КВГМ-180 целесообразно комплектовать соответственно ГТУ-16 и ГТУ-25 Уральского турбомоторного завода или ГТУ с аналогичными расходами уходящих газов. При использовании водогрейного котла только в качестве котла-утилизатора без подачи топлива в топочную камеру котла, его тепловая производительность может снизиться до 20...25 % исходной. Для повышения тепловой производительности котла можно использовать режимы форсировки, т.е. подачу дополнительного топлива в топочную камеру котельного агрегата с последующим сжиганием его в атмосфере уходящих газов ГТУ. Такая схема позволяет повысить эффективность использования тепла сгорания топлива.

7. Считать основными факторами, определяющими выбор типа агрегата и его мощность, тепловую производительность котельной в целом и тепловые нагрузки горячего водоснабжения в частности.

Алгоритм выбора МИНИ-ТЭЦ

[Недавняя политика стимулирования роста энергопотребления (если есть резервы производства товара – надо их реализовать и продать) имеет и свою оборотную сторону. Резко увеличилось нерациональное использование электроэнергии для прямой трансформации в тепловую – электрокотлы, воздушные завесы, электрокалориферы систем вентиляции. Вернуться в русло энергосбережения будет весьма непросто.

МИНИ-ТЭЦ может стать разумным дополнением единой энергосистемы и работать в параллельном режиме.

Сложность новой задачи состоит в том, что на самой ранней стадии проектирования необходимо все основные характеристики МИНИ-ТЭЦ гармонизировать с режимами работы систем энергопотребления.

При присоединении к централизованным сетям энергоснабжения в этом не было необходимости, достаточно было, чтобы возможности энергозводов покрывали пиковые нагрузки объекта.

Специфика задачи состоит еще и в том, что необходим качественно новый подход к проектированию, предполагающий:

- анализ режимов работы всех инженерных систем в расчетные периоды, число которых может быть 8–24 и даже более;
- построение и анализ суточных, недельных, сезонных и годовых графиков изменения нагрузок;
- многовариантный анализ комбинации подвидов инженерных систем;
- выявление технико-экономических критериев оптимизации комплекса энергоисточники – энергопотребители, которые в зависимости от исходных условий для разных объектов могут быть различными;
- функциональная координация большого числа разделов проекта в условиях многовариантного анализа.

Во многих случаях проектирования и реализации МИНИ-ТЭЦ допускаются принципиальные ошибки:

- проектирование ведется по заданным нагрузкам установочной мощности электроприемников и теплопотребителей, что приводит к завышению номинальной мощности МИНИ-ТЭЦ на 20–50 %;
- заказчики, при наличии технической возможности параллельной работы МИНИ-ТЭЦ и ЕЭС, отказываются от комбинированной схемы в пользу автономной;
- не рассматриваются возможности использования дополнительных мер по энергосбережению и выравниванию неравномерности энергопотребления на объектах;
- оценка экономической эффективности применения МИНИ-ТЭЦ проводится либо по устаревшей модели «приведенных затрат», либо по «удельным рекламным» показателям фирм – поставщиков оборудования.

К сожалению, в настоящее время отсутствует нормативно-методическая база проектирования МИНИ-ТЭЦ, а практический опыт небольшого числа организаций, проектирующих автономные энергоцентры, явно недостаточен.

В итоге наметилась тенденция из-за неквалифицированного подхода к проблеме дискредитации прогрессивного направления малой энергетики. В статье излагается общий алгоритм расчета и подбора МИНИ-ТЭЦ, который на последующих этапах работы будет доработан в виде методики.

1. Определение энергетических нагрузок объекта.

На этом этапе выполняется анализ характеристик всех отдельных энергопотребителей объекта, и определяются следующие электрические характеристики:

$N_{уст}$ – установленная мощность всех отдельных потребителей;

$N_{ра}$ – расчетная активная мощность;

$N_{рр}$ – расчетная реактивная мощность;

$\cos f, \operatorname{tg} f$ – коэффициенты мощности;

K_c – коэффициент спроса;

K_o – коэффициент одновременности.

Тепловые характеристики:

$q_{уст}$ – установленная мощность всех теплопотребителей;

$q_{от}$ – установленная мощность систем отопления;

$q_{вент}$ – установленная мощность систем вентиляции;

$q_{вз}$ – установленная мощность воздушно-тепловых завес;

$q_{ГВС}$ – максимальная мощность горячего водоснабжения.

2. Рассчитываются и строятся графики суточного энергопотребления для рабочих и выходных (праздничных) дней для наружных расчетных условий холодного, теплого и переходного периодов года.

В случае необходимости, если объект имеет специальную технологическую нагрузку, цикличностью, отличающуюся от суток, рассчитываются и строятся графики технологического цикла. Важными характеристиками графиков являются:

- линия максимальных пиковых нагрузок;
- линия минимальных нагрузок;
- амплитуда колебания от средних значений.

3. На основании суточных (недельных) графиков по функциям изменения нагрузок в течение года строятся графики круглогодичных нагрузок и рассчитывается годовое потребление энергоресурсов по отдельным видам потребителей и суммарные – по электроэнергии и теплу:

$$N_{oj} = \int_{z=0}^{z=8760} \frac{dN_i}{dz},$$

$$Q_{oj} = \int_{z=0}^{z=8760} \frac{dq_i}{dz},$$

4. Выбираются базовые расчетные режимы работы МИНИ-ТЭЦ путем наложения круглогодичных графиков тепловых и электрических нагрузок.

В общем случае таких режимов 4:

- I – максимальных электрических нагрузок с учетом амплитуды суточных колебаний;
- II – максимальных тепловых нагрузок, также с учетом амплитуды;
- III – минимальных электрических нагрузок;
- IV – минимальных тепловых нагрузок.

5. Для режимов по п. 4 анализируются мероприятия по энергосбережению и выравниванию неравномерности нагрузок.

В качестве таких мероприятий следует рассмотреть:

- утилизацию теплоты вентиляционных выбросов;
- автоматизацию теплопотребляющих систем с целью исключения «перетопов»;
- использования в системах кондиционирования воздуха абсорбционных холодильных машин, а в ряде случаев «сухих охладителей» (dry cooler);

- частотный электропривод силового оборудования (технология, насосные, ИТП и др.);
- энергосберегающие светильники внутреннего и наружного освещения;
- аккумулярование тепловых нагрузок (горячее водоснабжение).

В ряде случаев экономически целесообразно рассмотреть использование технологий нетрадиционной, в том числе возобновляемой энергетики.

При рассмотрении технологических объектов целесообразно совместно со специалистами рассмотреть энергетику технологических режимов, сменность работы. С учетом анализа энергосберегающих и выравнивающих мероприятий строятся скорректированные графики годовых электрических и тепловых нагрузок, а также расчетные по п. 4.

6. Определяется возможность получения и реализации технических условий на присоединение внешних энергосистем на частичное покрытие требуемых нагрузок.

Минимально необходимые нагрузки определяются по мощности гарантированных потребителей I категории (насосные пожаротушения, канализационные станции, системы дымоудаления, серверные, лифты, система отопления и т. п.).

Как правило, величина этих нагрузок по электроэнергии находится в диапазоне от 5 до 10 % от максимального потребления и от 20 до 40 % – по теплотреблению. Оптимальная величина покрытия нагрузок за счет внешних сетей определяется по графикам расчетного потребления в годовом режиме и соответствует превышению пиковых нагрузок над базовыми.

В большинстве случаев эта величина составляет 30–60 % от общей потребности в электроэнергии и 20–50 % – по тепловой.

7. С учетом нагрузок, приходящихся на внешние сети, определяется нагрузка на МИНИ-ТЭЦ, по которой выбирается количество и мощность газопоршневых двигателей.

Учитывая глубину регулирования мощности двигателей (как правило, 50–100 %), минимальная электрическая нагрузка определяет мощность самого малого из агрегатов.

8. Рассчитывается режим работы МИНИ-ТЭЦ, и строятся суточные и годовые графики работы двигателей, исходя из того, что МИНИ-ТЭЦ закладывается в базу энергоснабжения объекта с максимальным коэффициентом загрузки.

Покрывание пиковых нагрузок осуществляется за счет внешних сетей. Определяющим режимом является режим электроснабжения.

9. Путем наложения графиков энергопотребления и энергопроизводства по приоритету электроснабжения рассчитываются величины и продолжительность дефицита (избытка) тепловой мощности МИНИ-ТЭЦ.

По этим характеристикам подбирается мощность пиковых водогрейных котлов (в периоды дефицита тепла) и градиент для сброса тепла в периоды его перепроизводства.

10. Разрабатывается принципиальная схема МИНИ-ТЭЦ и выбираются все основные и вспомогательные элементы рассматриваемых вариантов установки.

11. Рассчитывается экономическая эффективность вариантов по методике дисконтированных доходов.

(например, МГСН «Положение об экономическом стимулировании проектирования и строительства энергоэффективных зданий и выпуске для них энергосберегающей продукции») с определением следующих показателей:

– чистый дисконтированный доход (ЧДД);

– индекс доходности инвестиций (ИД);

– внутренняя норма доходности (ВНД);

– срок окупаемости капиталовложений динамический (ДРВ) и статический (РВ).

На основании анализа принимается окончательный вариант МИНИ-ТЭЦ, который реализуется в рабочую документацию.]

Всё это очень большой комплекс мероприятий и предварительного анализа. Который должен быть проделан детально и соответственно занимает большой временной промежуток. Но, и в свою очередь, при правильном исполнении даёт наибольшую экономическую выгоду и надёжность работы всего энергокомплекса.

Проведем более привычный пример проектирования, а именно подбору оборудования для мини-ТЭЦ путем анализа изменения графиков тепловых и электрических нагрузок.

Так например, для предварительного анализа изменения тепловых нагрузок, температуры наружного воздуха и оценки величины выработки электроэнергии была проведена статистическая обработка изменения среднесуточной температуры наружного воздуха в течение года и изменения соответствующей ей тепловой нагрузки потребителей.

Анализ результатов статистической обработки показал, что для упрощения расчетов целесообразно весь календарный год разбить на несколько сезонов с характерными средними уровнями температур наружного воздуха. Произведенные расчеты показали, что деление всего года на шесть характерных сезонов обеспечивает достаточную точность расчетов:

I—сезон максимальной зимней нагрузки со среднесуточной температурой наружного воздуха $t_{н.в} \leq -20$ °С, продолжительность стояния таких температур 172 ч, как правило, такие температуры наблюдаются в январе, феврале месяце, средняя температура всего периода $t_{нв} = -22$ °С;

II—зимний сезон со среднесуточной температурой наружного воздуха $t_{нв} = -15$ °С, продолжительность стояния таких температур 733 ч, как правило, такие температуры наблюдаются в январе, феврале и конце декабря, температурный диапазон равен $-20 \dots -10$ °С;

III—зимний со среднесуточной температурой наружного воздуха в течение сезона $t_{нв} \approx -5\text{ }^{\circ}\text{C}$, продолжительность стояния таких температур 2128 ч, как правило, такие температуры наблюдаются с ноября до второй половины марта, диапазон изменения температур наружного воздуха в этом случае принимаем от 0 до $-10\text{ }^{\circ}\text{C}$;

IV—осенне-весенний сезон со среднесуточной температурой наружного воздуха в течение сезона

$t_{нв} = +4\text{ }^{\circ}\text{C}$, продолжительность стояния таких температур 1877 ч, к этому периоду относится, как правило, вторая половина апреля и весь октябрь, диапазон изменения температур от $+8$ до $0\text{ }^{\circ}\text{C}$;

V— летний неотапливаемый сезон, среднесуточная температура за весь сезон $t_{нв} > +12\text{ }^{\circ}\text{C}$. Продолжительность сезона 2 месяца (май, сентябрь — 1464 ч);

VI — летний неотапливаемый сезон, среднесуточная температура за весь сезон $t_{нв} > +18\text{ }^{\circ}\text{C}$. Продолжительность сезона — 2016 ч.

Продолжительность стояния нагрузок по сезонам представлена на рис. 3.1. Сравнение результатов расчета тепловой нагрузки, полученной в соответствии с графиком рисунок 3.1. и полученной на основании статистической обработки, показали, что погрешность не превышает 2 %. В дальнейшем все расчеты проводились на основании усредненных показателей по сезонам, что в значительной степени упрощает расчеты без потери их точности.

На рисунке 3.1. следует, что для всего отопительного периода независимо от уровня нагрузки горячего водоснабжения в течение суток и независимо от дня недели все электрогенерирующие агрегаты будут загружены полностью по тепловой нагрузке и поэтому могут вырабатывать максимальную мощность. При переходе к неотапливаемому периоду электрогенерирующее оборудование начинает работать только на нагрузке горячего водоснабжения, которая, во-первых, снижается по сравнению со среднегодовой, а во-вторых, имеет существенные колебания в течение суток и недели. Снижение уровня нагрузки горячего водоснабжения в летний период показано на рисунке 3.1.

[Примерный график изменения нагрузки горячего водоснабжения в течение суток летнего, неотапливаемого периода], представлен на рис. 3.2.

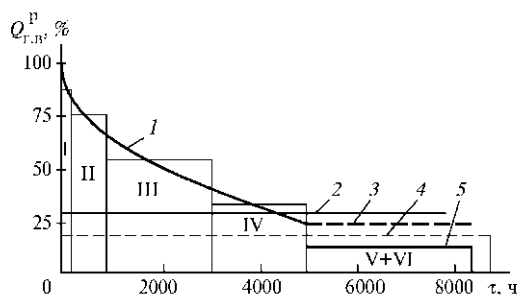


Рисунок 3.1. Изменение тепловой нагрузки в течение года

- 1 — суммарная нагрузка отопления, вентиляции и горячего водоснабжения; 2 — суммарная расчетная тепловая нагрузка горячего водоснабжения; 3 — суммарная расчетная тепловая нагрузка горячего водоснабжения для летнего периода;
 4 — суммарная среднегодовая нагрузка горячего водоснабжения;
 5 — суммарная средняя нагрузка горячего водоснабжения для лета

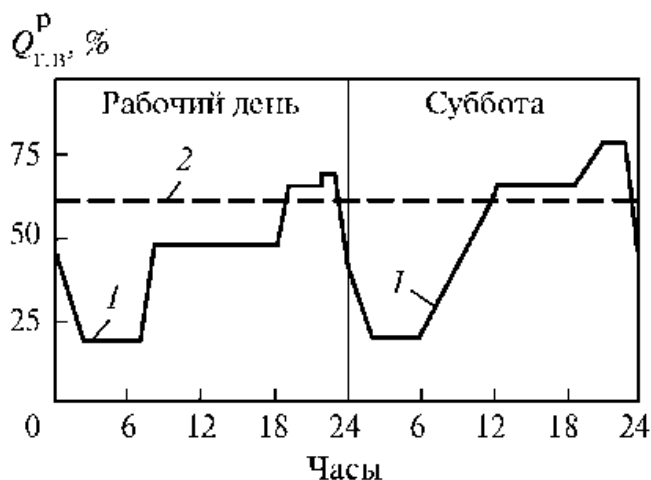


Рисунок 3.2. Изменение нагрузки горячего водоснабжения в течение суток (летний период, среднеевропейская климатическая зона):

1 — график изменения нагрузки горячего водоснабжения; 2 — суммарная среднегодовая нагрузка горячего водоснабжения

Приведенный на рис. 6.14 график изменения нагрузки горячего водоснабжения показывает, что в ночные часы нагрузка горячего водоснабжения снижается приблизительно до 20 % суммарной расчетной нагрузки горячего водоснабжения. При этом, если в котельной будет размещена только одна паровая турбина и один паровой котел для покрытия суммарной тепловой нагрузки горячего водоснабжения, то работу по графику тепловой нагрузки нельзя будет обеспечить из-за технических ограничений, соответствующих уровню минимальной нагрузки на котел и турбину, поэтому, при установке в котельной электрогенерирующего оборудования из условия покрытия им суммарной расчетной нагрузки горячего водоснабжения, должно быть минимум два агрегата, каждый из которых рассчитан приблизительно на покрытие половинной суммарной расчетной нагрузки горячего водоснабжения. В этом случае в летний период один из агрегатов будет нести нагрузку, а второй — находиться в резерве или плановом ремонте, что позволит обеспечить прохождение провалов нагрузки горячего водоснабжения в ночные часы. При прохождении пиковой части графика нагрузки необходимо будет ввести в действие либо резервный агрегат, либо водогрейный котел.

При установке в котельной электрогенерирующего оборудования для покрытия суммарной среднегодовой нагрузки горячего водоснабжения возможна установка и отдельных агрегатов. Так как при прохождении ночного провала нагрузки горячего водоснабжения нагрузка агрегата не снижается ниже 40...50 %, это позволяет эксплуатировать его во всем диапазоне изменения нагрузок горячего водоснабжения. При прохождении

пиковой части нагрузки необходимо увеличить отпуск тепла от котельной за счет включения в работу водогрейных котлов.

Исходя из тепловой нагрузки горячего водоснабжения и тепловой мощности паровых турбин, были определены типы турбин, которые можно устанавливать в котельных различной мощности. В табл.6.13. приведены некоторые возможные варианты установки паровых и газовых турбин в котельных различной мощности.

Исходя из изменения тепловой нагрузки горячего водоснабжения, были произведены пересчеты уровня загрузки паровых турбин и газотурбинных установок при работе в режиме покрытия тепловой нагрузки в соответствии с графиком рис. 6.14.

Уровень загрузки агрегатов зависит как от нагрузки горячего водоснабжения, так и от индивидуальных характеристик электрогенерирующего оборудования, поэтому для предварительного анализа ограничимся рассмотрением только двух агрегатов: ГТУ типа НК-37 и паротурбинной установки типа ПР-6-3,4/1,0/0,1-1.

Таблица 3.1. Некоторые возможные варианты установки паровых и газовых турбин в котельных.

Установленная мощность котельной, МВт	Тепловая нагрузка горячего водоснабжения, МВт	Тип паровой турбины	Тип газовой турбины
10	1,55...2,2	ТГ-0,6/0,4-К2,8	—
20	3,1...4,4	ТГ-0,6/0,4-К2,8	—
30	4,65...6,6	2xТГ-0,6/0,4-К2,8 ТГ-0,6/0,4-К1,3	
40	6,2...8,8	ТГ-1,2/0,4P24/1,2 2xТГ-0,6/0,4-К2,8	ГТУ-2,5П
50	7,75...11,0	ТГ-1,2/0,4P24/1,2 3xТГ-0,6/0,4-К2,8	ГТУ-2,5П
60	9,3...13,2	P-2,5-3,4/0,3-1 2xТГ-1,2/0,4P24/1,2 4xТГ-0,6/0,4-К2,8	2xГТУ-2,5П ГТУ-4П Tornado
80	12,4... 17,6	P-2,5-3,4/0,3-1 P2,5-2,1/0,3-1	ГТУ-4П Tornado Tempest
100	15,5...22,0	2xP-2,5-3,4/0,3-1 P2,5-2,1/0,3-1 ПР-2,5-1,3/0,6/0,1	2xГТУ-4П 2xTornado
120	18,6...26,4	ПР-6-3,4/0,5/0,1-1 2xP-2,5-3,4/0,3-1	2xГТУ-4П 2xTornado
150	23,25...33,0	ПР-6-3,4/0,5/0,1-1 ПР-6-3,4/1,0/0,1-1	2xTornado 2xTempest ГТГ-16
200	31... 44	ПР-12-3,4/0,6/0,1	НК-37 ГТУ-25

3.1. Исходный расчёт пиковой водогрейной котельной.

В зависимости от технического задания стоят разные приоритеты и первоочередность выполнения задач проектирования. В моём случае, Пиковая водогрейная котельная, которая рассчитана на подачу тепловой энергии и ГВС города спутника в Алматинской области, запланирована как объект, присоединенный к ЛЭП. Но я считаю целесообразным по указанным в данной работе перспективам и плюсам строительства мини-ТЭЦ, развить данную котельную до когенерационного объекта, что позволит повысить экономичность при правильном тарифном плане.

В связи с этим первоочередной задачей стоит исходный расчёт самой водогрейной котельной с последующей модернизацией ее до мини-ТЭЦ.

Общие данные

Участок, отведенный под строительство котельной, расположен на свободной от строения территории.

Природно-климатические условия

Участок строительства имеет следующие природно-климатические условия:

- климатический подрайон - ШВ;
 - температура холодного воздуха наиболее холодной пятидневки - минус 21 °С;
 - нормативная снеговая нагрузка - 70 кг/м² (1.0 МПа);
 - нормативная ветровая нагрузка на высоте 10 м - 38 кгс/м² (0.48 МПа);
 - сейсмичность района - 8,0 баллов;
- сейсмичность площадки под строительство - 9 баллов.

Проектируемые здания и сооружения: котельная мощностью на 200 Гкал, Дымовые трубы Н=45 м, трансформаторная подстанция, резервуар дождевых и дренажных стоков V=200 м³, ГРП, склад резервного дизельного топлива V=2x1000 м³, резервуары запаса подпиточной воды для теплосети V=200 м³ и V=300 м³, насосная дизельного топлива, приемная емкость дизтоплива V=100 м³, КПП, коллекторная, площадка для мусоросборников, стоянка на шесть автомашин, хозяйственная площадка, ограждение территории, смотровая площадка, смотровая яма, шлагбаум, ограждение склада резервного топлива, лестница размещены с соблюдением противопожарных норм.

Технологические решения

Тепловые нагрузки

Тепловые нагрузки, приведены в таблице.

Таблица 3.2: Тепловые нагрузки

Расчетный режим	Расчетный тепловой поток, МВт(Гкал/ч)			
	Расход теплоты на отопление и вентиляцию (с учетом соб. нужд)	Расход теплоты на горячее водоснабжение	Расход теплоты на технологические нужды	Общий расход теплоты
Максимально зимний (-21 °С)	-	-	-	240,0 (206,4)

Расчетные параметры наружного воздуха:

- расчетная температура для проектирования отопления и вентиляции $t=-21$ °С;
- средняя температура самого холодного месяца $t=-7,4$ °С;
- число дней отопительного периода - 168 сут.;
- средняя температура отопительного периода $t=-1,6$ °С.

Тепловая схема

Система теплоснабжения - закрытая, двухконтурная.

В качестве теплоносителя используется умягченная вода с параметрами:

- в котловом контуре 150-80°С, 1,3/1,0МПа;
- в сетевом контуре в зимнем режиме 130-70°С, 0,95/0,3МПа;
- в сетевом контуре в летнем режиме 80-40°С, 0,6/0,3МПа.

Водогрейные котлы работают в режиме каскадного регулирования, температура на выходе из котлов поддерживается постоянной 150°С при помощи автоматики.

Поддержание температурного графика теплосети с помощью двухходовых клапанов.

Температура обратной воды поступающей в котел поддерживается 80°С при помощи двухходовых клапанов на переключке.

Первоначальное заполнение котлового контура, периодическая и аварийная его подпитка осуществляется химически умягченной и деаэрированной водой.

Подпитка сетевого контура осуществляется химически умягченной водой, прошедшей вакуумную деаэрацию. Расход воды на подпитку сетевого контура составляет 126 т/час. Для аварийной подпитки сетевого контура предусмотрены емкости запаса воды, установленные вне помещения котельной.

Сброс воды из трубопроводов, от оборудования производится в дренажные трубопроводы с разрывом струи, далее выпуск из помещения котельной (раздел ВК).

Для удаления воздуха из системы предусмотрены автоматические воздухоотводчики.

Для восполнения тепловых расширений в котловом контуре предусмотрена установка 18-ти расширительных баков объемом 3000 литров.

Для предотвращения возможного повышения давления в котловом контуре установлены предохранительные клапаны на 15 бар. Сброс от предохранительных клапанов с разрывом струи предусматривается в дренажные трубопроводы.

Все трубопроводы и насосные установки оборудованы необходимым количеством контрольно - измерительных приборов, установленных на трубопроводах в соответствии с тепловой схемой.

Расчет толщины изоляции трубопроводов

Расчет ведется по СНиП 2.04.14-88 «Тепловая изоляция оборудования и трубопроводов». Толщина изоляции выбирается из условий нормированной плотности теплового потока и температуры на поверхности изоляции.

$$\delta_k = \frac{d}{2} (B-1)$$

$$\ln(B) = 2\pi\lambda_k \left[r - r - \frac{1}{\alpha_e \pi (d+0,1)} \right]$$

где α_e - коэффициент теплоотдачи от наружной поверхности изоляции, принимаемый по справочному приложению 6,0 Вт/(м²·°С);

d - наружный диаметр изолируемого объекта, 0,377 м.

t_w - температура вещества, 150°С;

t_e - температура окружающей среды, принимаем, 10°С;

q_e - нормированная линейная плотность теплового потока с 1 м длины цилиндрической теплоизоляционной конструкции, принимаем 97,0 Вт/м;

K_1 - коэффициент, принимаемый по обязательному приложению 10, 1,06;

λ_k - теплопроводность теплоизоляционного слоя, определяем, $0,033 + 0,00014tm = 0,033 + 0,0001495 = 0,0463$ Вт/(м·°С);

tm - средняя температура теплоизоляционного слоя $t = \frac{t_w + 40}{2} = \frac{150 + 40}{2} = 95$ °С

d_{int} - внутренний диаметр изолируемого объекта, 0,365 м.

Λ_m - теплопроводность материала стенки, 58 Вт/(м·°С).

r_{tot} - сопротивление теплопередачи на 1 м длины теплоизоляционной конструкции цилиндрических объектов диаметром менее 2 м, (м°С)/Вт.

r_m - термическое сопротивление стенки трубопровода, (м°С)/Вт

$$r_{tot} = \frac{t_w - t_e}{q_e K_1},$$

$$r_m = \frac{\ln \frac{d}{d_{int}}}{2\pi\lambda_m},$$

$$r_{tot} = \frac{150 - 5}{97 * 1,06} = 1,41 \text{ (м°С)/Вт},$$

$$r_m = \frac{\ln \frac{0,377}{0,365}}{2 * 3,14 * 58} = 0,0001 \text{ (м°С)/Вт},$$

$$B = 1,42,$$

$$\delta_k = \frac{0,377}{2} (1,42 - 1) = 0,08 \text{ м.}$$

б) по температуре на поверхности изоляции в обслуживаемой зоне.

Для цилиндрических объектов диаметром менее 2 м толщина теплоизоляционного слоя определяется по формуле

$$B \cdot \ln(B) = \frac{2\lambda_k(t_w - t_i)}{\alpha_e(t_i - t_e)}$$

Где $B = \frac{d_i}{d}$ отношение наружного диаметра изоляционного слоя к наружному диаметру изолируемого объекта;

t_i - температура поверхности изоляции, 40 °С;

t_w - температура вещества, 150 °С;

$$B \cdot \ln(B) = \frac{2 \cdot 0,463(150 - 40)}{6 \cdot 0,377(40 - 10)},$$

$$B = 1,14$$

$$\delta_k = \frac{0,377}{2} (1,14 - 1) = 0,026 \text{ м}$$

По номенклатурному ряду принимаем толщину изоляции 0,08 м.

Дымовые трубы.

Удаление дымовых газов от котлов осуществляется через индивидуальную дымовую трубу Ду1500мм Н=35м. Горизонтальные газоходы от котлов выполнены из нержавеющей дымоходов с утеплителем толщиной 25мм.

Высота дымовой трубы определена из аэродинамического расчета.

Подача воздуха на горение осуществляется дутьевым вентилятором Н25/900.2/4DL из помещения котельной.

Расчётные зависимости и результаты аэродинамического расчёта газового тракта сведены в таблицу 3.2.

Таблица 3.2. Аэродинамический расчет газового тракта.

Наименование величины	Обознач.	Расчетная формула	Размерность	Расчет
Производительность котла	Q	По паспорту котла	кВт	40000
КПД котла	$\eta_{кпл}$	По паспорту котла	%	95
Температура уходящих газов за котлом	$t_{пот}$	По паспорту котла	°С	130
Калорийность природного газа, при 0°С	Qгаз	Из ТУ на природный газ	ккал/м ³	8200
Температура природного газа	t	Из ТУ на природный газ	°С	10
Коэффициент избытка воздуха в трубе	α	Аэродинамический расчет	-	1,18
Температура наружного воздуха	t_n	Из технического задания	°С	10
Влажность воздуха	d_v	Из технического задания	г/м ³	50
Барометрическое давление	$h_{бар}$	Из технического задания	мм рт. ст.	690
Высота трубы (от врезки газохода до верха трубы)	H	По проекту	м	35
Диаметр дымовой трубы	$d_{тр}$	По проекту	мм	1500
Длина газохода котла	l	По проекту	м	13
Диаметр газохода (эквивалентный)	d_s	По проекту	мм	1500
Коэффициент трения газохода	λ	литература п. 1	-	0,02
Сумма коэфф. Местн. сопротивл. газохода	ζ	литература п. 1	-	1,2
Расход газа на котел	V^1	Из расчёта	м ³ /ч	4265
Расход газа на котельную	V^2	Из расчёта	м ³ /ч	4265
Количество продуктов сгорания на 1м ³ газа	$V_d^{уд}$	$10 \times (t_{пот} + 273) / (273 + t_n)$	м ³ /м ³	14,2
Объем газов за котлом за котлами	$V_{дг}$	$V_d^{уд} * V * \alpha$	м ³ /час	$\frac{71667}{71667}$
Количество воздуха, необходимое для сгорания топлива (на котельную)	L_o	Диаграммы горения топлив	м ³ /ч	50327
Удельный вес при 760 мм рт. ст. и 0°С	γ_o	$\alpha L_o \frac{(1,293 + 0,0001 - d)}{V_{дг}}$	кг/м ³	1,11
Удельный вес дымовых газов	γ	$\gamma \frac{273}{273 + t_{гх}}$	кг/м ³	0,75
Самотяга трубы	h_c	Из технического задания	мм вод. ст.	17,27
Скорость газов на выходе из трубы	$w_{тр}$	$\frac{V_d}{3600 - \pi - r_{тр}^2}$	м/сек	11,27
Потери давления выходной скоростью	$h_{вых}$	$\zeta \gamma \frac{w_{тр}^2}{2g}$	мм вод. ст.	4,88
Сопротивление трения дымовой трубы	h_{mm}	$H * \frac{0,02}{d} * \frac{w_{тр}^2}{2g} * \gamma$	мм вод. ст.	2,28
Скорость газов в газоходе котла	W_r	$\frac{V_d}{3600 - \pi - r_r^2}$	м/сек	11,27
Потери давления от трения в газоходах	$h_{тр}$	$\frac{\lambda * l * w_r^2}{d * 2g} * \gamma$	мм вод. ст.	0,85

Наименование величины	Обознач.	Расчетная формула	Размерность	Расчет
Местные сопротивления газохода	h_m	$\xi \frac{w_f^2}{2g}$	мм вод. ст.	5,86
Суммарное сопротивление дымовой трубы	$H_{дт}$	$(h_{вых} + h_{г.т}) 760 / h^{бар}$	мм вод. ст.	7,89
Суммарное сопротивление газового тракта	$H_{гт}$	$(h_m + h_{гт}) 760 / h^{бар}$	мм вод. ст.	7,39
Суммарная самотяга газового тракта	H_c	$h_c * h^{бар} / 760$	мм вод. ст.	15,68
Суммарное сопротивление газового тракта меньше суммарной самотяги			мм вод. ст.	-0,41
Диаметры дымовой трубы и газоходов выбраны верно			Па	-3,99

Выбор оборудования

К установке приняты шесть отопительных котлов ТТ 300, производства Энтророс, Россия, номинальной мощностью 40000 кВт. Технические данные котла приведены в паспорте котла.

Котлы комплектуются комбинированными модулируемыми горелками SKVG400/LKZ20, производства фирмы SAAKCE, Германия.

Циркуляция теплоносителя в котловом контуре предусмотрена насосами Grundfos TP200-410/4. Устанавливаются 12 насосов (6 (шесть) рабочих, 6 (шесть) резервных). Циркуляция теплоносителя в сетевом контуре предусмотрена насосами Grundfos NKG 200-150-250/275. Устанавливается 5 (пять) насосов (все рабочие).

Все вспомогательное оборудование располагается в помещении котельной.

Котлы, деаэрационное оборудование, расширительные баки, циркуляционные насосы, расположены на полу. Остальное оборудование располагается по стенам помещений и непосредственно на трубопроводах.

Расчет расширительных баков

Для компенсации изменения объема воды при температурном расширении и поддержании необходимого статического давления в обратном трубопроводе котлового контура у каждого котла предусматриваются расширительные баки.

Расчетная емкость расширительного бака:

$$V_{Б.от} = \frac{1,25 * \beta * V}{\eta}, \quad \eta = \frac{P_f - P_j}{P_f + 1}, \quad \text{где:}$$

V - объем воды в сети равен 45 м³;

β - коэффициент температурного расширения теплоносителя ($\beta = 0,0475$)

$P_j = 10,0$ кгс/см² - статическое давление;

$P_f = 15,0$ кгс/см² - максимальное рабочее давление.

$$V_{Б.от} = \frac{1,25 * 0,0475 * 45}{0,3125} \text{ м}^3$$

$$\eta = \frac{15-10}{15+1} = 0,3125$$

Для каждого котла к установке приняты три расширительных бака Reflex Airfix D-E, емкостью 3000 л каждый. Баки установлены на обратном трубопроводе перед циркуляционными насосами котлового контура.

Таким образом, проделав указанные выше расчёты, можно производить расчёт для подбора турбин. основополагающей характеристикой для выбора турбин будет являться количество воздуха необходимое для сгорания топлива L_0 , из аэродинамического расчёта газового тракта, таблица 3.2. Так же, необходимо учесть различные компоновки турбинных установок (модульное, блочное), в соответствии с правильным распределением на все котлы с учётом резерва. По причине непосредственной реконструкции котельной в мини-ТЭЦ, нельзя привязать тепловую схему вместе с ГТУ (эти условия не рассматривались). Поэтому основной моей задачей является подбор ГТУ по параметрам аэродинамического расчёта, а именно количеству воздуха.

Рассмотрим основные преимущества газотурбинных и газовых установок. В настоящее время газотурбинные установки расширяют своё применение, особенно в области малой энергетики. Модульная конструкция обеспечивает высокий уровень экономичности и заводской готовности ГТУ для различных электростанций. Степень автоматизации газотурбинных электростанций исключает постоянного присутствия обслуживающего персонала в блоке управления. К преимуществу использования ГТУ можно отнести простоту в эксплуатации, а именно быстрый пуск в работу (15-20 минут) в то время как для парогазовых установок он составляет порядка нескольких часов. Так же можно отнести содержание вредных выбросов 9-25 ppm ГТУ к положительным факторам, то есть это даёт возможность к близкому размещению к непосредственному энергопотребителю. Эффективность может обеспечиваться в разных диапазонах нагрузок от 1-5% до 100-115%. Касательно преимуществ в эксплуатации ГТУ можно отнести длительный срок службы от 200 000 часов и проста обслуживания так как газотурбинных установках моторное масло не применяется, а частота замены редукторного масла, в небольшом объёме, осуществляется не часто. ГТУ малой и средней мощности обладают компактностью и небольшим удельным весом, что упрощает их монтаж и даёт возможность установки на технических этажах или крышах.

3.2. Расчёт и подбор ГТУ для надстройки водогрейных котлов

Развитие газотурбинных и парогазовых установок. Структура топливного баланса тепловых электростанций с преимущественной долей природного газа (более 70 %) должна predeterminedлять широкое использование парогазовой технологии производства электрической энергии. В первую очередь это касается нового строительства в регионах, обеспеченных природным газом. В этом случае возможно сооружение наиболее экономичных ПГУ бинарного цикла, где все тепло подводится с топливом в ГТУ, а выработка и перегрев пара осуществляются теплом выхлопных газов ГТУ. Высокая экономичность бинарных ПГУ обеспечивается при умеренных параметрах пара и простой тепловой схеме паровой турбинной установки.

Большой экономический эффект по экономии топлива и капиталовложений также может быть получен посредством надстройки действующих энергоблоков газовыми турбинами [3].

Ключевой проблемой применения парогазовой технологии в энергетике является наличие экономичных и надежных газовых турбин. Ведущими энергетическими газотурбостроительными фирмами («Дженерал Электрик», «Мицубиси Хэви Индастриз», «Альстом», «Сименс») отработаны конструкции, обеспечивающие надежность на уровне паротурбинных установок и даже выше, более низкие удельную стоимость и эксплуатационные затраты по сравнению с паросиловыми установками. Высокие показатели надежности и экономичности являются результатом использования научных и конструкторских разработок в области газодинамики, тепломассообмена, горения, механики и конструктивной прочности, материаловедения, металлургии и металлообработки.

Для выпускаемых в настоящее время ГТУ характерны:

- монокристаллические с термобарьерным и противокоррозионным покрытием лопатки первой, а иногда и второй ступеней и лопатки с направленной кристаллизацией остальных ступеней;
- воздушное (а в перспективе — паровое) охлаждение лопаток;
- поворотные направляющие аппараты на входе или в нескольких первых ступенях компрессора;
- малотоксичные «сухие» камеры сгорания, работающие на предварительно подготовленной смеси топлива и воздуха или реализующие принцип многоступенчатого сжигания топлива.

Развитие ГТУ привело к существенному повышению КПД парогазовых установок. В настоящее время их КПД на Западе уже достиг 58,5 %, а показатели надежности не уступают и даже превосходят показатели обычных паросиловых блоков.

Дальнейший прогресс в развитии ГТУ связывается с достижениями в области разработок новых материалов и способов охлаждения лопаток. Применение для их охлаждения пара или воды обеспечит дальнейшее повышение начальной температуры газов и, как следствие, дальнейшее повышение экономичности.

На ранних этапах развития ГТУ много внимания уделялось совершенствованию их цикла с помощью промежуточного охлаждения воздуха при сжатии в компрессоре, промежуточного нагрева газов при их расширении в газовой турбине и регенерации тепла выхлопных газов для подогрева сжатого воздуха. В частности, с использованием промощаждения воздуха при сжатии и промежуточного нагрева газов создана и эксплуатируется с 1970 г. отечественная ГТ-100 мощностью 100 МВт, не уступавшая в момент создания мировым образцом. Кроме того, разрабатывались и продолжают развиваться газопаровые установки, в которых дополнительно используется водяной пар, вырабатываемый за счет теплоты выхлопных газов, подмешиваемый к продуктам сгорания в камере сгорания.

Преимуществами парогазовых установок по сравнению с паросиловыми являются:

- высокая экономичность и связанное с этим слабое отрицательное воздействие на окружающую среду;
- меньшие капитальные затраты;
- более короткие сроки сооружения и возможность поэтапного ввода электрогенерирующих установок (первый этап — ГТУ, второй этап — паротурбинная установка).

Задачей отечественного энергетического газотурбостроения является освоение начальных температур газов 1100...1200 °С и выше для увеличения КПД ГТУ до 33...37 %.

В настоящее время практически все заводы авиационных двигателей имеют программы конверсии и разрабатывают двигатели для промышленного применения. Самарский НТК «Двигатели НК» уже выпускает энергетическую ГТУ типа НК-37 мощностью 25 МВт и разрабатывает следующую ее модификацию мощностью 30 МВт с КПД 37 %. МПП «Салют» (г. Москва) и ЗАО «Энергоавиа» (г. Москва) производят ГТУ мощностью 20 МВт с КПД 31—33 %.

Модернизация тепловых станций. Наиболее эффективным способом внедрения парогазовой технологии производства электроэнергии является превращение действующих паротурбинных тепловых электростанций в парогазовые путем их надстройки газовыми турбинами [3].

Эффективность надстроенного энергетического блока (ПГУ) зависит от трех параметров — КПД ГТУ, КПД паросиловой установки (ПСУ) и доли тепла, подводимого с топливом в ГТУ, от общего количества тепла топлива, используемого в ПГУ. В таблице 3.3 показано влияние каждого из упомянутых параметров на КПД ПГУ.

Как следует из таблицы 3.3, при одинаковых КПД ГТУ бинарная ПГУ более эффективна даже при более низком КПД паросиловой части. Однако существенно более низкие капитальные затраты на модернизацию действующих энергоблоков могут иметь решающее значение при сравнении с новым строительством бинарной ПГУ.

Таблица 3.3. Влияние бинарности на КПД ПТУ

Доля тепла, подводимого в ГТУ	КПД ГТУ	КПД ПСУ	КПД ПГУ
1	0,32	0,30	0,52
1	0,36	0,32	0,57
1	0,36	0,36	0,59
1	0,38	0,38	0,61
0,3	0,32	0,41	0,47
0,4	0,32	0,41	0,49
0,3	0,36	0,41	0,48
0,4	0,36	0,41	0,50
0,3	0,36	0,45	0,51
0,4	0,36	0,45	0,53

Наличие большого количества различных схем газотурбинных надстроек (ГТ-надстроек) затрудняет выбор оптимального варианта для конкретных условий. Однако значительно сузить количество рассматриваемых схем можно, руководствуясь безусловными критериями, базирующимися на технических ограничениях. К таким критериям можно отнести:

- 1) возможность реализации схемы ПГУ в условиях конкретно рассматриваемой электростанции;
- 2) теплотехническую эффективность схемы;
- 3) необходимость и длительность реконструкции основного оборудования;
- 4) эксплуатационную гибкость и надежность модернизированного блока.

Первый критерий связан в первую очередь с наличием места в главном корпусе и на генплане электростанции для размещения оборудования ГТ-надстройки. Этот критерий в некоторых ситуациях может оказаться решающим.

Второй критерий определяет эффективность модернизации энергоблока по экономии удельного расхода топлива в различных условиях работы (например, при значительных колебаниях температуры наружного воздуха) и при переменных режимах работы (например, при частичных нагрузках, с различным количеством газовых турбин).

Значительность третьего критерия зависит от величины резерва располагаемой мощности энергосистемы. Если этот резерв достаточен и вывод в реконструкцию энергоблока не влечет за собой нарушения энергоснабжения потребителей, то выбор схемы ГТ-надстройки представляет собой чисто финансово-экономическую задачу. Если же резерв мощности отсутствует и ее дефицит не может быть покрыт за счет межсистемных связей, то даже высокоэкономичная схема, но требующая для реализации времени больше, чем период ремонтной кампании, не может быть рекомендована для использования.

Использование четвертого критерия связано, в первую очередь, с режимом работы электростанции в энергосистеме (маневренный или базовый) и требованиями к надежности основного и вспомогательного оборудования (например, требование автономной работы паросиловой части при отключении газовой турбины).

В зависимости от того, каким образом осуществляется связь газовой турбины с ПСУ, схемы ГТ-надстроек условно можно разделить на параллельные и последовательные. В параллельных схемах используются котлы-утилизаторы, в которых вырабатывается пар одного или двух давлений, направляемый в соответствующую точку паротурбинного цикла, или нагревается конденсат, питательная или сетевая вода. Некоторые из этих схем представлены на рисунке 3.6.

Последовательная схема — схема со сбросом выхлопных газов ГТУ в горелки энергетического котла — показана на рисунке 3.7.

Существуют также комбинированные схемы, в которых осуществляется частичное охлаждение газов после газовой турбины в автономном газодляном теплообменнике, после которого выхлопные газы ГТУ сбрасываются в горелки котла.

Сравнение описанных схем ГТ-надстроек при использовании ГТУ типа ГТЭ-110 НПО «Машпроект» для исходного паросилового блока мощностью 300 МВт представлены в табл. 3.4.

Из рассмотренных выше схем наиболее экономичной является сбросная схема ГТ-надстройки.

Таблица 3.4. Относительная эффективность ПГУ с различными типами ГТ-надстроек

Тип ГТ-надстройки	Экономия топлива по сравнению с паросиловым блоком, %
Схема со сбросом выхлопных газов ГТУ в топку энергетического котла	10,4
Параллельная схема с выработкой слабо перегретого пара и подачей его в перегреватель надстраиваемого котла + подогрев питательной воды и основного конденсата выхлопными газами ГТУ	8,5
Параллельная схема с подогревом питательной воды до 330 °С и основного конденсата выхлопными газами ГТУ	7,2
Параллельная схема с выработкой пара с параметрами холодного промперегрева и подачей его в промперегреватель энергетического котла + подогрев основного конденсата выхлопными газами ГТУ	6,0
Параллельная схема с выработкой перегретого пара и подачей его в паровую турбину + подогрев основного конденсата выхлопными газами ГТУ	5,8

Параллельная схема с выработкой пара с параметрами горячего промпрегрева и подачей его в паровую турбину	5,2
Параллельная схема с подогревом питательной воды до номинального значения за ПВД + подогрев основного конденсата выхлопными газами ГТУ	3,5

В табл. 3.5 приводятся технико-экономические показатели энергоблоков 300 и 800 МВт надстроенных ГТУ по сбросной схеме.

Газотурбинная надстройка пылеугольных энергоблоков. Для пылеугольных блоков без решения дополнительных проблем, связанных со сжиганием угольной пыли в среде выхлопных газов ГТУ, могут использоваться параллельные схемы ГТ-надстроек. Однако при этом не исключается возникновение проблем, связанных с паротурбинной установкой и частичными нагрузками надстроенного блока.

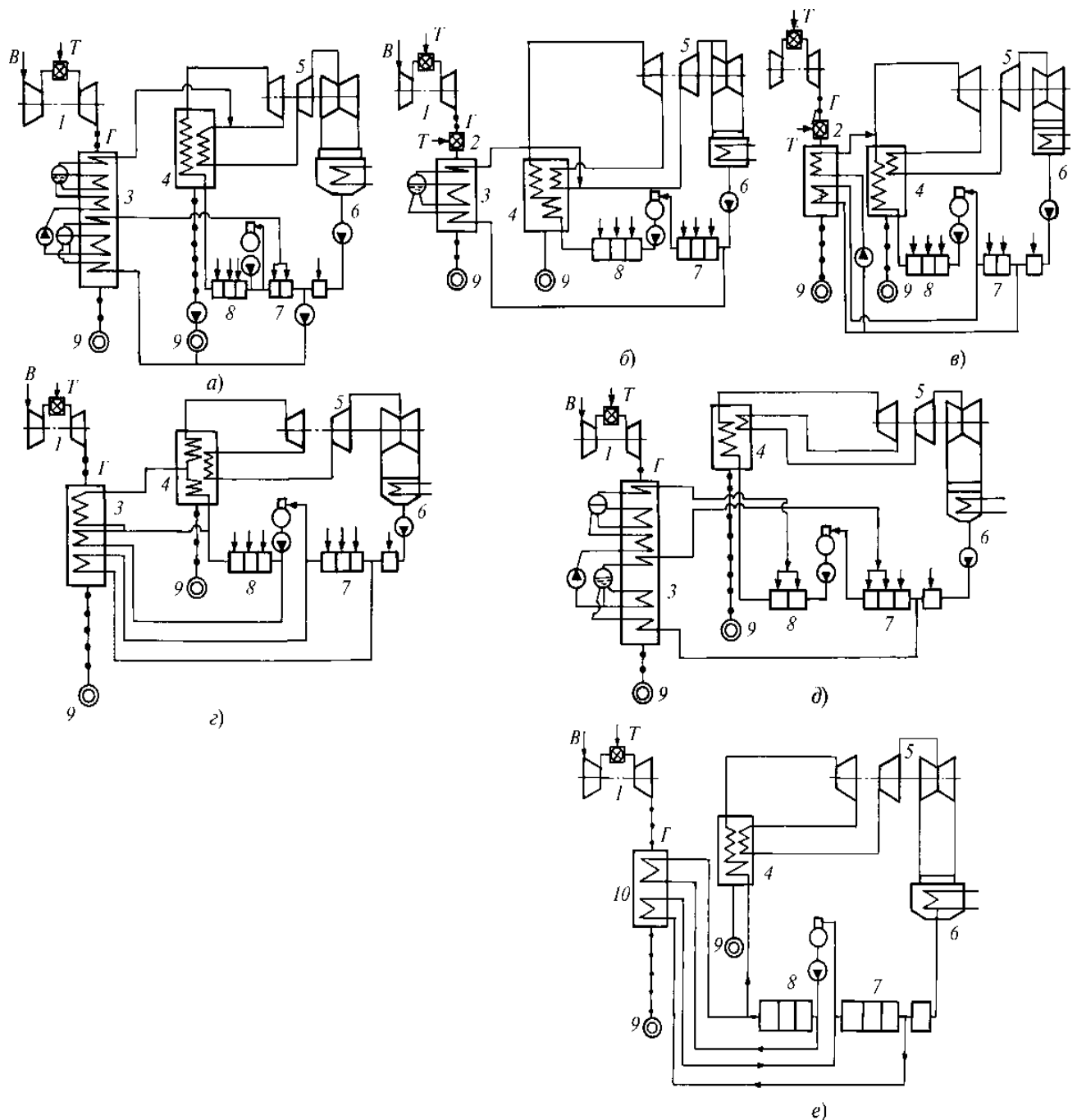


Рис. 6.6. Параллельные схемы газотурбинных надстроек:
а — подвод пара в холодную линию системы промперегрева; **б** -подвод пара в горячую линию системы промперегрева; **в** — подвод пара в линию свежего пара; **г** — подвод пара в промежуточную точку парового тракта котла; **д** — вытеснение пара из узла регенерации паровой турбины паром из котла-утилизатора; **е** — установка газоводяных подогревателей (ГВП) конденсата и питательной воды взамен узла регенерации паровой турбины; **1** — газовая турбина; **2** — горелки котла-утилизатора; **3** — котел-утилизатор; **4** — котел надстраиваемого блока; **5** — паровая турбина; **6** — конденсатор; **7, 8** — подогреватели соответственно низкого и высокого давления; **9** — дымовая труба; **10** -ГВП низкого и высокого давления; **Т** — топливо; **В** — воздух; **Г** — газы

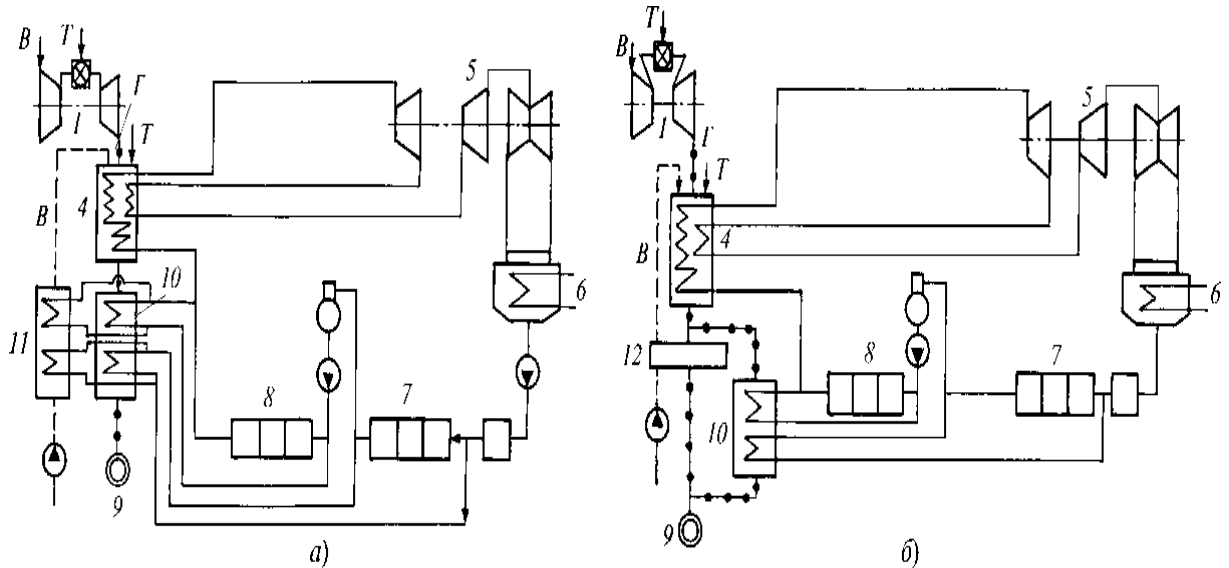


Рис. 6.7. Сбросные схемы газотурбинных надстроек:
а — со сбросом газов газовой турбины в котел и с калориферным подогревом дутьевого воздуха; **б** — со сбросом газов газовой турбины в котел и с подогревом дутьевого воздуха уходящими газами; **1—10** — то же, что и на рис. 6.6; **11** — калориферы дутьевого воздуха; **12** — воздухоподогреватель

Таблица 3.5. Техничко-экономические показатели энергоблоков с ГТУ по сбросной схеме

Показатель	Энергоблок				
	Мощность 300 МВт		Мощность 800 МВт		
Тип ГТУ	ГТЭ-110		ГТЭ-110		ГТЭ-160
Число ГТУ	1		2	3	2
Расход свежего пара на турбину, т/ч	930	800	2000		
Расход вторичного пара, т/ч	817	712,6	1909,6		
Мощность ГТУ, МВт	107,5	107,5	227	340,5	317,2
Мощность паровой турбины, МВт	325,9	287,8	759,8	769,7	765,8
Мощность энергоблока брутто, МВт	433,4	395,3	986,8	1110,2	1083
Мощность энергоблока нетто, МВт	423,6	385,5	974,6	1097	1070,7
КПД энергоблока нетто, %	44,51	44,78	45,9	48,0	47,87
Экономия топлива по сравнению с ПСУ, %	11,6	12,2	9,5	13,5	13,1
Экологические показатели при работе котла на мазуте:					
удельные выбросы NO _x , кг/(МВт-ч)	0,57	—	—	—	—
снижение по сравнению с ПСУ, %	35	—	—	—	—
удельные выбросы SO ₂ , кг/(МВт-ч)	7,9	—	—	—	—
снижение по сравнению с ПСУ, %	25	—	—	—	—

Вопросы использования ГТУ для надстройки пылеугольных котлов по сбросной схеме в отечественной теплоэнергетике глубоко не прорабатывались. Первая попытка разработки конструкции котла для пылеугольного блока мощностью 300 МВт и ГТУ типа ГТЭ-110 была предпринята ВТИ и СибВТИ в 1993 г., результаты которой излагаются ниже. Мощность ПГУ в этом варианте составляла около 500 МВт.

Использование сбросной схемы ГТ-надстройки связано с проблемой сжигания угольной пыли в среде выхлопных газов ГТУ. Однако широкое использование сбросной схемы ГТ-надстройки на пылеугольных электростанциях Германии свидетельствует о ее разрешении.

Отечественный опыт, который можно было бы использовать для этой цели, очень ограничен. Однако опыт создания и эксплуатации котлов на канско-ачинских углях с прямым вдуванием пыли (например, П-67 блока 800 МВт) свидетельствует об отсутствии проблем с выгоранием угольной пыли при подаче в горелки сушильных и рециркуляционных газов. Кроме того, имеются положительные результаты стендовых исследований, которые показали, что уменьшение содержания кислорода ухудшает условия воспламенения факела и снижает интенсивность горения, однако отмечалось, что горение факела достаточно устойчиво. Профессором В.И. Бабием (ВТИ) установлено, что на стадии воспламенения и горения важно интенсифицировать массообмен, особенно при использовании выхлопных газов ГТУ в качестве вторичного воздуха.

Интенсифицировать выгорание топлива можно, реализовав следующие мероприятия:

- утонение угольной пыли путем использования, в частности, двухступенчатого сепаратора СибВТИ;

- применение прямоточных горелок с периферийной и рассредоточенной подачей аэросмеси и с центральным вводом вторичного воздуха. Такие горелки обладают высокими параметрами воспламенения и перемешивания аэросмеси со вторичным воздухом;

- использование топок с вихревой аэродинамикой (с тангенциальной компоновкой прямоточных горелок).

- Для блока мощностью 300 МВт сконструирован котел, при работе которого обеспечиваются эффективное сжигание канско-ачинского угля и низкие выбросы вредных веществ. Сжигание угля осуществляется по схеме с прямым вдуванием, хорошо зарекомендовавшей себя на котле П-67 блока 800 МВт и на котле Е-500.

- Для снижения эмиссии оксидов азота разработана технология ступенчатого сжигания угля в среде выхлопных газов ГТУ.

- Техничко-экономические показатели блока при температуре наружного воздуха +15 °С и температуре охлаждающей воды +12 °С в автономном (ПСУ) и комбинированном (ПГУ) режимах приведены в табл. 3.6.

Таблица 3.6. Техничко-экономические показатели энергоблока 300

Показатель	Режим	
	ПСУ	ПГУ
Расход свежего пара, т/ч	1000	1000
Температура свежего пара, °С	540	540
Температура пара промперегрева, °С	539	541
Расход пара через пароперегреватель, т/ч	797,5	833,8
Расход воды через ГВП ВД, т/ч	—	200
Расход воды через ГВП НД, т/ч	—	1500
Расход топлива на котел, т/ч	193,79	171,475
Температура уходящих газов, °С	152	159
КПД котла брутто, %	92,0	90,85
Мощность паровой турбины, МВт	338,2	355,05
Мощность газовой турбины, МВт	—	107,5
Мощность блока брутто, МВт	338,2	462,55
КПД блока брутто, %	42,23	47,77
Мощность блока нетто, МВт	317,9	442,35
КПД блока нетто, %	39,69	46,69

Экологические показатели. Организация ступенчатого сжигания угольной пыли при автономном режиме работы котла должна обеспечить нормативную концентрацию оксидов азота — 225 мг/м³. При работе в комбинированном режиме, когда вместо вторичного воздуха используются сбросные газы ГТУ, выбросы NO_x могут быть уменьшены по сравнению с нормативными либо при сохранении нормативного значения может быть упрощена организация топочного процесса.

Опыт эксплуатации двух сбросных ПГУ-250 Молдавской ГРЭС свидетельствует, что при переходе от автономного в комбинированный режим концентрация NO_x снижается примерно на 35 %.

Подобные рассуждения могут быть проведены и относительно выбросов золы. Если система пылеочистки будет рассчитана на обеспечение нормативной концентрации золы в уходящих газах (50 мг/м^3) для автономного режима, то в комбинированном режиме она снизится, во-первых, из-за уменьшения расхода угля (на 12 %) и, во-вторых, из-за увеличения объемного расхода уходящих газов (на 18 %).

При консервативном подходе, т.е. если принять, что в обоих режимах обеспечиваются одинаковые (нормативные) концентрации NO_x и пыли, то сравнение автономного и комбинированного режимов выглядит так, как представлено в табл. 3.7.

Таким образом, даже при консервативном подходе в режимах ПГУ можно ожидать снижения удельных выбросов NO_x на выработанную электроэнергию на 12,3 % на сожженное топливо — на 23 %. Удельные выбросы при этом сокращаются:

- на выработанную электроэнергию — на 12,5 %;
- на сожженное топливо — на 21 %.

Следует заметить, если пылеочистное оборудование будет выбрано для комбинированного режима работы, то капитальные затраты на него заметно снизятся.

Таблица 3.7. Основные показатели ПСУ и ПГУ при автономном и комбинированном режиме работы

Показатель	Режим	
	ПСУ	ПГУ
Расход пара, т/ч	1000	1000
Расход топлива на котел, т/ч ($Q_{\text{HV}} = 14\,863,9$ кДж/кг)	190,854	168,649
Коэффициент избытка воздуха в топке	1,2	1,2
Расход уходящих газов, $\text{м}^3/\text{ч}$	1 100 880	1 299 960
Расход природного газа на ГТУ, кг/с ($Q^{\wedge} = 49\,180$ кДж/кг)	—	10,49
Коэффициент избытка воздуха за ГТУ	—	3,37
Расход газов за ГТУ, кг/с	—	362,3
Мощность энергоблока брутто, МВт	339,0	458,5
Выброс NO_x после котла, кг/ч	247,7	292,5
Удельные выбросы NO_x :		
кг/(МВт·ч)	0,73	0,64
г/МДж	0,087	0,067
Валовые выбросы пыли, кг/ч	55,04	65,0
Удельные выбросы пыли:		
кг/(МВт·ч)	0,16	0,14
г/МДж	0,019	0,015

Газотурбинные установки для надстройки водогрейных котлов и установки их в малых ТЭЦ

Проведенные исследования показали, что тепловая нагрузка отопительной котельной, работающей в режиме горячего водоснабжения, составляет всего 14...37 % установленной мощности в зависимости от климатических условий места сооружения котельной. Поэтому для обеспечения работы ГТУ с полной утилизацией тепла уходящих газов для надстройки отопительных котельных в основном требуются ГТУ малой и средней мощности. К сожалению, малые ГТУ, как правило, имеют более низкие начальные параметры (температуру газов перед турбиной и степень сжатия), в результате чего в автономном режиме КПД такой установки не превышает 30 %. В последнее время на базе авиационных двигателей разработаны стационарные ГТУ малой и средней мощности повышенной экономичности. Такие ГТУ имеют достаточно высокие начальные параметры и КПД в автономном режиме достигает 35 % и выше. Однако ГТУ на базе авиационных двигателей имеют, как правило, более высокую цену, чем стационарные ГТУ (в среднем, на 100 дол. США больше на каждый киловатт установленной мощности).

В настоящее время рынок газовых турбин очень динамично развивается. Только в России ГТУ, в основном, средней и малой мощности предлагают практически все заводы бывшего военно-промышленного комплекса (ВПК), производившие авиадвигатели. Кроме того, такие машины производятся УТМЗ и Невским заводом. На мировом рынке установки различной мощности предлагаются всеми фирмами, производящими авиадвигатели и турбинное оборудование (например: «Альстом», «Хитачи», «Дженерал Электрик», «Сименс», «Мицубиси», «Роллс-Ройс» и т.д.). Большинство установок, выпускаемых различными фирмами в последнее время, близки по своим показателям. Поэтому для сопоставления показателей были взяты несколько отечественных и зарубежных ГТУ. Следует отметить, что ГТУ, предлагаемые западными фирмами, как правило, освоены, и имеются установки, находящиеся в эксплуатации. Большинство ГТУ на температуру газов перед турбиной свыше 1100 °С, предлагаемые нашими заводами, как правило, являются опытными образцами и не прошли еще промышленной проверки. Технические показатели ГТУ малой и средней мощности приведены в таблице 3.8.

Для обеспечения оптимальных условий совместной эксплуатации ГТУ и водогрейного котла необходимо, чтобы количество уходящих газов ГТУ, сбрасываемых в водогрейный котел, было приблизительно равно расходу уходящих газов при автономной работе водогрейного котла. Это положение обеспечивает оптимальные условия конвективного теплообмена в котле и не создает существенного увеличения сопротивления на выхлопе ГТУ.

Поскольку расход уходящих газов при автономной работе водогрейного котла определяется, в основном, его тепловой производительностью, то выбор типа ГТУ и тепловая производительность котла являются сопряжен-

ными параметрами. В таблице 3.9. приведены возможные комбинации надстройки ГТУ к водогрейным котлам.

Таблица 3.8. Технические показатели некоторых типов газотурбинных установок малой и средней мощности

Показатель	Тип газовой установки					
	ГТУ-2,5П	НК-37	ГТУ-4П	ГТГ-16	Tempest	Tornado
Мощность, МВт	2,5	25	4	17	7,7	6,75
Температура газов, °С:						
перед турбиной	961	1080	1060	1070	1130	1020
за турбиной	383	426	448	420	549	472
Степень повышения давления	6,0	23,1	7,3	20	13,7	11,92
Расход воздуха, кг/с	24,5	105,8	30,1	71	29,8	29
КПД ГТУ, %	21,3	35,0	24,0	35,5	29,11	31,3
Частота вращения, об/мин	5500	3000	5500	3000	14 010	11 050
Габаритные размеры, м	—	—	—	—	10,1x3,58x2,4	10,4x3,2x2,4
Используемая тепловая мощность потока уходящих газов, МВт	7,5	36,1	11,4	26,5	14,5	11,74
Выработка электроэнергии на тепловом потреблении, %	33,3	69,2	35	64	53	57

Таблица 3.9. Таблица сопрягаемых типов газовых турбин и водогрейных КОТЛОВ

Тепловая производительность водогрейного котла, Гкал/ч	Расход уходящих газов, кг/с	Тип ГТУ для надстройки
10	6,3	—
20	11,8	—
30	18,4	ГТУ-2,5П
50	30,3	ГТУ-4П, Tempest, Tornado
100	59,2	ГТГ-16, НК-38СТ
180	104,7	ГТ-25, НК-37

Подбор и расчёт ГТУ для существующей водогрейной котельной.

Исходя из предыдущих данных и ключевых параметров таблица 3.10. произведём подбор мощности ГТУ.

Таблица 3.10. показатели теплоёмкостей.

°С	ккал/кг °С			
	Ср (H2O)	Ср (N2)	Ср (CO2)	Ср (воздух)
t				
0	0,4441	0,2461	0,1946	0,2397
100	0,4515	0,2469	0,2182	0,2413
200	0,4635	0,2491	0,2371	0,2447
300	0,4778	0,2532	0,2524	0,2495
400	0,4931	0,2584	0,2652	0,2552
500	0,5092	0,2641	0,2758	0,2609
600	0,5258	0,2697	0,2847	0,2663
700	0,5429	0,2749	0,2921	0,2712
800	0,5601	0,2796	0,2984	0,2758
900	0,5769	0,2838	0,3037	0,2795
1000	0,5929	0,2874	0,3081	0,2829
1100	0,608	0,2907	0,3119	0,2859
1200	0,622	0,2935	0,3152	0,2886
1300	0,635	0,296	0,318	0,2909
1400	0,648	0,2985	0,3208	0,2932
1500	0,661	0,301	0,3236	0,2955

Примем:

Температура наружного воздуха: $t_{нв}=t_1$ соответственно 0°C , 15°C

Температура воздуха за компрессором: $t_2(1) = 415; 460$

Средняя температура воздуха[^]

$$t_{\text{ср.в}} = \frac{t_2+t_{нв}}{2} = 207,5;$$

$$t_{\text{ср.в}} = \frac{t_1+t_{нв}}{2} = 237,5$$

C_p (воздух) = 0,24506; из таблицы 3.10

C_p (H₂O) = 0,46457; из таблицы 3.10

$m_{\text{св}} = 0,27993$; из таблицы 3.10

$m_{\text{п}} = 0,23721$; из таблицы 3.10

Относительная влажность воздуха: $\varphi = 0,75$,

Высота объекта над уровнем моря: $H = 0$ м,

Давление наружного воздуха: $p_{\text{нв}} = 1,031666$

Давление насыщенного пара при $t_{\text{нв}}$: $p_{\text{s(нв)}} = 0,006231$

Влагосодержание наружного воздуха: $d_{\text{нв}}=d_1 = 0,002830$

Адиабатическая величина смеси: $m_{\text{к}} = 0,28060$

Степень повышения давления воздуха примем: $\pi_{\text{к}} = 20,1$

Температура воздуха за компрессором: $t_2 = 419^\circ\text{C}$

Давление воздуха перед компрессором: $p_1 = 1,022381$ кгс/см²

Давление воздуха после компрессором: $p_2 = 20,549848$ кгс/см²

Давление газов перед газовой турбиной: $p_3 = 19,625105$ кгс/см²

Давление газов за газовой турбиной: $p_4 = 1,083249$ кгс/см²

Температура газов перед газовой турбиной примем: $t_3 = 1000^\circ\text{C}$

Температура газов за газовой турбиной примем: $t_4 = 390^\circ\text{C}$

Средняя температура газов: $t_{\text{ср}} = 695^\circ\text{C}$

Таблица 3.11. Характеристики и расчёт по топливу и воздуху.

Характеристики топлива:	-	-	-
Азот	%	N2	0,1715
Двуокись углерода	%	CO2	0,0039
Метан	%	CH4	87,6239
Этан	%	C2H6	7,4477
Пропан	%	C3H8	3,2482
Изобутан	%	C4H10	0,4962
Н-Бутан	%	C4H10	0,7268
Изопентан	%	C5H12	0,1289
Н-Пентан	%	C5H12	0,1092
Сумма гексанов	%	C6H12	0,0437
Теплота сгорания низшая	ккал/м3	Q н(с)	9013
	кДж/м3		37764
Плотность топлива	кг/м3	$\rho_{\text{г.тл}}$	0,842
Плотность воздуха	кг/м3	$\rho_{\text{в}}$	1,293
Теоретически необходимое количество воздуха	м3/м3	V_0	10,843
Теоретически необходимое количество воздуха	кг/кг	L_0 кс	16,652
Теоретический объем азота	м3/кг	V_0 N2	10,176
Объем трехатомных газов	м3/кг	V_0 RO2	1,409

Теоретический объем водяных паров	м3/кг	Vo H2O	0,912
Плотность азота	кг/м3	ρ N2	1,257
Плотность трехатомных газов	кг/м3	ρ RO2	1,964
Плотность водяных паров	кг/м3	ρ H2O	0,804
Теоретическое количество продуктов сгорания	кг/кг	Lo г	19,348
Изобарная теплоемкость N2 при t 3	ккал/кг °С	Ср (N2)	0,2885
Изобарная теплоемкость RO2 при t 3	ккал/кг °С	Ср (RO2)	0,3096
Изобарная теплоемкость H2O при t 3	ккал/кг °С	Ср (H2O)	0,596
Изобарная теплоемкость продуктов сгорания при t 3	ккал/кг °С	Ср (г)	0,30592
Изобарная теплоемкость воздуха при t 2	ккал/кг °С	Ср (воздух)	0,2563
КПД камеры сгорания	-	η кс	0,985
Коэффициент избытка воздуха	-	α=α г.т	3,098
Энтальпия воздуха при t 2	кДж/кг	I о в(2)	7203
Энтальпия воздуха при t 3	кДж/кг	I о в(3)	18169
Энтальпия продуктов сгорания при t 3	кДж/кг	I о г(3)	18559

Коэффициент избытка воздуха в КС:

$$\alpha_{КС} = \frac{\frac{Q_{н(с)} * \eta_{КС}}{\rho_{г.тл}} - (I_{о г(3)} - I_{о в(3)})}{(I_{о г(3)} - I_{о г(2)})} \frac{Q_{н(с)} * \eta_{КС}}{\rho_{г.тл}} = 3,993$$

Расход сухого воздуха через компрессор, согласно таблице 3.2. примем

$$G_{кв} = 11 \text{ кг/с}$$

Относительный расход воздуха на охлаждение $g_{охл} = 0,06$

Относительная потеря воздуха в утечки $g_{ут} = 0,0075$.

Тогда расход сухого воздуха на КС составляет:

$$G_{кв} = G_{кв} * (1 - g_{ут} - g_{охл}) = 10 \text{ кг/с}$$

Расход газов через газовую турбину

$$G_{т} = 0,962 * G_{кв} * (1 + d_{нв}) + V_{р кс} = 11 \text{ кг/с}$$

$$V_{р кс} = \frac{G_{кв}}{\alpha_{КС} * L_{о кс}} = 0,15 \text{ кг/с.}$$

Таблица 3.12 Адиабатические величины

Изобарная теплоемкость N2 при t ср	ккал/кг °С	Ср (N2)	0,277335
Изобарная теплоемкость RO2 при t ср	ккал/кг °С	Ср (RO2), CO ₂	0,29651
Изобарная теплоемкость H2O при t ср	ккал/кг °С	Ср (H2O)	0,54685
Адиабатическая величина для N2 при t ср	-	m N2	0,25565
Адиабатическая величина для RO2 при t ср	-	m RO2	0,15210
Адиабатическая величина для H2O при t ср	-	m H2O	0,20152
Адиабатическая величина для продуктов сгорания при t ср	-	m г	0,23563
Изобарная теплоемкость воздуха при t ср	ккал/кг °С	Ср (воздух)	0,27375
Адиабатическая величина для воздуха сгорания при t ср	-	m в	0,25059
Адиабатическая величина газов при t ср	-	m г	0,24526

Степень расширения газов в газовой турбине
 $\sigma = p_3/p_4 = 18,1169,$

Адиабатический КПД газовой турбины примем, $\eta_T = 0,95$

Температура газов за газовой турбиной:

$$t_4 = t_3 - (273+t_3) \cdot (1 - \sigma^{-m_T}) \cdot \eta_T = 424 \text{ }^\circ\text{C}$$

Внутренняя мощность компрессора

$$N_{ик} = 4,168 \cdot G_{кв} \cdot (C_{p \text{ воздух}} \cdot p_{s(нв)} \cdot C_{p \text{ (H}_2\text{O)}}) \cdot (t_2 - t_1) = 4758 \text{ кВт}$$

Изобарная теплоемкость продуктов сгорания при t_{cp} :

$$C_p(\Gamma) = 0,29272 \text{ ккал/кг } ^\circ\text{C},$$

Изобарная теплоемкость газов при t_{cp} : $C_p(\Gamma) = 0,28051 \text{ ккал/кг } ^\circ\text{C},$

Теперь мы можем найти основной и необходимый параметр для подбора турбины, внутренняя мощность газовой турбины:

$$N_{i_{Г.Т}} = 4,1868 \cdot G_{Г.Т} \cdot C_{p(\Gamma)} \cdot (t_3 - t_4) = 7286 \text{ кВт.}$$

Механический КПД компрессора	$\eta_{к м}$	0,99
Механический КПД газовой турбины	$\eta_{Г.Т м}$	0,995
КПД электрогенератора	$\eta_{э г}$	0,985

Электрическая мощность ГТА составит:

$$N_{Г.Т эл} = (N_{i_{Г.Т}} \cdot \eta_{Г.Т м} - N_{ик} / \eta_{к м}) \cdot \eta_{э г} = 2406 \text{ кВт.}$$

В соответствии с расчётом и таблицами 3.1 и 3.9 целесообразней всего выбрать турбину типа ГТУ – 2,5П которая удовлетворяет запасу мощности и аэродинамическому расчёту.

При таком расчёте установка ГТУ будет производиться модульно на каждый котёл в количестве 5 штук, с использованием байпаса, в случае остановки или ремонта.

При аналогичном расчёте для необходимой мощности на 5 котлов, мы получим внутреннюю мощность газовой турбины $N_{i_{Г.Т}} = 21858 \text{ кВт}$, при таком расчёте целесообразней использовать две турбины типа 2xГТУ-4П, при схемном подключении одна турбина на три котла.

Заключение

Изучив особенности мини-ТЭЦ, с точки зрения их классификации реализации, проектирования, различных типах компоновки, схемных решений и др. Можно утверждать, что внедрение мини-ТЭЦ, помимо своих технологических преимуществ в экономии средств и энергии, экологической безопасности, даёт существенную перспективу развития энергетики района и повышение всей экономики государства в целом. Реализация мини-ТЭЦ даёт возможность расширению городов, и ко всему прочему может осуществляться в короткие сроки и гарантировать быструю окупаемость. Так же даёт возможность поднятие занятости населения, в связи с необходимостью кадров, как для реализации мини-ТЭЦ, так и для последующей эксплуатации.

В работе была рассмотрена монтирующаяся пиковая водогрейная котельная Алматинской области. Как показали расчёты, вполне возможным и перспективным является её реконструкция по средствам надстройки водогрейных котлов газотурбинными установками малой и средней мощности. Возможны различные схемные решения реализации этой реконструкции. Однако стоит отметить, что в дальнейшей перспективе, благоприятней осуществлять реализацию мини-ТЭЦ, ни как реконструкцию, а изначальное задание к проектированию. Это даст выигрыш в экономичности энергоресурсов и повышения КПД всей станции.

Список литературы

1. <http://www.manbw.ru/>
2. <http://www.rosteplo.ru/>
3. Соколов Е.Я. Теплофикация и тепловые сети. М.: Издательство МЭИ, 1999 г.
4. www.combienergy.ru
5. www.abok.ru
6. www.ngenergo.ru
7. www.mini-tec.ru
8. www.expounion.ru
9. Андриященко А.И. Энергетическая эффективность теплофикации от блок-ТЭЦ на базе районных котельных. // Энергетика. Известия ВУЗов. 1991, -№6. -С.3-7.
10. Соколов Е.Я., Мартынов В.А. Энергетические характеристики газотурбинных теплофикационных установок. // Теплоэнергетика. 1994, - №12. -С.11-16
11. Ноздренко Г.В., Зыков В.В. Экологически перспективные энергоблоки электростанций.
12. Перспектива применения газовых турбин в энергетике. // Теплоэнергетика. 1993. -С.2-9.
13. Столярова С.Ф., Кузнецов А.Л., Тихомиров Б.А. Целесообразные направления повышения экономичности ГТУ. // Теплоэнергетика. 1989, -№7. -С.68-70.
14. Ильин Е.Т. ЗАО «Комплексные энергетические системы»