

**МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ
ФЕДЕРАЛЬНОЕ ГОСУДАРСТВЕННОЕ БЮДЖЕТНОЕ ОБРАЗОВАТЕЛЬНОЕ
УЧРЕЖДЕНИЕ ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ
«САНКТ-ПЕТЕРБУРГСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ УНИВЕРСИТЕТ
ПРОМЫШЛЕННЫХ ТЕХНОЛОГИЙ И ДИЗАЙНА»**

ВЫСШАЯ ШКОЛА ТЕХНОЛОГИИ И ЭНЕРГЕТИКИ

Н.Н. Гладышев

**ИСТОЧНИКИ СИСТЕМ
ТЕПЛОСНАБЖЕНИЯ
ЖКХ**

**Учебно-методическое пособие
для студентов заочной формы обучения**

**Санкт-Петербург
2018**

УДК 621.1/.3 (075)

ББК 31.38я7

Г 523

Гладышев Н.Н. Источники систем теплоснабжения ЖКХ: учебно – методическое пособие для студентов заочной формы обучения ВШТЭ СПбГУПТД - СПб., 2018.- 97 с.: ил.37.- ISBN 978-5-91646-146-6

Приводится сравнение различных источников теплоснабжения при их работе с одинаковыми и различными величинами удельной выработки электрической энергии на тепловом потреблении, характеризующими соотношением производимой электрической и тепловой энергии.

Приведенный анализ энергетических показателей свидетельствует о целесообразности перевода систем отопления на комбинированную, т.е. одновременно на электрическую и тепловую энергию.

Предназначено для студентов заочной формы обучения ИБФО, обучающихся по направлению подготовки 13.03.01 «Теплоэнергетика и теплотехника», профиль «Промышленная теплоэнергетика».

Рецензенты: профессор кафедры промышленной теплоэнергетики ВШТЭ СПбГУПТД, д-р техн. наук, профессор В.Г.Казаков; профессор кафедры энергетических установок (не ядерных) ВУНЦ ВМФ «Военно-морская академия», д-р техн. наук, профессор В.В.Барановский.

Подготовлено и рекомендовано к печати кафедрой теплосиловых установок и тепловых двигателей ВШТЭ СПбГУПТД (протокол № 6 от 23.05.2018).

Утверждено к изданию методической комиссией института энергетики и автоматизации ВШТЭ СПбГУПТД (протокол № 6 от 28 мая 2018).

Рекомендовано к изданию Редакционно-издательским советом Высшей школы технологии и энергетики СПбГУПТД в качестве учебно-методического пособия.

ISBN 978-5-91646-146-6

© ВШТЭ СПбГУПТД, 2018

© Гладышев Н.Н. , 2018

Н.Н. Гладышев

**ИСТОЧНИКИ СИСТЕМ
ТЕПЛОСНАБЖЕНИЯ
ЖКХ**

**Учебно-методическое пособие
для студентов заочной формы обучения**

**Санкт-Петербург
2018**

Введение

Системы теплоснабжения являются значимым и энергоемким сектором экономики, в котором потребляется примерно 40 % используемых в стране энергоресурсов и, следовательно, задача повышения энергоэффективности экономики не может быть решена без повышения энергоэффективности систем теплоснабжения.

Системы централизованного теплоснабжения с многокилометровыми транспортными коммуникациями, соединяющими источники с потребителями тепловой энергии, требуют значительных материальных и финансовых затрат на поддержание их в работоспособном состоянии. Однако, ситуация не улучшается, а наоборот ухудшается, увеличивается процент износа сетей и оборудования, растут тарифы, снижается качество предоставляемых услуг и т.д. Можно согласиться с мнением А.Н.Карпенко, директором организации «Волгоградские энергосберегающие технологии», который утверждает, что если ничего координально не менять, можно еще раз вложить огромные средства в восстановление существующего теплового хозяйства, но и через 20-25 лет будет тот же результат, только средств на последующее восстановление нужно будет втрое больше.

Современный этап развития энергетики характеризуется вводом в строй самых совершенных источников энергоснабжения, работающих по парогазовому циклу, со значительным наращиванием производства электрической энергии. Однако в условиях существования централизованной системы теплоснабжения, основанной на применении тепловой энергии передаваемой водяным теплоносителем, а также спада промышленного производства, электрическая энергия в таких количествах оказалась не востребованной. В то же время массовое строительство новых жилых зданий требует все больше тепловой энергии, используемой в их системах отопления. Сложившаяся ситуация привела к снижению когенерационной выработки электрической энергии на тепловом потреблении и создало условия несбалансированного по оптимальным параметрам производства и потребления тепловой и электрической энергии в коммунальной энергетике.

В настоящее время для производства необходимого количества тепловой энергии в стране действуют 68 тыс. коммунальных котельных, производящие 600 млн Гкал тепла в год и только 1,5 млн Гкал тепла в год производят на ТЭЦ.

Рассматривая систему централизованного теплоснабжения в виде трех основных частей, а именно источников, тепловых сетей и систем отопления, можно утверждать, что самым слабым звеном по энергоэффективности являются системы отопления зданий. Подача тепловой энергии производится по завышенным нормам, что позволяет регулировать температуру воздушной

среды в помещениях самым неэффективным способом путем открывания окон или форточек. Регулирование отпускаемой от источника тепловой нагрузки, а также ограничение подачи теплоносителя в системы отопления в ИТП с помощью приборов погодного регулирования осуществляются по температуре наружного, а не внутреннего воздуха.

В таких условиях можно утверждать, что единственно верным выходом из сложившейся ситуации является коренная модернизация систем отопления многоквартирных домов с переводом их на потребление комбинированной энергии, т.е. на единовременное потребление электрической и тепловой энергии. Традиционные системы отопления в том виде, в котором они существуют на сегодняшний день, исчерпали свой ресурс и дальше не могут эффективно развиваться.

Курс на повышение энергетической эффективности зданий за счет снижения тепловых потерь через ограждающие конструкции и использование теплоты, выносимой из здания с потоком вентилируемого воздуха, привел к существенному сокращению их отопительных нагрузок. В некоторых случаях для покрытия таких нагрузок становится целесообразнее использовать электрическую энергию.

Использование электрической энергии в системах отопления делает возможным качественное регулирование подвода теплоты по температуре воздуха в отапливаемом помещении.

Увеличение потребления электрической энергии в системах теплоснабжения существенным образом корректирует заказ на поставляемые виды энергии и соответственно определяет необходимый тип перспективных источников теплоснабжения.

В представленном учебно-методическом пособии приведены расчеты показателей эффективности различных типов источников теплоснабжения, позволяющие определить область их применения в зависимости от соотношения вырабатываемых видов энергии.

В учебно-методическом пособии при различных условиях проводится сравнение следующих источников теплоснабжения:

1. Водогрейной котельной (ВК)
2. ТЭЦ с противодавленческой паровой турбиной (ТЭЦ ПТУ)
3. ТЭЦ с теплофикационной паровой турбиной (ТЭЦ ПТУ)
4. ТЭЦ на базе газотурбинной установки (ТЭЦ ГТУ)
5. Парогазовой ТЭЦ (ТЭЦ ПГУ).

Глава 1. ТЕПЛОВАЯ ЭНЕРГИЯ, ЭКСЕРГИЯ И ТЕПЛОВАЯ РАБОТА

Энергия – это способность тела или системы тел совершать работу. Энергию разделяют на первичную (солнечная энергия, ветровые потоки, движение воды, энергия топлива, энергия земных недр, радиоактивные излучения и т.д.) и вторичную, вырабатываемую за счет первичной в различных источниках энергоснабжения.

Под энергией понимают различные формы движения материи. В зависимости от формы движения материи энергию подразделяют на тепловую, внутреннюю, механическую, электрическую, химическую, ядерную и др.

Тепловая энергия, или теплота тела - это энергия беспорядочного и упорядоченного движения микрочастиц. Мерой такого движения является температура тела, из чего следует, что чем выше температура данного тела, тем большей тепловой энергией оно располагает.

Внутренняя энергия тела складывается из энергии поступательного и вращательного движения молекул, составляющих тело, внутримолекулярных колебаний, потенциальной энергии сцепления между молекулами, внутримолекулярной, внутриатомной и внутриядерной энергии.

Все виды энергии обладают способностью преобразовываться в другие виды, причем при переходе одного вида в другой её суммарное количество остается неизменным. Это свойство энергии формируется как основной закон природы – **закон сохранения и превращения энергии**, открытый М.В. Ломоносовым.

Одним из выражений закона сохранения энергии является **первый закон термодинамики**, согласно которому тепловая энергия может преобразовываться только посредством актов производства работы и теплообмена между взаимодействующими подсистемами с различными энергоносителями. Такие акты принято называть энергетическим обменом.

По первому закону невозможны термодинамические процессы, в которых производилась бы или уничтожалась энергия, поскольку возможно лишь преобразование одних форм энергии в другие. Для этих энергетических преобразований всегда справедливы балансовые уравнения закона сохранения энергии. Однако из таких уравнений не следует, возможно ли вообще то или иное преобразование энергии и не ясны ограничения в

направлении протекания термодинамических процессов, входящих в состав термодинамических циклов или круговых процессов. На это дает ответ **второй закон термодинамики**, обобщающий данные о направлении протекания термодинамических процессов.

Круговые процессы преобразования тепловой энергии в механическую работу в тепловых двигателях, как и процессы преобразования тепловой энергии, протекающие в теплообменном оборудовании, имеют общую закономерность, выражаемую в том, что во всех указанных процессах совершается **тепловая работа**.

В тепловых двигателях путем **силового взаимодействия** рабочего тела с рабочими элементами двигателя тепловая работа преобразуется в механическую работу (вращение вала). В теплообменном оборудовании за счет **теплового взаимодействия** также совершается тепловая работа, проявляемая в повышении внутренней энергии, т.е. температуры нагреваемой среды.

Приведенные утверждения позволяют сделать следующее обобщение: тепловая энергия в процессах её преобразования не может быть полностью преобразована в тепловую работу.

Применительно к теплообменному оборудованию и процессам теплообмена это означает, что только работоспособная часть передаваемой теплоты способна совершить тепловую работу, т. е. повысить внутреннюю энергию или температуру нагреваемого тела. Однако во всяком теплообменном устройстве количество теплоты, отдаваемое греющей средой, равно тому, которое получает нагреваемая среда. Это указывает на то, что неработоспособная часть передаваемой теплоты расходуется согласно первому закону термодинамики на совершение работы расширения нагреваемой среды.

Сравнение тепловой и электрической энергии указывает на их различное качество. Так, электрическая энергия представляет собой стопроцентную работоспособную энергию или эксергию, чего нельзя утверждать по отношению к тепловой энергии. Ассиметричность при использовании рассматриваемых видов энергии проявляется в том, что электрическую энергию можно без ограничений в любом количестве преобразовывать в тепловую работу и работу расширения, т. е. в теплоту, а вот тепловую энергию в любом количестве преобразовать в тепловую работу невозможно.

Жизненно важные технические процессы, такие как отопление, требуют для своего проведения затрат энергии. Однако для выполнения этих процессов, как утверждает автор работы [1], нужна не просто энергия, нужна эксергия, способная выполнить требуемую тепловую работу.

Эксергия теплоты - это максимальная тепловая работа, которую может совершить рабочее тело в результате обратимого адиабатического перехода из данного состояния в состояние термического равновесия с окружающей средой.

Обеспечение энергопотребителей эксергией – задача, возложенная на источники энергоснабжения, которые в большинстве случаев потребляют ископаемые виды топлива. Эффективность систем энергоснабжения промышленных и коммунальных потребителей определяется количеством потребляемого топлива для производства требуемого количества эксергии. Чем меньше потребляется топливных ресурсов, затрачиваемых на производство эксергии, потребляемой в системах отопления, тем эффективнее система теплоснабжения.

Современное состояние систем энергоснабжения потребителей ЖКХ РФ указывает на недопустимо высокие расходы потребляемого топлива, которые превышают аналогичные расходы топлива в странах ЕС, находящихся в таких же климатических условиях, как и Россия в 2-3 раза.

На рис.1.1 представлена сравнительная диаграмма энергопотребления в сфере ЖКХ РФ и странах ЕС. Как видно из диаграммы, основная доля топливных ресурсов в РФ тратится на производство тепловой энергии, которая превышает электропотребление более чем в два раза. В странах ЕС диаметрально противоположная картина – потребление электрической энергии явно преобладает над потреблением тепловой энергии с превышением практически в два раза.

Возникает вопрос, а не является ли сложившаяся структура энергопотребления в РФ причиной столь значительного расхода топлива, тем более, что опыт США и стран ЕС показывает, что энергетика этих стран развивается по пути максимального производства и потребления электрической энергии и строительства когенерационных источников энергоснабжения. Так, в Дании законодательно запрещено устанавливать системы теплоснабжения мощностью более 1 МВт без комбинированной выработки электроэнергии. В США (Нью-Йорк) средняя мощность устанавливаемых ТЭЦ снизилась с 2 МВт в 1980 г. до 0,3 МВт в 2006 г.

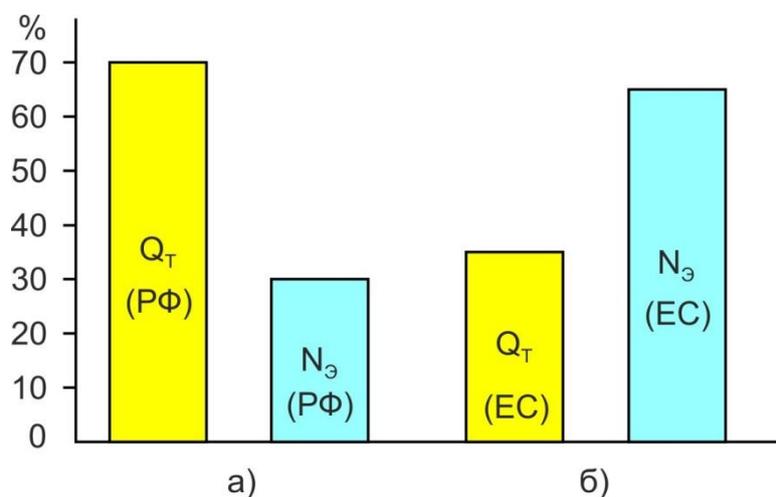


Рис.1.1. Процентное соотношение потребляемой тепловой и электрической энергии: а) в Российской Федерации; б) в европейских странах

В РФ при общем понимании выгоды теплофикации или когенерации должным образом не стимулируется потребление электрической энергии в коммунальном секторе, что приводит к таким режимам работы ТЭЦ, при которых многие станции работают при неполных электрических нагрузках.

В период существования СССР теплофикация получила широкое развитие, при этом выработанная электрическая энергия находила полный сбыт в промышленности, а тепловая энергия в ЖКХ. В настоящее время при общем спаде промышленного производства сфера ЖКХ не готова принять такое количество электрической энергии. В то же время развернувшееся жилищное строительство требует все большего количества тепловой энергии.

Таким образом, для покрытия увеличивающихся тепловых нагрузок формирование современных систем энергоснабжения осуществляется не путем ввода в строй когенерационных источников, а путем массового строительства водогрейных котельных.

1.1. Круговой процесс в системах теплоснабжения с водогрейной котельной

Рассмотрим систему теплоснабжения, в которой источником тепловой энергии является водогрейная котельная. На рис.1.2 представлена схема простейшей системы теплоснабжения жилого дома и $T - S$ диаграмма с изображением процессов изменения параметров сетевой воды в источнике и в отопительной системе жилого дома.

Непрерывность подвода тепловой энергии к отапливаемым зданиям обеспечивается такой работой системы теплоснабжения, при которой сетевая вода выполняет многократно повторяющиеся операции, т. е. работает по определенному циклу или круговому процессу. Так, сетевая вода, циркулирующая по системе теплоснабжения, нагревается до требуемой температуры в водогрейном котле и далее сетевым насосом подается в отопительные приборы жилого дома, в которых передает свою энергию нагреваемому воздуху, заполняющему внутренний объем здания.

Процесс охлаждения сетевой воды в системах отопления $B - D$, в котором отводится теплота, соответствующая площади ограниченной точками $B - S_B - S_F - F(D) - B$, можно заменить, не нарушая баланса передаваемой теплоты, последовательно совершаемыми процессами $B - R$ и $R - D$. Таким образом, мы получаем замкнутый круговой процесс (цикл) системы теплоснабжения $B - R - F(D) - B$, состоящий из следующих трех процессов:

1. В изэнтропийном процессе $B - R$ передается безэнтропийная часть теплоты, затрачиваемая на совершение тепловой работы, направленной на повышение температуры нагреваемого воздуха или его внутренней энергии.

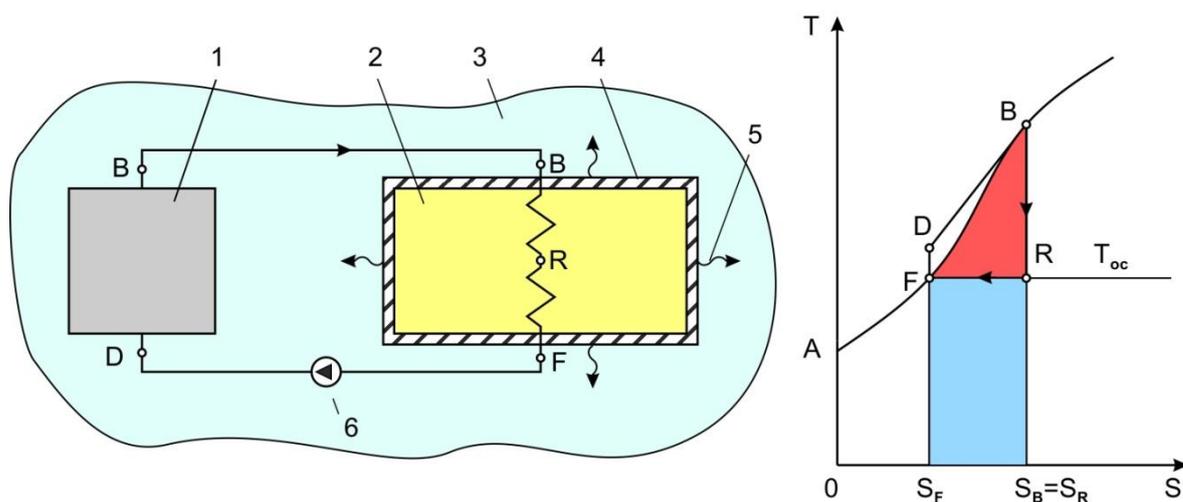


Рис.1.2. Схема простейшей системы теплоснабжения и $T - S$ диаграмма с изображением процессов изменения параметров сетевой воды в источнике и в отопительной системе жилого дома:

1 – водогрейный котел; 2 – отапливаемое здание; 3 – атмосферный воздух; 4 – ограждающие конструкции здания; 5 – тепловые потери через ограждающие конструкции; 6 – сетевой насос

2. В изотермическом процессе $R - F(D)$ передается энтропийная часть теплоты при температуре окружающей среды, которая не способна повысить температуру нагреваемой среды. Однако, эта часть передаваемой теплоты, согласно первому закону термодинамики, способна совершить работу расширения нагреваемой среды в изотермическом процессе.

3. В изобарном процессе $F(D) - B$, протекающим в водогрейном котле, энергия сжигаемого топлива передается воде. В процессе нагревания вода приобретает необходимый запас работоспособной энергии или эксергии, наличие которой и позволяет осуществить процесс передачи теплоты нагреваемому воздуху в системах отопления.

Повышение давления (напора) в сетевом насосе сопровождается столь незначительным повышением температуры сетевой воды, что позволяет считать $T_F = T_D$ и $h_F = h_D$. Таким образом точки F и D совпадают, образуя точку $F(D)$.

Процесс передачи теплоты от одной среды к другой возможен только при наличии в одной из них работоспособной энергии или эксергии. **Таким образом, можно считать, что количество эксергии в потоке теплоносителя определяет его качество.** Чем больше в теплоносителе эксергии, тем больше совершаемая им тепловая работа, тем меньше его потребуется для повышения температуры нагреваемой среды. К сказанному следует добавить следующее утверждение, приведенное автором в работе [11]: **что только в обратимых процессах расширения эксергия потока полностью затрачивается на совершение тепловой работы, а в обратимых процессах сжатия вся тепловая работа затрачивается на увеличение эксергии.**

Энтальпия прямой сетевой воды на выходе из водогрейного котла, характеризующая количество заключенной в ней тепловой энергии, включает в себя работоспособную тепловую энергию или эксергию e_B , определяемую как разность теплосодержаний в точках B и R и неработоспособную энергию или анергию a_B , соответствующую теплосодержанию в точке R .

$$h_B = e_B + a_B, \quad (1.1)$$

где $e_B = h_B - h_R$ – эксергия прямой сетевой воды;

$a_B = h_R$ – неработоспособная энергия или анергия, содержащаяся в прямой сетевой воде, соответствующая энтальпии в точке термического равновесия сетевой воды и окружающей среды (точка R).

В реальных условиях работы системы теплоснабжения температура сетевой воды, проходя через отопительные приборы, не снижается до уровня окружающей среды, а поддерживается на более высоком уровне, как это показано на рис.1.3. Температура сетевой воды в обратном трубопроводе определяется по температурному графику тепловой сети. Это означает, что не вся эксергия используется в системах отопления для совершения тепловой работы, затрачиваемой на повышение температуры нагреваемого наружного воздуха. Эта часть эксергии возвращается в водогрейный котел и может быть представлена на $T - S$ диаграмме в виде площади, ограниченной точками $M - K - F$.

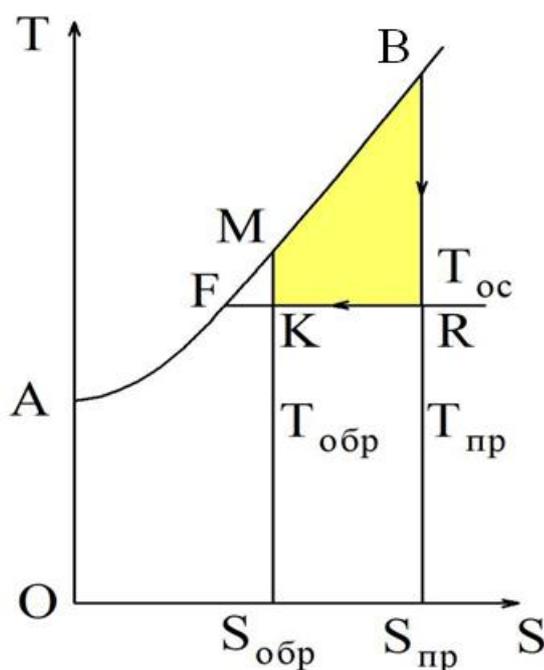


Рис.1.3. Тепловая работа сетевой воды в $T - S$ диаграмме

Аналогично потоку прямой сетевой воды, энтальпия обратной сетевой воды в точке M может быть представлена в виде суммы эксергии и анергии

$$h_M = e_M + a_M . \quad (1.2)$$

где $e_M = h_M - h_K$ – эксергия потока обратной сетевой воды;

$a_M = h_K$ – анергия потока обратной сетевой воды, соответствующая энтальпии рабочего тела в точке K .

Количество тепловой энергии, передаваемой сетевой водой нагреваемому воздуху в системах отопления, можно определить по следующей формуле

$$q_{\text{св}} = h_{\text{в}} - h_{\text{м}} = C_p(t_{\text{пр}} - t_{\text{обр}}), \quad (1.3)$$

где $t_{\text{пр}}, t_{\text{обр}}$ – температура сетевой воды в прямом и обратном трубопроводах.

Удельная тепловая работа, совершаемая сетевой водой в системах отопления, соответствующая эксергетической части передаваемой теплоты, может быть представлена в $T - S$ диаграмме площадью, ограниченной точками $B - R - K - M - B$ (рис.1.3.) и определена по формуле в виде разности эксергий одного килограмма воды на входе и выходе из отопительной системы

$$l_{\text{св}} = e_{\text{в}} - e_{\text{м}}. \quad (1.4)$$

Величина удельной тепловой работы может быть рассчитана по следующей формуле

$$e_{\text{отп}} = h_{\text{в}} - h_{\text{м}} - T_{\text{ос}}(S_{\text{пр}} - S_{\text{обр}}), \quad (1.5)$$

где $S_{\text{пр}}, S_{\text{обр}}$ – энтропия прямой и обратной сетевой воды.

При известном расходе сетевой воды $G_{\text{св}}$ суммарное количество передаваемой теплоты и совершаемая тепловая работа составит

$$Q_{\text{св}} = G_{\text{св}} C_p (t_{\text{пр}} - t_{\text{обр}}), \quad (1.6)$$

$$L_{\text{св}} = G_{\text{св}} [h_{\text{пр}} - h_{\text{обр}} - T_{\text{ос}}(S_{\text{пр}} - S_{\text{обр}})]. \quad (1.7)$$

В качестве температуры окружающей среды можно принимать среднюю температуру наружного воздуха за отопительный период $T_{\text{срот}}$, выбираемую по климатологическим справочникам.

Качество источника теплоснабжения, представляющего собой водогрейный котел или водогрейную котельную, оценивают его энергетическим КПД, представляющим отношение отпускаемой с сетевой водой теплоты к энергии затраченного топлива

$$\eta_{\text{кот}} = \frac{Q_{\text{св}}}{B_{\text{т}} Q_{\text{р}}^{\text{н}}}, \quad (1.8)$$

где $B_{\text{т}}$ – расход топлива;

Q_p^H – теплота сгорания топлива.

Если же качество водогрейной котельной оценивать тепловой работой, совершаемой сетевой водой в системах отопления, то оценку эффективности водогрейного котла или котельной необходимо производить по величине эксергетического КПД, представляющего собой отношение тепловой работы к энергии затраченного топлива

$$\eta_{\text{экс}} = \frac{L_{\text{св}}}{B_{\text{т}} Q_p^H}. \quad (1.9)$$

Работа водогрейного котла характеризуется простотой и эффективностью передачи теплоты сжигаемого топлива сетевой воде. Энергетический КПД достигает 90 % и выше. В тоже время эксергетический КПД водогрейного котла не превышает 20-30 %. Столь значительное расхождение в значениях КПД затрудняет истинную оценку его эффективности, так как, ориентируясь на тот или иной КПД, мы приходим к совершенно противоположным выводам.

Однако, указанная неопределенность исчезает, если считать, что при проведении процессов преобразования тепловой энергии в форме теплообмена греющая среда как любое рабочее тело совершает тепловую работу.

Сетевая вода, нагретая в водогрейном котле до температуры 95-130 °С, переносит значительное количество тепловой энергии, но работоспособной энергии или эксергии в ней мало. Это означает, что выполнить тепловую работу, т. е. повысить температуру нагреваемого тела (воздуха) способна только эксергетическая часть передаваемой теплоты. Неработоспособная часть теплоты - анергия, переносимая сетевой водой, также передается нагреваемой среде, но не повышает её температуру. Эта часть теплоты затрачивается на совершение работы расширения нагреваемой среды (воздуха). Теплообмен возможен только при наличии эксергии в потоке греющей среды.

На рис.1.4 представлена диаграмма перехода энергии сжигаемого топлива в водогрейном котле в эксергию и анергию нагреваемой воды. T_{oc} – температурный уровень окружающей среды. Как видно из диаграммы, вся энергия сжигаемого топлива, за исключением потерь в котле, передается нагреваемой воде и выносится в виде теплового потока $Q_{\text{т}}$, однако работоспособная часть этого потока, или его эксергия $E_{\text{т}}$, незначительна.

Большая часть энергии сжигаемого топлива переходит в неработоспособное состояние или анергию A_T .

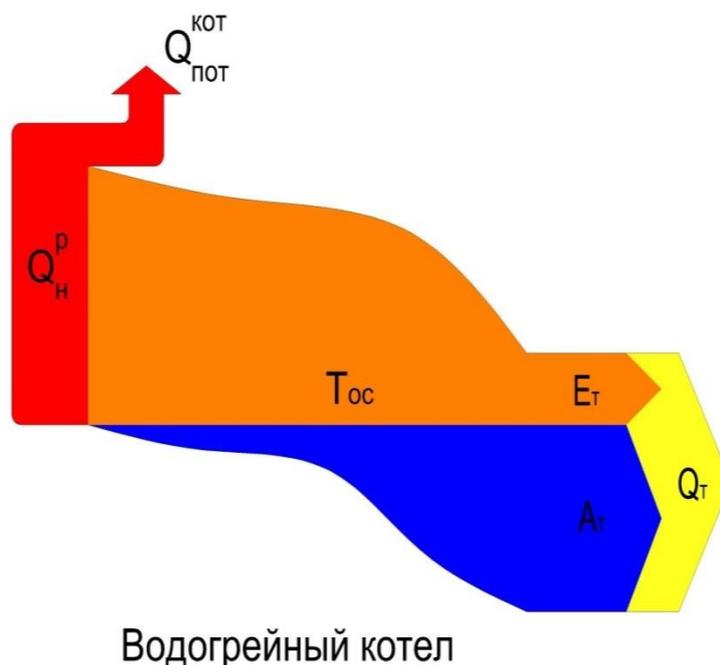


Рис. 1.4. Диаграмма перехода энергии сжигаемого топлива в водогрейном котле в эксергию и анергию нагреваемой воды

Только за счет эксергии сетевой воды в отопительных приборах системы отопления при тепловом взаимодействии совершается тепловая работа, затрачиваемая на повышение температуры нагреваемого воздуха.

Так как эксергии в потоке сетевой воды мало, то для доставки её необходимого количества к отопительным приборам приходится перекачивать значительное количество теплоносителя.

Наиболее наглядно это положение иллюстрируется следующим примером. Для доставки эксергии, переносимой сетевой водой, расход которой составляет 1000 т/ч, понадобится трубопровод диаметром 400 мм. Для транспортировки условно выделенной эксергии из этого потока сетевой воды понадобилась бы труба диаметром всего лишь 100 мм, а для передачи этого же количества эксергии в виде электрической энергии при соответствующем напряжении понадобится кабель сечением 40 мм. На рис.1.5 представлены сравнительные размеры транспортных коммуникаций для передачи одного и того же количества эксергии.

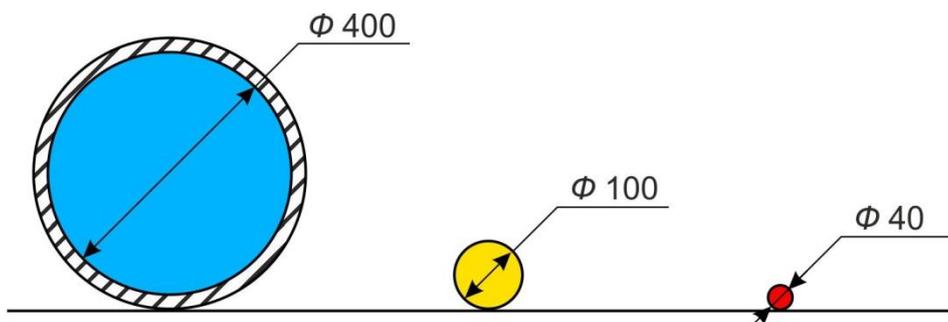


Рис.1.5. Сравнительные размеры транспортных коммуникаций для передачи одного и того же количества эксергии

Существующие в РФ тепловые сети централизованного теплоснабжения представляют собой многокилометровые теплопроводы, заполненные тоннами сетевой воды, при транспортировке которой происходят потери тепловой энергии (10-15 %) в окружающую среду.

По этой же причине такие системы теплоснабжения являются чрезвычайно инерционными и плохо поддающимися регулированию. Из-за протяженности тепловых сетей, длительности времени хода сетевой воды происходит запаздывание изменения температуры сетевой воды у наиболее удаленных потребителей, что делает невозможным оперативное изменение параметров теплоносителя в зависимости от температуры воздушной среды в отпливаемых помещениях. Температура сетевой воды не соответствует постоянно изменяющейся температуре наружного воздуха, суточные колебания которой могут достигать 10-20 °С.

Зависимость температуры сетевой воды от температуры наружного воздуха, необходимая для осуществления центрального регулирования тепловых нагрузок, называется температурным графиком. Опыт работы теплоснабжающих организаций свидетельствует о том, что действительный температурный график не совпадает с расчетным, что, как правило, приводит к экономическому ущербу из-за перерасхода тепловой энергии и топлива.

Температура сетевой воды в прямом и обратном трубопроводах мало меняется с понижением температуры наружного воздуха до расчетных значений. Однако в отапливаемых домах сохраняются достаточно комфортные условия воздушной среды. Такое положение объясняется огромным запасом, закладываемым в определение отопительных нагрузок жилых зданий.

По указанным причинам в отапливаемые дома подается избыточная тепловая энергия, приводящая к переотапливанию части зданий в осенне-весенний период. Регулирование теплоснабжения с помощью открытых форточек доводит тепловые потери до 30-40 % от расхода отпускаемой от источника тепловой энергии.

1.2. Термодинамические основы производства электрической и тепловой энергии на паротурбинной ТЭС и ТЭЦ

В качестве основного цикла паротурбинной ТЭС рассматривается цикл Ренкина. Под циклом Ренкина будем понимать ряд последовательно осуществляемых термодинамических процессов, в результате которых рабочее тело (в данном случае вода и водяной пар) совершает ряд преобразований с выполнением тепловой работы, после совершения которых возвращается в исходное состояние.

На рис.1.6 представлена схема установки, работающей по циклу Ренкина и его $T - S$ диаграмма. Процесс выработки электрической энергии на паротурбинной ТЭС протекает следующим образом. Химическая энергия топлива при его сжигании в топке парогенератора превращается во внутреннюю энергию продуктов сгорания, которая затем в виде теплоты передается воде и пару в парогенераторе и пароперегревателе. Полученный перегретый пар направляется в паровую турбину, в которой происходит превращение заключенной в нем тепловой энергии в механическую работу. В электрогенераторе механическая работа преобразуется в электрическую энергию. Отработавший в турбине пар направляется в конденсатор, в котором отдает теплоту охлаждающей воде и превращается в конденсат.

Конденсатор представляет собой теплообменник поверхностного типа, в котором имеется паровое и водяное пространство, разделенное между собой поверхностью теплообмена. Поэтому образуемый конденсат как идеальная вода, не содержащая растворенных солей, может быть использован для повторного питания парогенератора.

В конденсаторе вследствие резкого уменьшения удельного объема пара при его конденсации наступает вакуум, который поддерживается в течение всего времени работы установки, что позволяет пару расширяться до

давления значительно ниже атмосферного, а именно до 0,004 – 0,005 МПа (0,04 - 0,05 ата), при температуре конденсации пара 25-35 °С.

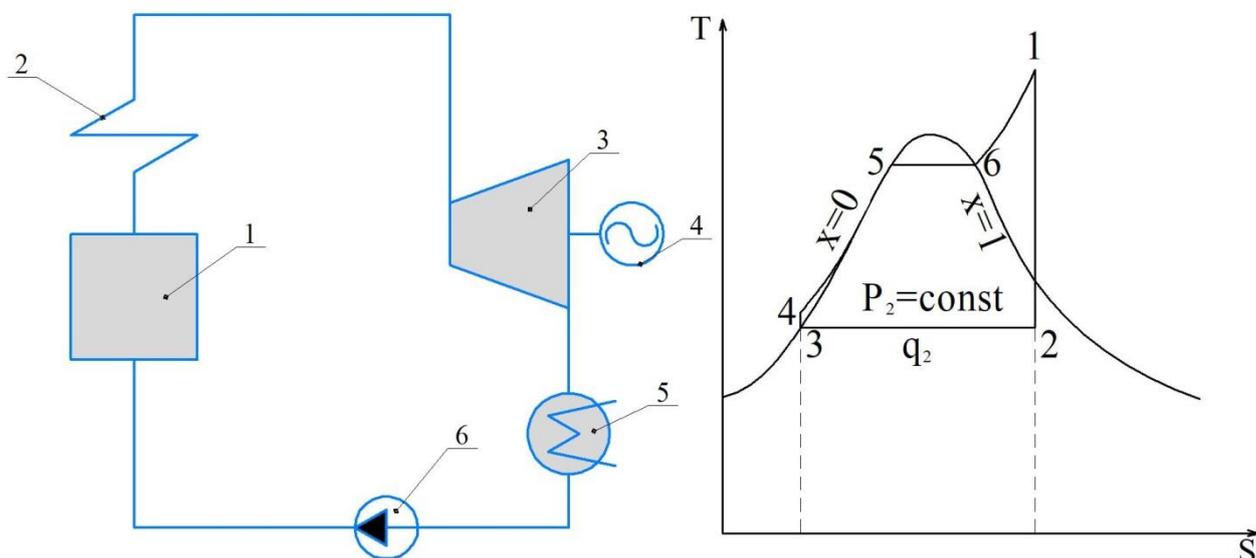


Рис.1.6. Схема установки, работающей по циклу Ренкина

и $T - S$ диаграмма цикла:

1 – парогенератор; 2 – пароперегреватель; 3 – паровая турбина; 4 – электрогенератор; 5 – конденсатор; 6 – питательный насос

Отношение электрической энергии, вырабатываемой в генераторе за счет механической энергии паровой турбины к затраченной химической энергии сжигаемого топлива, называется коэффициентом полезного действия ТЭС.

$$\eta_{\text{ТЭС}} = \frac{N_{\text{э}}}{B_{\text{т}} \cdot Q_{\text{п}}^{\text{н}}}, \quad (1.10)$$

где $N_{\text{э}}$ - электрическая мощность вырабатываемая электрогенератором;

$B_{\text{т}}$ - расход сжигаемого в парогенераторе топлива.

Электрическая мощность паровой турбины

$$N_{\text{э}} = D_0 \cdot H_0 \cdot \eta_{oi} \cdot \eta_{\text{м}} \cdot \eta_{\text{Г}}, \quad (1.11)$$

где D_0 - расход пара, подаваемый в турбину;

$L_T = h_1 - h_2 = H_0$ - тепловая работа, совершаемая паром в турбине в процессе обратимого адиабатического расширения, которую принято называть располагаемым теплоперепадом (H_0);

h_1, h_2 - энтальпия пара на входе и выходе из турбины;

η_{oi} - внутренний относительный КПД паровой турбины, характеризующий потери энергии в её проточной части;

η_m - механический КПД, учитывающий потери энергии в подшипниках;

η_g - КПД генератора, учитывающий потери энергии в генераторе.

Механическую работу, совершаемую потоком пара в проточной части паровой турбины путем непосредственного взаимодействия с рабочими лопатками, определяют как действительный теплоперепад и рассчитывают следующим образом:

$$L_m = H_i = H_0 \cdot \eta_{oi} = h_1 - h_{2д}, \quad (1.12)$$

где $h_{2д}$ - действительная энтальпия пара на выходе из турбины.

Количество сжигаемого топлива, затраченного в процессах генерирования пара, определяется из уравнения теплового баланса парогенератора

$$B_T \cdot Q_p^H \cdot \eta_{кот} = D_{пв} (h_1 - h_{пв}), \quad (1.13)$$

где $\eta_{кот}$ - КПД парогенератора;

$h_{пв} = h_2'$ (h_2' - энтальпия конденсата на выходе из конденсатора паровой турбины, соответствующая энтальпии в точке 3)(рис.1.6);

$D_{пв} = D_0$ - расход питательной воды, соответствующий расходу пара на турбину.

С учетом уравнений (1.11) и (1.13) выражение для КПД ТЭС можно представить в следующем виде

$$\eta_{ТЭС} = \frac{N_{э} \eta_k}{B_T \cdot Q_p^H} = \frac{D_0 \cdot H_0 \cdot \eta_{oi} \cdot \eta_m \cdot \eta_g \cdot \eta_k}{D_0 (h_1 - h_2')} . \quad (1.14)$$

В уравнении (1.14) отношение

$$\eta_t = \frac{H_0}{h_1 - h_2'} = \frac{h_1 - h_2}{h_1 - h_2'}, \quad (1.15)$$

представляет собой термический КПД цикла Ренкина.

С учетом приведенного соотношения (1.15), выражение для КПД ТЭС, работающей по циклу Ренкина, можно представить в следующем виде

$$\eta_{\text{ТЭС}} = \eta_t \cdot \eta_{oi} \cdot \eta_m \cdot \eta_g \cdot \eta_k. \quad (1.16)$$

При определении термического КПД цикла Ренкина тепловая работа сравнивается не с достижимой величиной эксергии парового потока, а с подводимой в цикле теплотой, полное преобразование которой по второму закону термодинамики никогда не может быть достигнуто.

Как следует из определения эксергии, величиной, ограничивающей работоспособность энергоносителя, является температура окружающей среды (T_{oc}), выполняющая роль конечного теплоприемника. Окружающая среда ограничивает процессы преобразования тепловой энергии в тепловую работу, поскольку температура рабочего тела при изоэнтропийном расширении не может снижаться до температуры ниже температуры окружающей среды.

Считается, что обладая неограниченной энергоемкостью, окружающая среда способна накапливать в себе энергию без изменения интенсивных параметров. Окружающая среда содержит в себе энергию в огромных количествах, но только такую, которую превратить в эксергию невозможно.

В работе [1] указывается, что если бы было возможно взять энергию из окружающей среды, то окружающая среда оказалась бы идеальным источником энергии (или точнее, источником эксергии), потому что её энергия, например в форме внутренней энергии мирового океана, оказалась бы в неограниченном и бесплатном распоряжении человека. По мнению автора, если бы удалось охладить океанскую воду, масса которой составляет примерно $1,42 \cdot 10^{21}$ кг, всего лишь на $1,62 \cdot 10^{-6}$ К и тем самым уменьшить её внутреннюю энергию на $9,64 \cdot 10^{15}$ кДж, а затем преобразовать эту энергию в электричество, то этого было бы достаточно для удовлетворения годовой мировой потребности в электроэнергии.

Будем рассматривать температуру окружающей среды при работе теплосилового установок ТЭС в качестве естественного барьера, который

ограничивает совершение потоком пара механической работы. Аналогичным образом при реализации процессов теплообмена мы также не в состоянии снизить температуру греющей среды до температуры ниже температуры окружающей среды. Например, снизить температуру отработавшего в турбине пара и получаемого конденсата в конденсаторе до температуры ниже температуры окружающей среды, т. е. охлаждающей воды.

На рис.1.7 представлен процесс расширения пара в паровой турбине в $h - S$ диаграмме с изображением эксергии парового потока, величина которой определяется как разность энтальпии острого пара и энтальпии пара в точке термического равновесия с окружающей средой h_R . Таким образом

$$e = h_1 - h_R . \quad (1.17)$$

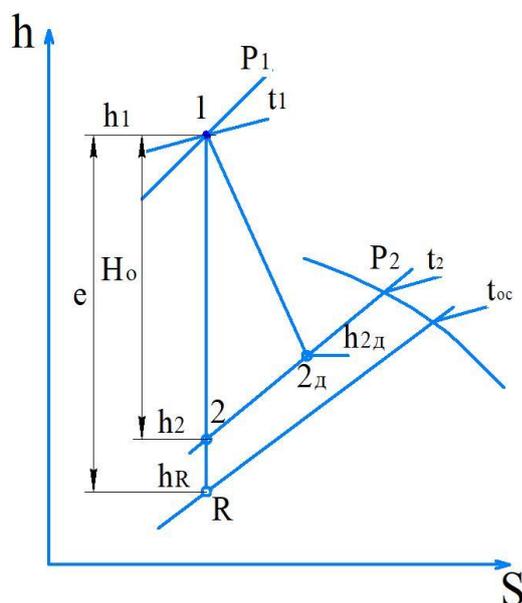


Рис.1.7. Процесс расширения пара в паровой турбине

При работе паротурбинных ТЭС в качестве охлаждающей среды используется вода, поступающая в конденсатор из природного водоема или градирни. В зимний период температура такой воды составляет около 5 °С, а летом 15-20 °С. Температуру охлаждающей воды можно принимать в качестве температуры окружающей среды t_{oc} .

Согласно вышесказанному, эффективность работы любой теплосиловой установки, в том числе и паровой турбины, целесообразно оценивать величиной её эксергетического КПД, представляющего собой отношение тепловой работы совершаемой паром, т. е. располагаемого теплоперепада к величине эксергии парового потока

$$\eta_{\text{этсу}} = \frac{H_0}{e}, \quad (1.18)$$

или

$$H_0 = e \cdot \eta_{\text{этсу}}. \quad (1.19)$$

В этом случае электрическая мощность паровой турбины может быть рассчитана с учетом её эксергетического КПД по следующей формуле:

$$N_{\text{э}} = D_0 \cdot e \cdot \eta_{\text{э}} \cdot \eta_{oi} \cdot \eta_{\text{м}} \cdot \eta_{\text{Г}} = N_{\text{э}}^{\text{max}} \eta_{\text{этсу}} \cdot \eta_{oi} \cdot \eta_{\text{м}} \cdot \eta_{\text{Г}}, \quad (1.20)$$

где $N_{\text{э}}^{\text{max}} = D_0 \cdot e$ – максимально возможная мощность паровой турбины.

Пар, отводимый из турбины в конденсатор с теплосодержанием h_2 , содержит в себе работоспособную энергию или эксергию e_2 и неработоспособную энергию или анергию a_2

$$h_2 = e_2 + a_2. \quad (1.21)$$

Как видно из $h - S$ диаграммы процесса расширения пара в паровой турбине на рис.1.7 и $T - S$ диаграммы цикла паротурбинной установки на рис.1.8, величина эксергии e_2 может быть рассчитана по следующей формуле

$$e_2 = h_2 - h_R. \quad (1.22)$$

При этом величина анергии отработавшего в турбине пара (a_2) соответствует его теплосодержанию в точке R :

$$a_2 = h_R. \quad (1.23)$$

Количество теплоты, передаваемой в конденсаторе отработавшим паром охлаждающей воде в изобарно-изотермическом процессе 2-3, определяется по следующей формуле:

$$Q_{2-3} = D_{\text{к}}(h_2 - h_3), \quad (1.24)$$

где $D_{\text{к}}$ – расход пара, поступающего в конденсатор;

h_3 - энтальпия конденсата на выходе из конденсатора.

Отводимая в конденсаторе теплота Q_{2-3} , как показано на рис.1.8, включает в себя работоспособную теплоту или эксергию E_{2-3} и неработоспособную теплоту или анергию A_{2-3} :

$$Q_{2-3} = E_{2-3} + A_{2-3} . \quad (1.25)$$

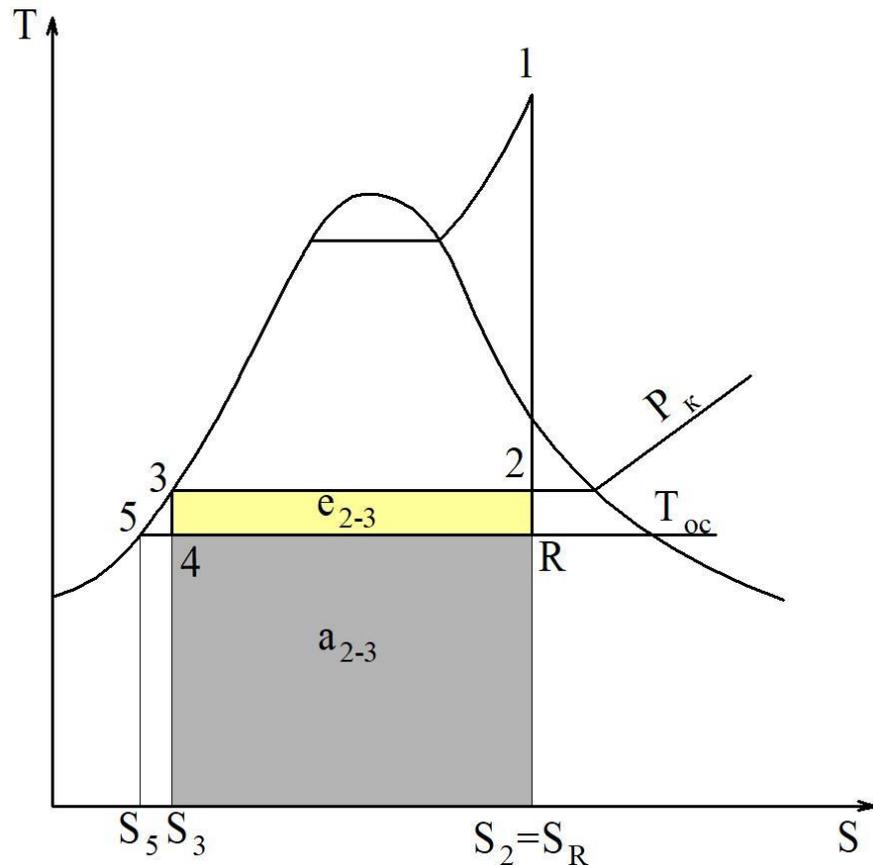


Рис.1.8. Эксергия и анергия отработавшего в турбине пара

При этом количество эксергии и анергии в передаваемой теплоте может быть рассчитано по следующим зависимостям

$$A_{2-3} = D_k a_{2-3} = D_k T_{oc} (S_2 - S_3), \quad (1.26)$$

где $a_{2-3} = T_{oc} (S_2 - S_3)$ – неработоспособная теплота, передаваемая охлаждающей воде одним килограммом отработанного пара.

$$E_{2-3} = D_k e_{2-3} = D_k [(h_2 - h_3) - T_{oc} (S_2 - S_3)] = D_k (T_k - T_{oc}) (S_2 - S_3), \quad (1.27)$$

где e_{2-3} – работоспособная теплота, передаваемая охлаждающей воде одним килограммом отработанного пара.

Количество теплоты, выносимой охлаждающей водой из конденсатора паровой турбины, достигает 40-50 % тепловой энергии острого пара. Однако потери эксергии, снижающие производство электрической энергии в цикле паротурбинной установки, невелики.

Как уже отмечалось, эксергия, выносимая потоком отработанного пара в конденсатор, затрачивается на совершение тепловой работы, позволяющей повысить температуру охлаждающей воды до 25-30 °С. Вода при такой температуре не находит применения в системах теплоснабжения. Поэтому эту воду по системе обратного водоснабжения направляют в градирню, в которой она охлаждается и возвращается обратно в конденсатор, как показано на рис.1.9. Таким образом, образуется циркуляционный контур системы охлаждения, в котором охлаждающая вода совершает замкнутый круговой процесс с переносом тепловой энергии из конденсатора в градирню.

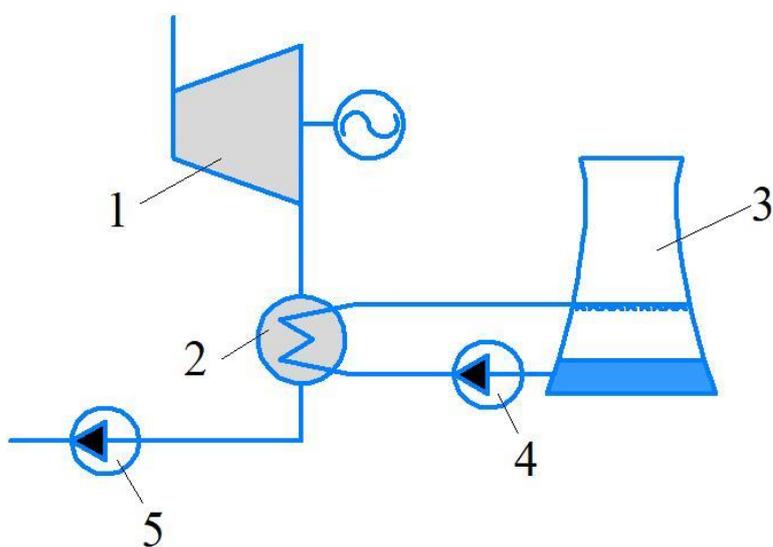


Рис.1.9. Схема охлаждения конденсатора паровой турбины с применением градирни:

1-паровая турбина турбина; 2-конденсатор; 3-градирня; 4-циркуляционный насос; 5-питательный насос

Расход охлаждающей или циркуляционной $G_{цв}$ воды определяется из уравнения теплового баланса конденсатора. Без учета тепловых потерь в окружающую среду можно считать, что теплота, выделившаяся при конденсации пара, полностью передается охлаждающей циркуляционной воде, температуру которой на входе в конденсатор можно принять равной температуре окружающей среды t_{oc} :

$$Q_{2-3} = Q_{\text{цв}}, \quad (1.28)$$

$$D_{\text{к}}(h_2 - h_3) = G_{\text{цв}} C_p (t_{\text{вых}} - t_{\text{ос}}), \quad (1.29)$$

где $t_{\text{вых}} = t_3$ - температура охлаждающей воды на выходе из конденсатора.

Как уже отмечалось выше, процесс преобразования тепловой энергии в замкнутом круговом процессе осуществляется посредством совершения тепловой работы. В конденсаторе тепловую работу выполняет отработанный в турбине пар, повышая температуру циркуляционной воды, а в градирне тепловую работу выполняет циркуляционная вода, повышая температуру атмосферного воздуха.

Необходимо отметить, что эксергия отработавшего в турбине пара e_2 выше эксергии циркуляционной воды e_3 , нагреваемой в конденсаторе в изобарном процессе 5-3. Точка 5 на рис.1.8 соответствует параметрам охлаждающей воды на входе в конденсатор.

Для использования циркуляционной воды в системах теплоснабжения необходимо повысить её температуру до требуемой величины, т. е. как минимум до температуры воды, подаваемой в отопительные приборы ($\approx 90 - 95$ °С). Такое повышение температуры возможно путем повышения давления пара, поступающего в конденсатор паровой турбины. В таком случае говорят о переводе конденсационной установки в режим ухудшенного вакуума.

Другой путь получения горячей воды для систем теплоснабжения - это установка сетевого подогревателя, в который греющий пар поступает из выхлопного патрубка противодавленческой турбины.

На рис.1.10 представлена простейшая схема ТЭЦ с противодавленческой паротурбинной установкой и сетевым подогревателем.

Повышая давление и температуру пара, поступающего в сетевой подогреватель, мы увеличиваем количество работоспособной энергии или эксергии в нем, что позволяет пару совершить большую тепловую работу, затрачиваемую на повышение температуры нагреваемой воды до нужной величины. Для нагревания сетевой воды до 95 °С давление в сетевом подогревателе должно быть на уровне 0,1-0,12 МПа.

На рис.1.11 представлена $T - S$ диаграмма цикла паротурбинной установки и $h - S$ диаграмма процесса расширения в турбине.

Повышение давления в выхлопном патрубке турбины до величины P_T приводит к снижению тепловой работы, совершаемой в турбине, на величину

$$\Delta H_0 = H_0 - H_{0T} = h_6 - h_2. \quad (1.30)$$

Электрическая мощность паровой турбины при этом составит

$$N_э = D_0 \cdot H_{0T} \cdot \eta_{oi} \cdot \eta_M \cdot \eta_{Г}, \quad (1.31)$$

где D_0 – расход острого пара, подаваемого в турбину.

Для противодавленческих турбин, не имеющих отборов пара из проточной части, можно считать, что расход острого пара равен расходу пара, отводимого из выхлопного патрубка на сетевой подогреватель $D_0 = D_T$.

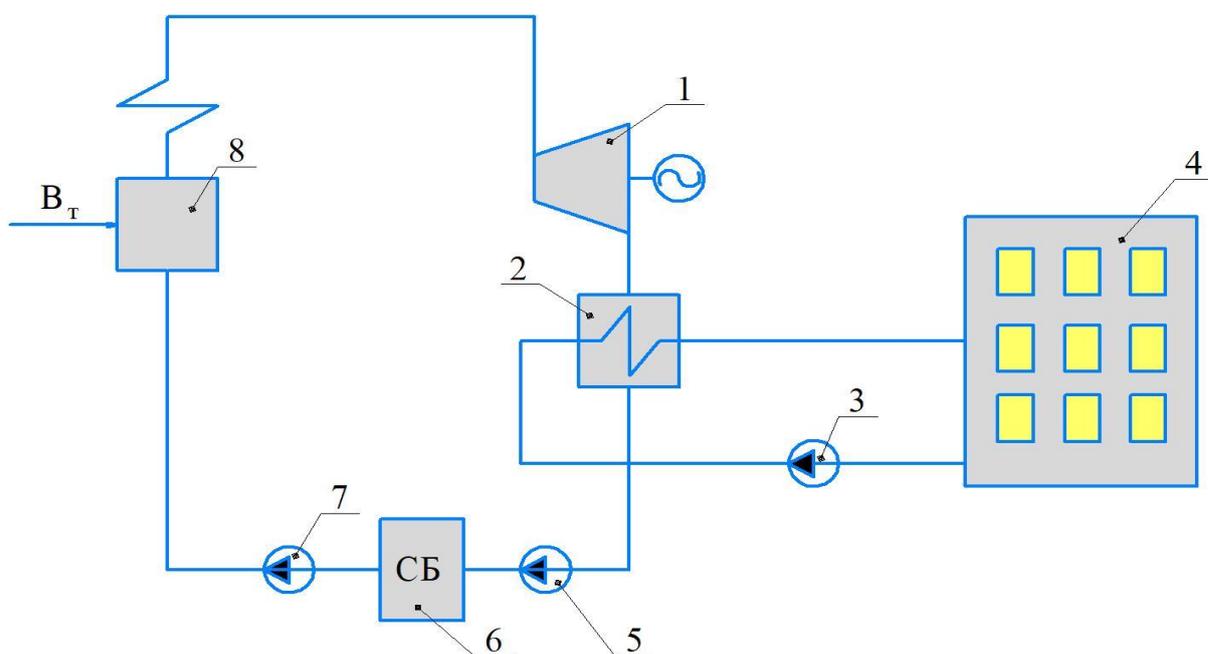


Рис.1.10. Схема простейшей ТЭЦ с противодавленческой турбиной:

1-противодавленческая турбина; 2-сетевой подогреватель; 3-сетевой насос; 4- жилой дом; 5-конденсатный насос; 6-сборный конденсатный бак; 7-питательный насос; 8- паровой котел

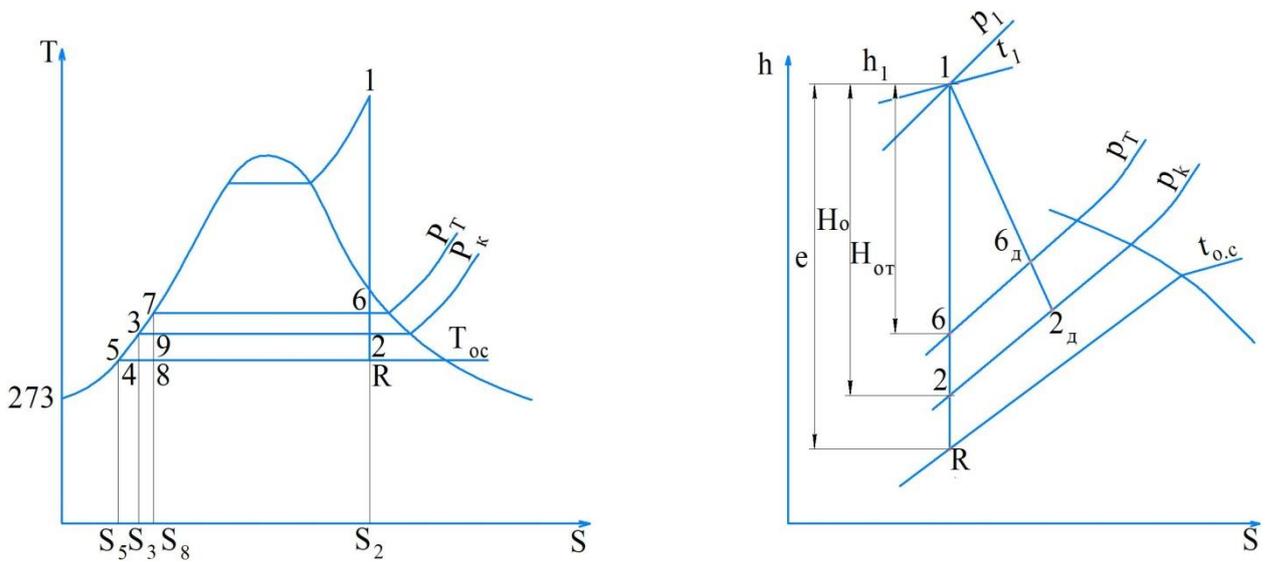


Рис.1.11. $T - S$ диаграмма цикла паротурбинной установки и $h - S$ диаграмма процесса расширения в турбине

Как видно из диаграмм на рис.1.11, неиспользованная в турбине эксергия парового потока передается в сетевой подогреватель и уже в нем совершает дополнительную тепловую работу, повышая температуру сетевой воды от t_3 до $\sim t_7$.

Заслуживает внимания сравнение количества неиспользованной эксергии парового потока, отводимого из турбины ΔH_0 , и эксергии сетевой воды на выходе из сетевого подогревателя

$$e_{св} = h_7 - h_8. \quad (1.32)$$

Если $e_{св} < \Delta H_0$, то это означает, что греющий пар приносит в сетевой подогреватель больше эксергии, чем выносит сетевая вода из него, т. е. процесс передачи теплоты сетевой воде сопровождается снижением работоспособной энергии или эксергии.

Расход сетевой воды, переносящей необходимое количество теплоты в системы отопления, зависит от температурного графика прямой и обратной сетевой воды $t_{пр}/t_{обр}$. Как правило тепловая сеть работает при следующих расчетных температурных графиках 95/70, 115/70, 130/70 и 150/70.

$$G_{св} = \frac{Q_{отп}}{c_p(t_{пр} - t_{обр})}, \quad (1.33)$$

где $Q_{отп}$ – тепловая нагрузка сетевого подогревателя.

Уравнение теплового баланса сетевого подогревателя позволяет определить расход греющего пара D_T , необходимого для покрытия тепловой нагрузки

$$D_T = \frac{Q_{отп}}{h_T - h'_T}, \quad (1.34)$$

где h_T - теплосодержание пара, поступающего из турбины в сетевой подогреватель;

h'_T - теплосодержание конденсата на выходе из сетевого подогревателя.

Расход потребляемого топлива на ТЭЦ с противодавленческой турбиной определяется из уравнения теплового баланса парогенератора

$$B_T = \frac{D_0(h_1 - h_{пв})}{Q_p^H \cdot \eta_k}, \quad (1.35)$$

где η_k – КПД парогенератора;

$h_{пв}$ – теплосодержание питательной воды на входе в парогенератор (для схемы ТЭЦ на рис.1.10 допустимо принимать $h_{пв} = h'_T$);

h_1 – теплосодержание перегретого пара.

Для оценки энергетической эффективности ТЭЦ как источника вырабатывающего два вида полезной энергии, а именно электрической и тепловой, можно использовать величину коэффициента полезного использования топлива

$$\eta_{\text{кит}} = \frac{N_{\text{э}} + Q_{\text{отп}}}{B_T Q_p^H}. \quad (1.36)$$

Так как в числителе уравнения (1.36) суммируются неравноценные виды энергии, то более объективным показателем эффективности источника теплоснабжения может быть величина эксергетического КПД, представляющая отношение суммы электрической энергии и тепловой работы, которую может выполнить сетевая вода в системах отопления, определяемого по следующему уравнению:

$$\eta_{\text{экс}} = \frac{N_{\text{э}} + L_{\text{св}}}{B_T Q_p^H}. \quad (1.37)$$

На ТЭЦ с противодавленческими турбинами выработка электрической энергии полностью зависит от потребности промышленных и коммунальных предприятий в тепловой энергии $Q_{отп}$. В летний период отсутствие отопительной нагрузки коммунальных потребителей затрудняет эксплуатацию паротурбинных ТЭЦ с такими турбинами. В этом случае более предпочтительным является установка на ТЭЦ конденсационных теплофикационных турбин типа «Т», имеющих регулируемый теплофикационный отбор пара при давлении 0,012 МПа.

На рис.1.12 представлена тепловая схема ТЭЦ с теплофикационной турбиной.

В летний период в отсутствие отопительных нагрузок пар из теплофикационного отбора используется только для покрытия нагрузки ГВС и поэтому отбирается в ограниченном количестве. Основная доля парового потока поступает в конденсатор.

В зимний период осуществляется максимальный отбор пара на сетевой подогреватель из теплофикационного отбора, а в конденсатор поступает минимальный расход пара.

Деаэратор в представленной схеме является регенеративным подогревателем смешивающего типа, выполняющим функции дегазатора питательной воды. В нем осуществляется выделение кислорода и углекислого газа, вызывающих активную коррозию трубопроводов.

Применительно для рассматриваемой схемы ТЭЦ получим

$$D_d + D_k + D_{сп} = D_{пв} , \quad (1.38)$$

где D_d – расход пара в деаэратор из теплофикационного отбора;

D_k – расход конденсата из конденсатора турбины;

$D_{сп}$ – расход конденсата из сетевого подогревателя;

$D_{пв}$ – расход питательной воды (допустимо считать, что $D_{пв} = D_0$).

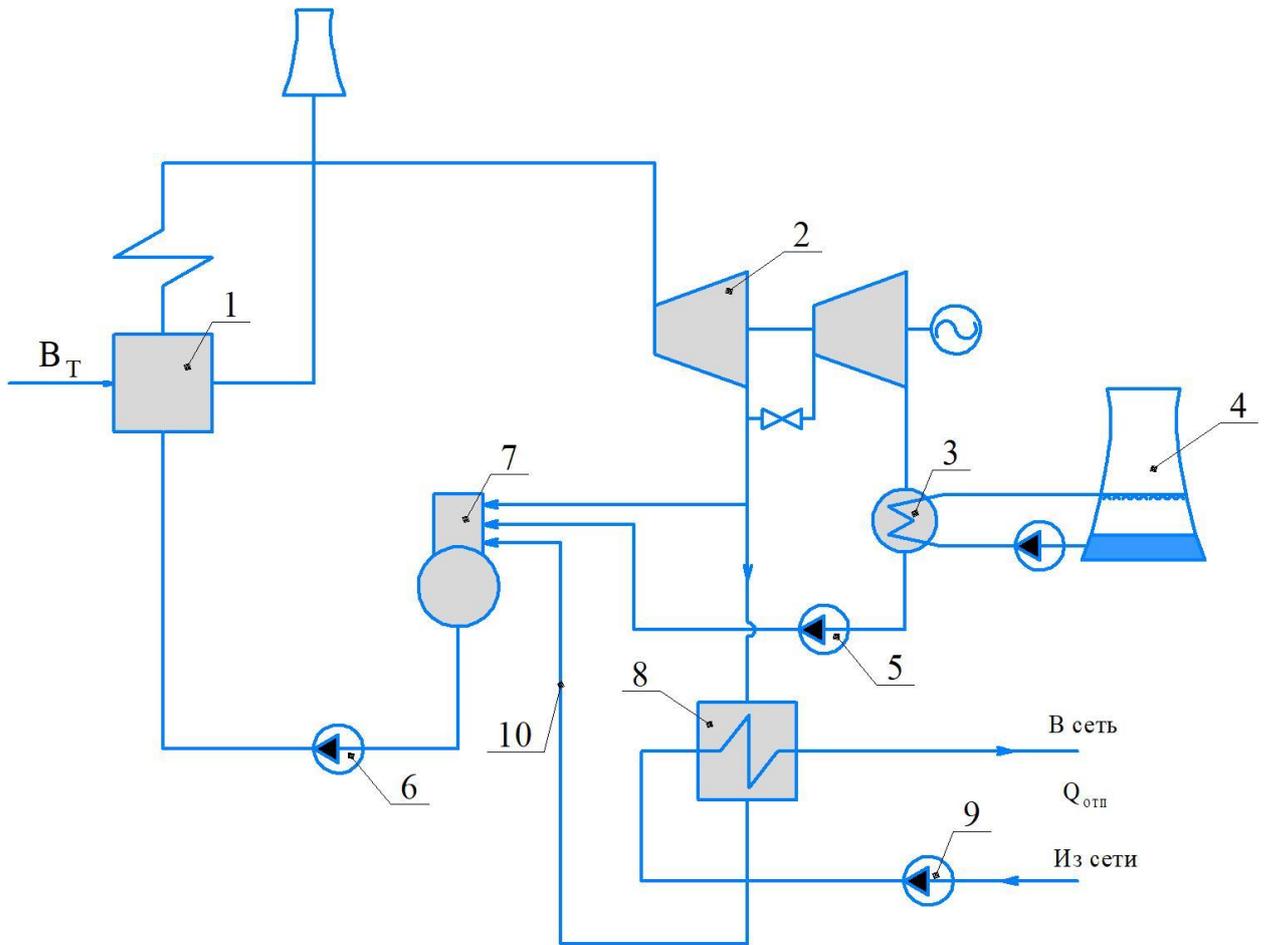


Рис.1.12. Принципиальная схема ТЭЦ с теплофикационной турбиной:

1 – парогенератор; 2 – паровая теплофикационная турбина; 3 – конденсатор; 4 – градирня; 5 – конденсатный насос; 6 – питательный насос; 7 – деаэратор; 8 – сетевой подогреватель; 9 – сетевой насос; 10 – трубопровод подачи конденсата из сетевого подогревателя в деаэратор

Уравнение теплового баланса деаэратора

$$D_d \cdot h_d + D_k \cdot h_k + D_{сп} \cdot h_{сп} = D_{пв} \cdot h_{пв} , \quad (1.39)$$

где h_d – теплосодержание пара в теплофикационном отборе;

h_k – теплосодержание конденсата, выходящего из конденсатора паровой турбины;

$h_{сп}$ – теплосодержание конденсата, выходящего из сетевого подогревателя;

$h_{пв}$ – теплосодержание питательной воды, соответствующее теплосодержанию кипящей воды при давлении в деаэраторе (в данном случае $h_{пв} = h_{сп}$).

Для определения мощности и параметров пара в регулируемом отборе строится процесс расширения пара в турбине, с использованием известных значений внутреннего относительного КПД проточной части.

Процесс расширения пара в проточных частях высокого (ЧВД) и низкого (ЧНД) давления теплофикационной турбины «Т» представлен на рис.1.13.

Потери давления в регулирующем клапане на входе в проточную часть $\Delta P_{рег}$ и потери в регулирующей диафрагме отбора $\Delta P_{д}$ допустимо принять равными 5 % от давления острого пара и пара в теплофикационном отборе

$$P'_1 = P_1 - 0,05P_1, \quad (1.40)$$

$$P'_T = P_T - 0,05P_T. \quad (1.41)$$

Мощность паровой турбины, состоящей из части высокого давления (ЧВД) и части низкого давления (ЧНД), целесообразно определять отдельно для каждой из частей.

Мощность ЧВД

$$N_{эчвд} = D_o(h_1 - h_2)\eta_{oi}\eta_m\eta_T, \quad (1.42)$$

где D_o – расход пара в ЧВД.

Мощность ЧНД

$$N_{эчнд} = (D_o - D_{сп} - D_{д})(h_{2T} - h_3)\eta_{oi}\eta_m\eta_T, \quad (1.43)$$

где $D_o - D_{сп} - D_{д}$ - расход пара в ЧНД.

Мощность паровой турбины

$$N_{э} = N_{эчвд} + N_{эчнд}. \quad (1.44)$$

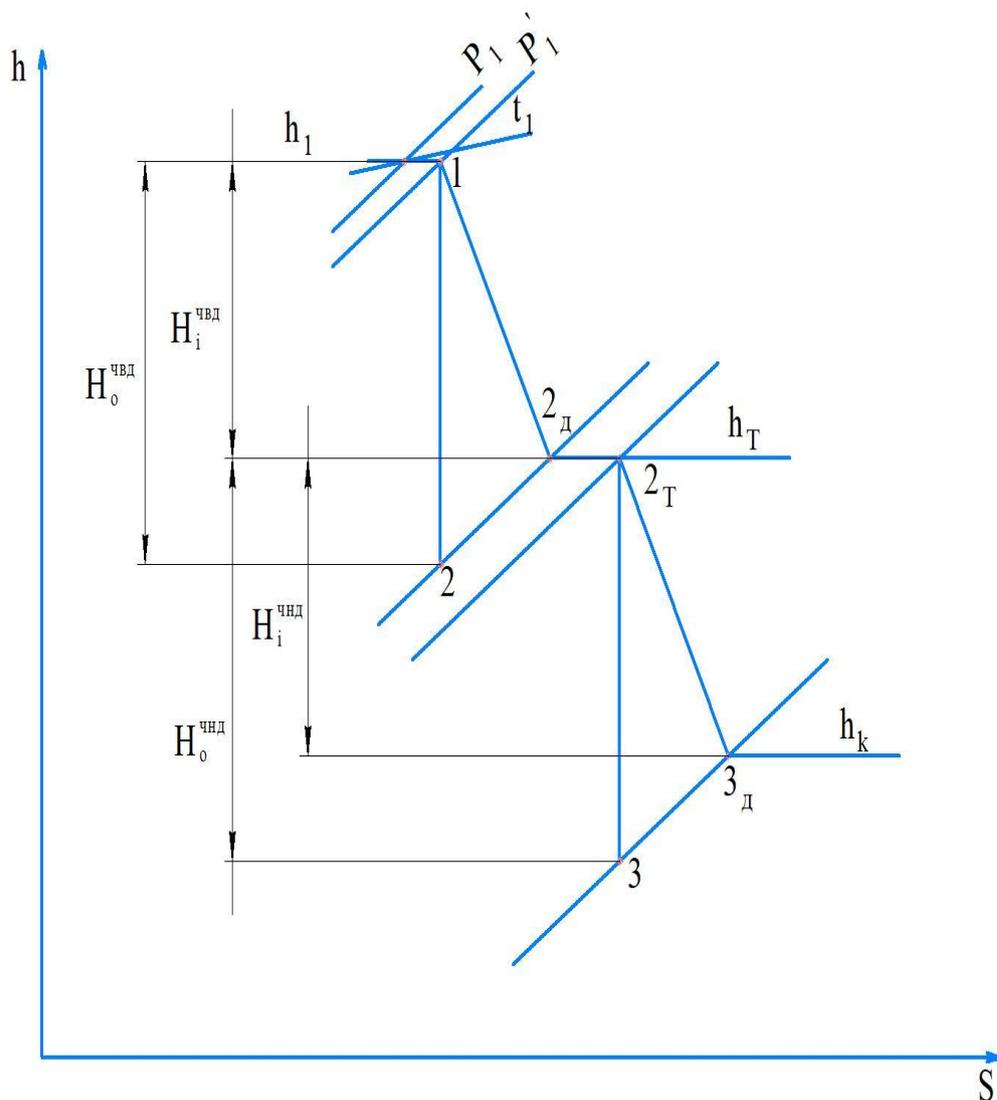


Рис.1.13. Процесс расширения пара в турбине с регулируемым отбором в $h - s$ диаграмме

1.3. Термодинамические основы производства электрической и тепловой энергии на газотурбинной и парогазовой ТЭС и ТЭЦ

Отличительной особенностью современного этапа развития энергетики является широкое применение газотурбинных установок в источниках генерирования электрической и тепловой энергии.

Принцип действия газотурбинной установки основан на преобразовании тепловой работы продуктов сгорания газообразного или жидкого топлива в механическую работу, совершаемую в газовой турбине.

Процесс сжигания топлива осуществляется в камерах сгорания малого объема, что делает газотурбинные установки компактными с низкой металлоемкостью. Температура продуктов сгорания или рабочего тела перед газовой турбиной достигает 1200 °С, что существенно повышает термодинамическую эффективность использования сжигаемого топлива.

На рис.1.14 представлена простейшая схема и идеальный цикл газотурбинной установки в T-S диаграмме.

ГТУ работает следующим образом: очищенный атмосферный воздух попадает в воздухозаборник, откуда он поступает в компрессор, в котором происходит адиабатический (изоэнтروпийный) процесс сжатия 1-2. Далее сжатый воздух поступает в камеру сгорания, в которую непрерывно подводится и сжигается топливо. В T-S диаграмме подвод теплоты в цикле ГТУ изображается отрезком 2-3. Далее продукты сгорания поступают в газовую турбину, в которой расширяются по адиабате 3-4, совершая полезную работу цикла ГТУ. Значительная часть полезной работы расходуется на привод компрессора, располагаемого на одном валу с газовой турбиной.

В реальных условиях процессы сжатия в компрессоре и расширения в газовой турбине сопровождаются внутренними потерями, величина которых оценивается внутренним относительным КПД газовой турбины и компрессора. Действительный процесс сжатия воздуха в T-S диаграмме представлен отрезком 1-2д, действительный процесс расширения отрезком 3-4д.

Развиваемая мощность на валу газотурбинной установки

$$N_{ГТУ} = N_{ГТ} - N_{К} = G_{Г} \cdot L_{Т} \cdot \eta_{oiТ} - \frac{G_{В} \cdot L_{К}}{\eta_{oiК}}, \quad (1.45)$$

где $G_{Г}, G_{В}$ - расход рабочего газа, выходящего из камеры сгорания и воздуха, сжимаемого в компрессоре;

$L_{Т}, L_{К}$ – теоретическая работа расширения газа в газовой турбине и теоретическая работа сжатия воздуха в компрессоре;

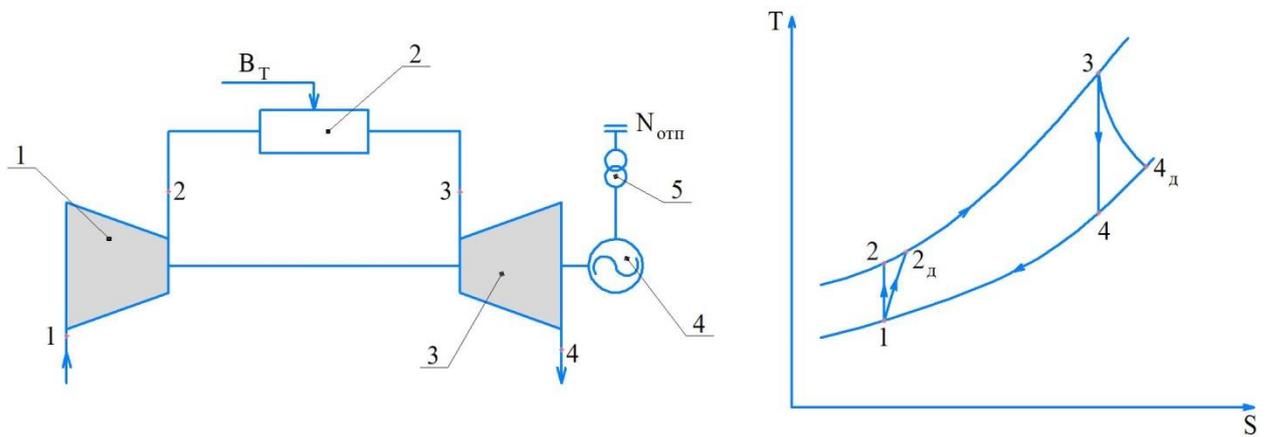


Рис.1.14. Тепловая схема и цикл ГТУ в T-S диаграмме:

1 – компрессор; 2 – камера сгорания; 3 – газовая турбина; 4 – генератор; 5 – трансформатор

η_{oiT}, η_{oiK} – внутренний относительный КПД газовой турбины и компрессора.

Как известно, работа L_K при адиабатическом сжатии может быть определена из следующего выражения:

$$L_K = C_{pB}(T_2 - T_1) = C_{pB}T_1[\pi_K^m - 1], \quad (1.46)$$

где $\pi_K = \frac{P_2}{P_1}$ – степень повышения давления в компрессоре;

P_1 – давление во всасывающей трубке компрессора;

P_2 – давление в нагнетательной трубке компрессора;

T_1 – температура воздуха перед компрессором (принимается);

T_2 – температура воздуха за компрессором при изоэнтропийном процессе сжатия;

C_{pB} – теплоемкость воздуха;

$m = \frac{k-1}{k}$ – показатель степени ($k=1,4$ – показатель адиабаты).

$$L_T = C_{pT}(1 + \beta)(T_3 - T_4), \quad (1.47)$$

$\beta \approx 0,01 \div 0,02$ – коэффициент, учитывающий массу топлива, поступившую в цикл ГТУ при сжигании топлива в камере сгорания;

C_{pg} - теплоемкость продуктов сгорания;

T_3 - температура газа на входе в газовую турбину;

T_4 - температура газа на выходе из газовой турбины.

Теоретическую температуру воздуха на выходе из компрессора и теоретическую температуру газа на выходе из газовой турбины можно определить из соотношения для изоэнтропных процессов сжатия и расширения:

$$\left(\frac{P_2}{P_1}\right)^m = \frac{T_2}{T_1}, \quad \left(\frac{P_3}{P_4}\right)^m = \frac{T_3}{T_4}. \quad (1.48)$$

Значения действительных температур газа на выходе из компрессора $T_{2д}$ и газовой турбины $T_{4д}$ можно найти из выражений для определения внутреннего относительного КПД этих машин:

$$\eta_{oiк} = \frac{T_2 - T_1}{T_{2д} - T_1}, \quad \eta_{oiт} = \frac{T_3 - T_{4д}}{T_3 - T_4}. \quad (1.49)$$

Процесс обратимого адиабатного, расширения газа в газовой турбине заканчивается в точке 4, т. е. при достижении рабочим телом механического равновесия с окружающей средой, которое достигается при равенстве давлений рабочего тела и окружающей среды. Однако, рабочее тело не достигает термического равновесия с окружающей средой, так как температура газа на выходе из турбины значительно превышает температуру окружающей среды. Это указывает на то, что отработанные в турбине газы обладают значительным запасом работоспособной энергии или эксергии, способной совершить тепловую работу в системах теплоснабжения.

Возможны следующие варианты использования работоспособной энергии, содержащейся в газах, отработанных в турбине, с образованием таких источников энергоснабжения, как:

1. ТЭЦ ГТУ с водогрейным котлом-утилизатором.
2. Парогазовые ТЭЦ с паровым котлом-утилизатором, паротурбинной установкой и сетевым подогревателем.

В первом варианте теплота, утилизируемая в водогрейных котлах, полностью используется для нагревания сетевой воды систем теплоснабжения.

На рис.1.15 представлена тепловая схема ТЭЦ ГТУ с водогрейным котлом-утилизатором и T-S диаграмма цикла ГТУ.

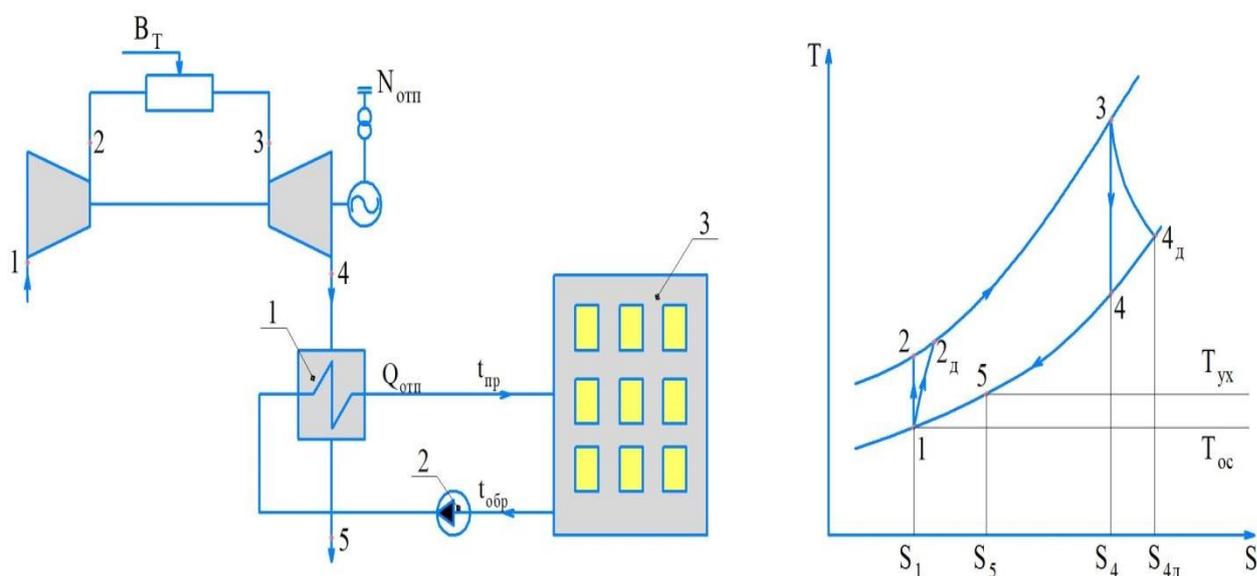


Рис.1.15. Тепловая схема ТЭЦ ГТУ с водогрейным котлом-утилизатором и T-S диаграмма цикла ГТУ:

1- водогрейный котел-утилизатор; 2 – сетевой насос; 3 – жилые дома

Температура в точке 5 соответствует температуре удаляемых в дымовую трубу газов и, как правило, поддерживается на таком уровне, который предотвращает кислотную коррозию поверхностей нагрева котла утилизатора.

При этом потери тепловой энергии, изображаемые площадью под линией процесса 5-1, составляют 7 – 8 % энергии сжигаемого топлива.

Уравнение теплового баланса подогревателя сетевой воды (котла утилизатора) при известной величине отпускаемой теплоты $Q_{отп}$ позволяет рассчитать расход газообразных продуктов $G_{Г}$, поступающих из газовой турбины.

$$G_{Г} \cdot C_{pг} \cdot (T_{4д} - T_{уx}) \eta_{ку} = G_{св} \cdot C_p \cdot (t_{пр} - t_{обр}) = Q_{отп} , \quad (1.50)$$

где $\eta_{ку}$ – КПД котла-утилизатора ($\eta_{ку} = 0,98$) .

Расход топлива B_T определяется из уравнения теплового баланса камеры сгорания

$$G_B \cdot C_{pB} \cdot (T_3 - T_{2d}) = B_T \cdot Q_p^H \cdot \eta_{KC}, \quad (1.51)$$

где η_{KC} – КПД камеры сгорания ($\eta_{KC} = 0,98$).

Эффективность ТЭЦ ГТУ оценивается величиной коэффициента полезного использования топлива, эксергетическим КПД и удельным расходом топлива на суммарное производство электрической и тепловой энергии, рассчитываемыми по следующим соотношениям:

$$\eta_{КИТ} = \frac{N_{ГТУ} + Q_{отп}}{B_T Q_p^H}, \quad (1.52)$$

$$\eta_{ЭКС} = \frac{N_{ГТУ} + L_{СВ}}{B_T Q_p^H}, \quad (1.53)$$

$$b_T = \frac{B_T}{N_{ГТУ} + Q_{отп}} = \frac{3600}{Q_p^H \cdot \eta_{КИТ}}. \quad (1.54)$$

Если направить газообразные продукты сгорания, отработанные в газовой турбине, в паровой котел, то генерируемый пар может использоваться в цикле паротурбинной установки для дополнительной выработки только электрической энергии (вариант парогазовой ТЭС), а также дополнительной выработки электрической и тепловой энергии (вариант парогазовой ТЭЦ).

На рис.1.16 представлена принципиальная схема ТЭЦ ПГУ с паровой теплофикационной турбиной, имеющей регулируемый отбор пара при давлении 0,12 МПа, используемый для подогрева сетевой воды.

Выработка электрической энергии, отпускаемой от ТЭЦ ПГУ, осуществляется в двух электрогенераторах, приводимых во вращение газовой и паровой турбиной:

$$N_{ПГУ} = N_{ГТУ} + N_{ПТУ}. \quad (1.55)$$

Паровой котел-утилизатор работает на отработанных в газовой турбине продуктах сгорания без дополнительного сжигания топлива. Расход

газообразных продуктов сгорания, также как и в предыдущем случае, определяется из уравнения теплового баланса парового котла-утилизатора

$$G_{\Gamma} \cdot C_{\text{пр}} \cdot (T_{4\text{д}} - T_{\text{yx}}) \eta_{\text{ку}} = D_o \cdot (h_o - h_{\text{пв}}), \quad (1.56)$$

где D_o – расход пара, генерируемого в котле-утилизаторе;

h_o – энтальпия перегретого пара на выходе из котла-утилизатора;

$h_{\text{пв}}$ – энтальпия питательной воды на входе в котел-утилизатор.

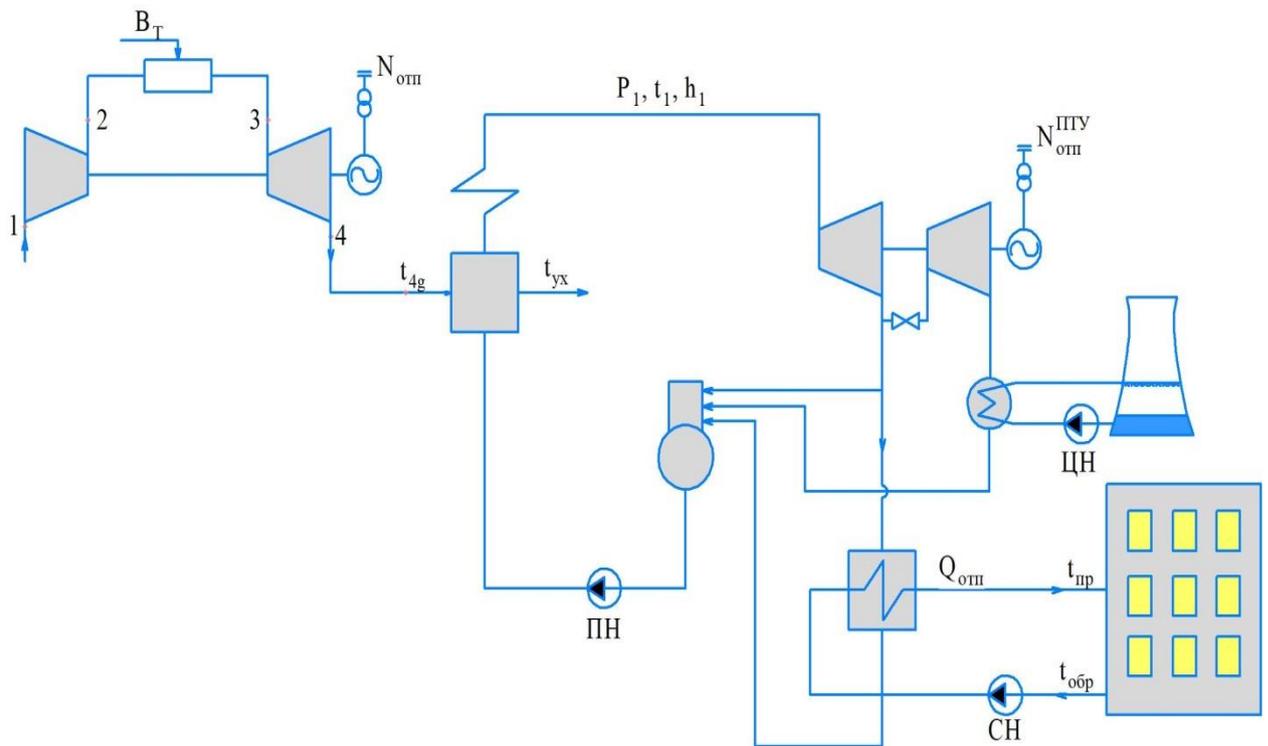


Рис.1.16. Схема ТЭЦ ПГУ с теплофикационной турбиной

Работа котла-утилизатора должна обеспечить необходимые температурные напоры в точках их минимальных значений, как показано на схеме и его температурном графике (рис.1.17).

Как видно из графика, минимальные температурные напоры имеют место в точках 2В и 4В. Температурный напор в точке 2В представляет собой разность между температурой газа на данном участке котла-утилизатора и температурой насыщения воды при давлении острого пара и принимается равным $\Delta t_{\text{ЭК}} = 10 \div 15$ °С. В некоторых случаях данный температурный напор может иметь и большие значения.

Температурный напор в точке 4В определяется как разность между температурой газа на входе в котел-утилизатор и температурой перегретого пара на выходе из пароперегревателя и принимается равным $\Delta t_{\text{ПП}} = t_{4Д} - t_o = 40 \div 50$ °С. Снижение $\Delta t_{\text{ПП}}$ приводит к значительному увеличению поверхности пароперегревателя.

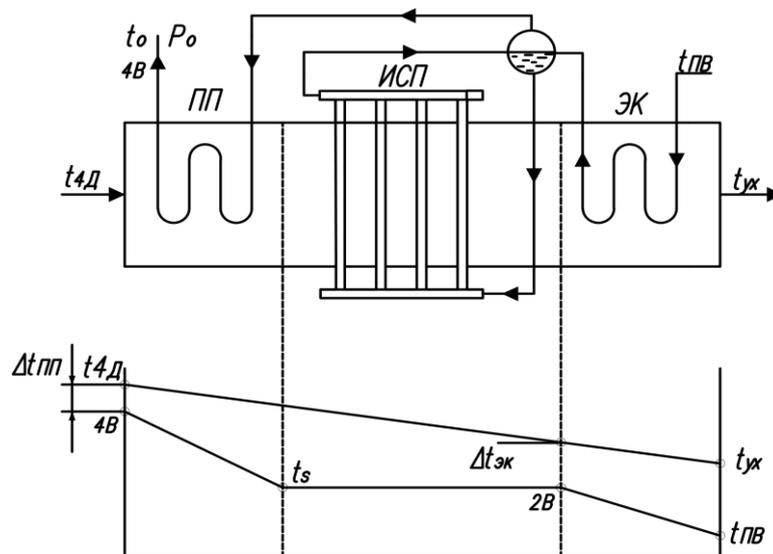


Рис.1.17. Принципиальная схема котла утилизатора и график изменения температур газа и воды в его элементах

Эффективность ТЭЦ ПГУ также оценивается величиной коэффициента полезного использования топлива, эксергетическим КПД и удельным расходом топлива на суммарное производство электрической и тепловой энергии, рассчитываемыми по следующим соотношениям:

$$\eta_{\text{КИТ}} = \frac{N_{\text{ПГУ}} + Q_{\text{отп}}}{B_{\text{T}} Q_{\text{p}}^{\text{H}}}, \quad (1.57)$$

$$\eta_{\text{ЭКС}} = \frac{N_{\text{ПГУ}} + L_{\text{св}}}{B_{\text{T}} Q_{\text{p}}^{\text{H}}}, \quad (1.58)$$

$$b_{\text{T}} = \frac{B_{\text{T}}}{N_{\text{ПГУ}} + Q_{\text{отп}}} = \frac{3600}{Q_{\text{p}}^{\text{H}} \cdot \eta_{\text{КИТ}}}. \quad (1.59)$$

На рис.1.18 приведена сравнительная диаграмма значений эксергетического КПД различных энергоисточников, приведенная в работе [5]. Светлые прямоугольники характеризуют прирост эксергетического КПД за счет эксергии теплоты, выносимой из источника с потоком сетевой воды.

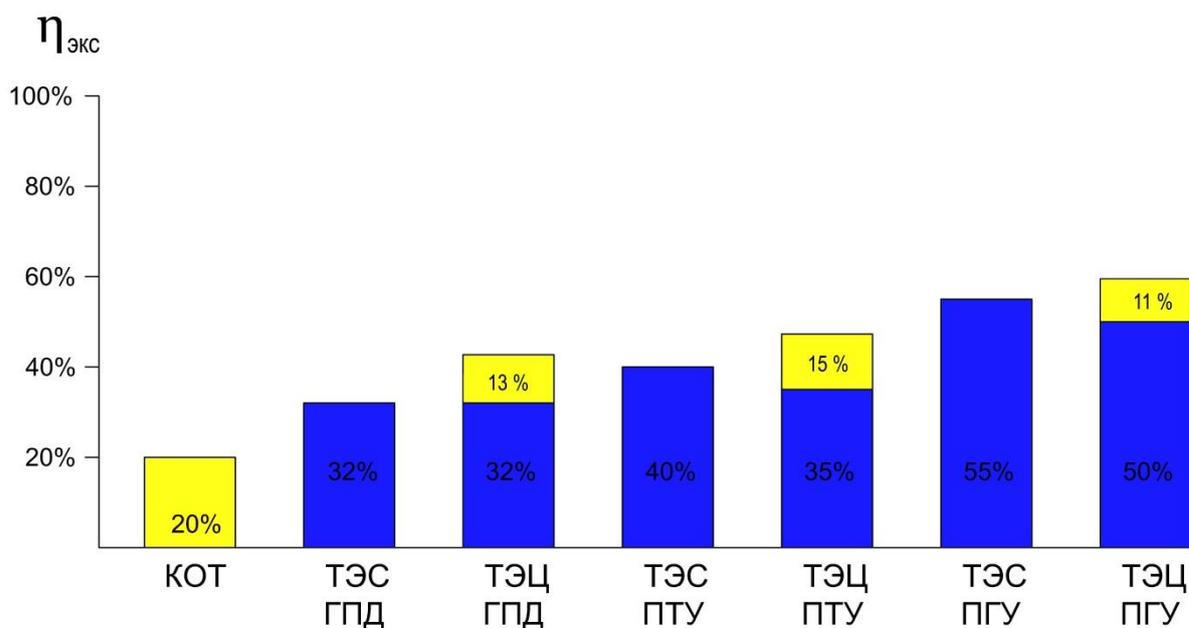


Рис.1.18. Сравнительная диаграмма значений эксергетического КПД различных источников энергоснабжения

Как видно из диаграммы, доля выработанной электрической энергии в определении эксергетического КПД значительно превышает долю эксергии теплового потока. Эксергетический КПД ТЭЦ ПГУ достигает максимального значения – 60-65 %, в то же время эксергетический КПД ТЭЦ ПТУ составляет всего лишь 50%. Самый низкий эксергетический КПД на уровне 20-30 % имеют водогрейные котельные.

Достаточно объективную оценку эффективности источника энергоснабжения можно получить, сравнивая удельные расходы топлива, затрачиваемые на производство требуемых видов энергии, производимых в источниках энергоснабжения.

Глава 2. ТЕПЛОВОЙ РАСЧЕТ ИСТОЧНИКОВ ТЕПЛОСНАБЖЕНИЯ

2.1. Расчет потребляемого топлива и показателей эффективности источников теплоснабжения при одинаковой тепловой мощности (Задание 1)

Требуется:

Сравнить показатели эффективности и расход потребляемого топлива в различных источниках энергоснабжения при условии одинаковой выработки тепловой энергии в них.

В качестве источников энергоснабжения рассмотреть:

1. Водогрейную котельную (энергетический КПД принять равным 90 %).
2. Паротурбинную ТЭЦ с использованием противодавленческой турбины типа «Р».
3. Паротурбинную ТЭЦ с использованием теплофикационной турбины типа «Т».
4. Газотурбинную ТЭЦ.
5. Парогазовую ТЭЦ.

В качестве показателей эффективности принять следующие величины:

- коэффициент использования энергии сжигаемого топлива - $\eta_{\text{КИТ}}$;
- энергетический КПД - $\eta_{\text{ЭК}}$;
- электрический КПД - $\eta_{\text{Э}}$;
- удельный расход топлива на суммарное производство тепловой и электрической энергии (для когенерационных источников) - $b_{\text{Т}}$.

$$b_{\text{Т}} = \frac{3600 \cdot B_{\text{Т}}}{N_{\text{Э}} + Q_{\text{Т}}} = \frac{3600}{Q_{\text{Р}}^{\text{H}} \eta_{\text{КИТ}}},$$

где $B_{\text{Т}}$ – расход потребляемого топлива, кг/с;

$N_{\text{Э}}, Q_{\text{Т}}$ – электрическая и тепловая мощность источника.

Определить величину удельной выработки электрической энергии на тепловом потреблении.

$$y = \frac{N_{\text{э}}}{Q_{\text{т}}}.$$

Для систем энергопотребления ЖКХ данная величина характеризует процентное отношение потребляемой электрической энергии от потребляемой тепловой энергии.

Провести анализ выполненных расчетов .

2.1.1. Исходные данные

Во всех источниках теплоснабжения производится одинаковое количество тепловой энергии (в МВт), которое определяется по нижеследующей формуле в зависимости от номера варианта выполняемого задания

$$Q_{\text{отп}} = 2,0 + 0,5 N_{\text{вар}} \text{ (МВт)} . \quad (2.1)$$

Температурный график сетевой воды 95/70 (температура прямой воды $t_{\text{пр}} = 95 \text{ }^{\circ}\text{C}$, температура обратной воды $t_{\text{обр}} = 70 \text{ }^{\circ}\text{C}$.

Теплота сгорания топлива, применяемого в перечисленных источниках теплоснабжения $Q_{\text{р}}^{\text{н}} = 35000 \text{ кДж/кг}$.

Параметры острого пара на входе в паровую турбину «Р» и «Т»:
 $P_1 = 3,5 \text{ МПа}$; $t_1 = 435 \text{ }^{\circ}\text{C}$.

Давление пара в выхлопном патрубке турбины «Р» и в регулируемом теплофикационном отборе турбины «Т» $P_{\text{т}} = 0,12 \text{ МПа}$

Давление в конденсаторе $P_{\text{к}} = 0,004 \text{ МПа}$

КПД парогенератора 90 %

Внутренний относительный КПД паровой противодавленческой турбины «Р» 80 %; механический КПД 97 %; КПД генератора 98 %.

Внутренний относительный КПД паровой теплофикационной турбины «Т»: ЧВД – 80 %; ЧНД – 75 %; механический КПД 97 %; КПД генератора 98%.

Расход пара в конденсатор при теплофикационной нагрузке $D_{\text{к}} = 0,1D_0$ (D_0 – расход острого пара); Расход пара в деаэратор предварительно принять $D_{\text{д}} = 0,05D_0$ с последующим уточнением.

При расчете газотурбинной установки приняты следующие параметры атмосферного воздуха: давление $P_6 = 0,01$ МПа, температура соответствует средней температуре воздуха за отопительный период $t_{сра} = -1,7$ °С.

Степень повышения давления в компрессоре $\pi_k = 10,0$. Температура перед газовой турбиной $t_3 = 1000$ °С.

Теплоемкости воздуха $C_{рв} = 1,01$ кДж/кг К.

Теплоемкость продуктов сгорания $C_{рг} = 1,15$ кДж/кг К.

Показатель адиабаты для воздуха $k_v = 1,4$.

Показатель адиабаты продуктов сгорания топлива $k_r = 1,33$.

КПД газовой турбины $\eta_{oiгт} = 0,85$; КПД компрессора $\eta_{oiк} = 0,8$ КПД камеры сгорания $\eta_{кс} = 0,98$.

Количество тепловой энергии, производимой в источнике энергоснабжения, определяем по соотношению (2.1). Для варианта № 10 указанная величина составит:

$$Q_{отп} = 2,0 + 0,5 N_{вар} = 2,0 + 0,5 \cdot 10 = 7,0 \text{ МВт.}$$

Расход сетевой воды

$$G_{св} = \frac{Q_T}{C_p(t_{пр} - t_{обр})} = \frac{7,0 \cdot 10^3}{4,19 \cdot (95 - 70)} = 66,8 \text{ кг/с.}$$

Количество работоспособной энергии (эксергии) в потоке теплоносителя, способной совершить тепловую работу в системах отопления

$$E_{отп} = G_{св} [h_{пр} - h_{обр} - T_{ос}(S_{пр} - S_{обр})] = 66,8 [398 - 293 - 271,3(1,25 - 0,955)] = 1668 \text{ кВт.}$$

$$h_{пр} = C_p \cdot t_{пр} = 4,19 \cdot 95 = 398 \text{ кДж/кг} - \text{энтальпия прямой сетевой воды;}$$

$$h_{обр} = C_p \cdot t_{пр} = 4,19 \cdot 70 = 293 \text{ кДж/кг} - \text{энтальпия обратной сетевой воды;}$$

$$T_{ос} = 273 - t_{сра} = 273 - 1,7 = 271,3 \text{ К,}$$

где $t_{сра} = -1,7$ °С – средняя температура воздуха за отопительный период;

$S_{пр} = 1,25$ кДж/кг К – энтропия прямой сетевой воды;

$S_{\text{обр}} = 0,955 \text{ кДж/кг К}$ – энтропия обратной сетевой воды.

2.1.2. Расчет водогрейной котельной

Расход потребляемого топлива

$$B_T = \frac{Q_T}{Q_p^H \eta_{\text{кот}}} = \frac{7,0 \cdot 10^3}{35000 \cdot 0,9} = 0,222 \text{ кг/с},$$

$\eta_{\text{кот}} = 0,9$ - КПД водогрейного котла (принимается).

Удельный расход топлива, затрачиваемый на 1 кВт ч отпускаемой теплоты

$$b_T = \frac{3600 \cdot B_T}{Q_T} = \frac{3600}{Q_p^H \eta_{\text{кот}}},$$

$$b_T = \frac{3600}{Q_p^H \eta_{\text{кит}}} = \frac{3600}{35000 \cdot 0,9} = 0,114 \text{ кг/кВт ч.}$$

Эксергетический КПД водогрейного котла

$$\eta_{\text{экс}} = \frac{E_{\text{отп}}}{B_T Q_p^H} = \frac{1668}{0,222 \cdot 35000} = 0,214 \text{ (21,4\%)}.$$

2.1.3. Расчет паротурбинной ТЭЦ (ТЭЦ ПТУ)

с противодавленческой турбиной

(схема ТЭЦ представлена на рис.1.10)

Процесс расширения пара в противодавленческой турбине «Р» строится с учетом потерь давления при дросселировании в паровпускных органах турбины, которые ориентировочно оцениваются в 5 % от давления острого пара. Таким образом

$$P_1' = P_1 - 0,05 P_1 = 3,5 - 0,05 \cdot 3,5 = 3,32 \text{ МПа.}$$

Для противодавленческой турбины, не имеющей отборов пара из проточной части, можно считать, что расход острого пара равен расходу пара, отводимого из выхлопного патрубка в сетевой подогреватель $D_o = D_T$.

Используя уравнение теплового баланса сетевого подогревателя, определим расход пара $D_{\text{сп}}$

$$D_{\text{сп}} = \frac{Q_T}{(h_T - h_T') \eta_{\text{сп}}} = \frac{7 \cdot 10^3}{(2716 - 439) \cdot 0,98} = 3,14 \text{ кг/с,}$$

где $h'_T = 439$ кДж/кг – теплосодержание конденсата на выходе из сетевого подогревателя;

$\eta_{сп} = 0,98$ – КПД сетевого подогревателя.

Мощность паровой турбины

$$N_э = D_0 \cdot H_0 \cdot \eta_{oi} \cdot \eta_m \cdot \eta_T = 3,14 \cdot 733 \cdot 0,8 \cdot 0,97 \cdot 0,98 = 1750 \text{ кВт},$$

где $H_0 = h_1 - h_2 = 3302 - 2569 = 733$ кДж/кг - тепловая работа или располагаемый теплоперепад, срабатываемый в турбине.

Используя уравнение теплового баланса парогенератора и принимая его КПД равным 0,9 ($\eta_{кот} = 0,9$), определяем расход потребляемого топлива

$$B_{тр} = \frac{D_0(h_1 - h_{пв})}{Q_p^H \eta_{кот}} = \frac{3,14 \cdot (3302 - 439)}{35000 \cdot 0,9} = 0,285 \text{ кг/с},$$

где $h_{пв} = h'_T = 439$ кДж/кг – теплосодержание питательной воды на входе в парогенератор, соответствующее теплосодержанию конденсата на выходе из сетевого подогревателя.

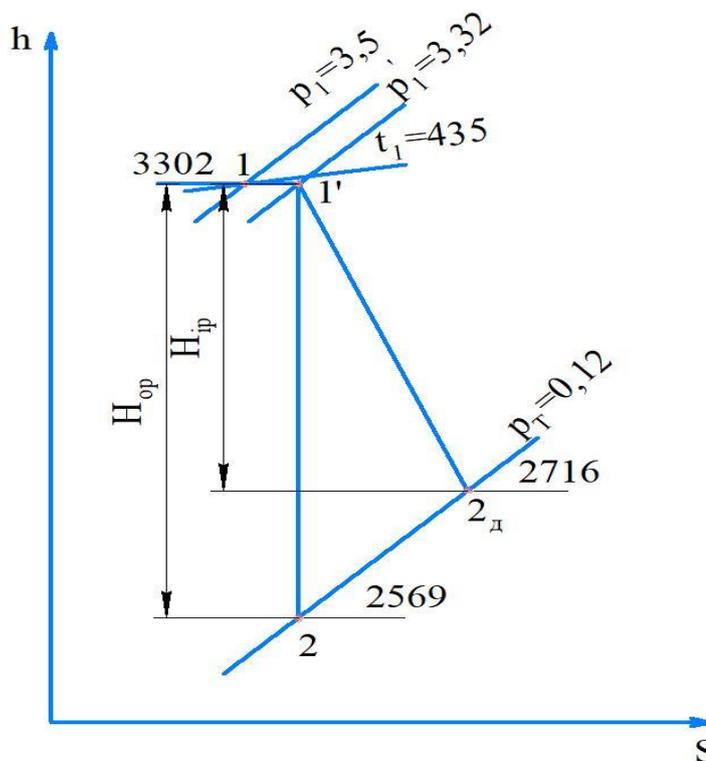


Рис.2.1. Процесс расширения пара в противодавленческой турбине

Коэффициент использования теплоты сжигаемого топлива ТЭЦ с турбиной «Р»

$$\eta_{\text{кит}} = \frac{N_{\text{э}} + Q_{\text{т}}}{B_{\text{тр}} \cdot Q_{\text{р}}^{\text{н}}} = \frac{1750 + 7000}{0,285 \cdot 35000} = 0,877.$$

Величина удельной выработки электрической энергии на тепловом потреблении

$$y = \frac{N_{\text{э}}}{Q_{\text{т}}} = \frac{1750}{7000} = 0,25.$$

Удельный расход топлива при когенерационной выработке тепловой и электрической энергии

$$b_{\text{т}} = \frac{3600 \cdot B_{\text{тр}}}{N_{\text{э}} + Q_{\text{т}}} = \frac{3600}{Q_{\text{р}}^{\text{н}} \eta_{\text{кит}}} = \frac{3600}{35000 \cdot 0,877} = 0,117 \text{ кг/кВт ч.}$$

Эксергетический КПД

$$\eta_{\text{экс}} = \frac{N_{\text{э}} + E_{\text{т}}}{B_{\text{т}} \cdot Q_{\text{р}}^{\text{н}}} = \frac{1750 + 1668}{0,285 \cdot 35000} = 0,343.$$

Расход топлива, потребляемый в когенерационном источнике энергоснабжения, представим виде суммы двух составляющих: $B_{\text{тт}}$ – расход топлива, затраченный для покрытия тепловой нагрузки $Q_{\text{отп}}$; $B_{\text{тэ}}$ – расход топлива затраченный на производство электрической энергии $N_{\text{э}}$. Для рассматриваемой ТЭЦ

$$B_{\text{т}} = B_{\text{тт}} + B_{\text{тэ}}.$$

Считая, что $B_{\text{тт}} = B_{\text{ткот}} = 0,222$ кг/с, топливную составляющую $B_{\text{тэ}}$ для ниже рассматриваемых источников энергоснабжения будем определять по следующему соотношению:

$$B_{\text{тэ}} = B_{\text{т}} - 0,222 = 0,285 - 0,222 = 0,063, \text{ кг/с.}$$

Электрический КПД источника

$$\eta_{\text{э}} = \frac{N_{\text{эр}}}{B_{\text{тэ}} \cdot Q_{\text{р}}^{\text{н}}} = \frac{1750}{0,063 \cdot 35000} = 0,79.$$

2.1.4. Расчет паротурбинной ТЭЦ (ТЭЦ ПТУ) с теплофикационной турбиной

(схема ТЭЦ ПТУ «Т» представлена на рис.1.12)

Тепловая мощность ТЭЦ ПТУ «Т» $Q_T = 7000$ кВт

Процесс расширения пара в теплофикационной турбине представлен на рис.2.2.

Потери давления в паровпускных органах турбины принимаются в размере 5 % от давления острого пара, как и в противодавленческой турбине, таким образом, $P_1' = 3,32$ МПа.

Потери давления в регулирующей диафрагме теплофикационного отбора принимаются в размере 5 % от давления пара в теплофикационном отборе $P_T' = P_T - 0,05P_T = 0,12 - 0,05 \cdot 0,12 = 0,11$ МПа.

Построив процесс расширения, определяем тепловую работу или располагаемый теплоперепад, срабатываемый в части высокого и низкого давления паровой турбины

$$H_{0чвд} = h_1 - h_2 = 3302 - 2569 = 733 \text{ кДж/кг},$$

$$H_{0чнд} = h_{2д} - h_3 = 2716 - 2232 = 484 \text{ кДж/кг}.$$

Составим уравнение материального баланса теплофикационной турбины, считая, что расход пара, подводимого в турбину D_0 , должен соответствовать сумме следующих величин

$$D_0 = D_{сп} + D_d + D_k, \quad (2.2)$$

где $D_{сп}$ - расход пара на сетевой подогреватель;

D_d - расход пара в деаэратор;

D_k - расход пара в конденсатор.

Согласно условию работы паротурбинной установки, принимаем

$$D_k = 0,1D_0.$$

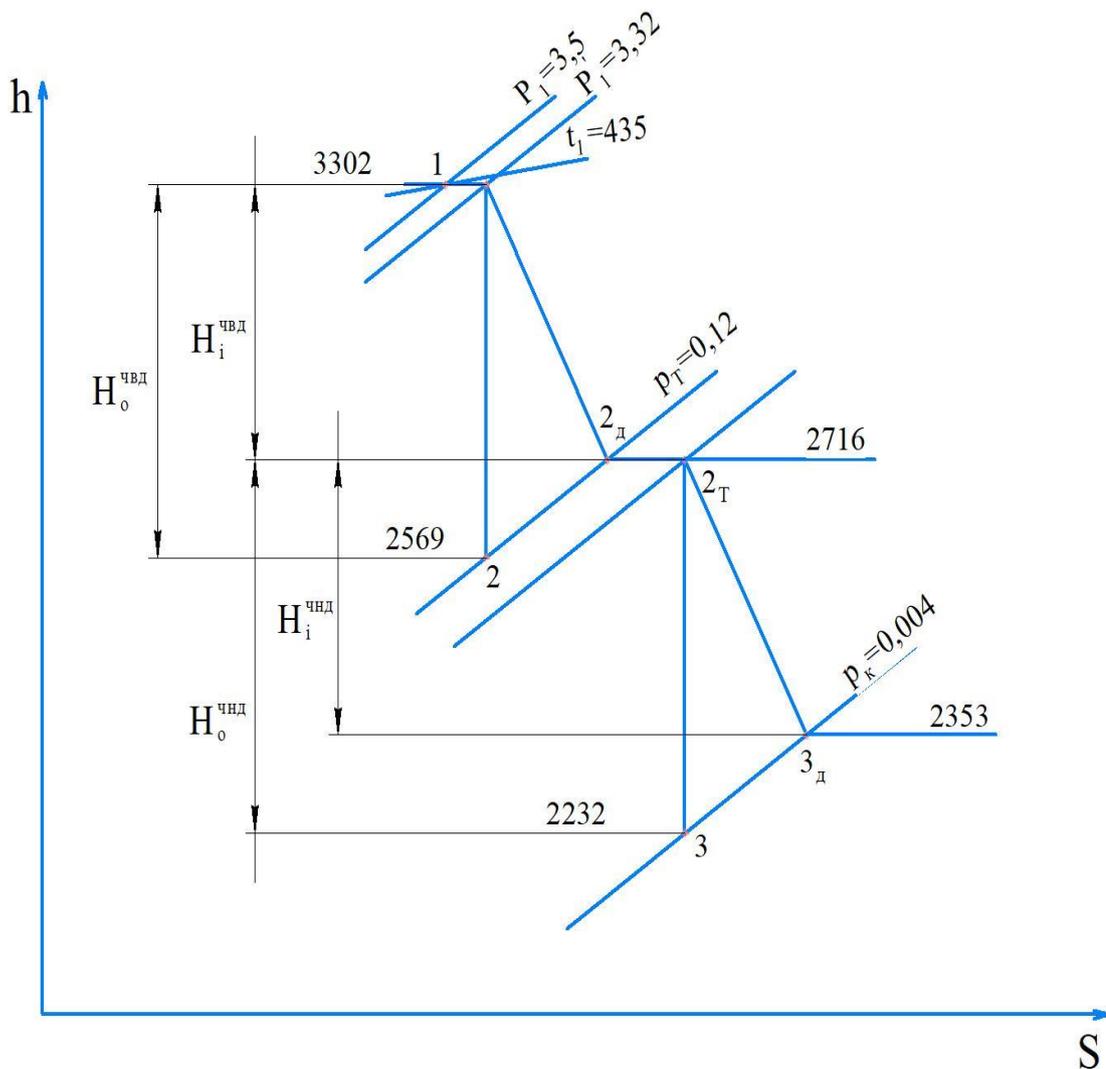


Рис.2.2. Процесс расширения пара в теплофикационной турбине

Расход пара на сетевой подогреватель в данной схеме при сохранении отпускаемой в систему теплоснабжения теплоты и при сохранении параметров греющего пара, как в схеме с турбиной «Р», будет аналогичным расходу пара, поступающему из выхлопного патрубка.

$$D_{\text{сп}} = 3,14 \text{ кг/с.}$$

Расход пара на деаэратор принимаем равным $D_{\text{д}} = 0,05D_0$ с последующим уточнением.

Подставив полученные соотношения в уравнение (2.2), решим его с определением D_0

$$D_0 = D_{\text{сп}} + 0,05D_0 + 0,1D_0,$$

откуда
$$D_0 = \frac{D_{\text{сп}}}{1-0,15} = \frac{3,14}{0,85} = 3,69 \text{ кг/с.}$$

$$D_d = 0,05D_0 = 0,05 \cdot 3,69 = 0,18 \text{ кг/с.}$$

$$D_k = 0,1 \cdot 3,69 = 0,369 \text{ кг/с}$$

Используя уравнение теплового баланса деаэратора, проводим проверку с уточнением расхода греющего пара, подаваемого в него:

$$D_0 \cdot h_{пв} = D_d \cdot h_{2д} + D_{сп} \cdot h'_{сп} + D_k \cdot h'_k, \quad (2.3)$$

где $h_{пв}$ - энтальпия питательной воды на выходе из деаэратора, при давлении 0.12 МПа, $h_{пв} = 439 \text{ кДж/кг}$;

$h'_{сп}$ - энтальпия конденсата на выходе из сетевого подогревателя, $h'_{сп} = 439 \text{ кДж/кг}$;

h'_k - энтальпия главного конденсата на выходе из конденсатора, соответствует энтальпии кипящей воды при давлении в конденсаторе P_k , $h'_k = 121,4 \text{ кДж/кг}$ (определяется по таблицам воды и водяного пара).

Преобразуем уравнение (2.3) и запишем в следующем виде

$$D_d = \frac{D_0 \cdot h_{пв} - D_{сп} \cdot h'_{сп} - D_k \cdot h'_k}{h_{2д}} = \frac{3,69 \cdot 439 - 3,14 \cdot 439 - 0,369 \cdot 121,4}{2716} = 0,072 \text{ кг/с.}$$

Определяем вырабатываемую электрическую мощность

Мощность ЧВД теплофикационной турбины

$$N_{эчвд} = D_0 \cdot H_{очвд} \cdot \eta_{oiчвд} \cdot \eta_m \cdot \eta_r = 3,69 \cdot 733 \cdot 0,8 \cdot 0,97 \cdot 0,98 = 2057 \text{ кВт.}$$

Мощность ЧНД теплофикационной турбины

$$N_{эчнд} = D_k \cdot H_{очнд} \cdot \eta_{oiчнд} \cdot \eta_m \cdot \eta_r = 0,369 \cdot 484 \cdot 0,75 \cdot 0,97 \cdot 0,98 = 127,3 \text{ кВт.}$$

Суммарная мощность теплофикационной паровой турбины

$$N_{э} = N_{эчвд} + N_{эчнд} = 2057 + 127,3 = 2184,3 \text{ кВт.}$$

Расход сжигаемого топлива в парогенераторе определяем по уравнению теплового баланса

$$B_T = \frac{D_0(h_1 - h_{пв})}{Q_p^H \eta_{кот}} = \frac{3,69 \cdot (3302 - 439)}{35000 \cdot 0,9} = 0,335 \text{ кг/с.}$$

Коэффициент использования теплоты сжигаемого топлива на ТЭЦ с теплофикационной турбиной «Т»

$$\eta_{\text{кит}} = \frac{N_{\text{э}} + Q_{\text{отп}}}{B_{\text{т}} \cdot Q_{\text{р}}^{\text{H}}} = \frac{2184,3 + 7000}{0,335 \cdot 35000} = 0,783.$$

Величина удельной выработки электрической энергии на тепловом потреблении

$$y = \frac{N_{\text{э}}}{Q_{\text{т}}} = \frac{2184,3}{7000} = 0,312.$$

Удельный расход топлива на производство тепловой и электрической энергии

$$b_{\text{т}} = \frac{3600 \cdot B_{\text{т}}}{N_{\text{э}} + Q_{\text{т}}} = \frac{3600}{Q_{\text{р}}^{\text{H}} \eta_{\text{кит}}} = \frac{3600}{35000 \cdot 0,783} = 0,131 \text{ кг/кВт ч.}$$

Эксергетический КПД

$$\eta_{\text{экст}} = \frac{N_{\text{эр}} + E_{\text{отп}}}{B_{\text{тр}} \cdot Q_{\text{р}}^{\text{H}}} = \frac{2184,3 + 1668}{0,335 \cdot 35000} = 0,328.$$

Расход топлива на производство электрической энергии, считая что расход топлива на производство тепловой энергии $B_{\text{тт}} = B_{\text{ткот}} = 0,222 \text{ кг/с}$ составит

$$B_{\text{тэ}} = B_{\text{т}} - B_{\text{тт}} = 0,335 - 0,222 = 0,113 \text{ кг/с.}$$

Электрический КПД

$$\eta_{\text{э}} = \frac{N_{\text{эр}}}{B_{\text{тэ}} \cdot Q_{\text{р}}^{\text{H}}} = \frac{2184,3}{0,113 \cdot 35000} = 0,55.$$

2.1.5. Расчет газотурбинной ТЭЦ (ТЭЦ ГТУ) с водогрейным котлом- утилизатором

(схема ТЭЦ ГТУ на рис.1.15)

Определение температуры воздуха на выходе из компрессора и температуры газа на выходе из газовой турбины

Для обратимого адиабатного процесса сжатия справедливо следующее соотношение:

$$\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{\frac{k_B-1}{k_B}}, \text{ используя которое, определяем величину } T_2.$$

При принятом $\pi_K = \frac{P_2}{P_1} = 10,0$ и показателе адиабаты $k_B = 1,4$ получим

$$T_2 = T_1 \cdot \left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{\frac{k_B-1}{k_B}} = 271,3 \cdot 10^{0,285} = 523 \text{ К.}$$

Действительная температура воздуха в точке 2д

$$T_{2д} = T_1 + \frac{T_2 - T_1}{\eta_{oiк}} = 271,3 + \frac{523 - 271,3}{0,8} = 586 \text{ К.}$$

Температура газообразных продуктов сгорания на выходе из газовой турбины определяется при условии, что $\pi_K \approx \pi_T$ ($\pi_T = \frac{P_3}{P_4}$ - степень расширения газа в турбине)

$$\frac{T_3}{T_4} = \left(\frac{P_3}{P_4}\right)^{\frac{k_T-1}{k_T}}, \text{ откуда } T_4 = \frac{T_3}{\frac{k_T-1}{\pi_T \cdot k_T}} = \frac{1273}{1,77} = 719 \text{ К.}$$

Действительная температура газа на выходе из газовой турбины

$$T_{4д} = T_3 - (T_3 - T_4) \cdot \eta_{oiгт} = 1273 - (1273 - 719) \cdot 0,85 = 802 \text{ К.}$$

Расход газа, проходящего через газотурбинную установку, определяем исходя из его потребности для покрытия тепловой нагрузки, отпускаемой из водогрейного котла утилизатора $Q_{отп} = 7000$ кВт.

$$Q_{отп} = G_T \cdot C_{рг} \cdot (T_{4д} - T_{yx}), \text{ откуда}$$

$$G_T = \frac{Q_{отп}}{C_{рг} \cdot (T_{4д} - T_{yx})} = \frac{7000}{1,15 \cdot (802 - 393)} = 14,9 \text{ кг/с.}$$

$T_{yx} = 393 \text{ К}$ ($120 \text{ }^\circ\text{C}$) – температура уходящих газов, удаляемых в атмосферу.

Расход воздуха определим по величине расхода газа с учетом коэффициента, учитывающего массу топлива, добавленного в цикловой воздух $\beta = 0,01 \div 0,02$. В расчете принимается величина $\beta = 0,015$.

$$G_T = (1 + \beta)G_B.$$

$$G_B = \frac{G_T}{1 + \beta} = \frac{14,9}{1 + 0,015} = 14,7 \text{ кг/с.}$$

Мощность, потребляемая осевым компрессором

$$N_{\text{к}} = G_{\text{в}} \cdot C_{\text{рв}} \cdot (T_{2\text{д}} - T_1) = 14,7 \cdot 1,01 \cdot (586 - 271,3) = 4672 \text{ кВт.}$$

Мощность, развиваемая газовой турбиной

$$N_{\text{Г}} = G_{\text{Г}} \cdot C_{\text{рг}} \cdot (T_3 - T_{4\text{д}}) = 14,9 \cdot 1,15 \cdot (1273 - 802) = 8070 \text{ кВт.}$$

Мощность газотурбинной установки

$$N_{\text{ГТУ}} = N_{\text{Г}} - N_{\text{к}} = 8070 - 4672 = 3398 \text{ кВт.}$$

Вырабатываемая электрическая мощность

$$N_{\text{ЭГТУ}} = N_{\text{ГТУ}} \cdot \eta_{\text{м}} \cdot \eta_{\text{Г}} = 3398 \cdot 0,97 \cdot 0,98 = 3230 \text{ кВт.}$$

Расход потребляемого топлива определяем, используя уравнение теплового баланса камеры сгорания

$$B_{\text{ГГТУ}} \cdot Q_{\text{р}}^{\text{H}} \cdot \eta_{\text{КС}} = G_{\text{Г}} \cdot C_{\text{рг}} \cdot T_3 - G_{\text{в}} \cdot C_{\text{рв}} \cdot T_{2\text{д}}.$$

Откуда

$$B_{\text{ГГТУ}} = \frac{G_{\text{Г}} \cdot C_{\text{рг}} \cdot T_3 - G_{\text{в}} \cdot C_{\text{рв}} \cdot T_{2\text{д}}}{Q_{\text{р}}^{\text{H}} \cdot \eta_{\text{КС}}} = \frac{14,9 \cdot 1,15 \cdot 1273 - 14,7 \cdot 1,01 \cdot 586}{35000 \cdot 0,98} = 0,382 \text{ кг/с.}$$

Коэффициент использования теплоты сжигаемого топлива на газотурбинной ТЭЦ

$$\eta_{\text{КИТ}} = \frac{N_{\text{ЭГТУ}} + Q_{\text{отп}}}{B_{\text{ГГТУ}} \cdot Q_{\text{р}}^{\text{H}}} = \frac{3230 + 7000}{0,382 \cdot 35000} = 0,765.$$

Величина удельной выработки электрической энергии на тепловом потреблении

$$y = \frac{N_{\text{Э}}}{Q_{\text{Т}}} = \frac{3230}{7000} = 0,461.$$

Удельный расход топлива на производство тепловой и электрической энергии

$$b_{\text{Т}} = \frac{3600 \cdot B_{\text{ГГТУ}}}{N_{\text{Э}} + Q_{\text{Т}}} = \frac{3600}{Q_{\text{р}}^{\text{H}} \cdot \eta_{\text{КИТ}}} = \frac{3600}{35000 \cdot 0,765} = 0,134 \text{ кг/кВт ч.}$$

Эксергетический КПД ТЭЦ ГТУ

$$\eta_{\text{ЭКС}} = \frac{N_{\text{ЭГТУ}} + E_{\text{отп}}}{B_{\text{ГГТУ}} \cdot Q_{\text{р}}^{\text{H}}} = \frac{3230 + 1668}{0,382 \cdot 35000} = 0,366.$$

Расход топлива на производство электрической энергии

$$B_{ТЭ} = B_{ТГТУ} - B_{ТТ} = 0,382 - 0,222 = 0,16 \text{ кг/с.}$$

Электрический КПД

$$\eta_{Э} = \frac{N_{ЭГТУ}}{B_{ТЭ} \cdot Q_p^H} = \frac{3230}{0,16 \cdot 35000} = 0,576.$$

2.1.6. Расчет парогазовой ТЭЦ (ТЭЦ ПГУ) с паровым котлом-утилизатором

(схема ТЭЦ ПГУ на рис.1.16)

Основными элементами ПГУ ТЭЦ являются газотурбинная установка, в которой в качестве рабочего тела используются газообразные продукты сгорания и паротурбинная установка, с рабочим телом в виде воды и водяного пара.

Сохраняя степень повышения давления в компрессоре, а также температуру воздуха на входе в него и температуру газа перед газовой турбиной, мы сохраним температуру $T_{2д} = 523 \text{ К}$ и $T_{4д} = 802 \text{ К}$.

В цикле паротурбинной установки при неизменном количестве отпускаемой теплоты $Q_T = 7000 \text{ кВт}$, сохраняется расход пара на турбину $D_0 = 3,69 \text{ кг/с}$ и электрическая мощность турбины $N_3 = 2184,3 \text{ кВт}$.

При таких условиях величиной, позволяющей сбалансировать работу двух установок, является расход газообразных продуктов, отводимых из газовой турбины в паровой котел-утилизатор. Определим указанный расход газа, для чего составим уравнение теплового баланса парового котла утилизатора

$$G_{Г} \cdot C_{рГ} (T_{4д} - T_{уХ}) \eta_{котут} = D_0 (h_1 - h_{пв}),$$

откуда

$$G_{Г} = \frac{D_0 (h_1 - h_{пв})}{C_{рГ} (T_{4д} - T_{уХ}) \eta_{котут}} = \frac{3,69 \cdot (3302 - 439)}{1,15 \cdot (802 - 393) \cdot 0,98} = 22,92 \text{ кг/с.}$$

Расход воздуха сжимаемого в компрессоре

$$G_{В} = \frac{G_{Г}}{1 + \beta} = \frac{22,92}{1 + 0,015} = 22,58 \text{ кг/с.}$$

Мощность, потребляемая осевым компрессором

$$N_{К} = G_{В} \cdot C_{рВ} \cdot (T_{2д} - T_1) = 22,58 \cdot 1,01 \cdot (586 - 271,3) = 7177 \text{ кВт.}$$

Мощность, развиваемая газовой турбиной

$$N_{\Gamma} = G_{\Gamma} \cdot C_{\text{рг}} \cdot (T_3 - T_{4\text{д}}) = 22,92 \cdot 1,15 \cdot (1273 - 802) = 12388 \text{ кВт.}$$

Мощность газотурбинной установки

$$N_{\text{ГТУ}} = N_{\Gamma} - N_{\text{к}} = 12388 - 7177 = 5211 \text{ кВт.}$$

Вырабатываемая электрическая мощность на газотурбинной установке

$$N_{\text{ЭГТУ}} = N_{\text{ГТУ}} \cdot \eta_{\text{м}} \cdot \eta_{\Gamma} = 5211 \cdot 0,97 \cdot 0,98 = 4954 \text{ кВт.}$$

Вырабатываемая электрическая мощность на паровой турбине

$$N_{\text{ЭПТ}} = N_{\text{ЭЧВД}} + N_{\text{ЭЧНД}} = 2057 + 127,3 = 2184,3 \text{ кВт.}$$

Вырабатываемая электрическая мощность на парогазовой ТЭЦ

$$N_{\text{ЭПГУ}} = N_{\text{ЭГТУ}} + N_{\text{ЭПТ}} = 4954 + 2184,3 = 7138,3 \text{ кВт}$$

Расход потребляемого топлива определяем, используя уравнение теплового баланса камеры сгорания

$$B_{\text{ТПГУ}} \cdot Q_{\text{р}}^{\text{H}} \cdot \eta_{\text{КС}} = G_{\Gamma} \cdot C_{\text{рг}} \cdot T_3 - G_{\text{В}} \cdot C_{\text{рв}} \cdot T_{2\text{д}}.$$

Откуда

$$B_{\text{ТПГУ}} = \frac{G_{\Gamma} \cdot C_{\text{рг}} \cdot T_3 - G_{\text{В}} \cdot C_{\text{рв}} \cdot T_{2\text{д}}}{Q_{\text{р}}^{\text{H}} \cdot \eta_{\text{КС}}} = \frac{22,92 \cdot 1,15 \cdot 1273 - 22,58 \cdot 1,01 \cdot 586}{35000 \cdot 0,98} = 0,588 \text{ кг/с.}$$

Коэффициент использования теплоты сжигаемого топлива на ТЭЦ ПГУ

$$\eta_{\text{КИТ}} = \frac{N_{\text{ЭПГУ}} + Q_{\text{Т}}}{B_{\text{ТПГУ}} \cdot Q_{\text{р}}^{\text{H}}} = \frac{7138,3 + 7000}{0,588 \cdot 35000} = 0,687.$$

Величина удельной выработки электрической энергии на тепловом потреблении

$$y = \frac{N_{\text{Э}}}{Q_{\text{Т}}} = \frac{7138,3}{7000} = 1,02.$$

Удельный расход топлива на производство тепловой и электрической энергии

$$b_{\text{Т}} = \frac{3600 \cdot B_{\text{ТПГУ}}}{N_{\text{Э}} + Q_{\text{Т}}} = \frac{3600}{Q_{\text{р}}^{\text{H}} \eta_{\text{КИТ}}} = \frac{3600}{35000 \cdot 0,687} = 0,150 \text{ кг/кВт ч.}$$

Эксергетический КПД ТЭЦ ПГУ

$$\eta_{\text{экспгу}} = \frac{N_{\text{эпгу}} + E_{\text{отп}}}{B_{\text{тпгу}} \cdot Q_{\text{р}}^{\text{H}}} = \frac{7138,3 + 1668}{0,588 \cdot 35000} = 0,427.$$

Расход топлива на производство электрической энергии

$$B_{\text{тэ}} = B_{\text{тпгу}} - B_{\text{тт}} = 0,588 - 0,222 = 0,366 \text{ кг/с.}$$

Электрический КПД

$$\eta_{\text{э}} = \frac{N_{\text{эр}}}{B_{\text{тэ}} \cdot Q_{\text{р}}^{\text{H}}} = \frac{7138,3}{0,366 \cdot 35000} = 0,56.$$

2.1.7. Анализ полученных результатов

Для проведения сравнительного анализа полученные результаты расчетов сводим в единую табл. 2.1.

Таблица 2.1

Показатели сравниваемых источников энергоснабжения

Название величины	Ед. изм.	Тип источника энергоснабжения				
		котельная	ТЭЦ ПГУ с турб. Р	ТЭЦ ПГУ с турб. Т	ТЭЦ ГТУ	ТЭЦ ПГУ
Номер источника энергоснабжения	-	1	2	3	4	5
Тепловая мощность $Q_{\text{т}}$	кВт	7000	7000	7000	7000	7000
Электрическая мощность $N_{\text{э}}$	кВт	-	1750	2184,3	3230	7138,3
Удельная выработка эл.эн на тепловом потреблении $У$	-	-	0,25	0,312	0,461	1,02
Расход топлива $B_{\text{т}}$	кг/с	0,222	0,285	0,335	0,382	0,588
Коэффициент полезного использования топлива $\eta_{\text{кит}}$	-	0,9	0,877	0,783	0,765	0,687
Удельный расход топлива на выработку тепловой и электрической энергии $b_{\text{т}}$	$\frac{\text{кг}}{\text{кВт ч}}$	0,114	0,117	0,131	0,134	0,150
Количество эксергии вырабатываемой в источнике $N_{\text{э}} + E_{\text{т}}$	кВт	1668	3418	3852,3	4898	8806,3
Количество электрической и тепловой энергии вырабатываемой в источнике $N_{\text{э}} + Q_{\text{т}}$	кВт	7000	8750	9184,3	10230	14138,3
Эксергетический КПД $\eta_{\text{экс}}$	-	0,214	0,343	0,328	0,366	0,427
Электрический КПД $\eta_{\text{э}}$	-	-	0,79	0,55	0,576	0,56

Переход от водогрейной котельной к когенерационным источникам теплоснабжения при неизменном сохранении производства тепловой

энергии сопровождается наращиванием производства электрической энергии. Если за базовый вариант принять ТЭЦ ПГУ с теплофикационной турбиной «Т» как наиболее распространенного источника, применяемого в системах централизованного теплоснабжения, то переход к ТЭЦ ГТУ сопровождается ростом электрической мощности в 1,5 раза, а переход к ТЭЦ ПГУ более чем в 3 раза.

Таким образом, сохраняя централизованную систему теплоснабжения в неизменном виде, т.е. ориентированную на использование тепловой энергии, передаваемую с потоком сетевой воды, ввод в строй новых ТЭЦ, работающих по парогазовому циклу, приводит к значительному увеличению производства электрической энергии, которая в настоящее время не находит применения в системах отопления коммунальных потребителей.

На рис.2.3 представлена диаграмма производимой тепловой и электрической энергии в рассматриваемых источниках энергоснабжения

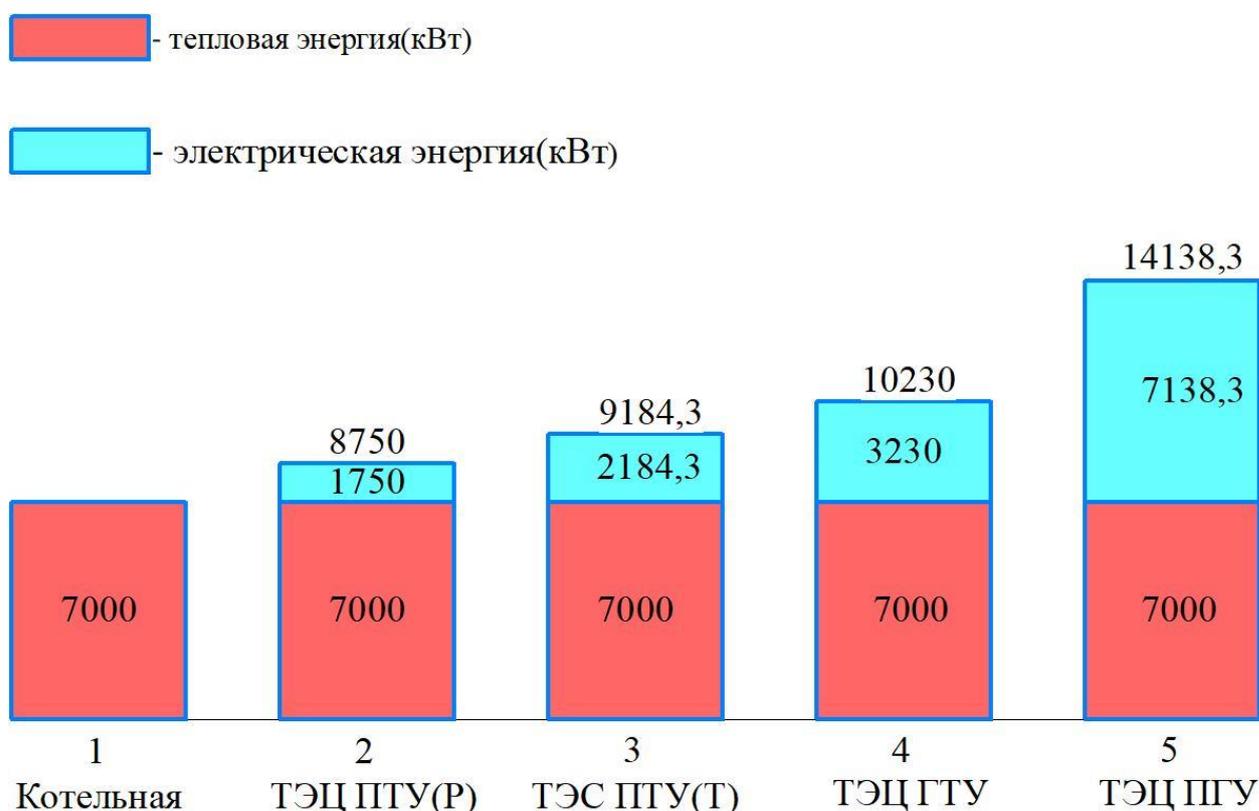


Рис.2.3. Диаграмма производимой тепловой и электрической энергии в различных источниках теплоснабжения

На рис.2.4 представлена диаграмма расхода потребляемого топлива, затрачиваемого на производство тепловой и электрической энергии в рассматриваемых источниках энергоснабжения.

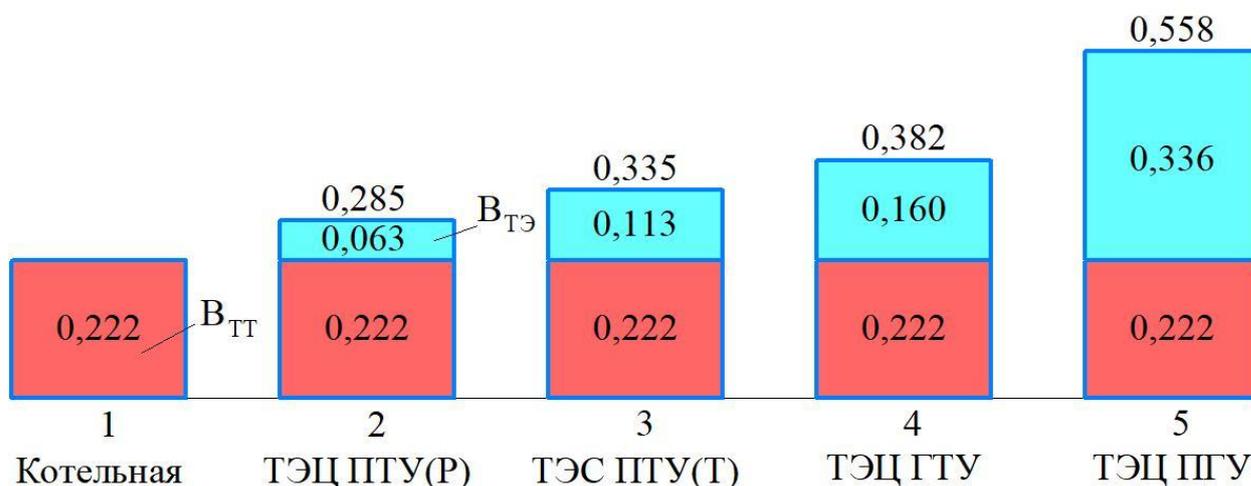


Рис.2.4. Диаграмма расхода потребляемого топлива по видам вырабатываемой энергии в рассматриваемых источниках энергоснабжения

Энергетическая эффективность, характеризуемая, коэффициентом полезного использования энергии сжигаемого топлива $\eta_{\text{кит}}$, с увеличением производства электрической энергии снижается, как показано на диаграмме на рис.2.5. Это затрудняет оценку истинного качества источника теплоснабжения.

Для сравнительной оценки качества источников теплоснабжения целесообразно использовать величину эксергетического КПД, также представленного на диаграмме рис.2.5.

Как видно из диаграммы, величина $\eta_{\text{кит}}$, соответствующая энергетическому КПД водогрейного котла, равна 0,9 (90 %), то для ТЭЦ ПГУ эта величина снижается до значения 0,687 (68,7 %). В тоже время эксергетический КПД водогрейной котельной имеет минимальное значение 0,214 (21,4 %), в то время как для ТЭЦ ПГУ этот КПД составляет 0,427 (42,7 %).

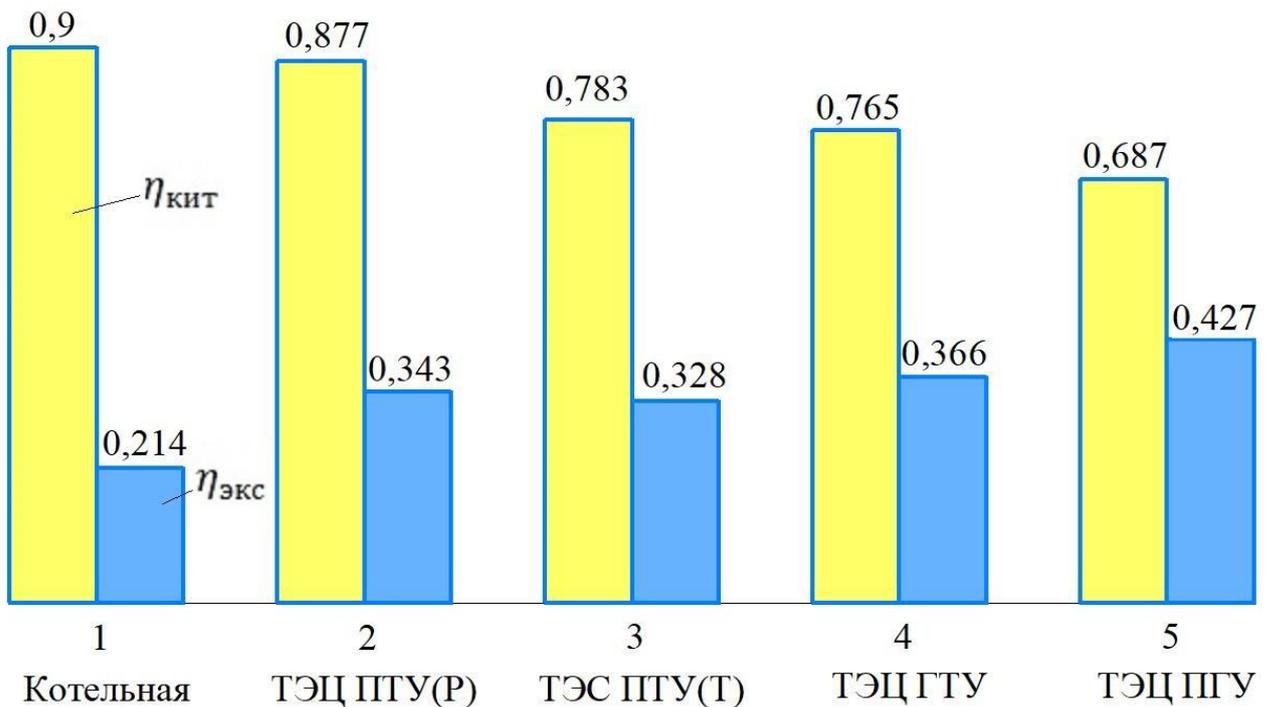


Рис.2.5. Диаграмма показателей $\eta_{\text{кит}}$ и эксергетического КПД - $\eta_{\text{экс}}$ рассматриваемых источников теплоснабжения

На рис.2.6 представлена диаграмма коэффициента теплофикации для рассматриваемых источников теплоснабжения, подтверждающая значительное увеличение производства электрической энергии на тепловом потреблении на ТЭЦ, работающих по парогазовому циклу.

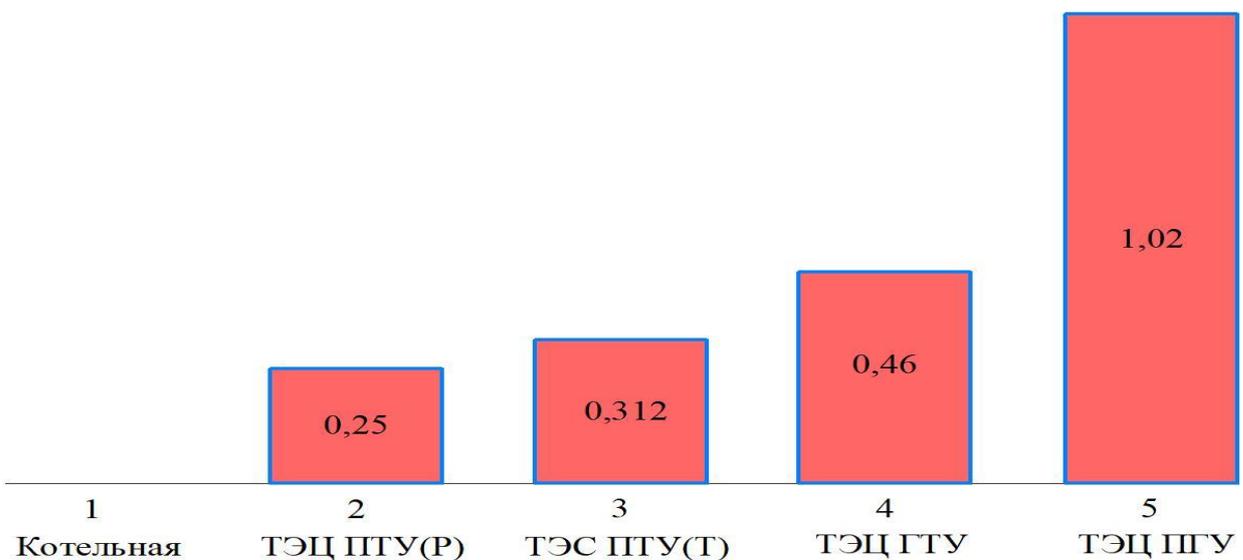


Рис.2.6. Удельная выработка электрической энергии на тепловом потреблении в рассматриваемых источниках энергоснабжения

На рис.2.7 представлена диаграмма удельных расходов топлива, затрачиваемого на выработку электрической и тепловой энергии в комбинированных источниках энергоснабжения.

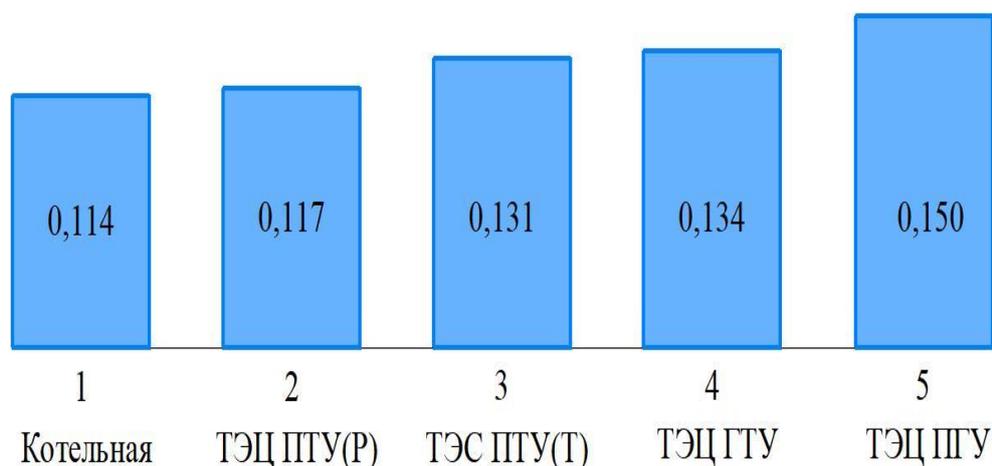


Рис.2.7. Сравнительная диаграмма удельных расходов топлива в рассматриваемых источниках энергоснабжения

Таким образом, максимальное количество работоспособной энергии вырабатывается на ТЭЦ ПГУ. Отметим, что выработка электрической энергии на ТЭЦ ПГУ превышает отпускаемую от источника тепловую энергию. В некоторых случаях при ограниченном спросе на электрическую энергию и при значительном спросе на тепловую энергию может возникнуть вопрос о целесообразности ввода новых источников энергоснабжения, работающих по парогазовому циклу.

Для ответа на поставленный вопрос необходимо выполнить задание 2, позволяющее сравнить паротурбинную ТЭЦ (ТЭЦ ПГУ) и парогазовую ТЭЦ (ТЭЦ ПГУ) как источников тепловой и электрической энергии, функционирующих в системе централизованного теплоснабжения.

2.2. Расчет комбинированных источников теплоснабжения при одинаковой электрической и тепловой мощности (Задание 2)

1. Сравнить показатели эффективности, а также полный и удельный расход потребляемого топлива ТЭЦ ПГУ с теплофикационной турбиной с показателями комбинированных источников в составе ТЭЦ ПГУ, ТЭС ПГУ, ТЭЦ ГТУ и водогрейной котельной при условии одинакового количества вырабатываемой электрической и тепловой энергии.

2. Выбрать источник энергоснабжения, потребляющий минимальный расход топлива и обеспечивающий заданную выработку электрической и тепловой энергии.

Из анализа термодинамических циклов следует, что при одинаковой электрической мощности от ТЭС и ТЭЦ ПГУ (ГТУ) невозможно отпустить такое же количество теплоты, поэтому для выполнения поставленного условия в задании в указанных источниках дополнительно должны устанавливаться водогрейные котлы.

При выполнении данного задания будем придерживаться следующей терминологии. Источники, на которых применяется оборудование для одновременной выработки электрической и тепловой энергии, будем называть **когенерационными**, а источники электрической энергии с отдельным производством тепловой энергии в водогрейной котельной (ТЭС ПГУ и ВК), а также когенерационные источники с дополнительной выработкой тепловой энергии в водогрейной котельной будем называть **комбинированными**.

Таким образом, ТЭЦ ПГУ, ТЭЦ ПГУ или ТЭЦ ГТУ являются когенерационными источниками, а ТЭС ПГУ и ВК, ТЭЦ ПГУ и ВК, ТЭЦ ГТУ и ВК являются комбинированными источниками энергоснабжения.

На рис.2.8 представлена схема энергетических потоков и расхода потребляемого топлива в рассматриваемых источниках энергоснабжения.

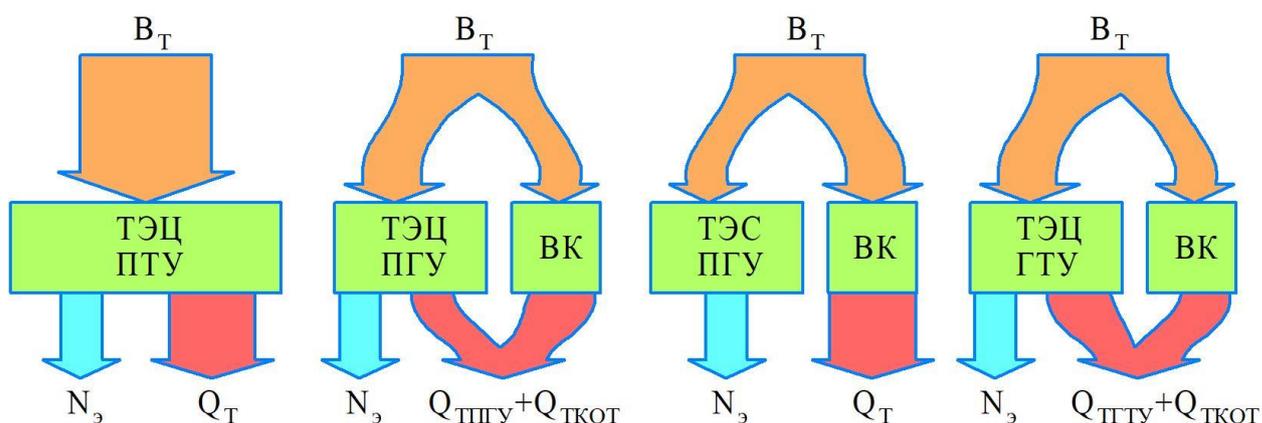


Рис.2.8. Схема подачи топлива и энергетические потоки в рассматриваемых источниках энергоснабжения

2.2.1. Исходные данные

За базовый вариант принимаем ТЭЦ ПТУ с теплофикационной турбиной, электрическая мощность которой $N_э = 2184,3$ кВт, тепловая мощность $Q_T = 7000$ кВт.

Необходимые исходные данные для выполнения расчетов приведены в задании 1.

2.2.2. Расчет комбинированного источника в составе ТЭЦ ПГУ и водогрейной котельной (ВК)

Для определения расхода рабочих тел, используемых в цикле ПГУ, а именно расхода газа (продуктов сгорания), работающего в газотурбинной установке, и расхода пара, совершающего работу в паровой турбине, совместно решаются уравнение теплового баланса парового котла-утилизатора и уравнение мощности парогазовой установки:

$$G_{\Gamma} \cdot C_{\text{пр}}(T_{4\text{д}} - T_{\text{ух}})\eta_{\text{ку}} = D_0(h_0 - h_{\text{пв}}), \quad (2.4)$$

$$N_э = N_{\text{ГТУ}} + N_{\text{ПТ}} = N_{\text{ГТ}} - N_{\text{К}} + N_{\text{ПТ}}. \quad (2.5)$$

Обозначим отношение расхода пара к расходу газа, как α

$$\alpha = \frac{D_0}{G_{\Gamma}} = \frac{C_{\text{пр}}(T_{4\text{д}} - T_{\text{ух}})\eta_{\text{ку}}}{h_0 - h_{\text{пв}}}. \quad (2.6)$$

$$\alpha = \frac{1,15(802 - 393)0,98}{3302 - 439} = 0,16$$

$$N_{\text{ГТУ}} = G_{\text{В}}[(1 + \beta)L_{\text{ГТ}} - L_{\text{К}}]\eta_{\text{М}} \cdot \eta_{\text{Г}}, \quad (2.7)$$

где $G_{\Gamma} = G_{\text{В}}(1 + \beta)$ – расход газообразных продуктов сгорания;

$L_{\text{ГТ}} = C_{\text{пр}}(T_3 - T_{4\text{д}}) = 1,15(1273 - 802) = 541,6$ кДж/кг – работа, совершаемая в газовой турбине;

$L_{\text{К}} = C_{\text{рв}}(T_{2\text{д}} - T_1) = 1,01(586 - 271,3) = 317,8$ кДж/кг – работа, совершаемая в компрессоре.

$$N_{\text{ГТУ}} = G_{\text{В}}[(1 + 0,015)541,6 - 317,8] \cdot 0,97 \cdot 0,98 = G_{\text{В}} \cdot 220,4. \quad (2.8)$$

Мощность паровой турбины

$$N_{\text{пт}} = N_{\text{чвд}} + N_{\text{чнд}} = D_0 \eta_m \cdot \eta_\Gamma [H_{i\text{чвд}} + 0,1 \cdot H_{i\text{чнд}}], \quad (2.9)$$

где $D_k = 0,1 \cdot D_0$ – расход пара, поступающий в конденсатор из части низкого давления паровой турбины.

Выразим расход пара через расход воздуха, используя соотношение (2.6).

$D_0 = \alpha \cdot G_\Gamma = \alpha \cdot G_B(1 + \beta)$, тогда можно представить в следующем виде

$$N_{\text{пт}} = \alpha \cdot G_B(1 + \beta) \eta_m \cdot \eta_\Gamma [H_{i\text{чвд}} + 0,1 \cdot H_{i\text{чнд}}]. \quad (2.10)$$

$$N_{\text{пт}} = 0,16 G_B(1 + 0,015) 0,97 \cdot 0,98 [586,4 - 0,1 \cdot 363] = G_B \cdot 84,9. \quad (2.11)$$

Подставим (2.8) и (2.11) в уравнение (2.5)

$$N_{\text{эпгу}} = N_{\text{гту}} + N_{\text{пт}} = G_B \cdot 220,4 + G_B \cdot 84,9 = G_B \cdot 316,6 = 2184,3 \text{ кВт}.$$

Из полученного уравнения при заданной мощности 2184,3 кВт можно рассчитать расход воздуха в цикле ГТУ

$$G_B = \frac{2184,3}{316,6} = 6,89 \text{ кг/с}.$$

$$G_\Gamma = G_B(1 + \beta) = 6,89(1 + 0,015) = 7,00 \text{ кг/с}.$$

$$N_k = G_B \cdot L_k = 6,89 \cdot 317,8 = 2189,6 \text{ кВт}.$$

$$N_{\text{гт}} = G_\Gamma \cdot L_{\text{гт}} = 7,0 \cdot 541,6 = 3791,2 \text{ кВт}.$$

$$N_{\text{гту}} = (N_{\text{гт}} - N_k) \eta_m \cdot \eta_\Gamma = (3791,2 - 2189,6) 0,97 \cdot 0,98 = 1522,5 \text{ кВт}.$$

$$D_0 = \alpha \cdot G_\Gamma = 0,16 \cdot 7,0 = 1,12 \text{ кг/с}.$$

$$N_{\text{пт}} = D_0 \eta_m \cdot \eta_\Gamma [H_{i\text{чвд}} + 0,1 \cdot H_{i\text{чнд}}] = 1,12 \cdot 0,97 \cdot 0,98 [586,4 + 0,1 \cdot 363] = 662,97 \text{ кВт}.$$

$$N_{\text{эпгу}} = N_{\text{гту}} + N_{\text{пт}} = 1522,5 + 662,97 = 2185,4 \approx 2184,3 \text{ кВт}.$$

Расход пара на сетевой подогреватель для рассматриваемой схемы ТЭЦ ПГУ

$$D_{\text{сп}} = D_0 - D_d - D_k = 1,12 - 0,05 \cdot 1,12 - 0,1 \cdot 1,12 = 0,952 \text{ кг/с}.$$

Тепловая мощность сетевого подогревателя

$$Q_{\text{сп}} = D_{\text{сп}} (h_\Gamma - h'_\Gamma) \eta_{\text{сп}} = 0,952(2716 - 439) \cdot 0,98 = 2124 \text{ кВт}.$$

Для покрытия недостающей мощности тепловой нагрузки необходимо пристроить к ТЭЦ ПГУ водогрейную котельную

$$Q_{\text{кот}} = Q_{\text{T}} - Q_{\text{сп}} = 7000 - 2124 = 4876 \text{ кВт.}$$

Расход топлива, сжигаемого в водогрейной котельной при $\eta_{\text{кот}} = 0,9$.

$$B_{\text{ТКОТ}} = \frac{Q_{\text{кот}}}{Q_{\text{p}}^{\text{H}} \eta_{\text{кот}}} = \frac{4876}{35000 \cdot 0,9} = 0,155 \text{ кг/с.}$$

Расход топлива, сжигаемого на ТЭЦ ПГУ,

$$B_{\text{ТЭЦПГУ}} = \frac{G_{\text{T}} \cdot C_{\text{рг}} \cdot T_{\text{з}} - G_{\text{в}} \cdot C_{\text{рв}} \cdot T_{\text{зд}}}{Q_{\text{p}}^{\text{H}} \cdot \eta_{\text{кс}}} = \frac{7,0 \cdot 1,15 \cdot 1273 - 6,89 \cdot 1,01 \cdot 586}{35000 \cdot 0,98} = 0,180 \text{ кг/с.}$$

Суммарный расход топлива, сжигаемый на ТЭЦ ПГУ и водогрейной котельной

$$B_{\text{T}} = B_{\text{ТЭЦПГУ}} + B_{\text{ТКОТ}} = 0,180 + 0,155 = 0,335 \text{ кг/с.}$$

Определим коэффициент полезного использования топлива комбинированного источника энергоснабжения в составе ТЭС ПГУ и водогрейной котельной (ВК)

$$\eta_{\text{КИТКОМ}} = \frac{N_{\text{ЭПГУ}} + Q_{\text{T}}}{B_{\text{T}} \cdot Q_{\text{p}}^{\text{H}}} = \frac{2185,4 + 7000}{0,335 \cdot 35000} = 0,783.$$

Удельный расход топлива, затрачиваемый на совместное производство электрической и тепловой энергии (комбинированного источника энергоснабжения ТЭЦ ПГУ и ВК):

$$b_{\text{T}} = \frac{3600 \cdot B_{\text{T}}}{N_{\text{Э}} + Q_{\text{T}}} = \frac{3600}{Q_{\text{p}}^{\text{H}} \eta_{\text{КИТКОМ}}} = \frac{3600}{35000 \cdot 0,783} = 0,131 \text{ кг/кВт ч.}$$

Величина удельной выработки электрической энергии на тепловом потреблении, определяемая как отношение электрической мощности к суммарной тепловой мощности комбинированного источника

$$y = \frac{N_{\text{ЭПГУ}}}{Q_{\text{T}}} = \frac{2185,4}{7000} = 0,312.$$

2.2.3. Расчет расхода топлива и показателей эффективности когенерационной ТЭЦ ПГУ (без ВК)

Представим расход топлива, сжигаемый на ТЭЦ ПГУ в виде двух составляющих, одну из которых соотнесем на выработку электрической энергии $B_{ТЭ}$, другую на производство тепловой энергии $B_{ТТ}$:

$$B_{ТЭЦПГУ} = B_{ТЭ} + B_{ТТ}.$$

Величину $B_{ТТ}$ определим по нагрузке сетевого подогревателя $Q_{СП}$

$$B_{ТТ} = \frac{Q_{СП}}{Q_p^H \eta_{КОТ}} = \frac{2124}{35000 \cdot 0,9} = 0,0674 \text{ кг/с, тогда}$$

$$B_{ТЭ} = B_{ТЭЦПГУ} - B_{ТТ} = 0,18 - 0,0674 = 0,113 \text{ кг/с.}$$

Электрический КПД ПГУ ТЭЦ

$$\eta_{Э} = \frac{N_{ЭПГУ}}{B_{ТЭ} \cdot Q_p^H} = \frac{2185,4}{0,113 \cdot 35000} = 0,554.$$

Коэффициент полезного использования топлива в когенерационном источнике, т. е. на ТЭЦ ПГУ

$$\eta_{КИТ} = \frac{N_{ЭПГУ} + Q_{СП}}{B_{ТЭЦПГУ} \cdot Q_p^H} = \frac{2185,4 + 2124}{0,18 \cdot 35000} = 0,684.$$

Удельный расход топлива, затрачиваемый на совместное производство электрической и тепловой энергии на ТЭЦ ПГУ

$$b_T = \frac{3600 \cdot B_{ТЭЦПГУ}}{N_{Э} + Q_T} = \frac{3600}{Q_p^H \eta_{КИТКОГ}} = \frac{3600}{35000 \cdot 0,684} = 0,150 \text{ кг/кВт ч.}$$

Величина удельной выработки электрической энергии на тепловом потреблении когенерационного источника (ТЭЦ ПГУ)

$$y = \frac{N_{ЭПГУ}}{Q_T} = \frac{2185,4}{2124} = 1,03$$

2.2.4. Расчет комбинированного источника в составе ТЭС ПГУ и водогрейной котельной (ВК)

В рассматриваемом задании соотношение расхода пара к расходу газа, определяемое из уравнения теплового баланса котла-утилизатора (2.4) остается без изменения

$$\alpha = \frac{D_0}{G_T} = 0,16.$$

Мощность ГТУ при расходе воздуха G_B , согласно уравнению (2.8), будет соответствовать следующей величине:

$$N_{ГТУ} = G_B \cdot 220,4.$$

Мощность паровой турбины в составе ПГУ определим при условии отсутствия теплофикационного отбора на сетевой подогреватель $D_{СП} = 0$, поэтому при расходе пара в деаэратор $D_D = 0,05 D_0$ расход пара в часть низкого давления и из него в конденсатор составит

$$D_K = 0,95 D_0.$$

$$N_{ПТ} = N_{ЧВД} + N_{ЧНД} = D_0 \eta_M \cdot \eta_T [H_{iЧВД} + 0,95 \cdot H_{iЧНД}]$$

$$N_{ПТ} = 0,16 G_B (1 + 0,015) 0,97 \cdot 0,98 [586,4 + 0,95 \cdot 363] = G_B \cdot 143,7$$

$$N_{ЭПГУ} = N_{ГТУ} + N_{ПТ} = G_B \cdot 220,4 + G_B \cdot 143,7 = G_B \cdot 364,2 = 2184,3 \text{ кВт.}$$

Откуда

$$G_B = \frac{N_{ЭПГУ}}{364,2} = \frac{2184,3}{364,2} = 6,0 \text{ кг/с.}$$

$$G_T = G_B (1 + \beta) = 6,0 (1 + 0,015) = 6,08 \text{ кг/с.}$$

$$D_0 = \alpha \cdot G_T = 0,16 \cdot 6,08 = 0,974 \text{ кг/с.}$$

Определим мощность компрессора, газовой турбины и газотурбинной установки:

$$N_K = G_B \cdot L_K = 6,0 \cdot 317,85 = 1907,1 \text{ кВт};$$

$$N_{ГТ} = G_T \cdot L_{ГТ} = 6,08 \cdot 541,65 = 3293,2 \text{ кВт};$$

$$N_{ГТУ} = (N_{ГТ} - N_K) \eta_M \cdot \eta_T = (3293,2 - 1907,1) 0,97 \cdot 0,98 = 1317,6 \text{ кВт.}$$

Мощность паротурбинной установки при расходе пара в часть низкого давления $D_K = 0,95 D_0$ составит:

$$N_{ПТ} = D_0 \eta_M \cdot \eta_T [H_{iЧВД} + 0,95 \cdot H_{iЧНД}]$$

$$N_{ПТ} = 0,974 \cdot 0,97 \cdot 0,98 [586,4 + 0,95 \cdot 363] = 867,2 \text{ кВт.}$$

Мощность парогазовой установки

$$N_{\text{ЭПГУ}} = N_{\text{ГТУ}} + N_{\text{ПТ}} = 1317,6 + 867,2 = 2179,8 \text{ кВт.}$$

Полученная электрическая мощность практически соответствует задаваемой мощности при определении расходов рабочих тел $2179,8 \approx 2184,3$ кВт.

Расход топлива, потребляемый в парогазовой установке при выработке рассчитанной мощности

$$B_{\text{ТТЭСПГУ}} = \frac{G_{\text{Г}} \cdot c_{\text{рг}} \cdot T_{\text{З}} - G_{\text{В}} \cdot c_{\text{рв}} \cdot T_{\text{2д}}}{Q_{\text{р}}^{\text{H}} \cdot \eta_{\text{КС}}} = \frac{6,08 \cdot 1,15 \cdot 1273 - 6,0 \cdot 1,01 \cdot 586}{35000 \cdot 0,98} = 0,156 \text{ кг/с.}$$

Расход топлива, сжигаемого в водогрейной котельной, мощность которой составляет $Q_{\text{кот}} = 7000$ кВт, определим по следующей формуле при принятом КПД котельной $\eta_{\text{кот}} = 0,9$:

$$B_{\text{ТКОТ}} = \frac{Q_{\text{кот}}}{Q_{\text{р}}^{\text{H}} \cdot \eta_{\text{кот}}} = \frac{7000}{35000 \cdot 0,9} = 0,222 \text{ кг/с.}$$

Суммарный расход топлива, сжигаемый в комбинированном источнике, т. е. ТЭС ПГУ и водогрейной котельной, составит

$$B_{\text{Т}} = B_{\text{ТТЭСПГУ}} + B_{\text{ТКОТ}} = 0,156 + 0,222 = 0,378 \text{ кг/с.}$$

Определим коэффициент полезного использования топлива комбинированного источника энергоснабжения в составе ТЭС ПГУ и водогрейной котельной (ВК)

$$\eta_{\text{КИТКОМ}} = \frac{N_{\text{ЭПГУ}} + Q_{\text{кот}}}{B_{\text{Т}} \cdot Q_{\text{р}}^{\text{H}}} = \frac{2179,8 + 7000}{0,378 \cdot 35000} = 0,694.$$

Величина удельной выработки электрической энергии на тепловом потреблении комбинированного источника

$$y = \frac{N_{\text{ЭПГУ}}}{Q_{\text{Т}}} = \frac{2179,8}{7000} = 0,311.$$

Удельный расход топлива комбинированного источника энергоснабжения

$$b_{\text{КОМ}} = \frac{3600 \cdot B_{\text{Т}}}{N_{\text{Э}} + Q_{\text{Т}}} = \frac{3600}{Q_{\text{р}}^{\text{H}} \cdot \eta_{\text{КИТКОМ}}} = \frac{3600}{35000 \cdot 0,694} = 0,148 \text{ кг/кВт ч.}$$

Эксергетический КПД комбинированного источника энергоснабжения

$$\eta_{\text{ЭКССКОМ}} = \frac{N_{\text{ЭПГУ}} + E_{\text{КОТ}}}{B_{\text{T}} \cdot Q_{\text{P}}^{\text{H}}} = \frac{2179,8 + 1668}{0,378 \cdot 35000} = 0,291.$$

Показатели эффективности ТЭС ПГУ

Электрический и эксергетический КПД ТЭС ПГУ

$$\eta_{\text{Э}} = \eta_{\text{ЭКС}} = \frac{N_{\text{ЭПГУ}}}{B_{\text{ТТЭСПГУ}} \cdot Q_{\text{P}}^{\text{H}}} = \frac{2179,8}{0,156 \cdot 35000} = 0,399.$$

Удельный расход топлива на выработку 1 кВт ч электрической энергии

$$b_{\text{КОМ}} = \frac{3600 \cdot B_{\text{T}}}{N_{\text{Э}}} = \frac{3600}{Q_{\text{P}}^{\text{H}} \eta_{\text{Э}}} = \frac{3600}{35000 \cdot 0,399} = 0,258 \text{ кг/кВт ч.}$$

2.2.5. Расчет комбинированного источника ТЭЦ ГТУ и водогрейной котельной (ВК)

Особенностью работы ТЭЦ ГТУ является то обстоятельство, что производство тепловой энергии находится в пропорциональной зависимости от производства электрической энергии, поэтому увеличить или снизить тепловую нагрузку невозможно без изменения электрической мощности.

Определим тепловую мощность ТЭЦ ГТУ и водогрейной котельной при суммарной тепловой нагрузке в $Q_{\text{T}} = 7000$ кВт.

Для определения тепловой мощности ТЭЦ ГТУ определим расход рабочего тела – газообразных продуктов сгорания поступающих из камеры сгорания в газовую турбину и затем в водогрейный котел утилизатор при заданной электрической мощности $N_{\text{ЭГТУ}} = 2184,3$ кВт.

Выразим расход продуктов сгорания через расход воздуха, используя следующее уравнение

$$G_{\text{T}} = (1 + \beta)G_{\text{B}}, \quad (\beta = 0,015).$$

Используя уравнение для определения электрической мощности газотурбинной установки, записанного в следующем виде, определим расход воздуха

$$N_{\text{ЭГТУ}} = (N_{\text{ГТ}} - N_{\text{К}})\eta_{\text{M}}\eta_{\text{T}} = [(1 + \beta)G_{\text{B}}C_{\text{PГ}}(T_{\text{З}} - T_{\text{4д}}) - G_{\text{B}}C_{\text{PВ}}(T_{\text{2д}} - T_{\text{1}})]\eta_{\text{M}}\eta_{\text{T}},$$

$$2184,3 = [1,015G_{\text{B}}1,15(1273 - 802) - G_{\text{B}}1,01(586 - 271,3)]0,97 \cdot 0,98.$$

Откуда

$$G_B = 9,907 \text{ кг/с},$$

$$G_T = (1 + 0,015)9,907 = 10,06 \text{ кг/с}.$$

Определим тепловую мощность водогрейного котла-утилизатора, работающего на продуктах сгорания, поступающих в него из газовой турбины при условии, что температура удаляемых в атмосферу газов принимается 120 °С (393 К).

$$Q_{\text{ТГТУ}} = G_T \cdot C_{\text{рг}} (T_{4\text{д}} - T_{\text{yx}}) = 10,06 \cdot 1,15(802 - 393) = 4730 \text{ кВт}.$$

Тепловая мощность дополнительно устанавливаемой водогрейной котельной

$$Q_{\text{ВК}} = Q_T - Q_{\text{ТГТУ}} = 7000 - 4730 = 2270 \text{ кВт}.$$

Расход топлива, сжигаемый на ТЭЦ ГТУ, рассчитаем по следующей формуле при КПД камеры сгорания $\eta_{\text{КС}} = 0,98$:

$$B_{\text{ТГТУ}} = \frac{G_T \cdot C_{\text{рг}} \cdot T_3 - G_B \cdot C_{\text{рв}} \cdot T_{2\text{д}}}{Q_{\text{р}}^{\text{H}} \cdot \eta_{\text{КС}}} = \frac{10,06 \cdot 1,15 \cdot 1273 - 9,907 \cdot 1,01 \cdot 586}{35000 \cdot 0,98} = 0,258 \text{ кг/с}.$$

Расход топлива, сжигаемый в водогрейной котельной при КПД $\eta_{\text{КОТ}} = 0,9$:

$$B_{\text{ТВК}} = \frac{Q_{\text{ВК}}}{Q_{\text{р}}^{\text{H}} \eta_{\text{КОТ}}} = \frac{2270}{35000 \cdot 0,9} = 0,072 \text{ кг/с}.$$

Суммарный расход топлива комбинированного источника энергоснабжения, представляющего ТЭЦ ГТУ и дополнительно пристраиваемую водогрейную котельную

$$B_T = B_{\text{ТГТУ}} + B_{\text{ТВК}} = 0,258 + 0,072 = 0,330 \text{ кг/с}.$$

Данный расход топлива получен при величине удельной выработки электрической энергии на тепловом потреблении комбинированного источника, рассчитываемого по формуле в виде отношения электрической мощности ТЭЦ ГТУ к тепловой мощности ТЭЦ ГТУ и водогрейной котельной (ВК).

$$y = \frac{N_{\text{ЭГТУ}}}{Q_T} = \frac{2184,3}{7000} = 0,312.$$

Коэффициент полезного использования сжигаемого топлива комбинированного источника

$$\eta_{\text{кит}} = \frac{N_{\text{эгту}} + Q_{\text{тгту}} + Q_{\text{вк}}}{B_{\text{т}} \cdot Q_{\text{р}}^{\text{н}}} = \frac{2184,3 + 4730 + 2270}{0,33 \cdot 35000} = 0,795.$$

Величина удельного расхода топлива комбинированного источника, затрачиваемого на суммарную выработку электрической и тепловой энергии

$$b_{\text{т}} = \frac{3600 \cdot B_{\text{т}}}{N_{\text{э}} + Q_{\text{т}}} = \frac{3600}{Q_{\text{р}}^{\text{н}} \eta_{\text{кит}}}, \text{ кг/кВт ч.}$$

Для рассматриваемой ТЭЦ ГТУ и водогрейной котельной (ВК)

$$b_{\text{т}} = \frac{3600 \cdot 0,330}{2184,3 + 7000} = 0,129 \text{ кг/кВт ч.}$$

Показатели эффективности ТЭЦ ГТУ

Электрическая и тепловая мощность ТЭЦ ГТУ: $N_{\text{эгту}} = 2184,3$ кВт;
 $Q_{\text{тгту}} = 4730$ кВт.

Расход топлива на ТЭЦ ГТУ $B_{\text{тгту}} = 0,258$ кг/с.

Величина удельной выработки электрической энергии на тепловом потреблении когенерационного источника (ТЭЦ ГТУ)

$$y = \frac{N_{\text{эгту}}}{Q_{\text{тгту}}} = \frac{2184,3}{4730} = 0,462.$$

Коэффициент полезного использования топлива когенерационного источника или ТЭЦ ГТУ

$$\eta_{\text{кит}} = \frac{N_{\text{эгту}} + Q_{\text{тгту}}}{B_{\text{тгту}} \cdot Q_{\text{р}}^{\text{н}}} = \frac{2184,3 + 4730}{0,258 \cdot 35000} = 0,765.$$

Удельный расход топлива на ТЭЦ ГТУ, затрачиваемого на производство электрической и тепловой энергии

$$b_{\text{т}} = \frac{3600 \cdot B_{\text{тгту}}}{N_{\text{эгту}} + Q_{\text{тгту}}} = \frac{3600}{Q_{\text{р}}^{\text{н}} \eta_{\text{китког}}} = 0,134 \text{ кг/кВт ч.}$$

2.2.6. Выводы по результатам расчета задания 2

Для анализа результатов расчетов составим таблицу показателей работы сравниваемых источников энергоснабжения.

Таблица 2.2

Показатели сравниваемых источников энергоснабжения

Название величины	Ед. изм.	Тип источника энергоснабжения						
		ТЭЦ ПГУ	ТЭЦ ПГУ + ВК		ТЭС ПГУ + ВК		ТЭЦ ГТУ + ВК	
			ТЭЦ ПГУ	ВК	ТЭС ПГУ	ВК	ТЭЦ ГТУ	ВК
Электрическая мощность $N_э$	кВт	2184,3	2185,4	-	2179,8	-	2184,3	-
Тепловая мощность Q_T	кВт	7000	7000		-	7000	7000	
			2124	4876			4730	2270
Расход потребляемого топлива	кг/с	0,335	0,180	0,155	0,156	0,222	0,258	0,072
Суммарный расход потребляемого топлива в комбинированном источнике энергоснабжения	кг/с	0,335	0,335		0,378		0,330	
Коэффициент полезного использования топлива комбинированного источника энергоснабжения $\eta_{\text{китком}}$	-	0,783	0,783		0,694		0,795	
Удельный расход топлива комбинированного источника $b_{\text{ком}}$	$\frac{\text{кг}}{\text{кВтч}}$	0,131	0,131		0,148		0,129	
Величина удельной выработки эл.энергии на тепловом потреблении U	-	0,312	0,312		0,311		0,312	
Расход топлива на произв-во электрической мощности	кг/с	0,113	0,113	-	0,156	-	0,108	-
Расход топлива на произв-во тепловой мощности	кг/с	0,222	0,067	0,155	-	0,222	0,150	0,072
Коэффициент полезного использования топлива когенерационного источника энергоснабжения $\eta_{\text{китког}}$	-	0,783	0,684	-	-	-	0,766	-
Удельный расход топлива когенерационного источника $b_{\text{ког}}$	$\frac{\text{кг}}{\text{кВтч}}$	0,131	0,150	-	-	-	0,134	-
Коэффициент теплофикации комбинированного источника энергоснабжения $U_{\text{ког}}$	-	0,312	1,029	-	-	-	0,462	-
Электрический КПД когенерационного источника $\eta_{\text{эког}}$	-	0,552	0,552	-	0,399	-	0,578	-
Эксергетический КПД когенерационного источника	-	0,328	0,427	-	0,399	-	0,366	-
Эксергетический КПД комбинированного источника	-	0,328	0,328		0,291		0,333	

На рис.2.9 представлена диаграмма расходов потребляемого топлива по видам производимой энергии в сравниваемых источниках энергоснабжения.

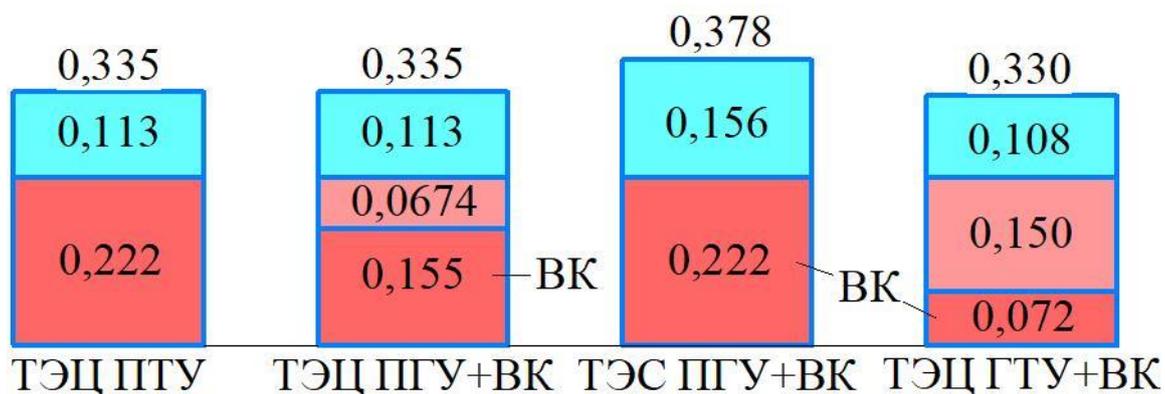


Рис.2.9. Диаграмма расходов потребляемого топлива в источниках энергоснабжения по видам производимой энергии

Расход потребляемого топлива является наглядным и объективным показателем эффективности источника энергоснабжения. Как видно из диаграммы, при максимальном производстве одного и того же количества электрической и тепловой энергии, количество потребляемого топлива на ТЭЦ ПТУ (0,335 кг/с) совпадает с расходом топлива, потребляемого на ТЭЦ ПГУ с водогрейной котельной (0,335 кг/с). А вот переход на отдельную выработку такого же количества электрической энергии на ТЭС ПГУ и тепловой энергии в водогрейной котельной приводит к увеличению расхода потребляемого топлива до 0,378 кг/с т. е. на 13 %.

На рис.2.10 представлена сравнительная диаграмма удельных расходов топлива на производство одинакового количества электрической и тепловой энергии в комбинированных источниках энергоснабжения.

Как видно из представленной диаграммы, минимальный удельный расход топлива в 0,129 кг/кВт ч достигается на ТЭЦ ГТУ с дополнительной водогрейной котельной. На когенерационной ТЭЦ ПТУ и ТЭЦ ПГУ с дополнительной водогрейной котельной удельные расходы топлива одинаковы и равны 0,131 кг/кВт ч

Если учесть тот факт, что капитальные затраты в строительство ТЭЦ ПГУ на 30 – 40 % выше, чем в строительство ТЭЦ ПТУ, то возникает вопрос о целесообразности ввода новых ТЭЦ ПГУ работающих в составе крупных централизованных систем теплоснабжения с огромной потребностью именно в тепловой энергии.

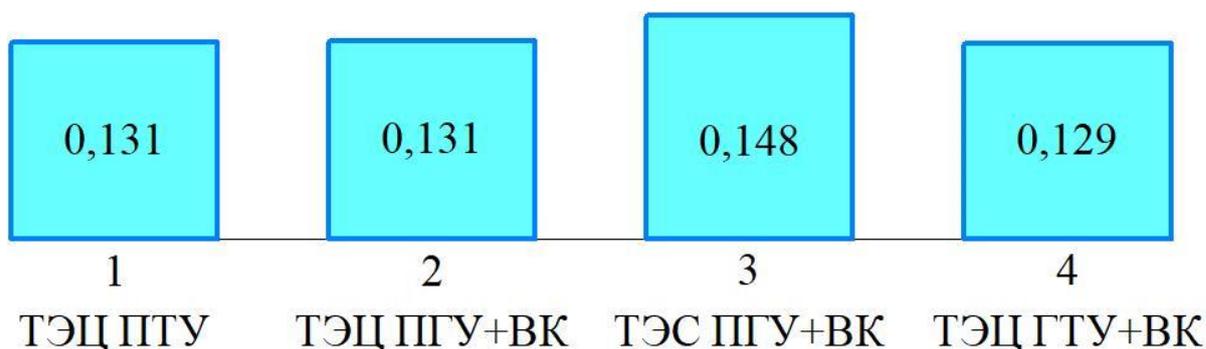


Рис.2.10. Удельный расход топлива на производство электрической и тепловой энергии в комбинированных источниках энергоснабжения

Отметим, что при работе современной ТЭС ПГУ, имеющей самый высокий электрический КПД в сочетании с современной водогрейной котельной при работе на максимальной тепловой нагрузке, не всегда достигается желаемый результат по экономии потребляемого топлива. Так, удельный расход топлива на комбинированное производство электрической и тепловой энергии в отдельных энергоисточниках (ТЭС ПГУ и ВК) составляет 148 кг/кВт ч, что на 13% выше, чем на ТЭЦ ПТУ.

На рис.2.11 представлена диаграмма удельных расходов топлива когенерационных источников энергоснабжения ТЭЦ ПТУ, ТЭЦ ПГУ и ТЭЦ ГТУ при одинаковой электрической мощности 2184,3 кВт.

Сравнение когенерационных источников, таких как ТЭЦ ПТУ, ТЭЦ ПГУ и ТЭЦ ГТУ при одинаковой электрической мощности 2184,3 кВт, показывает, что максимальное количество тепловой энергии (7000 кВт) вырабатывается на ТЭЦ ПТУ при удельных затратах топлива в 131 кг/кВт ч. На ТЭЦ ПГУ при тепловой мощности 2124 кВт удельный расход топлива составляет 150 кг/кВт ч. На ТЭЦ ГТУ при тепловой мощности 4730 кВт удельный расход топлива составляет 134 кг/кВт ч.

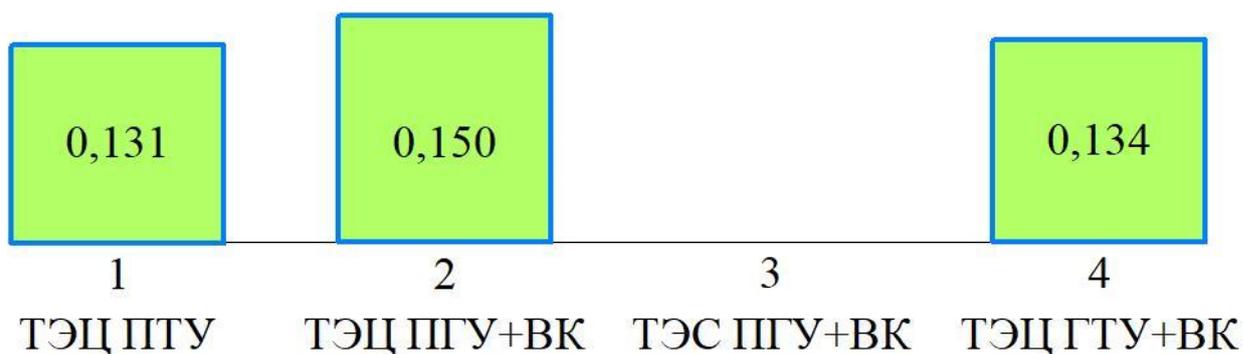


Рис.2.11. Удельный расход топлива на производство электрической и тепловой энергии в когенерационных источниках энергоснабжения при одинаковой электрической мощности 2184,3 кВт

2.3. Зависимость удельного расхода топлива от величины удельной выработки электрической энергии на тепловом потреблении $b_T = f(Y)$ для ТЭЦ ПТУ, ТЭЦ ПГУ+ВК, ТЭЦ ГТУ+ВК и ТЭС ПГУ+ВК (Задание 3)

Величина удельной выработки электрической энергии на тепловом потреблении применительно к системам энергопотребления имеет несколько иное смысловое значение, так как в этом случае определяется структура энергопотребления в виде отношения потребляемой электрической энергии к потребляемой тепловой энергии.

В таком виде данная величина в безразмерном виде формирует запрос на потребляемые в ЖКХ виды энергии. Выбор источника энергоснабжения, отвечающий на данный запрос, должен производиться исходя из условия минимального потребления топлива, затрачиваемого на производство запрашиваемых видов энергии.

Так как тепловая нагрузка в различных регионах РФ отличается друг от друга, а также изменяется в течение отопительного периода, то значительный интерес представляет анализ зависимости удельного расхода топлива на единовременное производство электрической и тепловой энергии от величины удельной выработки электрической энергии на тепловом потреблении для рассматриваемых комбинированных и когенерационных источников энергоснабжения.

Изменение режима работы комбинированного источника может производиться в первую очередь путем снижения тепловой нагрузки водогрейной котельной, а затем теплофикационного оборудования ТЭЦ.

2.3.1. Исходные данные

В качестве исходных данных используются исходные и расчетные величины, изложенные в задании 1 и 2

Изменение тепловой мощности ТЭЦ ПТУ достигается снижением подачи пара, отбираемого из турбины на сетевой подогреватель. Изменение тепловой мощности для комбинированных источников ТЭЦ ПГУ+ВК, ТЭЦ ГТУ+ВК и ТЭС ПГУ+ВК достигается изменением тепловой мощности водогрейной котельной.

2.3.2. Определение параметров зависимости $b_T = f(y)$ для ТЭЦ ПТУ

Рассчитаем расход потребляемого топлива на ТЭЦ ПТУ при сохранении электрической мощности турбогенератора (2184,3 кВт) и последовательном снижении тепловой мощности сетевого подогревателя Q_T до 6000, 5000, 4000, 3000 и 2000 кВт.

Уравнение для определения мощности паровой турбины представим в виде суммы мощности части высокого давления и части низкого давления

$$N_{\text{э}} = N_{\text{эчвд}} + N_{\text{эчнд}} = 2184,3, \quad (2.11)$$

$$N_{\text{эчвд}} = D_0 \cdot H_{\text{очвд}} \cdot \eta_{\text{oiчвд}} \cdot \eta_{\text{м}} \cdot \eta_{\text{г}}, \quad (2.12)$$

$$N_{\text{эчнд}} = D_{\text{к}} \cdot H_{\text{очнд}} \cdot \eta_{\text{oiчнд}} \cdot \eta_{\text{м}} \cdot \eta_{\text{г}}, \quad (2.13)$$

где D_0 и $D_{\text{к}}$ – расход пара в часть высокого давления и низкого давления паровой турбины.

$$D_0 = D_{\text{д}} + D_{\text{сп}} + D_{\text{к}}, \quad (2.14)$$

где $D_{\text{д}}$ и $D_{\text{сп}}$ – расход пара на деаэратор и сетевой подогреватель.

Принимаем расход пара на деаэратор в количестве 5% от расхода пара на турбину:

$$D_{\text{д}} = 0,05D_0. \quad (2.15)$$

Расход пара на сетевой подогреватель рассчитываем по следующему уравнению:

$$D_{\text{СП}} = \frac{Q_{\text{T}}}{(h_{2\text{Д}} - h'_{\text{СП}})\eta_{\text{СП}}}, \quad (2.16)$$

где $h_{2\text{Д}} = 2716$ кДж/кг – теплосодержание пара, поступающего в сетевой подогреватель; $h'_{\text{СП}} = 439$ кДж/кг – теплосодержание конденсата на выходе из сетевого подогревателя, $\eta_{\text{СП}} = 0,98$ – КПД сетевого подогревателя.

Подставляя соотношение (2.15) в уравнение (2.14) получим следующую зависимость:

$$D_{\text{О}} = \frac{D_{\text{СП}} + D_{\text{К}}}{0,95}. \quad (2.17)$$

Перепишем уравнение мощности паровой турбины с учетом (2.17) в следующем виде

$$\frac{D_{\text{СП}} + D_{\text{К}}}{0,95} \cdot H_{i_{\text{ЧВД}}} \cdot \eta_{\text{М}} \cdot \eta_{\text{Г}} + D_{\text{К}} \cdot H_{i_{\text{ЧНД}}} \cdot \eta_{\text{М}} \cdot \eta_{\text{Г}} = 2184,3. \quad (2.18)$$

Подставляя численные значения известных величин в уравнение (2.18), определяем расход пара $D_{\text{К}}$, а затем, используя соотношение (2.17), находим $D_{\text{О}}$.

Из уравнения теплового баланса парогенератора определяем расход потребляемого топлива

$$B_{\text{T}} = \frac{D_{\text{О}}(h_1 - h_{\text{ПВ}})}{Q_{\text{Р}}^{\text{H}} \eta_{\text{КОТ}}}. \quad (2.19)$$

Удельный расход топлива может быть рассчитан по следующему уравнению

$$b_{\text{T}} = \frac{3600 \cdot B_{\text{T}}}{N_{\text{Э}} + Q_{\text{T}}} = \frac{3600}{Q_{\text{Р}}^{\text{H}} \cdot \eta_{\text{КИТ}}}. \quad (2.20)$$

Результаты расчетов представлены в табл. 2.3.

Таблица 2.3

Расчетные величины ТЭЦ ПГУ при различной тепловой мощности

Величины	Ед. изм.	Тепловая мощность (кВт)					
		7000	6000	5000	4000	3000	2000
Электрическая мощность	кВт	2184,3					
Коэффициент теплофикации	-	0,312	0,364	0,437	0,546	0,728	1,09
Расход пара $D_{сп}$	кг/с	3,14	2,68	2,24	1,79	1,34	0,89
Расход пара D_k	кг/с	0,367	0,656	0,933	1,217	1,500	1,784
Расход пара D_o	кг/с	3,69	3,51	3,34	3,16	2,99	2,81
Расход топлива B_T	кг/с	0,335	0,319	0,303	0,287	0,272	0,255
Показатель $\eta_{кит}$	-	0,783	0,733	0,677	0,615	0,544	0,469
Удельный расход топлива на произ-во электрической и тепловой энергии b_T	кг/кВтч	0,131	0,140	0,152	0,167	0,189	0,219

2.3.3. Определение параметров зависимости $b_T = f(Y)$ для ТЭС ПГУ+ВК

В этом случае изменение режима работы комбинированного источника достигается путем снижения тепловой мощности водогрейной котельной. Результаты расчета представлены в табл. 2.4.

Таблица 2.4

Расчетные величины комбинированной ТЭС ПГУ и ВК

Величины	Ед. изм.	Тепловая мощность (кВт)					
		7000	6000	5000	4000	3000	2000
Электрическая мощность	кВт	2184,3					
Коэффициент теплофикации	-	0,312	0,364	0,437	0,546	0,728	1,09
Расход топлива на ТЭС ПГУ $B_{ТТЭС}$	кг/с	0,156					
Расход топлива на водогрейной котельной $B_{ТКОТ}$	кг/с	0,222	0,190	0,159	0,127	0,095	0,063
Суммарный расход топлива $B_T = B_{ТТЭС} + B_{ТКОТ}$	кг/с	0,378	0,346	0,315	0,283	0,251	0,215
Показатель $\eta_{кит}$	-	0,694	0,676	0,651	0,624	0,590	0,556
Удельный расход топлива на произ-во электрической и тепловой энергии b_T	кг/кВтч	0,148	0,152	0,158	0,165	0,174	0,185

2.3.4. Определение параметров зависимости $b_T = f(Y)$ для ТЭЦ ПГУ+ВК

В режиме максимальных тепловых нагрузок тепловая мощность ТЭЦ ПГУ составляет $Q_{\text{ТЭЦ}} = 2200$ кВт, а тепловая мощность водогрейной котельной $Q_{\text{ВК}} = 4800$ кВт при суммарной тепловой мощности $Q_T = Q_{\text{ТЭЦ}} + Q_{\text{ВК}} = 7000$ кВт. Как и в предыдущем случае, изменение теплового режима работы комбинированного источника, связанного со снижением тепловой мощности до 3000 кВт, происходит только за счет снижения мощности водогрейной котельной с 4800 кВт до 800 кВт. При этом ТЭЦ ПГУ выдает 2200 кВт, а водогрейная котельная 800 кВт, что в сумме составляет 3000 кВт.

Режим, при котором тепловая мощность комбинированного источника снижается до 2000 кВт, достигается путем полного отключения водогрейной котельной и путем снижения тепловой мощности сетевого подогревателя ТЭЦ ПГУ на 200 кВт, т. е. с 2200 кВт до 2000 кВт.

Результаты расчета комбинированного источника ТЭЦ ПГУ и ВК представлены в табл. 2.5.

Таблица 2.5

Расчетные величины комбинированной ТЭЦ ПГУ и ВК

Величины	Ед. изм.	Тепловая мощность (кВт)					
		7000	6000	5000	4000	3000	2000
Электрическая мощность	кВт	2184,3					
Коэффициент теплофикации	-	0,312	0,364	0,437	0,546	0,728	1,09
Расход топлива на ТЭЦ ПГУ $V_{\text{ТЭЦ}}$	кг/с	0,180					0,174
Расход топлива в водогрейной котельной $V_{\text{ТКОТ}}$	кг/с	0,155	0,121	0,089	0,057	0,025	-
Суммарный расход топлива V_T	кг/с	0,335	0,301	0,269	0,237	0,205	0,174
Показатель $\eta_{\text{КИТ}}$	-	0,783	0,777	0,763	0,745	0,722	0,687
Удельный расход топлива на произ-во электрической и тепловой энергии b_T	кг/кВтч	0,131	0,132	0,135	0,138	0,142	0,150

2.3.5. Определение параметров зависимости $b_T = f(Y)$ для ТЭЦ ГТУ+ВК

В режиме максимальных тепловых нагрузок тепловая мощность ТЭЦ ГТУ составляет $Q_{\text{ТЭЦ}} = 4730$ кВт, а тепловая мощность водогрейной котельной $Q_{\text{ВК}} = 2270$ кВт при суммарной тепловой мощности $Q_T = Q_{\text{ТЭЦ}} + Q_{\text{ВК}} = 7000$ кВт. Как и в предыдущем случае, изменение теплового режима работы комбинированного источника, связанного со снижением тепловой мощности до 3000 кВт, происходит только за счет снижения мощности.

Результаты расчета комбинированного источника ТЭЦ ГТУ и ВК представлены в табл. 2.6.

Таблица 2.6

Расчетные величины комбинированной ТЭЦ ГТУ и ВК

Величины	Ед. изм.	Суммарная тепловая мощность ТЭЦ ГТУиВК (кВт)			
		7000	6000	5000	4000
Тепловая мощность ТЭЦ ГТУ	кВт	4730	4730	4730	4000
Тепловая мощность ВК	кВт	2270	1270	270	-
Электрическая мощность	кВт	2184,3			
Коэффициент теплофикации	-	0,312	0,364	0,437	0,546
Расход топлива на ТЭЦ ГТУ $V_{\text{ТЭЦ}}$	кг/с	0,258			0,235
Расход топлива в водогрейной котельной $V_{\text{ТКОТ}}$	кг/с	0,072	0,040	0,0086	-
Суммарный расход топлива V_T	кг/с	0,330	0,298	0,266	0,235
Показатель $\eta_{\text{КИТ}}$	-	0,795	0,785	0,772	0,752
Удельный расход топлива на произ-во электрической и тепловой энергии b_T	кг/кВтч	0,129	0,131	0,133	0,137

2.3.6. Выводы по результатам сравнения зависимостей $b_T = f(Y)$ для рассматриваемых источников

Данные, представленные в табл. 2.3 - 2.6, позволяют построить графики, характеризующие зависимости удельного расхода топлива комбинированных источников теплоснабжения ТЭС ПГУ+ВК, ТЭЦ ПГУ+ВК, ТЭЦ ГТУ+ВК и ТЭЦ ПТУ от величины удельной выработки электрической энергии на тепловом потреблении. При этом, как указывалось

выше, величина «У» определяет структуру энергопотребления, т.е. соотношение потребляемой электрической и тепловой энергии в жилищно-коммунальном хозяйстве, а удельный расход топлива является основным критерием эффективности источника энергоснабжения.

Представленные на рис.2.12 графические зависимости $b_T = f(Y)$, позволяют провести сравнение удельных расходов топлива потребляемого различными источниками энергоснабжения при производстве одного и того же количества электрической и тепловой энергии и выбрать вариант с минимальным потреблением топливных ресурсов.

Существующие централизованные системы теплоснабжения являются потребителями, главным образом, одной лишь тепловой энергии, передаваемой с помощью водяного теплоносителя. Электрическая энергия в системах жилищно-коммунального хозяйства используется в основном для привода бытовых электроприборов, и в системах отопления жилых зданий практически не используется. Поэтому величина удельной выработки электрической энергии на тепловом потреблении, характеризующая отношение потребляемой электрической энергии к тепловой энергии в системах энергопотребления ЖКХ, как правило, лежит в пределах 0,2-0,35.

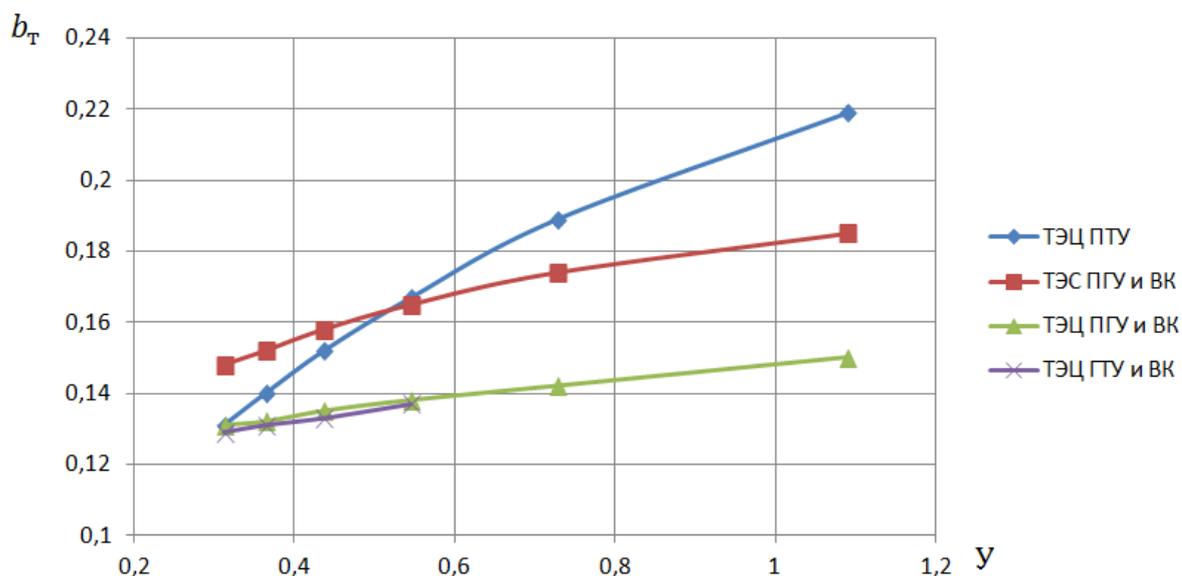


Рис.2.12. Графики зависимостей $b_T = f(Y)$ для различных источников энергоснабжения

Рассмотрим основные причины столь значительного потребления тепловой энергии в системах отопления жилых зданий.

Первая причина связана с завышенными нормами теплопотребления жилых зданий. Так, при определении отопительной нагрузки здания нормы воздухообмена предписывают подавать 3 м³/ч на каждый м² площади отапливаемого помещения. Как указывается в работе [2] обеспечить указанный режим воздухообмена возможно только при полностью открытых форточках. Очевидно, что при такой эксплуатации львиная доля подводимой к зданию теплоты выносится в атмосферу.

Вторая причина объясняется отсутствием качественного регулирования системы отопления по основному параметру – температуре воздуха в отапливаемом помещении. Существующие методы регулирования позволяют корректировать тепловую нагрузку только по температуре наружного воздуха. Поэтому тепловая энергия в жилые дома заведомо подается в избыточном количестве, что приводит к переотапливанию зданий, которое особенно заметно в осенне-весенний период.

Третья причина заключается в том, что малое количество эксергии в потоке водяного теплоносителя заставляет увеличивать количество сетевой воды, подводимой к системам отопления, а это увеличивает потери теплоты при её транспортировке.

Сравнивая рассматриваемые источники энергоснабжения при коэффициенте теплофикации $Y = 0,32$, при котором потребление тепловой энергии более чем в 3 раза превышает потребление электрической энергии, мы видим, что эффективность ТЭЦ ПГУ, оцениваемая удельным расходом топлива на производство одного и того же количества тепловой и электрической энергии такая же как и эффективность комбинированной ТЭЦ ПГУ и ВК. В обоих случаях удельный расход топлива составил 0,131 кг/кВт ч.

Учитывая тот факт, что капитальные затраты на строительство ТЭЦ ПГУ и водогрейную котельную на 30-35 % выше, чем на строительство ТЭЦ ПГУ, возникает вопрос о целесообразности использования парогазовых установок для производства тепловой энергии, используемой в централизованных системах теплоснабжения при коэффициенте теплофикации 0,2 – 0,35.

Минимальные удельные расходы топлива, как показано на графике, имеют место на комбинированной ТЭЦ ПГУ и ВК, которые в диапазоне коэффициентов теплофикации от 0,3 до 0,55 изменяются от 0,129 до 0,137 кг/кВт ч.

Обращает на себя внимание и тот факт, что при коэффициенте теплофикации 0,32 отдельная выработка электрической энергии на ТЭС ПГУ и тепловой энергии в водогрейной котельной приводит к повышению суммарного удельного расхода топлива до величины 0,148 кг/кВт ч, что на 13 % выше, чем удельный расход топлива на ТЭЦ ПГУ. При увеличении коэффициента теплофикации до величины 0,54-0,55 удельный расход потребляемого топлива на ТЭЦ ПГУ становится выше, чем на ТЭС ПГУ и ВК, что делает последний источник более эффективным, чем паротурбинная ТЭЦ.

На комбинированной ТЭЦ ПГУ и ВК в диапазоне коэффициента теплофикации от 0,3 до 0,55 удельные расходы топлива лежат в пределах от 0,131 до 0,138 кг/кВт ч. В диапазоне изменения коэффициента теплофикации от 0,55 до 1,0 удельный расход топлива возрастает от 0,138 до 0,150 кг/кВт ч.

Глава 3. ПОВЫШЕНИЕ ЭФФЕКТИВНОСТИ СИСТЕМ ТЕПЛОСНАБЖЕНИЯ ЖКХ

3.1. Комбинированные системы отопления с использованием электрической и тепловой энергии

Сложившаяся ситуация в энергетической отрасли северо-запада РФ свидетельствует о дисбалансе производства и потребления тепловой и электрической энергии. Ввод в строй ряда новых, высокоэффективных парогазовых ТЭЦ позволил значительно увеличить производство электрической энергии с одновременным сокращением производства тепловой энергии в них. В настоящее время электрическая энергия в таких количествах в системе коммунального потребления не востребована, а вот потребность в тепловой энергии значительно возросла в связи с масштабным строительством жилых зданий. Увеличивающиеся потребности в тепловой энергии, как правило, покрываются за счет ввода в строй новых водогрейных котельных, снижающих самый выгодный способ производства электрической энергии, а именно производство электрической энергии на тепловом потреблении.

Как показал представленный во второй главе сравнительный анализ различных источников энергоснабжения при коэффициенте электрификации коммунальных потребителей 0,2 - 0,3, производить электрическую и тепловую энергию целесообразнее на паротурбинных ТЭЦ (ТЭЦ ПГУ) как источников, создание которых требует меньших капитальных затрат, чем строительство ТЭЦ ПГУ и водогрейной котельной.

Однако признать перспективным такой путь дальнейшего развития коммунальной энергетики невозможно, так как все недостатки, присущие водяным системам централизованного теплоснабжения, сохраняются.

Ввод в строй высокоэффективных источников энергоснабжения, работающих по парогазовому циклу, направленных на максимальную выработку электрической энергии, позволяют коренным образом изменить системы отопления жилых зданий с увеличением в них доли использования электрической энергии. В этом случае допустимо говорить об комбинированных системах отопления с совместным использованием в них электрической и тепловой энергии.

Основное оборудование комбинированных систем отопления (КСО), потребляющее электрическую энергию для поддержания температурного режима отдельной квартиры, включает в себя:

1. Парокомпрессионные теплонасосные установки (ТНУ) с использованием в них подводимой из конденсатора паровой турбины охлаждающей воды при температуре 30-35 °С и используемой как поток низкопотенциальной тепловой энергии;
2. Приточно-вытяжные вентиляционные установки с теплорекуператорами и электрокалориферами;
3. Токопроводящие покрытия (пленки) на наружных ограждающих конструкциях здания.

Рассмотрим назначение и работу отдельного оборудования комбинированных систем отопления.

3.1.1. Парокомпрессионные ТНУ

Парокомпрессионные ТНУ позволяют полезно использовать низкопотенциальную тепловую энергию, получаемую при производстве электрической энергии на ТЭС, которая, в настоящее время с потоком охлаждающей (циркуляционной) воды отводится из конденсатора в градирню и далее в окружающую среду.

Температура охлаждающей воды, прошедшей через конденсатор паровой турбины, находится на уровне 25 – 35 °С. При необходимости, в так называемом режиме ухудшенного вакуума, температура охлаждающей воды может быть повышена до 35-40 °С и выше. При таких температурах водяной теплоноситель не используется в водяных системах отопления, так как обладает низкой работоспособностью и не обеспечивает требуемый температурный режим в отапливаемых помещениях.

Однако, такая вода может быть использована в испарителе ТНУ для преобразования жидкого фреона в парообразное состояние в процессе изотермического расширения, при котором подводимая теплота используется для совершения работы расширения фреона с переходом его в парообразное состояние при сохранении температуры. В этом процессе вода передает свою низкопотенциальную теплоту рабочему телу ТНУ (фреону). Далее фреон направляется в компрессор, в котором совершается работа сжатия, сопровождающаяся повышением его температуры.

Работа сжатия, совершаемая в компрессоре за счет электрической энергии, завершает процесс подвода энергии к фреону, температура которого возрастает до величины, позволяющей использовать его в качестве греющей среды в системах подогрева воздуха или воды.

Энергетический баланс ТНУ выражается следующим соотношением

$$q_{\text{нп}} + l_{\text{к}} = q_{\text{т}}, \quad (3.1)$$

где $q_{\text{нп}}$ – удельное количество теплоты, поступающее с потоком охлаждающей воды в испаритель ТНУ;

$l_{\text{к}}$ – работа компрессора, определяющая электрическое потребление ТНУ;

$q_{\text{т}}$ – удельное количество теплоты, отводимой из конденсатора ТНУ в системы теплоснабжения.

На рис.3.1 представлены возможные схемы энергетических потоков, поступающих в жилой дом от различных источников энергоснабжения, обеспечивающих требуемый уровень комфорта в помещениях.

Перевод систем отопления на использование комбинированной энергии позволяет формировать требуемый тепловой поток непосредственно в системах теплоснабжения отдельной квартиры, что позволяет обеспечить качественный уровень регулирования температуры воздушной среды в отапливаемых помещениях. Такой уровень регулирования обеспечивается не открыванием форточек, а включением и отключением источника теплоты, в качестве которого используется ТНУ.

Как видно из схемы, при использовании энергетических потоков отводимых от ТЭС, исчезают потери теплоты, связанные с работой конденсатора, увеличивается выработка электрической энергии. Работа источника энергоснабжения и энергопотребителя по такой схеме позволяет полезно использовать практически вся энергию сжигаемого топлива. В этом случае вполне справедливым будет следующее утверждение, что теплота, отводимая в конденсаторе от отработавшего в турбине пара и ранее считавшаяся отходом при производстве электрической энергии, нашла свое применение в системах отопления зданий.

Транспортировка водяного теплоносителя с низкой температурой по системе трубопроводов централизованного теплоснабжения существенным образом снижает тепловые потери.

Низкая температура водяного теплоносителя позволяет перейти от металлических труб транспортных коммуникаций на пластиковые с большим сроком их эксплуатации.

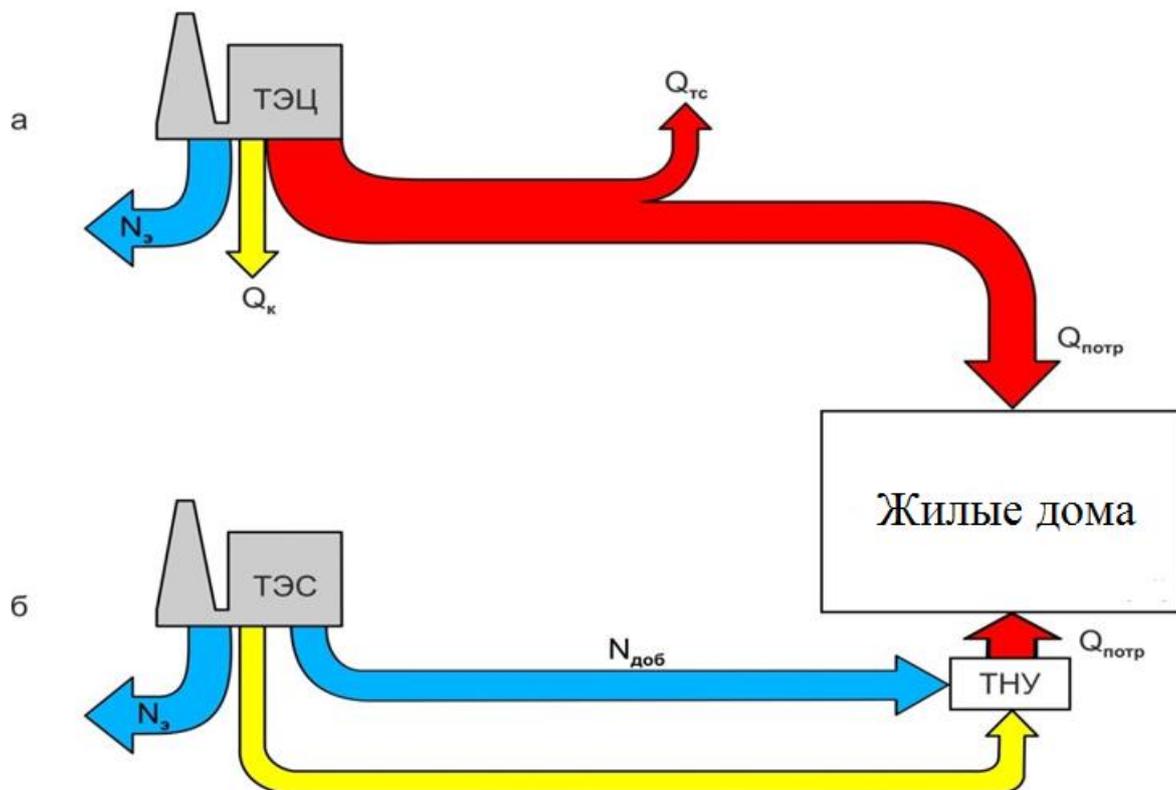


Рис.3.1. Схема энергетических потоков, подводимых в системы теплоснабжения жилых зданий:

а – подвод тепловой энергии от ТЭЦ; б – подвод низкопотенциальной тепловой энергии с потоком охлаждающей или циркуляционной воды и дополнительно выработанной электрической энергии от ТЭС

3.1.2. Приточно-вытяжные вентиляционные установки

Количество тепловой энергии, обеспечивающей покрытие отопительной нагрузки без учета внутренних теплоступлений, складывается из двух основных составляющих: теплоты, затрачиваемой на нагревание наружного воздуха, поступающего во внутренний объем отапливаемого помещения и обеспечивающего необходимую кратность воздухообмена в нём – это так называемая инфильтрационная составляющая отопительной нагрузки $Q_{инф}$, и теплоты, подводимой к внутреннему воздуху и затрачиваемой на компенсацию тепловых потерь через ограждающие конструкции $Q_{огр}$, [5]:

$$Q_{от} = Q_{инф} + Q_{огр}. \quad (3.2)$$

Если количество воздуха, поступающего в помещение, соответствует санитарным нормам воздухообмена, то величину $Q_{\text{инф}}$ необходимо рассматривать как минимально необходимую или полезную часть отопительной нагрузки.

$$Q_{\text{инф}} = V_{\text{пом}} \cdot \rho_{\text{в}} \cdot m \cdot c_p (t_{\text{в}} - t_{\text{н}}), \quad (3.3)$$

где $V_{\text{пом}}$ – объем отапливаемого помещения;

$\rho_{\text{в}}$ – плотность воздуха в объёме помещения;

m – нормируемая кратность воздухообмена;

$t_{\text{в}}, t_{\text{н}}$ – температура внутреннего и наружного воздуха.

c_p – теплоемкость воздуха.

При сохранении материального баланса воздухообмена количество поступающего наружного воздуха в точности равно количеству внутреннего воздуха, удаляемого через вентиляционную систему в атмосферу. При этом удаляемый воздух выносит такое же количество тепловой энергии, которое необходимо подвести к наружному воздуху, повышая его температуру.

Вполне очевидно, что для снижения $Q_{\text{инф}}$ необходимо исключить неорганизованный воздухообмен и перейти к организованному воздухообмену, который может быть обеспечен приточно-вытяжными установками с теплорекуператором.

В теплорекуператоре внутренний воздух, удаляемый в атмосферу отдает свою теплоту, отдает свою теплоту холодному наружному воздуху, тем самым сохраняя её в помещении и сокращая затраты подводимой энергии. Степень теплорекуперации (использования удаляемой теплоты) может достигать 70 – 80 %, т. е. потребуется совсем немного дополнительной электрической энергии для догрева наружного воздуха до требуемой температуры.

Потребителями электрической энергии в таких системах являются вентиляторы и электрокалориферы. На рис.3.2 представлена схема приточно-вытяжной установки с рекуперативным теплообменником. Электрокалорифер в таких устройствах устанавливается на приточных воздуховодах после теплообменника.

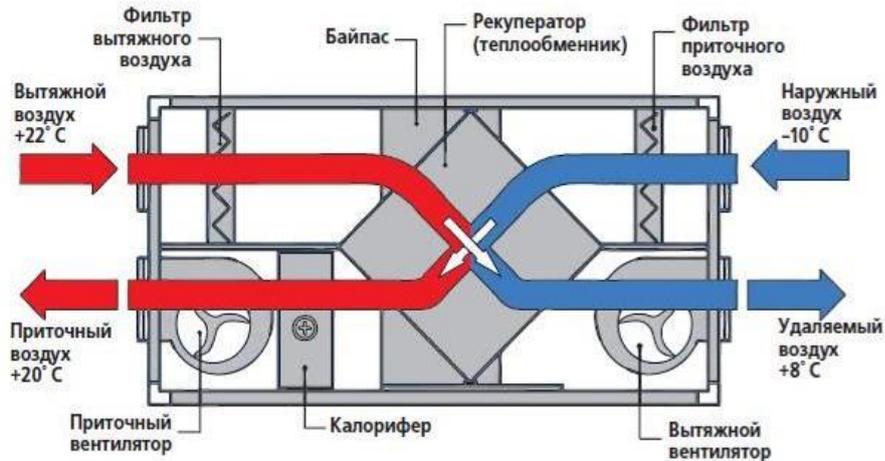


Рис.3.2. Конструктивная схема приточно-вытяжной установки с рекуперативным теплообменником

3.1.3. Токопроводящие покрытия (пленки) на наружных ограждающих конструкциях зданий

Величина теплотерь через ограждающие конструкции $Q_{огр}$ составляет около 60 % отопительной нагрузки. Количество теряемой таким образом теплоты можно определить по уравнению теплопередачи:

$$Q_{огр} = \frac{F_{огр} \cdot \Delta t}{R_{\phi}} = \frac{F_{огр} \cdot (t_{в} - t_{н})}{R_{\phi}}, \quad (3.4)$$

где $F_{огр}$ – площадь поверхности ограждающей конструкции;

R_{ϕ} – общее фактическое сопротивление теплопередачи ограждающей конструкции.

Как видно из уравнения (3.4), снижение тепловой энергии, передаваемой через ограждающие конструкции, можно добиться двумя путями:

- увеличением сопротивления теплопередачи наружных ограждающих конструкций;
- изменением температурного напора между греющей и нагреваемой средами.

Величина фактического сопротивления теплопередачи ограждающей конструкции (например, наружной стены) R_{ϕ} , состоящей из нескольких слоев, определяется по следующему уравнению

$$R_{\phi} = \frac{1}{\alpha_{в}} + \sum R_i + \frac{1}{\alpha_{н}}, \quad (3.5)$$

где $R_i = \frac{\delta_i}{\lambda_i}$ – термическое сопротивление i -того слоя ограждающей конструкции;

$\alpha_{в}, \alpha_{н}$ – коэффициенты теплоотдачи от воздуха к внутренней и наружной поверхности стены.

Процесс переноса теплоты через ограждающую конструкцию включает в себя конвективный теплообмен и теплопроводность и может быть описан следующим уравнением:

$$Q_{огр} = F_{огр} \alpha_{в} (t_{в} - t_{вп}) = F_{огр} \frac{\lambda_{ст}}{\delta_{ст}} (t_{вп} - t_{нп}) = F_{огр} \alpha_{н} (t_{нп} - t_{н}), \quad (3.6)$$

где $t_{вп}, t_{нп}$ – температура внутренней и наружной поверхности ограждения.

Разность температур внутреннего воздуха и внутренней поверхности ограждения $\Delta t = t_{в} - t_{вп}$ может составлять 3 – 6 °С и выше. Из уравнения (3.6) следует, что возможно полное устранение утечки теплоты $Q_{огр}$ путем повышения температуры внутренней поверхности ограждения до температуры воздушной среды, достигаемого за счет установки на наружной поверхности ограждения, и в первую очередь на окнах, теплозащитного экрана.

Теплозащитный экран представляет собой тонкую светопрозрачную пленку с нанесенным на неё токопроводящим покрытием на основе ZnO, температура которого при прохождении электрического тока плавно увеличивается до температуры внутреннего воздуха.

На рис.3.3 представлены кривые изменения температуры в трех вариантах исполнения наружной стены:

а – исходная конструкция;

б – с наружным теплозащитным слоем;

в – с наружным теплозащитным слоем и теплозащитным экраном на внутренней поверхности.

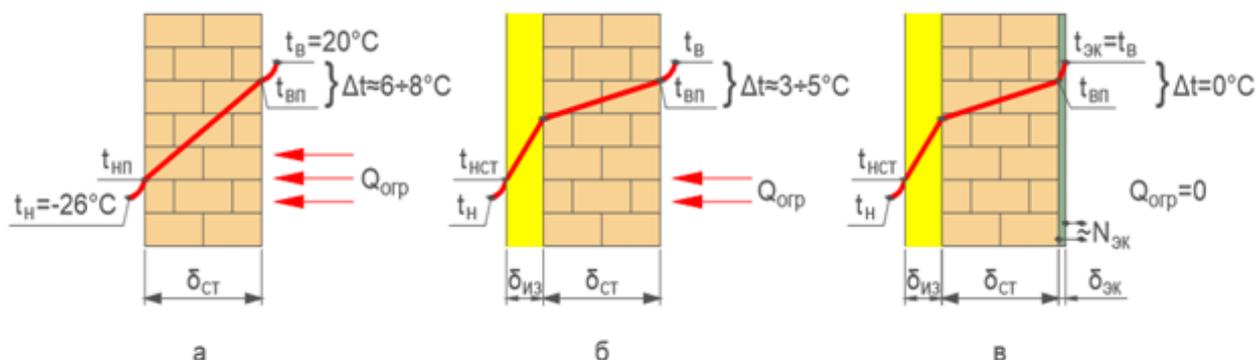


Рис.3.3. Кривые изменения температуры наружной стены:

а - в исходном состоянии; б – с фасадным утеплением; в – с фасадным утеплением и теплозащитным экраном

Подача напряжения на теплозащитный экран и прохождение по нему электрического тока приводит к повышению температуры экрана $t_{эк}$ до температуры воздуха $t_в$. При этом исчезает температурный напор между воздухом и поверхностью экрана $\Delta t = t_в - t_{эк} = 0$ и $Q_{огр} = 0$.

Если тепловые потери через стены, пол, потолок здания можно снизить путем увеличения толщины теплозащитного слоя ограждения, то добиться снижения тепловых потерь таким же способом через окна невозможно. Поэтому применение светопрозрачных токопроводящих покрытий на окнах является единственным способом снижения тепловых потерь в этих ограждениях.

3.2. Энергетический комплекс теплоснабжения индивидуальной квартиры (ЭКТИК)

Применение теплозащитных экранов, устанавливаемых на наружных ограждающих поверхностях (в первую очередь на окнах) в сочетании с приточно-вытяжными и теплонасосными установками, позволяют создать принципиально новый энергетический комплекс теплоснабжения индивидуальной квартиры (ЭКТИК), представленный на рис.3.4.

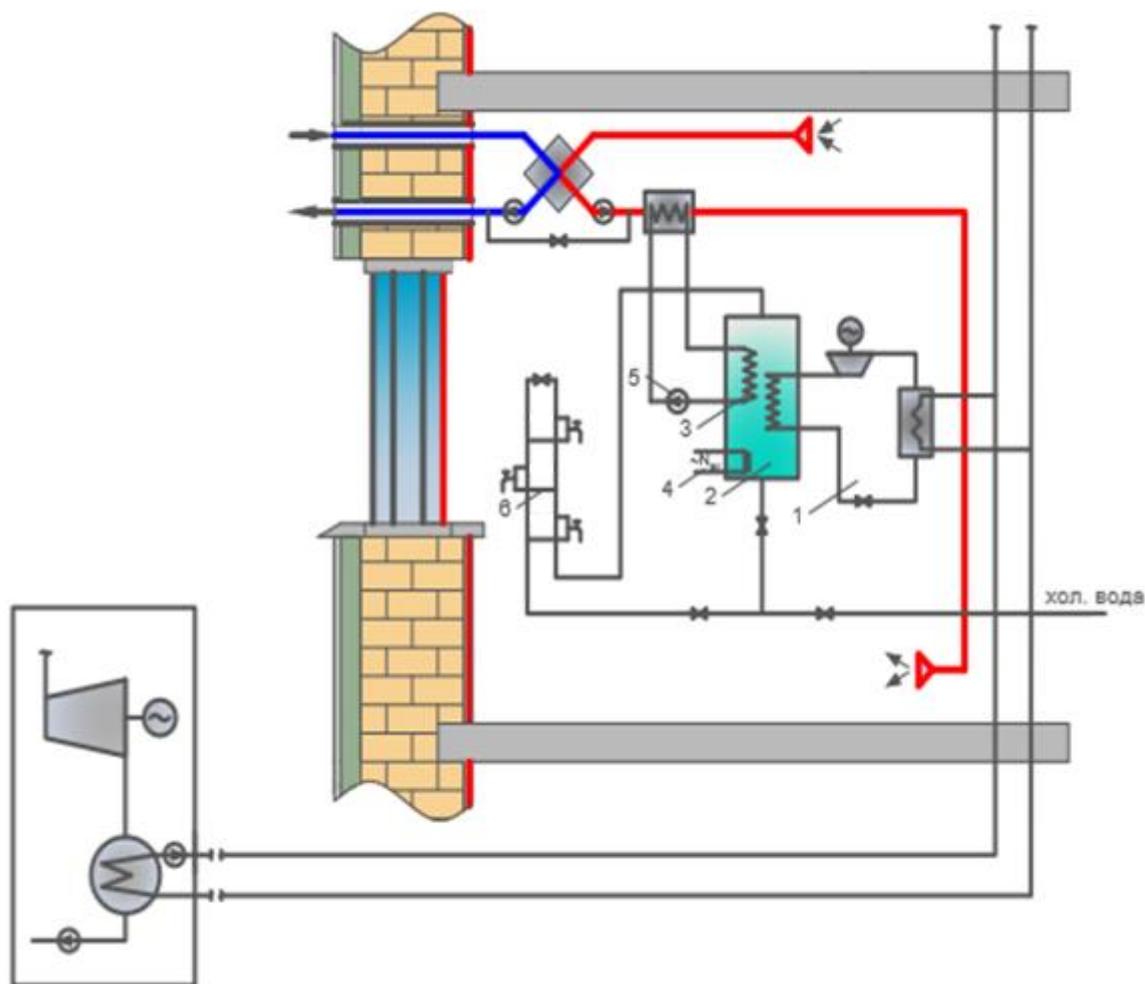


Рис.3.4. Схема энергетического комплекса теплоснабжения индивидуальной квартиры:

1– тепловой насос; 2 – бак-накопитель горячей воды; 3 – нагреватель воды системы воздушного отопления; 4 – резервный электрический нагреватель; 5 – водяной насос воздушного отопления; 6 – краны холодной и горячей воды

Вода, нагретая в конденсаторе паровой турбины до 30 – 40 °С источника энергоснабжения (ТЭС ПГУ), сетевыми насосами перекачивается в системы теплоснабжения. Потребителями низкотемпературного водяного теплоносителя являются ТНУ, устанавливаемые в отдельных квартирах жилых зданий.

В испарителе ТНУ тепловая энергия сетевой воды используется для совершения работы по превращению фреона ТНУ в парообразное состояние в процессе его изотермического расширения. В компрессоре ТНУ за счет совершаемой работы сжатия температура фреона повышается до значений,

позволяющих использовать его в конденсаторе, встроенном в бак-накопитель водопроводной воды, для нагревания её до температуры $\sim 60\text{ }^{\circ}\text{C}$.

Водопроводная вода с такой температурой используется в двух направлениях: в системах ГВС и для нагревания наружного воздуха в системе приточной вентиляции.

Наружный воздух под действием всасывающего вентилятора по воздухопроводу поступает в теплорекуператор, в котором повышает свою температуру за счет теплоты внутреннего воздуха, удаляемого из помещения с помощью вытяжного вентилятора. Окончательное догревание наружного воздуха до требуемой температуры $18\text{-}20\text{ }^{\circ}\text{C}$ происходит в водовоздушном теплообменнике, установленном на приточном воздуховоде. Насос, обеспечивающий подачу воды в данный теплообменник, выключается автоматически при появлении нагрузки ГВС. Таким образом, система работает с приоритетом нагрузки ГВС.

ЭКТИК позволяет минимизировать затраты топливных ресурсов в энергетике ЖКХ, поскольку энергия сжигаемого топлива практически полностью используется полезно, за исключением потерь теплоты с дымовыми газами и потерь при транспортировке низкотемпературного водяного теплоносителя и электрической энергии.

На рис.3.5 представлены сравнительная диаграмма потребляемой тепловой энергии в системах водяного отопления и расхода потребляемого топлива, затраченного на её производство, и комбинированной энергии с затратами топлива на её производство при переходе к отоплению по системе ЭКТИК.

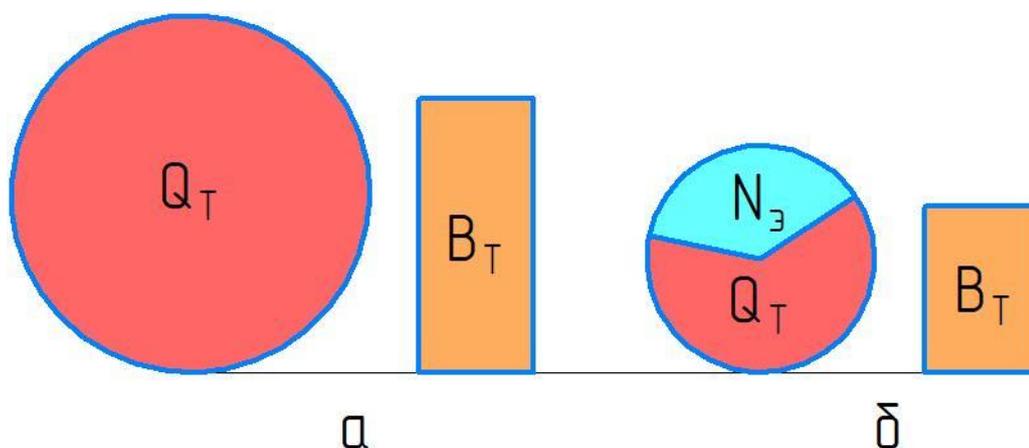


Рис.3.5. Диаграмма относительного энергопотребления и расхода потребляемого топлива при централизованном теплоснабжении в системах: а – с водяным отоплением; б – с комбинированным отоплением

3.3. Электропреобразовательные системы отопления (ЭПС-отопление)

Транспортировка низкотемпературного теплоносителя от источника теплоснабжения к потребителям требует наличия разветвленной трубопроводной сети со значительными финансовыми и материальными затратами на их содержание в работоспособном состоянии, что является основным недостатком предлагаемой системы теплоснабжения.

Снижение отопительной нагрузки жилых зданий за счет фасадного утепления, а также за счет применения теплозащитных токопроводящих экранов в сочетании с приточно-вытяжными установками с теплорекуператорами и электрокалориферами позволяет исключить применение водяного теплоносителя с необходимыми транспортными коммуникациями и перейти к электропреобразовательным системам отопления (ЭПС-отоплению).

В этом случае схема подачи энергоносителей минимально упрощается, так как в жилые дома подводится только электрическая энергия и холодная вода, а также отводятся канализационные стоки.

На рис.3.6 представлена схема ЭПС-отопления отдельного помещения. Для получения горячей воды используются накопительные или проточные электрические водонагреватели (на рисунке не показаны).

ЭПС-отопление работает следующим образом. Наружный воздух под действием всасывающего вентилятора по воздуховоду поступает в теплорекуператор, в котором повышает свою температуру за счет теплоты внутреннего воздуха, удаляемого из помещения с помощью вытяжного вентилятора. Окончательное догревание наружного воздуха до требуемой температуры, поддерживаемой внутри отапливаемого помещения, происходит в электрокалорифере.

Установленный теплозащитный экран (в первую очередь на окнах) позволяет сохранить теплоту, подводимую к наружному воздуху в электрокалорифере. Энергетическая эффективность теплозащитного экрана состоит в том, что затраты электрической энергии на повышение температуры его поверхности до температуры воздушной среды значительно ниже затрат электрической энергии на нагревание воздуха.

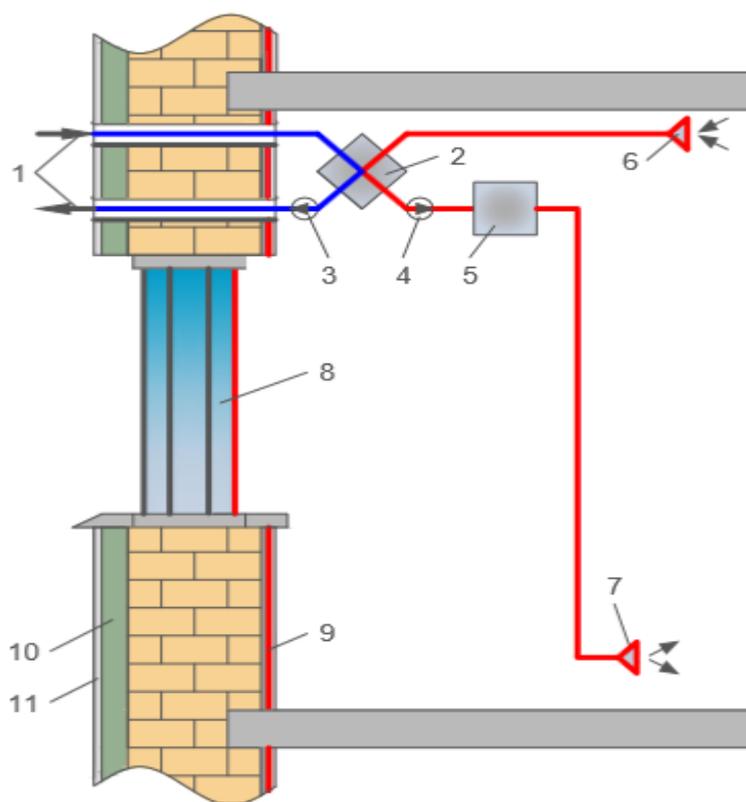


Рис.3.6. Принципиальная схема ЭПС-отопления отдельного помещения:

1 – входной и выходной воздуховоды; 2 – теплорекуператор; 3,4 – вытяжной и приточный вентиляторы; 5 – электркалиорифер; 6 - воздухозаборник; 7 – устройство подачи воздуха в помещение; 8 – стекло с электрообогревом; 9 –теплозащитный экран;10 - наружная теплова изоляция; 11 – защита тепловой изоляции

Ниже приведены расчетные данные по экономии топливных ресурсов, затрачиваемых на выработку необходимых видов энергии при традиционном водяном отоплении помещений здания и при использовании системы ЭПС-отопления. Расчет производился для жилого дома 1967 года постройки при следующих 4 возможных вариантах покрытия отопительной нагрузки:

1 - отопительная нагрузка в исходном состоянии жилого дома;

2 - отопительная нагрузка жилого дома после проведения работ по фасадному утеплению ограждающих конструкций и замене окон на стеклопакеты;

3 - отопительная нагрузка после фасадного утепления и установки приточно-вытяжных установок с теплорекуператорами;

4 - отопление с помощью системы ЭПС-отопления.

Принимая в качестве источника тепловой энергии водогрейную котельную с КПД $\eta_{\text{кот}} = 0,9$ и оценивая потери энергии в тепловых сетях в 16 % ($\eta_{\text{ТС}} = 0,84$), расход топлива, затрачиваемый на производство и транспортировку необходимой теплоты, определим по следующему уравнению:

$$B_{\text{ТКОТ}} = \frac{Q_{\text{от}}}{Q_{\text{p}}^{\text{H}} \cdot \eta_{\text{кот}} \cdot \eta_{\text{ТС}}} \cdot \quad (3.7)$$

Рассматривая в качестве источника электрической энергии парогазовую ТЭС (ТЭС ПГУ) с электрическим КПД $\eta_{\text{ТЭСПГУ}} = 0,55$ и принимая потери энергии в электрических сетях равными 10 %, т.е. $\eta_{\text{ТС}} = 0,9$, расход потребляемого топлива для выработки потребляемой электрической энергии определим по следующей формуле:

$$B_{\text{ТКОТ}} = \frac{N_{\text{ЭПС}}}{Q_{\text{p}}^{\text{H}} \cdot \eta_{\text{ТЭСПГУ}} \cdot \eta_{\text{ТС}}} \cdot \quad (3.8)$$

Результаты расчетов расхода потребляемого топлива для обеспечения жилого дома необходимой тепловой и электрической энергией для обеспечения покрытия отопительной нагрузки приведены на диаграмме, представленной на рис.3.7.



Рис.3.7. Сравнительная диаграмма расхода потребляемого топлива и потребляемой энергии для различных вариантов отопления жилого дома (без нагрузки ГВС)

Перевод жилых домов с традиционного водяного отопления на отопление по схеме ЭКТИКа и ЭПС-отопление с электробойлерами для ГВС потребует производства и подачи к жилым домам дополнительного

количества электрической энергии. Однако главным результатом такого перевода является значительное сокращение расхода потребляемого топлива.

Предлагаемые системы отопления повышают надежность всей системы теплоснабжения, создают условия для широкого внедрения в коммунальную энергетику источников возобновляемой энергии.

Такие системы отопления также значительно повышают меру ответственности квартиросъемщика за обеспечение нормального функционирования системы отопления, снимая её с городских организаций.

Заключение

Структура энергопотребления в ЖКХ свидетельствует о том, что преобладающим видом потребляемой энергии является тепловая, используемая в централизованных системах теплоснабжения, на долю которой приходится до 40 % топливных ресурсов. Доля потребления электрической энергии в коммунальном секторе значительно скромнее.

Ввод в строй новых эффективных источников энергоснабжения, работающих по парогазовому циклу (ТЭЦ ПГУ), привел к значительному росту производства электрической энергии с одновременным снижением выработки тепловой энергии. Для покрытия недостающей тепловой энергии в массовом порядке вводятся в строй отопительные водогрейные котельные, снижающие самый эффективный способ производства электрической энергии на тепловом потреблении.

Таким образом сложившаяся обстановка в коммунальной энергетике характеризуется как несбалансированная по оптимальному производству и потреблению тепловой и электрической энергии, приводящая к существенному перерасходу топлива.

Снижение потребления топливных ресурсов в источниках энергоснабжения ЖКХ, как наиболее энергоёмком секторе экономики, возможно путем снижения энергопотребления в системах отопления жилых зданий, которое может быть достигнуто:

- за счет повышения теплозащитных характеристик ограждающих конструкции зданий (что предусматривается соответствующим СНиПом);

- за счет увеличения использования электрической энергии в системах отопления, обеспечивающей высокий уровень регулирования температуры воздушной среды в отапливаемых помещениях при требуемом

воздухообмене и исключают регулирование температуры путем открытых форточек и окон.

Можно обозначить два пути модернизации систем отопления:

1. С переводом систем отопления и ГВС на комбинированную энергию, т.е. тепловую и электрическую, обеспечивающую функционирование энергетического комплекса теплоснабжения индивидуальной квартиры (ЭКТИК).
2. С переводом систем отопления и ГВС на электрическую энергию с установкой электробойлеров и электропреобразовательных систем отопления (ЭПС-отопления), на базе приточно-вытяжных установок с теплорекуператором и электрокалорифером и окон с токопроводящим теплозащитным и светопрозрачным покрытием.

Источники энергии при переходе к указанным системам отопления должны обеспечивать максимальную выработку электрической энергии.

Библиографический список

1. Бэр Г.Д. Техническая термодинамика – М.: Мир, 1977- 517 с.
2. Гершкович В.Ф. Сто пятьдесят . . . Норма или перебор? //Новости теплоснабжения, 2005. №5. С.42-47.
3. Гершкович В.Ф. Энергосберегающие системы жилых зданий: пособие по проектированию // Электронный журнал «Экологические системы» №1. 2007.
4. Гладышев Н.Н., Короткова Т.Ю. Автономные источники тепловой и электрической энергии малой мощности: учеб. пособие /СПбГТУРП.- СПб., 2010.- 323 с.
5. Гладышев Н.Н., Москалев А.А. Определение потенциала энергосбережения в системах теплоснабжения ЖКХ // Вестник энергоэффективности. 2013. №2. С.30-34.
6. Гладышев Н.Н., Луканин П.В. Ресурсосберегающие системы энероснабжения потребителей ЖКХ // Вестник энергоэффективности Минобрнауки России. 2015. №1. С.86-92.
7. Гладышев Н.Н. Ресурсосберегающие системы отопления зданий ЖКХ// Вестник энергоэффективности Минобрнауки России. 2016. № 4(02). С.22-30.
8. Гладышев Н.Н., Короткова Т.Ю., Иванов В.Д. и др. Справочное пособие теплоэнергетика жилищно-коммунального предприятия. – 2-е изд., перераб. и доп.- СПбГТУРП.- СПб., 2008.-535 с.
9. Данилов О.Л., Горяев А.Б., Яковлев И.В. и др. Энергосбережение в теплоэнергетике и теплотехнологиях / под ред. А.В.Клименко:- учебник для вузов.– М.: Издательский дом МЭИ, 2010. – 424 с.

10. Жуковский В.С. Термодинамика. – М.: Энергоатомиздат, 1983.-304 с.
11. Иванов В.Д., Притула В.Н., Иванов С.В. Основы теплоснабжения: учеб. пособие/ СПбГТУРП.-СПб., 2013.- 403 с.
12. Жуковский В.С. Термодинамика. – М.: Энергоатомиздат, 1983.-304 с.
13. Казаков В.Г., Луканин П.В., Смирнова О.С. Эксергетические методы оценки эффективности теплотехнологических установок: учеб. пособие /СПбГТУРП.- СПб., 2011.- 93 с.
14. Луканин П.В. Технологические энергоносители предприятий (Низкотемпературные энергоносители): учеб. пособие/ СПбГТУРП.- СПб., 2005.- 115 с.
15. Мурзаков В.В. Основы технической термодинамики. – М.: Энергия, 1973. -302 с.
16. Родичев Л.В. Эффективность транспорта тепловой энергии.– СПб.: ООО «Дом Шуан». 2006.- 448 с.
17. Салихов А.А. Неоцененная и непризнанная «малая» энергетика. – М.: Новости теплоснабжения, 2009.- 173 с.
18. Слепченко В.С. Опыт эксплуатации коммунального теплоэнергетического предприятия.– СПб.: ПЭИПК Минэнерго РФ, 2003. – 248 с.
19. ГОСТ 12.1.005-88. Общие санитарно-гигиенические требования к воздуху рабочей зоны. -М.: Изд-во стандартов, 1989.
20. ГОСТ 30494-96. Здания жилые и общественные. Параметры микроклимата в помещениях. -М.: Госстрой России. ГУП ЦПП, 1999.
21. СНиП 41-01-2003. Отопление, вентиляция и кондиционирование воздуха.- М.: Госстрой России. ГУП ЦПП, 2004.
22. СНиП 23-02-2003. Тепловая защита зданий.-М.: Госстрой России. ГУП ЦПП, 2004.
23. Шарапов В.И., Ротов П.В. Регулирование нагрузки систем теплоснабжения.- М.: Новости теплоснабжения. 2007.-164 с.

Оглавление

Введение	3
Глава 1. ТЕПЛОВАЯ ЭНЕРГИЯ, ЭКСЕРГИЯ И ТЕПЛОВАЯ РАБОТА	5
1.1. Круговой процесс в системах теплоснабжения с водогрейной котельной	8
1.2. Термодинамические основы производства электрической и тепловой энергии на паротурбинной ТЭС и ТЭЦ	16
1.3. Термодинамические основы производства электрической и тепловой энергии на газотурбинной и парогазовой ТЭС и ТЭЦ	31
Глава 2. ТЕПЛОМАСШТАБНЫЙ РАСЧЕТ ИСТОЧНИКОВ ТЕПЛОСНАБЖЕНИЯ	40

2.1. Расчет потребляемого топлива и показателей эффективности источников теплоснабжения при одинаковой тепловой мощности (<i>Задание 1</i>).....	40
2.1.1. Исходные данные	41
2.1.2. Расчет водогрейной котельной	43
2.1.3. Расчет паротурбинной ТЭЦ (ТЭЦ ПТУ) с противодавленческой турбиной	43
2.1.4. Расчет паротурбинной ТЭЦ (ТЭЦ ПТУ) с теплофикационной турбиной	46
2.1.5. Расчет газотурбинной ТЭЦ (ТЭЦ ГТУ) с водогрейным котлом-утилизатором	49
2.1.6. Расчет парогазовой ТЭЦ (ТЭЦ ПГУ) с паровым котлом утилизатором	52
2.1.7. Анализ полученных результатов	54
2.2. Расчет комбинированных источников теплоснабжения при одинаковой электрической и тепловой мощности (<i>Задание 2</i>).....	58
2.2.1. Исходные данные	60
2.2.2. Расчет комбинированного источника в составе ТЭЦ ПГУ и водогрейной котельной (ВК)	60
2.2.3. Расчет расхода топлива и показателей эффективности когенерационной ТЭЦ ПГУ (без ВК)	63
2.2.4. Расчет комбинированного источника в составе ТЭС ПГУ и водогрейной котельной (ВК).....	63
2.2.5. Расчет комбинированного источника в составе ТЭЦ ГТУ и водогрейной котельной (ВК).....	66
2.2.6. Выводы по результатам расчета задания 2	69
2.3. Зависимость удельного расхода топлива от величины удельной выработки электрической энергии на тепловом потреблении $b_T = f(Y)$ для ТЭЦ ПТУ, ТЭЦ ПГУ+ВК, ТЭЦ ГТУ+ВК и ТЭС ПГУ+ВК (<i>Задание 3</i>)	73
2.3.1. Исходные данные.....	73
2.3.2. Определение параметров зависимости $b_T = f(Y)$ для ТЭЦ ПТУ	73
2.3.3. Определение параметров зависимости $b_T = f(Y)$ для ТЭС ПГУ+ВК	75
2.3.4. Определение параметров зависимости $b_T = f(Y)$ для ТЭЦ ПГУ+ВК	76
2.3.5. Определение параметров зависимости $b_T = f(Y)$ для ТЭЦ ГТУ+ВК	77
2.3.6. Выводы по результатам сравнения зависимостей $b_T = f(Y)$ для рассматриваемых источников	77
Глава 3. ПОВЫШЕНИЕ ЭФФЕКТИВНОСТИ СИСТЕМ ТЕПЛОСНАБЖЕНИЯ ЖКХ	81
3.1. Комбинированные системы отопления с использованием	

электрической и тепловой энергии.....	81
3.1.1. Парокомпрессионные ТНУ.....	82
3.1.2. Приточно-вытяжные вентиляционные установки.....	84
3.1.3. Токопроводящие покрытия (пленки) на наружных ограждающих конструкциях зданий	86
3.2. Энергетический комплекс теплоснабжения индивидуальной квартиры (ЭКТИК)	88
3.3. Электропреобразовательные системы отопления (ЭПС-отопление).....	91
Заключение	94
Библиографический список	95

Редактор и корректор Т.А.Смирнова

Техн.редактор Л.Я.Титова

Темплан 2018 г. поз. 44

Подписано к печати 28.05.18. Формат 60x84/16. Бумага тип. № 1.

Печать офсетная. Объем 6,25 печ.л; 6,25 уч.-изд.л. Тираж 150 экз.

Изд. № 44. Цена «С». Заказ №

Ризограф Высшей школы технологии и энергетики СПбГУПТД,
198095, СПб., ул. Ивана Черных,4