СОДЕРЖАНИЕ стр.

Часть 1. Проектирование когенерационной технологии в котельной…… 3

1.1. Расчет тепловой схемы котельной……………………………………… 3

1.2. Выбор электропотребляющего оборудования………………………… 9

1.3. Определение необходимой мощности когенерационной установки… 14

1.4. Выбор и обоснование типа когенерационной технологии…………… 15

1.5. Выбор и характеристика когенератора…………………………………. .15

1.6 Термодинамическая характеристика тепловых процессов…………… 23

1.7. Тепловой расчет когенератора…………………………………………… 25

1.8. Корректировка тепловой схемы котельной в связи с установкой

когенератора…………………………………………………………………….28

1.9. Расчет окупаемости паротурбинной установки. ………………………. 31

Список использованных источников (к части1)…………………………… 33

**1. ПРОЕКТИРОВАНИЕ КОГЕНЕРАЦИОННОЙ ТЕХНОЛОГИИ**

**В КОТЕЛЬНОЙ**

Для проектирования когенерационной технологии в паровой котельной [1]

в соответствии с заданием необходимо определить электрическую мощность когенератора (паротурбинной, газотурбинной или газопоршневой установки).

Электрическая мощность когенерационной установки складывается из потребности в электрической энергии собственно котельной и внешнего потребителя. Для расчета электропотребления котельной необходимо определить характеристики электропотребляющего оборудования на основе расчета ***тепловой схемы котельной*** [2] и ***выбора оборудования котельной.***

**1.1. Расчет тепловой схемы котельной**

Расчет тепловой схемы котельной производится в соответствии с

СТО 02494733 5.4-02-2006 [2] c целью определе­ния расходов и параметров основных теплоносителей - пара, конденсата и различных потоков воды (сетевой, подпиточной, питательной, исходной) применительно к различным участкам схемы.

Для отопительно-производственных котельных рас­чет ведется для четырех характерных режимов:

- максимального зимнего при расчетной температуре наружного воз­духа для проектирования отопления и вентиляции;

- при средней температуре наиболее холодного месяца;

- при температуре наружного воздуха в точке излома температурного графика сетевой воды (при наличии нагрузки на горячее водоснабжение);

- летнего режима.

***Описание тепловой схемы, представленной в [2]***

В СТО [2] рассмотрена принципиальная тепловая схема отопительно- производственной котельной с закрытой 2-х трубной системой теплоснабжения, которая представлена на рис.1.1 [2, рис.А.1].

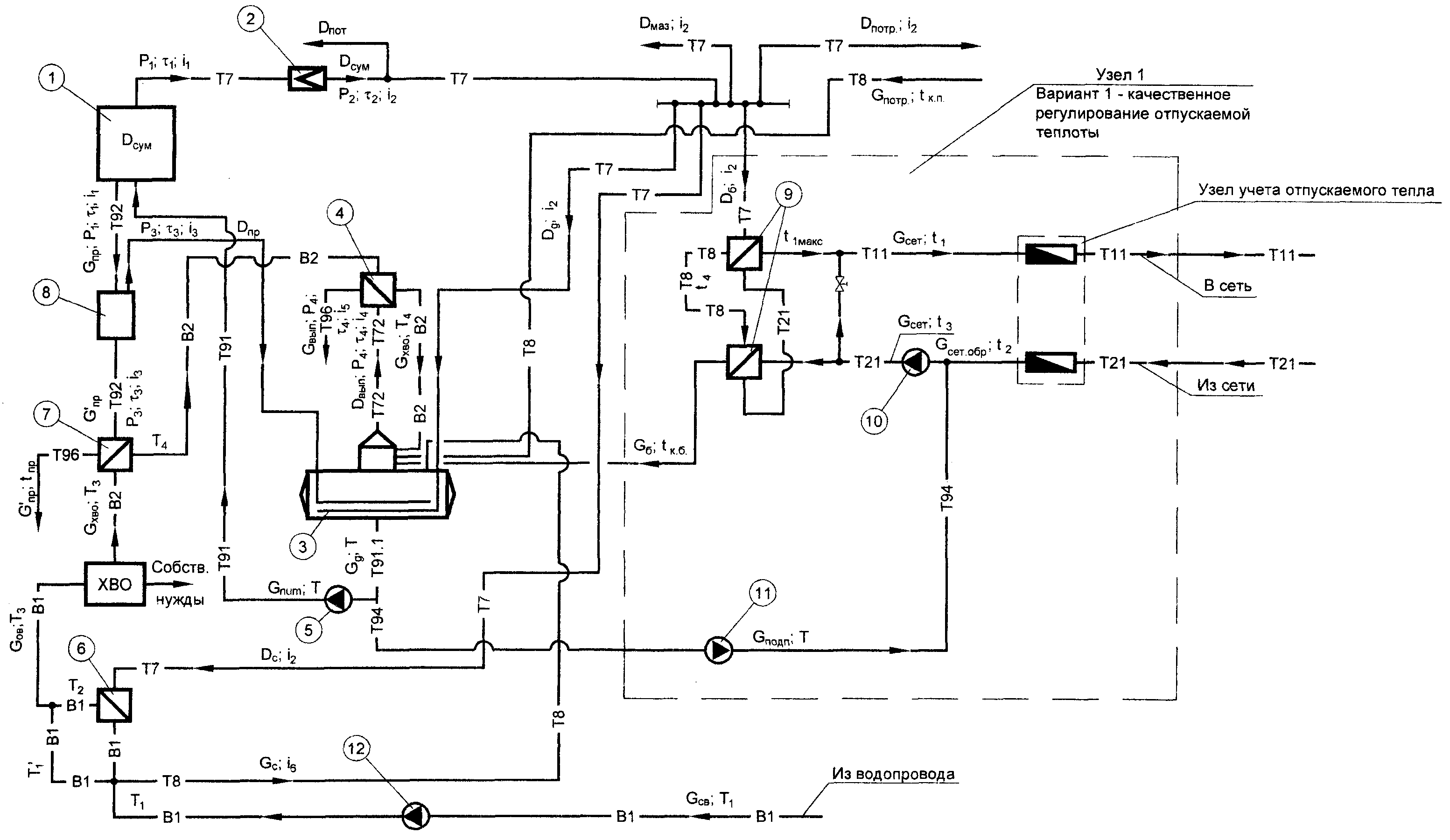


Рис. 1.1. Тепловая схема паровой котельной (закрытая система теплоснабжения), приведенная на рис. А1[2].

Пар Т7 из парового котла 1 подается через редукционное устройство 2 в распределительный коллектор, из которого отбирается на:

* технологические нужды потребителя;
* подогрев сетевой воды;

- собственные нужды котельной.

Все потоки конденсата от теплообменников котельной собираются в питательный бак – деаэратор 3.

Конденсат от технологических потребителей Т8 возвращается, как правило, не полностью. Процент возврата конденсата определяется технологическими процессами, в которых расходуется пар.

Потери конденсата и другие потери (продувка, утечки в тепловой сети) возмещаются добавочной водой.

Вода водоемов и водопровода в большинстве случаев не удовлетворяет требованиям, предъявляемым к питательной воде котлов и подпиточной - тепловых сетей.

Поэтому добавочная вода подвергается обработке, которая, как правило, состоит из химической очистки и деаэрации.

Добавочная вода готовится следующим образом. Исходная вода В1 насосом 12 через пароводяной теплообменник 6 подается на химводоочистку (ХВО), где ее солевой состав изменяется до нормативных показателей.

Обработанная вода проходит через теплообменник 7, нагреваемый конденсатом из сепаратора непрерывной продувки 8 и поступает на деаэрацию (удаление растворенных в воде коррозионно активных газов). Из деаэратора 3 питательными насосами 5 вода подается в паровой котел 1.

Подогрев воды обратного трубопровода системы теплоснабжения Т21, осуществляется в сетевых теплообменниках 9. Подогретая вода направляется в подающую магистраль тепловой сети Т11. Для восполнения потерь воды в тепловой сети часть воды Т94 из деаэратора подпиточными насосами 11 подается в обратный трубопровод (со стороны всасывающего патрубка сетевых насосов 10).

Нормативный состав котловой воды поддерживается с помощью продувок - непрерывной и периодической.

Непрерывная продувка осуществляется из верхнего барабана котла, т.к. в процессе испарения происходит накопление солей в котловой воде.

Периодическая продувка служит для удаления шлама из нижнего барабана и коллекторов.

Для уменьшения потерь теплоты с непрерывной продувкой устанавливается сепаратор непрерывной продувки 8, в котором за счет резкого снижения давления пароводяная смесь разделяется на пар вторичного вскипания и воду. Пар Дпр используется в деаэраторе, а конденсат поступает в водоводяной теплообменник 7, нагревает химически очищенную воду и поступает в деаэратор. Периодическая продувка из котла поступает в продувочный колодец.

После изучения тепловой схемы проводим следующие действия.

1) Заполняем ***исходные данные*** для расчета тепловой схемы паровой котельной в форме таблицы 1.1 (см. пример в таблице А1[2])

Табл. 1.1

Исходные данные для расчета тепловой схемы отопительно-производственной котельной с паровыми котлами ДЕ для закрытой системы теплоснабжения (табл. А1[2])

|  |  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| Наименование | Обозначение | Единица измерения | Расчетный режим | | | | Примечание |
| Максимальный зимний | При средней температуре наиболее холодного месяца | При температуре наружного воздуха в точке излома температурного графика сетевой воды | Летний |
|  |  |  |  |  |  |  |  |

2) Проводим расчет тепловой схемы проводим в форме таблицы 1.2 (см. пример в таблице А2 [2]). Климатологические данные принимаем из [3].

Табл. 1.2

Пример расчета тепловой схемы отопительно-производственной котельной с паровыми котлами ДЕ для закрытой системы теплоснабжения **(**табл. А.2 [2])

|  |  |  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| Наименование | Обозначение | Единица измерения | Способ определения | | Расчетный режим | | | |
| Расчетная формула | Рисунок | Максимальный  зимний | При средней  температуре наиболее  холодного месяца | При температуре  наружного воздуха  в точке излома  температурного  графика сетевой воды | Летний |
|  |  |  |  |  |  |  |  |  |

3) По результатам расчета тепловой схемы выбираем котлы и электропотребляющее оборудование.

***Основы выбора типоразмера и количества котлов.***

В расчете тепловой схемы [2, пункт 55] предлагаются к выбору при расчетной суммарной паровой нагрузке котельной 2 типоразмера котлов типа ДЕ -14 ГМ ( см. табл.1.3 - выкопировку из таблицы А2).

При этом предлагается определить тип и количество работающих котлов по графику на рисунке 1.2 [2, рис А.7].

Расчеты показывают, что можно сопоставить и 3 различных типоразмера, чтобы удовлетворить требования СП 89.13330.2012 Котельные установки [1, п.п 4.16] к выбору котлов.

Табл.1.3

Выкопировка из таблицы А2 [2, п.п 55]

|  |  |  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| 55.Количество работающих паровых котлов | *Nк.раб* | шт. | Вариант 1  (котлы ДЕ-25-14) | Рис.А7 | 2 | 2 | 2 | 1 |
| Вариант II  (котлы ДЕ-10-14) | 4 | 3 | 3 | 2 |

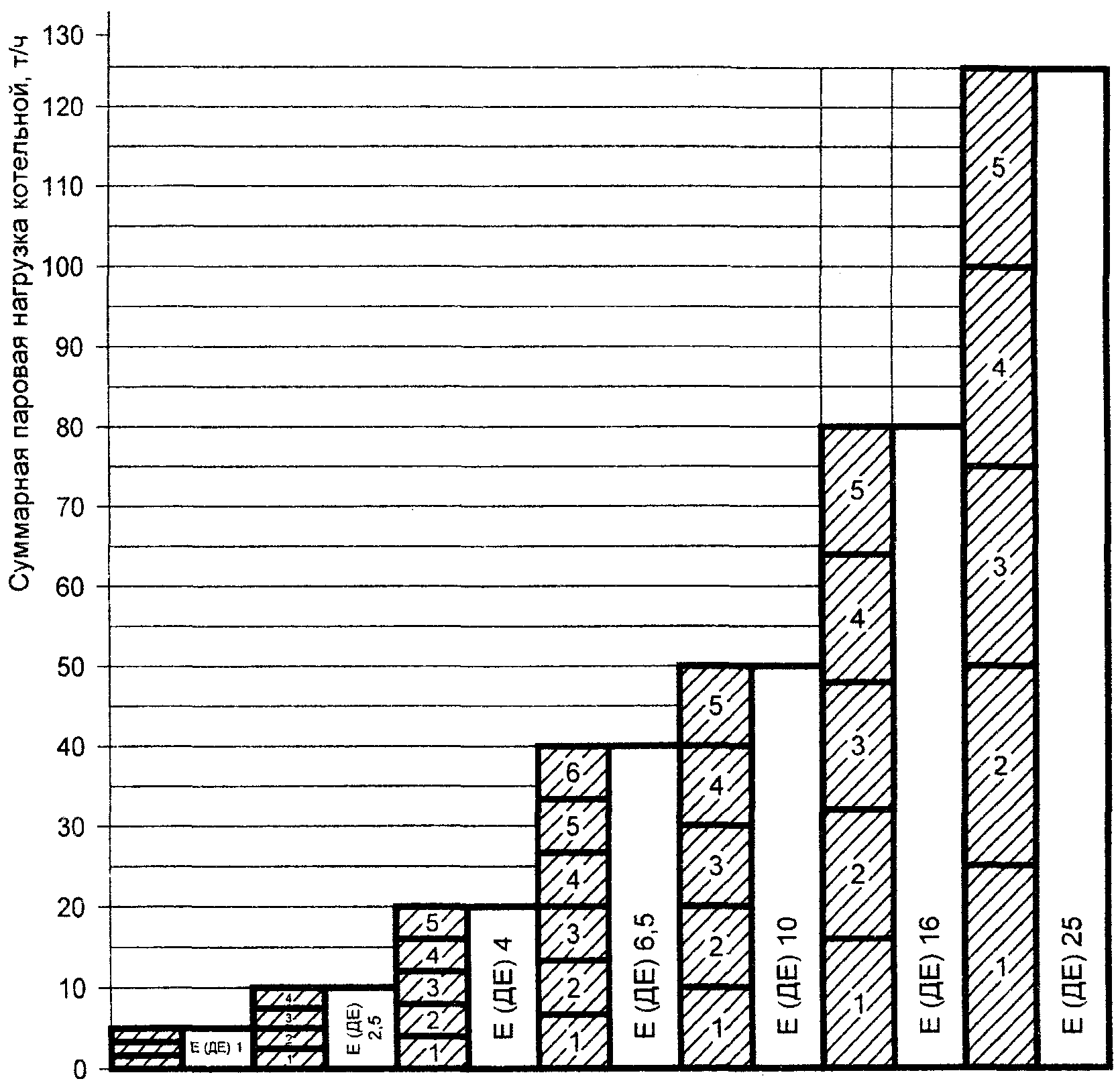


Рис. 1.2. Выбор типа и количества работающих котлов в зависимости от суммарной паровой нагрузки котельной (рис. А.7 [2])

Ниже приведена выкопировка из подпункта 4.16 из СП 89.13330.2012. Актуализированная редакция СНиП II-35-76.

***4.16. Число и производительность котлов, установленных в котельной, следует выбирать, обеспечивая:***

***– расчетную мощность котельной;***

***– стабильную работу котлов при минимально допустимой нагрузке в теплый период года.***

***При выходе из строя наибольшего по производительности котла в котельных первой категории оставшиеся котлы должны обеспечивать отпуск тепловой энергии потребителям первой категории в количестве, определяемом:***

***– минимально допустимыми нагрузками (независимо от температуры наружного воздуха) – на технологическое теплопотребление и системы вентиляции;***

***– режимом наиболее холодного месяца – на отопление и горячее водоснабжение.***

***При выходе из строя одного котла независимо от категории котельной количество тепловой энергии, отпускаемой потребителям второй и третьей категорий, следует обеспечивать в размерах, указанных в таблице 1.4..***

Табл.1.4

|  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| ***Расчетная температура наружного воздуха для проектирования отопления t0, °C*** | ***Минус 10*** | ***Минус 20*** | ***Минус 30*** | ***Минус 40*** | ***Минус 50*** |
| ***Допустимое снижение подачи теплоты до, %*** | ***78*** | ***84*** | ***87*** | ***89*** | ***91*** |
| ***Примечание – Данные значения соответствуют температуре наружного воздуха наиболее холодной пятидневки обеспеченностью 0,92.*** | | | | | |

***В котельных следует предусматривать установку не менее двух котлов***

Далее следует пояснить выбор количества и типоразмера котлов, выбранных на основании приведенных требований.

[**1.2. Выбор электропотребляющего оборудования котельной**](#_Toc11009452)

Электропотребляющее оборудование котельной – это насосы (сетевые, питательные, подпиточные, насосы сырой воды), а также дымососы и вентиляторы. При расчете электропотребления рассчитывают только рабочее оборудование (например, из двух установленных в котельной питательных насосов рабочим является один, а другой – резервным).

Насосы в котельной подбирают по производительности (расходу) и напору. Желательно привести внешний вид выбранного насоса.

***Питательный насос***

Производительность питательного насоса:

, т/ч (1.1)

где 1,1 – коэффициент запаса

– расход воды, поступающий на питание котлов, т/ч.

Напор питательного насоса:

, м (1.2)

где 1,1 – коэффициент запаса;

- рабочее давление в котле, МПа;   
 - гидравлическое сопротивление всасывающего и напорного трубопроводов для питательной воды, м;   
 - пьезометрическая разность отметок уровней воды в паровом котле и деаэраторе, м.

Суммарное сопротивление , может быть оценено в 20 м вод.ст.

Принимаем к установке питательный насос ……… ………………………

Таблица 1.5.

Технические характеристики питательного насоса………………………………….

|  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- |
| Параметры | Ед. изм. | Значение | Примечание |
| Производительность | м3 / ч |  |  |
| Напор | м. вод. ст. |  |  |
| Мощность двигателя, кВт | кВт |  |  |
| Частота вращения | об/мин |  |  |

***Сетевой насос***

Производительность сетевого насоса:

, т/ч (1.3)

где 1,1 – коэффициент запаса;

- расчетный часовой расход сетевой воды, т/ч.

Напор насоса принимаем равным……………….

Принимаем к установке сетевой насос ……………………………………..

Таблица 1.6.

Технические характеристики сетевого насоса

|  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- |
| Параметры | Ед. изм. | Значение | Примечание |
| Производительность, | м3 / ч |  |  |
| Напор | м. вод. ст. |  |  |
| Мощность двигателя | кВт |  |  |
| Частота вращения | об/мин |  |  |

***Подпиточный насос***

Производительность подпиточного насоса

, т/ч (1.4)

где 1,1 – коэффициент запаса;

- расчетный часовой расход подпиточной воды, т/ч.

Напор подпиточного насоса - ……………………….

Принимаем подпиточный насос ……………………….

Таблица 1.7.

Технические характеристики подпиточного насоса

|  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- |
| Параметры | Ед. изм. | Значение | Примечание |
| Производительность | м3/ч |  |  |
| Напор | м. вод. ст. |  |  |
| Мощность двигателя | кВт |  |  |
| Частота вращения | об/мин |  |  |

***Насос сырой воды***

Производительность насоса сырой воды

, т/ч (1.5)

где 1,1 – коэффициент запаса;

- расход сырой воды, т/ч.

Напор насоса принимаем…………………………………………………..

Принимаем насос сырой воды …………………………………………………….

Таблица 1.8.

Технические характеристики насоса сырой воды………………………………………

|  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- |
| Параметры | Ед. изм. | Значение | Примечание |
| Производительность | м3/ч |  |  |
| Напор | м. вод. ст. |  |  |
| Мощность двигателя | кВт |  |  |
| Частота вращения | об/мин |  |  |

[***Подбор дутьевого вентилятора***](#_Toc11009457) ***и дымососа***

Дутьевые вентиляторы и дымососы устанавливаются индивидуально к каждому котлу и подбираются по производительности и давлению (или напору) по графикам завода-изготовителя (пример см. рис. 1.3).

Производительность дутьевого вентилятора определяется по формуле:

(1.6)

где: 1,1- коэффициент запаса.

- производительность вентилятора, м3/ч;

= *В*к - расчетный расход природного газа, м3/ч;

- количество теоретически необходимого воздуха, м3/м3;

- коэффициент избытка воздуха в топке; ;

- температура воздуха, поступающего в вентилятор, °С; 0С;

Необходимый давление, создаваемое вентилятором определяется по уравне­нию:

(1.7)

, который должен быть создан вентилятором при входе в горелку, Па. Эта величина определяется из технической характеристики горелки;

- сопротивление воздушных каналов от вентилятора до топки, Па. (принимаемПа);

– разрежение в топке (при уравновешенной тяге) – (20-40)Па.

Производительность дымососа определяется по уравнению:

(1.8)

где: *Q*д - производительность дымососа, м3/ч;

*В*р = *В*к - расчётный расход топлива, м3/ч;

*V*г – объём газов при входе в дымосос при нормальных условиях, м3/м3;

– присосы воздуха (от экономайзера до дымососа);

- теоретически необходимый расход воздуха, м3/м3

– температура газов при входе в дымосос, оС

Необходимое давление дымососа, Па:

(1.9)

где - сопротивление газового тракта, т - разрежение в топочной камере (при уравновешенной тяге).

Таблица 1.9

Коэффициенты запаса при выборе вентилятора и дымососа [1, Приложение В ]

|  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- |
| Тепловая мощность (для паровых котлов по эквивалентной производительности), МВт | Коэффициент запаса | | | |
|  | По производительности | | По давлению | |
|  | Дымососы | Дутьевые вентиляторы | Дымососы | Дутьевые вентиляторы |
| До 17,5 включительно | 1,1 | 1,1 | 1,2 | 1,2 |
| Свыше 17,5 | 1,1 | 1,05 | 1,1 | 1,1 |

Когда определены производительность и давление, создаваемое дутьевым вентилятором и и дымососом, прозводится их подбор по характеристикам завода-изготовителя

К установке принимается вентилятор ……..со следующими техническими характеристиками:

- производительность на всасывании …….м3/ч;

- полное давление……….кПа;

- потребляемая мощность …. кВт

Принимается к установке дымосос со следующими техническими характеристиками:

- Производительность ……..м3/ч;

- Полное давление………….кПа.

- Потребляемая мощность: …….. кВт;

На рис 1.4 и 1.5 представлен общий вид вентилятора и дымососа (поставить выбранный типоразмер).



Рис. 1.4. Вентилятор типа ВД… Рис.1.5. Дымосос типа Д….

**1.3. Определение необходимой мощности когенерационной установки**

[***Расчет потребности котельной в электроэнергии***](#_Toc11009459)

На основе расчета оборудования котельной составляем таблицу потребности в электроэнергии при работе электропотребляющего оборудования.

Таблица 1.10

Электропотребляющее оборудование

|  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
|  | Наименование оборудования | Тип обору-  дования | Количество | | Мощность  ед. оборуд. | Расчетная мощность |
| устан. | рабоч |
| шт. | шт. | кВт | кВт |
| 1 | Вентилятор дутьевой центробежный |  |  |  |  |  |
| 2 | Дымосос центробежный |  |  |  |  |  |
| 3 | Насос питательный |  |  |  |  |  |
| 4 | Насос подпиточный |  |  |  |  |  |
| 5 | Насос сетевой |  |  |  |  |  |
| 6 | Насос сырой воды |  |  |  |  |  |
|  | | | | | Всего |  |

Запас на другое электропотребляющее оборудование котельной принимаем как 10% от суммарной нагрузки.

***Расчет суммарного электропотребления котельной***

Электропотребление оборудования котельной - …..кВт

Собственные нужды, включая освещение …..кВт

Суммарное электропотребление котельной определяется как сумма всех нагрузок котельной:

(1.10)

***Потребности внешнего потребителя***

Потребности внешнего потребителя принимаем в соответствии с заданием: ***Nвн =***…..кВт

***Необходимая мощность когенерационной установки*:**

(1.11)

**1.4. Выбор и обоснование типа когенерационной технологии**

Чтобы осуществить выбор типа когенерационной технологии в котельной необходимо провести обзор и сопоставление применяемых когенерацитонных (когенераторных) установок в паровых и водогрейных котельных (паровые и газовые турбогенераторы, поршневые генераторы (в том числе газопоршневые). Следует привести общий вид установок, выявить преимущества и недостатки каждого из когенераторов (не более 6 стр. текста).

**1.5. Выбор и характеристика когенератора**

На основе проведенного литературного обзора необходимо обосновать ***тип проектируемой в котельной когенерационной установки.***

Для паровых котельных предпочтительно получение электроэнергии из сбросной энергии пара, т. е когенерационная установка с паровой турбиной.

Однако, если котельная подключена к газопроводу высокого давления, возможно использование газотурбинной установки.

Существует и вариант использования газо-поршневых двигателей, особенно в том случае, если потребность котельной и внешнего потребителя в электроэнергии не превышает 0,4 МВт, т.к. паровые турбины малой мощности производятся в диапазоне 0,5 - 4 МВт.

*Минимальной стоимостью* производимой *электроэнергии* и *окупаемостью* когенерационной технологии отличается вариант с ***использованием паровых турбин***, поэтому в дальнейшем более подробно рассмотрено применение паровых турбин в качестве двигателя электрогенерирующей установки.

***Паровая турбина*** – это тепловой двигатель, в лопаточном аппарате которого потенциальная энергия сжатого и нагретого водяного пара преобразуется в кинетическую, которая в свою очередь совершает механическую работу на валу. Механическая энергия преобразуется в электрическую с помощью генератора.

Паровые турбины, используемые в качестве двигателей в мини -ТЭЦ бывают двух типов:

– конденсационные (давление пара на выходе из турбины ниже атмосферного;

– с противодавлением (давление пара на выходе из турбины выше атмо-сферного.

Следующим шагом проектирования является сопоставление конденсационной и противодавленческой паровых турбин методом термодинамического анализа тепловых процессов в каждой из них.

На рис.1.6 и 1.7 приведены схемы мини-ТЭЦ с противодавленческой и конденсационной турбинами.

|  |  |
| --- | --- |
|  |  |
| Рис. 1.6. Схема мини-ТЭЦ с противодавленческой турбиной: 1- паровой котел; 2 – паровая турбина; 3 - теплообменник для нагрева сетевой воды; 4- насос; 5 - пароперегреватель | Рис. 1.7. Схема мини-ТЭЦ с конденсационной турбиной: 1- паровой котел; 2 – конденсационная турбина; 4 - насос 5 – пароперегреватель; 6 - конденсатор |

Принцип работы установок заключается в следующем. Перегретый пар из парового котла 1поступает в паровую турбину 2. Затем пар конденсируется: в схеме с противодавленческой турбиной - в сетевом теплообменнике котельной; в схеме с конденсационной турбине – в конденсаторе. Конденсат с помощью конденсатного насоса возвращается в в пар**о**генератор и цикл повторяется.

Рассмотрим особенности термодинамических циклов конденсационной и противодавленческой турбин путем сопоставления в T-S-диаграмме тепловых процессов этих турбин (рис.1.8).

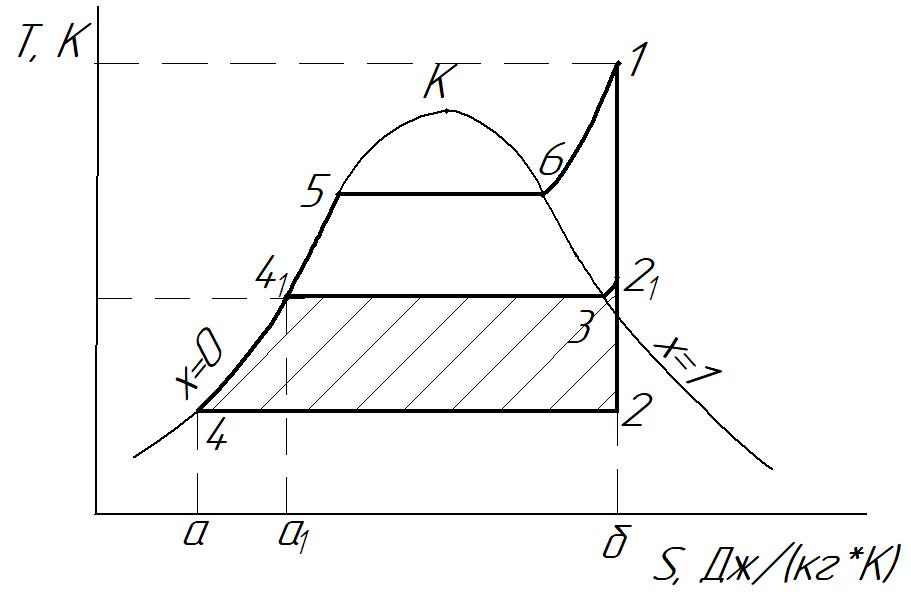


Рис. 1.8. Тепловые процессы в конденсационной турбине и турбине с противодавлением

Проанализируем цикл конденсационной турбины. Перегретый пар поступает в турбину, в которой происходит адиабатический процесс расширения пара (адиабата 1-2). Отработанный пар направляется в конденсатор, где создается вакуум (давление ниже атмосферного). Конденсация пара происходит по изобаре р = const (линия 2-4). Далее конденсат подается в паровой котел (парогенератор). В парогенераторе при изобарном процессе p = const к воде подводится теплота: сначала вода нагревается до кипения (участок 4-5), затем происходит парообразование (участок 5-6) и перегрев водяного пара (участок 6-1).

Особо следует отметить, что ***в конденсационной*** установке (в отличие от противодавленческой) ***теплота отработавшего пара***, эквивалентная площади *а-4-2-б-а* и равная *Тк(s2-s1)*, ***отводится к охлаждающей воде*** и, как правило**, *теряется***(слишком низкие температурные параметры воды на выходе их конденсатора от 12до 22⸰С).

Цикл турбины *с противодавлением* отличается тем, что давление пара на выходе из турбины выше атмосферного (0,2- 0,6 МПа). Отработанный пар имеет более высокий энергетический потенциал, эквивалентный площади

а1-41-3-21 - б-а1. То есть процесс отвода теплоты производится на более высоком температурном уровне *2141*, чем в конденсационной турбине. Это позволяет использовать отработанный пар в тепловой схеме котельной в качестве теплоносителя для нагрева сетевой воды (заменить часть пара, подаваемого от паровой гребенки). Конденсат от теплообменников возвращается в пар**о**генератор и цикл повторяется.

Далее приводится ***обоснование выбора противодавленческой турбины*** для проектирования когенерационной технологии в паровой котельной.

Установка конденсационных турбин (рис.1.7) имеет существенный недостаток, заключающийся в том, что наличие конденсатора требует существенных затрат для использования низкопотенциальной теплоты. Чаще всего вода, поступающая на охлаждение, не используется ввиду низких температур, резко снижая эффективность установки в целом.

Использование ***противодавленческих*** турбин имеет ***существенные преимущества*** при установке их в котельных, так как отработавший пар можно подавать на теплообменники для нагрева сетевой воды (рис.1.6) или (при необходимости) на технологические нужды предприятия. Анализ потребности в тепловой и электрической энергии применительно к проектируемой мини ТЭЦ также показывает, что потребность в тепловой энергии намного выше, чем в электрической. Это еще одно подтверждение правильности выбора когенерационной технологии с использованием противодавленческой турбины применительно к паровой котельной.

**Выбор типоразмера турбогенератора**

***Типоразмер когенератора (когенераторов)*** определяется на основе рассчитанной ранее мощности когенерационной установки по характеристике турбин, размещенных на сайте завода-изготовителя.

В таблице 1.11приведены характеристики паровых противодавленческих турбин, выпускаемых Калужским турбинным заводом.

Таблица 1.11



Анализ данной таблицы показывает, что в качестве рабочего тела в турбине используется сухой насыщенный пар (температура 191⸰С) либо перегретый (температура 250⸰С).

Наиболее эффективным энергоносителем является ***перегретый пар***, который обеспечивает надежную и устойчивую работу турбины в течении длительного времени.

В паровых котлах производится влажный насыщенный пар. Влажный пар запрещается подавать на турбину во избежание конденсации и последующей коррозии лопаток турбины, сокращения срока службы).

***Перегретый пар*** можно получить в паровом котле, оснащенном пароперегревателем. Поэтому при ***проектировании котельной*** с когенерационной установкой необходимо заказывать котел с встроенным пароперегревателем (в этом случае при определении расхода топлива на котел в ф-ле 2…следует вместо *hʹʹ* (энтальпия насыщенного пара) поставить значение *hпп* (энтальпия перегретого пара).

При ***реконструкции действующей котельной*** возможны следующие варианты:

- в паровых котлах типа ДКВР, пароперегреватель можно установить в процессе ремонта;

- паровые котлы ДЕ поставляются в собранном виде в полной *комплектации*, поэтому в действующей котельной поставить пароперегреватель, как в котельной с котлами ДКВР, не представляется возможным, а необходимо *заказывать новый котел с пароперегревателем*, что существенно удорожает себестоимость полученной электрической энергии;

- в паровых котле устанавливается турбина, работающая на сухом насыщенном паре; сухой насыщенный пар получается путем установки специального фильтра или сепаратора пара (см. рис.1.10). Естественно, эффективность турбины на насыщенном паре ниже, чем на перегретом.

Ниже приведены некоторые примеры выбора турбогенераторов

В табл.1.12 приведены характеристика внешний вид (рис. 1.6) паровой турбины с противодавлением типаТГ 1,25А/0,4 Р13/2,5. Энергоноситель-***перегретый пар.***

Таблица 1.12

## Техническая характеристика ПТГ ТГ 1,25А/0,4 Р13/2,5

|  |  |
| --- | --- |
| Показатели | Значение |
| Номинальная мощность, кВт | 1250 |
| Абсолютное давление пара перед турбиной, МПа | 1,3 (1,2-1,4) |
| Температура, °С | 250 |
| Номинальное абсолютное давление пара за турбиной (рабочий диапазон), кПа | 250 (150-300) |
| Номинальный расход пара, т/ч | 22,0 |
| Масса турбогенератора, т | 15,8 |
| Длина | 5,37 |
| Ширина | 2,32 |
| Высота | 2,51 |
| Тип генератора | DSG74L14W |

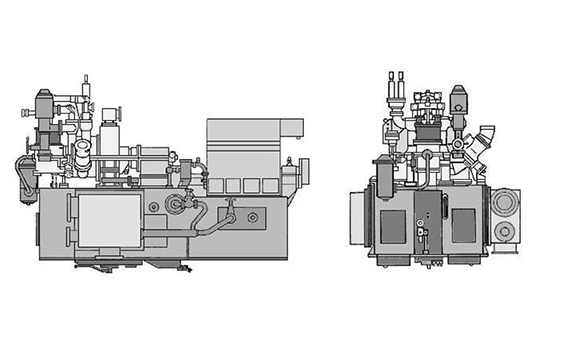


Рис. 1.9. Внешний вид турбины ТГ 1,25А/0,4 Р13/2,5.

В таблице 1.13 приведена характеристика противодавленческой турбины, предназначенной для работы на ***сухом насыщенном*** паре типа ПТГ 0,5А/0,4 Р13/3,7 Для осушки насыщенного пара перед турбиной используется сепаратор. Вид и размеры сепаратора приведены на рис. 1.7.

Таблица 1.13

Технические характеристики ПТГ 0,5А/0,4 Р13/3,7

|  |  |
| --- | --- |
| Номинальная мощность, кВт | 500 |
| Абсолютное давление, МПа | 1,3 (1,0-1,4) |
| температура, °С | 191 |
| Номинальное абсолютное давление пара за турбиной (рабочий диапазон), кПа | 370 (300-500) |
| Номинальный расход пара, т/ч | 13,2 |
| масса турбогенератора, т | 9,54 |
| Длина | 4,24 |
| Ширина | 2,13 |
| Высота | 2,27 |

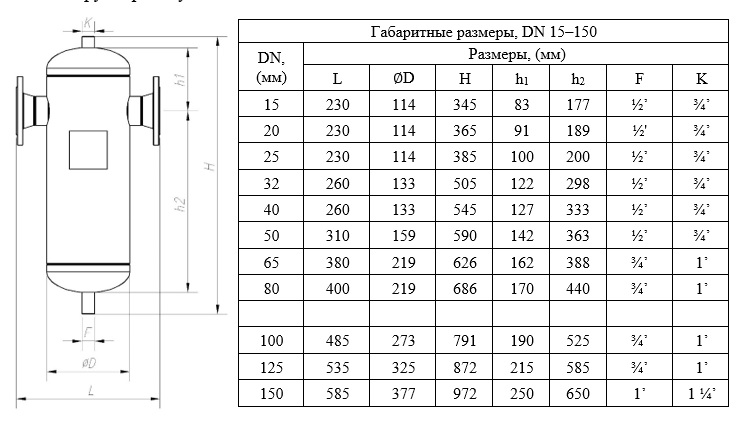


Рис. 1.10. Сепаратор пара.

**1.6 Термодинамическая характеристика тепловых процессов**

**в паровой турбине.**

Ранее (см. рис.1.8) были рассмотрены идеальные термодинамические циклы в конденсационных и противодавленческих турбинах.

Реальный тепловой процесс в турбоустановках отличается от идеального наличием потерь энергии при расширении пара в ступени турбины.

Рассмотрим отличия идеального и реального циклов на примере противодавленческой турбины, работающей на перегретом паре (рис.1.11).

На диаграмме T- s: линия 5-6 – идеальный, а 5-6д –реальный процесс расширения перегретого пара в турбине до состояния влажного насыщенного пара; линия 7-1 – изобарно-изотермический процесс конденсации отработанного пара в сетевом теплообменнике до состояния жидкости; линия 1-2 – действительный адиабатный процесс повышения давления воды насосом от давления *р2* за турбиной до давления *р1*, перед турбиной; линия 2-3 – предварительный изобарный нагрев воды в котле до температуры кипения, линия 3-4 – изобарно-изотермический процесс кипения воды в котле; линия 4-5 – изобарный процесс перегрева пара в пароперегревателе.

Таким образом, подвод теплоты *q1* к рабочему телу осуществляется в котельной установке по изобаре 2-3-4-5 (без учёта потерь тепла в паро­проводе), а отвод теплоты от рабочего тела происходит в сетевом теплообменнике по изобаре-изотерме 7-1.

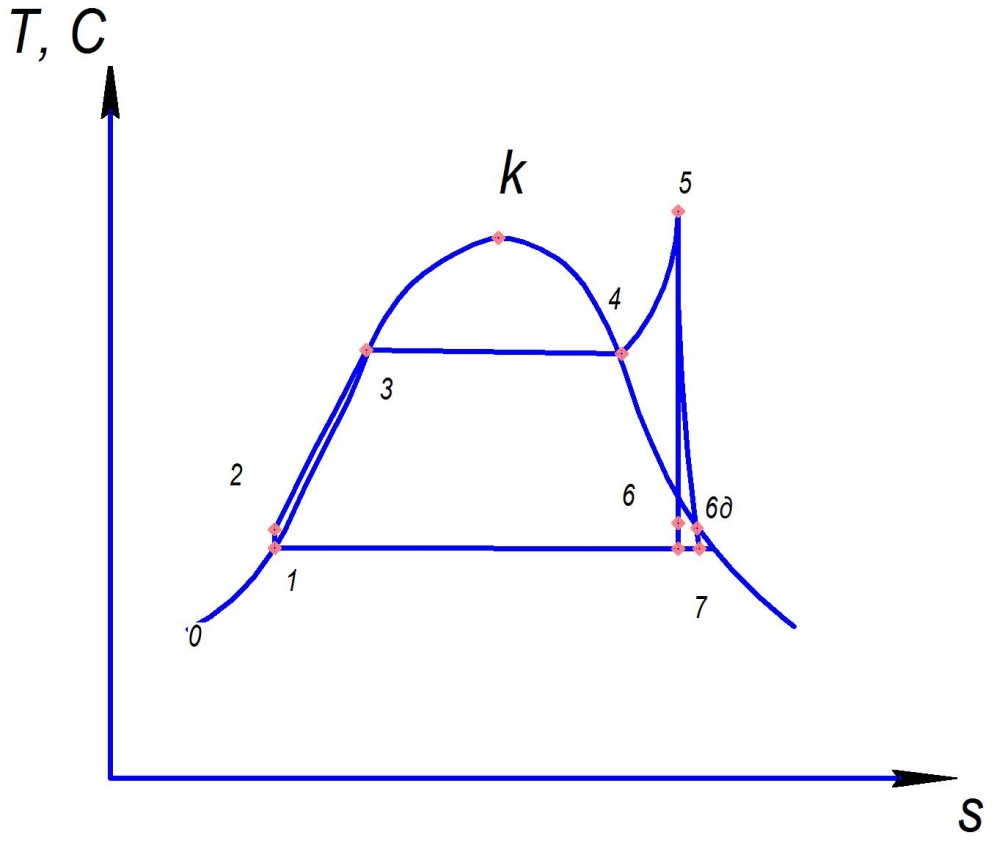
 Т

Рис.1.11. Реальный цикл противодавленческой турбины

Параметры сухого перегретого пара в точке 5 перед турбиной определяются по заданным начальному давлению р5 и температуре t5 из таблиц термодинамических свойств воды и водяного пара. Параметры влажного насыщенного пара в точке 6 за турбиной для обратимого процесса расширения определяют по заданному конечному давлению р2 и величине энтропии s1 в точке 1 из h-s – диаграммы, опуская из точки 1 вертикаль до пересечения с изобарой р2.

На рис. 1.12. представлен термодинамический цикл паровой противодавленческой турбины, работающей на сухом насыщенном паре в h-S и T-s диаграммах.

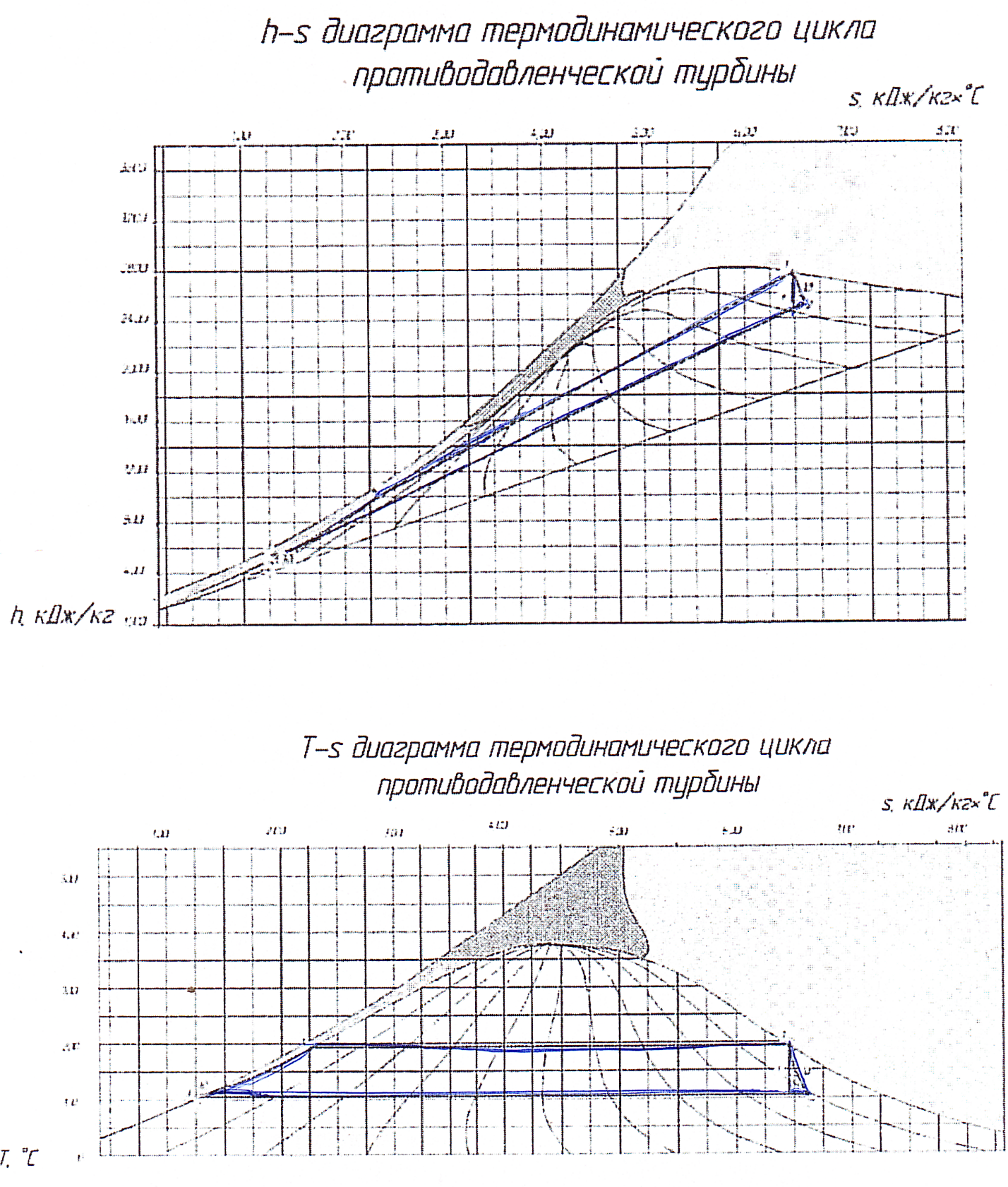


Рис. 1.12. Термодинамический цикл паровой турбины, работающей на сухом насыщенном паре на h-S и T-s диаграммах.

**1.7. Тепловой расчет когенератора (на примере паровой турбины)**

***Исходные данные для расчета***

Для проектирования турбины должны быть заданы:

- эффективная мощность на валу турбины Ne, кВт;

- частота вращения вала турбины, n;

- давление пара перед турбиной, МПа;

- температура пара перед турбиной 0', о С;

- давление пара за турбиной (на выходе из выхлопного патрубка), р' k, МПа; - число ступеней скорости.

Расчет паровой турбины производится по следующей схеме:

1) определяется ориентировочный расход пара на турбину;

2) рассчитывается проточная часть турбины на этот расход;

3) определяется значение ηое на основе расчета проточной части паровой турбины;

4) определяется точное значение расхода пара;

5) уточняются размеры проточной части;

6) сводится окончательный энергетический баланс.

***Определение ориентировочного расхода пара***

Расход пара определяется по формуле:

*G* = *N*e/( *H*т0ид ·*η*ое), (1.11)

где *η*ое– относительный эффективный КПД турбины;

*H*т0ид = *h*0 - *h'кt* – располагаемый теплоперепад ***идеальной*** турбины, кДж/кг, определяемый по h, s-диаграмме водяного пара (рис. 1.13).

Положение точки А'0 (рис. 1.13) определяется по заданным давлению и температуре пара перед турбиной (*p*0', *t*0'). Линия А'0, Аkt'– изоэнтропа из точки А'0 до изобары конечного давления *р*'k. Линия А'0 А0 – дросселирование пара в стопорном и регулирующих клапанах при их полном открытии (номинальный расчетный режим) от давления *p*0' до давления *p*0 на входе в сопловую решетку первой ступени турбины (энтальпия пара *h*0 при дросселировании сохраняется неизменной). Величину p0 можно принять: *p*0 = 0,95· *p*'0.

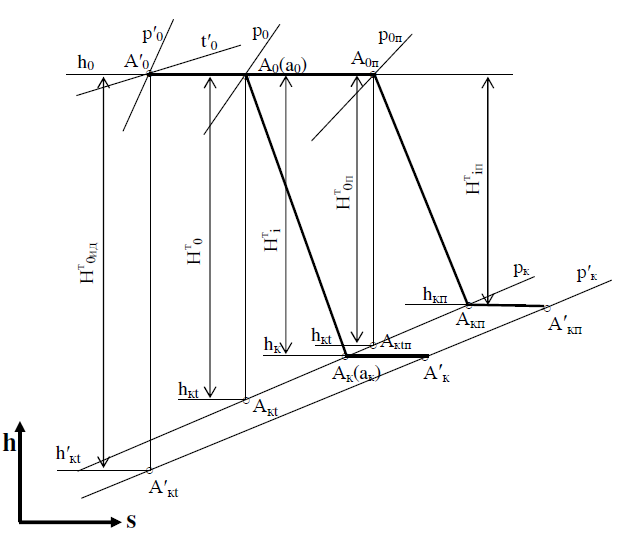


Рис. 1.13. Определение располагаемых теплоперепадов турбины по h,s-диаграмме водяного пара

Линия А'0 А0п – дросселирование пара в регулирующих органах турбины при нагрузке от давления *p*0' до давления p0п за регулирующим клапаном.

Линия А0, Аkt – изоэнтропа из точки А0 до давления *p*k за рабочими лопатками последнего венца турбины в расчетном номинальном режиме. Давление *p*k больше заданного давления за турбиной *p*'k на величину сопротивления выхлопного патрубка турбины ∆ *p*k :

∆ *p*k = *p*k·λ·(свп/100)2, (1.12)

*p*k = *p*'0+∆ *p*k,

где λ – коэффициент сопротивления выхлопного патрубка, равный 0,05…0,1 ;

свп – скорость пара в выходном сечении выхлопного патрубка турбины (для противодавленческих турбин свп = 40…60 м/с).

Величина *H*т0= *h*0 - *hкt* – располагаемый теплоперепад реальной турбины. Линия А0 Аk – ***реальный*** процесс расширения пара в проточной части турбины. Состояние пара в точке Аk (энтальпия *h*к) на данной стадии расчета *неизвестно. Оно будет определено в дальнейшем после подробного расчета процесса изменения состояния пара во всех решетках турбины.*

Относительный эффективный КПД турбины *η*ое определяется формулой:

*η*ое= *η*др·*η*'оi·*η*ввр·*η*тм, (1.13)

где *η*др - коэффициент дросселирования;

*η*'оi – внутренний относительный КПД проточной части турбины (0,72…0,78);

*η*ввр - коэффициент выхода внутренней работы (*η*ввр=1- для одноступенчатой турбины);

*η*тм - механический КПД турбины (*η*тм =0,96…0,98)

Коэффициент дросселирования ηдр можно найти по формуле:

*η*др = (*h*0 - *h*кt)/(*h*0 - *h*'кt)= *H*т0 / Hт0ид. (1.14)

Определенный по формуле (1) расход пара является ***ориентировочным,*** т.к. в реальной действующей турбине имеется целый ряд потерь энергии:

- на рабочих лопатках турбины;

- на сопловой и рабочей решетках;

- с выхлопной скоростью;

- на выколачивание (сегментные потери)

- на трение и вентиляцию.

Данные потери энергии зависят от геометрических размеров лопаток, рабочих и направляющих решеток, скорости пара на различных участках тракта и др.

Перечисленные потери определяются в процессе детального теплового расчета турбины, который ***подробно представлен в [Шестаченко, И.Я. Тепловой расчет паровых турбин: уч.-метод. пособие. - Новочеркасск. - ЮРГТУ, 2007-79с).***

В результате расчета данных потерь изменяется численное значение относительного эффективного КПД турбины η′оi., и как следствие, несколько *увеличивается расход пара на турбину*.

Результаты расчета расчетного расхода пара на противодавденческую турбину сводятся в табл. 1.14.

Таблица 1.14.

Определение расчетного расхода пара на турбину

|  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| № | Определяемая величина | Об. | Ед.  Измер. | расчетная формула или метод определения | Расчет |
| 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 |
| 1 | Энтальпия свежего пара |  |  | По hs – диаграмме  (т. А0) | 2790 |
| 2 | Энтальпия отработавшего пара в теоретическом процессе расширения |  |  | По hs – диаграмме  (т. Акt) | 2737.6 |
|  | Располагаемый теплоперепад турбины без учета потерь в регулирующем клапане |  |  | - | 52,4 |
| 3 | Давление пара перед турбиной без учета потерь в регулирующем клапане |  |  |  | 1,33 |
| 4 | Потери давления в выхлопном патрубке |  |  |  | 0,008 |
| 5 | Давление на выходе из последней ступени |  |  | + | 0,408 |
| 6 | Располагаемый теплоперепад турбины с учетом потерь в стопорном и регулирующих клапанах |  |  | - | 238,4 |
| 7 | Относительный эффективный КПД |  | % |  | 0,72 |
| 8 | Механический КПД |  | % |  | 0,94 |
| 9 | Внутренний относительный КПД |  | % |  | 0,77 |
| 10 | Предполагаемый используемый теплоперепад в турбине |  |  | ∙ | 193,4 |
| 11 | Секундный расход пара на турбину |  |  |  | 4,03 |

**1.8. Корректировка тепловой схемы котельной в связи с установкой**

**паротурбинной установки**

Корректировка тепловой схемы котельной производится в связи с необходимостью использования тепловой энергии, полученной в паровом турбогенераторе, т.е. теплоты отработанного в турбине пара.

***Тепловая схема паровой котельной***

При установке паровой турбины в качестве турбогенератора в паровой котельной производится следующая корректировка тепловой схемы (см. рис.1.14). Паровая турбина 14 устанавливается параллельно паровой гребенке котельной. При этом изменяются тепловые потоки пара на сетевые теплообменники 5 и 6, т.е на теплообменники подается отработанный пар от противодавленческой турбины.

Однако, в связи с тем, что отработанный в турбине пар имеет более низкое давление и энтальпию, чем подаваемый на сетевые теплообменники котельной до ее реконструкции в мини-ТЭЦ, количество пара для подогрева сетевой воды необходимо несколько увеличить.

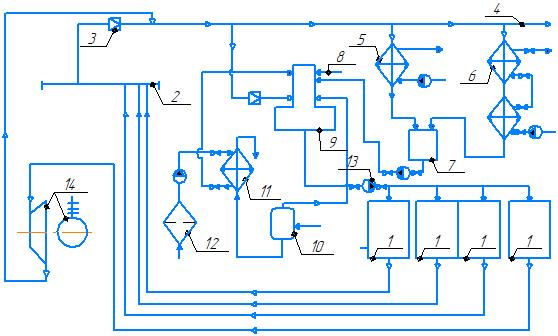


Рисунок 1.14. Схема подключения блочного турбогенератора с противодавлением к тепловой схеме промышленной котельной с паровыми котлами: 1 – паровые котлоагрегаты; 2 – паровой коллектор; 3 – редукционная установка; 4 – подача пара для технологических потребителей; 5 – подогреватель сетевой воды на отопление; 6 – подогреватель системы го-рячего водоснабжения; 7 – конденсатный бак; 8 – конденсат отработавшего в технологии пара; 9 – деаэратор; 10 – сепаратор непрерывной продувки; 11 – охладитель отсепариро-ванной воды; 12 – химводоочистка; 13 –питательный насос; 14– турбогенератор с проти-водавлением.

***Расчёт количества дополнительного пара*** вырабатываемого котельной определим на следующем примере:

- паропроизводительность котельной – 30 т/ч;

- расход пара на сетевые водонагреватели (ПСВ) – 21т/ч;

- абсолютное давление пара на нагрев сетевой воды - 0,8 МПа, МДж;

- абсолютное давление пара отработанного пара – 0,2 МПа

Определяем количество теплоты (МДж) пара *QП.С.В, .* которое поступило на теплообменники сетевой воды при абсолютном давлении пара 0,8 МПа: (1.15)

где DП.С.В. – расход пара на теплообменник сетевой воды, т/ч.; – энтальпия редуцированного пара перед теплообменником сетевой воды, МДж/т;

*QП.С.В.=*21·2,768=58,128 МДж

Определяем количество теплоты пара поступающей на теплообменник сетевой воды после установки турбины при абсолютном давлении пара за турбиной 0,2 МПа, МДж:

(1.16)

где – энтальпия использованного турбиной пара перед теплообменником сетевой воды, МДж/т; *DП.С.В.* – расход пара на теплообменник сетевой воды, т/ч.

*Q´П.С.В.=*21·2,706=56,826 МДж

Таким образом количество теплоты которое необходимо дополнительно выработать котельной в связи с установкой турбины составляет, МДж:

*QП.С.В.= QП.С.В. – Q´П.С.В.* (1.17)

*QП.С.В.=* 58,128 *–* 56,826=1,302 МДж

то есть дополнительное количество пара составляет, т/ч:

(1.18)

где – энтальпия пара перед редукционно-охладительной установкой, МДж/т.

Определим процент увеличения паропроизводительности котельной в связи с установкой турбины, %

(1.19 )

Тогда, при производительности котельной 30т/ч, количество вырабатываемого пара котельной должно составить 30,66т/ч. Как правило, запас в производительности котельной, предусмотренный при проектировании котельной достаточен для дополнительной выработки 2,2 % от производительности.

Таким образом, установка противодавленческой паровой турбины параллельно паровой гребенке, позволит повысить надежность котельной с позиции электроснабжения при незначительном увеличении производительности.

**1.9. Упрощенный расчет срока окупаемости внедрения**

**турбогенератора**

Определяем укрупнённые капиталовложения в установку турбоагрегата в котельных при создании мини-ТЭЦ.

Стоимость турбоагрегата определяется по результатам тендера.

Фотография паровой турбины представлена на рисунке 1.15.

Принимаем стоимость – Стг= 47000000 руб.

Стоимость электротехнических устройств составляет ориентировочно 10 – 15 % от стоимости турбоагрегата.

Стоимость тепломеханической части составляет ориентировочно 15 – 20 % от стоимости турбоагрегата.

Стоимость строительно-монтажных работ составляет ориентировочно 15 – 20 % от стоимости оборудования.

Стоимость проектно-изыскательных работ составляет ориентировочно 5 – 10 % от стоимости строительно-монтажных работ.

Стоимость пуско-наладочных работ составляет ориентировочно 3 – 5 % от стоимости оборудования.



Рисунок 1.15. Паровая противодавленческая турбина.

Производим расчёт стоимости оборудования:

Соб = Стг+0,15·Стг+0,2·Стг , руб. (1.20)

Соб = 47000000+0,15·47000000+0,2·47000000 = 63450000 руб.

Стоимость строительно-монтажных работ:

Ссмр = 0,2·Соб , руб. (1.21)

Ссмр = 0,2·63450000 = 12690000 руб.

Капиталовложения в мероприятие:

Ктг = Соб+0,1·Ссмр+0,3·Соб+0,05·Соб, руб. (1.22)

Ктг=63450000+0,1·12690000+0,3·63450000+0,05·63450000=86926500 руб.

Определяем срок окупаемости капиталовложений:

Вок=Ктг/(Рпот.г.·Сэл.) (1.23.)

Рпот.г.=Рпот..·24 часа·365дня

где, Рпот.г. – годовое потребление электроэнергии котельной, кВт; Рпот – расчётная мощность потребления электроэнергии котельной согласно нагрузочной таблицы 3.2.; Сэл. – стоимость электроэнергии = 5,73 руб./кВт·ч. (следует проверить стоимость электроэнергии применительно к месторасположению проектируемой котельной)

Рпот.г.= 730·24·365=6394800 кВт.

Вок=86926500/(6394800·5,73)=2,3 года

***Список использованных источников ( Часть 1.)***

1. СП 131.13339.2018 Климатология. Актуализированная редакция СНиП 23-01-99\*.

2. СП 89.13330.2012 Котельные установки. Актуализированная редакция СНиП II-35-76.

3. Сайт Когенерация: https://cogeneration.

4. Шестаченко, И.Я. Тепловой расчет паровых турбин: уч.-метод. пособие /И.Я.Шестаченко. - Новочеркасск. - ЮРГТУ, 2007-79.