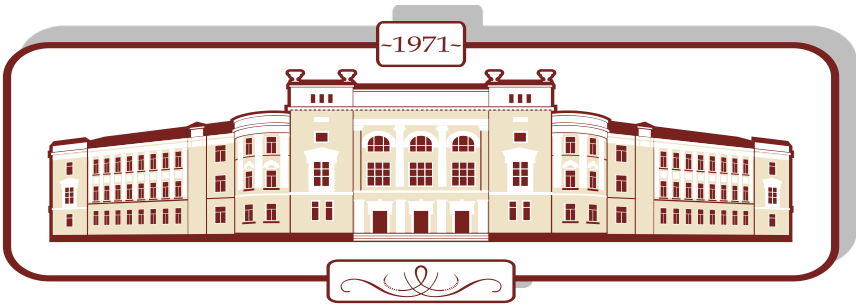
Документ подписан простой электронной подписью
Информация о владельце:
ФИО: Клочков Юрий Сергеевич
Должность: Ректор
Дата подписания: 15.10.2026 14:55:21
Уникальный программный ключ:
3beb265d5d589e7ff4c954946f3ad99a1e70ac12

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ
Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение высшего профессионального образования
ТЮМЕНСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ АРХИТЕКТУРНО-СТРОИТЕЛЬНЫЙ УНИВЕРСИТЕТ

Кафедра промышленной теплоэнергетики

Белкин А.П., Валиюллина А.А.



Котельные установки и парогенераторы

Часть I: Расчет тепловой схемы и выбор вспомогательного оборудования. Тепловой расчет промышленного котла

МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ ПО ВЫПОЛНЕНИЮ КУРСОВОГО ПРОЕКТА

для студентов

по направлению 140100.62 «Теплоэнергетика и теплотехника»

профиль 140100 «Промышленная теплоэнергетика»

специальности «Промышленная теплоэнергетика» очной и заочной форм обучения

Тюмень, 2015

УДК: 621.182

Белкин, А.П., Валиюллина, А.А. Котельные установки и парогенераторы. Часть I: Расчет тепловой схемы и выбор вспомогательного оборудования. Тепловой расчет промышленного котла: методические указания по выполнению курсового проекта для студентов очной и заочной форм обучения по направлению 140100.62 «Теплоэнергетика и теплотехника» профиль 140100 «Промышленная теплоэнергетика». / А.П. Белкин, А.А. Валиюллина. – Тюмень: РИО ФБГОУ ВПО ТюмГАСУ, 2015. – 62 с.

Методические указания по выполнению курсового проекта составлены в соответствии с государственными образовательными стандартами и рабочей программой по направлению 140100.62 «Теплоэнергетика и теплотехника» профиль 140100 «Промышленная теплоэнергетика». Методические указания рассчитаны на приобретение минимального объема теоретических знаний по дисциплине «Котельные установки и парогенераторы» тема: «Расчет производственно-отопительной котельной» и использование его в качестве руководства при выполнении самостоятельных заданий.

Рецензент: Чекардовский М.Н.

Тираж 50 экз.

© ФБГОУ ВПО «Тюменский государственный архитектурно - строительный университет»

© Белкин А.П., Валиюллина А.А.

Редакционно-издательский отдел ФБГОУ ВПО «Тюменский государственный архитектурно-строительный университет»

СОДЕРЖАНИЕ

ВВЕДЕНИЕ..... 5

ГЛАВА 1. ОПИСАНИЕ ТЕПЛОВОЙ СХЕМЫ ОТОПИТЕЛЬНО – ПРОИЗВОДСТВЕННОЙ КОТЕЛЬНОЙ УСТАНОВКИ С ЗАКРЫТОЙ СИСТЕМОЙ ТЕПЛОСНАБЖЕНИЯ..... 7

1.1 Описание тепловой схемы котельной с паровыми котлами..... 7

1.2 Описание тепловой схемы котельной с водогрейными котлами..... 9

1.2 Исходные данные для расчета тепловой схемы 10

1.2.1 Характерные режимы работы котельной 11

1.2.2 Максимальные расходы теплоты на отопление, вентиляцию и горячее водоснабжение (максимально-зимний режим)..... 11

1.2.3 Расходы теплоты для промежуточных режимов 12

1.2.4 Расходы параметры пара на технологические нужды 12

1.2.5 Дополнительные данные для расчета 13

ГЛАВА 2. АЛГОРИТМ РАСЧЕТА И РАСЧЕТ ТЕПЛОВОЙ СХЕМЫ ДЛЯ МАКСИМАЛЬНО-ЗИМНЕГО РЕЖИМА РАБОТЫ КОТЕЛЬНОЙ . 15

2.1 Расчет тепловой схемы для котельной с паровыми котлами 15

2.2 Расчет тепловой схемы для котельной с водогрейными котлами 20

Выбор числа устанавливаемых котлов 24

ГЛАВА 3. Выбор вспомогательного оборудования КОТЕЛЬНОЙ.... 26

3.1 Вспомогательное оборудование паровой котельной 26

3.2 Вспомогательное оборудование водогрейной котельной 30

ГЛАВА 4. Тепловой расчет промышленного котла 36

4.1 Характеристика топлива..... 36

4.2 Объемы воздуха и продуктов сгорания 37

4.3 Энтальпия продуктов сгорания 40

4.4 Тепловой баланс котельного агрегата, расход топлива 41

4.5 Расчет топки..... 43

4.6 Расчет котельного пучка 47

4.7 Расчет чугунного экономайзера ВТИ 51

4.8 Проверка теплового расчета котлоагрегата 54

Литература 55

Приложение А - Основные характеристики твердого, жидкого и газообразного топлива..... 56

Приложение Б - Основные характеристики котлов..... 58

Приложение В - Зависимость коэффициентов кинематической вязкости, теплопроводности и Критерий Прандтля от температуры 62

ВВЕДЕНИЕ

Важной составляющей проекта котельной установки является расчет ее тепловой схемы, позволяющий для заданных (или определенных в начале расчета) внешних тепловых нагрузок и расходов тепла на собственные нужды определить тепловые и массовые потоки воды и пара, необходимые для выбора основного оборудования - котлоагрегатов - и вспомогательного оборудования, выбора диаметров трубопроводов и арматуры. Результаты расчета тепловой схемы дают возможность определить годовой расход топлива, годовую выработку тепла, т.е. провести технико-экономическое обоснование данного варианта теплогенерирующей установки. При проектировании часто приходится рассматривать несколько вариантов тепловых схем и сравнивать их для выбора оптимальной для конкретных условий. Вместе с тем ведущие проектные институты страны разработали для теплогенераторов средней мощности КЕ, ДЕ, КВ-ГМ, ДКВР и др. типовые тепловые схемы, которые технически и экономически обоснованы и рекомендованы для внедрения.

Тепловые схемы бывают принципиальные, развернутые и монтажные. В проекте рассматриваются принципиальные схемы, на которых указываются лишь главное оборудование (котлы, подогреватели, баки, деаэраторы, насосы и др.), главные трубопроводы воды и пара без арматуры и второстепенных трубопроводов, показываются расходы и параметры теплоносителей.

В состав промышленного котла водят: топка с экранами, пароперегреватель, котельный пучок, водяной экономайзер и воздухоподогреватель. Не все котлоагрегаты включат все эти элементы.

Студент, как правило, выполняет поверочно-конструкторский расчет промышленного котла производственно-отопительного типа небольшой мощности. При этом, руководствуясь заданной конструкцией котла, его тепловой схемой и видом топлива, температурами и давлениями пара, питательной воды, воздуха, подаваемого в топку, и уходящих газов, студент проверяет работоспособность котла для данного варианта условий и в необходимых случаях прибегает к уточнению конструкции топки,

пароперегревателя и хвостовых поверхностей (экономайзера и воздухоподогревателя).

Расчеты представляются в виде пояснительной записки, оформленной по стандартным правилам. Работа содержит графический материал, включающий разрезы и проекции котла в масштабе 1:20 или 1:25. Студент защищает курсовой проект.

ГЛАВА 1. ОПИСАНИЕ ТЕПЛОВОЙ СХЕМЫ ОТОПИТЕЛЬНО – ПРОИЗВОДСТВЕННОЙ КОТЕЛЬНОЙ УСТАНОВКИ С ЗАКРЫТОЙ СИСТЕМОЙ ТЕПЛОСНАБЖЕНИЯ

1.1 Описание тепловой схемы котельной с паровыми котлами

Тепловая схема отопительно-производственной котельной установки с паровыми котлами, работающей на закрытую систему теплоснабжения, показана на рисунке 1.1.

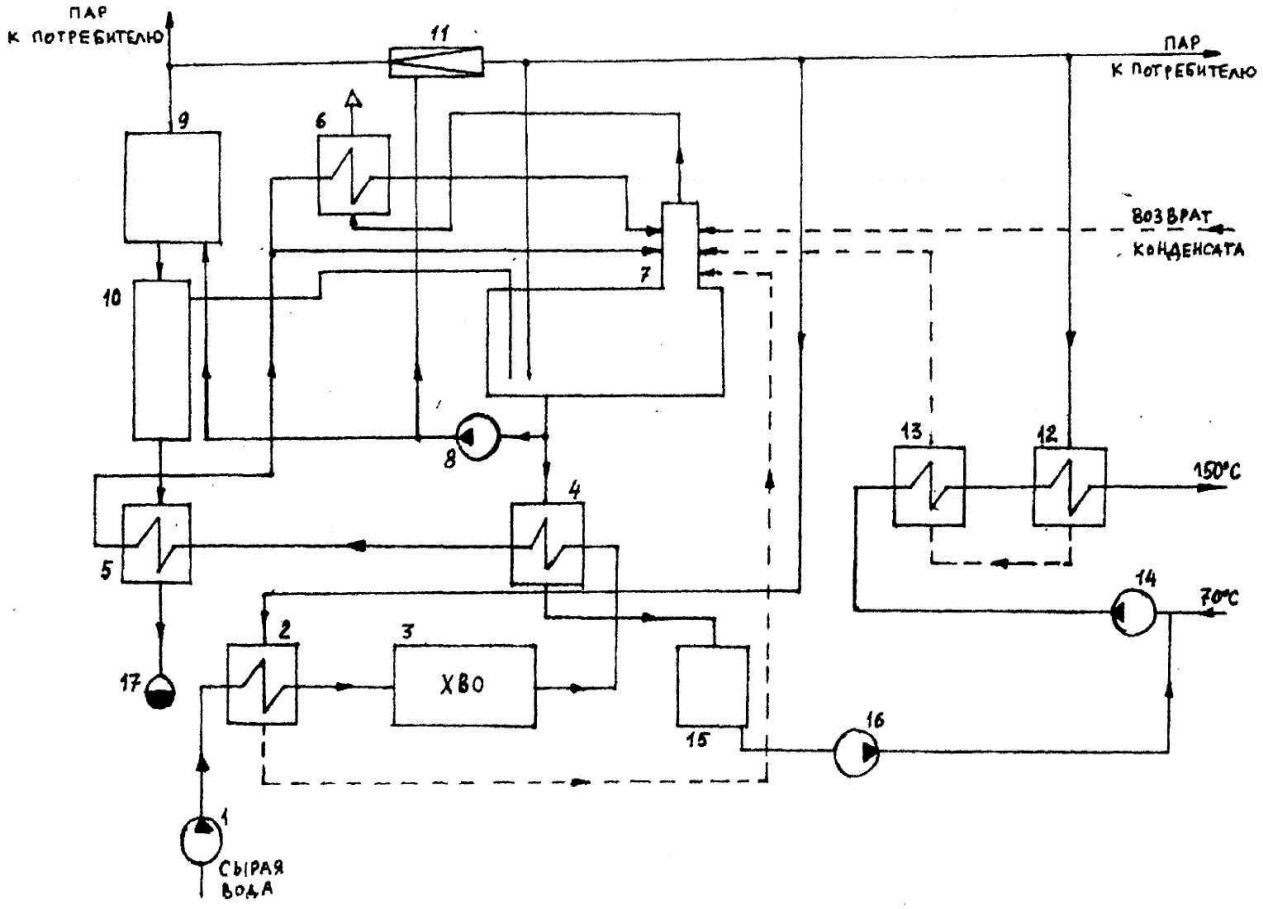


Рисунок 1.1 - Принципиальная тепловая схема котельной с паровыми котлами

1 - паровой котел; 2 - насос питательный; 3 - редукционная установка; 4 - деаэратор; 5 - пароводонагреватель исходной воды; 6 - сепаратор непрерывной продувки; 7 - охладитель продувочной воды; 8 - продувочный колодец - барботер; 9 - насос исходной воды; 10 - водоподготовительная установка; 11- охладитель выпара; 12 - насос сетевой воды; 13 - насос подпиточный; 14 - подогреватель сетевой воды; 15 - водяной экономайзер (подогреватель питательной воды)

Установка производит пар, который используется двумя технологическими потребителями (непосредственно после котла и после редукционно - охладительной установки РОУ), идет на производство горячей воды, направляемой в систему теплоснабжения, и на собственные нужды. Расход рабочего тела из котлов 9 в виде пара и продувочной воды восполняется питательной водой из деаэратора, которая является смесью нагретых паром обратного конденсата и вновь подготовленной химически очищенной воды.

Сырая вода из источника водоснабжения насосом сырой воды 1 подается в пароводяной подогреватель сырой воды 2 и нагревается до 30 $^{\circ}$С (исходная температура 5 - 15 $^{\circ}$С) перед химической водоочисткой ХВО. При очистке вода охлаждается на 2 - 3 $^{\circ}$С. Химоочищенная вода перед поступлением в деаэратор 7 подогревается питательной водой (104 $^{\circ}$С) в водоводяном подогревателе 4, продувочной водой из расширителя непрерывной продувки в водоводяном подогревателе 5, далее часть химоочищенной воды направляется прямо в деаэратор, а другая часть дополнительно подогревается в охладителе выпара 6 и лишь затем поступает в головку деаэратора. Выпар деаэратора отдает тепло химоочищенной воде и далее не используется, расход пара с выпаром достигает 2-5 кг на 1 т деаэрированной воды. В головку деаэратора поступает также конденсат, возвращаемый от внешних и внутренних потребителей.

Подогрев воды в атмосферном деаэраторе 7 осуществляется паром из котлов после РОУ 11 и паром из расширителя непрерывной продувки 10, где котловая продувочная вода частично испаряется вследствие снижения давления с 1,4 МПа до 0,15 МПа.

Продувочная вода после тепломассобменника 5 сбрасывается в дренаж 17.

Пар технологическим потребителем направляется непосредственно после теплогенераторов, а также после снижения давления и охлаждения пара в редукционно-охладительной установке 11. Пар для собственных нужд и производства горячей воды поступает после РОУ 11 в теплообменник 2, в сетевой подогреватель 12, в охладитель конденсата 13 и деаэратор 7.

Подпиточная вода в теплообменнике 4 охлаждается от температуры

104°С до 70 °С и направляется в бак подпиточной воды 15, откуда подпиточным насосом 16 закачивается в трубопровод обратной сетевой воды перед сетевым насосом 14.

Питательная вода из деаэратора (104°С) питательным насосом 8 подается в хвостовые поверхности котлов 9 и в РОУ 11 для охлаждения пара.

1.2 Описание тепловой схемы котельной с водогрейными котлами

Тепловая схема отопительной котельной установки с водогрейными котлами, работающей на закрытую систему теплоснабжения, показана на рисунке 1.2.

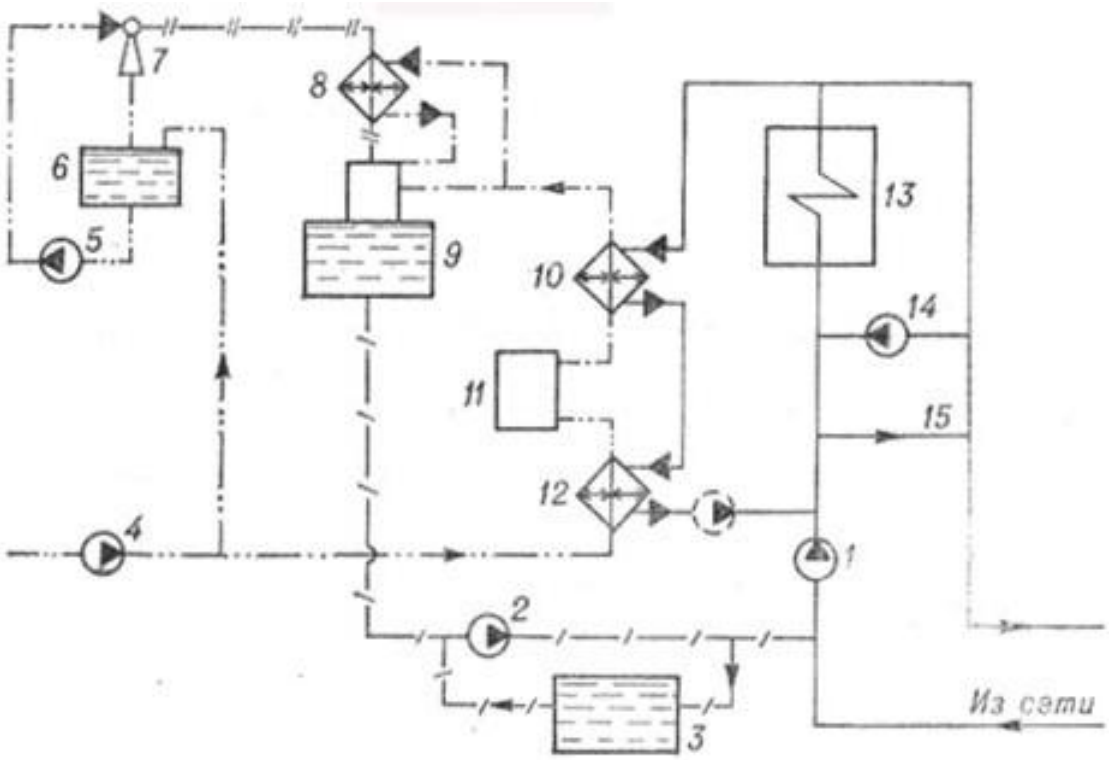


Рисунок 1.2 - Принципиальная тепловая схема котельной с водогрейными котлами

1 – сетевой насос; 2 – подпиточный насос; 3 – бак подпиточной воды; 4 – насос исходной воды; 5 – насос подачи воды к эжектору; 6 – расходный бак эжекторной установки; 7 – водоструйный эжектор; 8 – охладитель выпара; 9 – вакуумный деаэратор; 10 – подогреватель химически очищенной воды; 11 – фильтр химводоочистки; 12 – подогреватель исходной воды; 13 – водогрейный котел; 14 – рециркуляционный насос; 15 – линия перепуска.

В коллектор сетевого насоса 1 из бака поступает подпиточная вода. Исходная вода, подаваемая насосом 4, проходит через подогреватель 12, фильтры химводоочистки 11 и после умягчения через второй подогреватель 10, где нагревается до температуры 75 - 80°С. Далее вода поступает в колонку вакуумного деаэратора 9. Вакуум в деаэраторе поддерживается за счет отсасывания из колонки деаэратора паровоздушной смеси с помощью водоструйного эжектора 7. Рабочей жидкостью служит вода, подаваемая насосом из бака эжекторной установки 6. Пароводяная смесь , удаляемая из деаэраторной головки, проходит через теплообменник - охладитель выпара 8. В этом теплообменнике происходит конденсация паров воды, и конденсат стекает обратно в колонку деаэратора. Деаэрированная вода самотеком поступает к подпиточному насосу 2, который подает её во всасывающий коллектор сетевых насосов или в бак подпиточной воды 3.

Подогрев в теплообменниках химически очищенной и исходной воды осуществляется водой, поступающей из котлов. Во многих случаях насос, установленный на этом трубопроводе (показан штриховой линией), используется также и в качестве рециркуляционного.

1.2 Исходные данные для расчета тепловой схемы

Расчет тепловой схемы отопительно-производственной котельной установки с паровыми котлами средней мощности производится для трех режимов:

1) Максимально – зимнего;
2) Наиболее холодного месяца;
3) Летнего.

Котельная работает на газообразном топливе снабжает паром технологических потребителей, горячей водой закрытую систему теплоснабжение для нужд отопление, вентиляции и горячего водоснабжения, паром и водой обеспечивает собственные нужды.

1.2.1 Характерные режимы работы котельной

Тепловые нагрузки для расчета и выбора оборудования теплогенерирующих установок определяется, как минимум, для трех характерных режимов:

1) ***Максимально –зимнего*** – при средней температуре наружного воздуха в наиболее холодную пятидневку для определенного города (СНиП-23-01-99*) $t_{р.о}$,°С - расчетная для отопления;

2) ***Наиболее холодного месяца*** - при средней температуре наружного воздуха в наиболее холодного месяца для определенного города (СНиП-23-01-99*) $t_{р.в.}$, °С - расчетная для вентиляции;

3) ***За летний режим*** принимают такой, при котором отсутствуют расходы теплоты на отопление и вентиляцию.

1.2.2 Максимальные расходы теплоты на отопление, вентиляцию и горячее водоснабжение (максимально-зимний режим)

Обычно в техническом задании на проектирование котельной максимальные нагрузки на отопление, вентиляцию и горячее водоснабжение указываются. Если таких данных нет, следует воспользоваться данными о жилой и общественной площади снабжаемого теплом района и его численностью:

а) определяется максимальный расход теплоты на нужды отопления:

$$Q_{0жил} = q_0 \cdot F(1 + K_1),$$

где q_0, Вт/м^2 - укрупненный показатель максимального часового расхода теплоты на отопление жилых и общественных зданий (СНиП - 2.04.07-86*, прил. 2, стр. 27); F, м^2 - общая площадь зданий; K_1 - коэффициент, учитывающий тепловой поток на отопление (при отсутствии данных K_1 = 0,25).

б) максимальный расход теплоты на вентиляцию общественных зданий:

$$Q_в = K_1 \cdot K_2 \cdot q_0 \cdot F,$$

где K_1, q_0, F -см. выше; K_2 - коэффициент, учитывающий тепловой поток на вентиляцию (при отсутствии данных K_2 = 0,4);

в) максимальный расход теплоты на горячее водоснабжение жилых и общественных зданий:

$$Q_{гвмакс} = 2{,}4 \cdot Q_{гвср},$$

где $Q_{гвср} = q_{гв} \cdot m$ - средний расход теплоты за отопительный период на горячее водоснабжение жилых и общественных зданий; $q_{гв}$, Вт/чел - укрупненный показатель среднечасового расхода теплоты на горячее водоснабжение на одного человека (СНиП - 2.04.07-86*, прил. 3, стр. 28); m, человек - число человек;

г) при наличии в районе снабжаемых от котельной теплом на отопление, вентиляцию и горячее водоснабжение производственных зданий следует выполнить соответствующие расчеты.

1.2.3 Расходы теплоты для промежуточных режимов

а) Расход теплоты на отопление для режима наиболее холодного месяца:

$$Q_{0нхм} = Q_0 \frac{t_{вн} - t_{рв}}{t_{вн} - t_{ро}},$$

где $t_{вн}$, ^oC - расчетная температура воздуха внутри зданий.

б) Расход теплоты на вентиляцию для режима наиболее холодного месяца:

$$Q_{внхм} = Q_в \frac{t_{вн} - t_{рв}}{t_{вн} - t_{ро}},$$

в) Средний расход теплоты на горячее водоснабжение в летний период:

$$Q_{гвлср} = Q_{гвср} \frac{55 - t_{хл}}{55 - t_{хз}} \cdot \beta,$$

где $t_{хл}$ = 15^{o}C - температура водопроводной воды в летний период; $t_{хз}$ = 5^{o}C - температура водопроводной воды в отопительный зимний период; β = 0,8 (1) - коэффициент (при отсутствии данных β = 0,8).

1.2.4 Расходы параметры пара на технологические нужды

Расходы и параметры пара на технологические нужды задаются с учетом падения температуры и давления в паропроводах на пути к потребителю.

а) Насыщенный пар после котлов (свежий пар):

$D_т$, т/час - расход свежего технологического пара (задается);

$P_н$ = 1,4 МПа - абсолютное давление пара;

$t_н$ = 194,1^{o}С - температура пара и котловой воды;

$h''_п$ = 2789 кДж/кг - энтальпия пара;

$h'_{кв}$ = 826 кДж/кг - энтальпия котловой воды.

б) Насыщенный пар после РОУ:

$D_{троу}$, т/час - расход редуцированного пара технологического (задается);

$P_{роу}$ = 0,7 МПа - абсолютное давление редуцированнного пара;

$t_{роу}$ = 164,2 ^{o}С - температура пара;

$h''_{проу}$ = 2763 кДж/кг - энтальпия пара.

в) Возврат конденсата технологическими потребителями:

β, % (задается).

1.2.5 Дополнительные данные для расчета

а) Питательная вода (атмосферный деаэратор):

$t_{пв}$ = 104 ^{o}С - температура питательной воды;

$h'_{пв}$ = 437 кДж/кг - энтальпия питательной воды.

б) Питательная вода (вакуумный деаэратор):

$t_д$ = 85 ^{o}С - температура питательной воды;

в) Расширитель и охладитель непрерывной продувки:

П = 5 % - величина непрерывной продувки;

$P_р$ = 0,15 МПа - давление в расширителе продувки;

$t_р$ = 111 ^{o}С - температура пара и воды в расширителе;

$h''_{рп}$ = 2693 кДж/кг - энтальпия пара в расширителе;

x = 0,98 - степень сухости пара;

$h'_{рв}$ = 465 кДж/кг - энтальпия воды в расширителе;

$t_{пох}$ = 50 ^{o}С - температура воды после охладителя непрерывной продувки;

$h'_{пох}$ = 209 кДж/кг - энтальпия воды после охладителя продувки.

г) Подпиточная вода:

$t_{подп}$ = 70 ºС - температура подпиточной воды;

$h'_{подп}$ = 293 кДж/кг - энтальпия подпиточной воды.

д) Сетевая вода:

$t_{прям}$ =150 ºС - температура прямой горячей воды;

$h'_{прям}$ = 632 кДж/кг - энтальпия прямой воды;

$t_{обр}$ = 70 ºС - температура обратной воды;

$h'_{обр}$ = 293 кДж/кг - энтальпия обратной воды.

е) Конденсат, возвращаемый от внутренних и внешних потребителей:

$t_{кон}$ = 80 ºС - температура возвращаемого от потребителей конденсата;

$h'_{кон}$ = 336 кДж/кг - энтальпия возвращаемого конденсата.

ж) Температура сырой воды:

$t_{св}$ = 5 ºС - температура сырой воды в отопительный период,

$h'_{св}$ = 21 кДж/кг - энтальпия сырой воды;

$t_{св}$ = 15 ºС - температура в летний период;

$h'_{св}$ = 63 кДж/кг - энтальпия сырой воды летом.

з) Температура химически очищенной воды:

перед химводоочисткой

$$t'_{хов} = 30^{\circ} C,$$

$$h'_{хов} = 125{,}7 кДж / кг,$$

после химводоочистки

$$t''_{хов} = 28^{\circ} C,$$

$$h''_{хов} = 117{,}32 кДж / кг.$$

ГЛАВА 2. АЛГОРИТМ РАСЧЕТА И РАСЧЕТ ТЕПЛОВОЙ СХЕМЫ ДЛЯ МАКСИМАЛЬНО-ЗИМНЕГО РЕЖИМА РАБОТЫ КОТЕЛЬНОЙ

2.1 Расчет тепловой схемы для котельной с паровыми котлами

Для других режимов - наиболее холодного месяца и летнего - расчет производится аналогично.

Величины, обозначения и значения которых не вводятся в этой главе, следует искать в главе 1.

1. Заданы:

- максимальный расход теплоты на отопление - Q_0, МВт;

- максимальный расход теплоты на вентиляцию - $Q_в$, МВт;

- максимальный расход теплоты на горячее водоснабжение - $Q_{гвмакс}$, МВт;

- расход свежего пара на технологические нужды после котлов - $D_т$, т/ч (кг/сек);

- расход редуцированного пара на технологические нужды после РОУ - $D_{троу}$ т/ч (кг/сек);

- номинальная паропроизводительность одного котлоагрегата D_1, т/ч (кг/сек);

2. Максимальный расход теплоты на отопление, вентиляцию и горячее водоснабжение:

$$Q = Q_0 + Q_в + Q_{гвмакс}, МВт$$

3. Расход воды на подогреватели сетевой воды:

$$G = \frac{10^3 \cdot Q}{h_{прям} - h_{обр}} \; кг/сек(т/ч)$$

4. Расход пара на подогреватели сетевой воды:

$$D_{псв} = \frac{G(h_{прям} - h_{обр})}{(h_{проу} - h_{кон}) \cdot \eta} \; кг/сек(т/ч).$$

где $\eta = 0{,}98$ - КПД сетевого и других подогревателей.

5. Расход редуцированного пара внешними потребителями:

$$D_{роу} = D_{троу} + D_{псв} \; кг/сек(т/ч)$$

6. Расход свежего пара перед РОУ:

$$D'_{роу} = \frac{D_{роу}(h_{проу} - h_{пв})}{h_п - h_{пв}} \; кг/сек(т/ч)$$

7. Суммарный расход свежего пара внешними потребителями:

$$D_{вн} = D_т + D'_{роу} \; кг/сек(т/ч)$$

8. Количество питательной воды, впрыскиваемой в редукционно-охладительную остановку РОУ:

$$G'_{роу} = \frac{D_{роу}(h_п - h_{проу})}{h_п - h_{пв}} \; кг/сек(т/ч)$$

9. Расход пара на собственные нужды котельной (подогрев сырой воды, воды в деаэраторе), определяемый коэффициентом $К_{сн}$:

$$D_{сн1} = \frac{К_{сн}}{100} \cdot D_{вн}, кг/сек(т/ч)$$

Принимаем $К_{сн}$ = 5%

10. Расход пара на покрытие потерь в котельной, определяемый коэффициентом потерь $К_п$:

$$D_п = \frac{К_п}{100}(D_{вн} + D_{сн1}), кг/сек(т/ч)$$

Принимаем $К_П$ = 2%.

11. Суммарный расход пара на собственные нужды и покрытие потерь в котельной:

$$D_{сн} = D_{сн1} + D_п \; кг/сек(т/ч)$$

12. Суммарная паропроизводительность котельной:

$$D = D_{вн} + D_{сн} \; кг/сек(т/ч)$$

13. Количество котлоагрегатов, необходимых для установки в котельной (округлить до большего целого значения):

$$n = \frac{D}{D_1}(шт)$$

14. Потери конденсата у внешних потребителей и внутри котельной:

$$G_{кпот} = (1 - \frac{\beta}{100})(D_т + D_{троу}) + \frac{К_к}{100} \cdot D, кг/сек$$

Потери внутри котельной задаются коэффициентом потерь конденсата $К_к$. Принимаем $К_к$ = 3%.

15. Расход химически очищенной воды:

$$G_{хов} = G_{кпот} + \frac{К_{тс}}{100} \cdot G, кг/сек$$

где $К_{тс}$ - коэффициент потерь воды в теплосети, выполняемых подпиткой из деаэратора. Принимаем $К_{тс}$ = 2%.

16. Расход сырой воды:

$$G_{св} = К_{хов} \cdot G_{хов}, кг/сек$$

где $К_{хов}$ - коэффициент, учитывающий расход сырой воды на собственные нужды химводоочистки. Принимаем $К_{хов} = 1{,}25$.

17. Количество продувочной воды, поступающей в расширитель непрерывной продувки:

$$G_{пр} = \frac{П}{100} \cdot D \ кг/сек(т/ч)$$

18. Количество пара, получаемого в расширителе непрерывной продувки:

$$D_{расш} = \frac{G_{пр} \cdot (h_{кв} - h_{рв})}{(h_{рп} - h_{рв}) \cdot x}, кг/сек(т/ч)$$

19. Количество воды на выходе из расширителя непрерывной продувки:

$$G_{расш} = G_{пр} - D_{расш} \ кг/сек(т/ч)$$

20. Расход редуцированного пара на подогреватель сырой воды:

$$D_{св} = \frac{G_{св}(h'_{хов} - h_{св})}{h_{проу} - h_{кон}} \ кг/сек(т/ч)$$

21. Количество подпиточной воды ($К_{тс}$ - см. пункт 15):

$$G_{под} = \frac{К_{тс}}{100} \cdot G \ кг/сек(т/ч)$$

22. Энтальпия и температура химически очищенной воды после охладителя подпиточной (деаэрированной) воды:

$$h_{хов1} = h''_{хов} + \frac{G_{под}(h_{пв} - h_{под})}{G_{хов}}, кДж/кг(^0C)$$

23. Энтальпия и температура химически очищенной воды после охладителя продувочной воды:

$$h_{хов2} = h_{хов1} + \frac{G_{расш}(h_{рв} - h_{пох})}{G_{хов}}, кДж/кг(^0C)$$

24. Подогревом части химически очищенной воды в охладителе выпара пренебрегаем.

25. Суммарное количество воды и пара, поступающее в деаэратор, исключая греющий пар деаэратора:

$$G_д = G_{хов} + \frac{\beta}{100}(D_т + D_{троу}) + D_{св} + D_{псв} + D_{расш}, кг/сек(т/ч)$$

26. Средняя энтальпия и температура воды, поступающей в деаэратор:

$$h_д = \frac{G_{хов} \cdot h_{хов2} + \frac{\beta}{100}(D_т + D_{троу}) \cdot h_{кон} + D_{св} \cdot h_{кон} + D_{псв} \cdot h_{кон} + D_{расш} \cdot h_{рп}}{G_д}, кДж/кг(^oC)$$

27. Расход греющего пара на деаэратор:

$$D_д = \frac{G_д(h_{пв} - h_д)}{(h_{проу} - h_{пв}) \cdot \eta} \; кг/сек(т/ч)$$

Расчет тепловой схемы для всех режимов работы заведем в таблицу2.1.

Таблица 2.1 - Расчет тепловой схемы для паровой котельной

№ п/п	Наименование величин	Режимы			
		Максимально-зимний	Средняя температура наиболее холодного месяца	Средняя температура за отопительный период	Летний
1	Температура наружного воздуха $t_{н.в,}$°С				
2	Расход теплоты на отопление, вентиляцию и горячее водоснабжение				
3	Расход воды на подогреватели сетевой воды				
4	Расход пара на подогреватели сетевой воды				
5	Расход редуцированного пара внешними потребителями				
6	Расход свежего пара перед РОУ				
7	Суммарный расход свежего пара внешними потребителями				
8	Количество питательной воды, впрыскиваемой в редукционно-охладительную остановку				
9	Расход пара на собственные				

	нужды котельной				
10	Расход пара на покрытие потерь в котельной				
11	Суммарный расход пара на собственные нужды и покрытие потерь в котельной				
12	Суммарная паропроизводительность котельной				
13	Количество котлоагрегатов, необходимых для установки в котельной				
14	Потери конденсата у внешних потребителей и внутри котельной				
15	Расход химически очищенной воды				
16	Расход сырой воды				
17	Количество продувочной воды, поступающей в расширитель непрерывной продувки				
18	Количество пара, получаемого в расширителе непрерывной продувки				
19	Количество воды на выходе из расширителя непрерывной продувки				
20	Расход редуцированного пара на подогреватель сырой воды				
21	Количество подпиточной воды				
22	Энтальпия и температура химически очищенной воды после охладителя подпиточной (деаэрированной) воды				
23	Энтальпия и температура химически очищенной воды после охладителя продувочной воды				
24	Суммарное количество воды и пара, поступающее в деаэратор, исключая греющий пар деаэратора				
25	Средняя энтальпия и температура воды, поступающей в деаэратор				
26	Расход греющего пара на деаэратор				

2.2 Расчет тепловой схемы для котельной с водогрейными котлами

Исходя из данных тепловых нагрузок на отопление, вентиляцию и горячее водоснабжение для всех характерных режимов определяются:

1. Тепловая нагрузка на отопление и вентиляцию:

$$Q_{о.в.}= Q_{о.в.}^{расч.} * \frac{t_{в.н.}^{расч.} - t_{н.в.}}{t_{в.н.}^{расч.} - t_{о.}^{расч.}}, \text{ Гкал/ч}$$

где $Q_{о.в.}^{расч.}$ – расчетная (заданная) тепловая нагрузка на отопление и вентиляцию, Гкал/ч (коэффициент перевода из МВт в Гкал/ч = 0,86); $t_{в.н.}^{расч.}$ - расчетная температура внутри отапливаемых помещений, принимается для всех +18°С; $t_{н.в.}$ - температура наружного воздуха (зависит от режима),°С; $t_{о.}^{расч.}$ - температура наружного воздуха при максимально-зимнем режиме, °С;

2. Общая тепловая мощность котельной установки без учета потерь и расхода на собственные нужды:

$$Q_{т} = Q_{о.в.} + Q_{г.в.}, \text{ Гкал/ч}$$

где $Q_{г.в}$ – расчетная (заданная) тепловая нагрузка на горячее водоснабжение, Гкал/ч.

3. Коэффициент снижения расхода теплоты на отопление и вентиляцию:

$$К_{о.в.} = \frac{t_{в.н.}^{расч.} - t_{н.в.}}{t_{в.н.}^{расч.} - t_{о.}^{расч.}}$$

4. Расход сетевой воды на отопление и вентиляцию:

$$G_{о.в.} = \frac{Q_{о.в.}}{(t_1 - t_2) * c_{в.}}, \text{ т/ч}$$

где t_1 и t_2 – температуры сетевой воды в прямом и обратном трубопроводах (температурный режим работы котельного агрегата), °С; $С_в$=4,19 кДж/(кг*°С) =4,19*0,239 ккал/(кг*°С) = 0,001 Гкал/(т*°С) – теплоемкость воды.

5. Расход сетевой воды на горячее водоснабжение:

$$G_{г.в.} = \frac{Q_{г.в.}^{расч.}}{(t_1 - t_2) * C_{в.}}, \text{ т/ч}$$

где $Q_{г.в.}^{расч.}$ - расчетная тепловая нагрузка на горячее водоснабжение, Гкал/ч.

6. Общий расход воды внешними потребителями в подающей магистрали тепловой сети:

$$G_{с.} = G_{о.в.} + G_{г.в.}\text{, т/ч}$$

7. Расход воды на подпитку в тепловой сети:

$$G_{подп.} = G_{подп.с.} + G_{пот.} = (0{,}0075+0{,}025)*G_{с.}\text{, т/ч}$$

8. Расход теплоты на собственные нужды котельной:

$$G_{с.н.} = 0{,}03*Q_{т.}\text{, Гкал/ч}$$

9. Общая тепловая мощность котельной установки с учетом затрат теплоты на собственные нужды:

$$Q_{к.} = Q_{о.в.} + Q_{г.в.} + Q_{с.н.}\text{, Гкал/ч}$$

10. Расход воды через котловой агрегат (принимая при максимально-зимнем режиме с нулевым расходом воды на рециркуляуию и подмес в подающий трубопровод):

$$G_{k.} = \frac{Q_{k.}}{(t_1 - t_2)*C_{в.}}\text{, т/ч}$$

11. Температура воды на выходе из котельного агрегата:

$$t_{к.2} = t_{к.1} + \frac{Q_{k.}}{G_{k.}*C_{в.}}\text{, °C}$$

где $t_{к.1}$ - температура воды на входе в котельный агрегат =70°C=const.

12. Расход воды на собственные нужды котельной при $t_{к.1}$=70°C=const:

$$G_{с.н.} = \frac{Q_{с.н.}}{(t_{к.1} - t_{к.2})*C_{в.}}\text{, т/ч}$$

13. Расход воды на линии рециркуляции при $t_{к.1}$=70°C=const:

$$G_{рц.} = \frac{G_{к.}*(t_{к.1} - t_{к.2})}{(t_{к.2} - t_{к.1})}\text{, т/ч}$$

14. Расход воды по перемычке:

$$G_{пм.} = \frac{G_{с.}*(t_{к.2} - t_{к.1})}{(t_{к.2} - t_{к.2})}\text{, т/ч}$$

15. Расход исходной воды:

$$G_{исх.} = 1{,}2*G_{хво} = 1{,}2*G_{подп.}\text{, т/ч}$$

16. Расход греющей воды на теплообменник химически очищенной воды:

$$G_{г.} = \frac{G_{хво}*(t_{хво2} - t_{хво1})}{(t_{21} - t_{22})}\text{, т/ч}$$

где $t_{хво2}$ = 70°C – температура воды, прошедшей первый теплообменник, химводоочистку, второй теплообменник и готовой к поступлению в вакуумный

деаэратор; $t_{хво1} = t_{исх2} = 20°C$ – температура воды, прошедшец первый теплообменник и готовой к химводоочистке.

$$t_{21} = t_{к.2} \qquad t_{22} = 70\ °C$$

17. Температура греющей воды после теплообменника исходной воды:

$$t_{12} = t_{11} - \frac{G_{исх.}}{G_{г.1}} * (t_{исх2} - t_{исх1})\ , °C$$

где $G_{г.1} = G_{г.2}$; $t_{12} = t_{11} = 70°C$; $t_{исх1} = +5°C$ – для зимы,

$t_{исх1} = +15°C$ – для лета; $t_{исх2} = 20°C$.

18. Расход выпара из деаэратора:

$$G_{вып.} = G_{хво}\ , т/ч$$

19. Расход греющей воды на деаэрацию:

$$G_{г.д.} = \frac{G_{хво} * (t_{д.} - t_{22})}{t_{к.2} - t_{д.}}\ , т/ч$$

20. Расчетный расход воды на собственные нужды:

$$G_{с.н.}^{расч.} = G_{г.} + G_{г.д.}\ , т/ч$$

21. Расход воды через котельный агрегат:

$$G_{к.}^{расч.} = \frac{Q_{о.в.} + Q_{г.в.}}{C_{в.} * (t_{к.2} - t_{к.1})} + G_{с.н.}^{расч.}\ , т/ч$$

22. Относительная погрешность расчета:

$$\Delta = \frac{G_{к.}^{расч.} + G_{к.}}{G_{к.}^{расч.}} * 100\%$$

При Δ<2% считается, что расчет выполнен с необходимым приближением и не требует пересчета.

Расчет тепловой схемы для всех режимов работы заведем в таблицу2.2.

Таблица 2.2 - Расчет тепловой схемы для водогрейной котельной

№ п/п	Наименование величин	Режимы			
		Максимально-зимний	Средняя температура наиболее холодного месяца	Средняя температура за отопительный период	Летний
1	Температура наружного воздуха $t_{н.в.}$,°С				
2	Температура внутри отапливаемых помещений				
3	Тепловые нагрузки на				

№ п/п	Наименование величин	Режимы			
		Максимально-зимний	Средняя температура наиболее холодного месяца	Средняя температура за отопительный период	Летний
	отопление и вентиляцию				
4	Общая тепловая мощность котельной установки без учета потерь и расхода на собственные нужды				
5	Коэффициент снижения расхода теплоты на отопление и вентиляцию				
6	Текущая температура сетевой воды в подающем трубопроводе				
7	Текущая температура сетевой воды в обратном трубопроводе				
8	Расход сетевой воды на отопление и вентиляцию				
9	Расход сетевой воды на горячее водоснабжение				
10	Общий расход воды внешними потребителями в подающей магистрали тепловой сети				
11	Расход воды на подпитку и потери в тепловой сети				
12	Расход теплоты на собственные нужды				
13	Общая тепловая мощность котельной с учетом затрат теплоты на собственные нужды				
14	Расход воды через тепловой агрегат				
15	Температура воды на выходе из котельной установки				
16	Расход воды на собственные нужды котельной				
17	Расход воды на линии рециркуляции				
18	Расход воды по перемычке				
19	Расход исходной воды				
20	Расход греющей воды на темплообменник				

№ п/п	Наименование величин	Режимы			
		Максимально-зимний	Средняя температура наиболее холодного месяца	Средняя температура за отопительный период	Летний
	химически очищенной воды				
21	Температура греющей воды после теплообменника исходной воды				
22	Расход выпара из деаэратора				
23	Расход греющей воды на деаэрацию				
24	Расчетный расход воды на собственные нужды				
25	Расчет расходной воды через котельный агрегат				
26	Относительная погрешность расчета				

Выбор числа устанавливаемых котлов

В соответствии со СНиП 11-35-76 «Котельные установки» расчётная мощность котельной определяется суммой мощностей, требующихся потребителям отопление, вентиляцию и горячие водоснабжение при максимально-зимнем режиме.

При определении мощности котельной должны также учитываться мощности, расходуемые на собственные нужды котельной и покрытия потерь в котельной и тепловых сетях:

$$N_к = \frac{Q_к}{Q_{усп}}, \text{ шт.}$$

где $N_к$ - количество устанавливаемых котлов, шт., $Q_к$ - Общая тепловая мощность котельной с учетом затрат теплоты на собственные нужды, Гкал/ч, $Q_{усп}$, - паспортная мощность одного котла, Гкал/ч.

Примечание! Резервные котлы разрешается не устанавливать, т.к. теплота отпускаемая потребителям второй категории (жилых домой и объектов социальной сферы) при выходе из строя одного котла не нормируется.

Производительность одного котла в максимально-зимний период в таком случае будет равна:

$$G_{\text{к.}} = \frac{G_{\text{мах.}}}{N_{\text{к.}}}, \text{т/ч}$$

Для проверки надежности теплоснабжения рассчитываю тепловую нагрузку котельной при средней температуре наиболее холодного месяца при выходе из строя одного из котлов:

$$Q_{\text{к}}^{\text{мах}} = \frac{Q_{\text{н.х.м}}}{(N_{\text{к}} - 1)} = \frac{\left(Q_{\text{о.в.}}^{\text{мах}} \cdot \frac{t_{\text{в.н.}}^{\text{расч.}} - t_{\text{н.в.}}}{t_{\text{в.н.}}^{\text{расч.}} - t_{\text{о.}}^{\text{н.х.м.}}} + Q_{\text{г.в.}}\right) \cdot k_{\text{с.н.}}}{(N_{\text{к}} - 1)}, \text{ МВт}$$

При летнем режиме для обеспечения горячего водоснабжения потребителей достаточно одного котла, при этом ещё один котёл должен находиться в резерве на случай выхода из строя работающего котла.

ГЛАВА 3. ВЫБОР ВСПОМОГАТЕЛЬНОГО ОБОРУДОВАНИЯ КОТЕЛЬНОЙ

3.1 Вспомогательное оборудование паровой котельной

Питательные насосы

1. Насосы должны обеспечивать расход питательной воды в количестве:

$$D_{ПН} = \left(D + \frac{p}{100} D \right) \cdot n + G_{РОУ}\ , кг/с$$

Переводим из $кг/с$ в $м^3/ч$.

где D, т/час- паропроизводительность котла; p = 5 %- процент продувки; n- число теплогенераторов; $G_{ро\,у}$ - расход воды на редукционно-охладительные и охладительные установки.

2. Полное давление $P_{РН}$, развиваемое насосом, должно обеспечить преодоление всех гидравлических сопротивлений:

$$P_{РН} = 1{,}15 \cdot \left[10 \cdot \left(P_Б - P_Д \right) + H_С + H_{ЭК} + H_Г \right] \cdot 9{,}81 \cdot 10^3, Па$$

где $P_Б = 14$ кгс/см^2 - предельное абсолютное давление в барабане котла; $P_Д = 1{,}2$ кгс/см^2 - абсолютное давление в деаэраторе; $H_С$, м.вод.ст. - сопротивление трубопроводов питательного тракта (ориентировочно $H_С = 10 \div 20$ м вод.ст.); $H_{ЭК} = (10 \div 20\%) \cdot P_Б \cdot (10 \div 20 м\ вод.ст.)$, м вод.ст. - сопротивление водяного экономайзера (принимают $H_{ЭК}$ как $10 \div 20\%$ от $P_Б$ в м вод.ст.); $H_Г$, м вод.ст. - геометрическая высота от оси насоса до входа воды в водяной экономайзер (обычно ≥6 м вод.ст.); 1,15 - коэффициент запаса;10 - перевод ($P_Б, P_Д$) из кгс/см^2 в м вод.ст.

По $D_{ПН}, м^3/ч$ и $P_{РН}, Па$ подбираем насос

- Производительность: D, $м^3/ч$;
- Напор, м;
- Частота вращения: n, об/мин.

3.Мощность электродвигателя для привода выбранного насоса определяется по формуле:

$$N_{ПН} = D_{ПН} \cdot P_{ПН} / (3600 \cdot \eta_{ПН} \cdot 1000), кВт$$

где $\eta_{ПН} = 0{,}6 \div 0{,}8$ - КПД питательного насоса.

Выбирается электродвигатель:

- Мощность N, кВт;
- Частотой вращения n, об/мин;
- Масса: m, кг.

Сетевые насосы

1. Производительность сетевых насосов определяется количеством воды, циркулирующей в тепловой сети G, кг/с; переводим в $м^3/ч$.

2. Полное давление сетевого насоса $P_{СЕТ}$ должно преодолевать сопротивление тепловой сети подогревателей (теплогенераторов). Ориентировочно можно принять: $P_{СЕТ}$ =(0,5 ÷1,0)·10^6 Па.

3. Мощность электродвигателя сетевого насоса:

$$N_{сет} = \frac{D_{сет} \cdot P_{сет}}{3600 \cdot \eta_{сет} \cdot 1000}, кВт$$

где $\eta_{сет} = 0{,}7 - 0{,}8$ - КПД сетевого насоса.

Принимается насос:

- Производительность: D, $м^3/ч$;
- Частота вращения: n, об/мин

Выбирается электродвигатель:

- Мощность: N, кВт;
- Частотой вращения: n, об/мин;
- Масса: m, кг.

Подпиточный насос

Подпитка тепловых сетей должна осуществляется при помощи подпиточных насосов. Число подпиточных насосов должно быть не менее двух, один из них резервный.

1. Расход воды на подпитку тепловых сетей составляет 2 % от $D_{сет}$ и определяется по уравнению:

$$D_{под} = D_{сет} \cdot 0{,}02, м^3/ч$$

2. Мощность электродвигателя подпиточного насоса:

$$N_{под} = \frac{D_{под} \cdot P_{под}}{3600 \cdot \eta_{под} \cdot 1000}, кВт$$

где $\eta_{под} = (0,7 - 0,8)$ - КПД подпиточного насоса;

Полное давление подпиточного насоса $P_{под} = 0,5 \cdot P_{сет}$, Па;

Принимается насос:

- Производительность: D, $м^3 / ч$
- Частота вращения: n, об\мин.

Выбирается электродвигатель:

- Мощность: N, кВт;
- Частота вращения: n, об/мин;
- Масса: m, кг.

Определение диаметров основных трубопроводов

К основным трубопроводам в паровой теплогенерирующей установке относят паропроводы насыщенного пара в пределах котельной и водопроводы питательной воды.

Диаметр трубопроводов рассчитывается по формуле:

$$d_{тр} = \sqrt{\frac{D_i \cdot \vartheta}{W \cdot 3,6 \cdot 0,785}}, м$$

где D_i - расход теплоносителя на участке, кг/с (переводим в $м^3 / ч$); W - скорость теплоносителя, м/с; ϑ - удельный объем теплоносителя $м^3$/кг.

Питательный трубопровод

Скорость воды на напорном участке трубопровода 1-1,5 м/с, удельный объем воды берется при 100°С.

Рассчитывают диаметры трубопровода на следующих участках:

1. от питательного насоса до ответвления на 1 котел- расход воды:

$$D_1 = n \cdot (D + (p/100) \cdot D), т/ч$$

$$d_1 = \sqrt{\frac{D_1 \cdot \vartheta}{0,785 \cdot 3,6 \cdot W}}, м$$

2. от 1 до 2 котла – расход

$$D_2 = (n-1) \cdot (D + (p/100) \cdot D), т/ч$$

$$d_2 = \sqrt{\frac{D_2 \cdot \vartheta}{0{,}785 \cdot 3{,}6 \cdot W}}, м$$

3. от 2 до 3 котла – расход

$$D_3 = (n-2) \cdot (D + (p/100) \cdot D), т/ч$$

$$d_3 = \sqrt{\frac{D_3 \cdot \vartheta}{0{,}785 \cdot 3{,}6 \cdot W}}, м$$

4. от 3 до 4 котла - расход

$$D_4 = (n-3) \cdot (D + (p/100) \cdot D), т/ч$$

$$d_4 = \sqrt{\frac{D_4 \cdot \vartheta}{0{,}785 \cdot 3{,}6 \cdot W}}, м$$

Расчетные диаметры служат для выбора стандартных труб с учетом толщины стенки $\delta = 4-6 мм$. Результаты сводим в таблицу 3.1.

Паропровод насыщенного пара

Скорость пара при диаметре трубопровода до 200 мм – 30 м/с, свыше 200 мм – 60 м/с удельный объем насыщенного пара берется при предельном давлении. Рассчитываются диаметры трубопровода на следующих участках:

1. от теплогенератора до главной магистрали - расход пара D

2. главная магистраль между 1 и 2 котлом – расход $2 \cdot D$

3. главная магистраль между 2и 3 котлом – расход $3 \cdot D$

4. главная магистраль между 3 и 4 котлом – расход $4 \cdot D$

$$d_1 = \sqrt{\frac{D_1 \cdot \vartheta}{0{,}785 \cdot 3{,}6 \cdot W}}, м$$

$$d_2 = \sqrt{\frac{D_2 \cdot \vartheta}{0{,}785 \cdot 3{,}6 \cdot W}}, м$$

$$d_3 = \sqrt{\frac{D_3 \cdot \vartheta}{0{,}785 \cdot 3{,}6 \cdot W}}, м$$

$$d_4 = \sqrt{\frac{D_4 \cdot \vartheta}{0{,}785 \cdot 3{,}6 \cdot W}}, м$$

Расчетные диаметры служат для выбора стандартных труб с учетом толщины стенки $\delta = 4-6 мм$. Результаты сводим в таблицу 3.1.

Таблица – 1 Результаты расчетов

Участок	Расход теплоносителя в i-том участке: D_i, $т/час$	Скорость теплоносителя W,м/с	Удельный объем, ϑ,$м^3$/кг	Расчетный диаметр, d,м	Наружный диаметр, d,м	Диаметр по ГОСТ в мм	Масса кг, При толщине стенки 5 мм.
Питательный трубопровод							
Насос-1 котел	D_1						
1 котел – 2 котел	D_2						
2 котел-3 котел	D_3						
3 котел-4 котел	D_4						
Трубопровод насыщенного пара							
4 котел – 3 котел	D_1						
3 котел-2 котел	D_2						
2 котел-1 котел	$D_{3,}$						
1 котел-коллектор	D_4						

3.2 Вспомогательное оборудование водогрейной котельной

Выбор вспомогательного оборудования

Принимаются к установке для подогрева сырой и химически очищенной воды пластинчатые теплообменники поверхностного типа. В качестве теплоносителей в этих теплообменниках используется горячая вода.

Пластинчатые теплообменники относятся к классу рекуперативных теплообменников и представляют собой аппараты, теплообменная поверхность которых образована набором тонких штампованных металлических пластин с гофрированной поверхностью. Пластины, собранные в единый пакет, образуют между собой каналы, по которым протекают теплоносители, обменивающиеся тепловой энергией.

Подбираются теплообменники по теплопроизводительности и по

площади нагрева. Поверхности нагрева серийно изготавливаемых теплообменников должны быть несколько больше требуемых по расчету, т.е. выбор поверхностей нагрева всегда производиться с некоторым запасом.

Теплопроизводительность теплообменника, т.е. количество передаваемой теплоты, определяется из уравнения теплового баланса:

$$Q = C_{\text{в}} \cdot G_{\text{греющ}} \cdot \left(t_{\text{греющ}}^{\text{на входе}} - t_{\text{греющ}}^{\text{на выходе}}\right) = C_{\text{в}} \cdot G_{\text{нагрев}} \cdot \left(t_{\text{нагрев}}^{\text{на входе}} - t_{\text{нагрев}}^{\text{на выходе}}\right)$$

где $C_{\text{в}} = 4{,}19$ кДж/кг*°С – теплоемкость воды, $G_{\text{греющ}}, G_{\text{нагрев}} -$ расход греющей и нагреваемой воды, кг/с.

Площадь поверхности нагрева теплообменника определяется по формуле:

$$H = \frac{Q}{K \cdot \Delta t \cdot \eta}, \text{м}^2$$

где Q – количество передаваемой теплоты, кВт, K – коэффициент теплопередачи, принимается ориентировочного 2 $\text{кВт}/(\text{м}^2 \cdot ℃)$, $\eta -$ коэффициент, учитывающий потери теплоты от наружного охлаждения, принимаю равным 0,98, $\Delta t -$ среднелогарифмический температурный напор:

$$\Delta t = \frac{\Delta t_{\text{б}} - \Delta t_{\text{м}}}{\ln \frac{\Delta t_{\text{б}}}{\Delta t_{\text{м}}}}, ℃$$

Принимается к установке в качестве теплообменного аппарата сырой воды разборный пластинчатый теплообменник типа ....., производства ..... На случай выхода его из строя для ремонта или замены предусматриваю байпас.

Выбор охладителя деаэрированной воды

Теплопроизводительность теплообменника определяется из уравнения:

$$Q = C_{\text{в}} \cdot G_{\text{нагрев}} \cdot \left(t_{\text{нагрев}}^{\text{на входе}} - t_{\text{нагрев}}^{\text{на выходе}}\right), \qquad \text{кВт}$$

где $C_{\text{в}} = 4{,}19$ кДж/кг*°С – теплоемкость воды, $G_{\text{нагрев}} -$ расход нагреваемой воды, кг/с.

Площадь поверхности нагрева теплообменника определяется по формуле:

$$H = \frac{Q}{K \cdot \Delta t \cdot \eta}, \text{м}^2$$

где Q – количество передаваемой теплоты, кВт, K – коэффициент

теплопередачи, принимается ориентировочного 2 кВт/(м^2 · °С), η – коэффициент, учитывающий потери теплоты от наружного охлаждения, принимаю равным 0,98, Δt – среднелогарифмический температурный напор:

$$\Delta t = \frac{\Delta t_б - \Delta t_м}{\ln \frac{\Delta t_б}{\Delta t_м}}, °С$$

Принимается к установке в качестве теплообменного аппарата сырой воды разборный пластинчатый теплообменник типа ....., производства ..... На случай выхода его из строя для ремонта или замены предусматриваю байпас.

Выбор теплообменника химически очищенной воды

Теплопроизводительность теплообменника определяется из уравнения:

$$Q = C_в \cdot G_{нагрев} \cdot \left(t_{нагрев}^{на\ входе} - t_{нагрев}^{на\ выходе}\right), \qquad кВт$$

где $C_в = 4{,}19$ кДж/кг*°С – теплоемкость воды, $G_{нагрев}$ – расход нагреваемой воды, кг/с.

Площадь поверхности нагрева теплообменника определяется по формуле:

$$H = \frac{Q}{K \cdot \Delta t \cdot \eta}, м^2$$

где Q – количество передаваемой теплоты, кВт, K – коэффициент теплопередачи, принимается ориентировочного 2 кВт/(м^2 · °С), η – коэффициент, учитывающий потери теплоты от наружного охлаждения, принимаю равным 0,98, Δt – среднелогарифмический температурный напор:

$$\Delta t = \frac{\Delta t_б - \Delta t_м}{\ln \frac{\Delta t_б}{\Delta t_м}}, °С$$

Принимается к установке в качестве теплообменного аппарата сырой воды разборный пластинчатый теплообменник типа ....., производства ..... На случай выхода его из строя для ремонта или замены предусматриваю байпас.

Выбор бака деаэрированной воды

Для создания резерва питательной воды котлов и подпиточной воды тепловых сетей устанавливаются баки деаэрированной воды. Емкость бака

деаэрированной подпиточной воды выбирается для закрытых систем теплоснабжения из расчета 20-минутной производительности деаэратора.

Выбор бака рабочей воды

Бак рабочей воды, идущий комплектом к вакуумного деаэратору, имеет объем 2 $м^3$.

Выбор промежуточного бака

Объем промежуточного бака (вакуумного коллектора), необходимого для устойчивой работы промежуточного насоса между вакуумным деаэратором и баком деаэрированной воды, принимаю также равным 2 $м^3$.

Выбор насосов

Насосные агрегаты выбираются исходя из расчетных характеристик, в частности производительности, с существенным запасом 10%. Таким образом, насосы функционируют с постоянной частотой вращения, без учета изменяющихся расходов, вызванных переменным водопотреблением. При минимальном расходе насосы продолжают работу с постоянной частотой вращения, создавая избыточное давление в сети (причина аварий), при этом бесполезно расходуется значительное количество электроэнергии.

Для управления частотой вращения ротора асинхронного электродвигателя насосного агрегата применяю в котельной подключение двигателей насосов через частотные преобразователи. Эффект достигается путём изменения частоты и амплитуды напряжения, поступающего на электродвигатель. Таким образом, меняя параметры питающего напряжения (частотное управление), можно менять скорость вращения двигателя и, следовательно, изменять производительность насосного агрегата.

Для автоматизации процесса регулирования за насосом устанавливается специальный датчик давления, от которого информация о давлении в трубопроводе поступает в блок частотного преобразователя, на основании этих данных преобразователь соответствующим образом меняет частоту, подаваемую на двигатель.

Основной эффект от применения частотного регулирования достигается за счет снижения нагрузки на двигатель при его плавном без повышенных

пусковых токов и механических ударов разгоне, экономии электроэнергии по сравнению с альтернативными методами регулирования дросселированием с помощью гидромуфт и других механических регулирующих устройств, отказа от дросселирования, что упрощает управляемую механическую систему, повышает ее надежность и снижает эксплуатационные расходы. Применение обратной связи системы с частотным преобразователем обеспечивает качественное поддержание скорости двигателя или регулируемого технологического параметра при переменных нагрузках и других возмущающих воздействиях.

Выбор сетевого насоса

Сетевые насосы водогрейной котельной являются ответственными элементами ее тепловой схемы. Сетевые насосы выбираются по расходу сетевой воды, проходящей через котельный агрегат $G_{\text{к.}}^{\text{расч.}}$ с 10%-ным запасом. Количество устанавливаемых насосов и их единичная производительность определяется, исходя из условий обеспечения наиболее экономичной их работы в течении года. Для достижения необходимой надежности снабжения водой котлов должно приниматься не менее двух сетевых насосов. Суммарная производительность сетевых насосов в котельной должна быть такой, чтобы при выходе из любого насоса оставшиеся обеспечивали подачу максимального расчетного расхода сетевой воды.

Выбор циркуляционного насоса

Циркуляционные насосы устанавливают для повышения температуры воды на входе в котел путем подмешивания горячей воды из прямой линии теплосетей. Подача циркуляционных насосов определена при расчете тепловой схемы: $G_{\text{рц}}^{max}$. По производительности на один котел с запасом в 10 %.

Выбор подпиточного насоса

Для восполнения утечек воды устанавливают подпиточные насосы. Количество воды для покрытия утечек из закрытых теплофикационных систем принимают равным 2% от G_c, т/ч, а подача подпиточного насоса выбирается с запасом в 10% вдвое больше для возможности аварийной подпитки сетей.

Выбор насоса сырой воды

Для подачи воды от источника водоснабжения котельной - водопровода жилого района - в систему водоподготовки, устанавливают насосы сырой воды. Подача этих насосов определяется максимальной потребностью в химически очищенной воде и расхода ее на собственные нужды химводоочистки с запасом в 10% от $G_{\text{исх}}^{\text{max}}$, т/ч.

Выбор насоса рабочей воды

Для циркуляции рабочей воды в контуре рабочей воды для отведения от водоструйного эжектора водогазовой смеси к баку рабочей воды. Подача этих насосов определяется максимальным объемом выпара из вакуумного деаэратора: D=7,34 т/ч с запасом в 10%.

ГЛАВА 4. ТЕПЛОВОЙ РАСЧЕТ ПРОМЫШЛЕННОГО КОТЛА

Прежде всего необходимо внимательно изучить чертежи котельного агрегата, ознакомиться радиационными и конвективными поверхностями нагрева, определить геометрические размеры поверхностей нагрева, составить представление о их размещении по газовому тракту. Заданный вид топлива дает возможность найти из справочника его элементарный состав, необходимый для газовых расчетов, и низшую теплоту сгорания рабочей массы топлива. В соответствии с нормативными указаниями определяется коэффициент избытка воздуха на выходе из топки и величины присосов воздуха по тракту котлоагрегата. Используя элементарный состав топлива. Определяют теоретические и действительные объемы продуктов сгорания. Рассчитывают энтальпию продуктов сгорания. Результаты расчетов сводят в таблицу, строят диаграмму температура-энтальпия для отдельных газоходов котлоагрегата. Составляется тепловой баланс котлоагрегата, определяется его к.п.д. и расчетный расход топлива. Производится расчет топки (определяются объем, лучевоспринимающая поверхность, температура газов на выходе из топки, количество переданного в топке тепла). Рассчитываются конвективные поверхности нагрева: пароперегреватель, котельный пучок, экономайзер, воздухоподогреватель (некоторые поверхности нагрева в конкретном котлоагрегате могут отсутствовать). Обычно находится температура газов на выходе из рассматриваемого газоотхода, однако, может потребоваться корректировка величин нагревательной поверхности.

Проверяется тепловой расчет по тепловосприятию отдельных поверхностей нагрева: относительная невязка баланса не должна превосходить 0,5 %.

4.1 Характеристика топлива

1. Состав топлива на рабочую массу, % ([2] с. 152-169, т.1.II)

Газообразное топливо

Метан $CH_4, \%$; Этан $C_2H_6, \%$; Пропан $C_3H_8, \%$; Бутан $C_4H_{10}, \%$; Пентан

C_5H_{12}, %; Азот N_2, %; Двуокись углерода CO_2, %

Относительная плотность по воздуху (при 20 ^{0}C)

Состав твердого и жидкого топлива:

- рабочей массой составляющих элементов:

$$C^p + H^p + S_л^p + N^p + O^p + A^p + W^p = 100$$

- горючей массой:

$$C^г + H^г + S_л^г + N^г + O^г = 100;$$

- сухой массой:

$$C^c + H^c + S_л^c + N^c + 0^c + A^c = 100.$$

2. Низшая теплота сгорания Q_H^P, кДж/кг(м^3) (там же)

Низшая теплота сгорания газа:

$$Q_н^p = 358{,}18 * CH_4 + 637{,}48 * C_2H_6 + 912{,}3 * C_3H_8 + 1186{,}46 * C_4H_{10}, \frac{кДж}{м^3}$$

Низшая теплота сгорания рабочей массы для твёрдого жидкого топлива:

$$Q^p_н = 338C^p + 1025H^p - 108{,}5(O^p - S^p_л) - 25\,W^p$$

3. Выход летучих на горючую массу $V^Г$, % (там же)

4. Температура начала деформации золы t_1, ^{0}C (там же)

4.2 Объемы воздуха и продуктов сгорания

1. Коэффициент избытка воздуха на выходе из топки $\alpha_Т$ ([2] с. 200-203, т.XYII-XXI).

2. Присосов воздуха в газоходах котельного агрегата ([2] с.198-199. T XYI):

а) газоход котельного пучка (сумма присосов двух секций пучка), $\Delta\alpha_{КП}$;

б) чугунный экономайзер ВТИ, $\Delta\alpha_{ВЭ}$.

Расчет теоретических объемов воздуха и продуктов сгорания при $\alpha = 1$

Твердое или жидкое топливо.

3. Теоретический объем воздуха, необходимый для полного сгорания 1 кг топлива:

$$V_0 = 0{,}0889\left(C^P + 0{,}375S^P_{ОРГ+К}\right) + 0{,}265H^P - 0{,}0333O^P, \text{ нм}^3/\text{кг}$$

Продукты сгорания содержит теоретические объемы азота N_2, сухих 3-атомных газов RO и водяных паров.

4. Теоретический объем азота в продуктах сгорания:

$$V_{N_2}^0 = 0{,}79V^0 + 0{,}8\frac{N^P}{100}\ , \text{ нм}^3/\text{кг}$$

5. Теоретический объем трехатомных газов в продуктах сгорания

$$V_{RO_2} = 0{,}01866\frac{C^P + 0{,}375S_{OPГ+K}^P}{100}, \text{ нм}^3/\text{кг}$$

6. Теоретический объем водяных паров в дымовых газах:

$$V_{H_2O}^0 = 0{,}111H^P + 0{,}0124W^P + 0{,}0161V^0, \text{ нм}^3/\text{кг}$$

Газовое топливо

$$V_Г^0 = V_{N_2}^0 + V_{RO_2}^0 + V_{H_2O}^0, \text{ нм}^3/\text{кг}$$

7. Теоретический объем воздуха, необходимый для полного сгорания 1 нм^3 топлива:

$$V^0 = 0{,}0476\left[0{,}5CO + 0{,}5H_2 + 1{,}5H_2S + \sum\left(m + \frac{n}{4}\right)C_mH_n - O_2\right], \text{ м}^3/\text{м}^3$$

8. Теоретический объем азота в продуктах сгорания:

$$V_{N_2}^0 = 0{,}79V^0 + \frac{N_2}{100}, \text{ нм}^3/\text{нм}^3$$

9. Теоретический объем трехатомных газов в дымовых газах:

$$V_{RO_2} = 0{,}01\left(CO_2 + CO + H_2S + \sum mC_mH_n\right), \text{ нм}^3/\text{нм}^3$$

10. Теоретический объем водяных паров в дымовых газах:

$$V_{H_2O}^0 = 0{,}01(H_2S + H_2 + \sum\frac{n}{2}C_mH_n + 0{,}124\cdot d_{Г,ТЛ}) + 0{,}0161V^0, \text{ нм}^3/\text{нм}^3;$$

где $d_{Г,ТЛ}$ - влагосодержание газообразного топлива, отнесенное к 1 нм^3 сухого газа и принимаемое равным 10 г/нм^3.

11. Теоретический объем дымовых газов

$$V_Г^0 = V_{N_2}^0 + V_{RO_2}^0 + V_{H_2O}^0, \text{ нм}^3/\text{кг}$$

Если состав топлива взят из [2], т. I и II, то полученные результаты можно сверить с данными [2] (с.176-179, т.XI, XII).

12. Коэффициент избытка воздуха на выходе из котельного пучка:

$$\alpha''_{КП} = \alpha_Т + \Delta\alpha_{КП}$$

13. То же из экономайзера:

$$\alpha''_Э = \alpha''_{КП} + \Delta\alpha_Э$$

14. Средний коэффициент избытка воздуха в котельном пучке:

$$\alpha_{КП} = 0{,}5(\alpha_Т + \Delta\alpha''_{КП})$$

15. То же в экономайзере:

$$\alpha_Э = 0{,}5(\alpha''_{КП} + \Delta\alpha''_Э)$$

При избытке воздуха в газоходах котлоагрегата $\alpha > 1$, объемы продуктов сгорания подсчитывается по следующим формулам:

16. Объем водяных паров:

$$V_{H_2O} = V^0_{H_2O} + 0{,}0161(\alpha - 1)V^0, \text{ нм}^3/\text{кг}(\text{нм}^3)$$

17. Объем дымовых газов:

$$V_Г = V_{R\,O_2} + V^0_{N_2} + V_{H_2O} + (\alpha - 1)V^0, \text{ нм}^3/\text{кг}(\text{нм}^3)$$

18. Объемная сухих трехатомных газов в продуктах сгорания:

$$r_{R_2O} = V_{RO_2} \diagup V_Г$$

19. То же водяных паров:

$$r_{H_2O} = V_{H_2O} \diagup V_Г$$

20. То же суммарная доля:

$$r_П = r_{RO_2} + r_{H_2O}$$

Для твердых топлив следует учитывать энтальпию уносимой газами золы, если:

$$\frac{a_{УН} \cdot A^P}{Q^P_H} > 1{,}43\%, \quad \text{кг/МДж}$$

где $a_{УН}$ - доля золы топлива, уносимой газами, принимается по [2] с.200-203, т.XYII-XIX XXI.

21. Масса дымовых газов твердых топлив:

$$G_Г = 1 - \frac{A^P}{100} + 1{,}306 \cdot \alpha_Т \cdot V^0, \text{ кг/кг}$$

22. Безразмерная концентрация золы в дымовых газах:

$$\mu_{ЗЛ} = \frac{a_{УН} \cdot A^P}{100 \cdot G_Г}, \text{ кг/кг}$$

Результаты расчетов сводятся в таблицу 4.1.

Таблица 4.1 - Результаты расчетов объемов воздуха и продуктов сгорания

Величина	**Топка**	**Котельный пучок**	**Экономайзер**
Средний коэффициент избытка воздуха	$\alpha_Т$	$\alpha_{КП}$	$\alpha_Э$
V_{H_2O}, м^3/кг(м^3)			
$V_Г$, м^3/кг(м^3)			
$G_Г$, кг/кг			
r_{RO_2}			
r_{H_2O}			
$r_П = r_{RO_2} + r_{H_2O}$			
$\mu_{ЗЛ}$			

4.3 Энтальпия продуктов сгорания

1. Энтальпия дымовых газов рассчитывается следующим образом:

$$I_г = I_г^0 + (\alpha - 1) I_в^0, \quad \text{кДж/кг (м}^3\text{)}$$

Для топлив величины теоретических энтальпий $I_г^0$ и $I_в^0$ берутся из [2] с. 180-199, табл.XIV и XV для топлив, составы которых заданы в [2] табл I и II.

2. Когда к энтальпии дымовых газов следует добавлять энтальпию золы, то последняя находится по формуле:

$$I_{зл} = (C\vartheta)_{зл} \cdot A^P \cdot \frac{a_{ун}}{100}, \text{ кДж/кг.}$$

Величина удельной энтальпии $(C\vartheta)_{зл}$ находится по [2] с. 179, т. 13. Результаты расчетов сводятся в таблицу 4.2 (ϑ, I таблица).

Таблица 4.2 - Зависимость энтальпии дымовых газов от температуры по газоходам

$t,^0C$	$I_г^0$, кДж/кг (м^3)	$I_в^0$, кДж/кг (м^3)	$I_{зл}$, кДж/кг	$I_г = I_г^0 + (\alpha - 1)I_в^0 + I_{зл}$		
				$\alpha_Т$	$\alpha_{КП}$	$\alpha_Э$
1	2	3	4	5	6	7
100						.
200						.
300					.	.
400					.	.
500					.	
600					.	
700					.	
800				.	.	
900				.	.	
1000				.	.	
1200				.		
1400				.		
****				.		
2400				.		

3. Величины энтальпий $I_г$ из таблицы используется для построения ϑ, I - диаграммы которая удобна для последующих расчетов. Диаграмма включает три кривых для температур, характерных для каждого газохода, отмеченных точками в таблице. Впрочем, значения энтальпий для промежуточных температур можно найти с помощью линейной интерполяции величин таблицы 4.2.

4.4 Тепловой баланс котельного агрегата, расход топлива

Составление теплового баланса состоит в установлении равенства между располагаемым теплом $Q_Р^Р$, поступившим в агрегат, и суммой полезно использованного тепла и потерь.

Располагаемое тепло топлива (в нашем случае):

$$Q_Р^Р \cong Q_Н^Р, \text{ кДж/кг (м}^3\text{)}$$

Температура уходящих газов (из задания при $\alpha_Э$):

$$t_{ух}, {}^0\text{C}$$

Энтальпия уходящих газов (из уходящих газов):

$$I_{ух}\text{ , кДж/кг (м}^3\text{)}$$

Энтальпия холодного воздуха при $\alpha = 1$ (по заданной $t_{хв}$ из ϑ, I - таблицы 2-2):

$$I^0_{хв}\text{ , кДж/кг (м}^3\text{)}$$

Потери тепла от механического недожога ([2], с.200-203, табл. XVII, XX, XXI):

$$q_4\text{ , \%}$$

Потери тепла с уходящими газами:

$$q_2 = \frac{I_{ух} - \alpha_{ух} I^0_{хв}}{Q^P_H}(100 - q_4)\text{ , \%}$$

Потери тепла от химического недожога ([2], с.200-203, табл. XVII, XX, XXI):

$$q_3\text{ , \%}$$

Потери тепла в окружающую среду для теплогенератора с хвостовой поверхностью нагрева заданной паропроизводительности ([2], с.21, рис. 6-1):

$$q_5\text{ , \%}$$

Потери с физическим теплом шлаков при температуре 600^0C ([2], с.200-203, табл. XXI,с. 179, табл. XIII):

$$q_6 = \frac{(1 - a_{ун})(C\vartheta)_{зл} A^P}{Q^P_P}\text{ , \%}$$

Сумма тепловых потерь:

$$\sum q = q_2 + q_3 + q_4 + q_5 + q_6\text{ , \%}$$

При сжигании газа и мазута величины q_4 и q_6 равны нулю.

КПД теплогенератора:

$$\eta_{ТГ} = 100 - \sum q\text{ , \%}$$

Энтальпия насыщенного пара при заданном давлении ([2], с. 204, табл. XXIII):

$$i_П\text{ , кДж/кг}$$

Температура питательной воды (из задания):

$$t_{ПВ}, {}^0\text{C}$$

Энтальпия питательной воды ([2], с. 204, табл. XXIII):

$$i_{ПВ}, \text{ кДж/кг}$$

Полезно использованное тепло (Д, кг/с, поропроизводительность теплогенератора – из задания):

$$Q_{КА} = D(i_{П} - i_{ПВ}), \text{ кВт}$$

Полный расход топлива:

$$B = \frac{100 \cdot Q_{КА}}{\eta_{КА} \cdot Q_{P}^{P}}, \text{ кг/с } (\text{м}^3/\text{с})$$

Расчетный расход топлива:

$$B_{P} = B\left(1 - \frac{q_4}{100}\right), \text{ кг/с } (\text{м}^3/\text{с})$$

Коэффициент сохранения тепла:

$$\varphi = 1 - \frac{q_5}{\eta_{ТГ} + q_5}$$

4.5 Расчет топки

В топке происходит передача тепла от продуктов сгорания, в основном излучением, к экранам и лучевоспринимающим поверхностям первого газохода. Целью поверочного расчета является определение теплового напряжения топки и температуры газов на выходе, которые должны лежать в рекомендуемых пределах. При значительном отклонении этих величин от допустимых значений может потребоваться переконструирование топки.

1. Объем топочной камеры (согласно технической документации на котел):

$$V_{Т}, \text{ м}^3$$

2. Полная лучевоспринимающая поверхность нагрева (согласно технической документации на котел):

$$H_{Л}, \text{ м}^2$$

3. Поверхность стен (согласно технической документации на котел):

$$F_{CT}\text{, м}^2$$

4. Площадь зеркала горения (согласно технической документации на котел):

$$R\text{, м}^2$$

5. Коэффициент загрязнения экранов ([2], с.29, табл.6-2):

$$\xi$$

6. Коэффициент тепловой эффективности экранов:

Для камерных топок $\psi_{CP} = H_{Л} \cdot \xi / F_{CT}$

Для слоевых топок $\psi_{CP} = H_{Л} \cdot \xi / (F_{CT} - R)$

7. Эффективная толщина излучающего слоя:

$$S = 3{,}6 \cdot V_T / F_{CT}\text{, м}$$

8. Абсолютное давление газов в топке (принимается):

$$p = 0{,}1 \quad \text{МПа}$$

9. Температура газов на выходе из топки (принимается предварительно 950-1000^{0}С):

$$t_T^{''},\ ^0\text{C}$$

10. Объемная доля водяных паров для α_T (табл.4.1):

$$r_{H_2O}$$

11. Объемная доля трехатомных газов (табл.4.1):

$$r_{П}$$

12. Суммарная поглощательная способность трехатомных газов и паров:

$$p_{П}S = r_{П}pS,\quad 1/(\text{м} \cdot \text{МПа})$$

<u>Сжигание твердого топлива</u>

13. Коэффициент ослабления лучей трехатомными газами:

$$k_{Г}r_{П} = \left(\frac{7{,}8 + 16r_{H_2O}}{3{,}16\sqrt{p_{П}S}} - 1\right)\left(1 - 0{,}37\,\frac{t_T^{''} + 273}{1000}\right)r_{П},\quad 1/(\text{м} \cdot \text{МПа})$$

14. Коэффициент ослабления лучей частицами летучей золы:

$$k_{зл}\mu_{зл} = \frac{6540}{\left(t_T'' + 273\right)^{2/3}}\mu_{зл}, \quad 1/(\text{м} \cdot \text{МПа})$$

где $\mu_{зл}$ - безразмерная концентрация золы в дымовых газах при нормальных условиях в топке (табл.4.1).

15. Коэффициент ослабления лучей коксовыми частицами:

$$k_K = k_{КОКС} \cdot \kappa_1 \cdot \kappa_2, \quad 1/(\text{м} \cdot \text{МПа})$$

где $\kappa_{кокс}$=10,1/(мМПа) - коэффициент ослабления.

Для:

Низкореакционных топлив $\kappa_1 = 1$

Высокореакционных топлив $\kappa_1 = 0{,}5$

Слоевых топок $\kappa_2 = 0{,}03$

Камерных топок $\kappa_2 = 0{,}1$

16. Коэффициент ослабления лучей трехатомными газами, золовыми и коксовыми частицами:

$$k = k_Г r_П + k_{зл}\mu_{зл} + k_K, \quad 1/(\text{м} \cdot \text{МПа})$$

17. Степень черноты факела в топке:

$$a_ф = 1 - \exp(-kpS)$$

18. Степень черноты топки для слоевых топок:

$$a_T = \frac{a_Ф + (1 - a_Ф)R/F_{СТ}}{1 - (1 - a_Ф)(1 - \psi_{СР})(1 - R/F_{СТ})}$$

<u>Сжигание жидкого и газообразного топлива</u>

19. Коэффициент ослабления сажистыми частицами:

$$k_C = 0{,}3(2 - \alpha_T)(1{,}6\frac{t_T'' + 273}{1000} - 0{,}5)\frac{C^P}{H^P}, \quad 1/(\text{м} \cdot \text{МПа})$$

При сжигании газообразного топлива:

$$\frac{C^P}{H^P} = 0{,}12\sum\frac{m}{n}C_m H_n$$

20. Степень черноты светящегося пламени:

$$a_{СВ} = 1 - \exp\left[-\left(k_Г r_П + k_C\right)pS\right]$$

где $k_Г r_П$ - определены ранее по пункту 13.

21. Степень черноты несветящегося факела:

$$a_Г = 1 - exp(-k_Г r_П pS)$$

22. Степень черноты факела при сжигании жидкого и газообразного топлив:

$$a_Ф = m a_{СВ} + (1-m) a_Г$$

где m - коэффициент усреднения, зависящий от напряжения топочного объема ([2], с.25, пункт 6-07).

23. Степень черноты топки при сжигании жидкого и газообразного топлив:

$$a_Т = \frac{a_Ф}{a_Ф + (1-a_Ф)\psi_{СР}}$$

24. Тепло, вносимое холодным воздухом в топку:

$$Q_{ХВ} = \alpha_Т I^0_{ХВ}, \quad \text{кДж/кг}$$

25. Тепловыделение в топке:

$$Q_Т = Q^Р_Р (100 - q_3 - q_4 - q_6)/(100 - q_4) + Q_{ХВ}, \quad \text{кДж/кг}$$

26. Теоретическая (адиабатическая) температура горения (по диаграмме энтальпия-температура для $Q_Т$, табл.4.2)

$$t_a, \quad {}^0\text{C}$$

27. Средняя теплоемкость продуктов сгорания

$$(VC)_{СР} = \frac{Q_Т - I''_Т}{t_a - t''_Т}, \quad \text{кДж/(кг } {}^0\text{C)}$$

где $I''_Т$, кДж/кг - энтальпия газов на выходе из топки (по диаграмме энтальпия-температура для $t''_Т$)

28. Относительное положение максимума температур (согласно технической документации на котел):

$$x_Т$$

29. Параметр, учитывающий характер распределения максимальных температур пламени по высоте топки:

- при сжигании газа и мазута $M = 0{,}54 \div 0{,}2 x_Т$

- при слоевом сжигании твердых топлив $M = 0{,}59 \div 0{,}5 x_T$

30. Температура газов на выходе из топки:

$$t_T'' = \frac{t_a + 273}{M\left(\frac{5{,}67\psi_{CP} F_{CT} a_T \left(t_a + 273\right)^3}{10^{11} \varphi B_P \left(VC\right)_{CP}}\right)^{0{,}6} + 1} - 273, \quad {}^0\text{C}$$

Если расположение рассчитанной и предварительно заданной температуры газов на выходе из топки превосходит 10^0C, то расчет следует повторить – метод последовательных приближений, приняв в качестве нового предварительного значения температуры полученное в расчете.

31. Энтальпия газов на выходе из топки (по диаграмме энтальпия-температура для t_T'', табл. 4.2):

$$I_T'', \text{ кДж/кг}$$

32. Тепло, переданное излучением в топке:

$$Q_Л = \varphi\left(Q_T - I_T''\right), \text{ кДж/кг}$$

33. Уточнить теплонапряженности и сравнить с рекомендуемыми значениями:

Теплонапряжение топочного объема $q_V = B_P Q_T / V_T$, кВт/м^3

Теплонапряжение зеркала горения $q_R = B_P Q_T / R$, кВт/м^3

4.6 Расчет котельного пучка

Вместе с экранами топки котельный пучок является парообразующей (испарительной) поверхностью парогенератора. Цель расчета – найти температуру продуктов сгорания на выходе из котельного пучка и связанные с ней величины. Расчет ведут методом последовательных приближений, задаваясь температурой на выходе и добиваясь равенства теплот по уравнениям баланса и теплообмена.

На рисунке 4.1 показан упрощенный расчетно-графический способ нахождения температуры газов на выходе из котельного пучка. Задаются первой температурой на выходе t_1 (например, 200^0C) и определяют теплоту по уравнению баланса $Q_Б^1$ и теплоту по уравнению теплообмена Q_T^1. Затем

задаются второй температурой газов на выходе из пучка t_2 (например, 300^0C) и определяют теплоты $Q_Б^2$ и Q_T^2 по соответствующим уравнениям. Если пренебречь изменением физических параметров газов в диапазоне 200-300^0C, то необходимые нам температуру газов на выходе из котельного пучка $t_{КП}$ и количество усвоенного в пучке тепла $Q_{КП}$ найдем на пересечении показанных на рисунок 4.1 прямых.

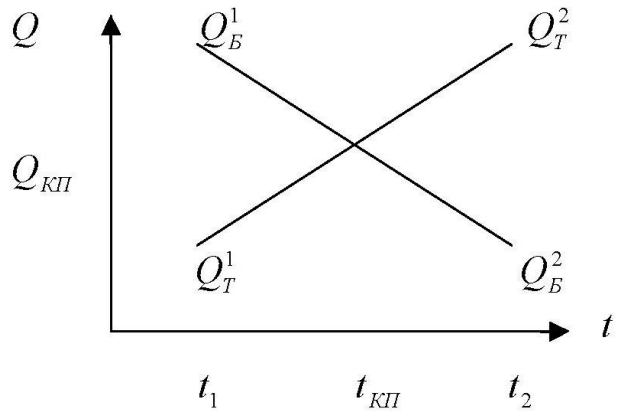


Рисунок 4.1 - Нахождение величин на выходе из котельного пучка

1. Температура газов на входе в пучок (из расчета топки):

$$t'_{КП} = t''_T, \ ^0\text{C}$$

2. Энтальпия газов перед пучком (из расчета топки):

$$I'_{КП} = I''_T, \text{ кДж/кг(м}^3\text{)}$$

Конвективная поверхность нагрева (согласно технической документации на котел):

$$H_{КП}, \text{ м}^2$$

Диаметр труб (согласно технической документации на котел):

$$d_H, \text{ мм}$$

Шаг труб поперек потолка газов (согласно технической документации на котел с учетом направления потока газов):

$$s_1, \text{ мм}$$

Шаг труб вдоль потолка газов (согласно технической документации на котел с учетом направления потока газов):

$$s_2, \text{ мм}$$

Живое сечение пучка для прохода газов (согласно технической документации на котел):

$$F_T \quad , \text{м}^2$$

Температура газов за пучком (принимается с последующим уточнением). Смотри выше расчетно-графический способ нахождения этой температуры:

$$t''_{КП} \ , \ ^0\text{C}$$

Энтальпия газов за пучком (по ϑ, I - диаграммы при $\alpha_{кп}$):

$$I''_{КП}, \text{ кДж/кг(м}^3\text{)}$$

Тепло, отданное газами по уравнению баланса:

$$Q^{б}_{КП} = \varphi\left(I'_{КП} - I''_{КП} + \Delta\alpha_{КП} I^0_B\right), \text{ кДж/кг(м}^3\text{)}$$

Температура насыщения воды, кипящей в трубах пучка, при давлении 1,4 МПа (таблицы воды и пара; [2] с.204, табл. XXI):

$$t_H, \ ^0\text{C}$$

Большая разность температур:

$$\Delta t_б = t''_{КП} - t_H, \ ^0\text{C}$$

Меньшая разность температур:

$$\Delta t_м = t''_{КП} - t_H, \ ^0\text{C}$$

Средний температурный напор:

$$\Delta t_{ср} = \frac{\Delta t_б - \Delta t_м}{2{,}3\lg\left(\Delta t_б / \Delta t_м\right)}, \ ^0\text{C}$$

Средняя температура газов:

$$t_{ср} = \frac{t'_{КП} + t''_{КП}}{2}, \ ^0\text{C}$$

Средняя скорость газов:

$$W_Г = \frac{B_P V_Г \left(t_{ср} + 273\right)}{F_Г \cdot 273}, \ \text{м/с}$$

Коэффициент теплоотдачи конвекцией от газов к стенке:

$$\alpha_K = 0{,}2 C_Z C_S \frac{\lambda}{d_H}\left(\frac{\omega_Г d_H}{\nu}\right)^{0.65} \text{Pr}^{0.33}, \ \text{Вт/(м}^2\,^0\text{C)}$$

где C_Z - коэффициент учитывающий число рядов труб z по ходу газов; при z>3,

C_Z=1; C_S - коэффициент учитывающий геометрическую компоновку пучка труб (если расчет дает отрицательное значение то принять C_S=1)

$$C_S = \left[1 + \left(2\frac{s_1}{d_H} - 3\right) \cdot \left(1 - \frac{s_2}{2d_H}\right)^3\right]^{-2}$$

λ, Вт/(м*К), - коэффициент теплопроводности газов при средней температуре потока; v, м^2/с, - коэффициент кинематической вязкости газа при средней температуре потока; Pr - число Прандтля при средней температуре потока газа.

17 . Коэффициент теплоотдачи излучением:

$$\alpha_л = 5{,}6 \cdot 10^{-8} \frac{a_З + 1}{2} a T^3 \frac{1 - \left(\frac{T_З}{T}\right)^n}{1 - \left(\frac{T_З}{T}\right)}, \text{ Вт/(м}^2\text{ К)},$$

где $a_З = 0{,}8$ - степень черноты загрязненной лучевоспринимающей поверхности; a - степень черноты потока газов при средней температуре газов в котельном пучке $T = t_{СР} + 273$, ^{0}С

$$a = 1 - \exp(-kpS)$$

коэффициент ослабления излучения при средней температуре потока (формулы смотри в разделе расчета топки)

$$k = (k_Г r_П + k_{ЗЛ} \mu_{ЗЛ}), \text{ (м Мпа)}^{-1},$$

давление в потоке газов $p = 0{,}1$ МПа,

оптическая толщина слоя газа:

$$S = 0.9 d_H \left(\frac{4}{\pi} \cdot \frac{s_1 \cdot s_2}{d_H^2} - 1\right), \text{ м}$$

температура загрязненной стенки (при сжигании газа $\Delta t_З = 25^0 C$, при сжигании мазута и твердого топлива $\Delta t_З = 60^0 C$):

$$T_З = 273 + t_H + \Delta t_З$$

n – показатель степени; для запыленного потока (мазут, твердое топливо) n=4, для не запыленного (газ) – n=3,6.

18. Коэффициент теплоотдачи от газов к стенке:

$$\alpha_1 = \omega(\alpha_К + \alpha_л), \text{ Вт/(м}^2\text{ К)}$$

где ω – коэффициент омывания, зависящий от угла между направлением потока газов и осью труб; при угле 90 ^{o} $\omega = 1$.

19. Коэффициент тепловой эффективности поверхности нагрева (смотри [2]: с.47, табл.7-1; с.48, табл.7-3; с.48, пункт 7-55):

$$\psi$$

Коэффициент теплопередачи:

$$\kappa = \psi\alpha_1, \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}$$

Тепло, воспринятое поверхностью нагрева по уравнению теплопередачи:

$$Q_{КП}^{Т} = \frac{\kappa \cdot \Delta t_{ср} \cdot H_{КП}}{B_Р}, \text{ кДж/кг(м}^3\text{)}$$

Если при расчете методом последовательных приближений в первом приближении расхождение между $Q_{КП}^{Т}$ и $Q_{КП}^{б}$ превосходит 2%, то следует сделать следующее приближение. Если имеются результаты расчета теплот в двух приближениях, можно прибегнуть к расчетно-графическому методу определения параметров на выходе из пучка.

4.7 Расчет чугунного экономайзера ВТИ

Чугунный экономайзер является дополнительной поверхностью нагрева, которая использует (экономит) тепло, которое иначе выбрасывалось бы после котельного пучка в атмосферу, а теперь служит для подогрева питательной воды.

Расчет чугунного экономайзера является не поверочным, а конструкторским, так как известны температуры и энтальпии продуктов сгорания перед и после экономайзера. Необходимо определить площадь поверхности экономайзера и разместить ее в виде чугунных ребристых труб в газоходе.

1. Температура газов перед экономайзером (из расчета котельного пучка):

$$t_{ВЭ}^{'} = t_{КП}^{''}, \text{ кДж/кг(м}^3\text{)}$$

2. Энтальпия газов перед экономайзером при $\alpha_{КП}$ (из таблицы 4.2):

$$I'_{ВЭ} = I''_{КП},\ \text{кДж/кг(м}^3\text{)}$$

3. Температура уходящих газов (из задания):

$$t_{ух},\ ^0\text{C}$$

4. Энтальпия уходящих газов при $\alpha_{ВЭ}$ (из таблицы 4.2):

$$I''_{ВЭ},\ \text{кДж/кг(м}^3\text{)}$$

5. Количество тепла, переданного газами поверхности нагрева:

$$Q^{б}_{ВЭ} = \varphi\left(I'_{ВЭ} - I''_{ВЭ} + \Delta\alpha_{ВЭ} I^0_{ХВ}\right),\ \text{кДж/кг(м}^3\text{)}$$

6. Температура питательной воды (из задания):

$$t_{ПВ},\ ^0\text{C}$$

7. Энтальпия питательной воды ([2], с.204, табл. XXIII):

$$i_{ПВ},\ \text{кДж/кг}$$

8. Энтальпия воды за экономайзером:

$$i''_{ВЭ} = i_{ПВ} + \frac{Q^{б}_{ВЭ} B_P}{D},\ \text{кДж/кг}$$

9. Температура воды за экономайзером:

$$t''_B = -2{,}186 + 0{,}250 \cdot i''_{ВЭ} - 1{,}455 \cdot 10^{-5} \cdot \left(i''_{ВЭ}\right)^2,\ ^0\text{C}$$

Должно быть $t_H - t''_B \geq 20^0\text{C}$

10. Большая разность температур:

$$\Delta t_Б = t'_{ВЭ} - t''_B,\ ^0\text{C}$$

11. Меньшая разность температур:

$$\Delta t_M = t''_{ВЭ} - t_{ПВ},\ ^0\text{C}$$

12. Среднелогарифмический температурный напор в экономайзере:

$$\Delta t = \frac{\Delta t_Б - \Delta t_M}{\lg\left(\Delta t_Б / \Delta t_M\right)},\ ^0\text{C}$$

13. Средняя температура газов в экономайзере:

$$t_{ср} = \frac{t'_{ВЭ} + t_{ух}}{2},\ ^0\text{C}$$

14. Длина чугунной трубы (выбирается, [1], с.262, номограмма 20; таблица 3):

l , м

Таблица 4.3 - Параметры чугунных ребристых труб ВТИ

Длина, мм	1500	2000	2500	3000
Поверхность нагрева с газовой стороны, м^2	2,18	2,95	3,72	4,49
Живое сечение, м^2	0,088	0,120	0,152	0,184
Внутренний диаметр, мм	60			
Размеры фланца, мм × мм	150 × 150			

15. Поверхность нагрева с газовой стороны одной трубы (таблица 4.3)

$$F_{TP},\ \text{м}^2$$

16. Сечение одной трубы для прохода газов:

$$f_г,\ \text{м}^2$$

17. Число труб в ряду поперек потока газов (выбираем):

$$z_1,\ \text{шт./ряд}$$

18. Живое сечение для прохода газов:

$$F_г = z_1 f_г,\ \text{м}^2$$

19. Средняя скорость потока газов (если отличается от диапазона 4-9 м/с, то следует уточнить предыдущие пункты расчета). Объем берется для водяного экономайзера из таблицы 4.1:

$$\varpi = \frac{B_P V_г \left(t_{ср} + 273\right)}{F_г \cdot 273},\ \text{м/с}$$

20. Коэффициент теплопередачи:

$$K = 8{,}14 + 1{,}6 \cdot \varpi,\ \text{Вт/(м}^2\ {}^0\text{C)}$$

21. Поверхность нагрева водяного экономайзера:

$$H_{ВЭ} = \frac{Q^б_{ВЭ} \cdot B_P}{K \cdot \Delta t_{ср}},\ \text{м}^2$$

22. Общее число труб (округляем до целого):

$$z = \frac{H_{ВЭ}}{F_{TP}},\ \text{шт.}$$

23. Число горизонтальных рядов:

$$n = \frac{z}{z_1},\ \text{рядов}$$

Проводим конструкторскую проработку водяного экономайзера и распределяем трубы в его газоходах.

4.8 Проверка теплового расчета котлоагрегата

Тепловой расчет котельного агрегата проверяется по невязке теплового баланса. При отсутствии пароперегревателя и воздухоподогревателя невязка есть:

$$\Delta Q = Q_H^P \eta_{ТГ} - \left(Q_л + Q_{КП} + Q_{ВЭ}\right)\left(1 - \frac{q_4}{100}\right), \quad \text{кДж/кг (м}^3\text{)}$$

При правильном выполнении расчета величина невязки не превышает 0,5%, т.е.:

$$\Delta Q / Q_H^P \le 0{,}005$$

Если величина невязки превышает данное отклонение, то следует уточнить тепловой расчет всех поверхностей теплогенератора.

ЛИТЕРАТУРА

1. Бузников Е. Ф., Роддатис К. Ф., Берзиныш Э. Я. Производственные и отопительные котельные. - М.: Энергостройиздат. - 1984. - 240с.

2. Делягин Г. Н., Лебедев В. И., Пермяков Б. А. Теплогенерирующие установки. -М.: Стройиздат. -1986. -559с.

3. Роддатис К.Ф. Котельные установки. – М.: Энергия, 1977. – 432 с., ил.

4. Роддатис К.Ф., Полтарецкий А.Н. Справочник по котельным установкам малой производительности. – М.: Энергоатомиздат, 1989. – 488 с., ил.

5. СНиП 11-35-76. Котельные установки. -М.: Госстрой России. - 2001. -47с.

6. СНиП 2.01.01-82. Строительная климатология и геофизика. -М.: Минстрой России. -1997г. -140с.

7. СНиП 2.04.07-86*. Тепловые сети. -М.: Минстрой России. - 1994. - 48с.

8. Соловьев Ю. П. Проектирование теплоснабжающих установок для промышленных предприятий. -М.: Энергия. -1978. -192с.

9. Тепловой расчет котельных агрегатов. Нормативный метод. – М.: Энергия, 1973

10. Эстеркин Р. И. Промышленные котельные установки. - Л.: Энергоатомиздат. - 1985. -400с.

11. Соколов Б.А. Котельные установки и их эксплуатация. Учебник. - 2-е изд.-М.: издат. «Академия», 2007.- 432с.

12. Липов Ю.А., Третьяков Ю.М. Котельные установки и парогенераторы. Изд. НИЦ "Регулярная и хаотическая динамика", 2006. - 592 с.

Приложение А - Основные характеристики твердого, жидкого и газообразного топлива

(обязательное)

Вид Топлива	Состав , %							Низшая теплота сгорания $Q_н^р$, кДж/кг	V^o	V_{RO_2}	$V^o_{N_2}$	$V^o_{H_2O}$	$V^o_г$
	$W^р$	$A^р$	$S^р_{o+k}$	$C^р$	$H^р$	$N^р$	$O^р$						
Марка угля													
Донецкий	14,0	25,8	3,9	44,8	3,4	1,0	7,1	17766	4,78	0,86	3,78	0,63	5,27
Кузнецкий Д	12,0	13,2	0,3	58,7	4,2	1,9	9,7	22835	6,02	1,10	4,77	0,71	6,58
Кузнецкий Г	8,5	11,0	0,5	66,0	4,7	1,8	7,5	26146	6,88	1,24	5,45	0,74	7,42
Грамотеинский Г	14,0	9,5	0,5	59,5	4,0	1,5	11,0	22836	6,0	1,11	4,75	0,71	6,58
Кедровский СС	10,0	11,3	0,5	67,7	3,6	1,6	5,3	25894	6,81	1,27	5,39	0,63	7,29
Краснобродский Т	10,0	16,2	0,3	65,7	3,0	1,7	3,1	24721	6,54	1,23	5,18	0,56	6,97
Томусинский СС	12,0	18,9	0,4	59,1	3,4	1,7	4,5	22584	6,02	1,11	4,77	0,62	6,50
Карагандинский К	8,0	27,6	0,8	54,7	3,3	0,8	4,8	21327	5,60	1,03	4,43	0,56	6,02
Экибастузский СС	7,0	38,1	0,8	43,4	2,9	0,8	7,0	16760	4,42	0,81	3,50	0,48	4,79
Ленгерский Б3	29,0	11,4	1,7	45,0	2,6	0,4	9,9	16131	4,42	0,85	3,49	0,72	5,06
Подмосковный Б2	32,0	25,2	2,7	28,7	2,2	0,6	8,6	10433	2,94	0,55	2,33	0,69	3,57
Воркутинский Ж	5,5	23,6	0,8	59,6	3,8	1,3	5,4	23673	6,15	1,12	4,97	0,59	6,58
Интинский Д	11,0	25,4	2,6	47,7	3,2	1,3	8,8	18310	4,88	0,91	3,87	0,57	5,35
Бабаевский Б1	56,5	7,0	0,5	25,4	2,4	0,2	8,0	8757	2,69	0,48	2,09	1,01	3,58
Кизеловский Г	6,0	31,0	6,1	48,5	3,6	0,8	4,0	19700	5,33	0,95	4,22	0,56	5,73
Челябинский Б3	18,0	29,5	1,0	37,3	2,8	0,9	10,5	13953	3,74	0,70	2,96	0,59	4,26
Егоршинский ПА	8,0	23,9	0,4	60,3	2,5	0,9	4,0	22416	5,9	1,13	4,67	0,47	6,27
Волчанский Б3	22,0	33,2	0,2	28,7	2,3	0,5	13,1	9972	2,73	0,54	2,16	0,57	3,27
Веселовский Б3	24,0	30,4	0,4	29,9	2,3	0,5	12,5	10391	2,86	0,56	2,27	0,60	3,43
Ангренский Б2	34,5	13,1	1,3	39,8	2,0	0,2	9,1	13827	3,81	0,75	3,01	0,71	4,47
Кокянгакский Д	10,5	17,9	1,7	55,8	3,7	0,6	9,8	21540	5,67	1,05	4,49	0,63	6,17
Кызылкиянский Б3	28,0	14,4	0,9	44,4	2,4	0,5	9,4	15796	4,3	0,83	3,40	0,68	4,92
Шурабский Б3	21,5	14,1	1,2	47,3	3,0	0,6	12,3	17263	4,63	0,89	3,66	0,67	5,22
Марка мазута													
Малосернистый	3,0	0,05	0,3	84,65	11,7	0,3		40308	10,62	1,58	8,39	1,51	11,48
Сернистый	3,0	0,1	1,4	83,8	11,2	0,5		39763	10,45	1,57	8,25	1,45	11,28
Высокосернистый	3,0	0,1	2,8	83,0	10,4	0,7		38800	10,2	1,57	8,06	1,36	10,99

Вид топлива	Состав, %							Низшая теплота сгорания $Q_н^р$ кДж/ м^3	V^o	V_{RO_2}	$V^o_{N_2}$	$V^o_{H_2O}$	$V^o_г$
	CH_4	C_2H_6	C_3H_8	C_4H_{10}	C_5H_{12}	N_2	CO_2						
Природный газ													
Саратов-Москва	84,5	3,8	1,9	0,9	0,3	7,8	0,8	35830	9,52	1,04	7,60	2,10	10,73
Первомайск-Сторожовка	62,4	3,6	2,6	0,9	0,2	30,2	0,1	28325	7,51	0,82	6,24	1,64	8,7
Саратов-Горький	91,9	2,1	1,3	0,4	0,1	3,0	1,2	36160	9,57	1,03	7,59	2,13	10,75
Ставрополь-Москва (I нитка)	93,8	2,0	0,8	0,3	0,1	2,6	0,4	36119	9,58	1,02	7,60	2,14	10,76
Ставрополь-Москва (II нитка)	92,8	2,8	0,9	0,4	0,1	2,5	0,5	36580	9,68	1,04	7,67	2,16	10,86
Ставрополь-Москва (III нитка)	91,2	3,9	1,2	0,5	0,1	2,6	0,5	37040	9,81	1,06	7,78	2,18	11,01
Серпухов-Ленинград	89,7	5,2	1,7	0,5	0,1	2,7	0,1	37460	10,0	1,08	7,93	2,21	11,22
Брянск-Москва	92,8	3,9	1,1	0,4	0,1	1,6	0,1	37330	9,91	1,06	7,84	2,20	11,11
Шебелинка-Харьков	92,8	3,9	1,0	0,4	0,3	1,5	0,1	37330	9,96	1,07	7,88	2,21	11,16
Шебелинка-Москва	94,1	3,1	0,6	0,2	0,8	1,2	-	37900	9,98	1,07	7,90	2,22	11,19
Промысловка-Астрахань	97,1	0,3	0,1	-	-	2,4	0,1	35070	9,32	0,98	7,38	2,11	10,47
Уренгой - Надым - Пунга - Ухта	98,72	0,12	0,01	<0,01	-	1,0	0,14	35500					
Уренгой - Ужгород	98,90	0,12	0,01	0,01	-	0,9	<0,06	35590					
Уренгой-Сургут - Челябинск	98,24	0,29	0,20	0,09	0,04	1,0	0,14	35800					
Н.Новгород-Иваново - Череповец	98,99	0,25	0,04	0,02	-	0,6	0,1	35750					
Мострансгаз (кольцо)	96,57	1,40	0,40	0,18	0,07	1,2	0,15	36300					
Оренбург - Александров Гай	86,43	3,90	1,72	0,87	0,30	6,7	0,01	36800					
Ярино - Пермь	38,00	25,10	12,50	3,30	1,30	18,7	-	46890					
Кулешовка - Самара	58,00	17,20	7,40	2,00	0,50	13,6	0,80	41740					
Туймазы - Уфа	50,00	22,00	9,80	1,20	0,40	16,6	-	43040					
Казань - Бугульма - Альметьевск	53,60	22,80	6,10	0,90	0,20	15,8	0,20	40610					

Приложение Б - Основные характеристики котлов

Основные характеристики котлов ДКВР

Параметры	Обозначение	ДКВР-2,5-13	ДКВР-4-13	ДКВР-4-13-250	ДКВР-6,5-13/ ДКВР-6,5-23	ДКВР-6,5-13-250/ ДКВР-6,5-23-370	ДКВР-10-13/ ДКВР-10-23	ДКВР-10-13-250/ ДКВР-10-23-370
Паропроизводительность, т /ч	D	2,5	4,0	4,0	6,5	6,5	10	10
Рабочее давление, кг /см^2	P	13	13	13	13/23	13/23	13/23	13/23
Температура пара, ^oC	$t_П$	Насыщенный	Насыщенный	250	Насыщенный	250 /370	Насыщенный	250 /370
Объём топки с камерой догорания, м^3	$V_Т$	10,4	13,0	13,0	20,4	20,4	39,3	39,3
Поверхность нагрева экранов, м^2	$H_Л$	16,7	21	21	27	27	37	37
Поверхность нагрева конвективного пучка, м^2	$H_{кп}$	58	99	88	171	151	227	202
Поверхность нагрева пароперегревателя, м^2	$H_{пер}$	-	-	8,5	-	10,6	-	17,1
Диаметр экранных и кипятильных труб, мм	$d_э$	51х2,5	51х2,5	51х2,5	51х2,5	51х2,5	51х2,5	51х2,5
Диаметр труб пароперегревателя, мм	$d_{пер}$	-	-	32х3	-	32х3	-	32х3
Шаг труб боковых экранов, мм	$S_б$	80	80	80	80	80	80	80
Шаг труб фронтовых и задних экранов, мм	$S_ф$	-	-	-	-	-	130	130
Продольный шаг труб кипятильного пучка, мм	S_1	100	100	100	100	100	100	100
Поперечный шаг труб кипятильного пучка, мм	S_2	110	110	110	110	110	110	110
Живое сечение для прохода газов, м^2 - в котельном пучке - в пароперегревателе	 $F_{кп}$ $F_{пер}$	 0,52 -	 0,84 -	 0,81 1,13	 1,24 -	 1,19 1,85	 1,28 -	 1,25 1,88

Параметры	Обозначение	ДКВР-2,5-13	ДКВР-4-13	ДКВР-4-13-250	ДКВР-6,5-13/ ДКВР-6,5-23	ДКВР-6,5-13-250/ ДКВР-6,5-23-370	ДКВР-10-13/ ДКВР-10-23	ДКВР-10-13-250/ ДКВР-10-23-370
Размеры окон в перегородках, м								
- вход в котельный пучок								
ширина	-	0,575	0,65	0,65	0,895	0,895	0,97	0,97
средняя высота		2,5	2,48	2,48	2,48	2,48	2,5	2,5
перегородка в середине газохода								
ширина	-	0,49	0,56	0,56	0,87	0,87	0,87	0,87
- средняя высота		2,48	2,47	2,47	2,47	2,47	2,47	2,47
- выход из котельного пучка								
ширина	-	0,54	0,54	0,54	0,565	0,565	0,8	0,8
средняя высота		2,49	2,49	2,49	2,33	2,33	2,45	2,45

Основные характеристики котлов серии КЕ

Параметр	Обозначение	КЕ-2,5-14 С	КЕ-4-14 С	КЕ-6,5-14 С	КЕ-10-14 С
Паропроизводительность, т/ч	D	2,5	4	6,5	10
Абсолютное давление пара, кг /см^2 (МПа)	P	14 (1,37)	14 (1,37)	14 (1,37)	14 (1,37)
Поверхность нагрева, м^2					
- радиационная	$H_Л$	19,0	20,5	24,8	30,3
- конвективная	$H_к$	62,0	94,0	149,0	214,0
Объём топки, м^3	$V_Т$	10,4	10,4	13,0	20,4
Диаметр экранных и кипятильных труб, мм	$d_э$	51х2,5	51х2,5	51х2,5	51х2,5
Шаг труб, мм					
- боковых экранов	$S_б$	55	55	55	55
- фронтового и заднего	$S_ф$	-	-	-	130
- кипятильного пучка, продольный	S_1	90	90	90	90
- кипятильного пучка, поперечный	S_2	110	110	110	110

Основные характеристики котлов серии ДЕ

Параметр	**Обозначение**	**ДЕ-4-14 ГМ**	**ДЕ-6,5-14 ГМ**	**ДЕ-10-14 ГМ**
Паропроизводительность, т /ч	D	4	6,5	10
Абсолютное давление в барабане, кг /см^2, (МПа)	P	14 (13,7)	14 (13,7)	14 (13,7)
Объём топочной камеры, м^3	$V_Т$	8,55	11,8	18,1
Поверхность нагрева, м^2				
- лучевоспринимающая	$H_Л$	22,0	28,0	39,0
- конвективная	$H_к$	48,0	67,0	116,0
Наружный диаметр и толщина труб, мм				
- экрана	$d_э$	51х2,5	51х2,5	51х2,5
- конвективного пучка	$d_{кп}$	51х2,5	51х2,5	51х2,5
Шаг труб, мм				
- экранов	S_3	50	50	50
- конвективного пучка, продольный	S_1	90	90	90
- конвективного пучка, поперечный	S_2	110	110	110

Технические характеристики водогрейных котлов типа КВ –ТС, КВ –ГМ

Наименование	**Марка котла**					
	КВ-ТС-10	**КВ-ГМ-10**	**КВ-ТС-20**	**КВ-ГМ-20**	**КВ-ТС-30**	**КВ-ГМ-30**
1. Теплопроизводительность, МВт (Гкал /ч)	11,63 (10)	11,63(10)	23,3(20)	23,3(20)	34,9(30)	34,9(30)
2. Рабочее давление, МПа (кг·см^2)	1,0 –2,5 (10 –25)	1,0 –2,5 (10 –25)	1,0 –2,5 (10 -25)	1,0 –2,5 (10 –25)	1,0 –2,5 (10 –25)	1,0 –2,5 (10 –25)
3. Температура воды, ^{o}C - на входе - на выходе	 70 150	 70 150	 70 150	 70 150	 70 150	 70 150
4. Температура уходящих газов, ^{o}C	220	185 /230	230	190 /240	235	195 /240
5. Коэффициент полезного действия, %	81,87	91,8 /88,5	81,7	91,5 /88,85	81,8	91,8 /88,6
6. Расход топлива, м^3 /ч / кг /ч	2160	1290 /1200	4320	2580 /2450	6480	3680 /3870
7. Поверхность нагрева, м^2 - топочной камеры - лучевоспринимающей поверхности топочной камеры - конвективной части	 80,4 55,9 221,5	 82,8 57,6 221,5	 111,7 82,8 406,5	 106,5 78,9 406,5	 134,4 98,6 592,6	 126,9 93,1 592,6

Примечание: Показатели для котлов типа КВ –ГМ, приведены через дробь, соответственно: числитель –при работе на газе, знаменатель – при работе на мазуте.

Приложение В - Зависимость коэффициентов кинематической вязкости, теплопроводности и Критерий Прандтля от температуры

(обязательное)

Температура	**Кинематическая вязкость**	**Коэффициент теплопроводности**	**Критерий Прандтля**
t,°C	$\nu * 10^{-6}$, м^2/с	$\lambda * 10^{-2}$, Вт/(м*К)	Pr
0	13,2	2,431	0,7
100	23,2	3,187	0,69
200	34,8	3,896	0,69
300	48,2	4,478	0,69
400	62,9	5,047	0,7
500	79,3	5,617	0,7
600	96,7	6,152	0,71
700	115	6,664	0,71
800	135	7,141	0,72
900	155	7,606	0,72
1000	177	8,048	0,72
1100	200	8,467	0,72
1200	223	8,874	0,73
1300	247	9,269	0,73
1400	273	9,653	0,73