



**Некоммерческое  
акционерное общество**

**АЛМАТИНСКИЙ  
УНИВЕРСИТЕТ  
ЭНЕРГЕТИКИ И  
СВЯЗИ ИМЕНИ  
ГУМАРБЕКА  
ДАУКЕЕВА**

Кафедра менеджмента и  
предпринимательства в  
инженерии

## **МЕТОДЫ РАСЧЕТА СХЕМ ЭНЕРГОСНАБЖЕНИЯ ПРОМПРЕДПРИЯТИЙ**

Методические указания по выполнению расчетно-графических работ для магистрантов направления подготовки «Инженерия и инженерное дело» по образовательной программе «7М07102 -Теплоэнергетика»

Алматы, 2021

СОСТАВИТЕЛЬ: С.К.Абильдинова Методические указания по выполнению расчетно-графических работ для магистрантов направления подготовки «Инженерия и инженерное дело» по образовательной программе «7М07102 -Теплоэнергетика».- Алматы: АУЭС, 2021. – 28 с.

Методические указания по выполнению расчетно-графических работ разработаны для магистрантов, изучающих «Методы расчета схем энергоснабжения промпредприятий» в объеме 5 кредитов по образовательной программе 7М07102 -Теплоэнергетика. Цель выполнения расчетно-графических работ - формирование навыков расчета тепловых схем паровых и пар водогрейных котельных, а также освоение дополнительных знаний в подготовке к экзамену, промежуточному и текущему контролю по данной дисциплине.

Содержание методических указаний соответствует учебной программе курса и состоит из методик расчета тепловой схемы паровой котельной, включающий все необходимое основное и вспомогательное оборудование.

Предназначены для магистрантов обучающихся по образовательной программе магистрантов научно-педагогического направления по специальности 7М07102 –Теплоэнергетика.

Библиогр. -11 назв.

Рецензент:доцент каф. ЭЭС, к.т.н.

Михалкова Е. Г

Печатается по плану издания некоммерческого акционерного общества «Алматинский университет энергетики и связи им. Гумарбека Даукеева» на 2021 г.

© НАО «Алматинский университет энергетики и связи им. Гумарбека. Даукеева», 2021 г.

## **1 Расчетно-графическая работа №1**

### **1.1 Разработка описания тепловой схемы и расчета тепловой схемы котельной с паровыми котлами**

В данном разделе необходимо составить описание конструкции котельного агрегата, отметить его назначение и объяснить принцип работы, отвечая на следующие вопросы [1-5]:

- тип котельного агрегата;
- параметры пара (температура и давление);
- описание топочного устройства и его конструктивные особенности с учетом вида сжигаемого топлива;
- описание принципиальной схемы котельного агрегата с учетом последовательности расположения и размещения отдельных элементов;
- описать движение дымовых газов в газоходах, особенности подачи топлива в горелки и воздуха на горение;
- дать обоснование выбора элементов котла в хвостовой поверхности нагрева;
- пояснить схему движения питательной воды в барабан котлоагрегата;
- пояснить схему циркуляции воды и пара в водопаровом тракте котлоагрегата (экранах и котельных пучках);
- описать схему перегрева пара;
- объяснить устройство каракаса, обмуровки, арматуры и гарнитуры котлоагрегата. Для выполнения задания изучить различные источники (конспект лекций, учебные пособия, специальную литературу, предложенную в syllabus дисциплины «Методы расчета схем энергоснабжения промпредприятий»).

### **2.1 Расчет тепловой схемы котельной**

Для расчета тепловой схемы котельной необходимо использовать значения тепловых нагрузок и графики расхода теплоты.

В начале выполнения расчетно-графической работы особое внимание уделяется изучению тепловой схемы паровой котельной, комплектация которой состоит из перечня котлов приведенных в таблице 3 Приложения.

Тип и марка устанавливаемого парового котла выбирается при помощи таблицы 3 Приложения и параметров пара, производимого котельным агрегатом вносятся в тепловую схему, представленной на рисунке 1.1. Варианты заданий приведены в таблице 1.1. Данные о тепловых нагрузках промышленного предприятия приведены в таблице 1.2.

Студент согласно выбранному варианту местности (город) и температур наружного воздуха для данной местности проводит расчет тепловых нагрузок

для четырех характерных режимов согласно методике, изложенной в формулах 1.1-1.12. Далее проводится расчет тепловой схемы с определением расходов пара и пароводяной смеси на отдельных узлах тепловой схем:

- сепараторе непрерывной продувки;
- охлаждающем устройстве непрерывной продувки;
- в подогревателе исходной воды;
- деаэраторе для термической обработки воды;
- на охладителе выпара и расход пара на собственные нужды котельной.

Определяется максимальная паропроизводительность котельной и уточняется количество устанавливаемых паровых котлов с учетом данных таблиц приложения и для пункта 1.1 приводятся полное описание, принцип работы, рабочие параметры и конструкция парового котла в поперечном и продольном разрезе.

Таблица 1.1 – Расчетные температуры наружного воздуха для местности, проектируемой котельной

Вариант задания	Местность	Температура наружного воздуха, °С			
		наиболее холодной пятидневки обесп. 0,92;	средняя температура наиболее холодного месяца	средняя температура за отопительный период с температурой не выше +8 <sup>0</sup> С	в летний период
1	Нурсултан	-31,2	-15,1	- 6,3	26,8
2	Алматы	-20,1	-5,3	0,4	30,0
3	Актау	-14,9	-1,2	1,9	31,2
4	Атырау	-24,9	-7,5	-1,5	33,4
5	Караганда	-28,9	-13,6	-4,8	26,8
6	Семей	-35,7	-14,9	-6,9	28,6
7	Усть-Каменогорск	-37,3	-15,8	-7,2	28,1
8	Петропавловск	-34,7	-16,8	-5	25,5
9	Павлодар	-34,6	-16,6	-8,1	28,0
10	Кызылорда	-24,5	-7,7	-0,9	34,4
11	Шымкент	-14,3	-1,5	1,8	33,5
12	Актобе	-15,1	-13,3	-6,2	29,9
13	Костанай	-33,5	-15,5	-7,1	27,1
14	Туркестан	-20,6	-4,2	1,0	36,3
15	Балхаш	-27,5	-13,9	-4,8	29,6
16	Тараз	-21,1	-3,7	1,7	32,9

Таблица 1.2 – Тепловые нагрузки на отопление с учетом вентиляции и ГВС

Область, пункт	$Q_{o+v}$	$Q_{ГВ}$
	МВт	МВт
Нурсултан	200	110
Алматы	230	120
Актау	180	80
Атырау	170	90
Караганда	210	90
Семей	180	95
Усть-Каменогорск	230	125
Петропавловск	180	105
Павлодар	220	85
Кызылорда	170	85
Шымкент	175	115
Актобе	195	130
Костанай	300	140
Туркестан	190	80
Балхаш	210	110
Тараз	260	145

Таблица 1.3 – Исходные данные по технологическим потребителям пара

Вариант задания	Расход пара на техн.потребление, т/ч	Давление пара, МПа	Степень сухости пара, х	Доля возврата конденсата из производства
1	25	1,4	0,99	0,6
2	32	1,4	0,95	0,7
3	20	1,4	0,90	0,8
4	24	1,4	0,88	0,65
5	19	1,4	0,96	0,75
6	28	1,4	0,95	0,8
7	32	1,4	0,99	0,55
8	35	1,4	0,95	0,6
9	38	1,4	0,90	0,7
10	30,5	1,4	0,88	0,8
11	37	1,4	0,96	0,65
12	23	1,4	0,95	0,75
13	25	1,4	0,99	0,8
14	18	1,4	0,95	0,55
15	26	1,4	0,90	0,6
16	32	1,4	0,88	0,7

## 1.2 Пример разработки описания принципиальной тепловой схемы котельной с паровыми котлами

Потребление тепловой энергии на промышленном предприятии непрерывно изменяется в течение года. Правильное представление о нагрузках котельной и грамотное планирование ее работы позволяет спроектировать нагрузки для четырех характерных режимов:

1 режим - максимально зимний, соответствует минимальной расчетной температуре наружного воздуха (наиболее холодной пятидневки с обеспеченностью 0,92); этому режиму должна соответствовать максимальная паропроизводительность и тепловая мощность котельной при которой выбирается число и тип котельных агрегатов;

2 режим - расчетно-контрольный, соответствует средней температуре наружного воздуха самого холодного месяца, в этом режиме возможен аварийный останов одного из котлов;

3 режим – средний за отопительный период, соответствует средней температуре наружного воздуха в отопительном периоде. При этом режиме ведется расчет годового расхода теплоты предприятием;

4 режим – летний, соответствует работе котельной при отсутствии отопительной нагрузки. В этом периоде суточный расход пара на производственные нужды принимается максимальным, а расход пара на подготовку горячей воды на нужды ГВС средним за неделю.

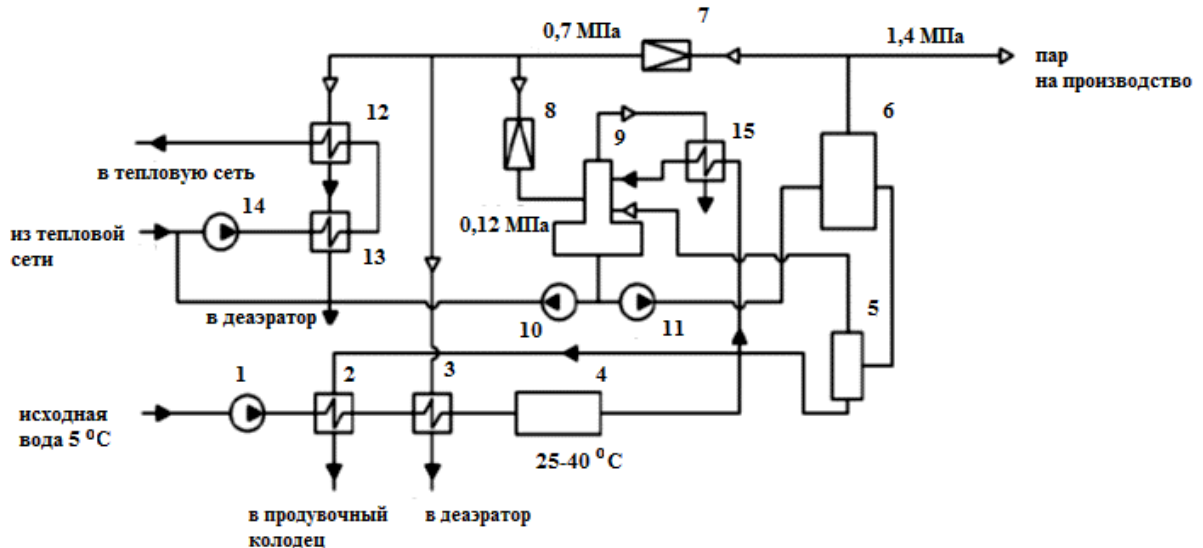
Рассмотрим принципиальную тепловую схему паровой котельной, обеспечивающей теплом закрытую систему теплоснабжения предприятия. Тепловая схема котельной, соответствующей этому варианту показана на рисунке 1.1 и является типовой при эксплуатации паровых котлов низкого давления.

Исходная вода из природного источника в отопительный период с температурой 5°C циркуляционным насосом 1 подается в водо-водяной теплообменник 2. Здесь исходная вода нагревается за счет теплообмена с остаточной водой из сепаратора непрерывной продувки (СНП), содержащей минеральные примеси.

Затем исходная вода подается на вторую ступень подогрева в паро-водяной теплообменник 3, где ее температура повышается до 25-40 °С. Именно при таком подогреве исключается конденсация водяных паров на трубчатых поверхностях и оборудовании ХВО, приводящей к коррозии. К тому же такой температурный режим обеспечивает более эффективную работу катионитных фильтров. Далее исходная вода проходит ХВО, где происходит ее умягчение и обессоливание, приводящее к уменьшению концентрации солей Са и Mg. После ХВО вода поступает в деаэратор 9 для термического удаления из состава воды коррозионно-активных газов (O<sub>2</sub>, CO<sub>2</sub>). Далее основной поток

деаэрированной воды насосом 11 подается в паровой котел 6, а другая часть воды насосом 10 подается на подпитку тепловой сети.

В паровом котле 6 осуществляется производство пара с давлением 1,4 МПа. Пар необходим для удовлетворения нужд производства при том же давлении.



- 1 – насос; 2 – охладитель непрерывной продувки; 3 – подогреватель исходной (сырой) воды; 4- ХВО; 5 – сепаратор непрерывной продувки; 6 - паровой котел; 7,8 -редукционные клапаны; 9 – деаэратор; 10 - подпиточный насос; 11- питательный насос; 12- сетевой подогреватель; 13 – охладитель конденсата; 14 – насос обратной воды из магистрали тепловой сети; 15 – охладитель выпара

Рисунок 1.1 – Принципиальная тепловая схема паровой котельной, обеспечивающая теплом закрытую систему теплоснабжения промпредприятия

В представленной тепловой схеме теплом пара подогревается вода, направляемая в системы отопления, вентиляции и ГВС. Также пар используется на собственные нужды котельной (подогрев воды перед химводоочисткой и деаэрацией).

Пароводяные теплообменники котельной по прочности рассчитаны на рабочее давление, не превышающей 1МПа. С учетом этого давление пара перед пароводяными подогревателями необходимо снизить при помощи редукционного клапана 7 до значения 0,7МПа. Рабочее давление деаэратора атмосферного типа составляет 0,12МПа. Для поддержания давления на этом уровне используется редукционный клапан 8.

Подогрев сетевой воды в закрытой системе теплоснабжения предприятия осуществляется в следующем порядке. Обратная сетевая вода насосом 14 поступает в водо-водяной теплообменник 13, где подогревается конденсатом из паро-водяного теплообменника 12, а затем паром в паро-водяном

теплообменнике 12, где происходит ее нагрев до необходимой температуры примерно до 115-130°C.

В целях энергосбережения в котельной предусмотрено использование теплоты продувочной воды. Для этого устанавливается сепаратор непрерывной продувки (СНП) 5. Давление воды, поступающей в СНП равно рабочему давлению пара в котле (1,4 МПа), в сепараторе это давление понижается до 0,15 МПа, приводящее к вскипанию воды и выделению вторичного пара. Вторичный пар поступает в деаэратор 9. В процессе непрерывного парообразования в сепараторе остается вода, загрязненная солями и она отводится в теплообменник 2 для подогрева исходной воды, а затем сбрасывается в продувочный колодец.

Тепло выпара из деаэратора 9 используется в охладителе выпара 15 для подогрева химочищенной воды, поступающей в деаэратор.

В деаэратор поступает также конденсат после подогревателей сетевой воды и конденсат пара, отработавшего на технологическом производстве.

### **1.3 Методика расчета тепловой схемы паровой котельной**

Расчет тепловой схемы котельной производится на основе уравнений теплового и материального баланса для всех ее элементов.

Основная цель расчета тепловой схемы заключается в:

- определении общих тепловых нагрузок, состоящей из внешних нагрузок и расхода пара на собственные нужды котельной и потерь пара;
- определении всех тепловых и массовых потоков, необходимых для выбора основного оборудования;
- определении исходных данных для дальнейшего технико-экономического расчета показателей (годовой выработки тепла, топлива и т.д).

На основе расчета тепловой схемы определяется суммарная производительность котельной установки при разных режимах ее работы. Расчет будет произведен для четырех характерных режимов, отмеченных выше с температурами наружного воздуха, определяемой из [6,7,9,10] и по таблице 1.1:

- 1) при температуре наиболее холодной пятидневки с обеспеченностью 0,92;
- 2) при средней температуре наиболее холодного месяца;
- 3) при средней температуры за отопительный период;
- 4) при температуре, соответствующей летнему периоду.

Заданные значения тепловых нагрузок на отопление, вентиляцию и горячее водоснабжение для всех характерных режимов позволяют определить:

#### **1.3.1 Коэффициент, снижения расхода тепла на отопление и вентиляцию**



$$k_0 = \frac{t_B - t_{\text{расч}}^H}{t_B - t_{5 \text{ дней}}^{0,92}}, \quad (1.1)$$

где  $t_B = 18 \text{ }^\circ\text{C}$  – расчетная температура воздуха внутри помещений;  
 $t_{\text{расч}}^H$ ,  $^\circ\text{C}$  – температура воздуха снаружи для конкретного расчетного периода;  
 $t_{5 \text{ дней}}^{0,92}$ ,  $^\circ\text{C}$  – средняя температура наружного воздуха наиболее холодной пятидневки [таблица 1.1].

В летний период летний коэффициент  $k_0$  не определяется.

1.3.2 Тепловая нагрузка на отопление и вентиляцию в расчетном периоде определяется в МВт:

$$Q_{\text{ОВ}}^{\text{расч}} = Q_{\text{ОВ}} \cdot k_0 \quad (1.2)$$

где  $Q_{\text{ОВ}}$  - тепловая нагрузка отопления и вентиляции, значения которых следует брать по заданию (таблица 1.2).

Тепловая нагрузка на ГВС в летнем периоде определяется:

$$Q_{\text{ГВ}}^m = Q_{\text{ГВ}} \cdot \beta \cdot \frac{(55 - t_{\text{ИВ}}^m)}{(55 - t_{\text{ИВ}})}, \quad (1.3)$$

где  $\beta = 0,8$  – коэффициент изменения расхода, воды потребляемой на ГВС в летний период по сравнению с отопительным периодом.

$55^\circ\text{C}$  – температура горячей воды в системе ГВС;

$t_{\text{ИВ}}^m - 5^\circ\text{C}$  температура холодной в отопительный период;

$t_{\text{ИВ}} - 15^\circ\text{C}$  температура холодной в летний период.

Температура сетевой воды в текущее время в подающем и обратном трубопроводах:

$$\tau_1^{\text{расч}} = t_B + (\tau_1 - t_B) \cdot K_0, \quad (1.4)$$

$$\tau_2^{\text{расч}} = t_B + (\tau_2 - t_B) \cdot K_0, \quad (1.5)$$

где  $\tau_1$  и  $\tau_2$  – температуры теплоносителя в подающем и обратном трубопроводах ( $105^\circ\text{C} / 70^\circ\text{C}$ ),  $\tau_1$  и  $\tau_2$  - в летний период ( $70^\circ\text{C} / 30^\circ\text{C}$ ).

Расход сетевой воды на отопление и вентиляцию:

$$G_{\text{О.В}}^{\text{расч}} = \frac{3600 \cdot Q_{\text{ОВ}}^{\text{расч}}}{c_B (\tau_1 - \tau_2)}, \quad (1.6)$$

где  $c_B = 4,187 \text{ кДж/кг} \cdot \text{град}$  – удельная изобарная теплоемкость воды.

Расход сетевой воды на ГВС

$$G_{\text{Г.В}} = \frac{3600 \cdot Q_{\text{Г.В}}}{c_B (\tau_1 - \tau_2)}, \quad (1.7)$$

где  $Q_{\text{Г.В}}$  – тепловая нагрузка на ГВС для заданной местности. Общий расход сетевой воды внешними потребителями в подающей магистрали тепловой сети:

$$G_c = G_{\text{О.В}}^{\text{расч}} + G_{\text{Г.В.}} \quad (1.8)$$

Расход пара на отопление, вентиляцию и на ГВС:

$$D_{\text{ОВ}}^{\text{расч}} = \frac{3600 \cdot Q_{\text{ОВ}}^{\text{расч}}}{\eta \cdot (i_{0,7}'' - i_{\text{к}})}, \text{ Т/ч} \quad (1.9)$$

$$D_{\text{ГВ}} = \frac{3600 \cdot Q_{\text{Г.В}}}{\eta \cdot (i_{0,7}'' - i_{\text{к}})}, \text{ Т/ч} \quad (1.10)$$

где  $i_{0,7}''$  - энтальпия пара, подаваемого на подогреватели воды, кДж/кг при давлении 0,7МПа  $i_{0,7}''=2763$  кДж/кг.

$i_{\text{к}}=c_{\text{в}} \cdot t_{\text{к}}=4,187 \cdot 95=398$  кДж/кг - энтальпия конденсата на выходе из подогревателей воды.

$\eta=0,98$  - КПД подогревателя воды.

1.3.3 Суммарное количество вырабатываемого пара для внешних потребителей:

$$D_{\text{В.Н}} = D_{\text{ОВ}}^{\text{расч}} = D_{\text{О.В}}^{\text{расч}} + D_{\text{ГВ}} + D_{\text{техн}}, \quad (1.11)$$

где  $D_{\text{техн}}$  - технологическое потребление пара на производственные нужды предприятия, принимается по заданию.

1.3.4 Расход острого пара, направляемого в РОУ определяется

$$D'_{\text{РОУ}} = D_{\text{с}} + D_{\text{св}} + D_{\text{д}}$$

1.3.5 Максимальная паропроизводительность котельной установки

$$D_{\text{к.у}}^{\text{max}} = D_{\text{В.Н}} + D_{\text{с.н}} + D_{\text{пот}}, \quad (1.13)$$

где  $D_{\text{с.н}}=0,1 \cdot D_{\text{В.Н}}$  - расход пара на собственные нужды котельной, т/ч;

$D_{\text{пот}}=0,02 \cdot D_{\text{В.Н}}$  - расход пара внутри котельной, т/ч.

1.3.6 Расход питательной воды, подаваемой в котел

$$G_{\text{п.в}} = D_{\text{к.у}}^{\text{max}} + G_{\text{пр}}, \text{ Т/ч.} \quad (1.14)$$

где  $G_{\text{пр}}$  - расход продувочной воды, согласно [5] для котлов с давлением пара до 1,4 МПа принимается не более 10 % от от  $D_{\text{к.у}}^{\text{max}}$

$$G_{\text{пр}} = 0,1 \cdot D_{\text{к.у}}^{\text{max}}, \text{ Т/ч.}$$

Максимальная теплопроизводительность (тепловая мощность) котельной определяется

$$Q_{\Sigma}^{\text{расч}} = D_{\Sigma}^{\text{расч}} h_{1,3}'', \text{ кВт}$$

где  $h_{1,3}''$  - энтальпия продувочной воды при давлении 1,3 МПа.

1.4 Потери конденсата технологическими потребителями

$$G_{\text{ПК}} = D_{\text{тех}} \cdot \frac{100-\mu}{100}, \quad (1.15)$$

где  $\mu$  - доля возврата конденсата технологическими потребителями, принимается по заданию (таблица 1.4).

1.5 Расход подпиточной воды опеределяется для максимально зимнего периода, согласно [3] и принимается как 75% от объема воды в системе теплоснабжения

$$G_{\text{подп}} = 0,75 \cdot V_{\text{сист}}, \quad (1.16)$$

где  $V_{\text{сист}}$  - суммарный объем воды в системе теплоснабжения, м<sup>3</sup>.

$$V_{\text{сист}} = (\xi_{\text{с}}^{\text{ж}} + \xi_{\text{с}}^{\text{пп}}) \cdot (Q_{\text{О.В}} + Q_{\text{Г.В}}), \quad (1.17)$$

где  $\xi$  – удельный объем воды в системе удельный, м<sup>3</sup>/МВт. Для закрытых систем теплоснабжения жилых районов  $\xi_{сж}=40...43$  м<sup>3</sup>/МВт, для промышленных предприятий  $\xi_{спр}=22...30$  м<sup>3</sup>/МВт.

1.6 Расход деаэрированной воды

$$G_d = G_{пит} + G_{подп}, \text{ т/ч} \quad (1.18)$$

1.7 Выпар из деаэратора

$$D_{вып} = 0,05 \cdot G_d, \text{ т/ч} \quad (1.19)$$

1.8 Общее количество воды, направляемой для умягчения в ХВО

$$G_{ХВО} = G_{пк} + G'_{пр} + G_{подп} + D_{пот} + D_{вып}. \quad (1.20)$$

Действительный расход сетевой воды, подаваемый в котельную будет несколько больше, так как часть воды используется для регенерации фильтров  $G_{исх} = 1,1 \cdot G_{ХВО}$ , т/ч.

Данные о тепловом потреблении предприятия заносятся в сводную таблицу 2.1 по параметрам теплоносителей. Потребители теплоты группируются по характеру теплоносителя (пар, вода) и его параметров.

При проектировании системы теплоснабжения следует соблюдать условия о том, чтобы различие в параметрах и характере - теплоносителей было минимальным.

## 2 Расчетно-графическая работа №2

### 2.1 Методика теплового расчета отдельных элементов тепловой схемы котельной

В этом разделе определяются расходы пара в элементах тепловой схемы:

- в редуционно охладительной установке;
- в сепаратора непрерывной продувки;
- в подогревателе исходной воды;
- в термическом деаэраторе.

Выбор вариантов задания остается таким же как в расчетно-графической работе №1.

#### 2.1.1 Методика расчета редуционно-охладительной установки РОУ

РОУ предназначен для понижения параметров пара за счет дросселирования (мятия) и охлаждения водой, вносимой в охладитель в распыленном состоянии. РОУ для ТЭЦ выбирают согласно нормам проектирования. Подача охлажденной воды в РОУ производственных котельных обычно осуществляется из магистрали питательной воды после деаэратора.

Работа РОУ схематически показана на рисунке 2.1. Подача охлажденной воды в РОУ производственных котельных обычно осуществляется из магистрали питательной воды после деаэратора.

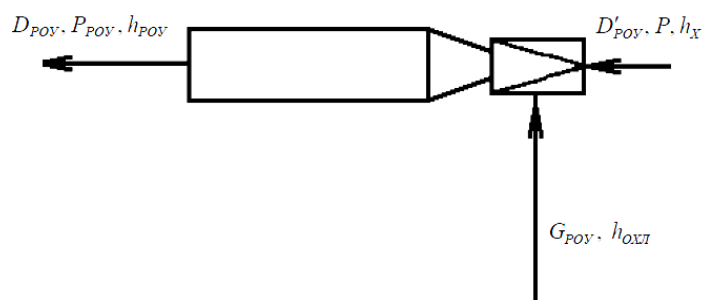


Рисунок 2.1 – Схема редуционно-охладительной установки

Для расчета РОУ определяется расход охлаждающей воды  $G_{POY}$  из уравнения теплового баланса РОУ

$$G_{POY} = \frac{D'_{POY} (h_x - h_{POY})}{h_{POY} - h_{охл}} \text{ кг/с} \quad (2.1)$$

$h_x$ - энтальпия первичного пара из котлоагрегата определяется из выражения

$$h_x = h'' - (1-x) \cdot r, \text{ кДж/кг} \quad (2.2)$$

Количество редуцированного пара  $D_{POY}$  определяется из выражения

$$D_{POY} = D'_{POY} + G_{POY}, \text{ кг/с} \quad (2.3)$$

где  $D'_{POY}$  - расходы острого пара при давлении  $P$  и степени сухости  $x$ , кг/с;

$r$  – теплота парообразования воды в котле при давлении  $P$ , кДж/кг;

$h''$  - энтальпия сухого насыщенного пара при давлении  $P$ , кДж/кг;

$h_{POY}$  – энтальпия редуцированного пара, кДж/кг;

$h_{охл}$  - энтальпия охлажденной воды, поступающей в РОУ, кДж/кг.

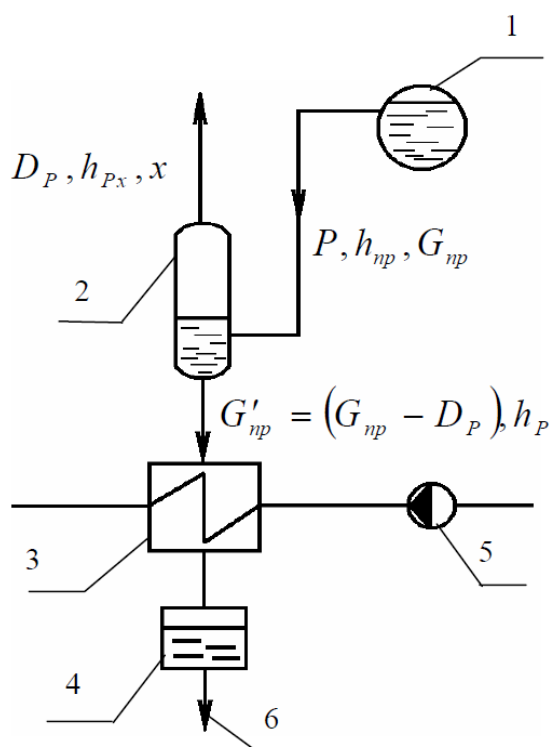
В производственных отопительных котельных небольшой мощности вырабатывается насыщенный пар при давлении меньше  $P_H=40$  МПа. С учетом этого давление пара перед потребителями понижается простым дросселированием редуционным клапаном или вентилем.

В нашем случае для расчета тепловой схемы при давлении  $P=1,3$  МПа и температуры пара  $t_H=196^\circ\text{C}$  используется простое дросселирование редуционным клапаном до давления  $P=0,6$  МПа. Поэтому расчет РОУ не производится.

### 2.1.2 Методика расчета расширителя (сепаратора) непрерывной продувки

Такую продувку осуществляют с целью поддержания в допустимых пределах содержания солей в котловой воде и получения пара предусмотренной чистоты. Непрерывная продувка барабанных котлов имеет целью поддержание в допустимых пределах концентрации солей в котловой

воде и получение пара надлежащей чистоты. Расширитель (сепаратор) непрерывной продувки используется для уменьшения потерь тепла и показан на рисунке 2.2.



- 1- барабан котла; 2 - расширитель (сепаратор) непрерывной продувки; 3 – подогреватель исходной воды; 4- продувочный колодец; 5 – насос сырой воды; 6 – сброс в канализацию.

Рисунок 2.2 – Схема использования теплоты непрерывной продувки

Продувочная вода в расширителе непрерывной продувки все время частично испаряется за счет накопленной в ней теплоты при давлении в нем, меньшем чем в барабане котла. Образовавшийся при этом пар направляется в деаэрактор.

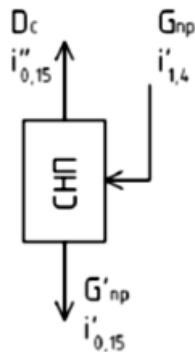
С экономической точки зрения тепло продувочной воды при ее расходе больше чем 0,28 кг/с (1000 кг/ч) следует использовать для пользы. Вода из СНП или теплообменника подается на продувку, где охлаждается до 35...50°C и сбрасывается в канализацию.

Типоразмер сепаратора СНП выбирается с учетом расхода пароводяной смеси  $G_{пр}$ , т/ч, идущей на продувку котла.

$G_{пр} = \frac{P_{нп}}{100} \cdot D$  – количество продувочной воды, удаляемой из котла при продувке, кг/с.  $P_{нп}$  – величина непрерывной продувки в процентах, от суммарной паропроизводительности котельной  $D$  (принимается в пределах от 2 до 10%).

Далее в расчетах давление продувочной воды из барабана котла  $P$  принимается, равной  $P=1,4$  МПа, давление насыщенного влажного пара, уходящего из СНП  $P_x=0,15$  МПа. Давление воды, уходящей из расширителя также принимается  $0,15$  МПа.

Расход пара  $D_c$  т/ч, расход остаточной воды  $G_{пр}$ , т/ч на выходе из сепаратора СНП определяется на основе уравнения теплового и материального баланса при известном значении  $G_{пр}$ :



$$G_{пр} = D_c + G_{пр}',$$

$$G_{пр} \cdot i'_{1,4} = D_c \cdot i''_{0,15} + G_{пр}' \cdot i'_{0,15}$$

$$D_c = \frac{G_{пр}(i'_{1,4} - i'_{0,15})}{(i''_{0,15} - i'_{0,15})}, \quad (2.4)$$

$$G_{пр}' = G_{пр} - D_c. \quad (2.5)$$

При давлении  $0,15$  МПа энтальпия насыщенного пара:  $i''_{0,15}=2693$  кДж/кг; воды  $i'_{0,15} = 467$  кДж/кг.

Энтальпия продувочной воды на входе в СНП при давлении  $1,4$  МПа:  $i'_{1,4} = 814,8$  кДж/кг.

### 2.1.3 Методика расчета подогревателя исходной воды

Температура исходной воды на выходе из охладителя непрерывной продувки определяется из уравнения теплового баланса подогревателя исходной воды

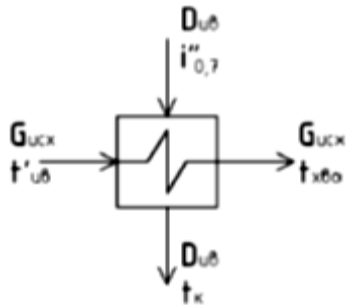
$$t'_{ив} = t_{ив} + \frac{G_{пр}(t_{пр} - t'_{пр})}{G_{исх}}, \quad (2.6)$$

где  $t_{ив}$  - температура исходной воды. Для зимнего периода температура исходной воды принимается  $t_{ив}=5^{\circ}\text{C}$ , а для летнего периода  $t_{ив}=15^{\circ}\text{C}$ .

Температура продувочной воды на выходе из сепаратора  $t_{пр}$  - принимается равной температуре насыщения  $t_{пр}=111,35^{\circ}\text{C}$  при давлении на выходе  $0,15$  МПа.

$t'_{пр}$  – температура продувочной воды на выходе из теплообменника  $t'_{пр} = 60$  °С.

### 2.1.7 Расход пара на подогрев исходной воды



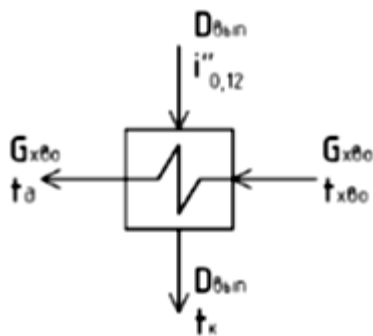
$$D_{исх} = \frac{G_{исх} \cdot (t_{исх0} - t'_{исх})}{i''_{0,7} - c_B \cdot t_к}, \quad (2.7)$$

где  $t_{исх0} = 25-40$ °С – температура воды, необходимая для эффективной химводоочистки;

$t_к$  – температура конденсата после пароводяного теплообменника;

где  $i''_{0,7}$  – энтальпия пара, подаваемого на подогреватели воды, кДж/кг при давлении 0,7 МПа  $i''_{0,7} = 2763$  кДж/кг.

2.1.8 Температура воды на выходе из охладителя выпара (на входе в деаэрактор)



$$t_д = t_{хво} + \frac{D_{вып} \cdot (i''_{0,12} - c_B \cdot t_к)}{G_{хво} \cdot c_B}, \quad (2.8)$$

где  $t_к$  – температура конденсата после охладителя выпара,

$i''_{0,12}$  – энтальпия насыщенного пара на выходе из деаэрактора, кДж/кг; принимается по давлению 0,12 МПа,  $i''_{0,12} = 2684$  кДж/кг.

### 2.1.4 Методика расчета деаэрактора

Расчет расхода пара на деаэрацию проводится в следующем порядке.

Деаэрация воды проводится для удаления растворенных в воде газов. Для этого температура воды повышается до кипения, при которой растворимость газов снижается до нуля и происходит их выделение из воды. Кипение воды в деаэракторе достигается:

- путем понижения давления в аппарате ниже атмосферного для обеспечения вскипания при температуре ниже 100°С (вакуумные деаэраторы);
- путем нагрева паром воды в деаэракторе, поступающего из котлов.

Для удаления газов, образованных за счет диффузии и их дисперсного выделения из воды служат эжекторы. Выделяемые из воды смесь паров и газов (выпар) непрерывно отводятся из верхней части колонки деаэратора в охладитель выпара. В охладителе выпара пар конденсируется, а газы удаляются в атмосферу.

Бак аккумулятора необходим для создания запаса питательной воды, а также завершения процесса дегазации воды. Схема термического деаэратора приведена на рисунке 2.3.

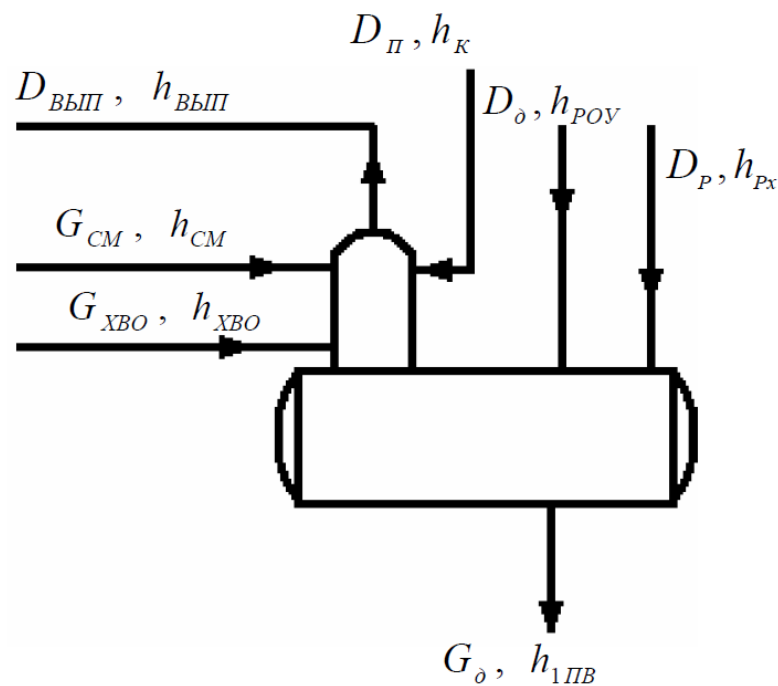


Рисунок 2.4 – Схема деаэратора

Расход пара на деаэрацию определяется из уравнения теплового баланса. Тепловой баланс записывается в виде следующего уравнения

$$G_{XBO} \cdot h_{XBO} + G_{CM} \cdot h_{CM} + D_{PI} \cdot h_K + D_O \cdot h_{POY} + D_P \cdot h'_{PX} = D_{VYP} \cdot h_{VYP} + G_O \cdot h_{1PB} \quad (2.9)$$

где  $G_{XBO}$  – расход химически очищенной воды кг/с;

$G_{CM}$  – количество конденсата, поступающего из конденсатного бака, кг/с;

$D_{PI}$  – расход пара на водоподогреватели, кг/с;

$D_P$  – количество вторичного пара, получаемого в РНП, кг/с;

$G_O$  – выход деаэрированной воды, кг/с;

$D_{VYP}$  – количество выделяемого выпара, кг/с;

$h_{XBO}$ ,  $h_{CM}$ ,  $h_{1PB}$ ,  $h_K$  – соответственно энтальпии химически очищенной воды, смеси конденсата из конденсатного бака, питательной воды на выходе из деаэратора и конденсата из водоподогревателей, кДж/кг;



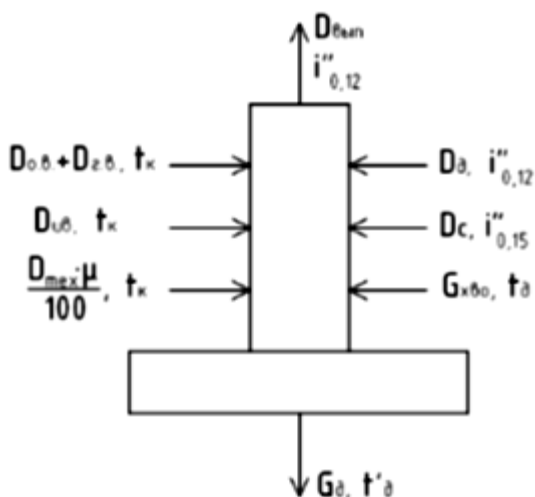
$h_{\text{РОУ}}$ ,  $h'_p$ ,  $h_{\text{ВЫП}}$  – энтальпии редуцированного пара, вторичного пара из расширителя непрерывной продувки, выпара деаэрата соответственно, кДж/кг.

Расход пара на деаэрацию определяется из уравнения теплового баланса

$$D_{\text{O}} = \frac{D_{\text{ВЫП}} \cdot h_{\text{ВЫП}} + G_{\text{O}} \cdot h_{1\text{ПВ}} - G_{\text{ХВО}} \cdot h_{\text{ХВО}} - G_{\text{СМ}} \cdot h_{\text{СМ}} - D_{\text{П}} \cdot h_{\text{П}} - D_{\text{Р}} \cdot h'_p}{h_{\text{РОУ}}} \quad (2.10)$$

В последующих расчетах схема расчета деаэрата следует проводить с изменениями в соответствии со значением давлений, входящих и выходящих потоков в деаэрат: давление выпара принимается равной 0,12 МПа, соответственно  $h_{\text{ВЫП}} = h_{0,12}$ ;  $h_{\text{РОУ}} = h''_{0,12}$ ;  $D_{\text{Р}} = D_{\text{С}}$  – расход пара из сепаратора (РНП),  $h'_p = i''_{0,15}$ .

С учетом этого выражение для расхода пара теперь будет записана в следующем виде



$$D_{\text{Д}} = \frac{D_{\text{ВЫП}} \cdot i''_{0,12} + G_{\text{Д}} \cdot c_{\text{В}} \cdot t'_{\text{Д}}}{i''_{0,12}} - \frac{(D_{\text{О.В.}} + D_{\text{Г.В.}}) \cdot c_{\text{В}} \cdot t_{\text{К}}}{i''_{0,12}} - \frac{D_{\text{ИВ}} \cdot c_{\text{В}} \cdot t_{\text{К}} + \frac{D_{\text{ИВ}} \cdot \mu}{100} \cdot c_{\text{В}} \cdot t_{\text{К}} + D_{\text{С}} \cdot i''_{0,15} + G_{\text{ХВО}} \cdot c_{\text{В}} \cdot t_{\text{Д}}}{i''_{0,12}}, \quad (2.11)$$

где  $t'_{\text{Д}}$  – это температура воды после деаэрации; значение этой температуры надо принимать по таблице 1 Приложения:

$$P_{\text{техн}} = 1,4 \text{ МПа}: t'_{\text{Д}} = 104,8 \text{ }^{\circ}\text{C}.$$

2.1.10 Расход пара на собственные нужды котельной в т/ч рассчитывается

$$D_{\text{С.Н.}}^{\text{P}} = D_{\text{Д}} + D_{\text{ИВ}}, \text{ т/ч} \quad (2.12)$$

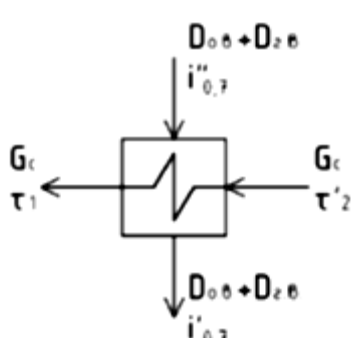
2.1.12 Относительная погрешность расчета

$$\Delta = \frac{D_{\text{С.Н.}}^{\text{P}} - D_{\text{С.Н.}}}{D_{\text{С.Н.}}^{\text{P}}} \cdot 100\%. \quad (2.13)$$

С учетом расчетного значения расхода пара максимальная паропроизводительность котельной составляет

$$D_{\text{к.у.}}^{\text{уточн}} = D_{\text{к.у.}}^{\text{max}} + (D_{\text{с.н.}}^{\text{п}} - D_{\text{с.н.}}), \quad (2.14)$$

2.1.13 Температура воды на входе в сетевой подогреватель, т/ч:



$$t'_2 = t_1 - \frac{(D_{\text{о.в.}} + D_{\text{г.в.}}) * (i''_{0,7} - i'_{0,7})}{G_c * c_B}, \quad (2.15)$$

$i'_{0,7}$  — энтальпия насыщенного пара на выходе из сетевого подогревателя, кДж/кг; принимается по давлению 0,7 МПа:  $i'_{0,7} = 697$  кДж/кг.

2.1.14 Температура конденсат на выходе из охладителя конденсата, т/ч:

$$t'_K = \frac{(D_{\text{о.в.}} + D_{\text{г.в.}}) * i'_{0,7} + G_c * c_B * (t_2 - t'_2)}{(D_{\text{о.в.}} + D_{\text{г.в.}}) * c_B}. \quad (2.16)$$

Результаты расчета сводятся в таблицу 2.1.

Таблица 2.1.

№ п.п	Наименование величин	Режимы			
		Температура наиболее холодной пятидневки и обесп. 0,92; $t_{5 \text{ дн.}}^{0.92}$	Средняя температура наиболее холодного месяца $t_{\text{наиб.хол.м.}}^{\text{ср}}$	Средняя температура за отопитель. период $t_{\text{от.п.}}^{\text{ср}}$	Температура в летний период $t_T$
1	2	3	4	5	6
1	Температура наружного воздуха $t_{\text{н.в.}}$ , °С				
2	Температура воздуха внутри отапливаемых помещений, $t_{\text{в.п}}$ °С	18	18	18	18
3	Коэффициент снижения расхода тепла на отопление и вентиляцию, $k_0$				
4	Тепловая нагрузка на отопление и вентиляцию, $Q_{\text{о+в}}$ , ГДж/ч				
5	Тепловая нагрузка на ГВС, $Q_{\text{ГВ}}$ , ГДж/ч				

6	Текущая температура сетевой воды в подающей магистрали, $\tau_1^{\circ}\text{C}$				
7	Текущая температура сетевой воды в обратной магистрали, $\tau_1^{\circ}\text{C}, \tau_2^{\circ}\text{C}$				
8	Расход сетевой воды на отопление и вентиляцию, $G_{\text{о+в}}$ , т/ч				
9	Расход сетевой воды на ГВС, $G_{\text{ГВ}}$ , т/ч				
10	Расход воды внешними потребителями в подающей магистрали теплосети $G_{\text{с}}$ , т/ч				
11	Энтальпия пара, подаваемого на подогреватели воды $i''_{0,7}$ , кДж/кг	2763			
12	Энтальпия пара после пароводяных подогревателей $i_{\text{к}}$ , кДж/кг	398			
13	КПД подогревателя, %				
14	Расход пара на отопление и вентиляцию $D_{\text{о+в}}$ , т/ч				
15	Расход пара на ГВС $D_{\text{ГВ}}$ , т/ч				
16	Расход пара на технологические нужды $D_{\text{техн}}$ , т/ч				
17	Выработка пара для внешних потребителей $D_{\text{вн}}$ , т/ч				
18	Расход пара на собственные нужды $D_{\text{сн}}$ , т/ч				
19	Потери пара внутри котельной, $D_{\text{пот}}$ , т/ч				
20	Максимальная паропроизводительность котельной установки $D_{\text{ку}}^{\text{max}}$ , т/ч				
21	Расход продувочной воды, $G_{\text{пр}}$ , т/ч				
22	Расход питательной воды для котла $G_{\text{пит}}$ , т/ч				
23	Расход пара на выходе из СНП $D_{\text{с}}$ , т/ч				
24	Расход остаточной воды на выходе из сепаратора $G'_{\text{пр}}$ , т/ч				

25	Потери конденсата технологическими потребителями $G_{ПК}$ , т/ч				
26	Объем воды в системе теплоснабжения $V_{сист}$ , м <sup>3</sup>				
27	Расход подпиточной воды для котла $G_{подп}$ , т/ч				
28	Расход деаэрированной воды $G_d$ , т/ч				
29	Выпар из деаэратора $D_{вып}$ , т/ч				
30	Количество воды для умягчения $G_{хво}$ , т/ч				
31	Расход сырой воды $G_{исх}$ , т/ч				
32	Температура воды до ХВО $t_{хво}$ , °С				
33	Температура воды на выходе из теплообменника 2 $t'_{и}$ , °С				
34	Расход пара на подогрев исходной воды $D_{ив}$ , т/ч				
35	Температура конденсата после охладителя $t_d$ , °С				
36	Расход пара на деаэрацию $D_d$ , т/ч				
37	Расчетный расход пара на собственные нужды котельной $D_{с.н.}^p$ , т/ч				
38	Невязка расхода пара на собственные нужды котельной $\Delta$ , %				
39	Уточненная максимальная производительность котельной установки $D_{ку}^{max}$ , т/ч				
40	Температура на входе в сетевой подогреватель $t'_2$ , °С				
41	Температура конденсата после охладителя конденсата $t'_k$ , °С				

### 3 Расчетно-графическая работа №3

#### 3.1 Выбор количества, устанавливаемых паровых котлов в котельной

В котельных промышленных предприятий небольшой производительности чаще всего применяются котлоагрегаты типа ДЕ и КЕ (ранее ДКВР), выпускаемые Бийским котельным заводом РФ.

Количество котлов, устанавливаемых в котельной, следует выбирать по режиму наиболее холодного месяца:

$$N_k = \frac{1}{1-K_{0.в.}}. \quad (3.1)$$

Производительность одного котла, т/ч, в максимально-зимний период в таком случае:

$$D_k = \frac{D_{к.у.}^{5 \text{ дн.}}}{N}. \quad (3.2)$$

По условиям надежности теплоснабжения потребителей второй категории (жилой фонд и объекты социальной сферы) количество котлов выбирается следующим образом. При выходе из строя одного из котлов оставшиеся должны обеспечить расчетную тепловую нагрузку котельной при температуре наиболее холодного месяца

$$D_k = \frac{D_{к.у.}^{\text{наиб.холод.м.}}}{N-1}. \quad (3.3)$$

Для обеспечения требуемой производительности принимаются к установке с требуемой мощностью. Характеристики котлов приведены в таблицах приложения 4 и 5.

Количество котлов, работающих при летнем режиме выработки пара на технологические нужды и горячего водоснабжения потребителей определяется аналогично, при этом еще необходимо выбирать резервный котел на случай выхода из строя работающего котла.

К примеру если при максимальном зимнем режиме паропроизводительности котельной равна -  $D_{к.у.}^{\text{max}}=3,22$  кг/с (11,61 т/ч), то выбираются две котлоагрегата ДЕ 6,5-14 Бийского котельного завода [11]. Общая номинальная производительность двух котлоагрегатов составит  $6,5 \cdot 2 = 13$  т/ч. Оно позволяет иметь небольшой резерв пара на возможное увеличение теплотребление предприятия. Установка двух котлоагрегатов позволяет в летний период удовлетворить производственно- технологические нужды предприятия в тепле при работе одного котлоагрегата, проводя ремонты и ревизии на другом.

### 3.2 Расчет расхода натурального топлива на котельные агрегаты

В топочных устройствах паровых котлов сжигается топливо с расчетной располагаемой теплотой в кДж/кг (кДж/м<sup>3</sup>), определяемой по формуле

$$Q_p^p = Q_n^p + Q_{п.в} + Q_{п.т} + Q_{ф}, \quad (3.4)$$

где  $Q_n^p$  - низшая теплота рабочей массы топлива,

$Q_{п.в}$ ,  $Q_{п.т}$  – удельная теплота, внесенная в топку с подогретым воздухом и топливом;

$Q_{ф}$  - удельная теплота, вносимая в топку при распыле мазута паровой форсункой.

$Q_H^p$  - низшая теплота рабочей массы топлива берется по данным таблицы 3 Приложения в зависимости от марки сжигаемого топлива. К примеру, при сжигании природного газа из газопровода Средняя Азия Центр –  $Q_H^p=35500$  кДж/м<sup>3</sup>.

Удельная теплота, внесенная в топку с подогретым воздухом, кДж/кг

$$Q_{п.в} = \alpha_1(c_{п.в}t_{п.в} - c_{х.в}t_{х.в}), \quad (3.5)$$

где  $\alpha_1$  - коэффициент избытка воздуха в топочной камере (табл.6);

$c_{п.в}, c_{х.в}$  - теплоёмкости подогретого и холодного воздуха;

$t_{п.в}, t_{х.в}$  - температуры подогретого и холодного воздуха.

Подогрев холодного воздуха при  $t_{х.в} = 30^\circ\text{C}$  в подогревателе воздуха котельного агрегата обычно осуществляется до  $t_{п.в} = 150\dots 250^\circ\text{C}$  и более. Теплоемкости воздуха приведены в этих интервалах в таблицах [5].

Удельная теплота, внесенная в топку с подогретым топливом; определяется по формуле

$$Q_{п.т} = c_t t_t, \quad (3.6)$$

где  $c_t$  – теплоемкость топлива. Для твердых топлив обычно принимают

$t_t = 30^\circ\text{C}$ .  $c_t = 0,88\dots 1,1$  кДж/(кг · К). Для мазута при  $t_t \leq 100^\circ\text{C}$   $c_t = 1,89 + 0,0053t$ , а при  $t_t = 100\dots 150^\circ\text{C}$   $c_t = 1,30 + 0,0112t$ .

Теплота, вносимая в топку с паром для распыления мазута, кДж/кг

$$Q_\phi = G_\phi(h_\phi - 2750), \quad (3.7)$$

где  $G_\phi$  - расход пара через мазутную форсунку,  $G_\phi \approx 0,3$  кг/кг;

$h_\phi$  – удельная энтальпия, кДж/кг (давление пара при паровом распыливании в зависимости от типа горелок составляет до 2 МПа),

2750 кДж/кг – примерное значение энтальпии водяного пара в уходящих газах.

Расчетный расход топлива в паровом котле, кг/с (м<sup>3</sup>/с)

$$B_p = \frac{Q_\Sigma^{\text{расч}}}{N Q_p \eta_{к.у.}^{\text{бр}}},$$

где  $N$  - количество котлов, устанавливаемых в котельной;

$\eta_{к.у.}^{\text{бр}}$  – КПД брутто котла, принимаемый из таблиц 4,5 приложения.

## Приложение

Таблица 1 – Характеристики сухого насыщенного пара и воды на линии насыщения

P, МПа	t, °C	V', м <sup>3</sup> /кг	V'', м <sup>3</sup> /кг	i', кДж/кг	i'', кДж/кг	г, кДж/кг
1	2	3	4	5	6	7
0,001	6,982	0,001000	129,2	29,3	2513,8	2484,5
0,002	17,51	0,001001	67,006	73,5	2533,2	2459,8
0,003	24,09	0,001003	45,668	101,0	2545,2	2444,2
0,004	28,98	0,001004	34,803	121,4	2554,1	2432,7
0,005	32,9	0,001005	28,196	137,8	2561,2	2423,4
0,006	36,18	0,001006	23,742	151,5	2567,1	2415,6
0,007	39,02	0,001007	20,532	163,4	2572,2	2408,8
0,008	41,53	0,001009	18,106	173,9	2576,7	2408,8
0,009	43,79	0,001009	16,206	183,3	2580,8	2397,5
0,010	45,83	0,001010	14,676	191,5	2584,4	2392,6
0,012	49,45	0,001012	12,364	200,9	2590,9	2384,0
0,014	52,58	0,001013	10,696	220,0	2596,4	2376,4
0,016	55,34	0,001015	9,4348	231,6	2601,3	2369,7
0,018	57,83	0,001016	8,4470	242,0	2605,7	2363,7
0,020	60,09	0,001017	7,6515	251,5	2609,6	2358,1
0,022	62,16	0,001018	6,9967	260,1	2613,2	2353,1
0,024	64,08	0,001019	6,4483	268,2	2616,6	2348,4
0,026	65,87	0,001020	5,9819	275,7	2619,7	2344,0
0,028	67,55	0,001021	5,5804	282,7	2622,6	2339,9
0,030	69,12	0,001022	5,2308	289,3	2625,3	2336,0
0,040	75,89	0,001027	3,9949	317,7	2636,8	2319,2
0,050	81,35	0,001030	3,2415	340,6	2646,0	2305,4
0,060	85,95	0,001033	2,7329	359,9	2653,6	2293,7
0,070	89,96	0,001036	2,3658	376,8	2660,2	2283,4
0,080	93,51	0,001039	2,0879	391,7	2666,0	2274,3
0,090	96,71	0,001041	1,870	405,2	2671,1	2265,9
0,100	99,63	0,001043	1,6946	417,5	2675,7	2258,2
0,120	104,8	0,001048	1,4289	439,4	2683,8	2244,4
0,200	120,2	0,001061	0,8859	504,5	2706,9	2202,2
0,250	127,4	0,001068	0,7188	535,4	2717,2	2181,8
0,300	133,5	0,001074	0,6059	561,4	2725,5	2164,1
0,350	138,9	0,001079	0,5243	584,3	2732,5	2148,2
0,400	143,6	0,001084	0,4624	604,7	2738,5	2133,8
0,450	147,9	0,001089	0,4139	623,2	2743,8	2120,6
0,500	151,9	0,001093	0,3748	640,1	2748,5	2108,4
0,600	158,8	0,001101	0,3156	670,4	2756,4	2086,0
0,700	164,9	0,001108	0,2727	697,1	2762,9	2065,8
0,800	170,4	0,001115	0,2403	720,9	2768,4	2047,5
0,900	175,4	0,001121	0,2148	742,6	2773,0	2030,4
1,000	179,9	0,001127	0,1943	762,6	2777,0	2014,4

1,100	184,1	0,001133	0,1774	781,1	2780,4	1999,3
1,200	187,9	0,001139	0,1632	798,4	2783,4	1985,0
1,300	191,6	0,001144	0,1511	814,7	2786,0	1971,3
1,400	195,0	0,001149	0,1407	830,1	2788,4	1958,3
1,500	198,3	0,001154	0,1317	844,7	2790,4	1945,7
1,600	201,4	0,001159	0,1237	858,6	2892,2	1933,6
1,700	204,3	0,001163	0,1166	871,8	2793,8	1922,0
1,800	207,1	0,001168	0,1103	884,6	2795,1	1910,5
1,900	209,8	0,001172	0,1046	896,8	2796,4	1899,6
2,000	212,4	0,001177	0,0995	908,6	2797,4	1888,8

Таблица 2 – Энтальпия перегретого пара

Давление перегретого пара, МПа	Температура перегретого пара, °С							
	180	190	200	210	220	230	240	250
0,8	2792	2816	2839	2861	2883	2904	2926	2948
0,9	2785	2809	2833	2856	2878	2900	2922	2944
1,0	2778	2802	2827	2850	2874	2896	2918	2940
1,1			2822	2846	2870	2892	2915	2936
1,2			2816	2840	2865	2888	2911	2933
1,3					2860	2883	2906	2929
1,4					2855	2878	2902	2925

Таблица 3 – Технические характеристики котлов, работающих на твердом топливе (ДКВр, КЕ) производительностью от 4,0 до 25 т/ч

Наименование	ДКВр-4-13	ДКВр-4-250	ДКВр-6,5-13	ДКВр-10-13	ДКВр-10-13-250	ДКВр-20-13	ДКВр-20-13-250	КЕ-4-14С	КЕ-6,5-14-225	КЕ-6,5-14С	КЕ-10-14С	КЕ-10-14-225МТ	КЕ-25-14С-	КЕ-25-14--225
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15
Производительность, т/ч	4	4	6,5	10	10	20	20	4	6,5	6,5	10	10	25	25
Давление, МПа	1,4	1,4	1,4	1,4	1,4	1,4	1,4	1,4	1,4	1,4	1,4	1,4	1,4	1,4
Температура пара, °С	194	250	194	250	250	194	250	194	225	194	194	225	194	225
КПД, % каменный; бурый уголь	82,1	82,5	80,5	82,1	82,5	80,5	82,1	82,5	80,5	82,1	82,5	80,5	82,1	82,5
	75,8	76,7	77,5	77,2	75,8	76,7	77,5	77,2	75,8	76,7	77,5	77,2	75,8	76,7
Масса	7,8-17,1	9,4-10,9	12,2-21,7	12,4-15,6	15,9-18,8	15,6-19,1	43,7-53,4	44,4-53,8	9,87	13,32	12,34	23,9	14,7	19,5



Топливо	уголь	ма-зут	газ	уголь	мазут	газ	уголь	ма-зут	газ	уголь	ма-зут	газ	газ	газ
Размеры, мм длина (L) ширина (D) высота (H)	5410 3200 3750	8526 5275 5018	5658 4300 5059	8850 5830 7100	10195 5315 6095		6900 4640 5190	7940 4780 5190	10700 5050 7490	5710 5265 5280	2640 5428 7660			

## Список литературы

1. Магадеев В. Ш. Источники и системы теплоснабжения; Энергия - М., 2013. - 272 с
2. Расчет элементов систем централизованного теплоснабжения: учеб. пособие/ Наумов А.М., Санников А.В., Дубанин В.Ю., Агапов Ю.Н. - Воронеж: ГОУВПО «Воронежский государственный технический университет», 2007.- 117 с.
3. Бакрунова Т.С., Елфимов С.В. Расчет тепловой схемы котельной с водогрейными котлами для открытой системы теплоснабжения. Методические указания к практическим занятиям. - Самара:СГТУ, 2014.- 25с.
4. Цынаева А. А., Жуховицкий Д. Л. Расчет элементов тепловой схемы котельной установки: методические указания к курсовому и дипломному проектированию. Ульяновск: УлГТУ, 2015.-22 с.
5. СН РК 4.02-05-2013 «Котельные установки»- Астана, 2013.- 18с. <https://meganorm.ru/Data2/1/4293788/4293788798.pdf>
6. СП РК 2.04-01-2017 Строительная климатология – Астана, 2017.- 43 с. <https://igis.kz/images/snip/stroitelnye-normativy/sp-rk-2.04-01-2017-stroitel'naya-klimatologiya.pdf>
7. СП РК 2.04-107-2013 «Строительная теплотехника» (с изменениями от 01.04.2019 г.) – Астана, 2015. - 21 с. <https://www.twirpx.com/file/2814079/>
8. СН РК 2.04-04-2011 Тепловая защита зданий. – Астана, 2017.-50с. [http://hoffmann.kz/files/12\\_SN\\_RK\\_2-04-04-2011.pdf](http://hoffmann.kz/files/12_SN_RK_2-04-04-2011.pdf)
9. СП РК 4.02-101-202-12 Отопление, вентиляция и кондиционирование воздуха.-Астана, 2012.- 21 с. [https://online.zakon.kz/Document/doc\\_id=36515945](https://online.zakon.kz/Document/doc_id=36515945)
10. СП РК 3.02-127-2013 Производственные здания.- Астана, 2013. [https://online.zakon.kz/Document/doc\\_id=39606617](https://online.zakon.kz/Document/doc_id=39606617)
11. Штокман Е.Я., Карагодин Ю.Н. Теплогазоснабжение и вентиляция: Учебное пособие для вузов Москва: Изд-во АСВ.2013.-172 с.

## Содержание

1	Расчетно-графическая работа №1	3
1.1	Разработка описания тепловой схемы и расчета тепловой схемы котельной с паровыми котлами	
1.2	Пример разработки описания принципиальной тепловой схемы котельной с паровыми котлами	6
2	Расчетно-графическая работа №2	11
2.1	Методика теплового расчета отдельных элементов тепловой схемы котельной	
2.1	Тепловой расчет отдельных элементов тепловой схемы котельной	
2.1.1	Методика расчета редуционно-охладительной установки РОУ	11
2.1.2	Методика расчета расширителя (сепаратора) непрерывной продувки	12
2.1.3	Методика расчета подогревателя исходной воды	14
2.1.4	Методика расчета деаэрата	15
3	Расчетно-графическая работа №3	21
3.1	Выбор количества, устанавливаемых паровых котлов в котельной	3
	Расчетно-графическая работа №3	
3.1	Выбор количества, устанавливаемых паровых котлов в котельной	
3.2	Расчет расхода натурального топлива на котельные агрегаты	21
	Список литературы	26

Абильдинова Сауле Кианбековна

**МЕТОДЫ РАСЧЕТА СХЕМ ЭНЕРГОСНАБЖЕНИЯ  
ПРОМПРЕДПРИЯТИЙ**

Методические указания по выполнению расчетно-графических работ для магистрантов направления подготовки «Инженерия и инженерное дело» по образовательной программе «7М07102 -Теплоэнергетика»

Редактор

Е.Б. Жанабаева

Специалист по стандартизации

Ж.А. Ануарбек

Подписано в печать \_\_\_\_\_

Тираж 20 экз.

Объем 1,6.-изд. л.

Формат 60×84 1/16

Бумага типографская № \_\_\_\_\_

Заказ \_\_\_\_\_. Цена 800 тг.

Копировально-множительное бюро  
некоммерческого акционерного общества  
«Алматинский университет энергетики и связи»  
050013, Алматы, Байтурсынова 126/1