

**Е. В. ШУМИЛИН**

**РАСЧЕТ ТЕПЛОВЫХ СХЕМ  
И ПОДБОР ОСНОВНОГО ОБОРУДОВАНИЯ  
КОТЕЛЬНЫХ**



**ХАБАРОВСК 2013**

Министерство образования и науки Российской Федерации  
Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение  
высшего профессионального образования  
«Тихоокеанский государственный университет»

**Е. В. Шумилин**

# **РАСЧЕТ ТЕПЛОВЫХ СХЕМ И ПОДБОР ОСНОВНОГО ОБОРУДОВАНИЯ КОТЕЛЬНЫХ**

*Утверждено  
издательско-библиотечным советом университета  
в качестве учебного пособия*

Хабаровск  
Издательство ТОГУ  
2013

УДК 614.841.34:697.9(075.8)  
ББК Н762.2н6+Н96  
Ш 961

**Р е ц е н з е н т ы :**

Кафедра «Гидравлика и водоснабжение»  
Дальневосточного государственного университета путей сообщения  
(заведующий кафедрой доктор технических наук, профессор *Л. Д. Терехов*)

Главный инженер Хабаровского центра энергоресурсосбережения  
кандидат технических наук *В. К. Сыркин*

Научный редактор  
кандидат технических наук, доцент *С. Н. Канев*

**Шумилин, Е. В.**

Ш 961 Расчет тепловых схем и подбор основного оборудования котельных :  
учебное пособие / Е. В. Шумилин. – Хабаровск : Изд-во Тихоокеан. гос.  
ун-та, 2013. – 39 с.

ISBN 978-5-7389-1336-5

Учебное пособие предназначено для изучения дисциплины «Теплогенерирующие установки». В нём изложены основные вопросы расчета тепловых схем водогрейных и паровых котельных, расчет системы химводоочистки, упрощенный аэродинамический расчет газовоздушного тракта. Рассмотрен подбор насосного оборудования и деаэратора.

Издание предназначено для студентов университета специальности «Теплогазоснабжение и вентиляция».

УДК 614.841.34:697.9(075.8)  
ББК Н762.2н6+Н96

ISBN 978-5-7389-1336-5

© Шумилин Е. В., 2013  
© Тихоокеанский государственный университет, 2013

## ОГЛАВЛЕНИЕ

ВВЕДЕНИЕ .....	4
1. РАСЧЕТ ТЕПЛОВОЙ СХЕМЫ КОТЕЛЬНОЙ С ВОДОГРЕЙНЫМИ КОТЛАМИ, РАБОТАЮЩЕЙ НА ЗАКРЫТУЮ СИСТЕМУ ТЕПЛОСНАБЖЕНИЯ .....	5
2. РАСЧЕТ ТЕПЛОВОЙ СХЕМЫ КОТЕЛЬНОЙ С ПАРОВЫМИ КОТЛАМИ .....	17
3. ПОДБОР НАСОСНОГО ОБОРУДОВАНИЯ И ДЕАЭРАТОРА.....	26
3.1. Подбор насосов для водогрейной котельной.....	27
3.2. Подбор насосов для паровой котельной.....	28
3.3. Подбор деаэрационной колонки и бака деаэрированной воды .....	29
4. РАСЧЕТ СИСТЕМЫ ХИМВОДООЧИСТКИ.....	30
5. АЭРОДИНАМИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ ГАЗОВОЗДУШНОГО ТРАКТА....	36
5.1. Предварительный подбор дымососа и вентилятора .....	36
5.2. Определение сечений воздухопроводов.....	36
5.3. Определение сечений газоходов .....	37
ЗАКЛЮЧЕНИЕ .....	38
БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ.....	39

## ВВЕДЕНИЕ

Важнейшим элементом современных систем централизованного теплоснабжения являются источники теплоты. В большинстве случаев это котельные на органическом топливе. Для проектирования надежных и эффективных источников теплоты выпускникам специальности «теплогазоснабжение и вентиляция» необходимо уметь выполнять расчет тепловых схем и подбирать основное оборудование котельных.

В данном учебном пособии приведены методики расчета тепловых схем котельных, оборудованных паровыми и водогрейными котлами. Расчет по данным методикам производят на три режима работы котельной: максимально зимнего, наиболее холодного месяца и летнего. По результатам данного расчета определяется оптимальное количество котлов для установки в котельной. После каждой методики приведен подробный пример расчета.

Для безаварийной работы котельной важно соблюдать качество воды, подаваемой в котел. Наибольшую опасность для котлов представляют соли жесткости, растворенные в воде. Для удаления таких солей применяется химводоочистка с использованием установок натрий-катионирования. В данном пособии приведена методика расчета двухступенчатой установки натрий-катионирования, как наиболее часто встречающейся. По результатам расчета определяются размеры и количество фильтров каждой ступени, объем требуемых реагентов и частота регенерации фильтров.

Для подбора тягодутьевого оборудования газовоздушного тракта необходимо выполнить аэродинамический расчет всех элементов: воздуховодов, воздухоподогревателя, котла, экономайзера, газоходов, дымовой трубы. В данном учебном пособии приведена методика упрощенного аэродинамического расчета газовоздушного тракта, по результатам которой определяют размеры газоходов и воздуховодов. По сопротивлению обслуживаемого участка газовоздушного тракта и расходу подбирают марку дымохода и дутьевого вентилятора.

Рассмотрены вопросы подбора насосного оборудования различного назначения: сетевых, подпиточных, рециркуляционных и питательных насосов.

# 1. РАСЧЕТ ТЕПЛОВОЙ СХЕМЫ КОТЕЛЬНОЙ С ВОДОГРЕЙНЫМИ КОТЛАМИ, РАБОТАЮЩЕЙ НА ЗАКРЫТУЮ СИСТЕМУ ТЕПЛОСНАБЖЕНИЯ

При расчете тепловой схемы котельной решаются уравнения теплового и материального баланса для каждого элемента. При расхождении полученных в результате расчета величин по отношению к предварительно принятым более чем на 3 % расчет повторяют, принимая полученные значения за исходные данные.

Тепловая схема котельной с водогрейными котлами, работающей на закрытую систему теплоснабжения, приведена на рис. 1.1.

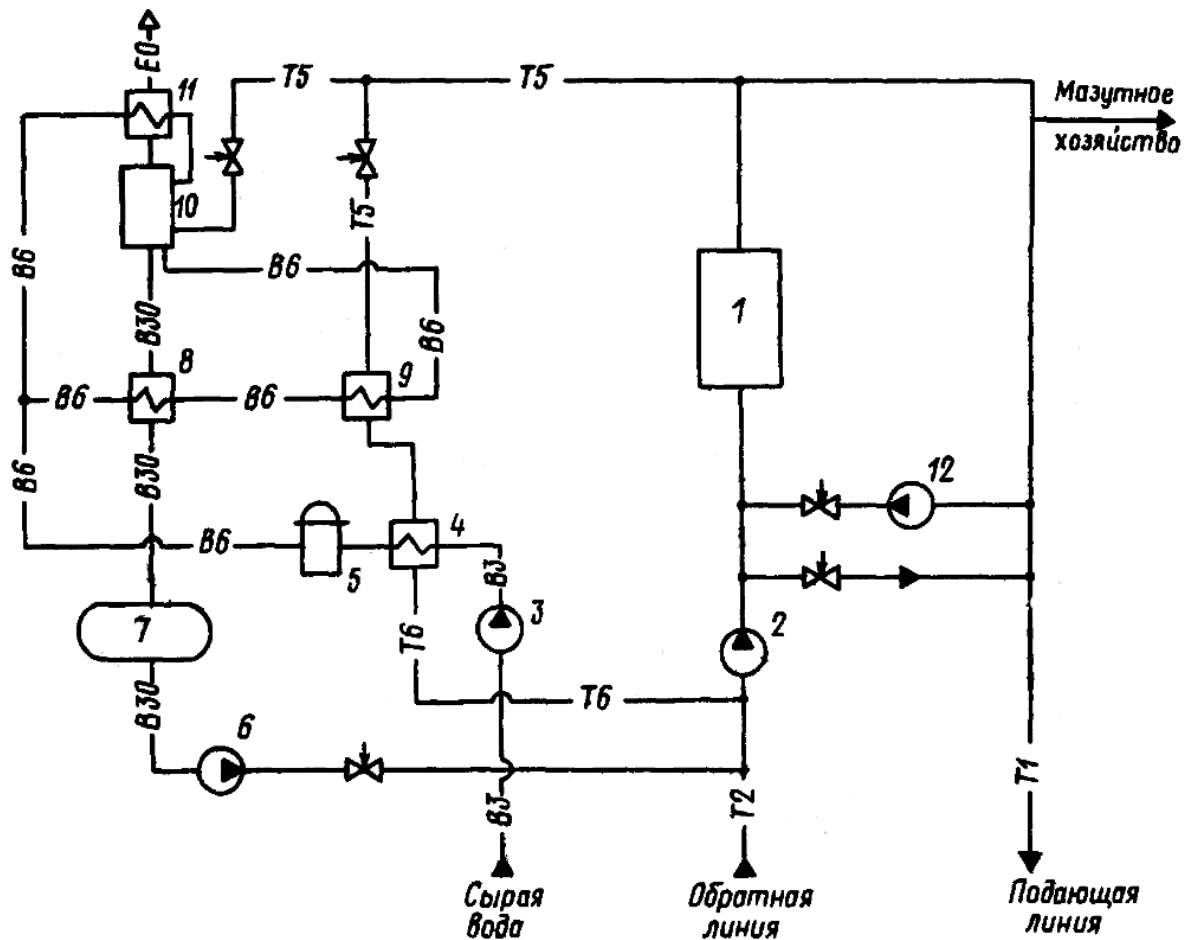


Рис. 1.1. Тепловая схема котельной с водогрейными котлами, работающей на закрытую систему теплоснабжения

Обозначения на схеме: 1 – водогрейный котел; 2 – сетевой насос; 3 – насос сырой воды; 4 – подогреватель сырой воды; 5 – химводоочистка; 6 – подпиточный насос; 7 – бак деаэрированной воды; 8 – охладитель деаэрированной воды; 9 – подогреватель химически очищенной воды; 10 – деаэратор; 11 – охладитель выпара; 12 – рециркуляционный насос; T1 – трубопровод горячей воды для нужд отопления и вентиляции, подающий;

T2 – трубопровод горячей воды для нужд отопления и вентиляции, обратный; T5 – трубопровод горячей воды для технологических нужд, подающий; T6 – трубопровод горячей воды для технологических нужд, обратный; В3 – водопровод производственный; В6 – водопровод умягченной воды; В30 – водопровод подпиточной воды; Е0 – трубопровод пара деаэратора и подогревателей.

Расчет тепловой схемы выполняют для трех режимов работы котельной: максимально зимнего (мз), наиболее холодного месяца (хм), летнего (л).

Рекомендуется следующая последовательность расчета.

1). По исходным данным выбирают схему подключения местных теплообменников горячего водоснабжения (ГВС) у потребителей.

В задании на проектирование приводятся максимально зимние значения теплового потока на нужды отопления и вентиляции в виде дроби. Например,  $Q_{об} = 10/2$  МВт. Суммарная максимально зимняя нагрузка на нужды отопления при этом составит  $Q_o^{мз} = 10$  МВт, на нужды вентиляции  $Q_v^{мз} = 2$  МВт. Тепловая нагрузка на нужды ГВС приводится для всех трех расчетных режимов. Например,  $Q_{гв} = 4/4/3$  МВт. Тогда  $Q_{гв}^{мз} = 4$  МВт,  $Q_{гв}^{хм} = 4$  МВт,  $Q_{гв}^л = 3$  МВт.

При отношении максимально зимней тепловой нагрузки на нужды ГВС к максимально зимней тепловой нагрузке на нужды отопления  $Q_{гв}^{мз} / Q_o^{мз} \leq 0,2$  принимают одноступенчатую последовательную схему подключения теплообменников. Пример подключения показан на рис. 1.2, б.

При отношении  $Q_{гв}^{мз} / Q_o^{мз} \geq 1,0$  принимают параллельную схему подключения теплообменников. Пример подключения показан на рис. 1.2, а.

При отношении  $0,2 < Q_{гв}^{мз} / Q_o^{мз} < 1,0$  принимают смешанную двухступенчатую схему подключения теплообменников. Пример подключения показан на рис. 1.2, в.

2). Определяется коэффициент снижения расхода теплоты на нужды отопления и вентиляции для наиболее холодного месяца

$$K_{об} = \frac{t_{вн} - t_n^{хм}}{t_{вн} - t_n^{мз}},$$

где  $t_{вн}$  – температура внутреннего воздуха отапливаемых помещений, °С, ( $t_{вн} = 18$  °С);  $t_n^{хм}$  – температура наружного воздуха для наиболее холодного месяца, °С (принимают по [5, табл. 3]);  $t_n^{мз}$  – температура наружного воздуха для расчета отопления, °С (принимают по [5, табл. 1]).

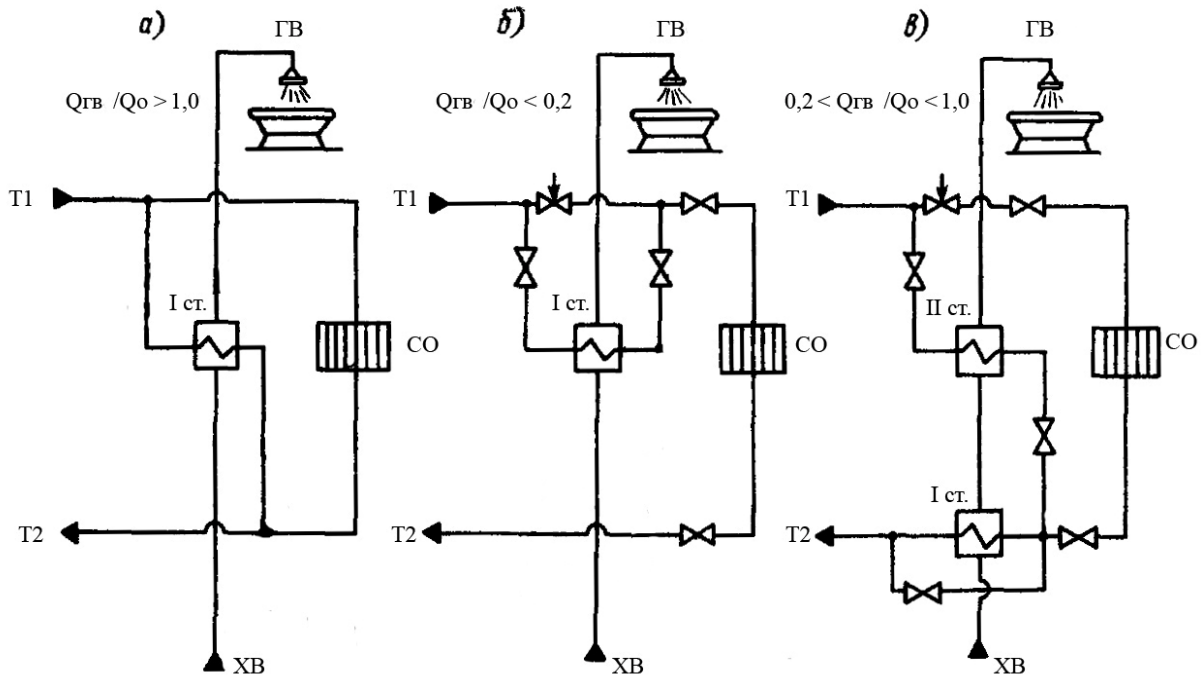


Рис. 1.2. Выбор схемы подключения местных теплообменников ГВС

3). Определяется температура воды ( $^{\circ}\text{C}$ ) в подающем трубопроводе на нужды отопления и вентиляции для наиболее холодного месяца

$$t_1^{xM} = t_{\text{от}} + (82,5 - t_{\text{от}}) \cdot (K_{\text{об}})^{0,8} + ((t_1^{M3} - t_2^{M3}) - 12,5) \cdot K_{\text{об}},$$

где 82,5 – средняя температура отопительного прибора при расчете отопления на параметры 95–70  $^{\circ}\text{C}$ ;  $t_1^{xM}$  – расчетная температура в подающем трубопроводе,  $^{\circ}\text{C}$ , принимают  $t_1^{M3} = 150$   $^{\circ}\text{C}$ ;  $t_2^{M3}$  – расчетная температура в обратном трубопроводе после систем отопления и вентиляции,  $^{\circ}\text{C}$ , принимают  $t_2^{M3} = 70$   $^{\circ}\text{C}$ ; 12,5 – половина температурного перепада в системе отопления,  $^{\circ}\text{C}$ .

4). Определяется температура воды ( $^{\circ}\text{C}$ ) в обратном трубопроводе после систем отопления и вентиляции для наиболее холодного месяца

$$t_2^{xM} = t_1^{xM} - (t_1^{M3} - t_2^{M3}) \cdot K_{\text{об}} = t_1^{xM} - 80 \cdot K_{\text{об}}.$$

5). Суммарная тепловая нагрузка (МВт) на нужды отопления и вентиляции:

$$Q_{\text{об}}^{M3} = Q_{\text{o}}^{M3} + Q_{\text{в}}^{M3};$$

$$Q_{\text{об}}^{xM} = Q_{\text{об}}^{M3} \cdot K_{\text{об}}.$$

6). Суммарная тепловая нагрузка (МВт) на нужды отопления, вентиляции и ГВС:

$$Q^{M3} = Q_{\text{об}}^{M3} + Q_{\text{гв}}^{M3};$$

$$Q^{xM} = Q_{\text{об}}^{xM} + Q_{\text{гв}}^{xM};$$

$$Q^{\text{л}} = Q_{\text{гв}}^{\text{л}}.$$



7). Расход воды (т/ч) в подающем трубопроводе на нужды ГВС зимой

$$G_{zg}^{nomp} = \frac{860 \cdot Q_{zg}^{M3}}{t_{zg}^{nomp} - t_{cg}},$$

где  $t_{zg}^{nomp}$  – температура горячей воды на нужды ГВС, °С, ( $t_{zg}^{nomp} = 60$  °С);  $t_{cg}$  – температура холодной воды, °С, (для зимы  $t_{cg} = 5$  °С).

Далее рассматривается вариант со смешанной схемой подключения теплообменников ГВС как самой распространенной.

Тепловая нагрузка (МВт) первой ступени теплообменников ГВС для наиболее холодного месяца

$$Q_{zg}^{I,xm} = 0,00116 \cdot G_{zg}^{nomp} \cdot (t_2^{xm} - (\Delta t_g + t_{cg})),$$

где  $\Delta t_g$  – минимальная разность греющей и нагреваемой воды, °С, ( $\Delta t_g = 10$  °С).

Тепловая нагрузка (МВт) второй ступени теплообменников ГВС

$$Q_{zg}^{II,xm} = Q_{zg}^{xm} - Q_{zg}^{I,xm}.$$

Расход сетевой воды (т/ч) на местный теплообменник второй ступени для наиболее холодного месяца

$$G_{zg}^{II,xm} = \frac{860 \cdot Q_{zg}^{II,xm}}{t_1^{xm} - t_2^{xm}}.$$

Расход сетевой воды (т/ч) на местный теплообменник для летнего режима

$$G_{zg}^l = \frac{860 \cdot Q_{zg}^l}{t_1^l - (\Delta t_g + t_{cg}^l)},$$

где  $t_1^l$  – температура сетевой воды в подающем трубопроводе, °С, ( $t_1^l = 70$  °С);  $t_{cg}^l$  – температура холодной воды летом, °С, ( $t_{cg}^l = 15$  °С).

8). Расход сетевой воды (т/ч) для нужд отопления и вентиляции:

$$G_{og}^{M3} = \frac{860 \cdot Q_{og}^{M3}}{t_1^{M3} - t_2^{M3}};$$

$$G_{og}^{xm} = \frac{860 \cdot Q_{og}^{xm}}{t_1^{xm} - t_2^{xm}}.$$

9). Расход сетевой воды (т/ч) для нужд отопления, вентиляции и ГВС внешних потребителей:

$$G_{вн}^{M3} = G_{og}^{M3};$$

$$G_{вн}^{xm} = G_{og}^{xm} + G_{zg}^{II,xm};$$

$$G_{вн}^l = G_{zg}^l.$$

10). Температура сетевой воды (°С) после внешних потребителей:

$$t_{обp}^{M3} = t_2^{M3} - \frac{860 \cdot Q_{zg}^{M3}}{G_{вн}^{M3} \cdot \eta};$$

$$t_{обп}^{xM} = t_2^{xM} - \frac{860 \cdot Q_{зв}^{l,xM}}{G_{вн}^{xM} \cdot \eta};$$

$$t_{обп}^l = t_1^l - \frac{860 \cdot Q_{зв}^l}{G_{вн}^l \cdot \eta},$$

где  $\eta$  – тепловая эффективность теплообменников (для всех теплообменников  $\eta = 0,98$ ).

11). Расход химически очищенной воды (т/ч) для восполнения утечек в тепловой сети:

$$G_{хов}^{M3} = 0,01 \cdot K_{мс} \cdot G_{вн}^{M3};$$

$$G_{хов}^{xM} = 0,01 \cdot K_{мс} \cdot G_{вн}^{xM};$$

$$G_{хов}^l = 0,01 \cdot K_{мс} \cdot G_{вн}^l,$$

где  $K_{мс}$  – процент утечек в тепловой сети (при закрытой системе теплоснабжения  $K_{мс} = 2\%$ ).

12). Расход сырой воды (т/ч), поступающей на химводоочистку:

$$G_{св}^{M3} = K_{ХВО} \cdot G_{хов}^{M3};$$

$$G_{св}^{xM} = K_{ХВО} \cdot G_{хов}^{xM};$$

$$G_{св}^l = K_{ХВО} \cdot G_{хов}^l,$$

где  $K_{ХВО}$  – коэффициент собственных нужд химводоочистки, принимается по заданию на проектирование.

13). Температура химически очищенной воды ( $^{\circ}\text{C}$ ) после охладителя деаэрированной воды:

$$t_{хов}^{\prime M3} = \frac{G'_{подн}{}^{M3}}{G_{хов}{}^{M3}} (t'_{подн} - t''_{подн}) \cdot \eta + t'_{хов};$$

$$t_{хов}^{\prime xM} = \frac{G'_{подн}{}^{xM}}{G_{хов}{}^{xM}} (t'_{подн} - t''_{подн}) \cdot \eta + t'_{хов};$$

$$t_{хов}^{\prime l} = \frac{G'_{подн}{}^l}{G_{хов}{}^l} (t'_{подн} - t''_{подн}) \cdot \eta + t'_{хов},$$

где  $t'_{хов}$  – температура сырой воды перед химводоочисткой,  $^{\circ}\text{C}$  (предварительно принимается  $t'_{хов} = 20^{\circ}\text{C}$ );  $t'_{подн}$  – температура подпиточной воды после деаэратора,  $^{\circ}\text{C}$  (для атмосферного деаэратора  $t'_{подн} = 104^{\circ}\text{C}$ );  $t''_{подн}$  – температура подпиточной воды после охладителя деаэрированной воды,  $^{\circ}\text{C}$  ( $t''_{подн} = 70^{\circ}\text{C}$ );  $G'_{подн}$  – предварительно принятые расходы воды в подпиточной линии, т/ч (можно предварительно принять  $G'_{подн} = 1,3 \cdot G_{хов}$  для зимы и  $G'_{подн} = 2 \cdot G_{хов}$  для лета).

14). Температура химически очищенной воды ( $^{\circ}\text{C}$ ), поступающей в деаэратор:

$$t_{хов}^{\partial,мз} = \frac{G_{зр}^{под}}{G_{хов}^{мз}} (t_1^{БК} - t_{зр}^{\prime\prime}) \cdot \eta + t_{хов}^{\prime\prime,мз} ;$$

$$t_{хов}^{\partial,хм} = \frac{G_{зр}^{под}}{G_{хов}^{хм}} (t_1^{БК} - t_{зр}^{\prime\prime}) \cdot \eta + t_{хов}^{\prime\prime,хм} ;$$

$$t_{хов}^{\partial,л} = \frac{G_{зр}^{под}}{G_{хов}^{л}} (t_1^{БК} - t_{зр}^{\prime\prime}) \cdot \eta + t_{хов}^{\prime\prime,л} ,$$

где  $G_{зр}^{под}$  – предварительно принятый расход греющей воды на подогреватель очищенной воды, т/ч (можно принять  $G_{зр}^{под} = 0,45 \cdot G_{хов}$  для зимы и  $G_{зр}^{под} = 0,15 \cdot G_{хов}$  для лета);  $t_1^{БК}$  – расчетная температура на выходе из водогрейного котла, °С (зимой  $t_1^{БК} = 150$  °С; летом  $t_1^{БК,л} = 120$  °С);  $t_{зр}^{\prime\prime}$  – температура греющей воды после подогревателя химически очищенной воды, °С (принимают на 4 °С выше температуры в деаэраторе, т.е.  $t_{зр}^{\prime\prime} = 104 + 4 = 108$  °С);

15). Проверяется ранее принятая температура (°С) перед химводоочисткой:

$$t_{хов}^{мз} = \frac{G_{зр}^{под}}{G_{св}^{мз}} (t_{зр}^{\prime\prime} - t_{подп}^{\prime\prime}) \cdot \eta + t_{хов} ;$$

$$t_{хов}^{хм} = \frac{G_{зр}^{под}}{G_{св}^{хм}} (t_{зр}^{\prime\prime} - t_{подп}^{\prime\prime}) \cdot \eta + t_{хов} ;$$

$$t_{хов}^{л} = \frac{G_{зр}^{под}}{G_{св}^{л}} (t_{зр}^{\prime\prime} - t_{подп}^{\prime\prime}) \cdot \eta + t_{хов} .$$

Если невязка  $\Delta t_{хов} = (t_{хов} - t'_{хов}) > 0,5$  °С, то необходимо скорректировать значение  $G_{зр}^{под}$ , чтобы невязка была  $\Delta t_{хов} \leq 0,5$  °С, и повторить расчет с п. 14.

16). Определяется расход греющей воды (т/ч) на деаэратор:

$$G_{зр}^{\partial,мз} = \frac{G_{подп}^{\prime,мз} \cdot t'_{подп} - G_{хов}^{мз} \cdot t_{хов}^{\partial,мз}}{t_1^{БК}} ;$$

$$G_{зр}^{\partial,хм} = \frac{G_{подп}^{\prime,хм} \cdot t'_{подп} - G_{хов}^{хм} \cdot t_{хов}^{\partial,хм}}{t_1^{БК}} ;$$

$$G_{зр}^{\partial,л} = \frac{G_{подп}^{\prime,л} \cdot t'_{подп} - G_{хов}^{л} \cdot t_{хов}^{\partial,л}}{t_1^{БК,л}} .$$

17). Проверяется ранее принятые расходы воды (т/ч) в подпиточной линии:

$$G_{подп}^{мз} = G_{хов}^{мз} + G_{зр}^{\partial,мз} ;$$

$$G_{подп}^{хм} = G_{хов}^{хм} + G_{зр}^{\partial,хм} ;$$

$$G_{подп}^{л} = G_{хов}^{л} + G_{зр}^{\partial,л} .$$

Если  $\Delta G_{\text{подн}} = \frac{G_{\text{подн}} - G'_{\text{подн}}}{G_{\text{подн}}} \cdot 100\% > 3\%$ , приравнивают  $G'_{\text{подн}} = G_{\text{подн}}$  и повторяют расчет с пункта 13.

18). Определяют расходы теплоты. Расход теплоты (МВт) на подогрев сырой воды:

$$Q_{\text{св}}^{\text{МЗ}} = 0,001163 \cdot G_{\text{св}}^{\text{МЗ}} \cdot (t_{\text{хов}}^{\text{МЗ}} - t_{\text{хв}}) \frac{1}{\eta};$$

$$Q_{\text{св}}^{\text{ХМ}} = 0,001163 \cdot G_{\text{св}}^{\text{ХМ}} \cdot (t_{\text{хов}}^{\text{ХМ}} - t_{\text{хв}}) \frac{1}{\eta};$$

$$Q_{\text{св}}^{\text{Л}} = 0,001163 \cdot G_{\text{св}}^{\text{Л}} \cdot (t_{\text{хов}}^{\text{Л}} - t_{\text{хв}}) \frac{1}{\eta}.$$

Расход теплоты (МВт) на подогрев химически очищенной воды:

$$Q_{\text{хов}}^{\text{МЗ}} = 0,001163 \cdot G_{\text{хов}}^{\text{МЗ}} \cdot (t_{\text{хов}}^{\text{МЗ}} - t_{\text{хов}}^{\text{МЗ}}) \frac{1}{\eta};$$

$$Q_{\text{хов}}^{\text{ХМ}} = 0,001163 \cdot G_{\text{хов}}^{\text{ХМ}} \cdot (t_{\text{хов}}^{\text{ХМ}} - t_{\text{хов}}^{\text{ХМ}}) \frac{1}{\eta};$$

$$Q_{\text{хов}}^{\text{Л}} = 0,001163 \cdot G_{\text{хов}}^{\text{Л}} \cdot (t_{\text{хов}}^{\text{Л}} - t_{\text{хов}}^{\text{Л}}) \frac{1}{\eta}.$$

Расход теплоты (МВт) на деаэратор:

$$Q_{\text{д}}^{\text{МЗ}} = 0,001163 \cdot G_{\text{зр}}^{\text{д,МЗ}} \cdot (t_1^{\text{БК}} - t'_{\text{подн}}) \frac{1}{\eta};$$

$$Q_{\text{д}}^{\text{ХМ}} = 0,001163 \cdot G_{\text{зр}}^{\text{д,ХМ}} \cdot (t_1^{\text{БК}} - t'_{\text{подн}}) \frac{1}{\eta};$$

$$Q_{\text{д}}^{\text{Л}} = 0,001163 \cdot G_{\text{зр}}^{\text{д,Л}} \cdot (t_1^{\text{БК,Л}} - t'_{\text{подн}}) \frac{1}{\eta}.$$

Расход теплоты (МВт) на подогрев химически очищенной воды в охладителе деаэрированной воды:

$$Q_{\text{охл}}^{\text{МЗ}} = 0,001163 \cdot G_{\text{хов}}^{\text{МЗ}} \cdot (t_{\text{хов}}^{\text{МЗ}} - t_{\text{хов}}^{\text{МЗ}}) \frac{1}{\eta};$$

$$Q_{\text{охл}}^{\text{ХМ}} = 0,001163 \cdot G_{\text{хов}}^{\text{ХМ}} \cdot (t_{\text{хов}}^{\text{ХМ}} - t_{\text{хов}}^{\text{ХМ}}) \frac{1}{\eta};$$

$$Q_{\text{охл}}^{\text{Л}} = 0,001163 \cdot G_{\text{хов}}^{\text{Л}} \cdot (t_{\text{хов}}^{\text{Л}} - t_{\text{хов}}^{\text{Л}}) \frac{1}{\eta}.$$

Расход теплоты (МВт) на мазутное хозяйство (только при сжигании мазута):

$$Q_{\text{М}}^{\text{МЗ}} = B^{\text{МЗ}} \cdot c_{\text{мл}} \frac{t'_{\text{М}} - t''_{\text{М}}}{\eta \cdot 1000};$$

$$Q_{\text{М}}^{\text{ХМ}} = B^{\text{ХМ}} \cdot c_{\text{мл}} \frac{t'_{\text{М}} - t''_{\text{М}}}{\eta \cdot 1000};$$

$$Q_{\text{М}}^{\text{Л}} = B^{\text{Л}} \cdot c_{\text{мл}} \frac{t'_{\text{М}} - t''_{\text{М}}}{\eta \cdot 1000},$$

где  $B$  – расход мазута при соответствующем режиме, кг/с;  $c_{мл}$  – теплоемкость мазута, кДж/кг $^{\circ}$ С ( $c_{мл} \approx 2$  кДж/кг $^{\circ}$ С);  $t'_m$  – температура мазута на входе в подогреватель,  $^{\circ}$ С ( $t'_m = 60$   $^{\circ}$ С);  $t''_m$  – температура мазута на выходе из подогревателя,  $^{\circ}$ С ( $t''_m = 110$   $^{\circ}$ С).

Ориентировочный расход мазута (кг/с) при соответствующем режиме:

$$B^{мз} = \frac{Q^{мз}}{Q_n^p \cdot \eta_{бр}} \cdot 100\% ;$$

$$B^{хм} = \frac{Q^{хм}}{Q_n^p \cdot \eta_{бр}} \cdot 100\% ;$$

$$B^л = \frac{Q^л}{Q_n^p \cdot \eta_{бр}} \cdot 100\% ,$$

где  $Q_n^p$  – низшая теплота сгорания, МДж/кг;  $\eta_{бр}$  – КПД брутто котла, %.

19). Суммарный расход теплоты (МВт), который необходимо выработать в котлах для трех режимов

$$\sum Q = Q + Q_{св} + Q_{хов} + Q_{д} + Q_{м} - Q_{охл} ,$$

где  $Q$  – суммарная тепловая нагрузка на нужды отопления, вентиляции и ГВС (см. п.6).

20). Расход воды (т/ч) через водогрейные котлы для трех режимов

$$G_{к} = \frac{860 \sum Q}{t_1^{6к} - t_2^{6к}} ,$$

где  $t_2^{6к}$  – температура воды на входе в котел,  $^{\circ}$ С (по паспорту  $t_2^{6к} = 70$   $^{\circ}$ С); зимой  $t_1^{6к} = 150$   $^{\circ}$ С; летом  $t_1^{6к,л} = 120$   $^{\circ}$ С.

21). Расход воды (т/ч) на рециркуляцию для трех режимов

$$G_{рец} = \frac{G_{к} \cdot (t_2^{6к} - t_{обр})}{(t_1^{6к} - t_{обр})} .$$

22). Расход воды (т/ч) по перепускной линии для трех режимов

$$G_{пер} = \frac{G_{вн} \cdot (t_1^{6к} - t_1)}{(t_1^{6к} - t_{обр})} .$$

23). Расход воды (т/ч) в обратной линии (с учетом утечек) для трех режимов

$$G_{обр} = G_{вн} - G_{ут} .$$

24). Расчетный расход воды (т/ч) через котлы для трех режимов

$$G'_к = G_{вн} + G_{зр}^{нод} + G_{рец} - G_{пер} .$$

25). Расход воды (т/ч) к внешним потребителям по подающей линии для трех режимов

$$G' = G'_к - G_{зр}^д - G_{зр}^{нод} - G_{рец} + G_{пер} .$$

26). Определяется разница (%) между найденным ранее и уточненным расходом воды внешними потребителями для трех режимов:

$$\Delta G = \frac{G_{\text{вн}} - G'}{G_{\text{вн}}} \cdot 100 \% .$$

При  $\Delta G > 3 \%$  полученные значения берут за исходные данные и повторяют расчет.

По  $G'_k$  для максимально зимнего режима определяют количество устанавливаемых котлов

$$n = \frac{G'_k}{G^{\text{вк}}},$$

где  $G^{\text{вк}}$  – расчетный расход воды через один котел, т/ч, по паспортным данным.

### Пример 1.1

Рассчитать тепловую схему водогрейной котельной с котлами КВ-ГМ-6,5-150, работающей на закрытую систему теплоснабжения в г. Астрахани. Тепловая нагрузка на отопление – 14 МВт, вентиляцию – 3,5 МВт, горячее водоснабжение – 4/4/3,5 МВт. Коэффициент собственных нужд химводоочистки  $K_{\text{ХВО}} = 1,35$ . Остальные исходные данные принять по методике расчета.

Учитывая, что  $Q_{\text{св}}^{\text{мз}} / Q_o^{\text{мз}} = 4/14 = 0,29 > 0,2$  принимаем к расчету смешанную двухступенчатую схему подключения теплообменников ГВС. Далее расчет по методике сведен в табл. 1.1.

Таблица 1.1

**Расчет тепловой схемы водогрейной котельной, работающей на закрытую систему теплоснабжения**

Величина	Обозначение	Значения для расчетных режимов		
		Макс. зимн.	Хол. месяца	Летн.
1. Расположение котельной	-	Астрахань		
2. Тепловой поток на отопление, МВт	$Q_o$	14	-	-
3. Тепловой поток на вентиляцию, МВт	$Q_v$	3,5	-	-
4. Тепловой поток на горячее водоснабжение, МВт	$Q_{\text{св}}$	4	4	3,5
5. Расчетная температура наружного воздуха, °С	$t_n$	-23	-6,7	-
6. Расчетная температура внутреннего воздуха, °С	$t_{\text{вн}}$	18	18	-
7. Расчетная температура сырой воды, °С	$t_{\text{св}}$	5	5	15
8. Температура подогретой сырой воды перед ХВО, °С	$t'_{\text{хов}}$	20	20	20

Продолжение табл. 1.1

Величина	Обозначение	Значения для расчетных режимов		
		Макс. зимн.	Хол. месяца	Летн.
9. Температура подпиточной воды после охладителя деаэрированной воды, °С	$t''_{подп}$	70	70	70
10. Коэффициент собственных нужд ХВО	$K_{ХВО}$	1,35	1,35	1,35
11. Температура воды на выходе из водогрейных котлов, °С	$t_1^{6к}$	150	150	120
12. Температура воды на входе в водогрейные котлы, °С	$t_2^{6к}$	70	70	70
13. Расчетная температура горячей воды после местных теплообменников горячего водоснабжения, °С	$t_{26}^{номп}$	60	60	60
14. Температура греющей воды после подогревателя химически очищенной воды, °С	$t''_{гр}$	108	108	108
15. КПД подогревателей	$\eta$	0,98	0,98	0,98
16. Процент утечек в тепловой сети, %	$K_{мс}$	2	2	2
17. Коэффициент снижения расхода теплоты на отопление и вентиляцию	$K_{ов}$	1	0,602	-
18. Температура воды в подающей линии тепловой сети, °С	$t_1$	150,0	101,7	70
19. Температура обратной сетевой воды после систем отопления и вентиляции, °С	$t_2$	70,0	53,5	25
20. Суммарный тепловой поток на отопление и вентиляцию, МВт	$Q_{ов}$	17,500	10,543	0
21. Суммарный расход теплоты на отопление, вентиляцию и горячее водоснабжение, МВт	$Q$	21,500	14,543	3,5
22. Расход воды в трубопроводе горячего водоснабжения, т/ч	$G_{26}^{номп}$	62,55	62,55	66,89
23. Тепловая нагрузка подогревателя первой ступени, МВт	$Q_{26}^I$	4,00	2,80	0,00
24. Тепловая нагрузка подогревателя второй ступени, МВт	$Q_{26}^{II}$	0,00	1,20	3,50
25. Расход сетевой воды на местный теплообменник второй ступени, т/ч	$G_{26}^{II}$	0,0	21,4	66,9

Продолжение табл. 1.1

Величина	Обозначение	Значения для расчетных режимов		
		Макс. зимн.	Хол. месяца	Летн.
26. Расход сетевой воды на отопление и вентиляцию, т/ч	$G_{ов}$	188,13	188,13	0,00
27. Расход сетевой воды на отопление, вентиляцию и горячее водоснабжение, т/ч	$G_{вн}$	188,12	209,57	66,89
28. Температура обратной сетевой воды после внешних потребителей, °С	$t_{обр}$	51,3	41,8	25,0
29. Расход химически очищенной воды для восполнения утечек в тепловых сетях, т/ч	$G_{хов}$	3,76	4,19	1,34
30. Расход сырой воды, поступающей на ХВО, т/ч	$G_{св}$	5,08	5,66	1,81
31. Предварительный расход воды в подпиточной линии, т/ч	$G'_{подп}$	5,10	5,69	2,65
32. Температура подпиточной воды после деаэратора, °С	$t'_{подп}$	104,0	104,0	104,0
33. Температура подпиточной воды после охладителя деаэрированной воды, °С	$t''_{подп}$	70,0	70,0	70,0
34. Температура химически очищенной воды после охладителя деаэрированной воды, °С	$t''_{хов}$	65,2	65,2	86,0
35. Предварительный расход греющей воды на подогреватель очищенной воды, °С	$G_{гр}^{под}$	2,05	2,28	0,24
36. Температура химически очищенной воды, поступающей в деаэратор, °С	$t_{хов}^0$	87,6	87,6	88,1
37. Проверка температуры подогретой сырой воды перед ХВО, °С	$t_{хов}$	20,0	20,0	19,9
38. Невязка между принятой ранее и полученной температурой подогретой сырой воды перед ХВО, %	$\Delta t_{хов}$	-0,2%	0,0%	0,3%
39. Расход греющей воды на деаэратор, т/ч	$G_{гр}^0$	1,34	1,50	1,31
40. Проверка расхода воды в подпиточной линии, т/ч	$G_{подп}$	5,10	5,69	2,65
41. Невязка между принятым ранее и полученным расходом воды подпиточной линии, %	$\Delta G_{подп}$	0,0%	0,0%	0,1%



Окончание табл. 1.1

Величина	Обозначение	Значения для расчетных режимов		
		Макс. зимн.	Хол. месяца	Летн.
42. Расход теплоты на подогрев сырой воды, МВт	$Q_{св}$	0,091	0,101	0,011
43. Расход теплоты на подогрев химически очищенной воды, МВт	$Q_{хов}$	0,100	0,111	0,003
44. Расход теплоты на деаэра-тор, МВт	$Q_o$	0,073	0,082	0,025
45. Расход теплоты на подогрев химически очищенной воды в охладителе деаэриро-ванной воды, МВт	$Q_{охл}$	0,202	0,225	0,105
46. Расход мазута (только при сжигании мазута), кг/с	$B$	0,600	0,300	0,100
47. Расход теплоты на мазут-ное хозяйство, МВт	$Q_m$	0,062	0,031	0,010
48. Суммарный расход теплоты, который необходимо получить в котлах, МВт	$\sum Q$	21,62	14,64	3,44
49. Расход воды через водо-грейные котлы, т/ч	$G_k$	232,5	157,4	59,2
50. Расход воды на рецирку-ляцию, т/ч	$G_{рец}$	44,0	41,1	28,1
51. Расход воды по перепуск-ной линии, т/ч	$G_{пер}$	0	93,6	35,2
52. Расход сетевой воды через обратную линию (с учетом утечки), т/ч	$G_{обр}$	184,4	205,4	65,6
53. Расчетный расход воды через котлы, т/ч	$G'_k$	233,4	158,6	61,1
54. Расход воды, поступающей к внешним потребителям по прямой линии, т/ч	$G'$	186,1	207,3	66,6
55. Разница между найденны-ми ранее и уточнённым расхо-дом воды внешними потреби-телями, %	$\Delta G$	1,1%	1,1%	0,4%

По характеристике котла КВ-ГВ-6,5-150 в каталоге [1] расход воды че-рез один котел  $G^{БК} = 80,4$  т/ч. Количество устанавливаемых котлов

$$n = \frac{G'_k}{G^{БК}} = \frac{233,4}{80,4} = 2,9 \approx 3 \text{ шт.}$$

## 2. РАСЧЕТ ТЕПЛОВОЙ СХЕМЫ КОТЕЛЬНОЙ С ПАРОВЫМИ КОТЛАМИ

При расчете тепловой схемы котельной решаются уравнения теплового и материального баланса для каждого элемента. При расхождении полученных в результате расчета величин по отношению к предварительно принятым более чем на 3 % расчет повторяют, принимая полученные значения за исходные данные.

Тепловая схема котельной с паровыми котлами приведена на рис. 2.1.

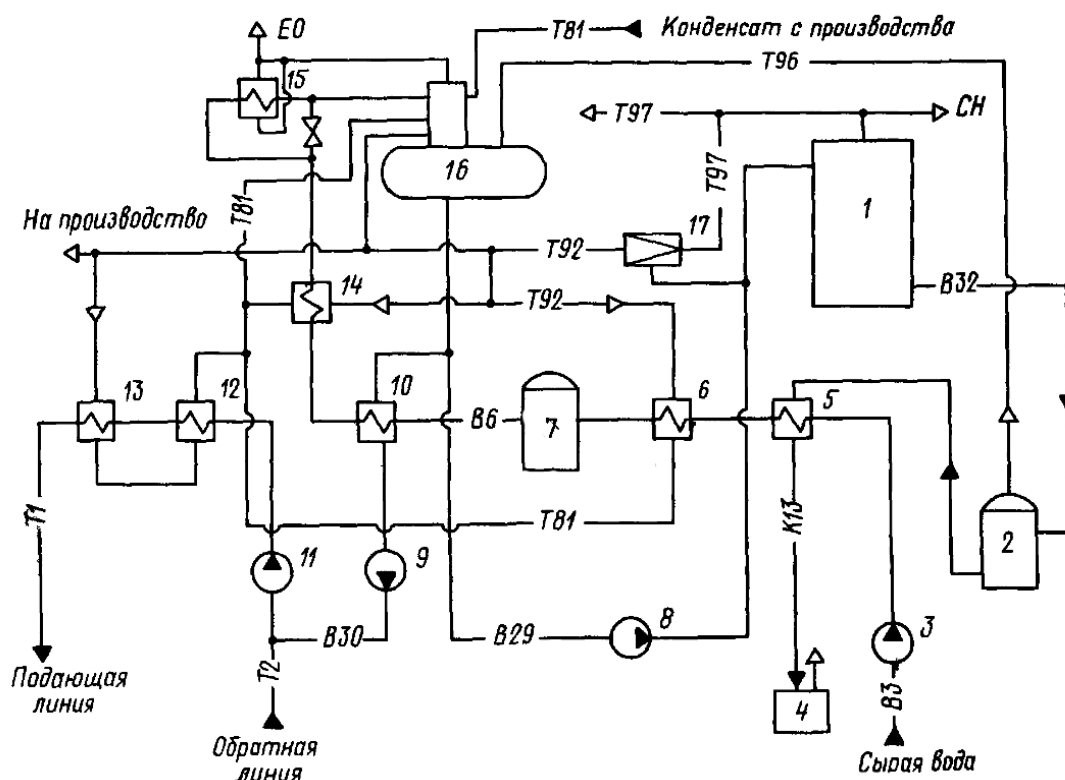


Рис. 2.1. Тепловая схема котельной с паровыми котлами

Обозначения на схеме: 1 – паровой котел; 2 – расширитель непрерывной продувки; 3 – насос сырой воды; 4 – сброс в канализацию; 5 – охладитель непрерывной продувки; 6 – подогреватель сырой воды; 7 – химводоочистка; 8 – питательный насос; 9 – подпиточный насос; 10 – охладитель подпиточной воды; 11 – сетевой насос; 12 – охладитель конденсата; 13 – сетевой подогреватель; 14 – подогреватель химически очищенной воды; 15 – охладитель выпара; 16 – атмосферный деаэратор; 17 – редуционно-охладительная установка (РОУ); T97 – паропровод с абсолютным давлением до 14 кгс/см<sup>2</sup>; T92 – паропровод с абсолютным давлением до 8 кгс/см<sup>2</sup>; T1 – трубопровод горячей воды для нужд отопления и вентиляции, подающий; T2 – трубопровод горячей воды для нужд отопления и вентиляции, обратный; T81 – конденсатопровод; V3 – водопровод производствен-

ный; В6 – водопровод умягченной воды; В30 – трубопровод подпиточной воды; В32 – трубопровод продувочной воды; К13 – сливной трубопровод; Е0 – трубопровод выпара деаэратора и подогревателей.

Расчет тепловой схемы выполняют для трех режимов работы котельной: максимально зимнего (мз), наиболее холодного месяца (хм), летнего (л).

Рекомендуется следующая последовательность расчета для максимально зимнего режима.

1). Принимаются предварительные значения и исходные данные.

См. пример в табл. 2.1.

2). Определяется коэффициент снижения расхода теплоты на нужды отопления и вентиляции для наиболее холодного месяца

$$K_{об} = \frac{t_{вн} - t_n^{хм}}{t_{вн} - t_n^{мз}},$$

где  $t_{вн}$  – температура внутреннего воздуха отапливаемых помещений, °С ( $t_{вн} = 18$  °С);  $t_n^{хм}$  – температура наружного воздуха для наиболее холодного месяца, °С (принимают по [5, табл. 3]);  $t_n^{мз}$  – температура наружного воздуха для расчета отопления, °С (принимают по [5, табл. 1]).

3). Суммарная тепловая нагрузка (МВт) на нужды отопления, вентиляции и ГВС:

$$\begin{aligned} Q^{мз} &= Q_{об}^{мз} + Q_{зв}^{мз}; \\ Q^{хм} &= Q_{об}^{мз} \cdot K_{об} + Q_{зв}^{хм}; \\ Q^л &= Q_{зв}^л. \end{aligned}$$

4). Расход сетевой воды (т/ч) в системе теплоснабжения:

$$\begin{aligned} G^{мз} &= \frac{860 \cdot Q^{мз}}{(t_1^{мз} - t_2^{мз}) \cdot \eta}; \\ G^{хм} &= \frac{860 \cdot Q^{хм}}{(t_1^{хм} - t_2^{хм}) \cdot \eta}; \\ G^л &= \frac{860 \cdot Q^л}{(t_1^л - t_2^л) \cdot \eta}, \end{aligned}$$

где  $t_1^{мз}$ ,  $t_2^{мз}$  – температуры в подающем и обратном трубопроводе тепловой сети в максимально зимнем режиме ( $t_1^{мз} = 150$  °С,  $t_2^{мз} = 70$  °С);  $t_1^{хм}$ ,  $t_2^{хм}$  – те же температуры для режима холодного месяца;  $t_1^л$ ,  $t_2^л$  – те же температуры для летнего режима ( $t_1^л = 70$  °С,  $t_2^л = 25$  °С).

Температуры в подающем и обратном трубопроводе (°С) тепловой сети для режима холодного месяца:

$$\begin{aligned} t_1^{хм} &= t_{вн} + (82,5 - t_{вн}) \cdot (K_{об})^{0,8} + ((t_1^{мз} - t_2^{мз}) - 12,5) \cdot K_{об}; \\ t_2^{хм} &= t_1^{хм} - (t_1^{мз} - t_2^{мз}) \cdot K_{об} = t_1^{хм} - 80 \cdot K_{об}. \end{aligned}$$

5). Определяется расход пара (т/ч) на подогреватели сетевой воды (на три режима)

$$D_{псв} = \frac{3600 \cdot Q}{(i''_{POY} - i_k) \cdot \eta},$$

где  $i''_{POY}$  – энтальпия редуцированного пара перед подогревателем сетевой воды, кДж/кг (при  $P_a = 0,6$  МПа и  $t = 158,1$  °С  $i''_{POY} = 2756$  кДж/кг);  $i_k$  – энтальпия конденсата после подогревателей сетевой воды, кДж/кг (при  $t = 80$  °С  $i_k = 335$  кДж/кг);  $\eta$  – КПД сетевого подогревателя (далее для всех подогревателей  $\eta = 0,98$ ).

6). Расход редуцированного пара (т/ч) внешними потребителями

$$D''_{POY} = D_m + D_{псв},$$

где  $D_m$  – расход редуцированного пара на технологические нужды, т/ч (по заданию на проектирование).

7). Суммарный расход свежего пара (т/ч) внешними потребителями:

$$D_{вн} = D'_{POY} + D'_m;$$

$$D'_{POY} = D''_{POY} \frac{i''_{POY} - i_{не}}{i'_{POY} - i_{не}},$$

где  $D'_m$  – расход нередуцированного пара внешними потребителями (по заданию на проектирование), т/ч;  $i'_{POY}$  – энтальпия свежего пара (при  $P_a = 1,4$  МПа и  $t = 194,1$  °С  $i'_{POY} = 2789$  кДж/кг);  $i_{не}$  – энтальпия питательной воды (при  $t = 104$  °С  $i_{не} = 437$  кДж/кг);  $D'_{POY}$  – расход пара перед РОУ, т/ч.

8). Расход воды (т/ч), впрыскиваемой в РОУ,

$$G_{POY} = D''_{POY} \frac{i'_{POY} - i''_{POY}}{i'_{POY} - i_{не}}.$$

9). Расход пара (т/ч) на собственные нужды котельной

$$D'_{сн} = 0,01 \cdot K_{сн} \cdot D_{вн},$$

где  $K_{сн}$  – коэффициент расхода пара на собственные нужды котельной, % (принимают  $K_{сн} = 5$  %).

10). Расход пара (т/ч) на мазутное хозяйство котельной (только при сжигании мазута)

$$D_m = 0,01 \cdot K_m \cdot D_{вн},$$

где  $K_m$  – коэффициент расхода пара на мазутное хозяйство, % (принимают  $K_m = 3$  %).

11). Расход пара (т/ч) на покрытие потерь в котельной

$$D_n = 0,01 \cdot K_n \cdot (D_{вн} - D'_{сн} + D_m),$$

где  $K_n$  – коэффициент потерь пара, % (принимают  $K_n = 2$  %).

12). Суммарный расход пара (т/ч) на собственные нужды, мазутное хозяйство и потери пара  $D_{сн} = D'_{сн} + D_m + D_n$ .

13). Суммарная паропроизводительность (т/ч) котельной  $D = D_{вн} + D_{сн}$ .

14). Потери конденсата (т/ч) в оборудовании внешних потребителей и внутри котельной

$$G_{\kappa}^{nom} = \left(1 - \frac{\beta}{100}\right) \cdot (D_m + D'_m) + 0,01 \cdot K_{\kappa} \cdot D,$$

где  $\beta$  – доля возврата конденсата внешними потребителями, % (принимается по заданию на проектирование);  $K_{\kappa}$  – потери конденсата в цикле котельной, % (принимают  $K_{\kappa} = 3$  %).

15). Расход (т/ч) химически очищенной воды

$$G_{хов} = G_{\kappa}^{nom} + 0,01 \cdot K_{мс} \cdot G,$$

где  $K_{мс}$  – коэффициент потерь в системе теплоснабжения, % (принимают  $K_{мс} = 2$  %).

14). Расход (т/ч) сырой воды

$$G_{св} = K_{хво} \cdot G_{хов},$$

где  $K_{хво}$  – коэффициент собственных нужд химводоочистки ( $K_{хво}$  принимается по заданию на проектирование).

15). Количество воды (т/ч), поступающей в расширитель непрерывной продувки

$$G_{np} = 0,01 \cdot p_{np} \cdot D,$$

где  $p_{np}$  – процент непрерывной продувки, % (принимают  $p_{np} = 3$  %).

16). Количество пара (т/ч), получаемого в расширителе непрерывной продувки,

$$D_{раси} = \frac{G_{np} \cdot (i_{кв} - i'_{раси})}{x \cdot (i''_{раси} - i'_{раси})},$$

где  $i_{кв}$  – энтальпия котловой воды (при  $t = 194,1$  °С  $i_{кв} = 826$  кДж/кг);  $i''_{раси}$  – энтальпия пара, получаемого в расширителе непрерывной продувки (при  $P_a = 0,12$  МПа и  $t = 104$  °С  $i''_{раси} = 2683$  кДж/кг);  $i'_{раси}$  – энтальпия воды, получаемой в расширителе непрерывной продувки (при  $t = 104$  °С  $i'_{раси} = i_{нс} = 437$  кДж/кг);  $x$  – степень сухости пара, выходящего из расширителя непрерывной продувки (принимают  $x = 0,98$ ).

17). Количество воды (т/ч) на выходе из расширителя непрерывной продувки

$$G_{раси} = G_{np} - D_{раси}.$$

18). Температура сырой воды (°С) после расширителя непрерывной продувки

$$t'_{св} = \frac{G_{раси} \cdot (i'_{раси} \cdot \eta - i''_{np})}{4,2 \cdot G_{св}} + t_{хв},$$

где  $i''_{np}$  – энтальпия воды после охладителя непрерывной продувки, кДж/кг (при  $t_{np} = 50$  °С  $i''_{np} = 209,4$  кДж/кг).

19). Расход пара (т/ч) на подогреватель сырой воды

$$D_{cв} = G_{cв} \frac{4,2 \cdot (t'_{xов} - t'_{cв})}{(i''_{POY} - i^k_{POY}) \cdot \eta},$$

где  $i^k_{POY}$  – энтальпия конденсата из редуцированного пара, кДж/кг (при температуре конденсата, равной 158,1 °С,  $i^k_{POY} = 667,4$  кДж).

20). Температура химически очищенной воды (°С) после охладителя деаэрированной воды

$$t''_{xов} = t'_{xов} + \frac{0,01 \cdot K_{mc} \cdot G \cdot (t_{нс} - t_2^{нод}) \cdot \eta}{G_{xов}},$$

где  $t'_{xов}$  – температура химически очищенной воды на входе в охладитель деаэрированной воды, °С;  $t_{нс}$  – температура деаэрированной питательной воды на входе в охладитель, °С ( $t_{нс} = 104$  °С);  $t_2^{нод}$  – температура деаэрированной питательной воды на выходе из охладителя ( $t_2^{нод} = 70$  °С).

21). Расход пара (т/ч) на подогрев химически очищенной воды в подогревателе перед деаэратором

$$D_{xов} = \frac{G_{xов} \cdot (i_k - 4,187 \cdot t''_{xов})}{(i''_{POY} - i^k_{POY}) \cdot \eta},$$

где  $i_k$  – энтальпия химически очищенной воды после подогревателя, кДж/кг (при температуре 80 °С  $i_k = 335$  кДж/кг).

22). Суммарное количество воды и пара (т/ч), поступающее в деаэратор,

$$G_o = G_{xов} + \frac{\beta}{100} \cdot (D_m + D'_m) + D_{xов} + D_{cв} + D_{нсв} + D_{раси}.$$

23). Определяем среднюю температуру (°С) в деаэраторе:

$$t'_o = \frac{G_{xов} \cdot i_k + \frac{\beta}{100} \cdot (D_m + D'_m) \cdot i_k + D_{xов} \cdot i^k_{POY} + D_{cв} \cdot i^k_{POY} + D_{нсв} \cdot i_k + D_{раси} \cdot i''_{раси}}{4,187 \cdot G_o}.$$

24). Расход греющего пара (т/ч) на деаэратор

$$D_o = \frac{G_o \cdot (i_{нс} - 4,187 \cdot t'_o)}{(i''_{POY} - i_{нс}) \cdot \eta}.$$

25). Расход редуцированного пара (т/ч) на собственные нужды котельной

$$D_{сн}^{POY} = D_o + D_{xов} + D_{cв}.$$

26). Уточненный расход свежего пара (т/ч) на собственные нужды котельной

$$D_{сн}^y = D_{сн}^{POY} \frac{i''_{POY} - i_{нс}}{i'_{POY} - i_{нс}}.$$

27). Действительная паропроизводительность (т/ч) котельной с учетом собственных нужд

$$D_{\kappa} = D_{\text{вн}} + D_{\text{сн}}^y + 0,01 \cdot K_n \cdot (D_{\text{вн}} + D_{\text{сн}}^y).$$

28). Невязка с предварительно принятой паропроизводительностью

$$\Delta D = \frac{(D_{\kappa} - D)}{D_{\kappa}} \cdot 100 \% .$$

При  $\Delta D > 3 \%$  уточняется расход пара на собственные нужды и расчет повторяют.

Уточненный расход (т/ч) редуцированного пара

$$D''_{y.POY} = D_m + D_{\text{нсв}} + D_{\text{сн}}^{POY} .$$

Уточненный расход (т/ч) свежего пара на РОУ

$$D'_{y.POY} = D''_{y.POY} \frac{i''_{POY} - i_{\text{нс}}}{i'_{POY} - i_{\text{нс}}} .$$

Уточненная суммарная паропроизводительность (т/ч) котельной

$$D_{\kappa}^y = D'_m + D'_{y.POY} + 0,01 \cdot K_n \cdot (D'_m + D_{y.POY}) .$$

Для режима холодного месяца и летнего режима работы котельной расчет тепловой схемы аналогичен приведенной выше методике.

Количество котлов к установке в котельной

$$n = \frac{D_{\kappa}^y}{D_1} ,$$

где  $D_1$  – паропроизводительность одного котла, т/ч.

### Пример 2.1

Рассчитать тепловую схему паровой котельной с котлами КЕ-МТ-25, работающей на закрытую систему теплоснабжения в г. Петропавловске-Камчатском. Тепловая нагрузка на отопление и вентиляцию – 48 МВт, горячее водоснабжение 9/9/8,5 МВт. Коэффициент собственных нужд химводоочистки – 1,2. Расход нередуцированного пара на технологические нужды 12/12/12 т/ч. Расход редуцированного пара на технологические нужды 39/39/36 т/ч. Доля возврата конденсата внешними потребителями – 65 %. Параметры вырабатываемого пара: давление абс. 1,4 МПа, температура 194,1 °С. Непрерывная продувка – 3 %.

Остальные исходные данные принять по методике расчета.

Расчет по методике сведен в табл. 2.1.

Таблица 2.1

## Расчет тепловой схемы паровой котельной

Величина	Обозн.	Значения для расчетных режимов		
		Макс. зимн.	Хол. месяца	Летн.
1. Расположение котельной	-	Петропавловск-Камчатский		
2. Расход нередуцированного пара на технологические нужды ( $P_a=1,4$ МПа, $t=194$ °С), т/ч	$D'_m$	12	12	12
3. Расход редуцированного пара на технологические нужды ( $P_a=0,6$ МПа, $t=158$ °С), т/ч	$D_m$	39	39	36
4. Доля возврата конденсата внешними потребителями, %	$\beta$	65	65	65
5. Расчетная температура наружного воздуха, °С	$t_n$	-20	-7,5	-
6. Расчетная температура внутреннего воздуха, °С	$t_{вн}$	18	18	-
7. Коэффициент снижения расхода теплоты на отопление и вентиляцию	$K_{ов}$	1	0,671	0
8. Тепловой поток на отопление и вентиляцию, МВт	$Q_{ов}$	48,000	32,211	0
9. Тепловой поток на горячее водоснабжение, МВт	$Q_{зв}$	9	9	8,5
10. Суммарная тепловая нагрузка на нужды отопления, вентиляции и ГВС, МВт	$Q$	57,000	41,211	8,500
11. Температура в подающем трубопроводе тепловой сети, °С	$t_1$	150,0	110,2	70,0
12. Температура в обратном трубопроводе тепловой сети, °С	$t_2$	70,0	56,5	25,0
13. Расход сетевой воды в системе теплоснабжения, т/ч	$G$	625,255	673,649	165,760
14. Расчетная температура сырой воды, °С	$t_{св}$	5	5	15
15. Энтальпия свежего пара при $P_a=1,4$ МПа, $t=194,1$ °С, кДж/кг	$i'_{POY}$	2789	2789	2789
16. Энтальпия редуцированного пара $P_a=0,6$ МПа, $t=158,1$ °С, кДж/кг	$i''_{POY}$	2756	2756	2756
17. Температура питательной воды, °С	$t_{пв}$	104	104	104
18. Энтальпия питательной воды, кДж/кг	$i_{пв}$	437,0	437,0	437,0
19. Непрерывная продувка котлоагрегатов, %	$p_{пр}$	3	3	3
20. Энтальпия котловой воды (при $P_a=1,4$ МПа и $t=194,1$ °С), кДж/кг	$i_{кв}$	826	826	826
21. Степень сухости пара на выходе из расширителя непрерывной продувки	$x$	0,98	0,98	0,98



Продолжение табл. 2.1

Величина	Обозн.	Значения для расчетных режимов		
		Макс. зимн.	Хол. месяца	Летний
22. Энтальпия пара на выходе из расширителя непрерывной продувки (при $P_a=0,12$ МПа и $t=104$ °С), кДж/кг	$i''_{расц}$	2682	2682	2682
23. Температура подпиточной воды, °С	$t_2^{под}$	70	70	70
24. Энтальпия подпиточной воды, кДж/кг	$i_2$	293,1	293,1	293,1
25. Температура конденсата, возвращаемого потребителями, °С	$t_k$	80	80	80
26. Энтальпия конденсата, возвращаемого потребителями, кДж/кг	$i_k$	335,0	335,0	335,0
27. Энтальпия воды после охладителя непрерывной продувки, кДж/кг	$i''_{пр}$	209,4	209,4	209,4
28. Энтальпия конденсата при $P_a=0,6$ МПа и $t=158,1$ °С, кДж/кг	$i_{РОУ}^к$	667,4	667,4	667,4
29. Коэффициент расхода пара на собственные нужды котельной, %	$K_{сн}$	5	5	5
30. Коэффициент расхода пара на мазутное хозяйство, %	$K_m$	3	3	3
31. Коэффициент потерь пара, %	$K_n$	2	2	2
32. Доля возврата конденсата внешними потребителями, %	$\beta$	65	65	65
33. Потери конденсата в цикле котельной, %	$K_k$	3	3	3
34. Коэффициент потерь в системе теплоснабжения, %	$K_{мс}$	2	2	2
35. Температура подогретой сырой воды перед ХВО, °С	$t'_{хов}$	20	20	20
36. Коэффициент собственных нужд ХВО	$K_{ХВО}$	1,2	1,2	1,2
37. Расчетная температура сырой воды, °С	$t_{св}$	5	5	15
38. Расход пара на подогреватели сетевой воды, т/ч	$D_{псв}$	86,49	62,53	12,90
39. Расход редуцированного пара внешними потребителями, т/ч	$D''_{РОУ}$	125,49	101,53	48,90
40. Расход пара перед РОУ, т/ч	$D'_{РОУ}$	123,73	100,10	48,21
41. Суммарный расход свежего пара внешними потребителями, т/ч	$D_{вн}$	135,73	112,10	60,21
42. Расход воды, впрыскиваемой в РОУ, т/ч	$G_{РОУ}$	1,76	1,42	0,69
43. Расход пара на собственные нужды котельной, т/ч	$D'_{сн}$	6,79	5,61	3,01

Продолжение табл. 2.1

Величина	Обозн.	Значения для расчетных режимов		
		Макс. зимн.	Хол. месяца	Летний
44. Расход пара на мазутное хозяйство котельной (при сжигании мазута), т/ч	$D_m$	4,07	3,36	1,81
45. Расход пара на покрытие потерь в котельной, т/ч	$D_n$	2,66	2,20	1,18
46. Суммарный расход пара на собственные нужды, мазутное хозяйство и потери пара, т/ч	$D_{сн}$	13,52	11,17	6,00
47. Суммарная паропроизводительность котельной, т/ч	$D$	149,24	123,27	66,21
48. Потери конденсата в оборудовании внешних потребителей и внутри котельной, т/ч	$G_k^{nom}$	22,33	21,55	18,79
49. Расход химически очищенной воды, т/ч	$G_{хов}$	37,49	37,22	23,28
50. Расход сырой воды, т/ч	$G_{св}$	44,99	44,66	27,94
51. Количество воды, поступающей в расширитель непрерывной продувки, т/ч	$G_{np}$	4,48	3,70	1,99
52. Количество пара, получаемого в расширителе непрерывной продувки, т/ч	$D_{расш}$	0,79	0,65	0,35
53. Расход воды на выходе из расширителя непрерывной продувки, т/ч	$G_{расш}$	3,69	3,04	1,64
54. Температура сырой воды после расширителя непрерывной продувки, °С	$t'_{св}$	9,27	8,55	18,05
55. Расход пара на подогреватель сырой воды, т/ч	$D_{св}$	0,988	1,046	0,111
56. Температура химически очищенной воды после охладителя деаэрированной воды, °С	$t''_{хов}$	31,34	32,31	24,84
57. Расход пара на подогрев химически очищенной воды в подогревателе перед деаэратором, т/ч	$D_{хов}$	3,73	3,63	2,63
58. Суммарное количество воды и пара, поступающее в деаэратор, кроме греющего пара, т/ч	$G_o$	162,64	138,23	70,47
59. Средняя температура в деаэраторе, °С	$t'_o$	85,03	85,34	85,88
60. Расход греющего пара на деаэратор, т/ч	$D_o$	5,79	4,85	2,40
61. Расход редуцированного пара на собственные нужды котельной, т/ч	$D_{сн}^{POY}$	10,51	9,52	5,14
62. Уточненный расход свежего пара на собственные нужды котельной, т/ч	$D_{сн}^y$	10,37	9,39	5,07

## Окончание табл. 2.1

Величина	Обозн.	Значения для расчетных режимов		
		Макс. зимн.	Хол. месяца	Летний
63. Действительная паропроизводительность котельной с учетом собственных нужд, т/ч	$D_{\kappa}$	149,01	123,92	66,58
64. Невязка с предварительно принятой паропроизводительностью, %	$\Delta D$	-0,2%	0,5%	0,6%
65. Уточненный расход редуцированного пара, т/ч	$D''_{y.POY}$	136,00	111,05	54,04
66. Уточненный расход свежего пара на РОУ, т/ч	$D'_{y.POY}$	134,09	109,49	53,28
67. Уточненная суммарная паропроизводительность котельной, т/ч	$D_{\kappa}^y$	149,01	123,92	66,58
68. Окончательная невязка, %	$\Delta D$	0,0%	0,0%	0,0%

По уточненному расходу  $D_{\kappa}^y$  подбираем количество котлов

$$n = \frac{D_{\kappa}^y}{D_1} = \frac{149}{25} = 5,96 \approx 6 \text{ шт.}$$

### 3. ПОДБОР НАСОСНОГО ОБОРУДОВАНИЯ И ДЕАЭРАТОРА

Выбор насосов осуществляется из каталога по полному напору и производительности.

Основными характеристиками центробежных насосов являются: производительность ( $\text{м}^3/\text{ч}$ ), полный развиваемый напор (м вод. ст.), потребляемая мощность (кВт), КПД (%), частота вращения (об/мин). В каталогах насосного оборудования обычно приводится графическая зависимость полного напора от производительности для разных значений частоты вращения.

При выборе насоса определяется требуемый напор (с запасом 10 %) и производительность (с запасом 20 %). Полученная пара значений напор-производительность образует на графике точку, которая должна лежать под линией напора насоса. Выбор осуществляют с учетом максимально возможного КПД насоса.

Перевод единиц давления производится по соотношению  $1 \text{ МПа} \approx 100 \text{ м вод. ст.}$

Перевод единиц расхода производится по соотношению  $1 \text{ т/ч} \approx 1 \text{ м}^3/\text{ч}$ .

### 3.1. Подбор насосов для водогрейной котельной

#### 3.1.1. Подбор сетевого насоса

Расчетный напор (м) для сетевого насоса

$$H_c^n = 1,1 \cdot (\Delta H_{mc} + \Delta H_k),$$

где  $\Delta H_{mc}$  – потери давления в тепловой сети, м (принимается  $\Delta H_{mc} = 80$  м);  $\Delta H_k$  – гидравлическое сопротивление котла в соответствии с каталогом [1], м, умноженное на коэффициент запаса 1,5.

Расчетная производительность (м<sup>3</sup>/ч) сетевого насоса

$$G_c^n = 1,2 \cdot (G_{вн} + G_{зр}^{nod}),$$

где  $G_{вн} + G_{зр}^{nod}$  – расходы в соответствии с расчетом тепловой схемы, т/ч.

Число сетевых насосов не менее двух, один из которых в резерве.

#### 3.1.2. Подбор насоса сырой воды

Расчетный напор (м) для насоса сырой воды

$$H_{св}^n = 1,1 \cdot (h^{\circ} + \Delta H_{ХВО} + \Delta H_{нод}),$$

где  $h^{\circ}$  – высота расположения деаэрационной колонки, м, принимается равной высшей отметке котла (по чертежу в каталоге [1]);  $\Delta H_{нод}$  – потери напора в подогревателях ( $\Delta H_{нод} = 15$  м);  $\Delta H_{ХВО}$  – гидравлическое сопротивление линии ХВО ( $\Delta H_{ХВО} = 40$  м).

Расчетная производительность (м<sup>3</sup>/ч) насоса сырой воды

$$G_{св}^n = 1,2 \cdot G_{св},$$

где  $G_{св}$  – расход сырой воды в соответствии с расчетом тепловой схемы, т/ч.

Число насосов сырой воды не менее двух, один из которых в резерве.

#### 3.1.3. Подбор подпиточного насоса.

Расчетный напор (м) для подпиточного насоса

$$H_{нод}^n = 1,1 \cdot (H_{обр} + H_{тр}),$$

где  $H_{обр}$  – напор в обратной магистрали тепловой сети (принимается  $H_{обр} = 20$  м);  $H_{тр}$  – гидравлическое сопротивление трубопровода на линии от бака деаэрированной воды до обратной магистрали тепловой сети ( $H_{тр} = 5$  м).

Производительность (м<sup>3</sup>/ч) подпиточного насоса

$$G_{нод}^n = 1,2 \cdot G_{нодн},$$

где  $G_{нодн}$  – расход подпиточной воды в соответствии с расчетом тепловой схемы, т/ч.

Число подпиточных насосов не менее двух, один из которых в резерве.

### 3.1.4. Подбор рециркуляционного насоса.

Расчетный напор (м) для рециркуляционного насоса

$$H_{\text{рец}}^n = 1,1 \cdot \Delta H_k,$$

где  $\Delta H_k$  – гидравлическое сопротивление котла в соответствии с каталогом [1], м, умноженное на коэффициент запаса 1,5.

Производительность (м<sup>3</sup>/ч) рециркуляционного насоса

$$G_{\text{рец}}^n = 1,2 \cdot G_{\text{рец}},$$

где  $G_{\text{рец}}$  – расход воды на рециркуляцию в соответствии с расчетом тепловой схемы, т/ч.

Число рециркуляционных насосов не менее двух, один из которых в резерве.

## 3.2. Подбор насосов для паровой котельной

### 3.2.1. Подбор сетевого насоса

Расчетный напор (м) для сетевого насоса

$$H_c^n = 1,1 \cdot (\Delta H_{mc} + \Delta H_{ncв}),$$

где  $\Delta H_{mc}$  – потери давления в тепловой сети, м (принимается  $\Delta H_{mc} = 80$  м);  $\Delta H_{ncв}$  – гидравлическое сопротивление подогревателей сетевой воды, м (принимается  $\Delta H_{ncв} = 5$  м).

Расчетная производительность (м<sup>3</sup>/ч) сетевого насоса

$$G_c^n = 1,2 \cdot G,$$

где  $G$  – расход сетевой воды в соответствии с расчетом тепловой схемы, т/ч.

Число сетевых насосов не менее двух, один из которых в резерве.

### 3.2.2. Подбор насоса сырой воды

Расчетный напор (м) для насоса сырой воды

$$H_{cv}^n = 1,1 \cdot (h^0 + \Delta H_{XBO} + \Delta H_{нод}),$$

где  $h^0$  – высота расположения деаэрационной колонки, м, принимается равной высшей отметке котла (по чертежу в каталоге [1]);  $\Delta H_{нод}$  – потери напора в подогревателях ( $\Delta H_{нод} = 20$  м);  $\Delta H_{XBO}$  – гидравлическое сопротивление линии XBO ( $\Delta H_{XBO} = 40$  м).

Расчетная производительность (м<sup>3</sup>/ч) насоса сырой воды

$$G_{cv}^n = 1,2 \cdot G_{cv},$$

где  $G_{cv}$  – расход сырой воды в соответствии с расчетом тепловой схемы, т/ч.

Число насосов сырой воды не менее двух, один из которых в резерве.

### 3.2.3. Подбор подпиточного насоса

Расчетный напор (м) для подпиточного насоса

$$H_{под}^n = 1,1 \cdot (H_{обр} + H_{тр}),$$

где  $H_{обр}$  – напор в обратной магистрали тепловой сети (принимается  $H_{обр} = 20$  м);  $H_{тр}$  – гидравлическое сопротивление трубопровода на линии от деаэратора до обратной магистрали тепловой сети ( $H_{тр} = 20$  м).

Производительность (м<sup>3</sup>/ч) подпиточного насоса

$$G_{под}^n = 1,2 \cdot (0,01 \cdot K_{мс} \cdot G),$$

где  $0,01 \cdot K_{мс} \cdot G$  – расход подпиточной воды в соответствии с расчетом тепловой схемы, т/ч.

Число подпиточных насосов не менее двух, один из которых в резерве.

### 3.2.4. Подбор питательного насоса

Расчетный напор (м) для питательного насоса

$$H_{пит}^n = 1,1 \cdot (1,05 \cdot H_k + \Delta H_{эк} + \Delta H_{маг} - H_{\delta}),$$

где  $H_k$  – избыточное давление в барабане котла (при абсолютном давлении 1,4 МПа  $H_k = 130$  м);  $\Delta H_{эк}$  – потери напора в водяном экономайзере ( $\Delta H_{эк} = 15$  м);  $\Delta H_{маг}$  – потери напора в питательных магистралях ( $\Delta H_{маг} = 21$  м);  $H_{\delta}$  – избыточное давление в деаэраторе (для атмосферного деаэратора  $H_{\delta} = 12$  м).

Производительность (м<sup>3</sup>/ч) питательного насоса

$$G_{пит}^n = 1,2 \cdot (D_k + G_{РОУ}),$$

где  $D_k$  – паропроизводительность котлов в соответствии с расчетом тепловой схемы, т/ч;  $G_{РОУ}$  – расход воды на РОУ в соответствии с расчетом тепловой схемы, т/ч.

Число питательных насосов не менее двух, один из которых в резерве. При этом производительность одного насоса не менее 110 % от общей паропроизводительности котлов.

Насосы подбираются по данным заводов изготовителей, см. табл. 3.1 или каталоги в сети Интернет.

## 3.3. Подбор деаэрационной колонки и бака деаэрированной воды

Подбор деаэрационной колонки осуществляется по максимальному расходу через деаэратор  $G_{\delta}^{макс}$ . Для водогрейной котельной это максимальный из расходов подпиточной воды (т/ч) с коэффициентом запаса 1,2:

$$G_{\delta}^{макс} = 1,2 \cdot G_{подn}.$$

Для паровой котельной это расход (т/ч) через питательный насос за вычетом утечек в тепловой сети:

$$G_{\text{д}}^{\text{макс}} = 1,2 \cdot ((D_{\text{к}} + G_{\text{РОВ}}) - (0,01 \cdot K_{\text{мс}} \cdot G)).$$

Подбор объема бака (м<sup>3</sup>) деаэрированной воды осуществляется по 20-минутной производительности деаэрационной колонки:

$$V_{\text{бак}} = 0,3 \cdot G_{\text{д}}^{\text{макс}}.$$

Таблица 3.1

**Характеристики питательных, сетевых, подпиточных и рециркуляционных насосов**

Тип насоса	Производительность, м <sup>3</sup> /ч	Полный напор, МПа	Мощность электродвигателя, кВт
Питательные насосы с электроприводом, (максимальная температура воды 160 °С, минимальный напор на входе 0,08 МПа)			
ПЭ-150-56	150	5,80	400
ПЭ-100-56-2	100	5,80	320
ПЭ-65-56-2	65	5,80	200
(максимальная температура воды 105 °С, минимальный напор на входе 0,1 МПа)			
ЦНС-150-23	150	2,40	160
ЦНСГ-60-198	60	1,98	55
ЦНСГ-38-198	38	1,98	40
Сетевые насосы			
СЭ-500-70-16	486	0,70	160
СЭ-800-55-11	800	0,55	200
СЭ-800-100-11	800	1,00	315
СЭ-2500-60-11	2500	0,60	500
1Д 200-90	180-126	0,84-0,94	55
1Д 315-71	330-216	0,64-0,80	100
Подпиточные насосы			
Д 200-36	216-150	0,28-0,33	30
1Д 800-56	850-550	0,38-0,50	125
Рециркуляционные насосы			
НКУ-150	150	0,30	28
НКУ-250	250	0,30	40
1НКУ-630/80	500	0,75	160

#### 4. РАСЧЕТ СИСТЕМЫ ХИМВОДООЧИСТКИ

Обработка исходной (сырой) воды на котельной в общем случае предусматривает: удаление взвешенных примесей (фильтрация), снижение жесткости (умягчение), поддержание определенной щелочности, снижение общего солесодержания, удаление растворенных агрессивных газов (дегазация).

Снижение жесткости и общего солесодержания, поддержание щелочности производят с помощью химической обработки исходной воды.

В водогрейной котельной карбонатная жесткость подпиточной воды для восполнения утечек в тепловой сети не должна превышать 0,75 мг·эquiv/л при температуре воды 150 °С и твердом топливе (при газообразном и жидком топливе – 0,6 мг·эquiv/л). В паровой котельной общая жесткость питательной воды не должна превышать 0,02 мг·эquiv/л для водотрубных котлов с экранами и давлением пара 1,4 МПа при сжигании твердого топлива (при газообразном и жидком топливе – 0,015 мг·эquiv/л). Если карбонатная жесткость исходной воды  $J_{ис}^к > 0,75$  мг·эquiv/л для водогрейной котельной или общая жесткость питательной воды  $J_{пс}^0 > 0,02$  мг·эquiv/л для паровой котельной, то необходима водоподготовка с умягчением воды.

В водогрейных котельных применяют следующие схемы водоподготовки:

1) Одноступенчатое натрий-катионирование при карбонатной жесткости исходной воды менее 6 мг·эquiv/л.

2) Водород-катионирование с «голодной» регенерацией фильтров при карбонатной жесткости исходной воды более 6 мг·эquiv/л.

Для паровой котельной при выборе схемы обработки определяют следующие величины:

1) Общую жесткость (мг·эquiv/л) питательной воды (содержание солей кальция и магния)

$$J_{пс}^0 = J_{ис}^0 \cdot \left(1 - \frac{\beta}{100}\right) + J_{к}^0 \cdot \frac{\beta}{100},$$

где  $J_{ис}^0$ ,  $J_{к}^0$  – общая жесткость исходной воды и возвращаемого потребителями конденсата, мг·эquiv/л (приводится в задании на проектирование);  $\beta$  – процент возврата конденсата, % (приводится в задании на проектирование).

При  $J_{пс}^0 > 0,02$  мг·эquiv/л умягчение исходной воды обязательно.

2). Требуемый процент продувки парового котла

$$П = \frac{S_{пс}}{S_{кв} - S_{пс}} \cdot 100 \%,$$

где  $S_{кв}$  – допустимый сухой остаток (общее количество растворенных в котловой воде веществ), мг/л, для паровых котлов с механическим сепарационным устройством  $S_{кв} = 3000$  мг/л;  $S_{пс}$  – сухой остаток питательной воды, мг/л, определяемый по формуле

$$S_{пс} = S_{хов} \cdot \left(1 - \frac{\beta}{100}\right) + S_{к} \cdot \frac{\beta}{100},$$

где  $\beta$  – процент возврата конденсата, %;  $S_{хов} = 1,1 \cdot S_{ис}$  – сухой остаток химически очищенной воды, мг/л (сухой остаток исходной воды  $S_{ис}$  приво-



дится в задании на проектирование);  $S_k$  – сухой остаток возвращаемого потребителями конденсата, мг/л (принимается  $S_k = 5$  мг/л).

3). Относительная щелочность (%) котловой воды

$$\text{Щ} = \frac{\text{Э} \cdot \text{Щ}_{\text{кв}} \cdot 100}{1,1 \cdot S_{\text{нг}}},$$

где Э – эквивалентная масса NaOH (Э = 40 мг/мг·эquiv);  $\text{Щ}_{\text{кв}}$  – абсолютная щелочность котловой воды (содержание щелочных соединений), мг·эquiv/л, определяемая по формуле

$$\text{Щ}_{\text{кв}} = \text{Щ}_{\text{нг}} \cdot \frac{100 - \Pi}{\Pi},$$

где  $\text{Щ}_{\text{нг}}$  – щелочность питательной воды, мг·эquiv/л, определяемая по соотношению

$$\text{Щ}_{\text{нг}} = \text{Щ}_{\text{хов}} \cdot \left(1 - \frac{\beta}{100}\right) + \text{Щ}_{\text{к}} \cdot \frac{\beta}{100},$$

где  $\text{Щ}_{\text{хов}}$  – щелочность химически очищенной воды, мг·эquiv/л (принимают равной щелочности исходной воды в задании на проектирование  $\text{Щ}_{\text{хов}} = \text{Щ}_{\text{ис}}$ );  $\text{Щ}_{\text{к}}$  – щелочность конденсата приводится в задании на проектирование;  $\beta$  – процент возврата конденсата, %.

4). Содержание углекислоты (мг/л) в паре

$$\text{CO}_2 = 22 \cdot \text{Щ}_{\text{хов}} \cdot \frac{(100 - \beta)}{100} \cdot 1,1.$$

При проценте продувки  $\Pi < 10$  %, относительной щелочности, лежащей в диапазоне  $3 \% < \text{Щ} < 20$  %, и содержании углекислоты в паре  $\text{CO}_2 < 20$  мг/л применяется натрий-катионирование. Т. к. при одноступенчатом натрий-катионировании общую жесткость можно понизить только до 0,2 мг·эquiv/л, то данная схема применима только для водогрейных котельных. Для паровых котельных общая жесткость должна быть  $J_{\text{нг}}^0 < 0,02$  мг·эquiv/л, следовательно, требуется двухступенчатое натрий-катионирование, после которого общая жесткость стремится к нулю.

При проценте продувки  $\Pi > 10$  % необходимо улучшить сепарационное устройство, при этом повышается допустимый сухой остаток котловой воды  $S_{\text{кв}}$ . Например, для котлов с механическим сепарационным устройством при двухступенчатом испарении  $S_{\text{кв}} = 6000$  мг/л. Также можно выбрать другую схему водоподготовки, обеспечивающую снижение солесодержания исходной воды.

Расчет системы химводоподготовки с натрий-катионированием заключается в определении требуемого количества катионита и частоты регенерации фильтров. В качестве катионита используют сульфуголь с обменной способностью 300 мг·эquiv/кг.

Скорость фильтрации в первой ступени не должна превышать  $\omega_{I,mp} \leq 12$  м/ч. Если принять  $\omega_{I,mp} = 12$  м/ч, то требуемая площадь (м<sup>2</sup>) фильтра первой ступени будет

$$F_{I,mp} = \frac{G_{св}}{\omega_{I,mp}},$$

где  $G_{св}$  – расход сырой воды в соответствии с расчетом тепловой схемы, т/ч.

По требуемой площади определяем диаметр (м) фильтров первой ступени

$$d_{I,mp} = \sqrt{\frac{4 \cdot F_{I,mp}}{n \cdot \pi}},$$

где  $n$  – количество параллельно устанавливаемых фильтров первой ступени (принимается  $n=2$  и более).

По данным табл. 4.1 и  $d_{I,mp}$  выбираем ближайший больший размер фильтров.

Таблица 4.1

Размеры фильтров							
Показатели	Номер фильтра						
	1	2	3	4	5	6	7
Наружный диаметр, мм	194	273	377	426	478	720	816
Высота фильтра при высоте слоя сульфогля:							
2000 мм	3200	3200	3210	3320	3360	3500	3552
3000 мм	4500	4500	4510	4620	4660	4800	4852

Уточняем скорость (м/ч) фильтрации по выбранному диаметру фильтров первой ступени

$$\omega_I = \frac{4 \cdot G_{св}}{n \cdot \pi \cdot d_I^2},$$

где  $d_I$  – диаметр фильтров первой ступени, м.

Скорость фильтрации во второй ступени не должна превышать 20 м/ч. Если принять  $\omega_{II,mp} = 20$  м/ч, то требуемая площадь (м<sup>2</sup>) фильтра второй ступени будет

$$F_{II,mp} = \frac{G_{св}}{\omega_{II,mp}}.$$

По требуемой площади определяем диаметр (м) фильтра второй ступени (устанавливаем один фильтр)

$$d_{II,mp} = \sqrt{\frac{4 \cdot F_{II,mp}}{\pi}}.$$

По данным табл. 4.1 и  $d_{II,mp}$  выбираем ближайший больший размер фильтра.

Уточняем скорость (м/ч) фильтрации по выбранному диаметру фильтров второй ступени

$$\omega_{II} = \frac{4 \cdot G_{cв}}{\pi \cdot d_{II}^2},$$

где  $d_{II}$  – диаметр фильтров первой ступени, м.

Определяем общее количество солей жесткости (Г·эquiv/сутки), поглощаемое в фильтрах первой ступени за сутки

$$A_I = (Ж_{ис}^o - 0,2) \cdot G_{cв} \cdot 24.$$

Объем (м<sup>3</sup>) сульфогля в каждом фильтре первой ступени

$$V_I = \frac{\pi \cdot d_I^2}{4} \cdot h_{cl},$$

где  $h_{cl}$  – высота слоя сульфогля по табл. 4.1 (принимаем  $h_{cl} = 2$  м).

Частота регенераций (раз/сутки) первой ступени за сутки

$$R_I = \frac{A_I}{V_I \cdot 300}.$$

Межрегенерационный период ( $n \cdot 24 / R_I$ ) не должен быть меньше 8 часов.

Аналогичный расчет для второй ступени:

$$A_{II} = 0,2 \cdot G_{cв} \cdot 24;$$

$$V_{II} = \frac{\pi \cdot d_{II}^2}{4} \cdot h_{cl};$$

$$R_{II} = \frac{A_{II}}{V_{II} \cdot 300}.$$

Межрегенерационный период  $24 / R_{II}$  не должен быть меньше 8 часов.

Далее определяется расход соли (кг), необходимой для одной регенерации сульфогля в одном фильтре первой и второй ступени:

$$G_{c,I} = \frac{a \cdot 300 \cdot V_I}{1000};$$

$$G_{c,II} = \frac{a \cdot 300 \cdot V_{II}}{1000};$$

где  $a$  – удельный расход соли на регенерацию ( $a = 200$  г/(Г·эquiv)).

Расход (кг/сутки) технической соли за сутки

$$G_{сут} = G_{c,I} \cdot R_I + G_{c,II} \cdot R_{II}.$$

Расход (т/мес) технической соли в месяц

$$G_{мес} = \frac{G_{сут} \cdot 30}{1000}.$$

Объем (м<sup>3</sup>) резервуара для мокрого хранения соли

$$V_{рег} = 1,5 \cdot G_{мес} \cdot$$

Емкость (м<sup>3</sup>) мерника раствора соли на одну регенерацию (при 26 %-ном растворе соли)

$$V_{мер} = 1,3 \cdot \frac{G_c}{1000 \cdot \rho} \cdot \frac{100}{26},$$

где  $\rho$  – плотность раствора ( $\rho=1,2$ );  $G_c$  – большее из значений  $G_{c,I}$  и  $G_{c,II}$ .

Высоту мерника желательно выполнять одинаковой с высотой резервуара хранения соли. Схема двухступенчатой натрий-катионитовой установки приведена на рис. 4.1.

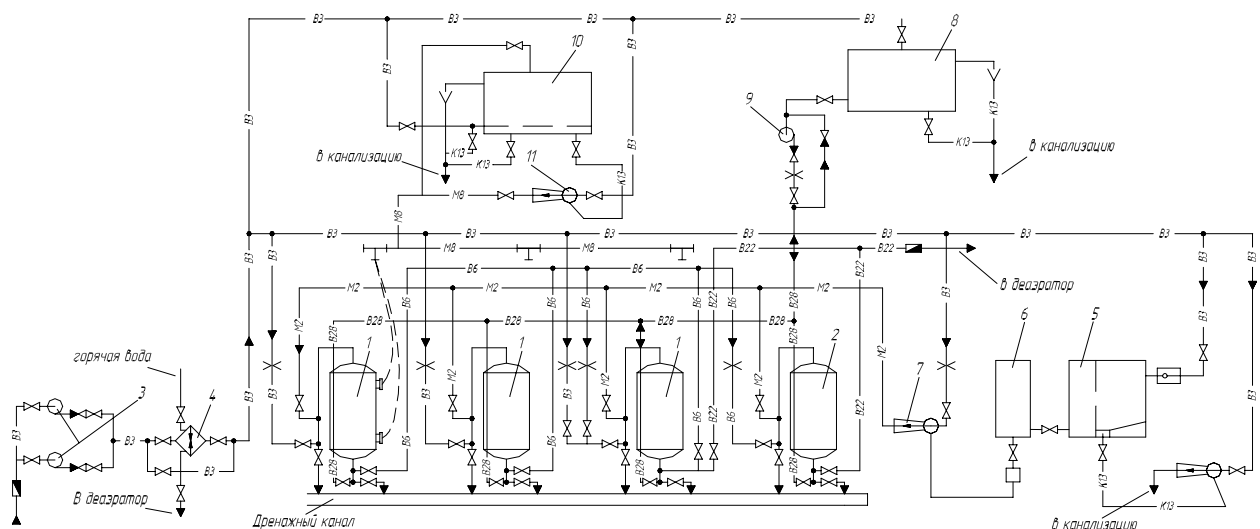


Рис. 4.1. Схема двухступенчатой натрий-катионитовой установки

Обозначения на схеме: 1 – фильтр первой ступени; 2 – фильтр второй ступени; 3 – центробежный насос; 4 – теплообменник; 5 – резервуар бункер; 6 – мерник соли; 7 – водоструйный эжектор; 8 – промывочный бак.

## 5. АЭРОДИНАМИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ ГАЗОВОЗДУШНОГО ТРАКТА

### 5.1. Предварительный подбор дымососа и вентилятора

#### 5.1.1. Подбор дутьевого вентилятора

Количество воздуха ( $\text{м}^3/\text{ч}$ ), на которое рассчитывается дутьевое устройство, определяют по формуле

$$V_{\text{вен}} = 1,1 \cdot \alpha_m \cdot B_p \cdot V_0 \frac{273 + t_e}{273} \cdot \frac{760}{b},$$

где 1,1 – значение коэффициента, учитывающего утечку воздуха через неплотности воздухопроводов;  $\alpha_m$  – значение коэффициента избытка воздуха после топки;  $B_p$  – максимальный расход топлива, кг/ч ( $\text{м}^3/\text{ч}$ );  $V_0$  – количество воздуха, необходимое для сжигания 1 кг ( $\text{м}^3$ ) топлива при  $0^\circ$  и 760 мм рт. ст.;  $b$  – барометрическое давление в мм рт. ст. в районе расположения котельной;  $t_e$  – температура подаваемого воздуха,  $^\circ\text{C}$ .

Значение  $\frac{760}{b}$  мало отличается от единицы, поэтому поправка в большинстве случаев несущественная.

#### 5.1.2. Подбор дымососа

Количество дымовых газов ( $\text{м}^3/\text{ч}$ ), на которое рассчитывается дымосос, определяют по формуле

$$V_{\text{дым}} = 1,1 \cdot B_p \cdot V_z \cdot \frac{273 + \vartheta_{\text{yx}}}{273},$$

где  $\vartheta_{\text{yx}}$  – температура уходящих газов,  $^\circ\text{C}$ ;  $V_z$  – объем дымовых газов при  $\alpha_{\text{yx}} = \alpha''_{\text{эк}}$  или  $\alpha_{\text{yx}} = \alpha''_{\text{ен}}$ .

### 5.2. Определение сечений воздухопроводов

Допустимой для воздухопроводов является скорость  $\vartheta_{\text{воз}}^{\text{доп}} = 10$  м/с.

Требуемая площадь ( $\text{м}^2$ ) сечения воздухопровода  $F_{\text{воз}} = \frac{L_{\text{воз}}}{\vartheta_{\text{воз}}^{\text{доп}}}$ .

Расчетный объемный расход ( $\text{м}^3/\text{с}$ ) воздуха

$$L_{\text{воз}} = \frac{B_p}{3600} \cdot V^0 \cdot \alpha_m \cdot \frac{273 + t_e}{273},$$

где  $B_p$  – расчетный расход топлива, кг/ч ( $\text{м}^3/\text{ч}$ );  $V^0$  – объем воздуха, необходимого для горения (дымовых газов),  $\text{м}^3/\text{кг}$  ( $\text{м}^3/\text{м}^3$ );  $t_e$  – температура воздуха,  $^\circ\text{C}$  ( $t_e = 30$   $^\circ\text{C}$ );  $\alpha_m$  – коэффициент избытка воздуха после топки.

### 5.3. Определение сечений газопроводов

С целью предотвращения загрязнения внутренних стенок газопроводов, допустимая скорость принимается  $g_{\text{газ}}^{\text{дон}} = 12$  м/с.

$$\text{Требуемая площадь (м}^2\text{) сечения газопровода } F_{\text{газ}} = \frac{L_{\text{газ}}}{g_{\text{газ}}^{\text{дон}}}.$$

Расчетный расход (м<sup>3</sup>/с) на участке котел – воздухоподогреватель

$$L_{\text{газ}} = B_p \cdot V_z \cdot \alpha_{\kappa} \cdot \frac{273 + g''}{273},$$

где  $B_p$  – секундный расход топлива, кг/с (м<sup>3</sup>/с).

Расчетный расход (м<sup>3</sup>/с) на участке воздухоподогреватель – дымосос

$$L_{\text{газ}} = B_p \cdot V_z \cdot \alpha_{\text{ен}} \cdot \frac{273 + g''}{273}.$$

Расчетный расход (м<sup>3</sup>/с) на участке дымосос – сборный коллектор

$$L_{\text{газ}} = B_p \cdot V_z \cdot \alpha_{\text{ен}} \cdot \frac{273 + g''}{273}.$$

Расчетный расход (м<sup>3</sup>/с) на участке сборный коллектор – дымовая труба

$$L_{\text{газ}} = n \cdot B_p \cdot V_z \cdot \alpha_{\text{ен}} \cdot \frac{273 + g''}{273},$$

где  $n$  – количество котлов в котельной.

Аэродинамическое сопротивление складывается из потерь на трение и потерь в местных сопротивлениях.

Потери напора (Па) на трение при квадратичном течении потока

$$\Delta h_{\text{мп}} = \lambda \frac{l}{d_s} \cdot \frac{\rho_{\text{сп}} \cdot \omega_{\text{сп}}^2}{2},$$

где  $\lambda$  – коэффициент гидравлического трения, зависящий от шероховатости стенок и характера течения, для бетона  $\lambda = 0,05$ , для металла  $\lambda = 0,02$ ;

$l$  – длина, м;  $d_s$  – эквивалентный диаметр, м ( $d_s = \frac{2 \cdot A \cdot B}{A + B}$ );  $\rho_{\text{сп}}$  – плотность

потока, кг/м<sup>3</sup> ( $\rho_{\text{сп}} = \rho_0 \frac{273}{273 + g_{\text{сп}}}$ );  $\omega_{\text{сп}}$  – средняя скорость, м/с.

Потери напора (Па) в местных сопротивлениях

$$\Delta h_{\text{м}} = \zeta \cdot \frac{\rho_{\text{сп}} \cdot \omega_{\text{сп}}^2}{2},$$

где  $\zeta$  – коэффициент местного сопротивления.

Коэффициенты местного сопротивления для чугунного экономайзера ВТИ  $\zeta = 0,5 \cdot z_2$ , где  $z_2$  – число рядов труб в экономайзере.

## ЗАКЛЮЧЕНИЕ

В данном учебном пособии рассмотрены вопросы расчета тепловых схем водогрейных и паровых котельных, расчет системы химводоочистки, подбор насосного и тягодутьевого оборудования. Также приведена упрощенная методика аэродинамического расчета газовоздушного тракта. Для более детального и точного определения сопротивления следует использовать нормативный метод аэродинамического расчета [6].

Рассмотренная в учебном пособии методика расчета тепловых схем предусматривает определение параметров теплоносителя только для трех стационарных режимов работы: максимально зимнего, холодного и летнего месяца. Для оперативного управления тепловой схемой котельной при эксплуатации необходимо использовать специализированные программные продукты, позволяющие отслеживать динамические режимы выработки тепловой энергии.

## БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. Котлы малой и средней мощности: отраслевой каталог. М. : Изд-во НИИЭ-ИНФОРМЭНЕРГОМАШ, 1983.
2. *Эстеркин Р. И.* Котельные установки. Курсовое и дипломное проектирование. Л. : Энергоатомиздат, 1989.
3. Тепловой расчет котельных агрегатов (нормативный метод) / Н. В. Кузнецов, В. В. Митор, И. В. Дубовский, Э. С. Карасина. М. : Энергия, 1973.
4. Справочник по котельным установкам малой производительности / под ред. К. Ф. Роддатиса. М. : Энергоатомиздат, 1989.
5. СНиП 23-01-99\*. Строительная климатология. М. : Изд-во стандартов, 2003.
6. Аэродинамический расчет котельных установок (нормативный метод) / под ред. С. И. Мочана Л. : Энергия, 1977.



*Учебное издание*

**Шумилин Евгений Викторович**

# **РАСЧЕТ ТЕПЛОВЫХ СХЕМ И ПОДБОР ОСНОВНОГО ОБОРУДОВАНИЯ КОТЕЛЬНЫХ**

*Учебное пособие*

Главный редактор *Л. А. Суезалова*

Редактор *Т. Ф. Шейкина*

Дизайнер *Е. И. Саморядова*

Подписано в печать 29.12.13. Формат 60x84 1/16.  
Бумага писчая. Гарнитура «Таймс». Печать цифровая.  
Усл. печ. л. 2,38. Тираж 50 экз. Заказ 393.

Издательство Тихоокеанского государственного университета.  
680035, Хабаровск, ул. Тихоокеанская, 136.  
Отдел оперативной полиграфии  
издательства Тихоокеанского государственного университета.  
680035, Хабаровск, ул. Тихоокеанская, 136.