

**ФЕДЕРАЛЬНОЕ АГЕНТСТВО ПО ОБРАЗОВАНИЮ
МОСКОВСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ СТРОИТЕЛЬНЫЙ
УНИВЕРСИТЕТ**

Кафедра Теплотехники и котельных установок

**РАСЧЕТ ТЕПЛОВОЙ СХЕМЫ И ОСНОВНОГО
ОБОРУДОВАНИЯ
ПАРОВОЙ ОТОПИТЕЛЬНО-ПРОИЗВОДСТВЕННОЙ
КОТЕЛЬНОЙ**

Методические указания
к курсовому проектированию
для студентов специальности 2907.00
«Теплогазоснабжение и вентиляция»

МОСКВА 2006

Составители:

профессор, доктор техн. наук П.А.Хаванов,
профессор, кандидат техн. наук А.О.Мирам

Рецензент:

профессор, кандидат техн. наук В.А.Павленко

1. Содержание курсового проекта

Проект теплогенерирующей установки (ТГУ) базируется как на данных задания, так и на результатах курсовой работы по ТГУ. Курсовой проект по ТГУ состоит из расчетной части (пояснительная записка объемом 25...30 стр.) и графической части (1,5...2 листа формата А1).

1.1. Расчетная часть проекта

В расчетную часть необходимо включить следующие вопросы:

- составить и рассчитать принципиальную тепловую схему ТГУ;
- по исходным данным выбрать схему водоподготовки, рассчитать необходимое оборудование и подобрать его по каталогам-справочникам;
- рассчитать и выбрать все устанавливаемые в ТГУ насосы (питательные, сетевые, подпиточные и др.) и определить потребляемую мощность электродвигателей к ним;
- выполнить аэродинамический расчет ТГУ, заключающийся в определении аэродинамических сопротивлений всех ее элементов, произвести подбор требуемых дутьевых вентиляторов, дымососов, дымовой трубы, золоуловителей, проверку высоты трубы на рассеивание вредных выбросов в продуктах сгорания;
- определить годовые расчетные затраты па себестоимость выработанной единицы тепла или тонны пара по указанным показателям;
- выбрать и описать схему теплового контроля автоматического регулирования и автоматики безопасности;
- выбрать способ хранения топлива, описать системы топливоприготовления, топливоподачи и шлакозолоудаления. Для ТГУ на жидком или газообразном топливе выбрать и описать схему мазутного или газового хозяйства.

1.2. Графическая часть проекта.

При выполнении графической части проекта необходимо соблюдать следующие требования:

- чертежи должны быть оформлены в соответствии с ГОСТ 2301-68 и единой оформления конструкторской документации (ЕСКД);
- проект здания ТГУ выполняется в масштабе 1:200, 1:100 или 1:50 и состоит из трех проекций (плана, продольного и поперечного разрезов), также он должен соответствовать СНиП II-35-76(ч. II гл.35);
- принципиальная тепловая схема выполняется с подробным указанием оборудования, с обвязкой его необходимыми трубопроводами и с расположением всей необходимой арматуры;
- в схеме водоподготовки также указываются необходимое оборудование, трубопроводы и арматура.

2. Паровая отопительно-производственная теплогенерирующая установка

В отопительно-производственной ТГУ пар расходуется на технологические нужды и нагрев воды для отопления, вентиляции и горячего водоснабжения, а также на собственные нужды.

Расчет тепловой схемы необходимо выполнить для трех характерных режимов:

- максимально зимнего – при средней температуре наружного воздуха в наиболее холодную пятидневку;
- наиболее холодного месяца – при средней температуре наружного воздуха в наиболее холодном месяце;
- летнего - при расчетной температуре наружного воздуха теплого периода.

2.1. Определение тепловой мощности теплогенерирующей установки.

Рабочая тепловая мощность ТГУ равна сумме максимальной мощности, отпускаемой в тепловую сеть потребителям по всем

видам энергоносителя (пару и горячей воде), и мощности, расходуемой установкой для выработки энергоносителя, т.е. мощности на собственные нужды и потери мощности.

В общем случае

$$Q_{\text{ТГУ}} = Q_{\text{ОВ}} + Q_{\text{ТЕХ}} + Q_{\text{ГВ}} + Q_{\text{СН}} + \Delta Q.$$

Сумма $Q_{\text{ОВ}} + Q_{\text{ТЕХ}} + Q_{\text{ГВ}}$ называется тепловой мощностью ТГУ. Она определяется в зависимости от типа системы теплоснабжения и типа теплогенерирующей установки. Величины $Q_{\text{ОВ}}$, $Q_{\text{ТЕХ}}$, $Q_{\text{ГВ}}$ задаются в исходных данных для курсового проектирования.

Тепловая мощность отопительно-производственной ТГУ складывается из мощностей на отопление, вентиляцию, горячее водоснабжение и мощности на технологические нужды, т.е.

$$Q_{\text{К}} = Q_{\text{ОВ}} + Q_{\text{ТЕХ}} + Q_{\text{ГВ}},$$

где $Q_{\text{К}}$ - тепловая мощность теплогенерирующей установки, МВт.

Для производственно-отопительных теплогенерирующих установок с паровыми котлами низкого давления ($P=1,4$ МПа) и отпуском тепловой мощности по закрытой схеме на отопление, вентиляцию и горячее водоснабжение в размере 20% от тепловой мощности теплогенерирующей установки рабочая паропроизводительность определяется по формуле

$$D_{\text{К}} = AD_{\text{ТЕХ}} - Bt_{\text{К}}G_{\text{К}} = D_{\text{ТЕХ}}(A - Bt_{\text{К}}\mu),$$

где $D_{\text{ТЕХ}}$ – расход пара на технологические нужды, кг/с;

$G_{\text{К}}$ – возврат конденсата от потребителя, кг/с;

μ - доля возврата конденсата (по заданию);

$t_{\text{К}}$ – температура возвращаемого конденсата (по заданию).

Значения коэффициентов А и Б приведены в табл.1.

Таблица 1

Значения коэффициентов А и Б для закрытой системы теплоснабжения

Топливо	А	Б
Мазут	1,273	0,00168
Твердое, газ	1,217	0,00168

При нагрузке на отопление, вентиляцию и горячее водоснабжение более 20% от тепловой мощности рабочая паропроизводительность производственно-отопительной теплогенерирующей установки может быть определена по формуле

$$D_k = A Q_{\text{ов}} + B Q_{\text{тв}} + D_{\text{тех}} (B - 0,00134 \mu t_k).$$

Значения коэффициентов А, Б и В приведены в табл.2.

Таблица 2

Значения коэффициентов А, Б и В

Система теплоснабжения	Топливо	А	Б	В
Закрытая	Мазут	0,4375	0,4375	1,0184
	Твердое, газ	0,4231	0,4231	0,9736
Открытая	Мазут	0,4375	0,4912	1,0184
	Твердое, газ	0,4227	0,4912	0,9736

2.2 Годовой график тепловой нагрузки

отопительно-производственной теплогенерирующей установки.

Для построения годового графика нагрузки отопления и вентиляции используются климатологические данные (длительности стояния данной температуры СНиП II-A-6-72 “Строительная климатология и геофизика”, 1973 г.)

В левой части графика (рис.1) строится зависимость требуемой тепловой мощности теплогенерирующей установки от температуры наружного воздуха. Затем эти данные переносятся в правую часть графика, где по оси абсцисс откладывается число часов стояния конкретной температуры воздуха в заданном районе.

Нагрузка горячего водоснабжения при построении годового графика принимается постоянной, не зависящей от температуры наружного воздуха как в отопительной, так и в летний период. Однако в летнее время расчетная нагрузка на горячее водоснабжение меньше, чем в отопительный период, так как расчетная температура холодной воды, поступающей в тепловой пункт из водопровода,

зимой принимается $t = 5^{\circ}\text{C}$, а летом $t = 15^{\circ}\text{C}$. Следовательно, расход теплоты на горячее водоснабжение в летнее время составит по отношению к расходу теплоты в отопительный период (при температуре воды t , поступающей на горячее водоснабжение, 60°C)

$$\frac{Q_{zv}^{лет}}{Q_{zv}^{зим}} = \frac{G_{zv}^{ном} C_g (60 - 15)}{G_{zv}^{ном} C_g (60 - 5)} = 0,82,$$

где $Q_{zv}^{лет}$, $Q_{zv}^{зим}$ - расчетные значения расхода воды на горячее водоснабжение соответственно летом и зимой, кВт;

$G_{zv}^{ном}$ - расчетный расход горячей воды у потребителя, кг/с;

C_g - теплоемкость воды, кДж/кг $\cdot^{\circ}\text{C}$

За расчетный расход теплоты на горячее водоснабжение принимается максимальный часовой, если в системе теплоснабжения не используются аккумулирующие емкости (для выравнивания суточного графика) и средний часовой за сутки при установке баков-аккумуляторов.

Примерный вид годового графика тепловой нагрузки отопительно-производственной теплогенерирующей установки представлен на рис.2. Следует также иметь в виду, что расходы теплоты на коммунально-бытовое потребление должны определяться, исходя из конкретных условий работы ТГУ в системе теплоснабжения с учетом режимов работы тепловых сетей. Наибольшее влияние на состав тепловой схемы ТГУ и режимы ее работы оказывает наличие (открытая система теплоснабжения) или отсутствие (закрытая система теплоснабжения) водоразбора из тепловых сетей на нужды горячего водоснабжения.

В задании на курсовое проектирование приводится годовой график выработки пара теплогенерирующей установки (рис.3). Этот график является приближенной схематизацией зависимости $Q = f(r)$ (правая часть графика, представленного на рис.2). На годовом графике выработки пара технологическая нагрузка $D_{тех}$ для упрощения принимается постоянной в течение всего года.

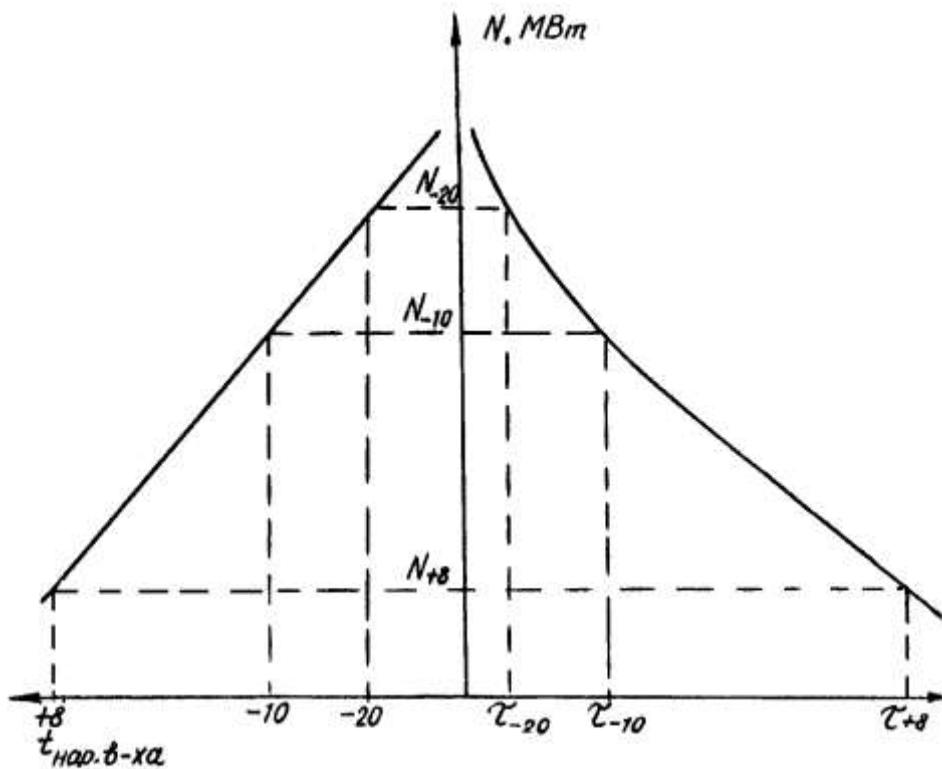


Рис 1. Годовой график отопительной нагрузки теплогенерирующей установки

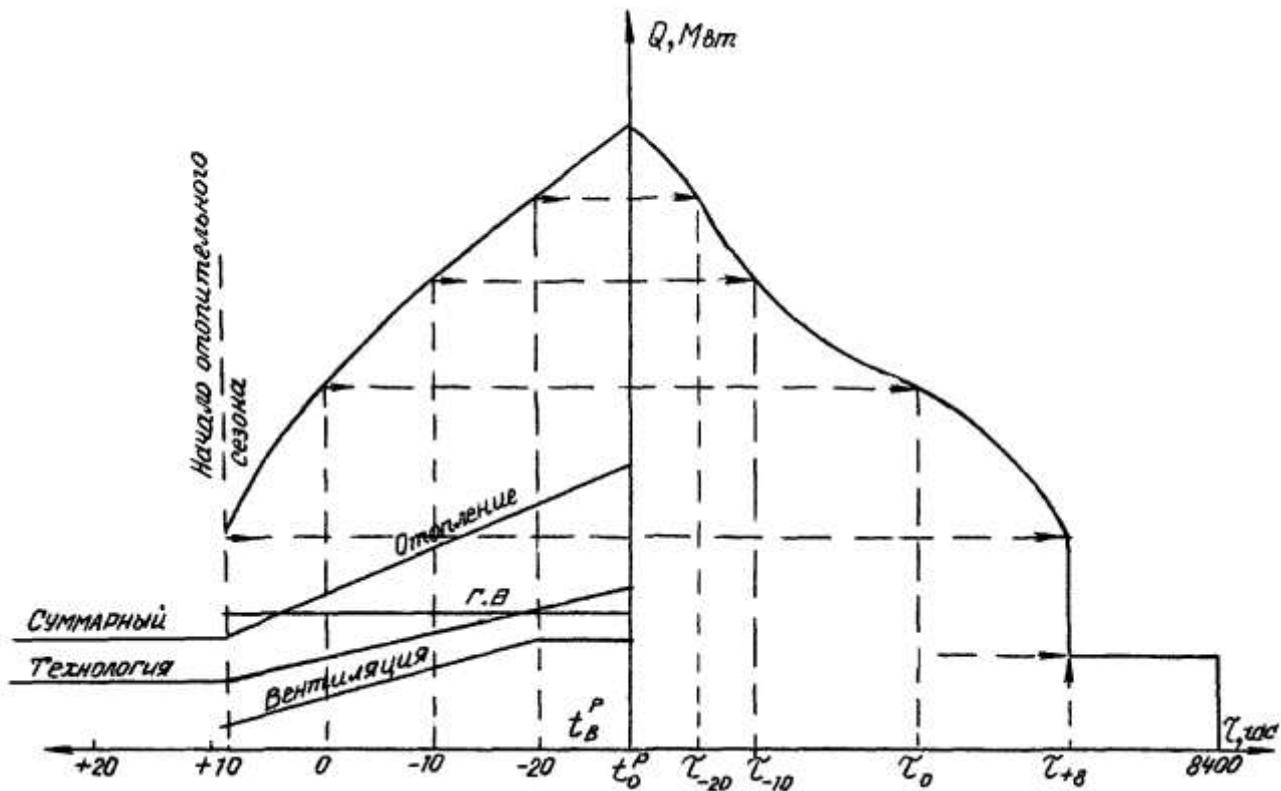


Рис 2. Годовой график тепловой нагрузки отопительно-производственной теплогенерирующей установки.

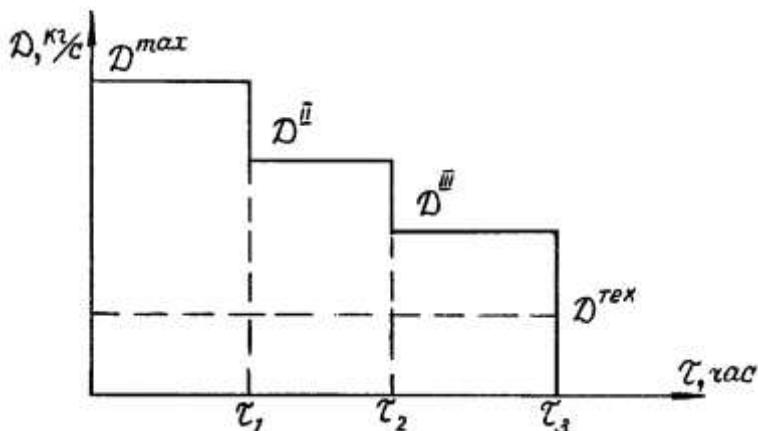


Рис 3. Годовой график выработки пара теплогенерирующей установки на нужды отопления, вентиляции, горячего водоснабжения и технологические нужды

3. Тепловая схема производственно-отопительной теплогенерирующей установки с закрытой системой теплоснабжения.

Принципиальная тепловая схема производственно-отопительной ТГУ представлена на рис.4. Пар, вырабатываемый ТГУ, расходуется на технологические нужды и на выработку горячей воды для отопления, вентиляции и горячего водоснабжения, а также на собственные нужды.

Расчет тепловой схемы необходимо выполнить для трех характерных режимов работы ТГУ.

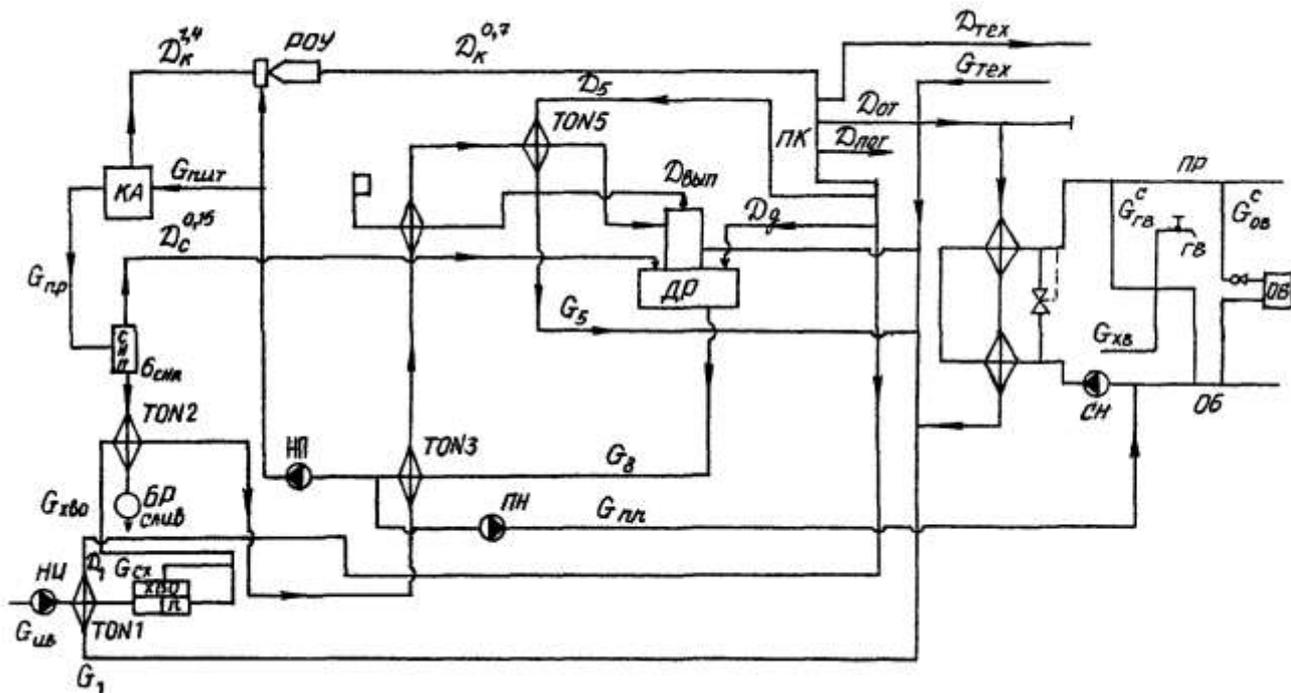


Рис 4. Тепловая схема производственно-отопительной теплогенерирующей установки: НИ – насос исходной воды, ХВО – установка химводоочистки; ТО – теплообменник; БР – барботер; СНП – сепаратор непрерывной продувки; КА – котлоагрегат; НП – насос питательный; ДР – деаэрактор; РОУ – редукционно-охладительная установка; РТ – регулятор температуры; СН – сетевой насос; ОВ – отопление и вентиляция; ГВ – горячее водоснабжение; РК – редукционный клапан; СП – сетевые подогреватели.

3.1. Порядок расчета.

1. Расход пара на сетевые теплообменники отопления, вентиляции и горячего водоснабжения

$$D_{cm} = \frac{Q_{ov} + Q_{zv}}{(i''_{0,7} - i_k) \eta_n},$$

где Q_{ov} - тепловая мощность, расходуемая на отопление и вентиляцию, кВт;

Q_{zv} - тепловая мощность, расходуемая на горячее водоснабжение, кВт;

$i''_{0,7}$ - энтальпия конденсата при температуре $t_k=80^\circ\text{C}$;

i_k - энтальпия пара и при $P=0,7$ МПа;

$\eta_n = 0,98$ – КПД подогревателя.

2. Расход пара на собственные нужды предварительно принимается в размере 7...15% от внешнего потребления:

$$D_{cn} = (0,07 \div 0,15)(D_{cm} + D_{mex}).$$

3. Расход пара на компенсацию потерь в тепловой схеме принимается в размере 1...3% от внешнего потребления:

$$D_{nom} = (0,01 \div 0,03)(D_{cm} + D_{mex}).$$

4. Полная паропроизводительность ТГУ рассчитывается следующим образом:

$$D_k^{0,7} = D_{cm} + D_{mex} + D_{cn} + D_{nom}.$$

5. Производительность ТГУ по горячей воде на нужды отопления, вентиляции и горячего водоснабжения

$$G_c = \frac{Q_{ov} + Q_{zv}}{i'_c - i''_c},$$

где i'_c, i''_c - энтальпии воды соответственно в прямом и обратном трубопроводах.

6. Количество возвращаемого в ТГУ конденсата

$$G_k = \frac{\mu D_{mex}}{100},$$

где μ - доля возврата конденсата, %.

7. Непрерывная продувка котлов определяется по формуле

$$P_n = \frac{S_x g_n \cdot 100}{S_{к.в} - S_x g_n},$$

где S_x - сухой остаток химически очищенной воды, принимается

приблизительно равным сухому остатку исходной воды, т.е.

$$S_x \approx S_{u.в}, \text{ мг/кг};$$

$S_{к.в}$ - сухой остаток котловой воды, мг/кг;

$g_n = 1 - \mu$ - доля потерь конденсата.

Значение $S_{к.в}$ принимается по данным табл.3.

Таблица 3

Сухой остаток котловой воды паровых котлов
(по данным Бийского котельного завода)

	Остаток $S_{к.в}$
--	-------------------

Нормируемый показатель	С одноступенчатым испарением		С двухступенчатым испарением и выносными циклонами	
	без пароперегревателя	с пароперегревателем	первая ступень	вторая ступень
Солесодержание котловой воды, мг/кг	До 3000	До 1500	До 1500	6000-10000

8. Непрерывная продувка котлов не должна превышать 10%. При $P_n < 2\%$ предусматривается только периодическая продувка.

9. Расход воды на охлаждение пара в редуционно-охладительной установке

$$G_{\text{поу}} = \frac{D_{\kappa}^{0,7} (i''_{1,4} - i''_{0,7})}{i''_{1,4} - i_{\text{н.в}}},$$

где $i''_{1,4}$ - энтальпия насыщенного пара при $P=1,4$ МПа;

$i_{\text{н.в}}$ - энтальпия питательной воды при $t=90^{\circ}\text{C}$.

10. Расход пара теплогенерирующей установкой

$$D_{\kappa}^{1,4} = D_{\kappa}^{0,7} - G_{\text{поу}}.$$

11. Расход воды на продувку

$$G_{\text{пр}} = \frac{P_n}{100} D_{\kappa}^{1,4}.$$

12. Количество пара, выделяемое в расширителе непрерывной продувки

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

где i'_{κ}, i'_p - энтальпия воды соответственно при давлении в котле ($P=1,4$ МПа) и в расширителе ($P=0,15$ МПа);

i''_p - энтальпия насыщенного пара в расширителе;

$\eta=0,98$ - коэффициент, учитывающий потери тепла.

13. Количество воды непрерывной продувки, сливаемое в канализацию

$$G_{\text{ст}} = G_{\text{пр}} - D_c^{0,15}.$$

При расходе воды $G_{\text{ст}}$ менее 0,278 кг/с (1 т/ч) ее теплота обычно не учитывается.

14. Количество воды, добавляемое для питания котлов

$$G_{\text{пит}} = D_{\text{мех}} + G_{\text{ст}} - G_{\kappa}.$$

15. Количество воды на подпитку тепловой сети принимается в размере 1,5...2% от расхода воды в прямом трубопроводе:

$$G_{\text{пл}} = (0,015 - 0,02)(G_{\text{хво}}).$$

16. Количество воды, подвергнутое химической очистке

$$G_{\text{хво}} = G_{\text{пит}} + G_{\text{пл}}.$$

17. Количество исходной воды с учетом собственных нужд ХВО

$$G_{\text{вх}} = (1,1 - 1,15)G_{\text{хво}}.$$

18. Количество воды, поступающей из деаэратора, с учетом непрерывной продувки котлов и подпитки тепловой сети

$$G_{\partial} = D_{\kappa}^{0,7} + G_{np} + G_{nl}.$$

19. Расход выпара из деаэрата

$$D_{вып} = dG_{\partial},$$

где d – удельный расход выпара, $d=0,002$ кг/ кг.

20. Расход пара на подогрев исходной воды в теплообменнике №1

$$D_1 = G_{ucx} \frac{i_{12} - i_{11}}{i_{0,7}'' - i_{\kappa}},$$

где i_{12} и i_{11} – энтальпии исходной воды при выходе и на входе в теплообменник.

21. Количество конденсата из теплообменника №1, возвращаемое в деаэратор,

$$G_1 = D_1.$$

22. Энтальпия химически очищенной воды после ее нагрева в теплообменнике №2

$$i_{22} = i_{21} + \frac{G_{cm}}{G_{xво}} (i'_{0,15} - i_{\partial p}),$$

где $i_{21} = i_{22}$ – энтальпия химически очищенной воды на входе в ТО №2;

$i'_{0,15}$ – энтальпия продувочной воды при $P=0,15$ МПа;

$i_{\partial p}=167$ кДж/кг – энтальпия воды, сбрасываемой в барботер.

23. Энтальпия химически очищенной воды после ее нагрева в теплообменнике №3

$$i_{32} = \frac{G_{\partial} C_{\partial}}{G_{xво}} (t_{\partial} - t_{n.в}) + i_{31},$$

где $i_{31}=i_{22}$ – энтальпия химически очищенной воды на входе в ТО №3;

$t_{\partial}=100^{\circ}\text{C}$ – температура воды в деаэраторе;

$t_{п.в}=90^{\circ}\text{C}$ – температура питательной воды;

$C_{\partial}=4,13$ кДж/кг $^{\circ}\text{C}$ – теплоемкость воды.

24. Энтальпия химически очищенной воды после ее нагрева в теплообменнике №4(охладитель выпара)

$$i_{42} = i_{41} + \frac{D_{cm}}{G_{xво}} (i''_{0,12} - i'_{0,12}),$$

где $i_{41}=i_{32}$ – энтальпия химически очищенной воды на входе в ТО №4;

$i''_{0,12}, i'_{0,12}$ – энтальпия соответственно пара и конденсата при $P=0,12$ МПа

25. Расход пара на подогрев химически очищенной воды в теплообменнике №5

$$D_5 = G_{xво} \frac{i_{52} - i_{51}}{i_{0,7}'' - i_{\kappa}},$$

где $i_{51}=i_{42}$ – энтальпия химически очищенной воды на входе в ТО №5;

i_{52} – энтальпия воды на выходе из ТО №5 при температуре 80°C .

26. Количество конденсата из теплообменника №5, возвращенное в деаэратор,

$$G_5 = D_5.$$

27. Средняя энтальпия потоков на выходе из деаэрата,

$$i_{\partial} = \frac{(G_1 + G_5 + G_{cm})i_{\kappa} + G_{\kappa}i_{mex} + D_c^{0,15}i_{0,15} + G_{xво}i_{52}}{G_1 + G_5 + G_{cm} + G_{mex} + D_c + G_{xво}} = \frac{(G_1 + G_5 + G_{cm})i_{\kappa} + G_{\kappa}i_{mex} + D_c^{0,15}i_{0,15} + G_{xво}i_{52}}{G_{\partial}},$$

где G_{∂} – расход воды из деаэрата;

G_{mex} – количество конденсата, возвращаемого с производства;

i_{mex} – энтальпия конденсата, возвращаемого с производства;

$G_{cm} = D_{cm}$ - количество конденсата из сетевых теплообменников, возвращаемого в деаэрактор.

28. Расход пара на подогрев питательной воды в деаэракторе

$$D_{\partial} = \frac{(G_1 + G_5 + G_{cm} + G_{\kappa} + D_c^{0,15} + G_{xво})(i'_{\partial} - i_{52})}{i''_{0,7} - i'_{\partial}},$$

где i'_{∂} - энтальпия воды в деаэракторе.

29. Расчетный расход пара на собственные нужды

$$D_{сн}^P = D_{\partial} + D_5 + D_1 + D_{ном}$$

30. Расчетное значение паропроизводительности ТГУ

$$D_{кр}^{0,7} = D_{cm} + D_{mex} + D^P_{сн},$$

31. Ошибка расчета

$$\Delta\% = \frac{D_{кр}^{0,7} - D_{\kappa}^{0,7}}{D_{кр}^{0,7}} \cdot 100 \leq 2\%.$$

Пример расчета тепловой схемы производственно-отопительной теплогенерирующей установки дан в приложении.

3.2 Размеры расширителя непрерывной продувки.

Напряжение парового объема расширителя принимается равным $R=500 \text{ м}^3/\text{м}^3$.

Объем парового пространства определяется по формуле

$$V_p^n = \frac{D_c^{0,15} v''}{R},$$

где v'' - удельный объем пара, $\text{м}^3/\text{кг}$, при $P=0,17 \text{ МПа}$.

Объем водяного пространства составляет 3...40% от парового, т.е.

$$V_p^s = (0,3 - 0,4) V_p^n.$$

Общий объем расширителя

$$V_p = V_p^n + V_p^s.$$

При диаметре расширителя $d_p=0,5 \dots 0,8 \text{ м}$ определяется его высота

$$h_p = 1,274 V_p d_p.$$

К одному расширителю присоединяется не более трех котлоагрегатов. Расчет расширителя непрерывной продувки производится по расходу $D_c^{0,15}$ для максимального зимнего режима.

3.3 Подбор типоразмера деаэратора

Деаэрационные установки комплектуются из деаэрационных устройств и питательных емкостей.

Производительность деаэрационных колонки определяется расходом воды через систему химической очистки $G_{хим}$ и количеством возвращаемого в ТГУ конденсата G_{κ} .

Емкость бака для ТГУ паропроизводительностью до 8,33 кг/с должна соответствовать 40-минутному запасу воды; для ТГУ паропроизводительностью более 8,33 кг/с – 30-минутный запас по максимальному расходу. При производительности ТГУ до 20,8 кг/с устанавливают один бак деаэратора питательной воды, а при большей – не менее двух.

Емкость бака при 40-минутном запасе воды рассчитывается по формуле

$$V_{\partial} = 2,4 G_{\partial}, \text{ м}^3.$$

Емкость бака при 30-минутном запасе воды рассчитывается по формуле

$$V_{\partial} = 1,8 G_{\partial}, \text{ м}^3.$$

типоразмер деаэрационной колонки и габариты питательной емкости выбираются по данным табл.4.

Таблица 4

Деаэраторы термические атмосферные						
Типо-размер	Производительность, кг/с	Габариты колонки, мм		Полезная емкость бака, м ³	Габариты бака, мм	
		Диаметр	Высота		Диаметр	Длина
ДА-5	1,39	450	1100	4	1200	4400
ДА-10	2,78	700	1100	7,5	1600	4700
ДА-15	4,2	700	1100	10	1600	6100
ДА-25	6,95	1100	1500	15	2000	6100
ДА-50	13,9	1200	1500	15	2200	6100
ДА-75	20,8	1200	1650	25	2200	8200

Выбор типоразмера деаэратора осуществляется по расходам для максимального зимнего режима.

3.4. Установка химической очистки исходной воды и ее расчет.

Исходными данными для проектирования установки химической водоочистки (ХВО) являются:

- пароводяной баланс ТГУ в максимально зимнем режиме;
- характеристики исходной воды.

При проектировании водоподготовительной установки выбор схемы производится по трем основным параметрам:

- продувка котлов по сухому остатку;
- относительная щелочность химически очищенной воды;
- содержание углекислоты в паре.

Величина непрерывной продувки была определена ранее при расчете тепловой схемы ТГУ.

Относительная щелочность химически очищенной воды, %, определяется по формуле

$$Щ_x^{om} = \frac{40Щ_x 100}{S_x},$$

где 40 – эквивалент NaOH, мг/кг;

$Щ_x$ - щелочность химически очищенной воды (при обработке по схеме Na – катионирования щелочность химически очищенной воды приблизительно равна карбонатной жесткости $Щ_x = H_k$), мг-экв/кг.

Для котлов типа ДКВР, ДЕ и КЕ при величине относительной щелочности $Щ_{от} > 20\%$ следует предусмотреть нитратирование воды.

Содержание углекислоты в паре (мг/кг) определяется по формуле

$$CO_2 = 22Щ_x \alpha_x (\sigma_1 + \sigma_2),$$

где $\alpha_x = \frac{G_{хим}}{G_n}$ - доля химически очищенной воды в питательной воде;

$\sigma_1 = 0,4$ – доля разложения $NaHCO_3$ в котле;

$\sigma_2 = 0,7$ – доля разложения Na_2CO_3 в котле.

При содержании углекислоты $CO_2 > 20$ мг/кг следует принять меры против углекислотной коррозии (предусмотреть декарбонизацию).

Расчет оборудования 2-ступенчатой схемы Na-катионирования.

Для уменьшения количества устанавливаемого оборудования и его унификации принимаются однотипные фильтры 1 и 2 ступеней. Для 2 ступени устанавливается один фильтр. Второй фильтр используется для 2 ступени в период ее регенерации и одновременно является резервным для фильтров 1 ступени катионирования (рис.5).

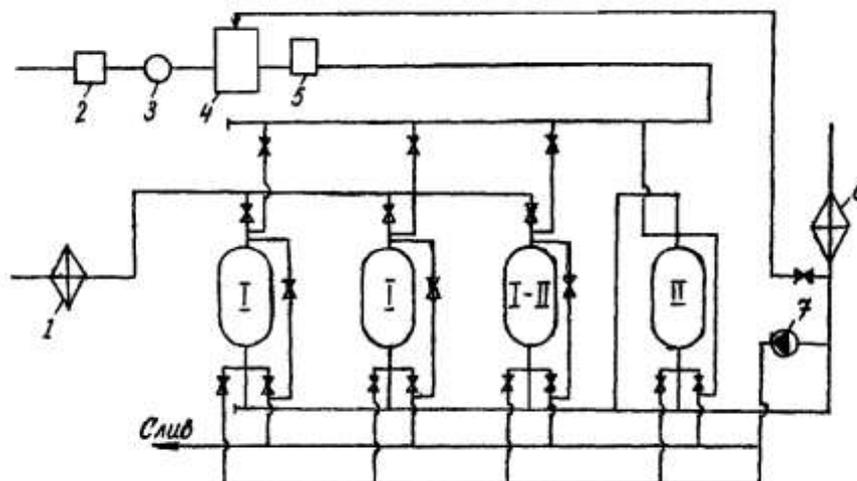


Рис 5. Схема 2-ступенчатой установки Na – катионирования: I – фильтры первой ступени; II – фильтры второй ступени; 2 – бак мокрого хранения соли; 3 – насос раствора соли; 4 - солерастворитель; 5 – бак-мерник; 6 – теплообменник №5 (см. рис.1); 7 – промывочный насос

Na-катионитовые фильтры 2 ступени.

Нормальная скорость фильтрации в фильтрах 2-й ступени принимается равной

$$W_{\phi 1} = 12-15 \text{ м/ч.}$$

Площадь фильтрации рассчитывается по формуле

$$f_p = \frac{G_{\text{хлм}} \cdot 3,6}{W_{\phi 1}}.$$

По величине площади фильтрации определяется диаметр фильтра, м:

$$d_{\phi} = 1,13 \sqrt{f_p}.$$

Принять к установке фильтр, диаметр которого d_{ϕ} будет приближаться к расчетному (табл.5).

Таблица 5

Диаметры стандартных Na-катионитовых фильтров

Типоразмер фильтров	Ф-1	Ф-2	Ф-3	Ф-4	Ф-5	Ф-6	Ф-7	Ф-8
Диаметр d_{ϕ} , м	0,4	0,5	0,7	0,9	1,0	1,2	1,4	1,6
Площадь фильтра f , м ²	0,126	0,196	0,385	0,636	0,785	1,130	1,533	2,010

Определяется действительная скорость фильтрации

$$W_{\phi 0} = \frac{G_{\text{хво}} \cdot 3,6}{f}.$$

Количество солей жесткости (г-экв/кг), подлежащее удалению

$$A_{\text{II}} = 0,1 G_{\text{хлм}} \cdot 3,6 \cdot 24,$$

где $0,1$ – жесткость воды после фильтров 1 ступени, мг-экв/кг.

Число регенерации фильтра в сутки

$$R_{II} = \frac{A_{II}}{fH_{cl}E},$$

где $H_{cl}=1,0 \dots 2,0$ м – высота слоя катионита;

$E=300$ г-экв/м³ – рабочая обменная способность.

Межрегенерационный период работы фильтра

$$T_{II} = \frac{24 \cdot n_{II}}{R_{II}} - 2,5,$$

где n – число работающих фильтров II ступени, шт.;

$2,5$ – время регенерации фильтра, ч.

Расход 100%-ной соли (кг/регенерации) на одну регенерацию Na-катионитового фильтра II ступени

$$G_c = \frac{EVq_c}{1000},$$

где $q_c=350$ г/г-экв – удельный расход соли на регенерацию фильтров.

Объем 26%-ного насыщенного раствора соли, м³, на одну регенерацию:

$$V_{н.р} = \frac{G_c \cdot 100}{1000 \rho \cdot 26},$$

где $\rho=1,2$ кг/дм³ – плотность насыщенного раствора соли при $T=293$ К.

Расход технической соли, кг, на регенерацию фильтров в месяц

$$G_c^{мес} = G_{cym} \cdot 30,$$

$$\text{где } G_{cym} = R_{II} \cdot G_c \cdot n$$

Расход воды, м³, на взрыхляющую промывку фильтра

$$G_{взр} = \frac{if \cdot 60t_{взр}}{1000},$$

где $i=3$ дм³/см² – интенсивность взрыхляющей промывки фильтров;

$t_{взр}=15$ мин – продолжительность взрыхляющей промывки.

Расход воды, м³, на приготовление регенерационного раствора

$$G_{рег} = \frac{G_c \cdot 100}{1000 \cdot b \rho_{р.р}},$$

где $b=8\%$ концентрации регенерационного раствора;

$\rho_{р.р}=1,04$ г/см³ – плотность регенерационного раствора;

Расход воды, м³, на отмывку катионита от продуктов регенерации

$$G_{отм} = g_{отм} f H_{cl},$$

где $g_{отм}=6$ м³/м³ – удельный расход воды на отмывку катионита.

Расход воды, м³, на регенерацию Na-катионитового фильтра с учетом использования оптимальной воды для взрыхления

$$G_{ВII} = G_{взр} + G_{рег} + (G_{отм} - G_{взр}) = G_{рег} + G_{отм}.$$

Расход воды в сутки, м³,

$$G_{ВII}^{cym} = G_{ВII} R_{II}$$

Na-катионитовые фильтры 1 ступени.

Принимаются к установке два фильтра, аналогичные фильтрам 2 ступени.

Скорость фильтрации

$$W_{\phi\delta} = \frac{G_{xво} \cdot 3,6}{2f}$$

Количество солей жесткости, подлежащее удалению,

$$A_1 = (H_0 - 0,1)G_{хим} \cdot 3,6 \cdot 24,$$

где $H_0 = H_k + H_{н.к}$ – общая жесткость воды, поступающей на водоподготовительную установку, мг-экв/кг; 0,1 мг-экв/кг – остаточная жесткость воды после 1 ступени.

Число регенерации фильтра в сутки

$$R_1 = \frac{A_1}{fH_{сл}E},$$

где $E=230$ г/экв/м³ – рабочая обменная способность сульфугля.

Межрегенерационный период работы

$$T_1 = \frac{24,2}{R_1} - 2,$$

где 2 – время регенерации фильтра, ч.

Расход 100%-ной технической соли на регенерацию определяется по формулам, аналогичным тем, которые были использованы при расчете фильтра 2 ступени.

Определение расходов воды на взрыхление и промывку фильтра 1 ступени производится по тем же формулам, что и для фильтра 2 ступени. При этом значение $q_{от}$ принимается равным $4 \text{ м}^3/\text{м}^3$.

Расход воды на одну регенерацию Na-катионитовых фильтратов 1 ступени с учетом использования отмывочной воды для взрыхления

$$G_{В1} = G_{рег} + G_{отм}.$$

Расход воды Na – катионитовых фильтров в сутки

$$G_{В1}^{сут} = G_{В1} R_1.$$

Среднечасовой расход воды на собственные нужды Na-катионитовых фильтров водоподготовительной установки

$$G_{В1}^{сут} = \frac{G_{В1}^{сут} + G_{В11}^{сут}}{2}.$$

Выбор оборудования.

Насосы исходной воды должны обеспечить максимальный расход химически очищенной воды для питания паровых котлов, подпитку тепловой сети и дополнительный максимальный расход на промывку фильтров, т.е. производительность насоса

$$G_{ув} = G_{хим} + G_{отм}.$$

Необходимый напор насосов исходной воды

$$p = \sum \Delta P_i + P_0,$$

где $\sum \Delta P_i \approx 300$ кПа – сумма потерь напора в пароводяном подогревателе, фильтрах 1 и 2 ступени, в подогревателе химически очищенной воды и т.д.

$P_0 \approx 180$ кПа - напор, необходимый на подъем воды и ввод ее в деаэратор.

По рассчитанной производительности и напору выбирается тип насоса (табл.6). К установке принимаются два насоса, один из которых – резервный.

Таблица 6

Насосы центробежные консольные типа К

Марка насоса	Производительность, кг/с	Создаваемое давление, кПа	Мощность эл.двиг., кВт	Габаритные размеры		
				Высота	Длина	Ширина

2 К-6	2,76	0,34	5	322	794	600
	5,56	0,3	4,5	322	794	600
	8,3	0,24	4,5	322	794	600
3 К-8	8,3	0,34	7	433	927	700
	12,5	0,27	7	433	927	700
	15,0	0,27	7	433	927	700
4 К-18	16,7	0,25	10	433	933	700
	22,2	0,19	10	433	933	700
	27,8	0,19	10	433	933	700
6 К-8	44,4	0,32	78	600	1400	1000
8 К-12	80	0,29	82	655	1735	1000

Мерник раствора соли.

Емкость мерника раствора соли принимается по наибольшему расходу соли на одну регенерацию для Na-катионитовых фильтров

$$V_m = 1,3V_{np},$$

где V_{np} - объем 26%-ного раствора соли на одну регенерацию, м³.

Высота мерника принимается равной высоте бункера соли, мерник наполняется за межрегенерационный период, как сообщающийся сосуд.

Резервуар мокрого хранения соли.

Расход технической соли на регенерацию фильтров 1 и 2 ступеней в месяц составит

$$G_c^{мес} = (G_{cymI} + G_{cymII}) \cdot 30.$$

Емкость резервуара для хранения соли при доставке ее автотранспортом принимается равной 10-суточному запасу:

$$V_p = \frac{G_c^{мес}}{3}.$$

Для хранения соли принимается к установке двухъячейковый железобетонный резервуар.

Бак промывочной воды.

Для взрыхляющей промывки Na-катионитовых фильтров 1 и 2 ступеней устанавливается бак промывочной воды, емкость которого, м³, равна

$$V_6 = 1,3G_{взр}.$$

Насос промывочной воды.

Напор насоса для взрыхляющей промывки фильтров

$$P_n = \sum \Delta P_i,$$

где $\sum \Delta P_i \approx 110$ кПа – суммарная потеря давления в фильтрах, трубопроводах, водомерах и т.п.

Производительность насоса, кг/с, при времени взрыхления 15 мин определяется по формуле

$$G_n = \frac{4 \cdot G_{взр} \cdot 1000}{15 \cdot 60}.$$

К установке принимается один насос промывочной воды, который выбирается по табл.5 по P_n и G_n .

4.Выбор насосов для теплогенерирующей установки

4.1.Сетевые насосы.

Сетевые насосы устанавливаются для обеспечения циркуляции воды в тепловых сетях. Суммарный часовой расход воды G_c принимается из расчета тепловой схемы ТГУ. Давление сетевого насоса принимается по его паспорту.

Количество устанавливаемых сетевых насосов должно быть не менее двух, из которых один является резервным. При установке четырех рабочих сетевых насосов резервный не принимается. Суммарная производительность сетевых насосов должна быть такой, чтобы при выходе из строя любого насоса оставшиеся насосы обеспечивали максимальный расход сетевой воды.

4.2. Подпиточные насосы.

Подпиточные насосы устанавливаются для восполнения утечки воды в тепловой сети и создания в ней статического давления, которое исключит возможность вскипания воды.

Производительность насоса $G_{пн}$ принимается по данным расчета тепловой схемы ТГУ. Давление, развиваемое подпиточным насосом, должно быть больше давления сетевых насосов.

В ТГУ устанавливается не менее двух подпиточных насосов, один из которых – резервный.

4.3. Питательные насосы.

Для питания паровых котельных агрегатов необходимо принять к установке два насоса с электрическим приводом и питанием двигателей от двух независимых источников.

Суммарная производительность насосов должна быть не менее 110% номинальной паропроизводительности всех работающих котельных агрегатов.

Избыточное давление, МПа, которое должны создавать питательные насосы, определяется по формуле

$$P = 1,15(P_{\sigma} - P_{\delta}) + \Delta P_c + \Delta P_z,$$

где P_{σ} – избыточное давление в барабане котла, МПа;

P_{δ} – избыточное давление в деаэраторе, МПа;

$\Delta P_c = 0,08-0,1$ МПа – суммарное сопротивление всасывающего и нагнетательного трактов питательной воды;

$\Delta P_z = 0,04-0,06$ МПа – давление, соответствующее разности уровней воды в барабане котла и в деаэраторе.

4.4. Мощность электропривода.

Мощность, кВт, электродвигателя, необходимая для привода насоса, рассчитывается, исходя из его производительности и давления нагнетания по формуле

$$N = \frac{G \cdot P \cdot 10^3}{\rho \cdot \eta_n \cdot \eta_{\delta}},$$

где G – производительность насоса, кг/с;

P – развиваемое давление, МПа;

$\eta_n = 0,65-0,75$ – КПД насоса при полном давлении;

$\eta_{\delta} = 0,9-0,95$ – КПД электродвигателя;

$\rho = 1000$ кг/м³ – плотность воды.

Сетевые питательные и подпиточные насосы выбираются в зависимости от рассчитанных значений расхода и напора по табл.6,7,8.

Насосы центробежные

Тип насоса	Производительность, кг/с	Создаваемое давление, МПа	Тип/мощность эл.двигателя	Габаритные размеры с эл.двигателем, мм		
				Длина	Ширина	Высота
ЦНС-150-23	41,7	2,40	160-380/150	970	2750	880
4МСГ-10×6	16,7	1,98	A2-82,2/55	600	2000	500
4МСГ-10×7	16,7	2,31	A2-82-2/75	600	2100	500
4МСГ-10×6	16,7	2,64	A2-82-2/75	600	2200	500
3МСГ-10×6	9,4	1,84	A2-71-2/30	600	1900	430
3МСГ-10×9	9,4	2,07	A2-72-2/40	500	2000	430
3МСГ-10×10	9,4	2,3	A2-72-2/40	600	2100	430

Таблица 8

Насосы вихревые

Марка насоса	Производительность, кг/с	Создаваемое давление, МПа	Мощность эл.двигателя, кВт	Габаритные размеры, мм		
				Длина	Ширина	Высота
2,5ЦВ-0,8	1,39-3,33	2,2	14	525	1150	526
2,5ЦВ-1,1	2,2-6,1	2,5	20	525	1150	526
2,5ЦВ-1,3	3,9-7,8	2,5	28	595	1255	604
2,5ЦВ-1,5	4,2-8,4	2,7	40	595	1255	604

5. Аэродинамический расчет теплогенерирующей установки.

Аэродинамический расчет ТГУ выполняется для определения аэродинамических сопротивлений всех элементов, входящих в ее состав. По данным этого расчета определяются размеры дымовой трубы, типоразмеры дымососов и дутьевых вентиляторов и подбираются электродвигатели. Приступая к расчету, необходимо эскизно разработать компоновку ТГУ с предполагаемым размещением оборудования и тягодутьевых устройств, а также определить сечения и длины участков газового тракта.

5.1. Аэродинамическое сопротивление дымовой трубы.

Скорость продуктов сгорания на выходе из дымовой трубы принимается в пределах $W_{\text{вых}}=12-20$ м/с.

Высота дымовой трубы $H_{\text{тр}}$ принимается предварительно в соответствии с нормами.

Уменьшение температуры продуктов сгорания на 1 м трубы из-за их охлаждения, К:

- для стальных нефутерованных труб

$$\Delta T = \frac{3,6}{\sqrt{D}};$$

- для кирпичных труб

$$\Delta T = \frac{0,76}{\sqrt{D}},$$

где D – производительность всех котлов ТГУ, кг/с.

Температура продуктов сгорания на выходе из трубы, К:

$$T_{\text{вых}} = T_{\text{ух}} - \Delta T H_{\text{тр}},$$

где $T_{\text{ух}}$ - температура уходящих газов, К (была задана в первой части курсового проекта).

Площадь выходного сечения трубы, м²,

$$F_m = \frac{B_p^{\kappa \cdot \gamma} V_z T_{\text{вых}}}{W_{\text{вых}} \cdot 273},$$

где $B_p^{к.у} = B_p^{к.а} \cdot n$ - расход топлива всеми котлами, установленными в котельной (величина $B_p^{к.а}$ была рассчитана в первой части курсового проекта, n – число установленных котлов), кг/с, м³/с;

V_2 - объем дымовых газов, выделяющихся при сжигании 1 кг или 1 м³ топлива, м³/кг, м³/м³.

Диаметр устья трубы, м²,

$$D_0 = \sqrt{\frac{4F_m}{\pi}}$$

При установке в котельной кирпичных труб по условиям их монтажа значение D_0 должно быть не менее 0,75 м.

Диаметр основания трубы, м²,

$$D_{осн} = 2H_{тр}i + D_0,$$

где $i=0,02-0,03$ – конусность трубы.

Средний диаметр дымовой трубы, м²,

$$D_{ср} = 0,5(D_0 + D_{осн}).$$

Средняя температура газов в дымовой трубе, К,

$$T_{ср}^{\partial.м} = 0,5(T_{ух} + T_{вих}).$$

Площадь сечения дымовой трубы, рассчитанная по среднему диаметру, м²,

$$F_{ср}^{\partial.м} = \pi \frac{D_{ср}^2}{4}.$$

Средняя скорость газов в дымовой трубе, м/с,

$$W_{ср}^{\partial.м} = \frac{B_p^{к.у} V_2 T_{ср}^{\partial.м}}{F_{ср}^{\partial.м} \cdot 273}.$$

Плотность газов, кг/м³, при заданной температуре T рассчитывается по формуле

$$\rho = \frac{T}{273} \rho_0,$$

где $\rho_0=1,34$ кг/м³ – плотность дымовых газов среднего состава при нормальных физических условиях.

Потери в дымовой трубе

$$\Delta h_{тр}^{\partial.м} = \lambda \frac{(W_{ср}^{\partial.м})^2}{2} \cdot \frac{H_{тр}}{D_{ср}},$$

где λ - значение коэффициента трения ($\lambda=0,04$ для кирпичных труб и каналов; $\lambda=0,02$ для металлических труб и каналов).

Потери давления на выходе из дымовой трубы, Па,

$$\Delta h_{вых}^{\partial.м} = 1,1 \frac{\rho_{вых} W_{вых}^2}{2}.$$

Суммарные потери давления в дымовой трубе, Па.

$$\sum h^{\partial.м} = \Delta h_{тр}^{\partial.м} + \Delta h_{вых}^{\partial.м}.$$

5.2. Аэродинамическое сопротивление газового тракта.

Сопротивление отдельных элементов ТГУ, связанное с трением газов о стенки труб или прямых каналов, при движении по которым газы не встречают на своем пути препятствий в виде пучка труб, определяется по формуле

$$\Delta h_{тр} = \lambda \frac{L}{d} \frac{W_{ср}^2}{2} \rho_{ср}, \text{ Па}$$

где L - длина наиболее протяженной ветви газохода, м;

d – диаметр круглого канала или эквивалентный диаметр канала прямоугольного сечения, м,

$$d_{\text{экв}} = \frac{4F}{U},$$

здесь F – живое сечение газохода, м²;
 U – смачиваемый периметр, м.

Сопротивления отдельных элементов ТГУ, зависящие от местных сопротивлений, подсчитывают по формуле

$$\Delta h_m = \varphi \frac{W^2}{2} \rho,$$

где φ – значение коэффициента местного сопротивления.

Значение коэффициента φ при поворотах для наиболее часто встречающихся в котельной практике случаев: под углом 45° - 0,5; 90° - 1, 180° - 2.

Скорость газов W в месте поворота определяют по формуле

$$W = \frac{V_z B_p^{k,a} T_{yx}}{273F},$$

где F – живое сечение, зависящее от угла поворота, м².

Живые сечения определяются следующим образом:

– для поворота на 90°

$$F = \frac{2}{\frac{1}{F_1} + \frac{1}{F_2}},$$

где F_1 и F_2 – начальное и конечное сечение поворота, м²;

– для поворота на 180°

$$F = \frac{3}{\frac{1}{F_1} + \frac{1}{F_2} + \frac{1}{F_3}},$$

где F_1 , F_2 , F_3 – начальное, среднее и конечное сечения, м².

Сопротивление каждого шиберы $\Delta h_{\text{шиб}}$, поставленного на пути продуктов сгорания, принимается равным 5...15 Па.

5.3. Аэродинамическое сопротивление основного оборудования.

Аэродинамическое сопротивление котельного агрегата Δh_k было определено в курсовой работе по теплогенерирующим установкам.

Аэродинамическое сопротивление экономайзера складывается из потерь давления при омывании пучка труб и потерь давления при прохождении местных сопротивлений

$$\Delta h_{\text{эк}} = \Delta h_{\text{пучка}} + \Delta h_m.$$

Сопротивление пучка может быть определено по формуле, Па,

$$\Delta h_{\text{пучка}} = (0,5z_2 + 4) \frac{W_{\text{cp}}^2}{2} \rho_{\text{cp}}^{\text{эк}},$$

где z_2 - число рядов труб в экономайзере по ходу газов;

W_{cp} – средняя скорость движения газов в экономайзере (была определена в первой части курсовой работы), м/с;

$\rho_{\text{cp}}^{\text{эк}}$ - средняя плотность газов в экономайзере, кг/м³.

Потери давления при прохождении местных сопротивлений рассчитываются так же, как и при расчете газового тракта.

Сопротивление циклонов золоулавливающей установки принимается в пределах 350...600 Па, оно должно удовлетворять условию:

$$\frac{\Delta h_{\text{зол}}}{\rho} = 550 - 750.$$

5.4. Расчет самотяги дымовой трубы.

Необходимое разрежение, создаваемое тяговым устройством, зависит от суммы сопротивлений отдельных элементов, входящих в состав ТГУ, и должно быть на 10% больше последней, т.е.

$$h = 1,2(\Delta h_{\kappa} + \Delta h_{\text{эк}} + \Delta h_{\text{зол}} + \Delta h_{\text{шиб}} + \Delta h_{\text{о.м}} + \Delta h_{\text{мп}} + \Delta h_{\text{м}}).$$

Самотяга дымовой трубы обусловлена разностью плотностей горячих продуктов сгорания и атмосферного воздуха и определяется по формуле

$$h_c = \frac{H_{\text{мп}} \left(\frac{1}{T_p} - \frac{1}{T_{\text{сп}}} \right) B}{2,15},$$

где T_p - расчетная температура воздуха (для летнего режима), К;

$T_{\text{сп}}$ - средняя температура продуктов сгорания в дымовой трубе, К;

B - барометрическое давление, Па.

По условию работы котельного агрегата при естественной тяге должно соблюдаться соотношение $h_c > h$. В противном случае к установке должна быть принята дымовая труба большей высоты.

5.5. Проверка высоты дымовой трубы на предельно допустимые концентрации вредных выбросов.

Масса оксидов серы SO_x , кг/с, при сжигании твердого или жидкого топлива (в пересчете на SO_2)

$$M_{\text{SO}_2} = 2 \frac{S^p}{100} B_p^{k,y} (1 - \eta_{\text{SO}_2}),$$

где η_{SO_2} - доля оксидов серы, связанных летучей золой в котле (принимаются значения: для торфа - 0,15; мазута - 0,02; углей Канско-Ачинского бассейна - 0,2; Экибастузского угля - 0,02, остальных углей - 0,1).

Масса оксидов азота, кг/с, выбрасываемых в атмосферу

$$M_{\text{NO}_2} = \frac{34 \beta_1 K B_p^{k,y} Q_n^p \left(1 - \frac{q_n}{100} \right) \beta_3}{10^7},$$

где β_1 - безразмерный поправочный коэффициент, учитывающий влияние на выход оксидов азота, содержание азота в топливе и способ шлакозолоудаления (принимается по табл.9);

β_3 - коэффициент, учитывающий конструкцию горелок (для вихревых горелок $\beta_3 = 1$, для прямоточных $\beta_3 = 0,85$);

K - коэффициент, характеризующий выход окислов азота на 1 т сожженного условного топлива: для паровых котлов $D \leq 19,4$ кг/с

$$K = 0,18D$$

Топливо	Значение коэффициента β_1		
	Содержание азота N^p , %	β_1	
Природный газ Мазут при коэффициенте избытка воздуха в топке	-	0,25	
	$\alpha_T > 1,05$ $\alpha_T < 1,05$	0,8 0,7	
Твердое	Шлакозолоудаление		
		твердое	жидкое
	1	0,55	0,8
	1-1,4	0,7	1,0
	1,4-2,0	1,0	2,4
	2,0	1,4	2,0

Масса оксида углерода, кг/с, выбрасываемая в атмосферу

$$M_{CO} = 0,001C_n B_p^{ky} \beta \left(1 - \frac{q_n}{100}\right),$$

где C_n - коэффициент, характеризующий выход CO при сжигании различных видов топлива (принимается по табл.10);

β - поправочный коэффициент, учитывающий влияние режима горения на выход CO (при нормативных значениях коэффициента избытка воздуха на выходе из топки $\beta=1$).

Таблица 10

Тип топок	Значение коэффициента C_n				
	Угли		Торф	Мазут	Газ
	каменные	бурые			
Слоевые механизированные	25,7	10,3	16,0	-	-
Камерные для котлоагрегатов паропроизводительностью, кг/с					
до 20,8	-	-	-	19,4	17,9
более 20,8	-	-	-	9,6	9,3

Количество золы, кг/с, выбрасываемое в атмосферу,

$$M_z = 0,01(A^p + q_n) a_{yn} B_p^{ky} (1 - \eta),$$

где a_{yn} - доля твердых частиц, уносимых из топки с продуктами сгорания (определена расчетом в первой части курсового проекта);

η - степень улавливания твердых частиц в золоуловителях.

Минимальное расчетное значение высоты дымовой трубы определяется по формуле:

$$H_{mp}^{\min} = \sqrt{\frac{AFmn \left(M_{SO_2} + \frac{ПДК_{SO_2}}{ПДК_{NO_2}} M_{NO_2} + \frac{ПДК_{SO_2}}{ПДК_{CO}} M_{CO} + \frac{ПДК_{SO_2}}{ПДК_3} M_3 \right) \sqrt{\frac{Z}{V\Delta T}}}{10^{-2} ПДК_{SO_2}}},$$

где ПДК – предельно допустимая концентрация вредного вещества, м³/м³ (значения ПДК различных вредных веществ представлены в табл. 11);

A – коэффициент, зависящий от температурной стратификации атмосферы и определяющий условия рассеивания вредных веществ в атмосферном воздухе (*A*=240 для субтропической зоны Средней Азии; *A*=200 для Казахстана, Кавказа, Нижнего Поволжья, Молдовы, Сибири, Дальнего Востока; *A*=160 для районов Севера и Северо-Запада Европейской части СССР, Среднего Поволжья, Урала и Украины; *A*=120 для центральной Европейской части СССР);

m, n – коэффициенты, учитывающие условия выхода продуктов сгорания из дымовой трубы;

V – объем удаляемых продуктов сгорания, м³с;

ΔT – разность между температурой выбрасываемых газов и температурой атмосферного воздуха, К;

F – коэффициент, учитывающий скорость оседания вредных веществ в атмосферном воздухе (для газообразных веществ и мелкодисперсных аэрозолей *F*=1; для пыли при степени улавливания более 90% - *F*=2; при степени улавливания 75÷90% - *F*=2,5);

Z – число дымовых труб.

Таблица 11

Предельно допустимые концентрации вредных веществ в атмосфере

Загрязняющее вещество	ПДК, мг/м ³	
	максимально-разовые	среднесуточные
Пыль токсичная	0,5	0,15
Ангидрид сернистый SO ₂	0,5	0,05
Окись углерода CO	3,0	1,0
Двуокись азота NO ₂	0,085	0,085
Сажа	0,15	0,05

Коэффициент *m* рассчитывается по формуле

$$m = \frac{1}{0,67 + 0,1\sqrt{f} + 0,34\sqrt[3]{f}},$$

где *f* – коэффициент, зависящий от скорости выхода продуктов сгорания и геометрических размеров трубы,

$$f = \frac{1000W_{\text{вых}}D_0}{H_{\text{тр}}^2\Delta T}.$$

Коэффициент *n* определяется в зависимости от параметра

$$V_m = 0,65\sqrt[3]{V\Delta T / H_{\text{тр}}}, \text{ где}$$

$$V = 1,3 \frac{W_{\text{вых}} \cdot D_0}{H_{\text{тр}}}$$

При $V_m \leq 0,3$ - *n*=3;

При $0,3 < V_m \leq 2$ - $n=3 - \sqrt{(V_m - 0,3)(4,36 - V_m)}$;

При $V_m > 2$ - *n*=1.

дымовая труба должна иметь $H_{\text{тр}} \geq H_{\text{тр}}^{\text{min}}$.

5.6. Выбор дымососа.

Дымососы выбираются с учетом их производительности и создаваемого ими давления. К каждому котельному агрегату устанавливается индивидуальный дымосос.

Производительность дымососа, м³/с, определяется по формуле

$$V_d = \frac{1,1V_z B_p^{ka} T_d}{273},$$

где $T_d = T_{yx}$ – температура продуктов сгорания перед дымососом, К.
Расчетное давление дымососа, Па,

$$H_p = 1,2\left(h - \frac{h_c}{n}\right),$$

где n - число котлов, устанавливаемых в котельной.

При выборе дымососа по каталогу расчетное давление должно быть приведено к тем условиям, которые в них указаны, Па.

$$H_d = H_p \frac{T_d}{273}.$$

Выбор типоразмера дымососа производится по приложениям нормативного метода "Аэродинамический расчет котельных агрегатов" или каталогам производителя.

Электрическая мощность, потребляемая дымососом, Вт,

$$N_d = \frac{1,1V_d H_d}{\eta_d},$$

где η_d - КПД дымососа.

5.7. Выбор дутьевого вентилятора.

Для каждого котельного агрегата устанавливается индивидуальный дутьевой вентилятор. При подборе вентилятора полное давление рекомендуется увеличивать на 10%.

Полное давление, создаваемое дутьевым вентилятором, Па

$$H_e = \Delta h_{cl} + \Delta h_{e3},$$

где Δh_{cl} - сопротивление колосниковой решетки и слоя топлива (для слоевой топки) при сжигании газа и мазута – сопротивление горелочного устройства; величина Δh_{cl} ориентировочно принимается равной 500 Па – для слоевой топки, 800 Па – при сжигании газа с помощью горелок низкого давления, 2000-3000 Па – при сжигании мазута с помощью пневматического распыливания;

Δh_{e3} - сопротивление воздухопроводов (при скорости 5-8 м/с, $\Delta h_{e3} = 200$ Па).

Количество воздуха, м³/с, на которое рассчитывается вентилятор, определяется по формуле

$$V_e = 1,1\alpha_m B_p^{ka} V_0 \frac{273 + t_e}{273} \frac{B}{B - H_e},$$

где α_m - значение коэффициента избытка воздуха в топке;

V_0 – количество воздуха, необходимое для сжигания 1 кг (м³) топлива;

t_e - расчетная температура воздуха, °С;

B – барометрическое давление, Па.

Выбор типоразмера дутьевого вентилятора производится по приложениям нормативного метода "Аэродинамический расчет котельных агрегатов".

Электрическая мощность, потребляемая вентилятором,

$$N_e = \frac{1,1V_e H_e}{\eta_e},$$

где η_e - КПД вентилятора при полном давлении.

6. Определение расчетных годовых затрат и себестоимости единицы количества вырабатываемой теплоты.

Основной задачей, связанной с установлением технико-экономических показателей, является определение себестоимости вырабатываемой 1 ГДж теплоты или 1 т пара.

Далее приведен порядок расчета в общем виде. Стоимость топлива, стоимость электроэнергии, стоимость воды определяется по тарифам, действующим на момент расчета.

Годовой расход тепла определяется с помощью графика нагрузок (см.рис.3), который приводится в задании на проектирование, кДж/г:

$$Q_{ep} = [D_1\tau_1 + D_2(\tau_2 - \tau_1) + D_3(\tau_3 - \tau_2)](i''_{0,7} - i_{n,6}) \cdot 3600 \cdot 24,$$

где $i''_{0,7}$ - энтальпия насыщенного пара при давлении 0,7 МПа, кДж/кг:

$i_{n,6}$ - энтальпия питательной воды.

Годовой отпуск теплоты с учетом теплоты возвращаемой в котельную конденсата, кДж/г,

$$Q_{zod} = Q_{ep} - G_k t_k C_k h_3 \cdot 3600 \cdot 24,$$

где G_k - количество возвращаемого конденсата, кг/с;

t_k - температура возвращаемого конденсата, °С;

C_k - теплоемкость конденсата, кДж/кг°С;

Установленная теплопроизводительность ТГУ, кДж/ч

$$Q_{уст} = D_{ном} (i''_{0,7} - i_{n,6}) n \cdot 3600,$$

где $D_{ном}$ - номинальная паропроизводительность котла, кг/с;

n - число котлоагрегатов в котельной.

Число часов использования установленной мощности, ч/г;

$$h_z = Q_{zod} / Q_{уст}.$$

Затраты на топливо составляют, р.:

$$\mathcal{E}_{мон} = K \cdot 3,6 B_p^{k,a} n h_z (C_m + C_{mp}),$$

где K - коэффициент, учитывающий складские, транспортные и прочие потери; принимается равным: 1,055 при сжигании жидкого и газообразного топлива; 1,06 при сжигании твердого топлива;

C_m - стоимость топлива, р./м;

C_{mp} - стоимость транспортировки топлива до ТГУ, р./м.

Стоимость перевозки твердого и жидкого топлива до территории ТГУ может быть найдена из выражения

$$C_{mp} = a + bL, \text{ р./ м},$$

где L - расстояние от места добычи до места разгрузки, км;

a и b - коэффициенты, определяемые в зависимости от качества топлива по табл.12.

Таблица 12

Стоимость перевозок твердого и жидкого топлива

Топливо	a	b
Уголь:		
бурый	0,2	0,00148
каменный	0,44	0,00242
Торф	0,86	0,00294
Мазут	0,94	0,00337

При доставке твердого топлива с помощью автосамосвала $a=0,22$, $b=0,054$. В случае доставки жидкого топлива автоцистернами $a=0,37$, $b=0,09$.

Для районов Сибири, Дальнего Востока и Крайнего Севера вводятся коэффициенты, увеличивающие стоимость перевозки в 1,15; 1,25; 1,35 раза.

Затраты на потребляемую электроэнергию, р./г.,

$$\mathcal{E}_{эл.эн} = N_{уст} h_z C_{эл},$$

где $N_{уст}$ - установленная мощность всех электродвигателей, кВт,

$C_{эл}$ - стоимость электроэнергии.

Затраты на используемую воду, р./г.,

$$\mathcal{E}_{вод} = G_{ув} h_2 C_в,$$

где $G_{ув}$ - максимальный часовой расход воды, м³/ч;

$C_в$ - стоимость воды.

Затраты на заработную плату, р./г.,

$$\mathcal{E}_{зар} = K_{шт} Q_{уст} C_{зар},$$

где $K_{шт}$ - ориентировочный штатный коэффициент, принимаемый по табл. 13 в зависимости от теплопроизводительности ТГУ, рода сжигаемого топлива;

$Q_{уст}$ - установленная мощность ТГУ, МВт;

$C_{зар}$ - среднегодовая зарплата одного человека с соответствующими начислениями.

Таблица 13

Значения штатного коэффициента

Тип ТГУ	Мощность, МВт	Топливо	
		Газ, мазут	Твердое
Производственная и отопительно- производственная	2	2,8	4,0
	4	2,2	3,2
	6	1,8	2,9
	8	1,6	2,6
	10	1,5	2,5
	12	1,4	2,3
	20	1,0	1,7
	30	0,65	1,3

Затраты на амортизационные отчисления, р./г.,

$$\mathcal{E}_{амор} = P_1 C_{стр} + P_2 C_{об},$$

где $P_1=3,2\%$ - процентные отчисления от стоимости общестроительных работ;

$C_{стр}$ - сметная стоимость общестроительных работ, р.;

$P_2=8,2\%$ - процентные отчисления от стоимости оборудования с монтажом;

$C_{об}$ - сметная стоимость оборудования и его монтажа, р.

Сметная стоимость котельной складывается из стоимости общестроительных работ и стоимости оборудования и монтажа, р.:

$$C_{кот} = C_{стр} + C_{об}.$$

По укрупненным показателям в зависимости от удельных капитальных затрат для различных типов ТГУ сметная стоимость котельной может быть рассчитана по формуле (тыс.р.)

$$C_{кот} = C_{кот}^{уд} Q_{уст},$$

где $Q_{уст}$ - установленная мощность ТГУ, МВт;

$C_{кот}^{уд}$ - удельные капитальные затраты, тыс.р./МВт.

Сметная стоимость общестроительных работ, р.,

$$C_{стр} = a C_{кот},$$

где a - удельные капитальные затраты на общестроительные работы.

Сметная стоимость оборудования и его монтажа

$$C_{об} = (b + c) C_{кот},$$

где b и c - удельные капитальные затраты соответственно на оборудование и на стоимость монтажа.

Затраты на текущий ремонт принимают в размере 20...30% затрат на амортизацию (р./г.)

$$\mathcal{E}_{\text{тек.рем}} = (0,2 - 0,3)\mathcal{E}_{\text{амор}}.$$

Затраты на общекотельные и прочие расходы принимать в размере 30% от суммы амортизационных отчислений, годового фонда зарплаты и затрат на текущий ремонт, (р./г.):

$$\mathcal{E}_{\text{общ}} = 0,3(\mathcal{E}_{\text{амор}} + \mathcal{E}_{\text{зар}} + \mathcal{E}_{\text{тек.рем}}).$$

Газовые эксплуатационные затраты определяют по уравнению

$$\sum \mathcal{E}_i = \mathcal{E}_{\text{топ}} + \mathcal{E}_{\text{эл.эн}} + \mathcal{E}_{\text{вод}} + \mathcal{E}_{\text{зар}} + \mathcal{E}_{\text{амор}} + \mathcal{E}_{\text{тек.рем}} + \mathcal{E}_{\text{общ}}$$

Себестоимость вырабатываемого тепла, р./ГДж, находится по уравнению

$$C = \frac{\sum \mathcal{E}_i}{Q_{\text{год}}},$$

где $Q_{\text{год}}$ - годовой отпуск тепла, ГДж.

Литература

Аэродинамический расчет котельных агрегатов. Нормативный метод/ Под ред. С.И.Мочан. М.: Энергия,1978.

Бузников Е.Ф., Радлатис К.Ф., Берзиньш Э.Я. Производственные и отопительные котельные. М.: Энергоатомиздат,1984.

Лифшиц О.В. Справочник по водоподготовке котельных установок, М.: Энергия,1976.

Родлатис К.Ф. Котельные установки. М.: Энергия,1977.

СНиП-2-35-76. Котельные установки. М.: Стройиздат, 1977.

Лебедев В.И., Пермяков Б.А., Хаванов П.А. Расчет и проектирование теплогенерирующих установок систем теплоснабжения, М.: Стройиздат, 1992 г.

Приложение.

Пример расчета тепловой схемы производственно-отопительной
теплогенерирующей установки для закрытой системы теплоснабжения.

Наименование, размерность	Расчетная формула	Режим		
		макс. зимний	хол. м-ц	лет - ний
1	2	3	4	5
	<u>Исходные данные</u>			
Расчетная температура наружного воздуха, °С	$t_{p.o}$	-28		
Параметры технологи- ческого пара, давление, МПа	P_{tex}	насы- щен- ный 0,7		
Технологическая нагрузка, кг/с	D_{tex}	7,2		
Доля возвращаемого конденсата от техни- ческого потребителя, %	μ	60		
Температура конденсата от технологического потребителя, °С	t_{tex}	55		
Отопительная нагрузка, МВт	Q_{ov}	12,0		
Нагрузка горячего водоснабжения, МВт	Q_{zv}	2,8		
Солесодержание исходной воды, мг/кг	$S_{u.v}$	360		
Температура воды в подающем трубопроводе, °С	t'_c температурный график	150		
Энтальпия воды в подающем трубопроводе, кДж/кг	i'_c температурный график	628,5		
Температура воды в обратном трубопроводе, °С	t''_c температурный график	70		
Энтальпия воды в обратном трубопроводе, кДж/кг	i''_c температурный график	293,3		
Энтальпия насыщенного пара, кДж/кг, при давлении, МПа:	паровые таблицы			
P=1,4	$i''_{1,4}$	2790		
P=0,7	$i''_{0,7}$	2763		
P=0,15	$i''_{0,15}$	2693		
		2683		

P=0,12	$i''_{0,12}$			
Энтальпия, кДж/кг: технологического конденсата конденсата при t=80°C	i_{mex} i_{κ}	2305 335,2		
Энтальпия воды питательной при t=90°C в деаэраторе при t _д =100°C исходной при t=5°C насыщенной	$i_{n,6}$ i_{δ}	377,1 419 21		
P=0,015 МПа котловой P=1,4 МПа насыщенной	$i'_{0,15}$ $i'_{1,4}$ $i'_{0,12}$	467 830 440		
P=0,12 МПа насыщенной P=0,7 МПа	$i'_{0,7}$	697		
	<u>Результаты расчета</u>			
Расход пара, кг/с: на сетевые теплообменники ОВ и ГВ	$D_{cm} = \frac{Q_{ов} + Q_{гв}}{(i''_{0,7} - i_{\kappa})\eta_n}$	6,22		
на собственные нужды	$D_{сн} = 0,11(D_{cm} + D_{mex})$	1,48		
на компенсацию потерь	$D_{nom} = 0,03(D_{cm} + D_{mex})$	0,40		
Полная паропроизводи- тельность ТГУ, кг/с	$D_{\kappa}^{0,7} = D_{cm} + D_{mex} + D_{сн} +$ $+ D_{nom}$	15,3		
Производительность ТГУ по горячей воде на нужды ОВ и ГВ, кг/с	$G_c = \frac{Q_{ов} + Q_{гв}}{i'_c - i''_c}$	44,15		
Количество возвращаемого конденсата, кг/с	$G_{\kappa} = \frac{\mu D_{mex}}{100}$	4,32		
Непрерывная продувка, %	$P_n = \frac{S_x g_n \cdot 100}{S_{\kappa,6} - S_x g_n}$	5,04		
Расход воды на охлаждение пара в РОУ, кг/с	$G_{poy} = \frac{D_{\kappa}^{0,7} (i''_{1,4} - i''_{0,7})}{i''_{1,4} - i_{n,6}}$	0,17		
Расход пара ТГУ, кг/с	$D_{\kappa}^{1,4} = D_{\kappa}^{0,7} - G_{poy}$	5,13		
Расход воды на продувку, кг/с	$G_{np} = \frac{P_n}{100} D_{\kappa}^{1,4}$	0,76		
Количество пара, выделяемого в СНП, кг/с	$D_c^{0,15} = G_{np} \frac{\eta(i'_{1,4} - i'_{0,15})}{i''_{0,15} - i'_{0,15}}$	0,01		
Количество воды непрерывной продувки,	$G_{cm} = G_{np} - D_c^{0,15}$	0,75		

сливаемой в канализацию, кг/с				
Количество воды, добавляемое для кипения котлов, кг/с	$G_{num} = D_{mex} + G_{cm} - G_k$	3,63		
Количество воды на подпитку тепловой сети, кг/с	$G_{nl} = 0,02G_c$	0,88		
Количество воды, подвергаемое химической очистке, кг/с	$G_{xvo} = G_{num} + G_{nl}$	4,51		
Количество исходной воды с учетом собственных нужд, кг/с	$G_{ucx} = 1,12G_{xvo}$	5,05		
Количество воды, поступающей из деаэратора, кг/с	$G_d = D_k^{0,7} + G_{np} + G_{nl}$	16,94		
Расход выпора из деаэратора, кг/с	$D_{вып} = dG_d$	0,03		
Расход пара на подогрев воды в ТО №1, кг/с	$D_1 = G_{ucx} \frac{i_{12} - i_{11}}{i_{0,7}'' - i_k}$	0,13		
Количество конденсата из ТО №1, кг/с	$G_1 = D_1$	0,13		
Энтальпия воды, кДж/кг: после ТО №2	$i_{22} = i_{21} + \frac{G_{cm}}{G_{xvo}} (i_{0,15}' - i_{op})$	133,68		
после ее нагрева ТО №3	$i_{32} = \frac{G_d G_e}{G_{xvo}} (t_d - t_{n.e}) + i_{31}$	291,06		
после ее нагрева в ТО №4	$i_{42} = i_{41} + \frac{D_{cm}}{G_{xvo}} (i_{0,12}'' - i_{0,2}')$	305,98		
Расход пара на подогрев воды в ТО №4, кг/с	$D_5 = G_{xvo} \frac{i_{52} - i_{51}}{i_{0,7}'' - i_k}$	0,05		
	$G_5 = D_5$	0,05		
Средняя энтальпия потоков, вошедших в деаэратор, кДж/кг	$i_d = \frac{(G_1 + G_5 + G_{cm})i_k + G_k i_{mex} + D_c^{0,15} i_{0,15}' + G_{xvo} i_{52}}{G_1 + G_5 + G_{cm} + G_k + D_c^{0,5} + G_{xvo}}$	305,61		
Расход пара на подогрев питательной воды в деаэраторе, кг/с	$D_d = \frac{(G_1 + G_5 + G_{cm} + G_k + D_c^{0,15} + G_{xvo})(i_{0,12}' + i_d)}{i_{0,7}'' - i_{0,7}'}$	0,99		
Расчетный расход	$D_{cm}^p = D_d + D_5 + D_1$	0,17		

<p>пара на собственные нужды, кг/с</p> <p>Расчетное значение паропроизводительност и ТГУ, кг/с</p> <p>Ошибка расчета, %</p>	$D_{кр}^{0,7} = D_{см} + D_{мех} +$ $D_{сн}^p + D_{ном}$ $\Delta\% = \frac{D_{кр}^{0,7} - D_k^{0,7}}{D_{кр}^{0,7}} \cdot 100$	<p>14,99</p> <p>2</p>		
---	---	-----------------------	--	--