Аннотация.

В данном руководстве изложены способы определения основных показателей работы котельных, использованные в следующих расчетных задачах ПРК Источник: "Планирование", "Суточные ведомости за отработанный период", "Выбросы загрязняющих веществ", “Обработка результатов испытаний котлов”. Методики нормирования потерь в тепловых сетях, вычисления нормы удельного расхода условного топлива и нормативных запасов топлива опубликованы в соответствующих приказах Минэнерго РФ и в настоящем руководстве не приводятся.

1. Расчет систем теплоснабжения абонентских вводов потребителей.

Задача расчета состоит в определении следующих показателей работы абонентского ввода в течение расчетного периода:

- количество тепловой энергии, поступившей из тепловой сети на системы отопления, вентиляции, ГВС и технологические системы потребителей с водой и паром
- утечки теплоносителя и потери тепла с утечками теплоносителя из систем теплоснабжения абонентского ввода
- расходы и температуры теплоносителя в контурах систем теплоснабжения
- расходы и температуры теплоносителя в точках подключения абонентского ввода к тепловой сети

Методы расчета искомых величин зависят от схем подключения систем теплоснабжения абонентского ввода к тепловой сети. На рисунке 1 представлен пример схемы подключения систем отопления, вентиляции и ГВС абонентского ввода к водяной двухтрубной тепловой сети.

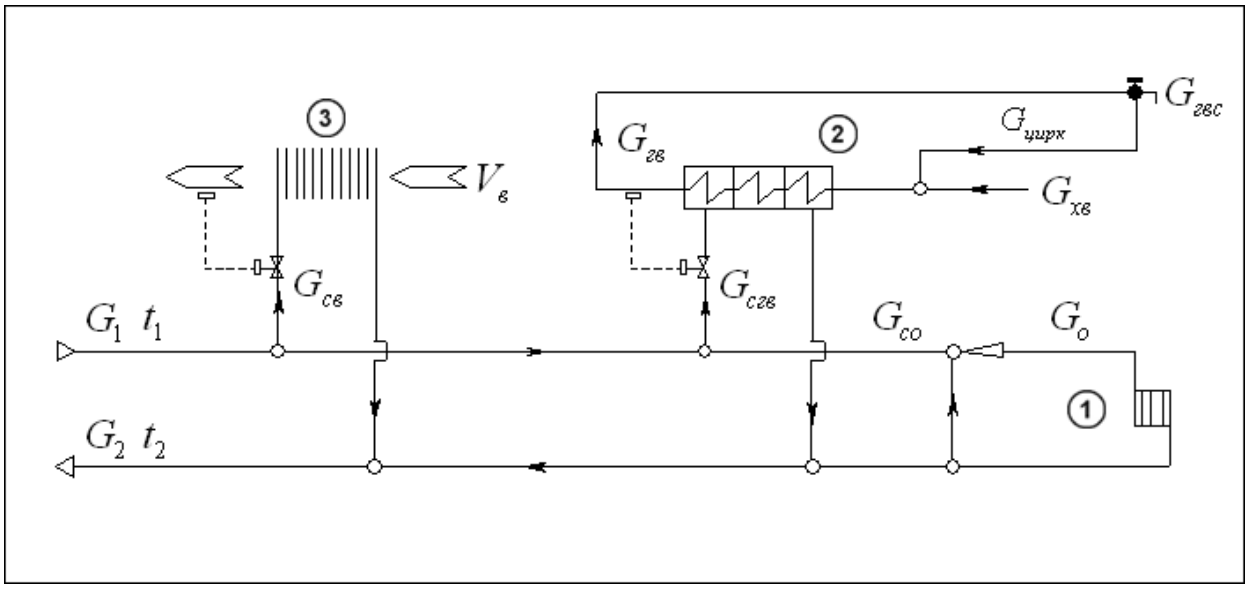


Рисунок 1.

Обозначения, принятые на схеме (рис. 1)

▷	точка подключения абонентского ввода к подающему трубопроводу тепловой сети
◁	точка подключения абонентского ввода к обратному трубопроводу тепловой сети
①	система отопления абонентского ввода
②	система ГВС абонентского ввода
③	система вентиляции абонентского ввода
	отопительный прибор системы отопления
	элеватор системы отопления
	водоразборный кран системы ГВС
	водоводяной теплообменник

 калориферная установка системы вентиляции

 регулятор расхода сетевой воды

G_1 расход воды в подающем трубопроводе тепловой сети

t_1 температура воды в подающем трубопроводе тепловой сети

G_2 расход воды в обратном трубопроводе тепловой сети

t_2 температура воды в обратном трубопроводе тепловой сети

$G_{со}$ расход сетевой воды на систему отопления абонентского ввода

$G_{о}$ расход воды в контуре системы отопления абонентского ввода

$G_{сгв}$ расход сетевой воды на систему ГВС абонентского ввода

$G_{гв}$ расход воды в контуре системы ГВС абонентского ввода

$G_{гвс}$ расход воды на ГВС потребителей абонентского ввода

$G_{цирк}$ циркуляционный расход воды в контуре системы ГВС абонентского ввода

$G_{хв}$ расход холодной воды на подпитку контура системы ГВС абонентского ввода

$G_{св}$ расход сетевой воды на систему вентиляции абонентского ввода

$V_{в}$ расход воздуха через калориферную установку абонентского ввода

1.1. Расчет системы отопления абонентского ввода.

Количество тепла, поступившего из тепловой сети на систему отопления абонентского ввода, вычисляется по формуле:

$$Q_{отоп} = \left(Q_o + \Delta Q_o\right) \cdot \tau_o \text{ ; (1.1.1)}$$

Q_o - расход тепла на отопление потребителей абонентского ввода, Гкал/ч

ΔQ_o - потери тепла в системе отопления абонентского ввода, обусловленные утечками теплоносителя, Гкал/ч

τ_o - продолжительность отопления в течение расчетного периода, час

Расход тепла на отопление потребителей абонентского ввода:

$$Q_o = Q_o^p \cdot \frac{t_{вн} - t_{нв}}{t_{вн}^p - t_{нв}^p} \text{ ; (1.1.2)}$$

Q_o^p - расчетная нагрузка системы отопления абонентского ввода, заявленная в договоре между потребителями и теплоснабжающей организацией, Гкал/ч

$t_{вн}$ - средняя температура воздуха внутри отапливаемых помещений в течение расчетного периода, ^{0}C

$t_{нв}$ - средняя температура наружного воздуха в течение расчетного периода, ^{0}C

$t_{вн}^p$ - расчетная температура воздуха внутри отапливаемых помещений, принятая при проектировании систем отопления, ^{0}C

$t_{нв}^p$ - расчетная температура наружного воздуха, принятая при проектировании систем отопления, ^{0}C

Потери тепла, обусловленные утечками теплоносителя из системы отопления, вычисляются по формуле:

$$\Delta Q_o = \Delta G_o \cdot \left(\bar{i}_o - i_{хв}\right) \cdot 10^{-3} \text{ ; (1.1.4)}$$

ΔG_o - утечки теплоносителя из системы отопления, т/ч

$\bar{i}_o$ - энтальпия воды при средней температуре в системе отопления, ккал/кг

$i_{хв}$ - энтальпия при температуре холодной воды, ккал/кг

Утечки теплоносителя из системы отопления определяются по формуле:

$$\Delta G_o = \frac{g_{ут}^{норм}}{100} \cdot V_o \cdot \bar{\rho}_o \cdot 10^{-3} \text{ ; (1.1.5)}$$

$g_{ут}^{норм}$ - нормативный процент утечки теплоносителя из системы теплоснабжения абонентского ввода, принимается равным 0,25%

V_o - объем системы отопления, м3

$\overline{\rho}_o$ - плотность воды при средней температуре в системе отопления, кг/м3

Объем системы отопления рассчитывается по формуле:

$$V_o = Q_o^p \cdot v_o \text{ ; (1.1.6)}$$

v_o - удельный объем системы отопления, м3 ч/Гкал

Удельный объем системы отопления v_o принимается по таблице 1.1, в зависимости от типа установленных обогревательных приборов и расчетного перепада температур воды в системе отопления.

Таблица 1.1.

Тип обогревательных приборов	**Удельный объем системы при перепаде температур**					
	95-70	**110-70**	**130-70**	**140-70**	**150-70**	**180-70**
Радиаторы высотой 500мм	19,5	17,6	15,1	14,6	13,3	11,1
Радиаторы высотой 1000мм	31	28,2	24,2	23,2	21,6	18,2
Ребристые трубы	14,2	12,5	10,8	10,4	9,2	8,0
Плинтусные конвекторы	5,6	5,0	4,3	4,1	3,7	3,2
Регистры из гладких труб	37,0	32,0	27,0	26,0	24,0	22,6
Отопительно-вентиляционная система с калориферами	8,5	7,5	6,5	6,0	5,5	4,4

При отсутствии данных о типе нагревательных приборов удельный объем системы отопления принимается равным 30 м^3 ч/Гкал.

Расходы и температуры сетевой воды на установку отопления абонентского ввода, а так же, расходы и температуры воды в контуре системы отопления определяются с учетом схемы подключения системы отопления к тепловой сети. Принципиальные схемы подключения систем отопления к тепловой сети представлены на рисунках 1.1, 1.2, 1.3.

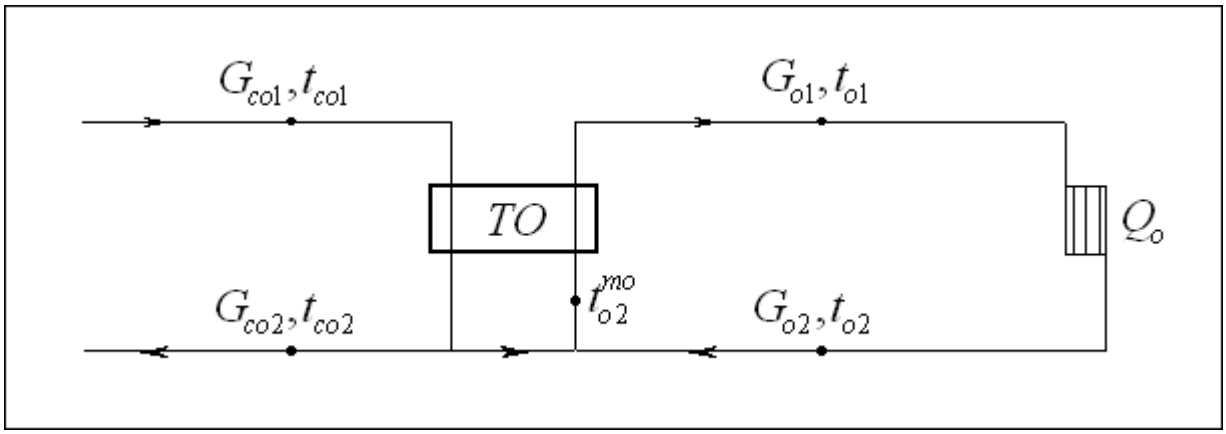


Рис. 1.1. Независимое подключение системы отопления.

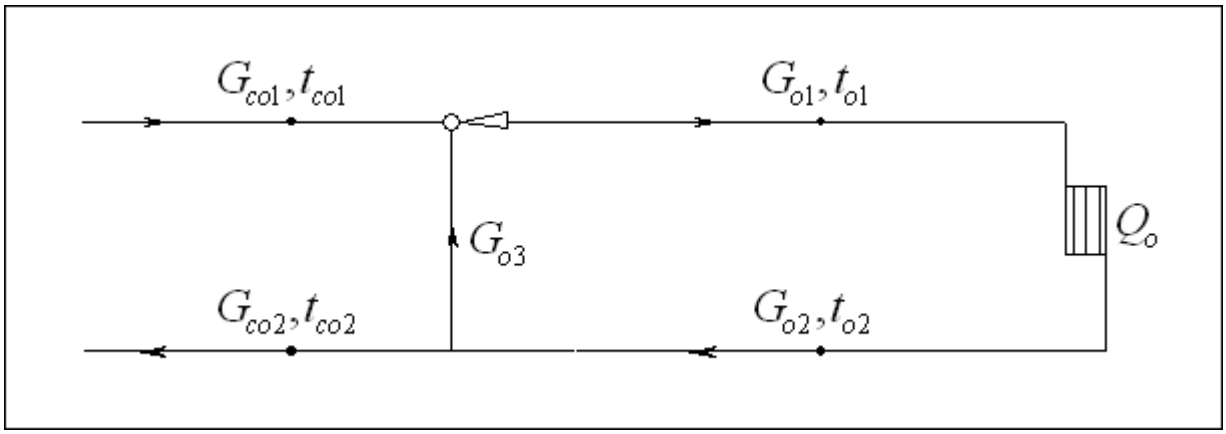


Рис. 1.2. Зависимое (элеваторное) подключение системы отопления.

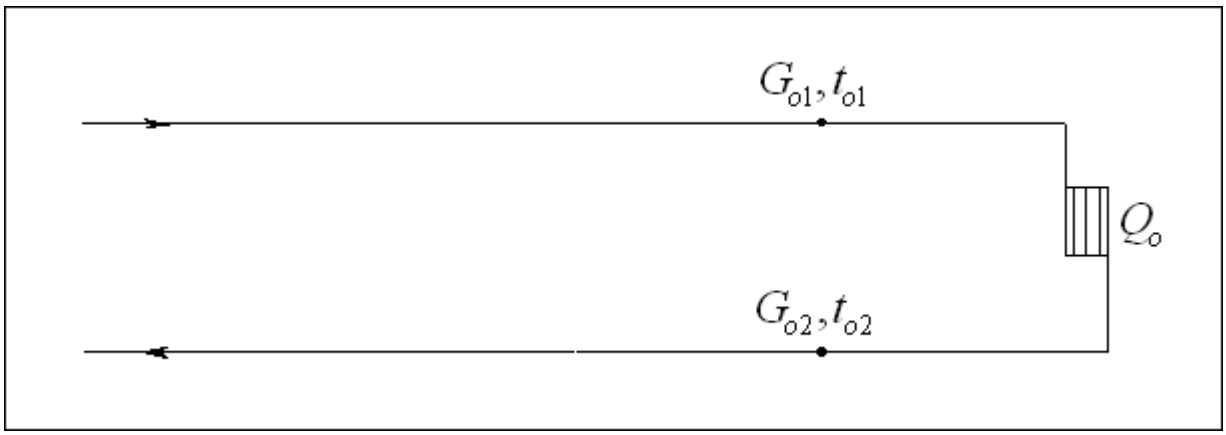


Рис. 1.3. Непосредственное подключение системы отопления.

Обозначения, принятые на схемах подключения системы отопления:

G_{co1} - расход сетевой воды на входе в установку системы отопления, кг/с

t_{co1} - температура сетевой воды на входе в установку системы отопления, ^{0}C

G_{co2} - расход сетевой воды на выходе из установки системы отопления, кг/с

t_{co2} - температура сетевой воды на выходе из установки системы отопления, ^{0}C

G_{o1} - расход воды на входе в контур системы отопления, кг/с

t_{o1} - температура воды на входе в контур системы отопления, ^{0}C

G_{o2} - расход воды на выходе из контура системы отопления, кг/с

t_{o2} - температура воды на выходе из контура системы отопления, ^{0}C

G_{o3} - расход воды по перемычке зависимой системы отопления, кг/с

t_{o2}^{mo} - температура нагреваемой воды на входе в теплообменник системы отопления, ^{0}C

Q_o - расход тепла на отопительные приборы системы отопления, Вт

G_o - расход воды через отопительные приборы системы отопления, кг/с

Расчетный расход воды через отопительные приборы системы отопления определяется по формуле:

$$G_o^p = \frac{Q_o^p}{i_{o1}^p - i_{o2}^p} \text{ ; (1.1.7)}$$

Q_o^p - расчетная нагрузка системы отопления, Вт

i_{o1}^p - энтальпия при расчетной температуре воды на входе в контур системы отопления, Дж/кг

i_{o2}^p - энтальпия при расчетной температуре воды на выходе из контура системы отопления, Дж/кг

Расходы воды в контуре системы отопления вычисляются по формулам:

$$G_{o1} = G_o^p + \Delta G_o \text{ ; (1.1.8)}$$

$$G_o = G_{o1} + \frac{\Delta G_o}{2} \text{ ; (1.1.9)}$$

$$G_{o2} = G_{o1} - \Delta G_o \text{ ; (1.1.10)}$$

$$G_{o3} = \frac{U \cdot G_{o1}}{U + 1} \text{ ; (1.1.11), где}$$

U - коэффициент смешения, вычисляемый по формуле:

$$U = \frac{G_{o1}}{G_{co1}} - 1 \text{ ; (1.1.12)}$$

Расчет системы отопления абонентского ввода выполняется с помощью решения системы уравнений:

$$\left\{ \begin{array}{l} Q_o = G_o \cdot (i_{o1} - i_{o2}) \\ Q_o = \varepsilon \cdot W_{\min} \cdot \nabla \end{array} \right\} \text{ ; (1.1.13)}$$

i_{o1} - энтальпия при температуре воды на входе в контур системы отопления, Дж/кг

i_{o2} - энтальпия при температуре воды на выходе из контура системы отопления, Дж/кг

Первое уравнение системы (1.1.13) представляет собой уравнение теплового баланса отопительного прибора. Второе уравнение системы (1.1.13) представляет собой уравнение теплопередачи отопительного прибора, где:

ε - безразмерный коэффициент эффективности отопительного прибора

$W_{\min}$ - эквивалент расхода воды через отопительный прибор, Дж/с К

∇ - максимальная разность температур между греющей водой отопительного прибора и нагреваемым воздухом внутри помещения, ^{0}С

Максимальная разность температур между греющей водой отопительного прибора и нагреваемым воздухом внутри помещения определяется по формуле:

$$\nabla = t_{o1} - t_{вн} \text{ ; (1.1.14)}$$

Эквивалент расхода воды через отопительный прибор рассчитывается по формуле:

$$W_{\min} = G_o \cdot c \ ; (1.1.15)$$

c - теплоемкость воды при средней температуре в отопительном приборе системы отопления, Дж/кг К

Коэффициент эффективности отопительного прибора рассчитывается по формуле:

$$\varepsilon = \frac{1}{\frac{0.5+U}{1+U} + \frac{1}{\omega}} \ ; (1.1.16)$$

ω - режимный коэффициент отопительного прибора

При отсутствии смесительного устройства в узле присоединения отопительной установки (***U=0***, см. схемы на рисунках 1.1 и 1.3) уравнение (1.1.16) принимает вид:

$$\varepsilon = \frac{1}{0.5 + \frac{1}{\omega}} \ ; (1.1.16а)$$

Режимный коэффициент отопительного прибора определяется по выражению:

$$\omega = \omega^p \frac{\varphi_o^{0.2}}{\overline{W}_{\min}} \ ; (1.1.17)$$

ω^p - коэффициент отопительного прибора на расчетном режиме

φ_o - удельная отопительная нагрузка

$\overline{W}_{\min}$ - относительный эквивалент расхода воды через отопительный прибор

Коэффициент отопительного прибора на расчетном режиме рассчитывается по формуле:

$$\omega^p = \frac{\delta\tau}{\Delta t} \ ; (1.1.18)$$

$\delta\tau = t_{o1}^p - t_{o2}^p$ - расчетный перепад температур в контуре системы отопления абонентского ввода,

где t_{o1}^p - расчетная температура воды на входе в контур системы отопления, t_{o2}^p - расчетная температура воды на выходе из контура системы отопления

Δt - средний температурный напор отопительного прибора, ^{0}C

$$\Delta t = \nabla - 0.5 \cdot \left(t_{o1}^p - t_{o2}^p\right); (1.1.19)$$

Удельная отопительная нагрузка вычисляется по формуле:

$$\varphi_o = \frac{t_{вн} - t_{нв}}{t_{вн}^p - t_{нв}^p} \ ; (1.1.20)$$

Относительный эквивалент расхода воды через отопительный прибор рассчитывается по формуле:

$$\overline{W}_{\min} = \frac{W_{\min}}{W_{\min}^p} \ ; (1.1.21)$$

$W_{\min}$ - эквивалент расхода воды на текущем (произвольном) режиме работы отопительного прибора, вычисляется по формуле (1.1.15)

$W^{p}_{\min}$ - эквивалент расхода воды на расчетном режиме работы отопительного прибора, вычисляется по формуле (1.1.15), где теплоемкость принимается при средней расчетной температуре воды в системе отопления

Расход и температура сетевой воды в точках подключения отопительной установки абонентского ввода к тепловой сети определяются с учетом схемы подключения системы отопления и ГВС.
При непосредственном подключении системы отопления (рис. 1.3)

$$G_{co1} = G_{o1} \text{ ; (1.1.22а)}$$

$$t_{o1} = t_{co1} \text{ ; (1.1.22б)}$$

$$G_{co2} = G_{o2} \text{ ; (1.1.22в)}$$

$$t_{co2} = t_{o2} \text{ ; (1.1.22г)}$$

При зависимом подключении системы отопления (рис. 1.2)

$$G_{co1} = G_{o1} - G_{o3} \text{ ; (1.1.23а)}$$

$$t_{o1} = \frac{G_{co1} \cdot t_{co1} + G_{o3} \cdot t_{o2}}{G_{o1}} \text{ ; (1.1.23б)}$$

$$G_{co2} = G_{o2} - G_{o3} \text{ ; (1.1.23в)}$$

$$t_{co2} = t_{o2} \text{ ; (1.1.23г)}$$

При независимом подключении системы отопления (рис. 1.1), для вычисления температур и расходов сетевой воды на отопительную установку, требуется решение системы уравнений, связывающих тепловые потоки на стороне греющей (сетевой) и нагреваемой воды в контуре системы отопления:

$$\left\{ \begin{array}{c} Q_{omon} = G_{co1} \cdot \left(i_{co1} - i_{co2} \right) = G_{o1} \cdot \left(i_{o1} - i^{mo}_{o2} \right) \\ Q_{omon} = \varepsilon \cdot W_{\min} \cdot \nabla \\ G_{co2} = G_{co1} - \Delta G_{o} \end{array} \right\} \text{ ; (1.1.24)}$$

Первое уравнение системы (1.1.24) представляет собой уравнение теплового баланса, второе – уравнение теплопередачи теплообменника отопления, третье – уравнение материального баланса, где

i_{co1} - энтальпия греющей воды при температуре в подающем трубопроводе тепловой сети, Дж/кг

i_{co2} - энтальпия греющей воды при температуре в обратном трубопроводе тепловой сети, Дж/кг

i^{mo}_{o2} - энтальпия нагреваемой воды при температуре на входе в теплообменник отопления, Дж/кг

ε - безразмерный коэффициент эффективности теплообменника отопления

$W_{\min}$ - меньшее значение эквивалента расхода греющей или нагреваемой воды теплообменника отопления, Дж/с К

∇ - максимальная разность температур между греющей и нагреваемой водой теплообменника отопления, ^{0}С

Температура нагреваемой воды на входе в теплообменник отопления вычисляется по формуле:

$$t_{o2}^{mo} = \frac{G_{o2} \cdot t_{o2} + \Delta G_o \cdot t_{co2}}{G_{o1}} \text{ ; (1.1.25)}$$

Коэффициент эффективности теплообменника отопления определяется по формуле:

$$\varepsilon = \frac{1}{0.35\frac{W_{\min}}{W_{\max}} + 0.65 + \frac{1}{\omega}} \text{ ; (1.1.26)}$$

$W_{\min}$ - большее значение эквивалента расхода греющей или нагреваемой воды теплообменника отопления, Дж/с К

ω - режимный коэффициент теплообменника отопления

Режимный коэффициент теплообменника отопления вычисляется по формуле:

$$\omega = \omega^p \frac{\overline{W}_{гр}^{0.5} \cdot \overline{W}_{нагр}^{0.5}}{\overline{W}_{\min}} \text{ ; (1.1.27)}$$

ω^p - коэффициент теплообменника отопления на расчетном режиме

$\overline{W}_{гр} = \frac{W_{гр}}{W_{гр}^p}$ - относительный эквивалент расхода греющего теплоносителя

$\overline{W}_{нагр} = \frac{W_{нагр}}{W_{нагр}^p}$ - относительный эквивалент расхода нагреваемого теплоносителя

$\overline{W}_{\min} = \frac{W_{\min}}{W_{\min}^p}$ - меньший относительный эквивалент расхода потоков теплоносителей

Здесь и далее индексом “*p*” обозначено значение показателя на расчетном режиме.

Коэффициент теплообменника отопления на расчетном режиме вычисляется по формуле:

$$\omega^p = \phi\sqrt{\frac{W_{\max}^p}{W_{\min}^p}} \text{ ; (1.1.28)}$$

ϕ - постоянный параметр теплообменного аппарата

Постоянный параметр теплообменного аппарата вычисляется по формуле:

$$\phi = \frac{Q_{mo}^p}{\delta t^p \sqrt{W_{гр}^p \cdot W_{нагр}^p}} \text{ ; (1.1.29)}$$

$Q_{mo}^p = Q_o^p + \Delta Q_o^p$ - теплопроизводительность теплообменника отопления на расчетном режиме, Вт, где Q_o^p - расчетная нагрузка системы отопления, ΔQ_o^p - потери тепла с утечками теплоносителя из системы отопления на расчетном режиме

δt^{p} - температурный напор теплообменника отопления на расчетном режиме, ^{0}C

Значение параметра теплообменного аппарата ϕ, вычисленное по формуле (1.1.29), остается практически постоянным в широком диапазоне изменения $W_{гр}$ и $W_{нагр}$, то есть на всех режимах работы теплообменника.

Температурный напор теплообменного аппарата при противоточном движении теплоносителей определяется по формуле:

$$\delta t = \nabla - 0.35 \cdot \Delta t_{м} - 0.65 \cdot \Delta t_{б} \text{ ; (1.1.30)}$$

$\Delta t_{м}$ - меньшая разница температур теплоносителей на концах теплообменника, ^{0}C

$\Delta t_{б}$ - большая разница температур теплоносителей на концах теплообменника, ^{0}C

Если система ГВС абонентского ввода подключена по последовательной или предвключенной схеме (рис. 1.7 и 1.8), то в условиях качественного регулирования тепловой нагрузки, расход сетевой воды на отопительную установку $G_{со1}$ следует увеличить на добавочную величину, значение которой вычисляется по формуле:

$$\Delta G_{со1} = \frac{Q^{б}_{гвс} \dfrac{t_{гвс} - t^{*}_{о2} + \Delta t^{н}_{то}}{t_{гвс} - 5}}{i^{*}_{со1} - i^{*}_{о2}} \text{ ; (1.1.31)}$$

$Q^{б}_{гвс}$ - балансовая (максимальная) расчетная нагрузка системы ГВС, Вт

$t_{гвс}$ - расчетная температура ГВС, ^{0}C

$t^{*}_{о2}$ - расчетная температура воды на выходе из системы отопления в точке излома температурного графика, ^{0}C

$\Delta t^{н}_{то}$ - расчетный недогрев воды в теплообменном аппарате, рекомендуемое значение недогрева составляет 5 – 10^{0}C, в практических расчетах величина недогрева принимается равной 8^{0}C

5 - расчетная температура холодной воды, ^{0}C

$t^{*}_{со1}$ - температура воды в подающем трубопроводе тепловой сети в точке излома температурного графика, ^{0}C

Температура воды в подающем трубопроводе тепловой сети при качественном регулировании тепловой нагрузки определяется по температурному графику в зависимости от средней температуры наружного воздуха в течение расчетного периода. Пример температурного графика при качественном регулировании отопительной нагрузки представлен на рисунке 1.4.

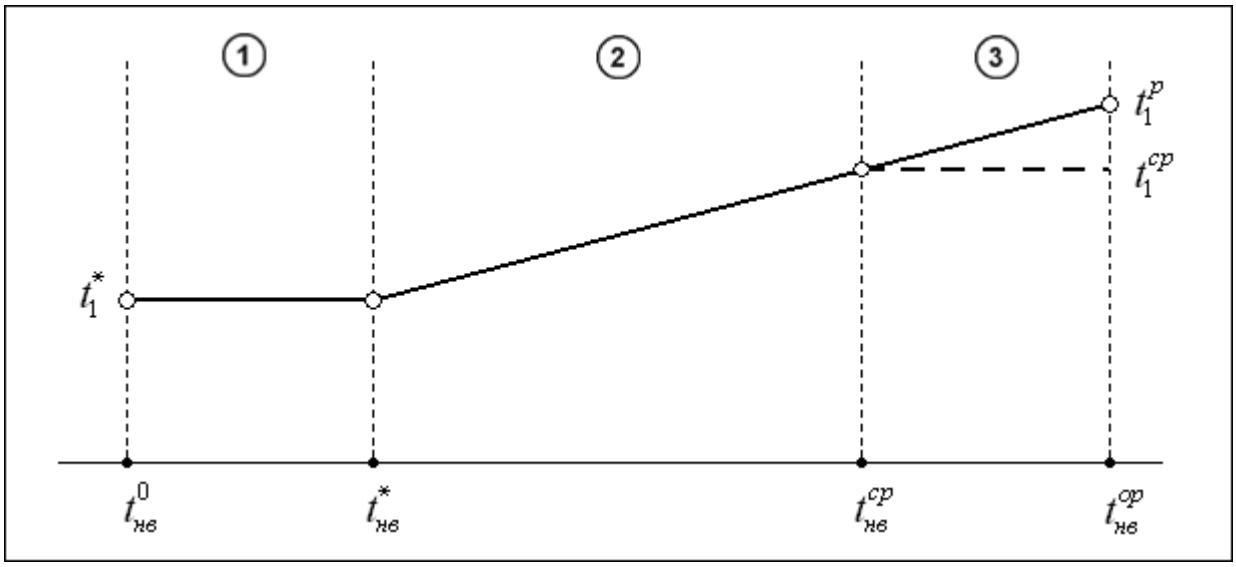


Рисунок 1.4.

Обозначения, принятые на рисунке 1.4:

$t_{нв}^0$ - температура воздуха начала/окончания отопительного сезона, ^{0}C

$t_{нв}^*$ - температура воздуха в точке излома температурного графика, ^{0}C

$t_{нв}^{cp}$ - температура воздуха в точке срезки температурного графика, ^{0}C

$t_{нв}^{op}$ - расчетная температура воздуха, принятая при проектировании систем отопления

t_1^* - температура воды в подающем трубопроводе тепловой сети в точке излома температурного графика, ^{0}C

t_1^{cp} - температура воды в подающем трубопроводе тепловой сети в точке срезки температурного графика, ^{0}C

t_1^p - расчетная (максимальная) температура воды в подающем трубопроводе тепловой сети, ^{0}C

В интервале температур наружного воздуха $t_{нв} \geq t_{нв}^*$ (диапазон 1 на рис. 1.4) температура воды в подающем трубопроводе тепловой сети постоянна $t_{со1} = t_1^*$.

В интервале температур наружного воздуха $t_{нв}^* > t_{нв} \geq t_{нв}^{cp}$ (диапазон 2 на рис. 1.4) температура воды в подающем трубопроводе тепловой сети рассчитывается по формуле:

$$t_{со1} = t_{вн}^p + \left(\frac{\theta}{2} - t_{вн}^p\right) \cdot \varphi_o^{0.8} + \left(t_{со1}^p - t_{со2}^p - \frac{\theta}{2}\right) \cdot \varphi_o \text{ ; (1.1.32), где}$$

$$\theta = t_{o1}^p + t_{со2}^p \text{ ;}$$

Если температурный график тепловой сети имеет срезку, то в интервале температур наружного воздуха $t_{нв} < t_{нв}^{cp}$ (диапазон 3 на рис. 1.4) температура воды в подающем трубопроводе тепловой сети постоянна $t_{со1} = t_1^{cp}$.

Если температурный график тепловой сети не имеет срезки, то в интервале температур наружного

воздуха $t_{нв} < t_{нв}^{ср}$ (диапазон 3 на рис. 1.4) температура воды в подающем трубопроводе тепловой сети рассчитывается по формуле (1.1.32)

1.2. Расчет системы ГВС абонентского ввода.

Количество тепла, поступившего из тепловой сети на систему ГВС абонентского ввода, вычисляется по формуле:

$$Q_{гвс} = \left(Q^{ср}_{гвс} + \Delta Q_{гвс}\right) \cdot \tau_{гвс} \text{ ; (1.2.1)}$$

$Q^{ср}_{гвс}$ - средняя нагрузка ГВС, заявленная в договоре между потребителями абонентского ввода и теплоснабжающей организацией, Гкал/ч

$\Delta Q_{гвс}$ - потери тепла в системе ГВС абонентского ввода, обусловленные утечками теплоносителя, Гкал/ч

$\tau_{гвс}$ - продолжительность ГВС в течение расчетного периода, час

Потери тепла, обусловленные утечками теплоносителя из системы ГВС, вычисляются по формуле:

$$\Delta Q_{гвс} = \Delta G_{гвс} \cdot \left(\bar{i}_{гвс} - i_{хв}\right) \cdot 10^{-3} \text{ ; (1.2.4)}$$

$\Delta G_{гвс}$ - утечки теплоносителя из системы ГВС, т/ч

$\bar{i}_{гвс}$ - энтальпия воды при средней температуре в системе ГВС, ккал/кг

$i_{хв}$ - энтальпия при температуре холодной воды, ккал/кг

Утечки теплоносителя из системы ГВС определяются по формуле (1.1.5), где объем системы ГВС вычисляется по формуле:

$$V_{гвс} = Q^{ср}_{гвс} \cdot \nu_{гвс} \text{ ; (1.2.5)}$$

$\nu_{гвс}$ - удельный объем системы ГВС, принимается равным 6 м3 ч/Гкал

Расходы и температуры сетевой воды на установку ГВС абонентского ввода, а так же, расходы и температуры воды в контуре системы ГВС определяются с учетом схемы подключения системы ГВС к тепловой сети.

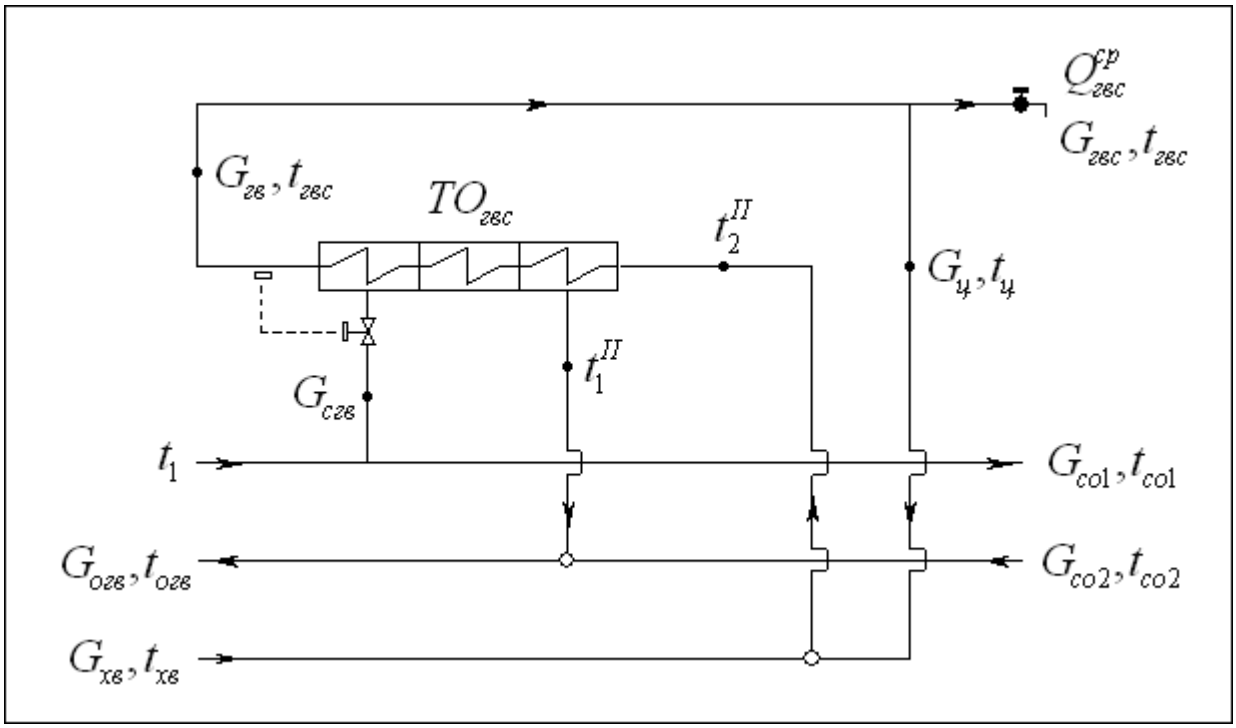


Рис. 1.5. Закрытая параллельная схема подключения ГВС.

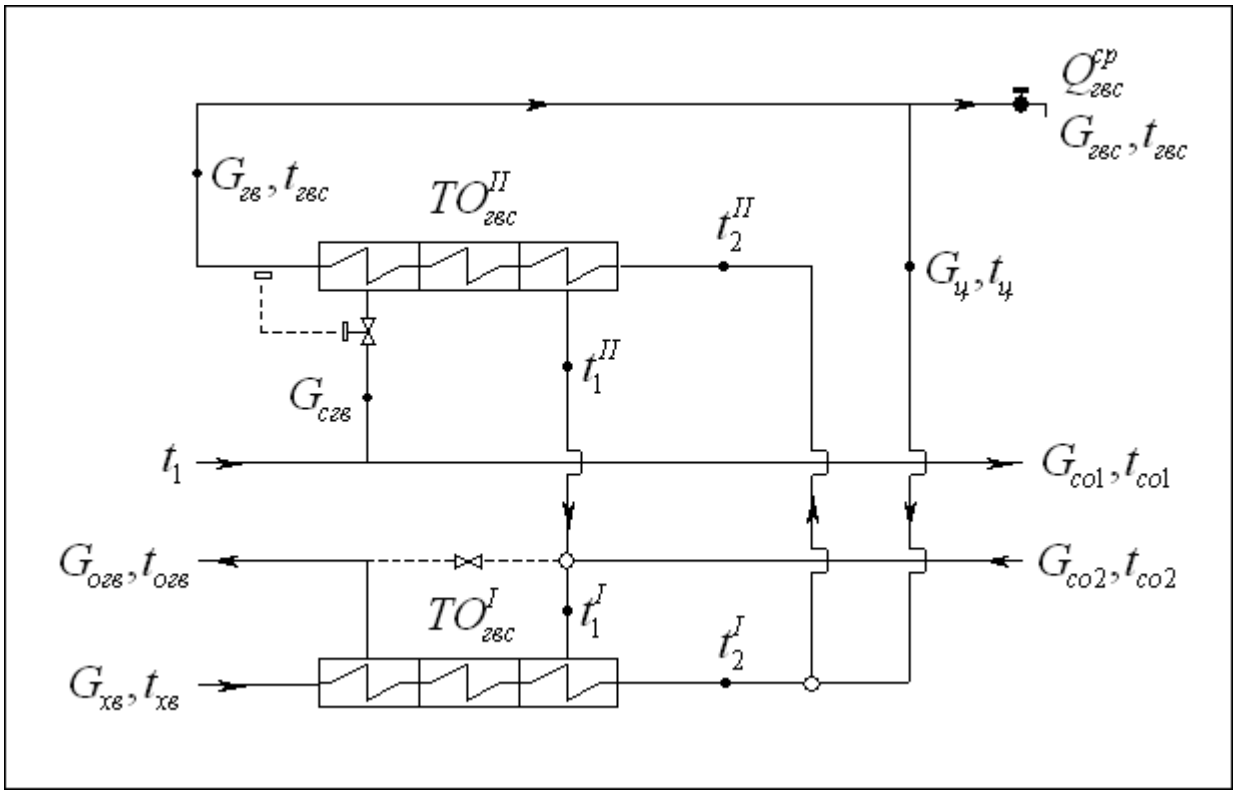


Рис. 1.6. Закрытая смешанная схема подключения ГВС.

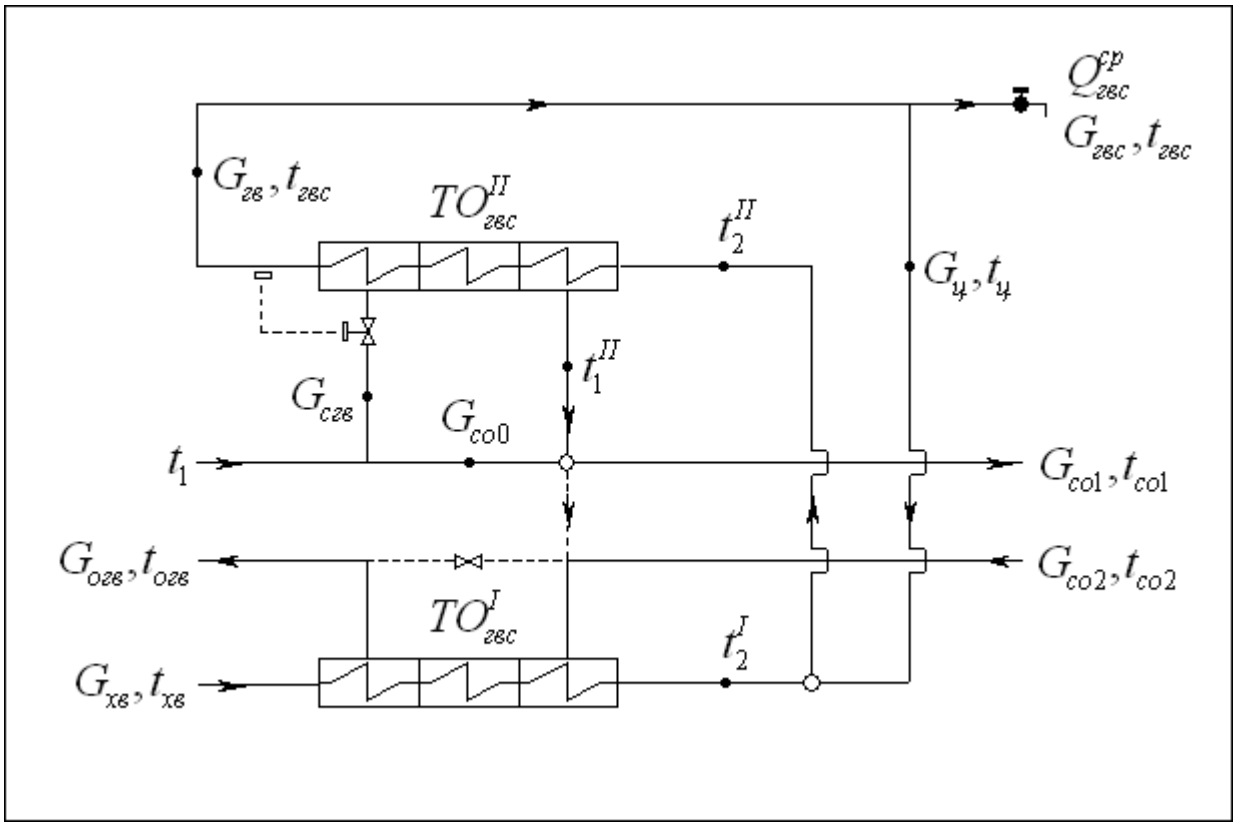


Рис. 1.7. Закрытая последовательная схема подключения ГВС.

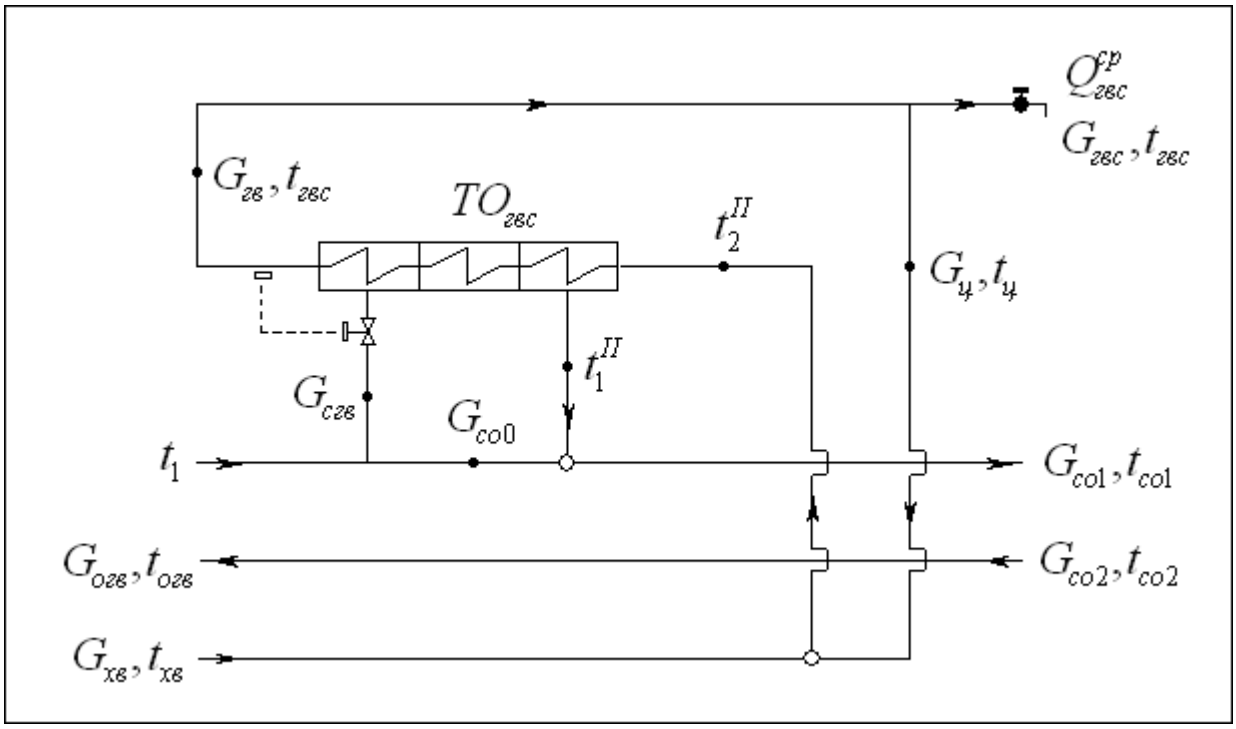


Рис. 1.8. Закрытая предвключенная схема подключения ГВС.

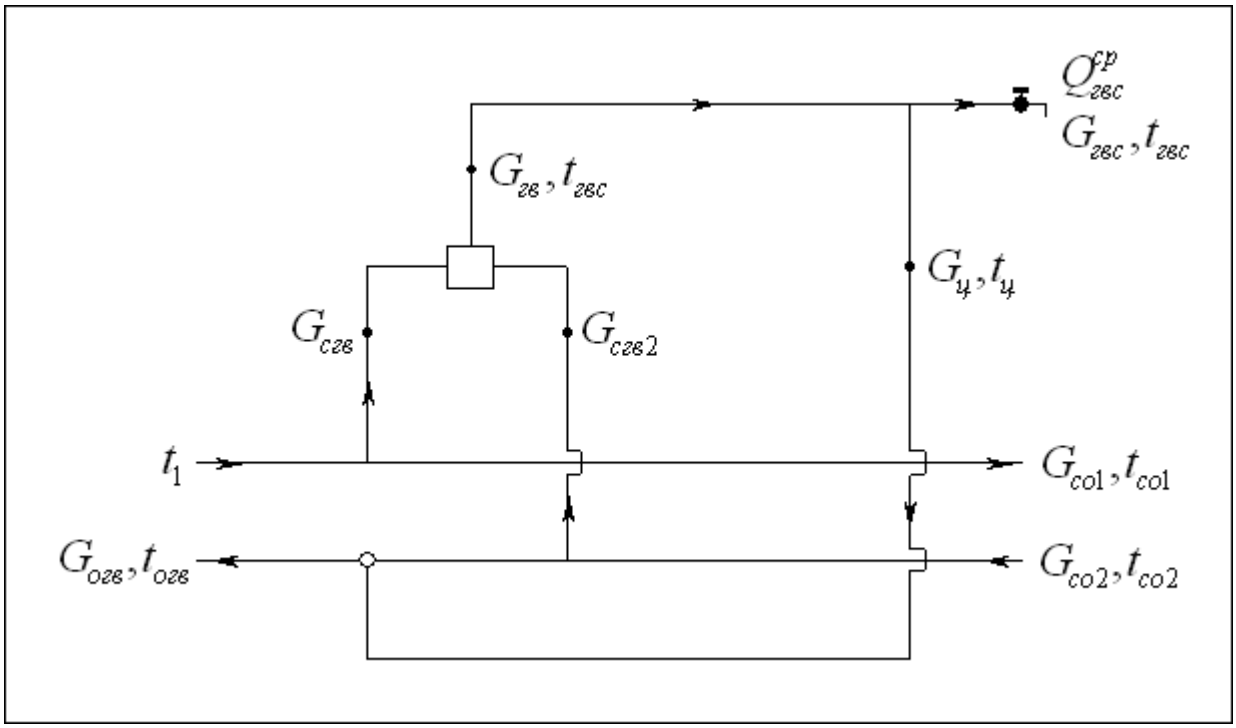


Рис. 1.9. Открытая схема подключения ГВС с регулятором температуры.

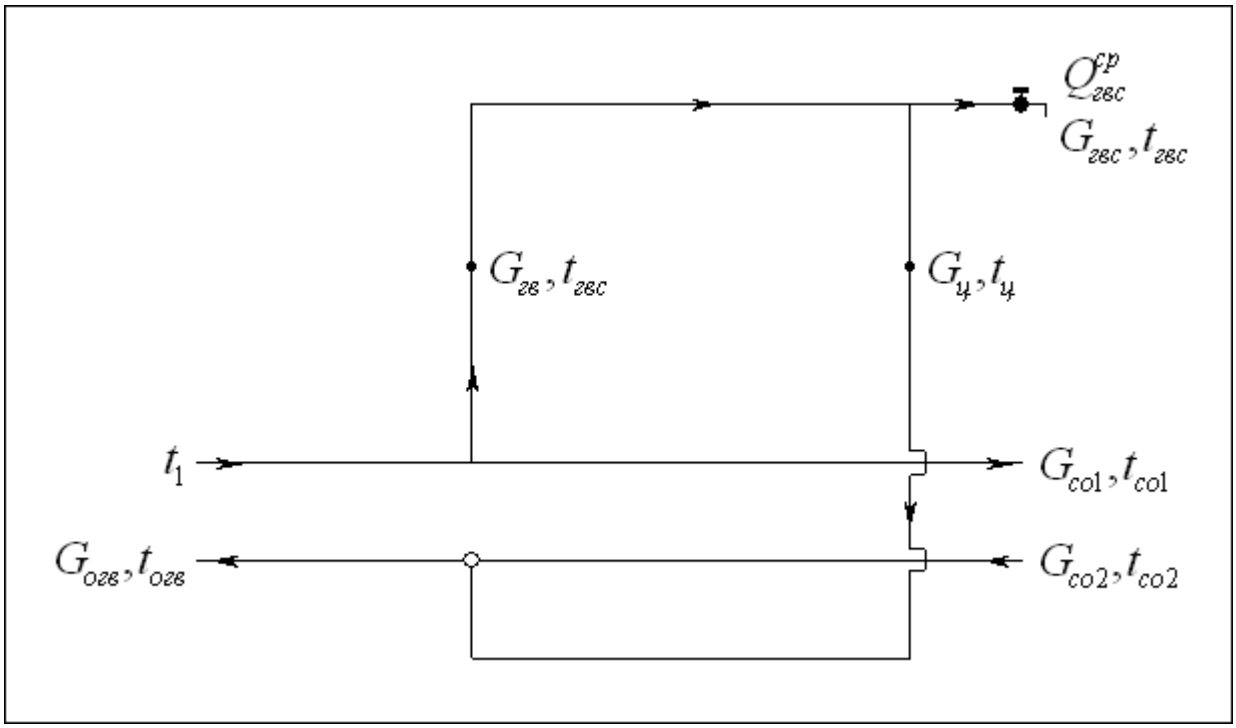


Рис. 1.9. Открытая схема подключения ГВС без регулятора температуры с отбором воды из подающего трубопровода тепловой сети.

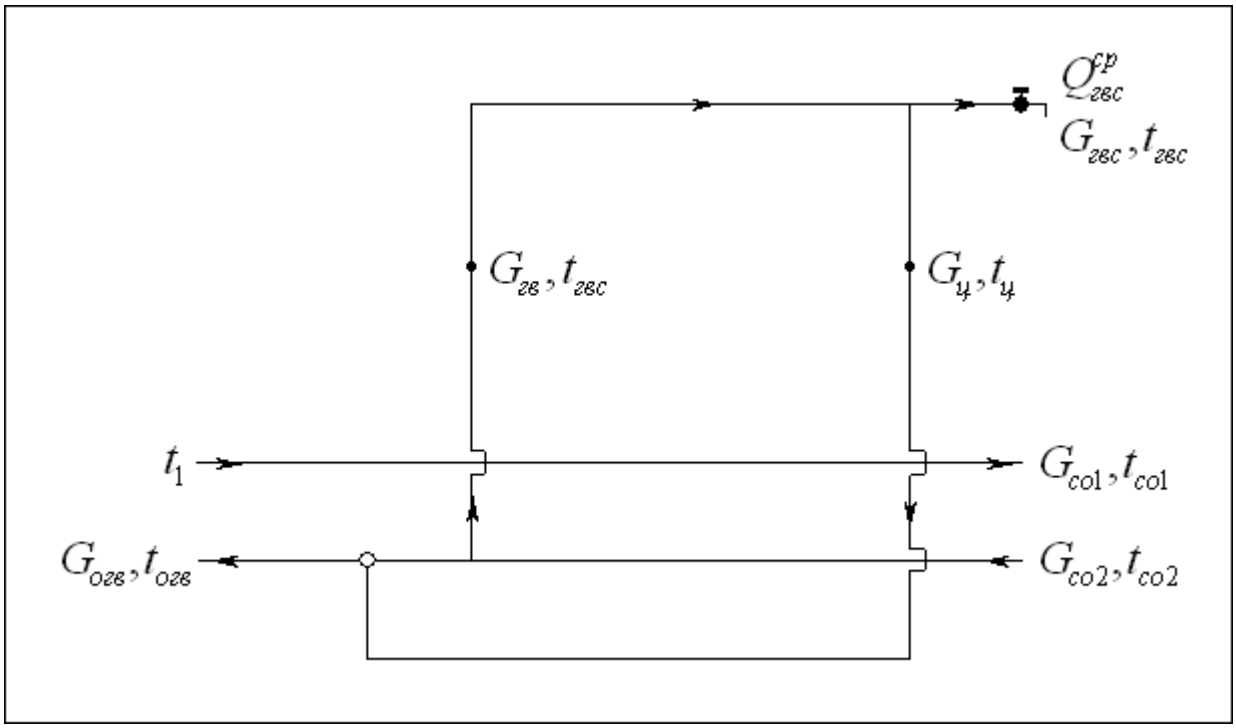


Рис. 1.10. Открытая схема подключения ГВС без регулятора температуры с отбором воды из обратного трубопровода тепловой сети.

Обозначения, принятые на схемах подключения систем ГВС:

t_1 - температура воды в подающем трубопроводе тепловой сети, ^{0}C

$G_{огв}$ - расход воды в обратном трубопроводе после систем отопления и ГВС абонентского ввода, кг/с

$t_{огв}$ - температура воды в обратном трубопроводе после систем отопления и ГВС абонентского ввода, ^{0}C

$G_{сгв}$ - расход сетевой воды на установку ГВС абонентского ввода, кг/с

$G_{со0}$ - расход сетевой воды помимо установки ГВС абонентского ввода, кг/с

$G_{гв}$ - расход воды на входе в контур системы ГВС абонентского ввода, кг/с

$t_{гвс}$ - температура воды на ГВС потребителей абонентского ввода, ^{0}C

$G_{гвс}$ - расход воды на ГВС потребителей абонентского ввода, кг/с

$G_{ц}$ - циркуляционный расход воды в контуре ГВС абонентского ввода, кг/с

$t_{ц}$ - температура воды на выходе из контура ГВС абонентского ввода, ^{0}C

t_1^{II} - температура греющей (сетевой) воды на выходе из теплообменника ГВС II ступени, ^{0}C

t_2^{II} - температура нагреваемой воды на входе в теплообменник ГВС II ступени, ^{0}C

t_1^{I} - температура греющей (сетевой) воды на входе в теплообменник ГВС I ступени, ^{0}C

t_2^{I} - температура нагреваемой воды на выходе из теплообменника ГВС I ступени, ^{0}C

$G_{хв}$ - расход холодной воды на подпитку контура ГВС абонентского ввода, кг/с

$t_{хв}$ - температура холодной воды, ^{0}С

Уравнение материального баланса контура ГВС абонентского ввода записывается в виде:

$$G_{гв} = G_{гвс} + G_{ц} + \Delta G_{гвс} \text{ ; (1.2.6)}$$

Расход воды на ГВС потребителей абонентского ввода определяется по формуле:

$$G_{гвс} = \frac{Q_{гвс}^{ср}}{i_{гвс} - i_{хв}} \text{ ; (1.2.7)}$$

$Q_{гвс}^{ср}$ - средняя нагрузка системы ГВС, Вт

$i_{гвс}$ - энтальпия при расчетной температуре воды на ГВС, Дж/кг

$i_{хв}$ - энтальпия при температуре холодной воды, Дж/кг

Циркуляционный расход воды в контуре системы ГВС определяется по формуле:

$$G_{ц} = K_{ц} \cdot G_{гвс} \text{ ; (1.2.8)}$$

$K_{ц}$ - коэффициент циркуляции в контуре ГВС абонентского ввода

Коэффициент циркуляции определяется как сумма поправочных коэффициентов на дополнительные расходы тепла в контуре ГВС абонентского ввода. Рекомендуемые значения поправочных коэффициентов приведены в таблице 1.2.

Таблица 1.2.

Элементы системы ГВС абонентского ввода	Поправочный коэффициент
Полотенцесушители	0,1
Изолированные стояки системы ГВС	0,1
Неизолированные стояки системы ГВС	0,2
Распределительные трубопроводы системы ГВС	0,05

При отсутствии сведений об элементах системы ГВС здания, значение коэффициента циркуляции рекомендуется принимать равным 0,25.

Наличие дополнительных расходов тепла в элементах системы ГВС здания приводит к снижению температуры воды на выходе из контура ГВС. Падение температуры воды в контуре ГВС составляет 10 ^{0}С, таким образом, температура воды на выходе из контура ГВС вычисляется по формуле:

$$t_{ц} = t_{гвс} - 10 \text{ ; (1.2.9)}$$

Расход холодной воды, поступающей на подпитку контура ГВС, при закрытых схемах подключения рассчитывается по формуле:

$$G_{хв} = G_{гвс} + \Delta G_{гвс} \text{ ; (1.2.9)}$$

При открытой схеме подключения подпитка контура ГВС холодной водой не осуществляется, поскольку в этом случае потери теплоносителя восполняются за счет отбора воды из тепловой сети.

Расчет систем ГВС, подключенных к тепловой сети по закрытой схеме (рис. 1.5 – 1.8), выполняется в следующей последовательности:

1) вычисление балансовой производительности теплообменников системы ГВС на расчетном режиме
2) вычисление параметров работы теплообменников на расчетном режиме
3) совместное решение уравнений теплопередачи и теплового баланса в условиях заданного

(произвольного) режима эксплуатации с учетом схемы подключения системы ГВС

Балансовая производительность теплообменников ГВС вычисляется по формуле:

$$Q_{то}^{б} = \beta \cdot Q_{гвс}^{ср} \text{; (1.2.10)}$$

β - коэффициент часовой неравномерности ГВС здания

Рекомендуемые значения коэффициента часовой неравномерности, в зависимости от числа потребителей ГВС здания, приведены в СНиП 2.04 02-84, а так же в СП 41-1-1-95. При отсутствии сведений о числе потребителей ГВС, ориентировочное значение коэффициента часовой неравномерности составляет:

- 1.15 – для параллельной схемы (рис. 1.5)
- 1.1 – для смешанной схемы (рис. 1.6)
- 1.25 – для последовательной и предвключенной схемы (рис. 1.7 и 1.8)

Для вычисления параметров теплообменного аппарата на расчетном режиме работы необходимо предварительно задать значения температур греющего и нагреваемого теплоносителя в контрольных точках, принятых при проектировании установки ГВС абонентского ввода. Согласно СП 41-101-95 “Проектирование тепловых пунктов” значения температур воды в контрольных точках на расчетном режиме принимают, руководствуясь следующими рекомендациями.
Температура греющей (сетевой) воды на входе в теплообменник II ступени принимается равной температуре в подающем трубопроводе тепловой сети в точке излома температурного графика, то есть в принятых обозначениях

$$t_1^p = t_{со1}^* \text{; (1.2.11)}$$

Температура греющей воды на выходе из теплообменника II ступени принимается равной температуре в обратном трубопроводе после отопительной установки в точке излома температурного графика, то есть в принятых обозначениях

$$t_1^{IIp} = t_{со2}^* \text{; (1.2.12)}$$

Температура греющей воды на входе в теплообменник I ступени принимается равной температуре в обратном трубопроводе после отопительной установки в точке излома температурного графика, то есть в принятых обозначениях

$$t_1^{Ip} = t_{со2}^* \text{; (1.2.13)}$$

Температура греющей воды на выходе из теплообменника I ступени вычисляется по уравнению:

$$t_{огв}^p = t_1^{Ip} - \frac{Q_{то}^{Ip}}{W_1^p} \text{; (1.2.14)}$$

$Q_{то}^{Ip}$ - производительность теплообменника I ступени на расчетном режиме, Вт

W_1^p - эквивалента расхода греющей воды теплообменника I ступени, Дж/с К

Температура холодной воды на расчетном режиме принимается равной 5^0С.
Температура нагреваемой воды на выходе из теплообменника I ступени вычисляется по формуле:

$$t_2^{Ip} = t_1^{Ip} - \Delta t_{то}^{н} \text{; (1.2.15)}$$

Температура нагреваемой воды на входе в теплообменник II ступени для смешанной и последовательной схемы подключения ГВС (рис. 1.6 и 1.7) определяется по формуле:

$$t_2^{IIp} = \frac{G_{хв}^p \cdot t_2^{Ip} + G_ц \cdot t_ц}{G_{хв}^p + G_ц} \text{ ; (1.2.16)}$$

Температура нагреваемой воды на входе в теплообменник для параллельной и предвключенной схемы подключения ГВС (рис. 1.5 и 1.8) определяется по формуле:

$$t_2^{IIp} = \frac{G_{хв}^p \cdot t_{хв}^p + G_ц \cdot t_ц}{G_{хв}^p + G_ц} \text{ ; (1.2.17)}$$

Производительность одноступенчатой установки ГВС, подключенной по параллельной и предвключенной схеме, на расчетном режиме определяется по формуле:

$$Q_{то}^p = Q_{то}^б \text{ ; (1.2.18)}$$

Производительность двухступенчатой установки ГВС, подключенной по смешанной и последовательной схеме, на расчетном режиме определяется по формуле:

$$Q_{то}^p = Q_{то}^{Ip} + Q_{то}^{IIp} = Q_{то}^б \text{ ; (1.2.19)}$$

$Q_{то}^{Ip} = G_{хв} \cdot \left(i_2^I - i_{хв}\right)$ - производительность теплообменника I ступени на расчетном режиме, Вт, где i_2^I - энтальпия нагреваемой воды при температуре на выходе из теплообменника I ступени, Дж/кг, i_2^I - энтальпия холодной воды, Дж/кг

$Q_{то}^{IIp} = G_{гв} \cdot \left(i_{гвс} - i_2^{II}\right)$ - производительность теплообменника II ступени на расчетном режиме, Вт, где $i_{гвс}$ - энтальпия воды при расчетной температуре ГВС, Дж/кг, i_2^{II} - энтальпия нагреваемой воды при температуре на входе в теплообменник II ступени, Дж/кг

Расход греющей (сетевой) воды на теплообменник системы ГВС, подключенной по параллельной и предвключенной схеме на расчетном режиме определяется по формуле:

$$G_{сгв}^p = \frac{Q_{то}^p}{i_1^p - i_2^{II}} \text{ ; (1.2.19)}$$

i_1^p - энтальпия воды при температуре t_1^p, Дж/кг

i_2^{II} - энтальпия воды при температуре t_2^{II}, Дж/кг

Расход греющей (сетевой) воды на теплообменник II ступени системы ГВС, подключенной по смешанной и параллельной схеме на расчетном режиме определяется по формуле:

$$G_{сгв}^p = \frac{Q_{то}^{IIp}}{i_1^p - i_2^{II}} \text{ ; (1.2.20)}$$

i_1^p - энтальпия воды при температуре t_1^p, Дж/кг

i_2^{II} - энтальпия воды при температуре t_2^{II}, Дж/кг

Расход греющей воды на теплообменник I ступени системы ГВС, подключенной по смешанной схеме на расчетном режиме определяется по формуле:

$$G^{p}_{огв} = G^{p}_{сгв} + G_{со2}\ ;\ (1.2.21)$$

Расход греющей воды на теплообменник I ступени системы ГВС, подключенной по последовательной схеме на расчетном режиме определяется по формуле:

$$G^{p}_{огв} = G_{со2}\ ;\ (1.2.22)$$

На основании расчетных значений температур и расходов воды по формуле (1.1.28) определяется коэффициент теплообменного аппарата на расчетном режиме.

Расчет произвольного режима работы систем ГВС, подключенных по закрытой схеме, производится с помощью решения системы уравнений теплового баланса и теплопередачи итерационным методом. Для параллельной и предвключенной схемы ГВС, система уравнений выглядит:

$$\left\{\begin{array}{c} Q_{гвс} = G_{гв}\cdot\left(i_{гвс} - i^{II}_{2}\right) = G_{сгв}\cdot\left(i_{1} - i^{II}_{1}\right) \\ Q_{гвс} = \varepsilon\cdot W_{\min}\cdot\nabla \end{array}\right\}\ ;\ (1.2.23)$$

Для смешанной и последовательной схемы ГВС, система уравнений выглядит:

$$\left\{\begin{array}{l} Q_{гвс} = G_{сгв}\cdot\left(i_{1} - i^{II}_{1}\right) + G^{I}_{то}\cdot\left(i^{I}_{1} - i_{огв}\right) \\ Q_{гвс} = G_{хв}\cdot\left(i^{II}_{2} - i_{хв}\right) + G^{II}_{то}\cdot\left(i_{гвс} - i^{II}_{2}\right) \\ Q_{гвс} = \varepsilon^{I}\cdot W^{I}_{\min}\cdot\nabla^{I} + \varepsilon^{II}\cdot W^{II}_{\min}\cdot\nabla^{II} \end{array}\right\}\ ;\ (1.2.24)$$

$G^{I}_{то}$ - расход греющей воды на теплообменник I ступени, кг/с

$G^{II}_{то}$ - расход нагреваемой воды на теплообменник II ступени, кг/с

Решение уравнений теплопередачи теплообменных аппаратов, входящих в системы (1.2.23) и (1.2.24), выполняется по формулам, приведенным в разделе 1.1. “Расчет системы отопления абонентского ввода”.

Если системы ГВС, подключенные по закрытой схеме (рис. 1.5 – 1.8) не оборудованы регулятором температуры, то расход сетевой воды $G_{сгв}$ на любом произвольном режиме работы принимается постоянным и равным расчетному значению.

По результатам расчета системы ГВС на произвольном режиме работы определяются температура $t_{огв}$ и суммарный расход воды $G_{огв}$, поступающей в обратный трубопровод тепловой сети от установки отопления и ГВС абонентского ввода.

Для закрытой параллельной схемы подключения ГВС:

$$G_{огв} = G_{сгв} + G_{со2}\ ;\ (1.2.25а)$$

$$t_{огв} = \frac{G_{сгв}\cdot t^{II}_{1} + G_{со2}\cdot t_{со2}}{G_{огв}}\ ;\ (1.2.25б)$$

Для закрытой смешанной схемы подключения ГВС:

$$G_{огв} = G_{сгв} + G_{со2}\ ;\ (1.2.26)$$

Температура $t_{огв}$ вычисляется в процессе решения системы уравнений (1.2.24).

Для закрытой последовательной и предвключенной схемы подключения ГВС:

$$G_{огв} = G_{со2}\ ;\ (1.2.27а)$$

$$t_{огв} = t_{со2}\ ;\ (1.2.27б)$$

Расчет открытой схемы подключения ГВС с регулятором температуры (рис. 1.9) выполняется по формулам:

$$G_{сгв} = \frac{G_{гв} \cdot t_{гвс} - G_{сгв2} \cdot t_{со2}}{t_1}\ ;\ (1.2.28а)$$

$G_{сгв2}$ - расход воды, поступающей на регулятор температуры из обратного трубопровода установки отопления, кг/с

$$G_{сгв2} = G_{гв} - G_{сгв}\ ;\ (1.2.28б)$$

$$G_{огв} = G_{со2} + G_{ц}\ ;\ (1.2.28в)$$

$$t_{огв} = \frac{G_{ц} \cdot t_{ц} + G_{со2} \cdot t_{со2}}{G_{огв}}\ ;\ (1.2.28г)$$

Расчет открытой схемы подключения ГВС без регулятора температуры с отбором воды из подающего трубопровода (рис. 1.10) выполняется по формулам:

$$t_{гвс} = t_1\ ;\ (1.2.29а)$$

$$t_{ц} = t_{гвс} - 10\ ;\ (1.2.29б)$$

$$G_{гв} = \frac{Q_{гвс}}{\left(i_1 - i_{ц}\right)}\ ;\ (1.2.29в)$$

$$G_{огв} = G_{ц} + G_{со2}\ ;\ (1.2.29г)$$

$$t_{огв} = \frac{G_{ц} \cdot t_{ц} + G_{со2} \cdot t_{со2}}{G_{огв}}\ ;\ (1.2.29д)$$

$i_{ц}$ - энтальпия воды при температуре на выходе из контура системы ГВС, Дж/кг

Расчет открытой схемы подключения ГВС без регулятора температуры с отбором воды из обратного трубопровода (рис. 1.11) выполняется по формулам:

$$t_{гвс} = t_{со2}\ ;\ (1.2.30а)$$

$$t_{ц} = t_{гвс} - 10\ ;\ (1.2.30б)$$

$$G_{гв} = \frac{Q_{гвс}}{\left(i_{со2} - i_{ц}\right)}\ ;\ (1.2.30в)$$

$$G_{огв} = G_{со2} - G_{гв}\ ;\ (1.2.30г)$$

$$t_{огв} = t_{со2} \text{ ; (1.2.30д)}$$

1.3. Расчет системы вентиляции абонентского ввода.

Количество тепла, поступившего из тепловой сети на систему вентиляции абонентского ввода, вычисляется по формуле:

$$Q_{вент} = \left(Q_в + \Delta Q_в\right) \cdot \tau_в \text{ ; (1.3.1)}$$

$Q_в$ - расход тепла на вентиляцию потребителей абонентского ввода, Гкал/ч

$\Delta Q_в$ - потери тепла в системе вентиляции абонентского ввода, обусловленные утечками теплоносителя, Гкал/ч

$\tau_в$ - продолжительность вентиляции в течение расчетного периода, час

Расход тепла на вентиляцию потребителей абонентского ввода:

$$Q_в = Q_в^p \cdot \frac{t_2^в - t_{нв}}{t_2^{вр} - t_{нв}^{вр}} \text{ ; (1.3.2)}$$

$Q_в^p$ - расчетная нагрузка системы вентиляции абонентского ввода, заявленная в договоре между потребителями и теплоснабжающей организацией, Гкал/ч

$t_2^в$ - средняя температура воздуха на выходе из калорифера системы вентиляции в течение расчетного периода, ^{0}C

$t_{нв}$ - средняя температура наружного воздуха в течение расчетного периода, ^{0}C

$t_2^{вр}$ - расчетная температура воздуха на выходе из калорифера, принятая при проектировании системы вентиляции, ^{0}C

$t_{нв}^{вр}$ - расчетная температура наружного воздуха, принятая при проектировании системы вентиляции, ^{0}C

Потери тепла, обусловленные утечками теплоносителя из системы вентиляции, вычисляются по формуле:

$$\Delta Q_в = \Delta G_в \cdot \left(\bar{i}_в - i_{хв}\right) \cdot 10^{-3} \text{ ; (1.3.4)}$$

$\Delta G_в$ - утечки теплоносителя из системы вентиляции, т/ч

$\bar{i}_в$ - энтальпия при средней температуре воды в системе вентиляции, ккал/кг

$i_{хв}$ - энтальпия при температуре холодной воды, ккал/кг

Утечки теплоносителя из системы вентиляции определяются по формуле (1.1.5), где объем системы вентиляции вычисляется по формуле:

$$V_{вент} = Q_в^p \cdot \nu_в \text{ ; (1.3.5)}$$

$\nu_в$ - удельный объем системы вентиляции, принимается равным 30 м3 ч/Гкал

Схема подключения системы вентиляции абонентского ввода к тепловой сети представлена на рисунке 1.12.

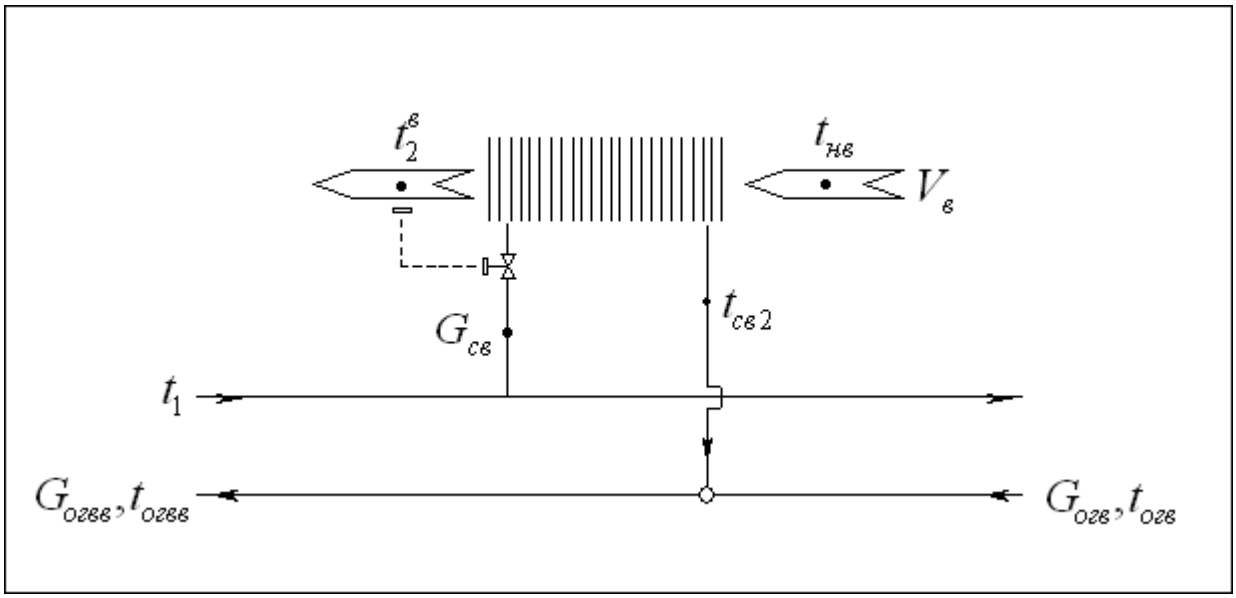


Рис. 1.12. Схема подключения системы вентиляции к тепловой сети.

Обозначения, принятые на рис. 1.12:

t_1 - температура воды в подающем трубопроводе тепловой сети, ^{0}C

$G_{св}$ - расход сетевой воды на калориферную установку системы вентиляции, кг/с

$t_{св2}$ - температура воды после калориферной установки системы вентиляции, ^{0}C

$G_{огв}$ - расход воды в обратном трубопроводе после систем отопления и ГВС абонентского ввода, кг/с

$t_{огв}$ - температура воды в обратном трубопроводе после систем отопления и ГВС абонентского ввода, ^{0}C

$G_{огвв}$ - расход воды в обратном трубопроводе после систем отопления, ГВС и вентиляции абонентского ввода, кг/с

$t_{огвв}$ - температура воды в обратном трубопроводе после систем отопления, ГВС и вентиляции абонентского ввода, ^{0}C

$V_в$ - расход воздуха на калорифер системы вентиляции, кг/с

$t_2^в$ - температура воздуха после калорифера системы вентиляции, ^{0}C

Расчет системы вентиляции абонентского ввода выполняется с помощью решения системы уравнений итерационным методом:

$$\left\{ \begin{array}{c} Q_в = G_в \cdot \left(i_1 - i_{св2}\right) = V_в \cdot \left(I_2^в - I_{нв}\right) \\ Q_в = \varepsilon \cdot W_{\min} \cdot \nabla \end{array} \right\}; \quad (1.3.6)$$

Первое уравнение системы (1.3.6) представляет собой уравнение теплового баланса, второе – уравнение теплопередачи калорифера.

$Q_в$ - производительность калорифера системы вентиляции, Вт

$G_в$ - расход воды через калорифер системы вентиляции, кг/с

i_1 - энтальпия греющей (сетевой) воды на входе в калорифер, Дж/кг

$i_{св2}$ - энтальпия греющей воды на выходе из калорифера, Дж/кг

$I_2^в$ - энтальпия воздуха на выходе из калорифера, Дж/кг

$I_{нв}$ - энтальпия наружного воздуха на входе в калорифер, Дж/кг

При расчете системы вентиляции на произвольном режиме эксплуатации принимается, что расход воздуха через калорифер есть величина постоянная, численно равная расходу воздуха на расчетном режиме, то есть:

$$V_в = V_в^р = \frac{Q_в^р}{I_2^{вр} - I_{нв}^{вр}} \text{ ; (1.3.7)}$$

$Q_в^р$ - расчетная нагрузка системы вентиляции, Вт

$I_2^{вр}$ - энтальпия воздуха при расчетной температуре на выходе из калорифера, Дж/кг

$I_{нв}^{вр}$ - энтальпия воздуха при расчетной температуре наружного воздуха, принятой при проектировании системы вентиляции, Дж/кг

Энтальпия греющей воды $i_{св2}$, входящая в уравнение теплового баланса системы (1.3.6) определяется по температуре воды на выходе из калорифера $t_{св2}$. При качественном центральном регулировании, температура воды на выходе из калорифера определяется с учетом диапазонов температур наружного воздуха, на которые разбивают отопительный температурный график тепловой сети. Диапазоны температур наружного воздуха на температурном графике тепловой сети представлены на рисунке 1.13.

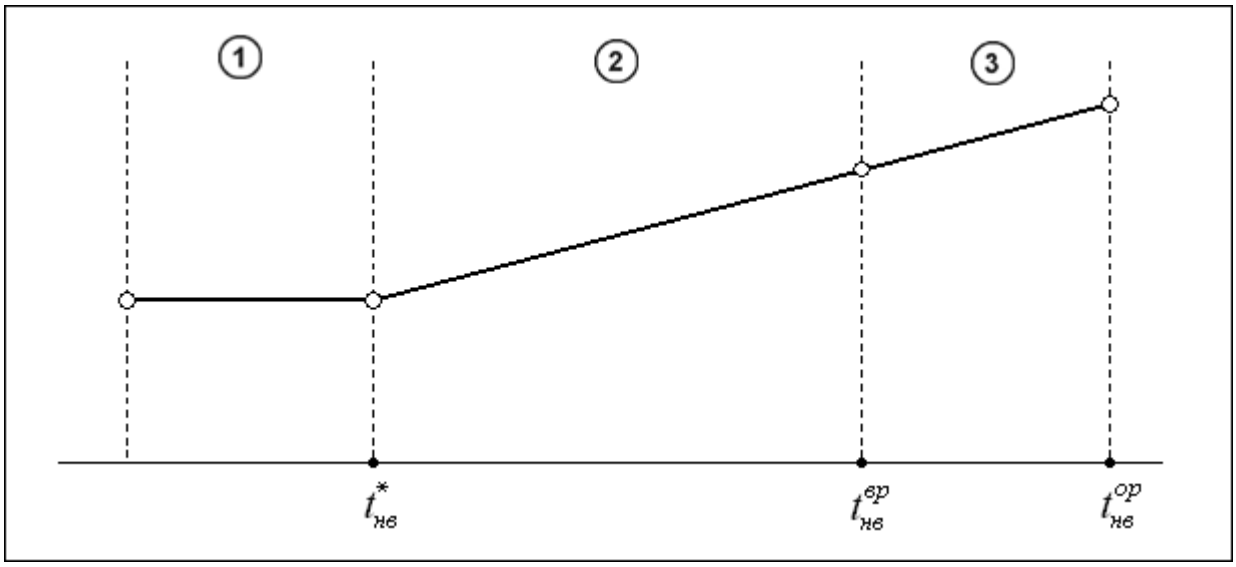


Рис. 1.13.

Обозначения, принятые на рис. 1.13:

$t_{нв}^*$ - температура наружного воздуха в точке излома температурного графика, ^{0}C

$t_{нв}^{вр}$ - расчетная температура наружного воздуха, принятая при проектировании системы

вентиляции, ^{0}C

$t_{нв}^{ор}$ - расчетная температура наружного воздуха, принятая при проектировании системы отопления, ^{0}C

Для диапазона 1 (рис. 1.13) характерно постоянное значение температуры воды в подающем трубопроводе тепловой сети и переменное значение расхода тепла на вентиляцию. Для диапазона 2 (рис. 1.13) характерно переменное значение температуры воды в подающем трубопроводе тепловой сети и переменное значение расхода тепла на вентиляцию. Для диапазона 3 (рис. 1.13) характерно переменное значение температуры воды в подающем трубопроводе тепловой сети и постоянное значение расхода тепла на вентиляцию, равное расчетной нагрузке системы вентиляции.
Расчет температуры воды на выходе из калорифера выполняется с учетом диапазона, в котором находится режимная температура наружного воздуха.
В диапазоне 1:

$$\frac{0.5\left(t_1+t_{св2}\right)-\overline{t_{воздк}}}{\overline{t_{в.к}^*}-\overline{t_{воздк}^*}}\cdot\left(\frac{t_1^*-t_{св2}^*}{t_1-t_{св2}}\right)^{0.15}=\left(\frac{t_2^в-t_{нв}}{t_2^в-t_{нв}^*}\right)^{0.85};\ (1.3.8)$$

$\overline{t_{воздк}}$ - средняя температура воздуха в калорифере, ^{0}C

$\overline{t_{в.к}^*}$ - средняя температура воды в калорифере при температуре воздуха в точке излома, ^{0}C

$\overline{t_{воздк}^*}$ - средняя температура воздуха в калорифере при средней температуре воды в калорифере $\overline{t_{в.к}^*}$, ^{0}C

t_1^* - температура воды в подающем трубопроводе тепловой сети в точке излома, ^{0}C

$t_{св2}^*$ - температура воды на выходе из калорифера в точке излома, ^{0}C

В диапазоне 2:

$$t_{св2}=t_1-\left(t_1^p-t_{св2}^p\right)\frac{t_2^в-t_{нв}}{t_2^в-t_{нв}^{вр}};\ (1.3.9)$$

В диапазоне 3:

$$\frac{0.5\left(t_1+t_{св2}\right)-\overline{t_{воздк}}}{\overline{t_{в.к}^*}-\overline{t_{воздк}^*}}\cdot\left(\frac{t_1^*-t_{св2}^*}{t_1-t_{св2}}\right)^{0.15}=1;\ (1.3.10)$$

Режимный коэффициент калорифера, входящий в уравнение теплопередачи системы (1.3.6) вычисляется по формуле:

$$\omega=\omega^p\frac{\overline{W}_{гр}^{0.16}\cdot\overline{W}_{нагр}^{0.41}}{\overline{W}_{\min}};\ (1.3.11)$$

Коэффициент калорифера на расчетном режиме ω^p вычисляется по формуле (1.1.28), а температурный напор калорифера – по формуле (1.1.30).

Если система вентиляции не оборудована регулятором температуры, то расход сетевой воды $G_{св}$ на любом произвольном режиме работы принимается постоянным и равным расчетному значению.

Расход воды в обратном трубопроводе тепловой сети после установок отопления, ГВС и вентиляции абонентского ввода вычисляется по формуле:

$$G_{огвв} = G_{огв} + G_{в} \text{ ; (1.3.12)}$$

Температура воды в обратном трубопроводе тепловой сети после установок отопления, ГВС и вентиляции абонентского ввода вычисляется по формуле:

$$t_{огвв} = \frac{G_{огв} \cdot t_{огв} + G_{в} \cdot t_{св2}}{G_{огвв}} \text{ ; (1.3.13)}$$

1.4. Расчет технологической системы абонентского ввода.

Количество тепла, поступившего из тепловой сети на технологическую систему абонентского ввода, вычисляется по формуле:

$$Q_{тех} = \left(Q^{p}_{тех} + \Delta Q_{тех}\right) \cdot \tau_{тех} \ ; (1.4.1)$$

$Q^{p}_{тех}$ - расчетная технологическая нагрузка, заявленная в договоре между потребителями абонентского ввода и теплоснабжающей организацией, Гкал/ч

$\Delta Q_{тех}$ - потери тепла в технологической системе абонентского ввода, обусловленные утечками теплоносителя, Гкал/ч

$\tau_{тех}$ - продолжительность работы технологической системы в течение расчетного периода, час

Потери тепла, обусловленные утечками теплоносителя из технологической системы, вычисляются по формуле:

$$\Delta Q_{тех} = \Delta G_{тех} \cdot \left(\bar{i}_{тех} - i_{хв}\right) \cdot 10^{-3} \ ; (1.4.2)$$

$\Delta G_{о}$ - утечки теплоносителя из технологической системы, т/ч

$\bar{i}_{о}$ - энтальпия воды при средней температуре в технологической системе, ккал/кг

$i_{хв}$ - энтальпия при температуре холодной воды, ккал/кг

Утечки теплоносителя из технологической системы определяются по формуле:

$$\Delta G_{тех} = \frac{g^{норм}_{ут}}{100} \cdot V_{тех} \cdot \bar{\rho}_{тех} \cdot 10^{-3} \ ; (1.4.3)$$

$g^{норм}_{ут}$ - нормативный процент утечки теплоносителя из системы теплоснабжения абонентского ввода, принимается равным 0,25%

$V_{тех}$ - объем технологической системы, м3

$\bar{\rho}_{тех}$ - плотность воды при средней температуре в технологической системе, кг/м3

Расходы и температуры сетевой воды на технологическую установку абонентского ввода, а так же, расходы и температуры воды в контуре технологической системы определяются с учетом схемы подключения технологической системы к тепловой сети.

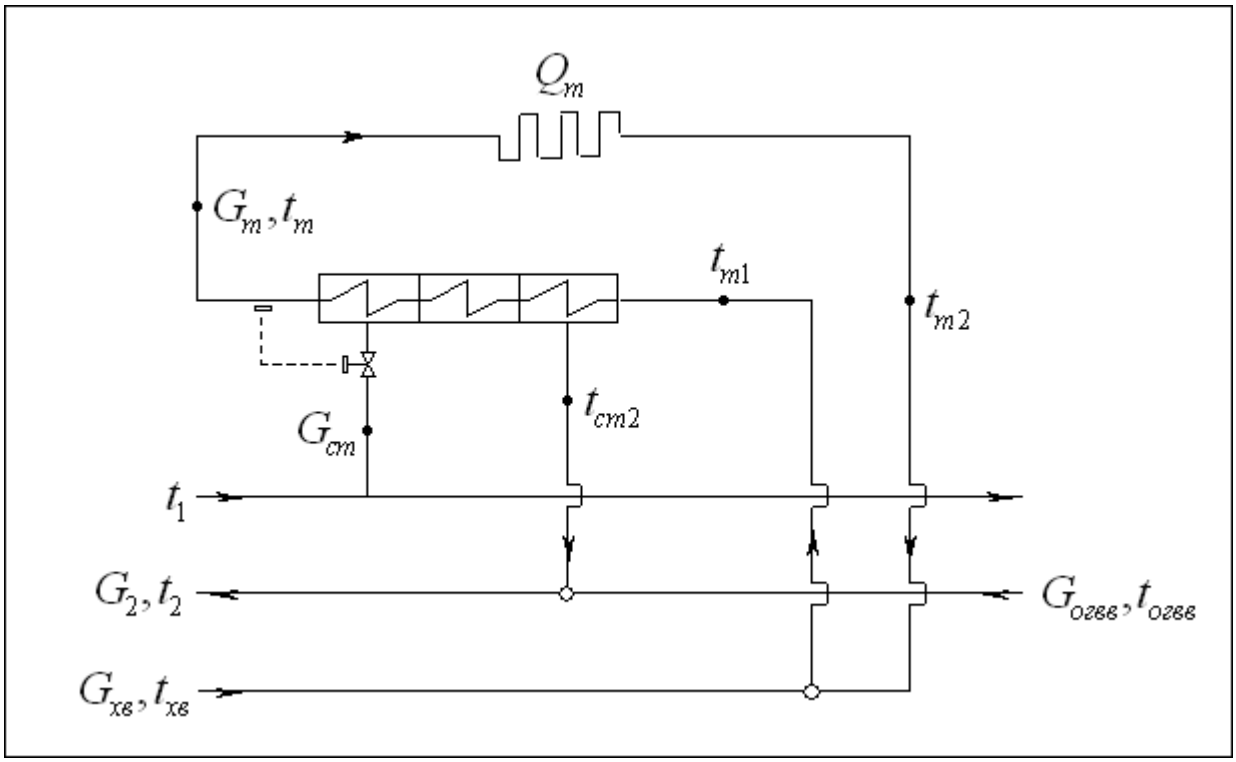


Рис. 1.14. Закрытая технологическая система с возвратом теплоносителя.

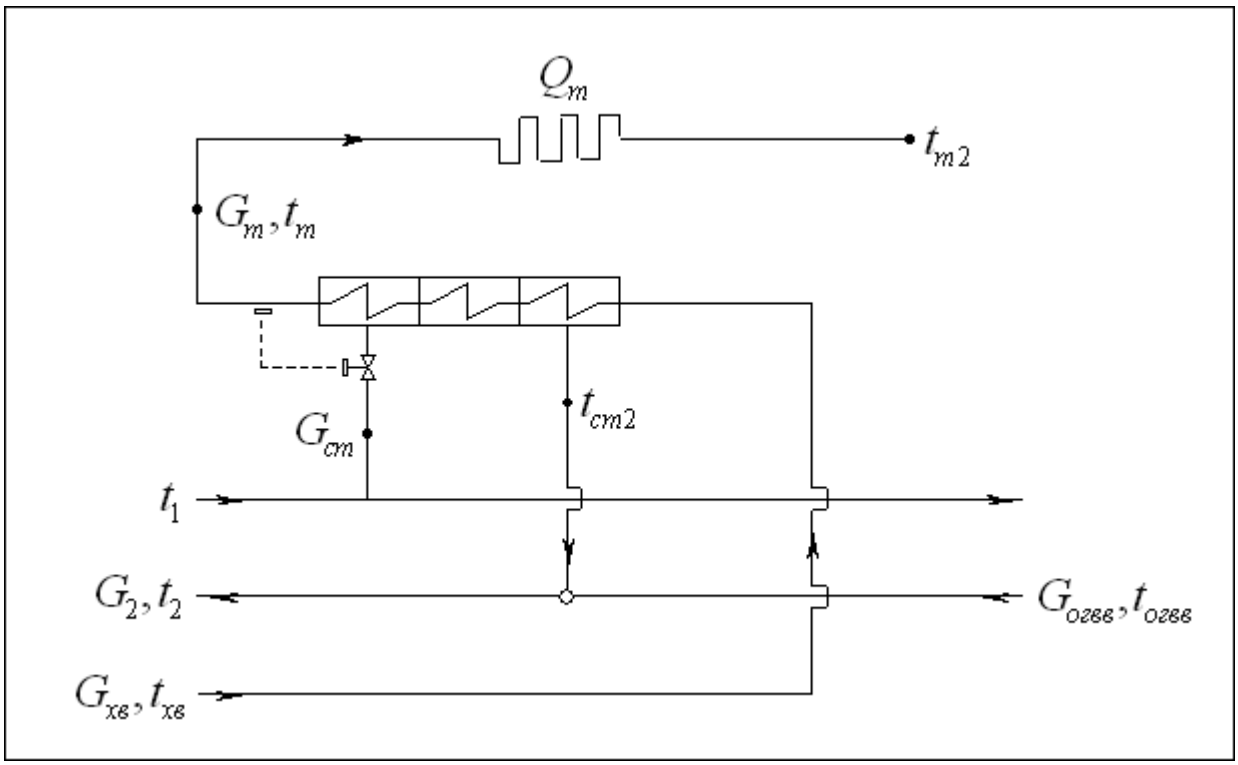


Рис. 1.15. Закрытая технологическая система без возврата теплоносителя.

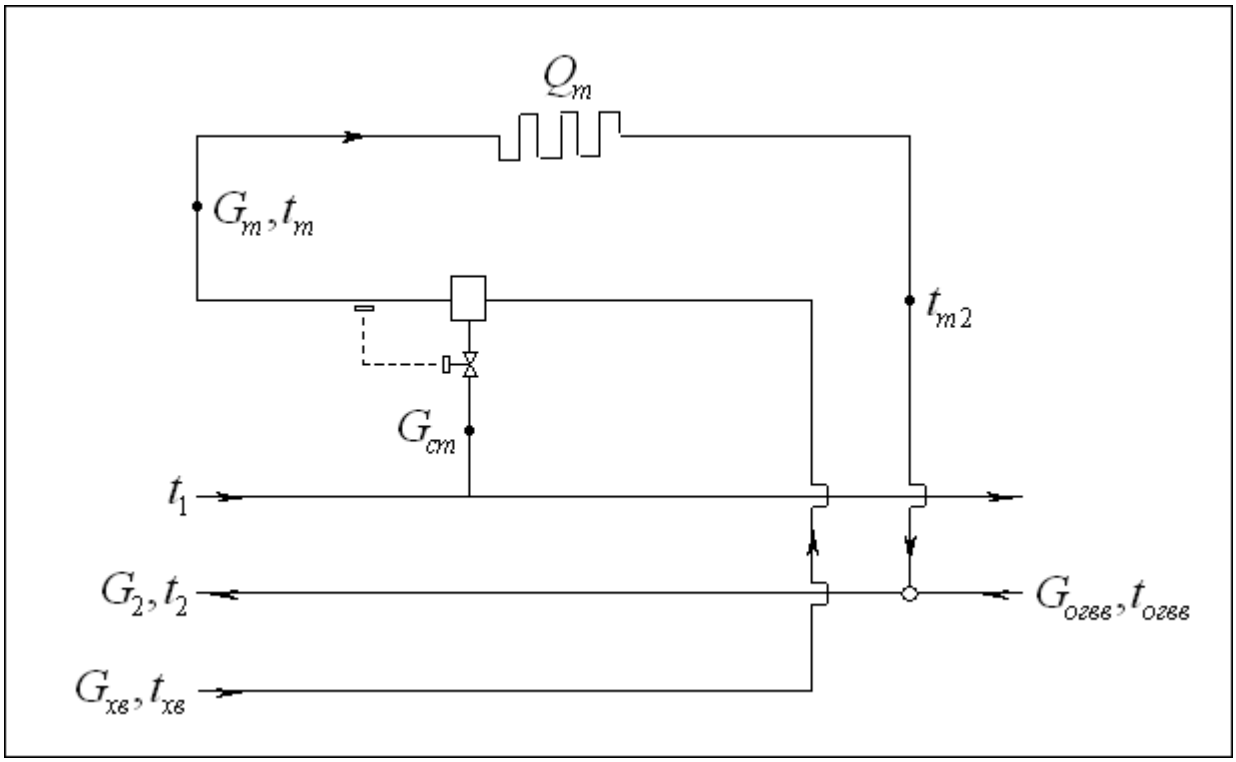


Рис. 1.16. Открытая технологическая система с возвратом теплоносителя.

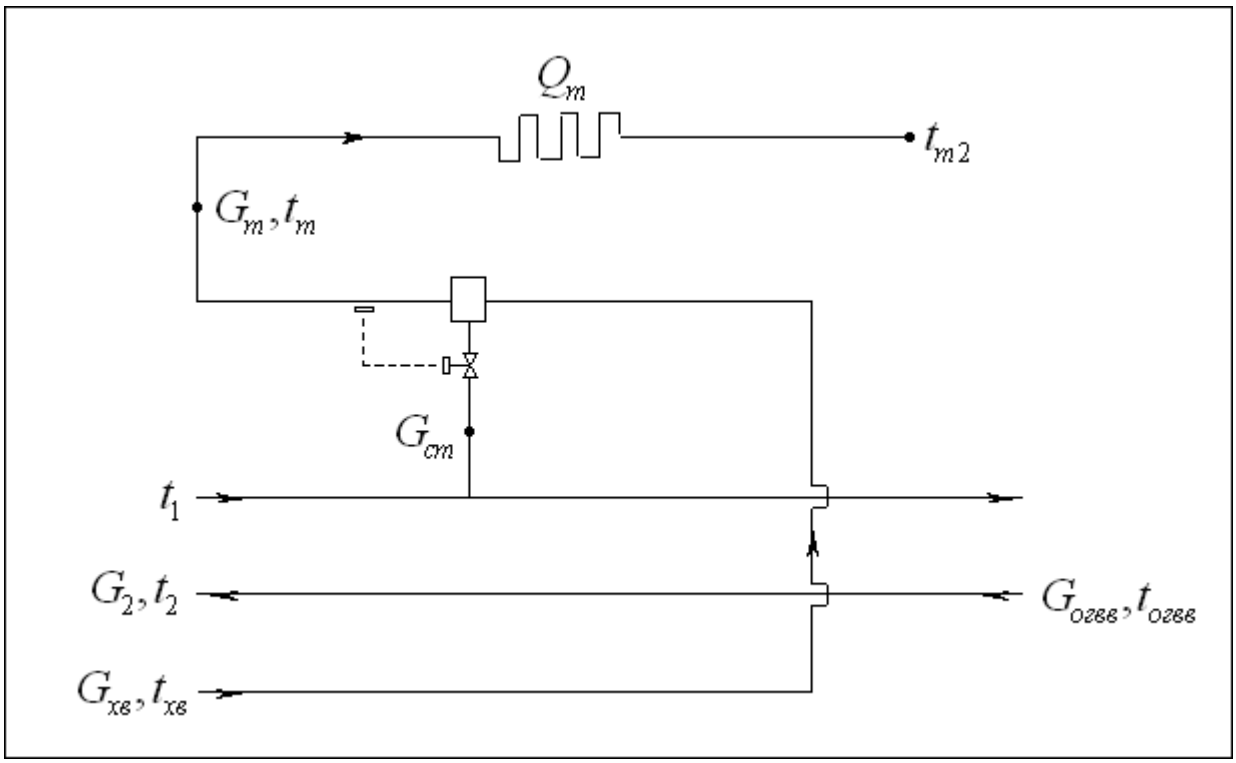


Рис. 1.17. Открытая технологическая система без возврата теплоносителя.

Обозначения, принятые на схемах подключения технологических систем (рис. 1.14 – 1.17)

t_1 - температура воды в подающем трубопроводе тепловой сети, ^{0}C

G_{cm} - расход сетевой воды на установку технологической системы, кг/с

t_{cm2} - температура греющей (сетевой) воды на выходе из теплообменника технологической системы, ^{0}C

t_{m2} - температура нагреваемой воды на входе в теплообменник технологической системы, ^{0}C

G_m - расход воды на входе в контур технологической системы, кг/с

t_m - температура воды на входе в контур технологической системы, ^{0}C

Q_m - расход тепла на технологический объект, Вт

t_{m2} - температура воды на выходе из контура технологической системы, ^{0}C

$G_{огвв}$ - расход воды в обратном трубопроводе абонентского ввода после систем отопления, ГВС и вентиляции, кг/с

$t_{огвв}$ - температура воды в обратном трубопроводе абонентского ввода после систем отопления, ГВС и вентиляции, ^{0}C

G_2 - расход сетевой воды в обратном трубопроводе абонентского ввода, кг/с

t_2 - температура сетевой воды в обратном трубопроводе абонентского ввода, ^{0}C

Уравнение материального баланса контура технологической системы абонентского ввода записывается в виде:

$$G_m = G_{mex} + \Delta G_m \text{ ; (1.4.4)}$$

G_{mex} - расход воды на технологический объект, кг/с

ΔG_m - утечки теплоносителя из контура технологической системы, кг/с (см. формулу 1.4.3)

Расход воды на технологический объект определяется по формуле:

$$G_{mex} = \frac{Q_m}{i_m - i_{m2}} \text{ ; (1.4.5)}$$

Q_m - расход тепла на технологический объект, численно равный расчетной нагрузке технологической системы, Вт

i_m - расход воды при температуре на входе в технологический объект, Дж/кг

i_{m2} - расход воды при температуре на выходе из технологического объекта, Дж/кг

Расход холодной воды на подпитку технологической системы определяется с учетом схемы подключения технологической установки к тепловой сети:

для закрытой схемы с возвратом теплоносителя (рис. 1.14)

$$G_{хв} = \Delta G_m \text{ ; (1.4.6а)}$$

для закрытой схемы без возврата теплоносителя (рис. 1.15)

$$G_{хв} = G_m \text{ ; (1.4.6б)}$$

для открытой схемы с возвратом или без возврата теплоносителя (рис. 1.16 и 1.17)

$$G_{хв} = G_m \text{ ; (1.4.6в)}$$

Расход воды из подающего трубопровода тепловой сети на технологическую систему определяется с учетом схемы подключения технологической установки к тепловой сети. Для закрытой схемы (рис. 1.14 и 1.15) расчет выполняется так же, как и для закрытой параллельной схемы ГВС (см. раздел 1.2 “Расчет системы ГВС”). Для открытой схемы (рис. 1.16 и 1.17) – по формуле:

$$G_{ст} = \frac{G_m \cdot t_m - G_{хв} \cdot t_{хв}}{t_1} \text{ ; (1.4.7)}$$

Для закрытых схем присоединения технологической системы (рис. 1.15 и 1.16), расход и температура воды в обратном трубопроводе абонентского ввода рассчитываются по формулам:

$$G_2 = G_{огвв} + G_{ст} \text{ ; (1.4.8а)}$$

$$t_2 = \frac{G_{ст} \cdot t_{ст2} + G_{огвв} \cdot t_{огвв}}{G_2} \text{ ; (1.4.8б)}$$

Для закрытой схемы присоединения технологической системы с возвратом теплоносителя (рис. 1.17), расход и температура воды в обратном трубопроводе абонентского ввода рассчитываются по формулам:

$$G_2 = G_{огвв} + G_{тех} \text{ ; (1.4.9а)}$$

$$t_2 = \frac{G_{тех} \cdot t_{т2} + G_{огвв} \cdot t_{огвв}}{G_2} \text{ ; (1.4.9б)}$$

1.5. Расчет системы пароснабжения.

Количество тепла, поступившего из тепловой сети на систему пароснабжения абонентского ввода, вычисляется по формуле:

$$Q_{пар} = D^{p}_{пар} \cdot \left[\left(i_{пар} - i_{хв} \right) - \frac{g_{конд}}{100} \cdot \left(i_{конд} - i_{хв} \right) \right] \cdot 10^{-3} \cdot \tau_{пар} \text{ ; (1.5.1)}$$

$D^{p}_{пар}$ - расчетный расход пара на систему пароснабжения, заявленный в договоре между потребителем и теплоснабжающей организацией, т/ч

$\tau_{пар}$ - продолжительность работы системы пароснабжения, час

$i_{пар}$ - энтальпия пара при параметрах, заявленных в договоре, ккал/кг

$g_{конд}$ - величина возврата конденсата, заявленная в договоре между потребителем пара и теплоснабжающей организацией. %

$i_{конд}$ - энтальпия конденсата при параметрах, заявленных в договоре, ккал/кг

Количество пара, поступившего в систему пароснабжения:

$$D_{пар} = D^{p}_{пар} \cdot \tau_{пар} \text{ ; (1.5.2)}$$

Количество конденсата, поступившего из системы пароснабжения в тепловую сеть, определяется по формуле:

$$G_{конд} = D_{пар} \cdot \frac{g_{конд}}{100} \text{ ; (1.5.3)}$$

Потери конденсата в системе пароснабжения:

$$\Delta D_{пар} = D_{пар} - G_{конд} \text{ ; (1.5.4)}$$

2. Расчет потерь тепла участков тепловых сетей

Задача расчета состоит в определении потерь тепла, возникающих при транспортировке теплоносителя от источника тепла (котельной, ЦТП) до потребителей. Эксплуатационные потери участков тепловых сетей обусловлены наличием излучения от нагретой наружной поверхности трубопроводов в окружающую среду (в дальнейшем теплопотери), а так же наличием утечек теплоносителя (в дальнейшем потери с утечками).
Полные потери тепла на участках тепловой сети вычисляются, как сумма теплопотерь и потерь с утечками по формуле:

$$\Delta Q_{mc} = \sum_{1}^{n} \Delta Q_{mn} + \sum_{1}^{n} \Delta Q_{ym} \ ; (2.3.1)$$

n – число участков тепловой сети

2.1. Расчет нормативных теплопотерь участков тепловых сетей.

Нормативные теплопотери участков тепловых сетей определяются на основании норм плотности теплового потока через наружную поверхность трубопроводов в зависимости от вида прокладки и среднегодовых температур теплоносителя и окружающей среды. Нормы плотности теплового потока определяются по справочным таблицам СНиП 1959, 1988, 1997 и 2003 года издания. Нормативные теплопотери участков тепловых сетей рассчитываются по формуле:

$$\Delta Q_{тп} = q_{норм} \cdot L_{тр} \cdot K_{изол} \cdot \beta \cdot \tau_{тр} \text{ ; (2.1.1)}$$

$q_{норм}$ - норма плотности теплового потока для участка трубопровода заданного диаметра и вида прокладки, ккал/м ч (Вт/м)

$L_{тр}$ - длина участка трубопровода, м

$K_{изол}$ - поправочный коэффициент, учитывающий отклонение фактических теплопотерь, выявленных при испытаниях, от нормативного значения

β - поправочный коэффициент, учитывающий местные теплопотери арматуры, опор и компенсаторов; значение коэффициента β принимается

1,2 – для участков диаметром до 150 мм при надземной и канальной прокладке
1,15 – для участков диаметром более 150 мм при надземной и канальной прокладке, а так же для всех трубопроводов остальных видов прокладки

$\tau_{тр}$ - продолжительность работы участка в течение расчетного периода, час

Норма плотности теплового потока $q_{норм}$ принимается по соответствующим СНиП в зависимости от года прокладки участка тепловой сети. При отклонении фактических температур теплоносителя и окружающей среды от значений, указанных в СНиП, норма плотности теплового потока вычисляется методом линейной интерполяции или экстраполяции.
Фактическая температура в подающем трубопроводе водяной тепловой сети определяется с учетом вида тепловой сети и режима теплоснабжения в течение расчетного периода.
В зависимости от вида нагрузок потребителей, водяные тепловые сети подразделяются на следующие виды:

1. Тепловые сети отопления, вентиляции и ГВС (ОВГ). Тепловая сеть ОВГ предназначена для передачи тепла на системы отопления, вентиляции и ГВС потребителей.
2. Тепловые сети отопления и вентиляции (ОВ). Тепловая сеть ОВ предназначена для передачи тепла на системы отопления и вентиляции потребителей.
3. Тепловые сети ГВС (ГВ). Тепловая сеть ГВ предназначена для передачи тепла на системы ГВС потребителей.

Температура воды в подающем трубопроводе тепловой сети типа ОВГ и ОВ в отопительный период теплоснабжения определяется по отопительному температурному графику в зависимости от средней температуры воздуха в течение расчетного периода. Пример отопительного температурного графика подающего трубопровода тепловой сети ОВГ представлен на рисунке 2.1.

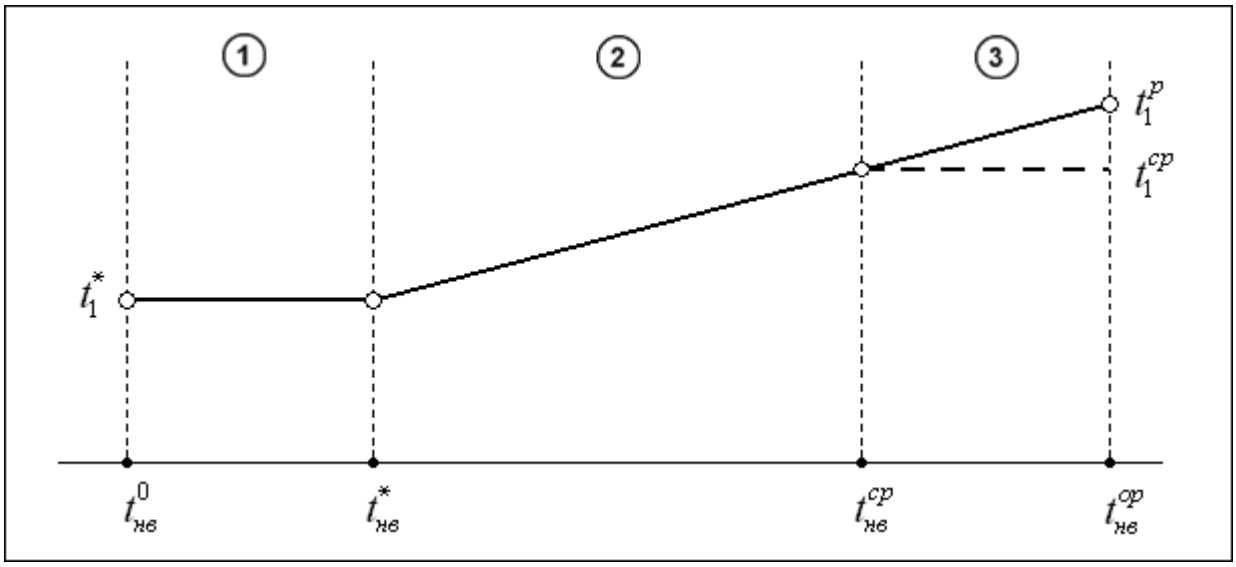


Рисунок 2.1.

Обозначения, принятые на рисунке 2.1:

$t_{нв}^0$ - температура воздуха начала/окончания отопительного сезона, ^{0}C

$t_{нв}^*$ - температура воздуха в точке излома температурного графика, ^{0}C

$t_{нв}^{cp}$ - температура воздуха в точке срезки температурного графика, ^{0}C

$t_{нв}^{op}$ - расчетная температура воздуха, принятая при проектировании систем отопления

t_1^* - температура воды в подающем трубопроводе тепловой сети в точке излома температурного графика, ^{0}C

t_1^{cp} - температура воды в подающем трубопроводе тепловой сети в точке срезки температурного графика, ^{0}C

t_1^p - расчетная (максимальная) температура воды в подающем трубопроводе тепловой сети, ^{0}C

Температура воды в подающем трубопроводе тепловой сети ОВГ в отопительный сезон теплоснабжения принимается в зависимости от средней температуры воздуха в течение расчетного периода:

при $t_{нв} \geq t_{нв}^*$ (диапазон 1 на рис. 2.1) $t_1 = t_1^*$

при $t_{нв}^* > t_{нв} \geq t_{нв}^{cp}$ (диапазон 2 на рис. 2.1) t_1 рассчитывается по формуле (1.1.32)

при $t_{нв} < t_{нв}^{cp}$ (диапазон 3 на рис. 2.1) $t_1 = t_1^{cp}$

Температура воды в подающем трубопроводе тепловой сети ОВГ в межотопительный сезон теплоснабжения принимается равной среднеэксплуатационной температуре воды, поступающей в тепловую сеть в течение межотопительного периода.

Пример отопительного температурного графика подающего трубопровода тепловой сети ОВ представлен на рисунке 2.2.

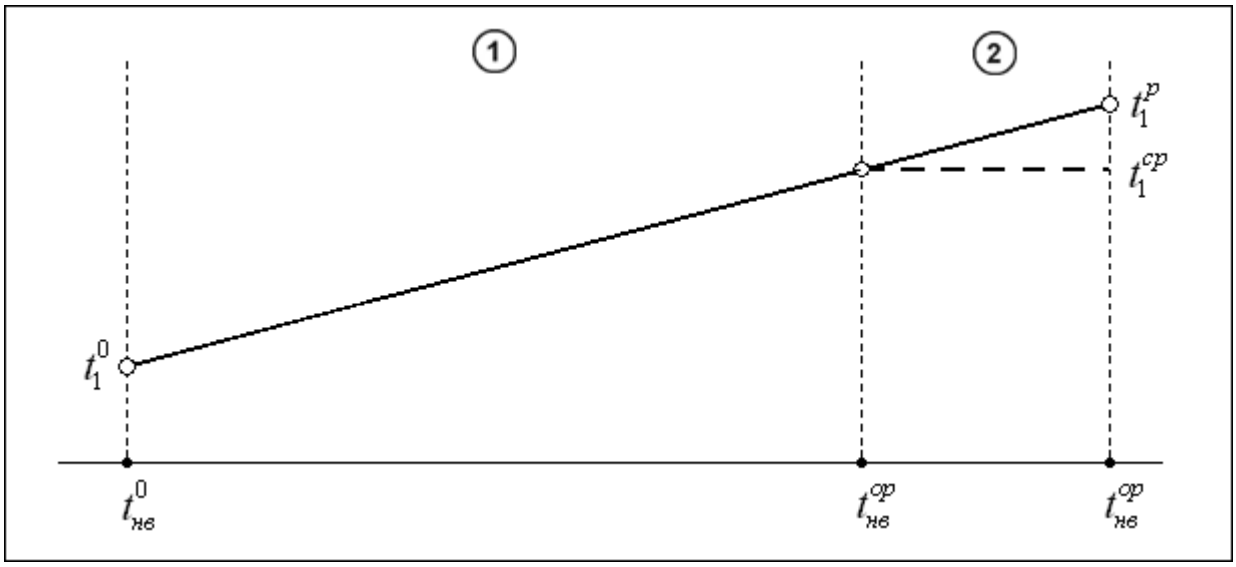


Рисунок 2.2.

Температура воды в подающем трубопроводе тепловой сети ОВ в отопительный сезон теплоснабжения принимается в зависимости от средней температуры воздуха в течение расчетного периода:

при $t_{нв} \geq t_{нв}^{cp}$ (диапазон 1 на рис. 2.2) t_1 рассчитывается по формуле (1.1.32)

при $t_{нв} < t_{нв}^{cp}$ (диапазон 2 на рис. 2.2) $t_1 = t_1^{cp}$

В межотопительный сезон тепловые сети ОВ не работают.

Температура воды в подающем трубопроводе тепловой сети ГВ принимается равной среднеэксплуатационной температуре воды, поступающей в тепловую сеть в течение отопительного и межотопительного периода соответственно.

Температура воды в обратном трубопроводе тепловой сети вычисляется по формуле:

$$t_2 = \frac{\sum_1^n G_2^{аб} \cdot t_2^{аб}}{\sum_1^n G_2^{аб}} \text{; (2.1.2)}$$

$G_2^{аб}$ - расход воды в обратном трубопроводе абонентского ввода

$t_2^{аб}$ - температура воды в обратном трубопроводе абонентского ввода

n - число абонентских вводов тепловой сети

Температура в подающем трубопроводе паровой тепловой сети принимается равной температуре пара, а в обратном трубопроводе – температуре конденсата.

2.2. Расчет потерь тепла с утечками теплоносителя.

Нормативные потери тепла с утечками теплоносителя из участков тепловых сетей определяются по формуле:

$$\Delta Q_{ут} = \left(\Delta G_{ут1} \cdot \left(i_1 - i_{хв}\right) \cdot \tau_{тр1} + \Delta G_{ут2} \cdot \left(i_2 - i_{хв}\right) \cdot \tau_{тр2}\right) \cdot 10^{-3} \text{ ; (2.2.1)}$$

$\Delta G_{ут1}$ - утечки теплоносителя из подающих трубопроводов тепловой сети, т/ч

i_1 - энтальпия теплоносителя при температуре в подающем трубопроводе, ккал/кг

$i_{хв}$ - энтальпия холодной воды, ккал/кг

$\tau_{тр1}$ - продолжительность работы подающего трубопровода тепловой сети в течение расчетного периода, час

$\Delta G_{ут2}$ - утечки теплоносителя из обратных трубопроводов тепловой сети, т/ч

i_2 - энтальпия теплоносителя при температуре в обратном трубопроводе, ккал/кг

$\tau_{тр2}$ - продолжительность работы обратного трубопровода тепловой сети в течение расчетного периода, час

Утечки теплоносителя из подающих трубопроводов тепловой сети рассчитываются по формуле:

$$\Delta G_{ут1} = \beta_1 \cdot \Delta G_{ут} \text{ ; (2.2.2)}$$

β_1 - доля утечки теплоносителя из подающего трубопровода

$\Delta G_{ут}$ - суммарные утечки теплоносителя из подающего и обратного трубопровода, т/ч

Доля утечки теплоносителя из подающего трубопровода принимается по результатам гидравлических испытаний участков тепловых сетей. При отсутствии данных испытаний, долю утечек из подающего трубопровода рекомендуется принимать в пределах 0,5 – 0,75.

Утечки теплоносителя из обратных трубопроводов тепловой сети рассчитываются по формуле:

$$\Delta G_{ут1} = \left(1 - \beta_1\right) \cdot \Delta G_{ут} \text{ ; (2.2.3)}$$

Суммарные утечки теплоносителя из подающего и обратного трубопровода определяются по формуле:

$$\Delta G_{ут} = \frac{g_{норм}}{100} \cdot \frac{\pi}{4} \left(D_1^2 \cdot \rho_1 \cdot L_1 + D_2^2 \cdot \rho_2 \cdot L_2\right) \text{; (2.2.4)}$$

$g_{норм}$ - нормативный процент утечки теплоносителя из трубопровода тепловой сети, принимается равным 0,25%

D_1, D_2 - внутренний диаметр подающего и обратного трубопровода, м

L_1, L_2 - длина подающего и обратного трубопровода, м

ρ_1, ρ_2 - плотность теплоносителя в подающем и обратном трубопроводе, кг/м3

3. Расчет потерь тепла и теплоносителя при выполнении регламентных работ на объектах системы теплоснабжения.

Задача расчета состоит в определении количества теплоносителя и тепловой энергии, затраченной при выполнении регламентных работ на участках тепловых сетей и системах теплоснабжения потребителей. К регламентным работам относятся промывки и заполнения объектов, ввод в эксплуатацию, теплогидравлические испытания и другие технологические процедуры, регламентированные правилами эксплуатации систем теплоснабжения.

3.1. Расчет потерь теплоносителя при выполнении регламентных процедур на объектах системы теплоснабжения.

Исходными данными к расчету количества теплоносителя, затраченного на регламентные процедуры, является план мероприятий, разработанный и утвержденный администрацией предприятия. В плане проведения регламентных работ указывается:

- сроки проведения
- перечень объектов системы теплоснабжения
- температурный режим
- предполагаемые затраты теплоносителя

Потери теплоносителя при выполнении регламентных процедур рассчитываются по формуле:

$$\Delta G_{рег} = \sum_{1}^{n} \sum_{1}^{N} V \cdot \rho \cdot K_V \cdot 10^{-3} \text{ ; (3.1.1)}$$

$\Delta G_{рег}$ - количество теплоносителя, затраченного на выполнение регламентных процедур в течение расчетного периода, т

n - число объектов системы теплоснабжения, подвергнутых регламентным процедурам в течение расчетного периода

N - число регламентных процедур объекта в течение расчетного периода

V - объем объекта системы теплоснабжения, м^3

ρ - плотность теплоносителя в условиях проведения регламентной процедуры, кг/м^3

K_V - кратность заполнения объекта теплоносителем

Объем трубопроводов участка системы теплоснабжения вычисляется по формуле:

$$V_{тр} = \frac{\pi \cdot D_{тр}^2}{4} \cdot L_{тр} \text{ ; (3.1.2)}$$

Объем систем теплоснабжения потребителей определяется по формулам, указанным в разделе “Расчет систем теплоснабжения абонентских вводов”.

Кратность заполнения объектов должна соответствовать условию полного осветления теплоносителя по окончании процедуры. При отсутствии эксплуатационных данных, рекомендуемая норма кратности заполнения составляет 1,5 – 3.

3.1. Расчет потерь тепла при выполнении регламентных процедур на объектах системы теплоснабжения.

Потери тепла при выполнении регламентных процедур рассчитываются по формуле:

$$\Delta Q_{рег} = \Delta G_{рег} \cdot \left(i_{рег} - i_{хв} \right) \cdot 10^{-3} \text{ ; (3.1.3)}$$

$i_{рег}$ - энтальпия теплоносителя в условиях выполнения регламентной процедуры, ккал/кг

4. Расчет количества тепла, отпущенного с коллекторов котельной.

Задача расчета состоит в определении количества тепла, отпущенного с горячей водой и паром на объекты системы теплоснабжения котельной.
Способы расчета количества тепла, отпущенного с коллекторов котельной удобно излагать, используя понятие зоны теплоснабжения. Под зоной теплоснабжения понимается вывод горячей воды или пара с коллекторов котельной или ЦТП в тепловую сеть. Тепловая сеть зоны теплоснабжения является гидравлически независимой от тепловых сетей других зон теплоснабжения. Зоны теплоснабжения котельных в дальнейшем будем называть магистральными, а зоны ЦТП – квартальными. Объекты системы теплоснабжения (абонентские вводы и участки тепловых сетей), получающие тепло непосредственно от магистральных зон будем называть магистральными, а объекты квартальных зон – квартальными. На рисунке 4 представлена схема зон теплоснабжения условной котельной.

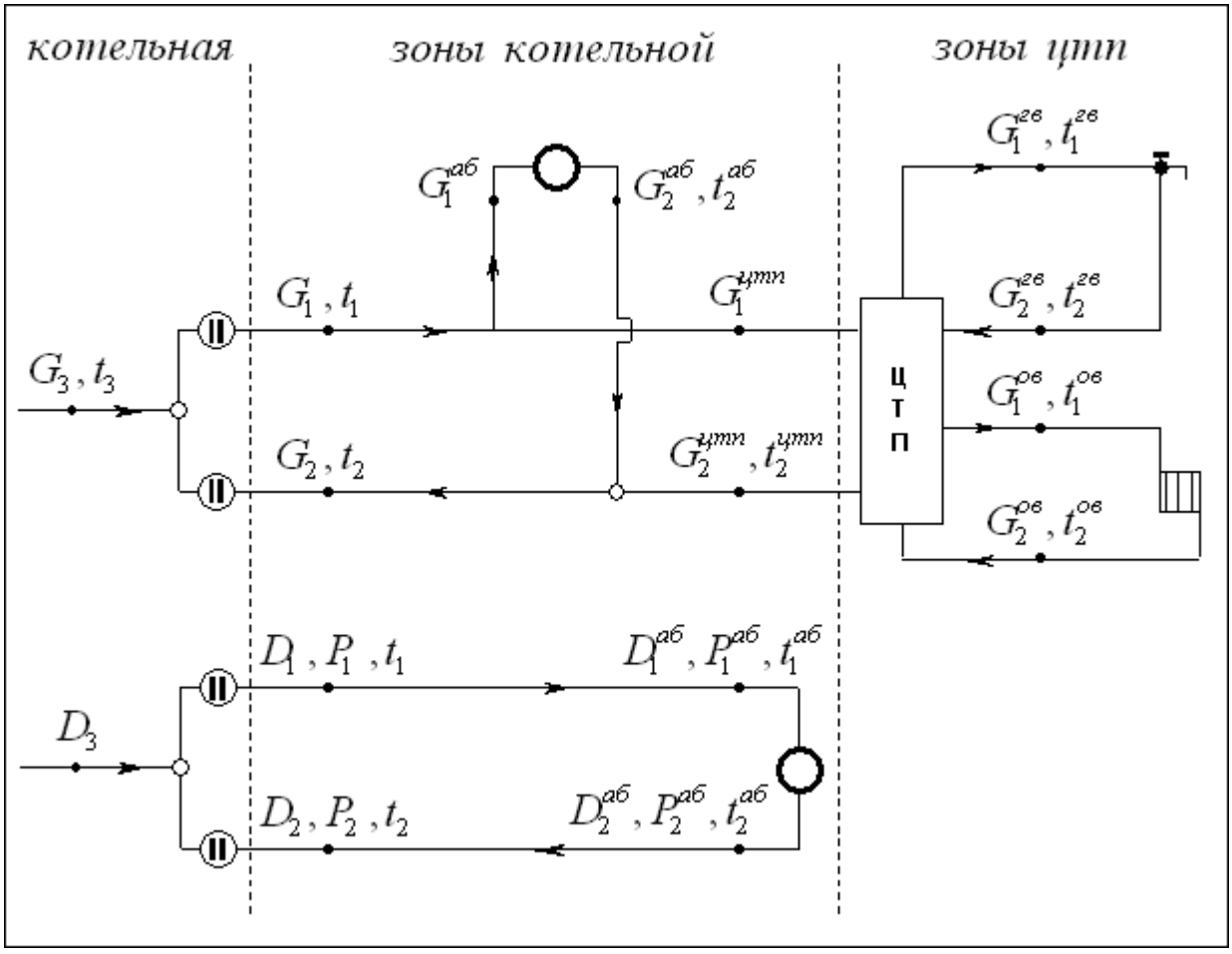


Рисунок 4. Схема зон теплоснабжения.

Обозначения, принятые на рисунке 4:

○ - абонентский ввод

Ⅱ - узел учета

G_1, t_1 - расход и температура воды, поступающей в тепловую сеть зоны котельной

G_2, t_2 - расход и температура воды, поступающей из тепловой сети зоны котельной

G_3, t_3 - расход и температура воды, поступающей на подпитку тепловой сети зоны котельной

$G_1^{аб}$ - расход сетевой воды, поступающей на магистральные абонентские вводы

$G_2^{аб}, t_2^{аб}$ - расход и температура воды, поступающей от магистральных абонентских вводов в тепловую сеть зоны котельной

$G_1^{цтп}$ - расход сетевой воды, поступающей на ЦТП

$G_2^{цтп}, t_2^{цтп}$ - расход и температура воды, поступающей от ЦТП в магистральную тепловую сеть зоны котельной

$G_1^{гв}, t_1^{гв}$ - расход и температура воды, поступающей из ЦТП в квартальную сеть ГВС

$G_2^{гв}, t_2^{гв}$ - расход и температура воды, поступающей от квартальных абонентских вводов ГВС в квартальную тепловую сеть

$G_1^{ов}, t_1^{ов}$ - расход и температура воды, поступающей из ЦТП в квартальную сеть ОВ

$G_2^{ов}, t_2^{ов}$ - расход и температура воды, поступающей от квартальных абонентских вводов ОВ в квартальную тепловую сеть

$D_1^{аб}, P_1^{аб}, t_1^{аб}$ - расход, давление и температура пара, поступающего на абонентские вводы пара

$D_2^{аб}, P_2^{аб}, t_2^{аб}$ - расход, давление и температура конденсата, поступающего от абонентских вводов пара в паровую тепловую сеть зоны котельной

D_1, P_1, t_1 - расход, давление и температура пара, поступающего в паровую тепловую сеть зоны котельной

D_1, P_1, t_1 - расход, давление и температура пара, поступающего из паровой тепловой сети зоны котельной

D_3 - расход воды, поступающей на подпитку паровой тепловой сети зоны котельной

Количество тепловой энергии, отпущенной с коллекторов котельной в тепловые сети в течение расчетного периода, определяется по формуле:

$$Q_{отп} = Q_{отп}^{в} + Q_{отп}^{п} \text{ ; (4.1)}$$

$Q_{отп}$ - полное количество тепла, отпущенного с коллекторов котельной, Гкал

$Q_{отп}^{в}$ - количество тепла, отпущенного в тепловые сети с горячей водой, Гкал

$Q_{отп}^{п}$ - количество тепла, отпущенного в тепловые сети с паром, Гкал

Количество тепла, отпущенного с горячей водой, определяется по уравнению теплового баланса зоны:

$$Q_{отп}^{в} = \sum_{1}^{n} \left(G_1 \cdot i_1 - G_2 \cdot i_2 - G_3 \cdot i_{хв} \right) \cdot \tau_{отп} \cdot 10^{-3} \text{ ; (4.2)}$$

n – число зон горячей воды котельной

G_1 - расход воды в подающей магистрали зоны, т/ч

i_1 - энтальпия воды в подающей магистрали зоны, ккал/кг, определяется по температуре и давлению воды в подающей магистрали зоны котельной

G_2 - расход воды в обратной магистрали зоны котельной, т/ч

i_2 - энтальпия воды в обратной магистрали зоны, ккал/кг, определяется по температуре и давлению воды в обратной магистрали зоны котельной

G_3 - расход воды, поступившей на подпитку зоны котельной, т/ч

$\tau_{отп}$ - продолжительность отпуска тепла на зону в течение расчетного периода, час

Уравнение материального баланса зоны записывается в виде:

$$G_1 = G_2 + G_3 \text{ ; (4.3)}$$

При наличии узлов учета, расход, температура и давление воды определяются по показаниям соответствующих средств измерения. При отсутствии показаний узлов учета, например, при планировании деятельности котельной, значения величин, входящих в уравнение (4.2), определяются по результатам расчета абонентских вводов, ЦТП и участков тепловых сетей зоны.

Расход воды в подающей магистрали зоны котельной:

$$G_1 = \sum G_1^{аб} + \sum G_1^{цтп} + \Delta G_{ут} \text{ ; (4.4)}$$

$\Delta G_{ут}$ - утечки теплоносителя из подающего и обратного трубопровода магистральных участков зоны котельной, т/ч

Расход воды в обратной магистрали зоны котельной:

$$G_2 = \sum G_2^{аб} + \sum G_2^{цтп} - \Delta G_{ут2} \text{ ; (4.5)}$$

$\Delta G_{ут2}$ - утечки теплоносителя из обратного трубопровода магистральных участков зоны котельной, т/ч

Температура воды в обратной магистрали зоны котельной:

$$t_2 = \frac{\sum G_2^{аб} \cdot t_2^{аб} + \sum G_2^{цтп} \cdot t_2^{цтп}}{\sum G_2^{аб} + \sum G_2^{цтп}} - \Delta t_2 \text{ ; (4.6)}$$

Δt_2 - падение температуры теплоносителя в обратном трубопроводе магистральных участков зоны котельной, ^{0}С.

Падение температуры теплоносителя в обратном трубопроводе магистральных участков зоны котельной вычисляется по формуле:

$$\Delta t_2 = \frac{\Delta Q_{тс2}}{G_2 \cdot \overline{c_2}} \cdot 10^3 \text{ ; (4.7)}$$

$\Delta Q_{тс2}$ - теплопотери обратных трубопроводов магистральных участков тепловой сети зоны котельной, Гкал/ч

$\overline{c_2}$ - средняя теплоемкость воды в обратных трубопроводах магистральных участков тепловой сети зоны котельной, Гкал/ч

Расходы и температуры воды в точках подключения ЦТП к магистральной тепловой сети зоны котельной определяются по результатам предварительных расчетов ЦТП. Расчет ЦТП выполняется аналогично расчету абонентских вводов, с учетом схем подключения квартальных зон ОВ и ГВ (см. раздел “Расчет абонентских вводов”).

Количество тепла, отпущенного с паром, определяется по формуле:

$$Q_{отп}^{n} = \sum_{1}^{n} \left(D_1 \cdot \left(i_1 - i_{хв} \right) - D_2 \cdot \left(i_2 - i_{хв} \right) \right) \cdot \tau_{отп} \cdot 10^{-3} \text{ ; (4.8)}$$

n - число зон пара котельной

D_1 - количество пара, поступившего в тепловую сеть зоны пара, т/ч

i_1 - энтальпия отпущенного пара, ккал/кг

G_2 - количество конденсата, поступившего из тепловой сети зоны пара, т/ч

i_2 - энтальпия конденсата, ккал/кг

$\tau_{отп}$ - продолжительность отпуска тепла на зону в течение расчетного периода, час

При наличии узлов учета, расход, температура и давление пара определяются по показаниям соответствующих средств измерения. При отсутствии узлов учета, показатели, входящие в формулу (4.8), определяются на основании данных, заявленных в договоре между теплоснабжающей организацией и потребителями пара.

5. Расчет потерь тепла на собственные нужды котельной.

Процесс производства тепловой энергии сопровождается неизбежными потерями тепла, наличие которых обусловлено излучением тепловой энергии от нагретых поверхностей оборудования в окружающую среду и утечками теплоносителей. Применительно к расчету котельных, структура и величина потерь тепла на собственные нужды (в дальнейшем СН) определяется составом и характеристиками установленного тепломеханического оборудования. В таблице 5.1 приводится перечень основных потерь тепла на собственные нужды котельной.

Таблица 5.1.

Статья потерь тепла на СН	Обозначение	Источник потерь тепла
Потери с излучением тепловой энергии в окружающую среду	$\Delta Q_{сн}^{изл}$	Наружные поверхности тепломеханического оборудования, в том числе: баки различного назначения, теплообменные аппараты, деаэраторы, оборудование мазутного хозяйства, трубопроводы в пределах котельной и прочее.
Потери с отоплением и вентиляцией производственных зданий источника теплоснабжения	$\Delta Q_{сн}^{ов}$	Системы отопления и вентиляции помещений котельной и производственных зданий на балансе предприятия.
Потери с утечками теплоносителя в производственном цикле котельной	$\Delta Q_{сн}^{ут}$	Система ГВС здания котельной, непрерывная и периодическая продувка котлов, выпар деаэраторов, потери конденсата на мазутном хозяйстве, потери теплоносителя системой ХВО, потери теплоносителя при обдувке и обмывке котлов и прочее.
Потери с растопкой котлов	$\Delta Q_{раст}$	Непроизводительные потери топлива при пусках котельных агрегатов.
Неучтенные потери тепла на СН	$\Delta Q_{ну}$	Утечки теплоносителя через неплотности арматуры и при опробывании предохранительных клапанов, утечки при продувке водоуказательных стекол и при отборе проб котловой воды, а так же прочие потери, значение которых не поддается расчету.

Задача расчета потерь тепла на собственные нужды состоит в определении перечисленных потерь за расчетный период. Величина потерь СН определяется двумя способами

1 способ – вычисление потерь СН по статьям

$$\Delta Q_{сн} = \Delta Q_{сн}^{изл} + \Delta Q_{сн}^{ов} + \Delta Q_{сн}^{ут} + \Delta Q_{раст} + \Delta Q_{ну} \text{ ; (5.1)}$$

Данный способ позволяет определить расчетную величину потерь СН и обычно применяется при планировании работы котельной на перспективный период.

2 способ – вычисление потерь тепла СН на основании уравнения теплового баланса

$$\Delta Q_{сн} = Q_{выр} - Q_{отп} \text{ ; (5.2)}$$

Данный способ позволяет определить фактические потери СН и обычно используется в расчетах за отработанный период при наличии учета количества выработанного и отпущенного тепла.

5.1. Определение потерь тепла с излучением от наружной поверхности оборудования в окружающую среду.

С точки зрения теории теплообмена все объекты котельной, обладающие потерями в окружающую среду, можно представить в виде многослойной (или однослойной) стенки, излучающей поток тепловой энергии.

Количество тепловой энергии, проходящей через плоскую стенку, вычисляется по выражению:

$$\Delta Q_{окр} = k \cdot \left(t_{вн}^{об} - t_{окр}\right) \cdot F \cdot \tau \cdot 10^{-6} \text{ ; (5.1.1а)}$$

$\Delta Q_{окр}$ - потери тепла в окружающую среду в течение расчетного периода, Гкал

k - коэффициент теплопередачи, ккал/м^2 ч ^{0}С

$t_{вн}^{об}$ - средняя температура внутри объекта, ^{0}С

$t_{окр}$ - средняя температура окружающей среды, ^{0}С

F - площадь поверхности стенки, м^2

τ - продолжительность работы объекта в течение расчетного периода, час

Количество тепловой энергии, проходящей через цилиндрическую стенку, вычисляется по выражению:

$$\Delta Q_{окр} = k \cdot \left(t_{вн}^{об} - t_{окр}\right) \cdot L \cdot \pi \cdot \tau \cdot 10^{-6} \text{ ; (5.1.1б)}$$

k - коэффициент теплопередачи, ккал/м ч ^{0}С

L - дина (высота) стенки, м

Коэффициент теплопередачи плоской многослойной стенки рассчитывается по выражению:

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \sum_1^n \frac{\delta_i}{\lambda_i} + \frac{1}{\alpha_2}} \text{ ; (5.1.2а)}$$

Коэффициент теплопередачи цилиндрической многослойной стенки рассчитывается по выражению:

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1 \cdot D_1} + \sum_1^n \left(\frac{1}{2\lambda_i} \ln \frac{D_{i+1}}{D_i} \right) + \frac{1}{\alpha_2 \cdot D_n}} \text{ ; (5.1.2б)}$$

α_1 - коэффициент теплоотдачи на внутренней поверхности стенки, ккал/м^2 ч ^{0}С (ккал/м ч ^{0}С)

D - диаметр ***i***-слоя цилиндрической стенки, м

δ_i - толщина ***i***-слоя плоской стенки, м

λ_i - коэффициент теплопроводности ***i***-слоя стенки, ккал/м ч ^{0}С

α_2 - коэффициент теплоотдачи на наружной поверхности стенки, ккал/м^2 ч ^{0}С (ккал/м ч ^{0}С)

Как правило, значение коэффициента теплоотдачи на внутренней поверхности стенки α_1 весьма велико, поэтому при выполнении инженерных расчетов, с достаточной точностью, коэффициент теплопередачи через стенку может быть определен по формуле:

для плоской стенки

$$k = \frac{1}{\sum_{1}^{n} \frac{\delta_i}{\lambda_i} + \frac{1}{\alpha_2}} \text{ ; (5.1.3а)}$$

для цилиндрической стенки

$$k = \frac{1}{\sum_{1}^{n} \left(\frac{1}{2\lambda_i} \ln \frac{D_{i+1}}{D_i} \right) + \frac{1}{\alpha_2 \cdot D_n}} \text{ ; (5.1.3б)}$$

Коэффициент теплоотдачи на наружной поверхности стенки:

$$\alpha_2 = \alpha_к + \alpha_л \text{ ; (5.1.4)}$$

$\alpha_к$ - коэффициент теплоотдачи конвекцией, ккал/м^2 ч ^{0}С

$\alpha_л$ - коэффициент теплоотдачи излучением, ккал/м^2 ч ^{0}С

Коэффициент теплоотдачи конвекцией $\alpha_к$ рассчитывается по формуле:

$$\alpha_к = \frac{Nu \cdot \lambda}{L_{опр}} \text{ ; (5.1.5)}$$

Nu - критерий Нуссельта

λ - коэффициент теплопроводности окружающей среды (воздуха), ккал/м ч ^{0}С

$L_{опр}$ - определяющий размер объекта, м

Для объектов расположенных вне помещения критерий Нуссельта определяется по формуле теплообмена в условиях принудительной конвекции:

$$Nu = c \cdot \mathrm{Re}^n \cdot \mathrm{Pr}_{окр}^m \text{ ; (5.1.6)}$$

Re - критерий Рейнольдса

$\mathrm{Pr}_{окр}$ - критерий Прандтля воздуха при температуре окружающей среды

c, n, m – постоянные коэффициенты, значение которых принимается в зависимости от формы и ориентации стенки объекта

плоская и горизонтальная цилиндрическая стенка

при ***Re*** 4.85 10^5 ***c***=0,66; ***n***=0,6; ***m***=0,33

при ***Re*** > 4.85 10^5 ***c***=0,037; ***n***=0,8; ***m***=0,43

вертикальная цилиндрическая стенка

при ***Re*** 10^3 ***c***=0,56; ***n***=0,5; ***m***=0,36

при ***Re*** > 10^3 ***c***=0,28; ***n***=0,6; ***m***=0,36

Критерий Рейнольдса вычисляется по формуле:

$$\mathrm{Re} = \frac{W \cdot L_{опр}}{\nu} \text{ ; (5.1.7)}$$

W - скорость движения окружающего воздуха (скорость ветра), м/с

ν - коэффициент кинематической вязкости воздуха, м^2/с

Для объектов, расположенных внутри помещения критерий Нуссельта определяется по формуле теплообмена в условиях естественной конвекции:

$$Nu = c \cdot \left(Gr \cdot \mathrm{Pr}_{окр}\right)^{n} \cdot \left(\frac{\mathrm{Pr}_{окр}}{\mathrm{Pr}_{ст}}\right)^{0,25} \quad ; (5.1.8)$$

Gr - критерий Грасгоффа

$\mathrm{Pr}_{ст}$ - критерий Прандтля воздуха при температуре наружной поверхности стенки

c, n – постоянные коэффициенты, значение которых принимается в зависимости от формы и ориентации стенки объекта

плоская и вертикальная цилиндрическая стенка

при $Gr\ Pr_{окр} < 5\ 10^2$ ***c***=1,18; ***n***=0,125

при $5\ 10^2 < Gr\ Pr_{окр} < 2\ 10^7$ ***c***=0,54; ***n***=0,25

при $Gr\ Pr_{окр} > 2\ 10^7$ ***c***=0,135; ***n***=0,33

горизонтальная цилиндрическая стенка

c=0,51; ***n***=0,25

Критерий Грасгоффа рассчитывается по выражению:

$$Gr = g \cdot \frac{\beta \cdot \Delta t \cdot L_{опр}^{3}}{\nu^{2}} \quad ; (5.1.9)$$

g = ***9,81*** м/с^2 – ускорение свободного падения

β - коэффициент объемного расширения:

$$\beta = \frac{1}{t_{окр} + 273} \quad ; (5.1.10)$$

Δt - температурный напор, ^{0}C:

$$\Delta t = t_{ст} - t_{окр} \quad ; (5.1.11)$$

$t_{ст}$ - температура на наружной поверхности стенки объекта, ^{0}C

Определяющий размер $L_{опр}$ принимается в зависимости от формы и ориентации стенки объекта с учетом условий теплообмена.

Форма и ориентация стенки	Условия теплообмена	Определяющий размер
Цилиндрическая горизонтальная стенка	естественная конвекция	диаметр
	принудительная конвекция	диаметр
Цилиндрическая вертикальная стенка	естественная конвекция	высота
	принудительная конвекция	диаметр
Плоская горизонтальная стенка	естественная конвекция	ширина
	принудительная конвекция	длина
Плоская вертикальная стенка	естественная конвекция	высота
	принудительная конвекция	длина

Коэффициент теплоотдачи излучением $\alpha_л$ рассчитывается по формуле

$$\alpha_л = C_п \frac{\left(\frac{t_{ст}+273}{100}\right)^4 - \left(\frac{t_{окр}+273}{100}\right)^4}{t_{ст} - t_{окр}} \text{; (5.1.12)}$$

$C_п$ - коэффициент излучения наружной поверхности стенки, ккал/м^2 ч ^{0}С

Формулы (5.1.2 5.1.12) применяются для расчета тепловых потерь объектов, расположенных в помещении и на открытом воздухе. Для объектов расположенных под землей коэффициент теплопередачи $\boldsymbol{k}$ в формуле (5.1.1) принимается равным **0,314** ккал/м^2 ч ^{0}С.

5.2. Расчет потерь тепла на отопление, вентиляцию и ГВС производственных зданий.

5.2.1. Потери тепла на отопление помещений котельной и производственных зданий, находящихся на балансе теплоснабжающего предприятия рассчитываются по формуле:

$$Q_o^p = x_o \cdot K_x \cdot V_{зд} \cdot \left(t_{вн}^p - t_{нв}^p\right) \cdot 10^{-6} \text{ ; (5.1)}$$

x_o - отопительная характеристика здания, ккал/м^3 ч ^{0}С

K_x - коэффициент, учитывающий климатические условия эксплуатации здания

$V_{зд}$ - объем отапливаемых помещений здания по наружному обмеру,м^3

5.2.2. Потери тепла на вентиляцию помещений котельной и производственных зданий, находящихся на балансе теплоснабжающего предприятия рассчитываются по формуле:

$$Q_в^p = x_в \cdot K^в \cdot V_{зд}^в \cdot \left(t_2^{вр} - t_{нв}^{вр}\right) \cdot 10^{-6} \text{ ; (5.2)}$$

$x_в$ - вентиляционная характеристика здания, ккал/м^3 ч ^{0}С

$K^в$ - кратность вентиляции здания

$V_{зд}^в$ - объем вентилируемых помещений здания по наружному обмеру,м^3

5.2.3. Потери тепла с горячей водой, используемой на хозяйственно-бытовые нужды персонала котельных, рассчитываются по формуле:

$$\Delta Q_{гвс} = \Delta G_{гвс} \cdot \left(i_{гв} - i_{хв}\right) \cdot 10^{-3} \text{ ; (5.3)}$$

$\Delta G_{гвс}$ - количество горячей воды, поступающей на хозяйственно бытовые нужды персонала производственных зданий, т

$$\Delta G_{гвс} = \left(m_{перс} \cdot a_{перс} + m_{душ} \cdot a_{душ}\right) \cdot \rho_{гв} \cdot \frac{\tau}{\tau_{кот}} \cdot 10^{-3} \text{ ; (5.4)}$$

$m_{перс}$ - численность персонала котельной, чел

$a_{перс}$ - норма расхода горячей воды на одного работающего в сутки, м^3

$m_{душ}$ - число душевых сеток, установленных в помещении, шт

$a_{душ}$ - норма расхода горячей воды на одну душевую сетку в сутки, м^3

$\rho_{гв}$ - плотность горячей воды, кг/м^3

τ - продолжительность расчетного периода, час

$\tau_{кот}$ - продолжительность работы котельной в течение суток, час

5.3. Определение потерь тепла с непрерывной продувкой паровых котлов.

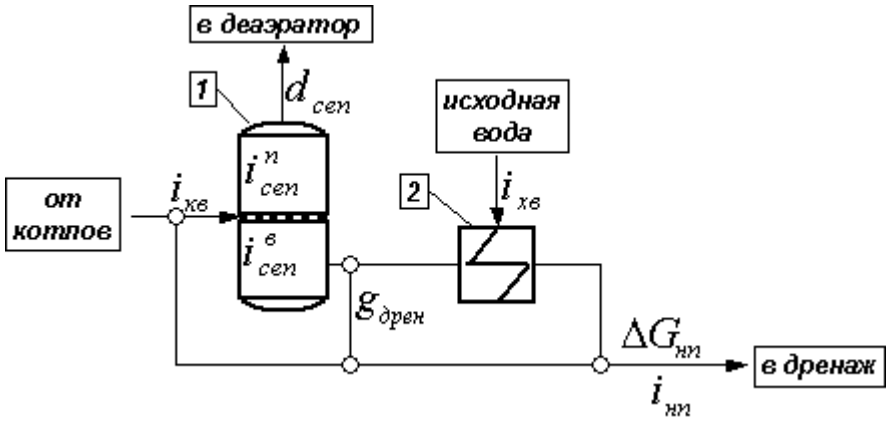
Потери тепла с непрерывной продувкой паровых котлов определяются по формуле:

$$\Delta Q_{нп} = \Delta G_{нп} \cdot \left(i_{нп} - i_{хв}\right) \cdot 10^{-3} \text{ ; (5.3.1)}$$

$\Delta G_{нп}$ - расход продувочной воды, сбрасываемой в дренаж за расчетный период, т

$i_{нп}$ - энтальпия продувочной воды, сбрасываемой в дренаж, ккал/кг

Схема отвода продувочной воды представлена на рисунке



Обозначения, принятые на схеме

1 – сепаратор непрерывной продувки

2 – теплообменник непрерывной продувки

$i_{кв}$ - энтальпия котловой воды, ккал/кг

$i^{п}_{сеп}$ - энтальпия насыщенного пара при давлении в сепараторе, ккал/кг

$i^{в}_{сеп}$ - энтальпия воды на линии насыщения при давлении в сепараторе, ккал/кг

$d_{сеп}$ - удельный расход отсепарированного пара, кг/кг

$g_{дрен}$ - процент сброса отсепарированной продувочной воды в дренаж помимо теплообменника, по отношению к полному расходу отсепарированной воды, %.

При наличии сепаратора непрерывной продувки удельный расход отсепарированного пара вычисляется по формуле:

$$d_{сеп} = \frac{i_{кв} - i^{в}_{сеп}}{i^{п}_{сеп} - i^{в}_{сеп}} \text{ ; (5.3.2)}$$

Расход продувочной воды, сбрасываемой в дренаж за расчетный период:

$$\Delta G_{нп} = \left(1 - d_{сеп}\right) \cdot \sum_{1}^{n} D_i \frac{P_{нп}}{100} \cdot \tau_i \text{ ; (5.3.3)}$$

D_i - паропроизводительность ***i***-котла за расчетный период, т/ч

$P_{нп}$ - процент непрерывной продувки ***i***-котла, %

τ_i - продолжительность работы i-котла в течение расчетного периода, т/ч

n - число паровых котлоагрегатов, находящихся в работе в течение расчетного периода

Энтальпия продувочной воды, сбрасываемой в дренаж, принимается в зависимости от наличия в котельной оборудования утилизации тепла непрерывной продувки

- при отсутствии сепаратора и теплообменника непрерывной продувки, энтальпия воды принимается равной энтальпии котловой воды
- при отсутствии теплообменника непрерывной продувки, энтальпия воды принимается равной энтальпии воды на линии насыщения при давлении в сепараторе
- при наличии теплообменника непрерывной продувки, энтальпия воды принимается равной энтальпии продувочной воды после теплообменника непрерывной продувки

При отсутствии сведений о работе паровых котлов в течение расчетного периода их паропроизводительность вычисляется по выражению:

$$D_{пк} = \frac{Q_{выр}^{пк}}{i_п - i_{пв}} \cdot 10^3 \text{ ; (5.3.4)}$$

$Q_{выр}^{пк}$ - выработка тепла паровой частью котельной, Гкал

$i_п$ - энтальпия пара, вырабатываемого котлами ккал/кг

$i_{пв}$ - энтальпия питательной воды, ккал/кг

Энтальпия пара и питательной воды, а так же процент непрерывной продувки принимаются равными соответствующему среднему значению среди паровых котлов установленных в котельной. В этом случае расход продувочной воды рассчитываются по формуле:

$$\Delta G_{нп} = \left(1 - d_{сеп}\right) \cdot D_{пк} \cdot \frac{P_{нп}}{100} \text{ ; (5.3.5)}$$

При наличии дренажа продувочной воды из сепаратора, потери тепла с непрерывной продувкой рассчитываются по формуле:

$$\Delta Q_{нп} = \Delta G_{нп} \cdot \left(\frac{g_{дрен}}{100} \cdot \left(i_{сеп}^{в} - i_{хв}\right) + \left(1 - \frac{g_{дрен}}{100}\right) \cdot \left(i_{нп} - i_{хв}\right) \right) \cdot 10^{-3} \text{ ; (5.3.6)}$$

$g_{дрен}$ - процент дренирования сепаратора непрерывной продувки, %

5.4. Расчет потерь тепла с периодической продувкой паровых котлов.

Потери тепла с периодической продувкой паровых котлов определяются по формуле:

$$\Delta Q_{пп} = \sum_{i=1}^{n} \sum_{j=1}^{N} Q_i \cdot \frac{K_{пп}}{100} \text{ ; (5.4.1)}$$

Q_i - теплопроизводительность ***i***-котла, Гкал/ч

$K_{пп}$ - нормативный процент потерь котловой воды с периодической продувкой, %, рекомендуемое значение $K_{пп}$ составляет 2%

n - число паровых котлоагрегатов, находящихся в работе в течение расчетного периода

N - число периодических продувок ***i***-котла в течение расчетного периода

При отсутствии сведений о работе паровых котлов в течение расчетного периода, количество периодических продувок рассчитываются по формуле:

$$N = \frac{\tau}{\tau_{мпп}} \text{ ; (5.4.2)}$$

$\tau_{мпп}$ - продолжительность интервала между операциями продувки ***i***-котла, час

Расход воды, поступающей в дренаж при периодической продувке:

$$\Delta G_{пп} = \frac{\Delta Q_{пп}}{i_{кв} - i_{хв}} \cdot 10^{-3} \text{ ; (5.4.3)}$$

$i_{кв}$ - энтальпия котловой воды, ккал/кг

При наличии данных о точках продувки котла и сведений о регламенте процедуры периодической продувки, расход котловой воды, затраченной на периодическую продувку котла, вычисляется по методике истечения через трубопровод круглого сечения, изложенную в приложении V. Потери тепла, обусловленные периодической продувкой паровых котлов, определяются по формуле:

$$\Delta Q_{пп} = \sum_{i=1}^{n} \sum_{j=1}^{N} G_i \cdot \left(i_{кв} - i_{хв}\right) \cdot 10^{-3} \text{ ; (5.4.4)}$$

G_i - расход продувочной воды ***i***-котла, определенный по методике приложения V, т

5.5. Потери тепла с продувкой водогрейных котлов.

Потери тепла с продувкой водогрейных котлов рассчитываются по формуле:

$$\Delta Q_{прод}^{вк} = \sum_{i=1}^{n} K_{прод}^{вк} \cdot Q_i \ ; (5.5.1)$$

$K_{прод}^{вк}$ - коэффициент продувки ***i***-котла, рекомендуемое приказом Минэнерго РФ №323, значение коэффициента продувки для водогрейных котлов составляет 0,003

Q_i - количество тепла, выработанного ***i***-котлом в течение расчетного периода, Гкал

Потери воды с продувкой водогрейных котлов рассчитываются по формуле:

$$\Delta G_{прод}^{вк} = \frac{\Delta Q_{прод}^{вк}}{i_{вк}^{ср} - i_{хв}} \cdot 10^3 \ ; (5.5.2)$$

$i_{вк}^{ср}$ - энтальпия при средней температуре и среднем давлении воды в котле, ккал/кг

5.6. Расчет потерь тепла с обдувкой поверхностей нагрева паровых котлов паром.

Потери тепла с обдувкой поверхностей нагрева паровых котлов паром определяются по формуле:

$$\Delta Q_{обд} = \sum_{i=1}^{n} \sum_{j=1}^{N} \Delta D_{обд} \cdot \left(i_{обд} - i_{хв}\right) \cdot \tau_j \cdot 10^{-3} \text{ ; (5.6.1)}$$

$\Delta D_{обд}$ - расход пара на одну обдувку ***i***-котла, т/ч

$i_{обд}$ - энтальпия пара, поступающего на обдувочный аппарат ***i***-котла, ккал/кг

τ_j - продолжительность операции обдувки ***i***-котла, час

n - число паровых котлоагрегатов, подвергнутых обдувке в течение расчетного периода

N - число обдувок ***i***-котла в течение расчетного периода

Расход пара на одну обдувку определяется по выражению:

$$\Delta D_{обд} = \sum_{1}^{n} c \cdot \mu \cdot d_i^2 \cdot \sqrt{\frac{P}{v}} \cdot \frac{10^{-3}}{3600} \text{ ; (5.6.2)}$$

c - постоянный коэффициент, значение которого принимается в зависимости от состояния пара

C=493 – для насыщенного пара

C=519 – для перегретого пара

μ - коэффициент истечения, значение которого принимается равным ***0,95***

d_i - диаметр ***i***-сопла обдувочного аппарата, м

n - число сопел обдувочного аппарата

P - давление пара перед обдувочным аппаратом, МПа

v - удельный объем пара перед обдувочным аппаратом, $м^3$/кг

При отсутствии сведений о числе обдувок поверхностей нагрева их количество в течение расчетного периода определяется по выражению:

$$N_{обд} = \frac{\tau}{\tau_{м_обд}} \text{ ; (5.6.3)}$$

$\tau_{м_обд}$ - продолжительность интервала между операциями обдувки, час

5.7. Расчет потерь тепла с обмывкой поверхностей нагрева водогрейных котлов водой.

Потери тепла с обмывкой поверхностей нагрева водогрейных котлов водой рассчитываются по формуле:

$$\Delta Q_{обм} = \sum_{i=1}^{n} \sum_{j=1}^{N} \Delta G_{обм} \cdot \left(i_{обм} - i_{хв}\right) \cdot \tau_j \cdot 10^{-3} \text{ ; (5.7.1)}$$

$\Delta G_{обм}$ - расход воды на одну обмывку ***i***-котла, т/ч

$i_{обм}$ - энтальпия воды, поступающей не обмывочный аппарат ***i***-котла, ккал/кг

τ_j - продолжительность операции обмывки ***i***-котла, час

n - число водогрейных котлоагрегатов, подвергнутых обмывке в течение расчетного периода

N - число обмывок ***i***-котла в течение расчетного периода

Расход воды на одну обмывку определяется по выражению:

$$\Delta G_{обм} = \sum_{1}^{n} c \cdot \mu \cdot d_i^2 \cdot \sqrt{\frac{P}{v}} \cdot \frac{10^{-3}}{3600} \text{ ; (5.7.2)}$$

c - постоянный коэффициент, значение которого принимается равным ***1110***

μ - коэффициент истечения, значение которого принимается равным ***0,95***

d_i - диаметр ***i***-сопла обмывочного аппарата, м

n - число сопел обмывочного аппарата

P - давление воды перед обмывочным аппаратом, МПа

v - удельный объем воды перед обмывочным аппаратом, $м^3$/кг

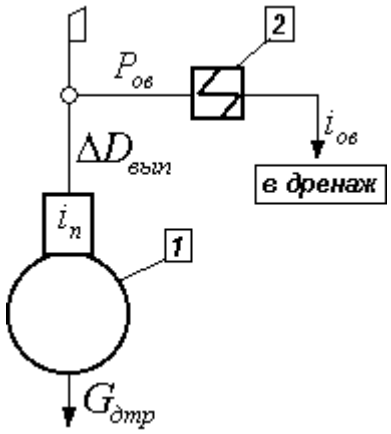
При отсутствии сведений о числе обмывок поверхностей нагрева их количество в течение расчетного периода определяется по выражению:

$$N_{обм} = \frac{\tau}{\tau_{м_обм}} \text{ ; (5.7.3)}$$

$\tau_{м_обм}$ - продолжительность интервала между операциями обмывки, час

5.8. Расчет потерь тепла с выпаром.

Схема отвода выпара из деаэратора представлена на рисунке



Обозначения, принятые на схеме

1 – деаэратор

2 – охладитель выпара

i_n - энтальпия пара в деаэраторе, ккал/кг

$G_{дтр}$ - производительность деаэратора по воде, т

$\Delta D_{вып}$ - расход выпара, т

$P_{ов}$ - процент подачи пара на охладитель выпара по отношению к общему расходу выпара, %

$i_{ов}$ - энтальпия конденсата выпара на выходе из охладителя выпара, ккал/кг

Потери тепла с выпаром из деаэраторов определяются по формуле:

$$\Delta Q_{вып} = \sum_{1}^{n} \Delta D_{вып} \left[\left(1 - \frac{P_{вып}}{100} \right) \left(i_n - i_{хв} \right) + \left(\frac{P_{вып}}{100} \right) \left(i_{ов} - i_{хв} \right) \right] \cdot 10^{-3} \text{ ; (5.8.1)}$$

n - число деаэраторов, находящихся в работе в течение расчетного периода

Расход выпара определяется по значению удельного расхода пара на 1 т деаэрированной воды, приготовляемой деаэратором:

$$\Delta D_{вып} = G_{дтр} \cdot d_{вып} \text{ ; (5.8.2)}$$

$d_{вып}$ - удельный расход пара на 1т деаэрированной воды, рекомендуемое значение составляет 2 - 4 кг/т

При отсутствии сведений о количестве и производительности деаэраторов, находившихся в работе в течение расчетного периода, расход деаэрированной воды определяется по выражению:

$$G_{дтр} = G_{пв} + G_{подп} \text{ ; (5.8.3)}$$

$G_{пв}$ - расход питательной воды за период, т

$G_{подп}$ - расход подпиточной воды за период, т

При наличии данных о трубопроводе выпара, установленном на деаэраторе, расход выпара определяется по методике истечения через трубу круглого сечения, изложенной в приложении III. Аналогичным методом определяется расход пара через дыхательные трубки баков различного назначения, например, аккумуляторных, конденсатных и тому подобных.

5.9. Расчет потерь тепла на мазутном хозяйстве.

Потери тепла на мазутном хозяйстве обусловлены излучением в окружающую среду от наружных поверхностей оборудования и наличием утечек теплоносителя.
Расчет потерь тепла в окружающую среду от нагретых поверхностей мазутных емкостей, подогревателей, мазутопроводов и другого оборудования рассмотрен в разделе 5.1 настоящего руководства.
Потери тепла с конденсатом греющего пара, подаваемого на мазутное хозяйство котельной, определяются по формуле:

$$\Delta Q^{к}_{мх} = \Delta Q^{к}_{ме} + \Delta Q^{к}_{мп} + \Delta Q_{слив} + \Delta Q_{эст} \text{ ; (5.9.1)}$$

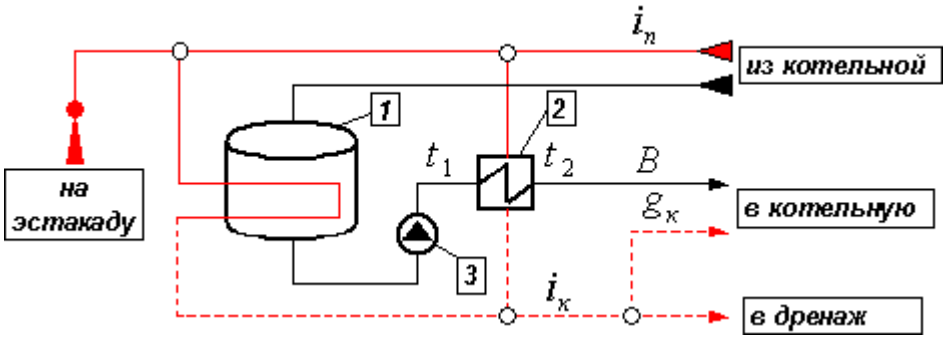
$\Delta Q^{к}_{ме}$ - 'потери тепла с конденсатом греющего пара, поступающего на емкости хранения мазута за расчетный период, Гкал

$\Delta Q^{к}_{мп}$ - 'потери тепла с конденсатом греющего пара, поступающего на подогреватели мазута за расчетный период, Гкал

$\Delta Q_{слив}$ - 'потери тепла с греющим паром, затраченным на разогрев мазута в железнодорожных цистернах при сливе, Гкал

$\Delta Q_{эст}$ - 'потери тепла с греющим паром, поступившем на поддержание сливной эстакады в горячем резерве за расчетный период, Гкал

Схема мазутного хозяйства представлена на рисунке



Обозначения, принятые на схеме

1 – емкость хранения мазута
2 – подогреватель мазута
3 – насос подачи мазута в котельную

$i_п$ - энтальпия пара поступающего на мазутное хозяйство, ккал/кг

t_1 - температура в емкости хранения мазута, ^{0}C

t_2 - температура подогрева мазута, ^{0}C

B - количество мазута подаваемого в котельную, т

$g_к$ - процент возврата конденсата от мазутного хозяйства по отношению к расходу греющего пара, %

$i_к$ - энтальпия конденсата греющего пара поступившего на мазутное хозяйство, ккал/кг

Доля потерь конденсата греющего пара, поступающего на мазутное хозяйств, вычисляется по формуле:

$$\Delta g_к = 1 - \frac{g_к}{100}$$

Количество пара, поступающего на обогрев емкостей хранения мазута в течение расчетного периода, т:

$$D_{ме} = \frac{\Delta Q_{ме}}{i_п - i_к} \cdot 10^{-3} \text{ ; (5.9.2)}$$

$\Delta Q_{ме}$ - потери емкостей хранения мазута в окружающую среду в течение расчетного периода, Гкал

Потери тепла с конденсатом греющего пара, поступающего на емкости хранения мазута за расчетный период, определяются по формуле:

$$\Delta Q^к_{ме} = D_{ме} \cdot \left(i_к - i_{хв}\right) \cdot \Delta g_к \text{ ; (5.9.3)}$$

$\Delta Q_{ме}$ - потери емкостей хранения мазута в окружающую среду в течение расчетного периода, Гкал

Потери конденсата пара, подаваемого на обогрев емкостей хранения мазута, т:

$$\Delta G^{ме}_{мх} = D_{ме} \cdot \Delta g_к \text{ ; (5.9.4)}$$

Количество пара, поступающего на подогреватели мазута в течение расчетного периода, т:

$$D_{мп} = \frac{\Delta Q_{мп} \cdot 10^{-3} + B \cdot c \cdot \left(t_2 - t_1\right)}{i_п - i_к} \text{ ; (5.9.5)}$$

$\Delta Q_{мп}$ - ‘потери подогревателей мазута в окружающую среду в течение расчетного периода, Гкал

c - ‘теплоемкость мазута, ккал/кг ^{0}С

$$c = 0{,}414 + 0{,}0006 \cdot \frac{t_1 + t_2}{2} \text{ ; (5.9.6)}$$

Потери тепла с конденсатом греющего пара, поступающего на подогреватели мазута за расчетный период, определяются по формуле:

$$\Delta Q^к_{мп} = D_{мп} \cdot \left(i_к - i_{хв}\right) \cdot \Delta g_к \text{ ; (5.9.7)}$$

Потери конденсата пара, подаваемого на подогреватели мазута, т:

$$\Delta G^{мп}_{мх} = D_{мп} \cdot \Delta g_к \text{ ; (5.9.8)}$$

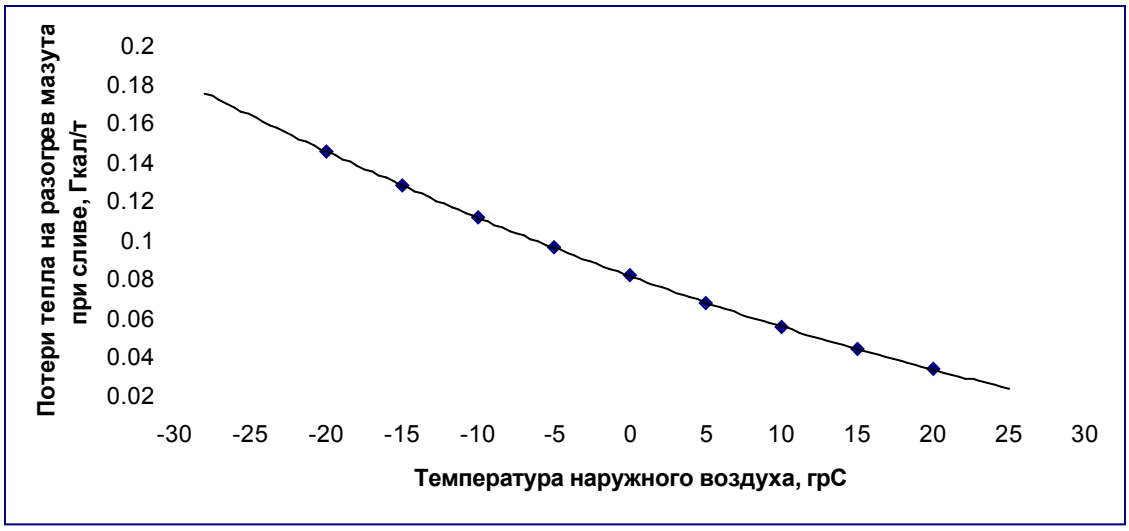
Потери тепла с греющим паром, затраченным на разогрев мазута в железнодорожных цистернах при сливе, Гкал:

$$\Delta Q_{слив} = q_{сл} \cdot B_{сл} \text{ ; (5.9.9)}$$

$q_{сл}$ - удельный расход тепла на слив 1т мазута, Гкал/т

$B_{сл}$ - количество мазута, слитого за расчетный период, т

Удельный расход тепла на разогрев 1т мазута при сливе из железнодорожных цистерн определяются по графику в зависимости от температуры воздуха



Удельный расход тепла, приведенный на графике, соответствует следующим условиям слива

- мазут марки М-100
- мазут доставляется в железнодорожных цистернах, не имеющих устройств для обогрева
- слив и разогрев мазута производятся одновременно

Количество пара, поступающего на разогрев мазута в железнодорожных цистернах при сливе, т:

$$D_{слив} = \frac{\Delta Q_{слив}}{i_n - i_{сл}} \cdot 10^{-3} \text{ ; (5.9.10)}$$

$i_{сл}$ - энтальпия конденсата пара, подаваемого на разогрев мазута в процессе слива, определяется при температуре воды равной температуре подогрева мазута в железнодорожной цистерне, ккал/кг.

Потери конденсата греющего пара, поступающего на мазутное хозяйство за расчетный период, т:

$$\Delta G_{мх} = \Delta G_{мх}^{ме} + \Delta G_{мх}^{мп} + D_{слив} \text{ ; (5.9.11)}$$

5.10. Расчет потерь тепла на нужды ХВО.

Потери тепла на нужды ХВО имеют место в условиях применения подогретой воды при регенерации фильтров системы водоподготовки. Потери тепла на нужды ХВО рассчитываются по формуле:

$$\Delta Q_{хво} = \sum_{i=1}^{n} \sum_{j=1}^{N} G_{рег} \cdot \left(i_{рег} - i_{хв} \right) \cdot \tau_{рег} \cdot 10^{-3} \text{ ; (5.10.1)}$$

$G_{рег}$ - количество воды на одну процедуру регенерации ***i***-фильтра, т

$i_{рег}$ - ‘энтальпия подогретой воды, поступающей на регенерацию, ккал/кг

$\tau_{рег}$ - продолжительность одной процедуры регенерации, час

n - число фильтров, подвергнутых регенерации в течение расчетного периода

N - количество регенераций ***i***-фильтра в течение расчетного периода

При отсутствии сведений о регенерациях их количество в течение расчетного периода определяется по выражению:

$$N_{рег} = n_{рег} \cdot n_{сут} \text{ ; (5.10.2)}$$

$n_{рег}$ - число регенераций фильтров в сутки

$n_{сут}$ - число суток в расчетном периоде

$$n_{рег} = \frac{24 n_{ф}}{\tau_{рег} + \tau_{м_рег}} \text{ ; (5.10.3)}$$

$n_{ф}$ - число фильтров, находящихся в работе за сутки расчетного периода

$\tau_{м_рег}$ - продолжительность интервала между операциями регенерации, час

$$\tau_{м_рег} = \frac{f \cdot h \cdot n_{ф} \cdot E}{G_{хво} \cdot c} \cdot \tau_{кот} \text{ ; (5.10.4)}$$

f - площадь стандартного фильтра, м^2

h - высота слоя ионита стандартного фильтра, м

E - обменная способность ионита, г-экв/м^3

$G_{хво}$ - производительность системы ХВО за расчетный период, м^3

c - концентрация примесей в исходной воде, г-экв/м^3

Производительность системы ХВО определяется по формуле:

$$G_{хво} = \sum_{i=1}^{n} G_{i}^{ст} \text{ ; (5.10.5)}$$

n - число ступеней системы ХВО

$G_{i}^{ст}$ - производительность ***i***-ступени ХВО, м^3

Производительность ступени ХВО определяется в зависимости от ее назначения

- производительность ступени, осуществляющей подготовку подпиточной и питательной воды равна сумме расходов подпиточной и питательной воды
- производительность ступени, осуществляющей подготовку подпиточной воды равна расходу подпиточной воды
- производительность ступени, осуществляющей подготовку питательной воды равна расходу питательной воды

Число фильтров, находящихся в работе за сутки расчетного периода:

$$n_{ф} = \frac{G_{хво}}{W_{ф} \cdot f \cdot \tau_{кот}} \text{ ; (5.10.6)}$$

$W_{ф}$ - скорость фильтрования, м/ч

Количество воды, затраченной на процедуры регенерации в течение расчетного периода:

$$\Delta G_{рег} = G_{рег} \cdot N_{рег} \text{ ; (5.10.7)}$$

Методика расчета потерь воды и тепла системой ХВО подробно изложена в приложении II настоящего руководства.

5.11. Расчет потерь топлива на растопку паровых котлов.

Потери тепла при растопке паровых котлов обусловлены непроизводительным расходом топлива во время растопки до момента включения котла в производственный цикл котельной.
Потери тепла на растопку одного котла в течение расчетного периода определяются по формуле:

$$\Delta Q_{раст}^{к} = \sum^{N} Q_{ка} \cdot K_{гор_раст} + \sum^{N} Q_{ка} \cdot K_{хол_раст} \text{ ; (5.11.1)}$$

$Q_{ка}$ - средняя в течение расчетного периода теплопроизводительность котла, Гкал/ч

$K_{гор_раст}$ – коэффициент потерь тепла при растопке котла из “горячего” состояния, то есть при простое менее 12 часов

$K_{хол_раст}$ – коэффициент потерь тепла при растопке котла из “холодного” состояния, то есть при простое более 12 часов

N – число растопок котла за расчетный период

Рекомендуемые значения коэффициента потерь тепла на растопку котлов приведены в таблице 5.2.

Таблица 5.2.

Вид растопки котла	Сезон теплоснабжения	Коэффициент потерь тепла при растопке котла
Растопка котла из “горячего” состояния	отопительный	0,30
	межотопительный	0,20
Растопка котла из “холодного” состояния	отопительный	0,65
	межотопительный	0,45

Альтернативным способом определения потерь на растопку, является их расчет на основании регламента растопки паровых котлов. В этом случае затраты топлива на растопку паровых котлов вычисляются по формуле:

$$\Delta Q_{раст}^{к} = \sum^{N} B_{раст} \cdot \tau_{гор_раст} + \sum^{N} B_{раст} \cdot \tau_{хол_раст} \text{ ; (5.11.1)}$$

$B_{раст}$ - расход топлива на растопку, указанный в регламенте на режим растопки котла, кг($м^3$)

$\tau_{гор_раст}$ – указанная в регламенте, продолжительность растопки котла из “горячего” состояния, то есть при простое менее 12 часов

$\tau_{хол_раст}$ – указанная в регламенте, продолжительность растопки котла из “холодного” состояния, то есть при простое более 12 часов

5.12. Расчет трудноучитываемых потерь тепла.

Трудноучитываемые потери тепла на собственные нужды котельной определяются по формуле:

$$\Delta Q_{ну} = \frac{q_{ну}}{100} \cdot Q_{выр}; \text{ (5.12.1)}$$

$Q_{выр}$ - количество тепла, выработанного котельной за расчетный период, Гкал

$q_{ну}$ - процент неучтенных потерь тепла котельной, %. Значение процента неучтенных потерь тепла принимается по результатам балансовых испытаний котельной. При отсутствии результатов испытаний величина $q_{ну}$ согласно методике приказа Минэнерго №323, составляет:

0,1% - для водогрейных котельных
0,2% - для паровых котельных

6. Расчет количества тепла, выработанного котельными агрегатами.

Количество выработанной тепловой энергии определяется, как сумма количества тепла, выработанного паровыми и водогрейными котлами:

$$Q_{выр} = Q_{выр}^{пк} + Q_{выр}^{вк} ; (6.1)$$

$Q_{выр}^{пк}$ - количество тепла, выработанное паровыми котлами котельной, Гкал

$Q_{выр}^{вк}$ - количество тепла, выработанное водогрейными котлами котельной, Гкал

Расчет количества тепловой энергии, выработанной паровыми и водогрейными котлами, выполняется следующими способами

Способ 1 – по показаниям индивидуальных узлов учета теплоносителя паровых и водогрейных котлов, данный способ используется в расчетах за отработанный период при организации учета на базе котловых средств измерения расходов пара или воды.

Способ 2 – по показаниям средств измерения расхода топлива; данный способ используется в расчетах за отработанный период при организации учета на базе средств измерения расхода топлива.

Способ 3 – по уравнению теплового баланса котельной; данный способ используется при планировании деятельности на перспективный период, а так же при отсутствии индивидуальных узлов учета топлива и теплоносителя.

Практические методы определения выработанного тепла в расчетах за отработанный период могут являться комбинацией указанных способов, в зависимости от объема располагаемых исходных данных.

6.1. Расчет количества выработанного тепла по показаниям индивидуальных узлов учета теплоносителя котлов.

Количество тепловой энергии выработанной паровыми котлами в течение расчетного периода:

$$Q_{выр}^{пк} = \sum^{n} D_i \cdot \left(i_n - i_{пв}\right) \cdot 10^{-3} \text{ ; (6.1.1)}$$

D_i - паропроизводительность ***i***-котлоагрегата в течение расчетного периода, т

i_n - ‘энтальпия пара, выработанного ***i***-котлоагрегатом, ккал/кг

$i_{пв}$ - ‘энтальпия питательной воды ***i***-котлоагрегата, ккал/кг

Количество тепловой энергии выработанной водогрейными котлами в течение расчетного периода:

$$Q_{выр}^{вк} = \sum^{n} G_i \cdot \left(i_2^{вк} - i_1^{вк}\right) \cdot 10^{-3} \text{ ; (6.1.2)}$$

G_i - расход воды через ***i***-котлоагрегат в течение расчетного периода, т

$i_1^{вк}$ - ‘энтальпия воды на входе в ***i***-котлоагрегат, ккал/кг

$i_2^{вк}$ - ‘энтальпия воды на выходе из ***i***-котлоагрегата, ккал/кг

6.2. Определение количества выработанной тепловой энергии по показаниям средств учета топлива.

Количество тепла, выработанного паровыми котлами за расчетный период:

$$Q_{выр}^{пк} = \sum_i \sum_j B_{ij} \cdot Q_{нj}^{р} \cdot \eta_{ij} \cdot 10^{-8} \text{ ; (6.2.1)}$$

B_{ij} - количество топлива вида ***j***, поступившего на ***i***-котел в течение расчетного периода, кг($м^3$)

$Q_{нj}^{р}$ - низшая теплота сгорания топлива вида ***j*** в течение расчетного периода, ккал/кг($м^3$)

η_{ij} - КПД ***i***-котла, работающего на топливе вида ***j***, %, значение КПД определяется по режимной карте котла, а при отсутствии режимной карты – по справочнику.

Количество тепла, выработанного водогрейными котлами, рассчитывается аналогично.

6.3. Определение количества выработанной тепловой энергии с помощью уравнения теплового баланса котельной.

Уравнение теплового баланса котельной в контексте задачи расчета количества выработанной тепловой энергии представляется в виде:

$$Q_{выр} = Q_{отп} + \Delta Q_{сн} \text{ ; (6.3.1)}$$

При наличии в котельной паровых и водогрейных котлов уравнение (6.3.1) записывается в виде:

$$Q_{выр} = \left(Q_{отп}^{пк} + \Delta Q_{сн}^{пк}\right) + \left(Q_{отп}^{вк} + \Delta Q_{сн}^{вк}\right) \text{ ; (6.3.2)}$$

$Q_{отп}^{пк}$ - количество тепловой энергии, отпущенной с коллекторов котельной за счет выработки паровых котлов, Гкал

$\Delta Q_{сн}^{пк}$ - потери тепла на СН котельной, восполняемые за счет выработки паровых котлов, Гкал

$Q_{отп}^{вк}$ - количество тепловой энергии, отпущенной с коллекторов котельной за счет выработки водогрейных котлов, Гкал

$\Delta Q_{сн}^{вк}$ - потери тепла на СН котельной, восполняемые за счет выработки водогрейных котлов, Гкал

Количество тепловой энергии, отпущенной за счет выработки паровых котлов, определяется по выражению:

$$Q_{отп}^{пк} = G_3 \cdot \left(i_3 - i_{хв}\right) \cdot 10^{-3} + Q_{отп}^{п} \text{ ; (6.3.3)}$$

G_3 - расход воды, поступающей на подпитку водяных тепловых сетей, т

i_3 - энтальпия воды, поступающей на подпитку водяных тепловых сетей, ккал/кг

$i_{хв}$ - энтальпия холодной воды, ккал/кг

$Q_{отп}^{п}$ - количество тепла, отпущенное из котельной с паром, Гкал

Количество тепловой энергии, отпущенной за счет выработки водогрейных котлов, определяется по выражению:

$$Q_{отп}^{вк} = G_1 \cdot \left(i_1 - i_1^{вк}\right) \cdot 10^{-3} \text{ ; (6.3.4)}$$

G_1 - расход воды, поступающей в подающий трубопровод водяных тепловых сетей, т

i_1 - энтальпия воды, поступающей в подающий трубопровод водяных тепловых сетей, ккал/кг

$i_1^{вк}$ - энтальпия воды, поступающей на водогрейные котлы, ккал/кг

Энтальпия $i_1^{вк}$ определяется по температуре воды, поступающей на водогрейные котлы, значение которой вычисляется по формуле:

$$t_1^{вк} = \frac{G_2 \cdot t_2 + G_3 \cdot t_3}{G_1} \text{ ; (6.3.5)}$$

G_2 - расход воды, поступающей из обратного трубопровода водяных тепловых сетей, т

t_2 - температура воды, поступающей из обратного трубопровода водяных тепловых сетей, ^{0}C

t_3 - температура воды, поступающей на подпитку водяных тепловых сетей, ^{0}С

К потерям тепла на СН котельной, восполняемым за счет выработки паровых котлов $\Delta Q_{сн}^{пк}$ относятся

- потери тепла с горячей водой на хозяйственно-бытовые нужды персонала котельной
- потери тепла с непрерывной и периодической продувкой паровых котлов
- потери тепла с обдувкой поверхностей нагрева паровых котлов паром
- потери тепла с выпаром из деаэраторов
- потери тепла на мазутном хозяйстве
- потери тепла с растопкой паровых котлов
- потери тепла в системе ХВО
- потери тепла с излучением от наружной поверхности объектов, получающих тепловую энергию от паровых котлов
- часть трудноучитываемых потерь тепла, восполняемая за счет выработки паровых котлов

Часть трудноучитываемых потерь тепла, восполняемая за счет выработки паровых котлов, определяется по формуле:

$$\Delta Q_{ну}^{пк} = \Delta Q_{ну} \cdot \frac{Q_{в\,ыр}^{пк}}{Q_{в\,ыр}} \text{ ; (6.3.6)}$$

К потерям тепла на СН котельной, восполняемым за счет выработки водогрейных котлов $\Delta Q_{сн}^{вк}$ относятся

- потери тепла на отопление и вентиляцию здания котельной
- потери тепла с продувкой водогрейных котлов
- потери тепла с растопкой водогрейных котлов
- потери тепла с излучением от наружной поверхности объектов, получающих тепловую энергию от водогрейных котлов
- часть трудноучитываемых потерь тепла, восполняемая за счет выработки водогрейных котлов

Часть трудноучитываемых потерь тепла, восполняемая за счет выработки водогрейных котлов, определяется по формуле:

$$\Delta Q_{ну}^{вк} = \Delta Q_{ну} \cdot \frac{Q_{выр}^{вк}}{Q_{выр}} \text{ ; (6.3.7)}$$

7. Расчет количества затраченного топлива.

Количество топлива, затраченного в котельной за расчетный период, определяется раздельно по каждому виду топлива.
Расчет количества топлива данного вида, затраченного на выработку тепловой энергии в течение расчетного периода, выполняется следующими способами:

Способ 1 – по показаниям средств измерения расхода топлива; данный способ обычно используется в расчетах за отработанный период при условии организации учета топлива.

Способ 2 – по уравнению теплового баланса котельной; данный способ используется при планировании деятельности на перспективный период, а так же при отсутствии средств учета топлива.

Способ 3 – с использованием групповых и индивидуальных норм удельного расхода условного топлива, данный способ применяется при нормировании удельного расхода условного топлива и в настоящем руководстве не приводится.

7.1. Определение количества топлива, затраченного за расчетный период по показаниям средств измерения.

Количество топлива, затраченного за расчетный период, определяется как сумма расходов топлива, полученных по показаниям узлов учета:

$$B_j = \sum_i B_{ij} \ ; (7.1.1)$$

B_j - количество топлива ***j***-вида, затраченного в течение расчетного периода, кг($м^3$)

B_{ij} - количество топлива ***j***-вида по результатам учета с помощью средств измерений, кг($м^3$)

7.2. Определение количества топлива, затраченного на выработку тепловой энергии с помощью уравнения теплового баланса котельной.

Уравнение теплового баланса котельной в контексте задачи расчета количества затраченного топлива представляется в виде:

$$B_j = \frac{Q_j \cdot 10^8}{Q_{нj}^p \cdot \eta_j} \text{ ; (7.2.1)}$$

Q_j - количество тепловой энергии, выработанной котлами на топливе ***j***-вида в течение расчетного периода, Гкал

$Q_{нj}^p$ - низшая теплота сгорания топлива ***j***-вида, ккал/кг($м^3$)

η_j - КПД процесса выработки тепла котлами на топливе ***j***-вида, %

Количество тепла, выработанного котлами на топливе ***j***-вида, вычисляется по формуле:

$$Q_j = Q_j^{пк} + Q_j^{вк} \text{ ; (7.2.2)}$$

$Q_j^{пк}$ - количество тепла, выработанного паровыми котлами на топливе ***j***-вида, Гкал

$Q_j^{вк}$ - количество тепла, выработанного водогрейными котлами на топливе ***j***-вида, Гкал

Количество тепла, выработанного паровыми котлами на топливе ***j***-вида, вычисляется по формуле:

$$Q_j^{пк} = Q_{выр}^{пк} \cdot W_j^{пк} \text{ ; (7.2.3)}$$

$W_j^{пк}$ - удельный вес тепла, выработанного паровыми котлами на топливе ***j***-вида в общей выработке паровых котлов на всех видах топлива

$$W_j^{пк} = \frac{\sum_i Q_{ij}^{пк_max}}{\sum_j \sum_i Q_{ij}^{пк_max}} \text{ ; (7.2.4)}$$

$Q_{ij}^{пк_max}$ - максимальная теплопроизводительность ***i***-парового котла на топливе ***j***-вида, Гкал/ч, значение принимается по режимной карте котла, а при отсутствии режимной карты – по справочным данным для номинальной нагрузки котла

Количество тепла, выработанного водогрейными котлами на топливе ***j***-вида, вычисляется по формуле:

$$Q_j^{вк} = Q_{выр}^{вк} \cdot W_j^{вк} \text{ ; (7.2.5)}$$

$W_j^{вк}$ - удельный вес выработки тепла водогрейными котлами на топливе ***j***-вида в общем количество тепла, выработанного водогрейными котлами в течение расчетного периода на всех видах топлива:

$$W_j^{вк} = \frac{\sum_i Q_{ij}^{вк_max}}{\sum_j \sum_i Q_{ij}^{вк_max}} \text{ ; (7.2.6)}$$

$Q_{ij}^{вк_max}$ - максимальная теплопроизводительность ***i***-парового котла на топливе ***j***-вида, Гкал/ч, значение принимается по режимной карте котла, а при отсутствии режимной карты – по справочным данным для номинальной нагрузки котла

КПД процесса выработки тепла котлами на топливе ***j***-вида:

$$\eta_j = \frac{\sum_i Q_{ij}^{пк} \cdot \tau_{ij}^{пк} \cdot \eta_{ij}^{пк} + \sum_i Q_{ij}^{вк} \cdot \tau_{ij}^{вк} \cdot \eta_{ij}^{вк}}{Q_j} \text{ ; (7.2.7)}$$

$Q_{ij}^{пк}$ - теплопроизводительность ***i***-парового котла на топливе ***j***-вида, Гкал/ч

$\tau_{ij}^{пк}$ - продолжительность работы ***i***-парового котла на топливе ***j***-вида, час

$\eta_{ij}^{пк}$ - КПД ***i***-парового котла на топливе ***j***-вида, определяется по режимной карте для нагрузки $Q_{ij}^{пк}$, %

$Q_{ij}^{вк}$ - теплопроизводительность ***i***- водогрейного котла на топливе ***j***-вида, Гкал/ч

$\tau_{ij}^{вк}$ - продолжительность работы ***i***- водогрейного котла на топливе ***j***-вида, час

$\eta_{ij}^{вк}$ - КПД ***i***-водогрейного котла на топливе ***j***-вида, определяется по режимной карте для нагрузки $Q_{ij}^{вк}$, %

При отсутствии данных о режиме работы паровых котлов в течение расчетного периода (например, при планировании), теплопроизводительность ***i***-парового котла на топливе ***j***-вида определяется по формуле:

$$Q_{ij}^{пк} = \frac{Q_j^{пк}}{n_j^{пк} \cdot \tau_{ij}^{пк}} \text{ ; (7.2.8)}$$

$n_j^{пк}$ - число паровых котлов, находящихся в работе на топливе ***j***-вида в течение расчетного периода:

$$n_j^{пк} = \frac{Q_j^{пк}}{Q_j^{max} \cdot \tau_{ij}^{пк}} \text{ ; (7.2.9)}$$

Q_j^{max} - средневзвешенная максимальная теплопроизводительность паровых котлов, установленных в котельной на топливе ***j***-вида, Гкал/ч

При отсутствии данных о режиме работы водогрейных котлов в течение расчетного периода (например, при планировании), теплопроизводительность ***i***-водогрейного котла на топливе ***j***-вида

определяется по формуле:

$$Q_{ij}^{вк} = \frac{Q_j^{вк}}{n_j^{вк} \cdot \tau_{ij}^{вк}} \text{ ; (7.2.10)}$$

$n_j^{вк}$ - число водогрейных котлов, находящихся в работе на топливе ***j***-вида в течение расчетного периода:

$$n_j^{вк} = \frac{Q_j^{вк}}{Q_j^{max} \cdot \tau_{ij}^{вк}} \text{ ; (7.2.11)}$$

Q_j^{max} - средневзвешенная максимальная теплопроизводительность водогрейных котлов, установленных в котельной на топливе ***j***-вида, Гкал/ч

9. Расчет количества затраченной исходной воды.

Задача расчета состоит в определении количества исходной (холодной) воды, затраченной в производственном цикле котельной в течение расчетного периода.
Количество исходной воды, затраченной в производственном цикле котельной в течение расчетного периода, определяется по показаниям узлов учета.
При отсутствии учета расхода исходной воды, ее количество определяется по формуле:

$$G_{хв} = G_{подп} + \Delta G_{сн} \text{ ; (9.1.)}$$

$G_{подп}$ - расход воды на подпитку системы теплоснабжения, т

$\Delta G_{сн}$ - потери воды на собственные нужды котельной, т

Количество воды, поступающее на подпитку системы теплоснабжения, определяется на основании результатов расчета зон теплоснабжения котельных (см. раздел 4 настоящего руководства) и потерь теплоносителя при производстве регламентных работ на объектах системы теплоснабжения (см. раздел 3 настоящего руководства):

$$G_{подп} = G_3 + D_3 + \Delta G_{рег} \text{ ; (9.2)}$$

G_3 - расход воды, поступающей на подпитку водяных тепловых сетей, т

D_3 - расход воды, поступающей на подпитку паровых тепловых сетей, т

$\Delta G_{рег}$ - потери теплоносителя при производстве регламентных работ на объектах системы теплоснабжения, т

Потери воды на собственные нужды котельной обусловлены утечками теплоносителя в производственном цикле котельной. Потери воды на собственные нужды складываются из следующих составляющих:

$\Delta G_{гвс}$ - потери воды на хозяйственно-бытовые нужды персонала котельной, значение вычисляется по формуле (5.2.2)

$\Delta G_{нп}$ - потери воды с непрерывной продувкой паровых котлов, значение вычисляется по формуле (5.3.3) или (5.3.5)

$\Delta G_{пп}$ - потери воды с периодической продувкой паровых котлов, значение вычисляется по формуле (5.4.3)

$\Delta G_{прод}^{вк}$ - потери воды с продувкой водогрейных котлов, значение вычисляется по формуле (5.5.2)

$\Delta D_{обд}$ - потери пара при обдувке поверхностей нагрева паровых котлов, значение вычисляется по формуле (5.6.2)

$\Delta G_{обм}$ - потери воды при обмывке поверхностей нагрева водогрейных котлов, значение вычисляется по формуле (5.7.2)

$\Delta D_{вып}$ - потери пара с выпаром из деаэраторов, значение вычисляется по формуле (5.8.2)

$\Delta G_{мх}$ - потери конденсата на мазутном хозяйстве, значение вычисляется по формуле (5.9.11)

$\Delta G_{хво}$ - потери воды на собственные нужды системы ХВО, значение вычисляется по формуле (9.3)

$\Delta D_{форс}$ - потери пара, подаваемого на распыл жидкого топлива в форсунках, значение вычисляется по формуле (9.7)

$\Delta G_{шлак}$ - потери воды, поступающей на системы шлакоудаления, значение вычисляется по формуле (9.8)

Потери воды на собственные нужды системы ХВО обусловлены затратами воды на процедуры регенерации ионитных фильтров, непрерывной продувкой осветлителей и периодической продувкой осветлительных фильтров. Суммарный расход воды на собственные нужды ХВО рассчитывается по формуле:

$$\Delta G_{хво} = \Delta G_{хво}^{рег} + \Delta G_{хво}^{о} + \Delta G_{хво}^{оф} \text{ ; (9.3)}$$

$\Delta G_{хво}^{рег}$ - потери воды в процессе регенерации ионитных фильтров, т, определяются по формуле (5.9.7)

$\Delta G_{хво}^{о}$ - потери воды с непрерывной продувкой осветлителей, т

$\Delta G_{хво}^{оф}$ - потери воды с периодической продувкой осветлительных фильтров, т

Потери воды с непрерывной продувкой осветлителей рассчитываются по формуле:

$$\Delta G_{хво}^{о} = G_{хв} \cdot \frac{P_{хво}^{о}}{100} \text{ ; (9.4)}$$

$P_{хво}^{о}$ - процент непрерывной продувки осветлителя, т

Потери воды с периодической продувкой осветлительных фильтров рассчитываются по формуле:

$$\Delta G_{хво}^{оф} = \sum^{n} G_{пром} \text{ ; (9.5)}$$

$G_{пром}$ - расход воды на одну промывку осветлительного фильтра, т

n - число промывок осветлительных фильтров в течение расчетного периода

Детальный расчет количества исходной воды на нужды системы водоподготовки котельной изложен в приложении II.

10. Расчет затрат химических реагентов на нужды системы водоподготовки котельной.

Химические реагенты в производственном цикле котельной используются для приготовления растворов для регенерации ионитных фильтров, а так же в качестве коагулянтов, применяемых в осветлителях исходной воды. Расчет затрат химических реагентов выполняется по формуле:

$$R_{хим} = R_{рег} + R_{коаг} \text{ ; (10.1)}$$

$R_{рег}$ - затраты химических реагентов на регенерацию ионитных фильтров в течение расчетного периода, кг

$R_{коаг}$ - затраты коагулянтов в течение расчетного периода, кг

Затраты химических реагентов на регенерацию ионитных фильтров определяются по формуле:

$$R_{рег} = \sum^{n} r_{рег} \text{ ; (10.2)}$$

$r_{рег}$ - затраты химических реагентов на одну процедуру регенерации, т, значение принимается по режимной карте ионитного фильтра

n - число регенераций ионитных фильтров в течение расчетного периода

Затраты коагулянтов в течение расчетного периода определяются по формуле:

$$R_{коаг} = G_{хво} \cdot \sum_{1}^{n} r_i \text{ ; (10.3)}$$

r_i - доза коагулянта на одну тонну приготовляемой воды, кг/т, значение принимается по паспортным данным осветлителя

n - число добавляемых коагулянтов

8. Расчет затрат электроэнергии.

Задача расчета состоит в определении количества электроэнергии, затраченной в процессе производства и передачи тепла в течение расчетного периода.
Количество электрической энергии, затраченной в производственном цикле котельной, определяется по показаниям электросчетчиков. При отсутствии показаний электросчетчиков, например, при планировании производственной деятельности, затраты электрической энергии рассчитываются по формуле:

$$Э = Э_{нас} + Э_{тд} + Э_{топл} + \sum_{1}^{n} Э_i \ ; (8.1)$$

$Э$ - затраты электроэнергии в производственном цикле котельной, кВтч

$Э_{нас}$ - затраты электроэнергии на привод сетевых, подпиточных и питательных насосов, кВтч

$Э_{тд}$ - затраты электроэнергии на привод тягодутьевых машин котлов, кВтч

$Э_i$ - затраты электроэнергии на вспомогательные электропотребляющие системы и токоприемники котельной, кВтч

n - количество однотипных токоприемников, шт

8.1. Расчет затрат электроэнергии на привод насосов

В общем случае, расход электроэнергии на привод насоса определяется по формуле:

$$Э = \frac{Q \cdot \Delta H}{\rho \cdot \eta_н \cdot \eta_{эд} \cdot \eta_{мех}} \cdot \tau \cdot 10^{-3}; \quad (8.1.1)$$

Q - подача насоса, кг/с

ΔH - напор, развиваемый насосом, Па

ρ - плотность перекачиваемой воды, кг/м^3

$\eta_н$ - гидравлический КПД насоса

$\eta_{эд}$ - КПД электродвигателя насоса

$\eta_{мех}$ - КПД механической передачи “двигатель-насос”

τ - продолжительность работы насоса в течение расчетного периода, час

Подача сетевых насосов котельной определяется по формуле:

$$Q_{сет} = G_1$$

G_1 - расход воды, поступающей в подающий трубопровод тепловой сети, кг/с

Подача подпиточных насосов котельной определяется по формуле:

$$Q_{подп} = G_3$$

G_3 - расход воды, поступающей на подпитку тепловой сети, кг/с

Подача питательных насосов паровых котлов определяется по формуле:

$$Q_{пит} = G_{пв}$$

$G_{пв}$ - расход питательной воды, поступающей на паровые котлы, кг/с

Подача насосов ЦТП и насосных станций определяется с учетом их технологического назначения и места установки.

Напор, развиваемый насосом, определяется по паспортной *Q-H*-характеристике насоса с учетом способа регулирования производительности. На рисунке 8.1 представлен пример *Q-H*-характеристики насоса.

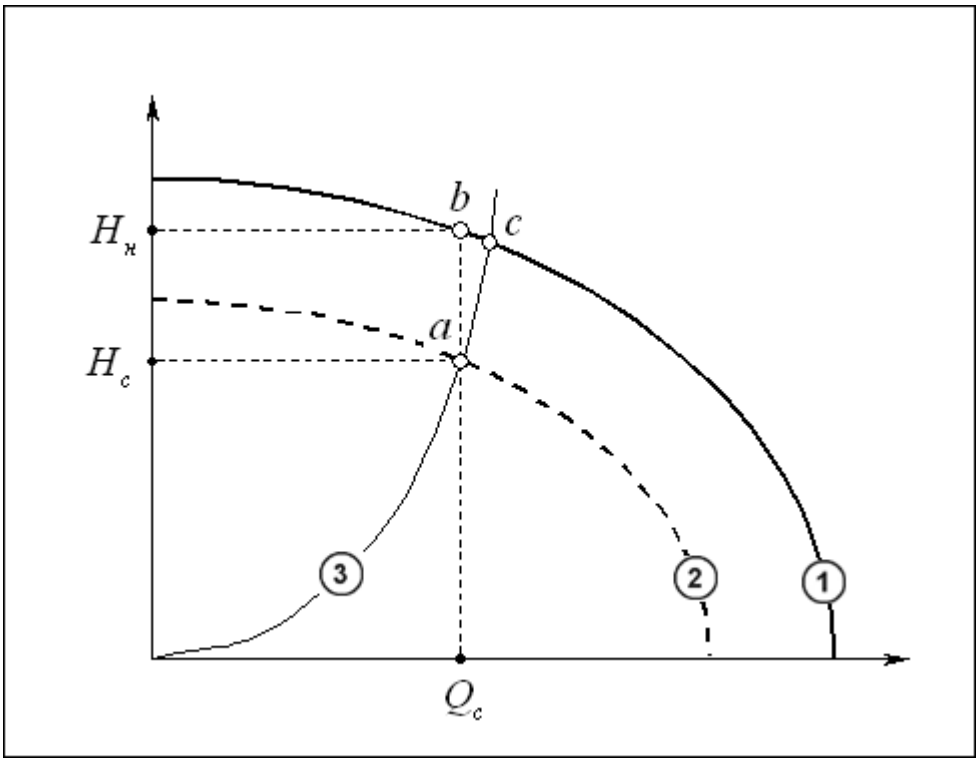


Рисунок 8.1.

Обозначения, принятые на рис. 8.1

1 – паспортная *Q-H*-характеристика насоса, заданная для номинальной частоты вращения двигателя $n_{ном}$

2 – *Q-H*-характеристика насоса для регулируемой частоты вращения двигателя $n_{рег}$

3 – парабола подобных режимов

Q_c – подача насоса или режимный расход в сети

H_c – потери напора в сети или режимный напор, развиваемый насосом при регулировании частоты вращения двигателя

$H_н$ – напор, развиваемый насосом при дроссельном регулировании

a – рабочая точка насоса при регулировании частоты вращения двигателя

b – рабочая точка насоса при дроссельном регулировании

c – точка пересечения параболы подобных режимов с паспортной *Q-H*-характеристикой насоса

Паспортная *Q-H*-характеристика (кривая 1 на рис. 8.1) насоса задается для номинальной частоты вращения рабочего колеса насоса и представляет собой функциональную зависимость $H = f(Q)$, которая достаточно точно описывается полиномом второй степени.

При частоте вращения двигателя насоса, отличной от номинальной, координаты точек *Q-H*-характеристики (кривая 2 на рис. 8.1) рассчитываются по формулам подобия:

$$\frac{Q_{ном}}{Q_{рег}} = \frac{n_{ном}}{n_{рег}} \text{ ; (8.1.2а)}$$

$$\frac{H_{ном}}{H_{рег}} = \left(\frac{n_{ном}}{n_{рег}}\right)^2 \text{ ; (8.1.2б)}$$

$n_{ном}$ – номинальная частота вращения колеса насоса, об/мин

$n_{рег}$ – произвольная частота вращения двигателя насоса, об/мин

$Q_{ном}$ – подача насоса при $n_{ном}$

$Q_{рег}$ – подача насоса при $n_{рег}$

$H_{ном}$ – напор насоса при $n_{ном}$

$H_{рег}$ – напор насоса при $n_{рег}$

Парабола подобных режимов (кривая 3 на рис. 8.1) представляет собой геометрическое место точек, определяющих работу насоса на режимах, подобных режиму в точке пересечения параболы с номинальной *Q-H*-характеристикой. Координаты точек параболы подобных режимов вычисляются с помощью формул подобия (8.1.2). Координаты точки пересечения параболы подобных режимов с паспортной *Q-H*-характеристикой насоса (точка c на рис. 8.1) вычисляются с помощью совместного решения уравнения параболы подобных режимов и уравнения паспортной *Q-H*-характеристики насоса. Парабола подобных режимов является линией постоянного КПД.

Потери напора в сети (координата H_c на рис. 8.1) вычисляются в зависимости от технологического назначения насоса:

для сетевых насосов $H_c = P_1 - P_2$, где

P_1 - давление воды в подающей магистрали, Па

P_2 - давление воды в обратной магистрали, Па

для подпиточных насосов $H_c = P_2$

для питательных насосов $H_c = P_{пв}$, где

$P_{пв}$ - давление питательной воды, Па

Напор ΔH, входящий в формулу (8.1.1), принимается в зависимости от способа регулирования насоса.

При дроссельном регулировании $\Delta H = H_н$, где $H_н$ определяется по паспортной *Q-H*-характеристике насоса в точке с подачей Q_c.

При регулировании частоты вращения двигателя $\Delta H = H_c$.

Гидравлический КПД насоса $\eta_н$, входящий в формулу (8.1.1), принимается в зависимости от способа регулирования насоса.

При дроссельном регулировании $\eta_н$ определяется по паспортной *Q-КПД*-характеристике насоса в точке с подачей Q_c.

При регулировании частоты вращения двигателя $\eta_н$ определяется по паспортной *Q-КПД*-характеристике насоса в точке c (см. рис. 8.1).

При расчете группы параллельно установленных насосов, режимная подача одного насоса в рабочей точке вычисляется по формуле:

$$Q_c = \frac{G_c}{n} \text{ ; (8.1.3)}$$

G_c - расход воды, поступающей в сеть, кг/с

n - число насосов, одновременно работающих в группе

Режимный напор всех насосов в параллельной группе одинаков и равен напору в рабочей точке *Q-H*-характеристики.

Число насосов, одновременно работающих в группе, принимается по условию минимизации расхода электроэнергии. Минимизация расхода электроэнергии на группу параллельных насосов заключается в определении оптимального количества одновременно работающих насосов, обеспечивающих необходимую подачу и напор с наименьшими затратами электроэнергии. Минимизация расхода электроэнергии выполняется методом подбора.

8.2. Расчет затрат электроэнергии на привод дутьевых вентиляторов котлов.

Расход электроэнергии на привод дутьевых вентиляторов котлов определяется по формуле

$$Э_{вент} = \frac{V_{возд} \cdot \Delta H_{возд}}{\eta_{вент} \cdot \eta_{эд} \cdot \eta_{мех}} \cdot \tau \cdot 10^{-3} \text{ ; (8.2.1)}$$

$V_{возд}$ - расход дутьевого воздуха, поступающего на горение, м^3/с

$\Delta H_{возд}$ - аэродинамическое сопротивление воздушного тракта котла, Па

$\eta_{вент}$ - гидравлический КПД вентилятора

Расход дутьевого воздуха, поступающего на горение, определяется по формуле

$$V_{еозд} = B \cdot V^o \cdot \alpha_{гор} \cdot \frac{t_{возд} + 273}{273} \text{ ; (8.2.2)}$$

B - расход топлива, кг(м^3)/с

V^o - стехиометрический объем воздуха, необходимый для полного сгорания топлива, м^3/кг(м^3)

$\alpha_{гор}$ - коэффициент избытка дутьевого воздуха, поступающего на горение в топки котлов.

Коэффициент избытка воздуха, поступающего на горение, может быть ориентировочно принят
- 1,05 – для газообразного топлива
- 1,1 – для жидкого топлива
- 1,15 – для твердого топлива.

$t_{возд}$ - температура дутьевого воздуха, ^{0}C

Вычисление затрат электроэнергии на привод дутьевых вентиляторов выполняется по формулам, приведенным в разделе “8.1. Расчет насосов”.

8.3. Расчет затрат электроэнергии на привод дымососов котлов.

Расход электроэнергии на привод дымососов котлов определяется по формуле:

$$Э_{дым} = \frac{V_г \cdot \Delta H_г}{\eta_{дым} \cdot \eta_{эд} \cdot \eta_{мех}} \cdot \tau \cdot 10^{-3} \text{ ; (8.3.1)}$$

$V_г$ - расход продуктов сгорания топлива, м^3/с

$\Delta H_г$ - аэродинамическое сопротивление газового тракта котла, Па

$\eta_{дым}$ - гидравлический КПД дымососа

Расход продуктов сгорания топлива определяется по формуле:

$$V_{дым} = B \cdot \left(V_г^o + \left(\alpha_{ух} - 1\right) \cdot V^o\right) \cdot \frac{\vartheta_{ух} + 273}{273} \text{ ; (8.3.2)}$$

$V_г^o$ - стехиометрический объем продуктов полного сгорания топлива, м^3/кг(м^3)

$\alpha_{ух}$ - коэффициент избытка в уходящих газах (перед дымососом)

$\vartheta_{ух}$ - температура уходящих газов (перед дымососом), ^{0}С

Вычисление затрат электроэнергии на привод дымососов выполняется по формулам, приведенным в разделе “8.1. Расчет насосов”.

При отсутствии информации для расчетов расхода электроэнергии на привод тягодутьевых машин котлов по формулам (8.2.1), (8.2.2), (8.3.1) и (8.3.2), допускается определять количество электроэнергии на привод вентиляторов и дымососов котлов по формуле:

$$Э_{тд} = L \cdot e_{тд} \cdot \tau \cdot 10^{-3}$$

L - удельная производительность тягодутьевых установок, м^3/Гкал

$e_{тд}$ - удельные затраты электроэнергии на привод тягодутьевых машин, кВтч/10^{3}м^3.

8.5. Расчет затрат электроэнергии на вспомогательные электропотребляющие системы и токоприемники котельной.

Расход электроэнергии на вспомогательные электропотребляющие системы и токоприемники котельной определяется по формуле:

$$Э_i = N_i \cdot K_{спр_i} \cdot \tau \ ; (8.5.1)$$

N_i - установленная мощность токоприемника, кВт

$K_{спр_i}$ - коэффициент спроса, рекомендуемые значения коэффициента спроса электропотребляющего оборудования приведены в таблице II.3 приложения II.

11. Расчет выбросов загрязняющих веществ в атмосферу с продуктами сгорания топлива на котлах малой и средней производительности.

В настоящем разделе изложены методы определения валовых и максимальных выбросов газообразных и твердых загрязняющих веществ с продуктами сгорания топлива на котлах малой (до 30 т/ч паровые и до 20 Гкал/ч водогрейные) и средней (от 30 до 75 т/ч паровые и от 30 до 50 Гкал/ч водогрейные) производительности. В категории газообразных загрязняющих веществ расчету подлежат выбросы оксидов азота, оксида серы и оксида углерода, а в категории твердых загрязняющих веществ – твердые частицы, мазутная зола в пересчете на ванадий и бенз(а)пирен. Определение выбросов загрязняющих веществ выполняется расчетным методом или по данным инструментальных замеров.

11.1. Определение выбросов загрязняющих веществ по данным инструментальных замеров.

В настоящем разделе изложены методы определения валовых и максимальных выбросов газообразных и твердых загрязняющих веществ на основании данных, полученных по результатам предварительно выполненных инструментальных замеров. Данный способ является приоритетным для задачи определения выбросов загрязняющих веществ с продуктами сгорания топлива.

11.1.1. Определение выбросов газообразных загрязняющих веществ по данным инструментальных замеров.

Суммарное количество газообразного загрязняющего вещества, поступающего в атмосферу с продуктами сгорания топлива, определяется по уравнению:

$$M_j = c_j \cdot V_{сг} \cdot B_p \cdot k_n \text{ ; (11.1.1)}$$

M_j - суммарное количество загрязняющего вещества j поступающего в атмосферу, т, г/с

c_j - массовая концентрация загрязняющего вещества j в сухих продуктах сгорания при стандартном коэффициенте избытка воздуха $\alpha_o = 1{,}4$, температуре 273^0К и давлении 101,3 кПа, мг/нм^3

$V_{сг}$ - объем сухих продуктов сгорания при стандартном коэффициенте избытка воздуха, м^3/кг(м^3)

B_p - расчетный расход топлива на котел, при определении максимальных выбросов загрязняющего вещества в г/с расход топлива берется в т(тыс м^3)/ч, при определении валовых выбросов в т расход топлива берется в т(тыс м^3)

k_n - коэффициент пересчета, при определении максимальных выбросов загрязняющего вещества в г/с $k_n = 0{,}278 \cdot 10^{-3}$, при определении валовых выбросов в т $k_n = 10^{-6}$

Массовая концентрация загрязняющего вещества рассчитывается по выражению:

$$c_j = c_j^{изм} \frac{\alpha}{\alpha_o} \text{ ; (11.1.2)}$$

$c_j^{изм}$ - измеренная массовая концентрация загрязняющего вещества, мг/м^3

α - коэффициент избытка воздуха в месте отбора пробы

Коэффициент избытка воздуха в месте отбора пробы может быть рассчитан по формуле

$$\alpha = \frac{21}{21 - O_2} \text{ ; (11.1.3)}$$

O_2 - содержание кислорода в месте отбора пробы, %

При использовании приборов, измеряющих объемную концентрацию, массовая концентрация газообразного загрязняющего вещества определяется по формуле

$$c_j^{изм} = I_j^{изм} \cdot \rho_j \text{ ; (11.1.4)}$$

$I_j^{изм}$ - измеренная объемная концентрация загрязняющего вещества при коэффициенте избытка воздуха α , ppm (1*ppm*=1*см*^{3}/*м*^{3}=0,0001*%об*)

ρ_j - плотность загрязняющего вещества, кг/м^3

Значения плотности газообразных загрязняющих веществ составляют

оксиды азота – 2,05 кг/м^3

оксид углерода – 1,25 кг/м^3

оксиды серы – 2,86 кг/м^3

При расчете максимальных выбросов загрязняющего вещества в г/с, измеренное значение концентрации принимают для максимальной тепловой нагрузки котла в течение расчетного периода. При расчете валовых выбросов загрязняющего вещества т, измеренное значение концентрации принимают для средней тепловой нагрузки котла за расчетный период. Для определения максимальной и валовой концентрации загрязняющего вещества за расчетный период используют зависимость концентрации этого вещества от нагрузки котла, полученную по результатам замеров.

Объем сухих продуктов сгорания топлива определяется по формуле приложения IV.

Расчетный расход топлива определяется по выражению

$$B_p = B \cdot \left(1 - \frac{q_4}{100}\right); \text{(11.1.5)}$$

B - полный расход топлива на котел, при определении максимальных выбросов загрязняющих веществ – т(тыс м^3)/ч, при определении валовых выбросов – т(тыс м^3)

q_4 - потери тепла котлом с механическим недожогом топлива, %

В связи с установленными раздельными ПДК для оксида и диоксида азота и с учетом трансформации оксидов азота в атмосферном воздухе суммарные выбросы оксидов азота разделяются на составляющие

$$M_{NO2} = 0{,}8 M_{NOx}; \text{(11.1.6)}$$

$$M_{NO} = (1 - 0{,}8)\frac{\mu_{NO}}{\mu_{NO2}} M_{NOx}; \text{(11.1.7)}$$

M_{NOx} - суммарные выбросы оксидов азота

$\mu_{NO} = 30$ - молекулярный вес оксида азота

$\mu_{NO2} = 46$ - молекулярный вес диоксида азота

0,8 – коэффициент трансформации оксида азота в диоксид, численное значение этого коэффициента устанавливается на основании данных наблюдений организациями Госкомгидромета, но не более 0,8.

11.1.2. Определение выбросов твердых частиц по данным инструментальных замеров.

Максимальный (г/с) выброс твердых веществ в атмосферу с продуктами сгорания топлива определяется по соотношению

$$M_{тв} = c_j^{изм} \cdot V_г^р \text{ ; (11.2.1)}$$

$V_г^р$ - расход дымовых газов в месте отбора проб, м^3/с

Расход дымовых газов в месте отбора проб рассчитывается по выражению

$$V_г^р = V_г \cdot B_р \text{ ; (11.2.2)}$$

$V_г$ - объем дымовых газов в месте отбора проб, м^3/кг(м^3), определяется по формуле приложения IV.

$B_р$ - расчетный расход топлива на котел, кг(м^3)/с

Валовые выбросы твердых частиц за отчетный период определяются расчетным методом

11.3. Определение выбросов загрязняющих веществ расчетным методом.

В настоящем разделе изложены расчетные методы определения валовых и максимальных выбросов газообразных и твердых загрязняющих веществ на основании сведений о топливе, использованном в течение расчетного периода, и паспортных данных об оборудовании, установленном на источниках выбросов. Данный способ применяется, когда инструментальные замеры выбросов загрязняющих веществ с продуктами сгорания топлива не выполнялись.

11.3.1. Определение выбросов оксидов азота с продуктами сгорания газообразного, жидкого и твердого топлива на котлах средней мощности расчетным методом выполняется по формуле

$$M_{NO2} = B_p \cdot K_{NO2} \cdot \beta_1 \cdot (1 - \varepsilon_1 \cdot r) \cdot \beta_2 \cdot \beta_3 \cdot \varepsilon_2 \cdot \left(1 - \eta_o \frac{n_o}{n_к}\right) \cdot k_n \text{ ; (11.3.1.1)}$$

M_{NO2} - суммарное количество оксидов азота в пересчете на диоксид азота, г/с, т

B_p - расчетный расход условного топлива т у т/ч, т у т

K_{NO2} - эмпирический коэффициент выбросов оксидов азота

$K_{NO2} = 7{,}5 \frac{D_ф}{50 + D_{ном}}$ - для паровых котлов паропроизводительностью 30 50 т/ч

$K_{NO2} = 2{,}5 \frac{Q_ф}{84 + Q_{ном}}$ - для водогрейных котлов теплопроизводительностью 30 50 Гкал/ч (здесь и далее индексом ***ф*** обозначена фактическая производительность котла, а индексом ***ном*** – производительность котла на номинальной нагрузке

β_1 - коэффициент, учитывающий влияние качества сжигаемого топлива на выход оксидов азота

для твердого топлива при $\alpha_m \le 1{,}25$ $\beta_1 = 0{,}178 + 0{,}47N$

для твердого топлива при $\alpha_m > 1{,}25$ $\beta_1 = \frac{(0{,}178 + 0{,}47N) \cdot \alpha_m}{1{,}25}$

где α_m - коэффициент избытка воздуха на выходе из топки

для жидкого и газообразного топлива значения коэффициента β_1 принимаются по таблице 11.1

Таблица 11.1.

Коэффициент избытка воздуха на выходе из топки	Значение коэффициента β_1
>1,05	1,0
1,05 1,03	0,9
<1,03	0,75

ε_1 - коэффициент, характеризующий эффективность воздействия рециркуляции дымовых газов на выход оксидов азота

при сжигании газа и мазута коэффициент принимается по таблице 11.2

Таблица 11.2

Точка ввода газов рециркуляции	Значение коэффициента ε_1
в под топки	0,0025
через шлицы по горелками	0,015
по наружному каналу горелок	0,025
в воздушное дутье и рассечку воздушных потоков	0,035

при высокотемпературном сжигании твердого топлива коэффициент ε_1 принимается по таблице 11.3

Таблица 11.3

Точка ввода газов рециркуляции	Значение коэффициента ε_1
в первичную аэросмесь	0,01
во вторичный воздух	0,005

при низкотемпературном сжигании твердого топлива коэффициент $\varepsilon_1 = 0$

Под высокотемпературным сжиганием понимают сжигание всех видов углей в топках с жидким шлакоудалением, а так же сжигание углей с низшей теплотой сгорания более 23,05 МДж/кг в топках с твердым шлакоудалением при температуре факела более 1500^0С. Под низкотемпературным сжиганием понимают сжигание твердого топлива с низшей теплотой сгорания менее 23,05 МДж/кг в топках с твердым шлакоудалением при температуре факела менее 1500^0С.

При нагрузке котла меньше номинальной коэффициент ε_1 умножают на коэффициент

$$f = 0{,}6\frac{D_ф}{D_{ном}} + 0{,}4$$

r - степень рециркуляции дымовых газов, %

β_2 - коэффициент, учитывающий конструкцию горелок

для вихревых горелок

для прямоточных горелок $\beta_2 = 0{,}85$

β_3 - коэффициент, учитывающий вид шлакоудаления

для топок с твердым шлакоудалением $\beta_3 = 1$

для топок с жидким шлакоудалением $\beta_3 = 1{,}6$

ε_2 - коэффициент, характеризующий уменьшение выбросов оксидов азота при подаче части воздуха помимо основных горелок, численное значение коэффициента ε_2 принимается по графику 11.1

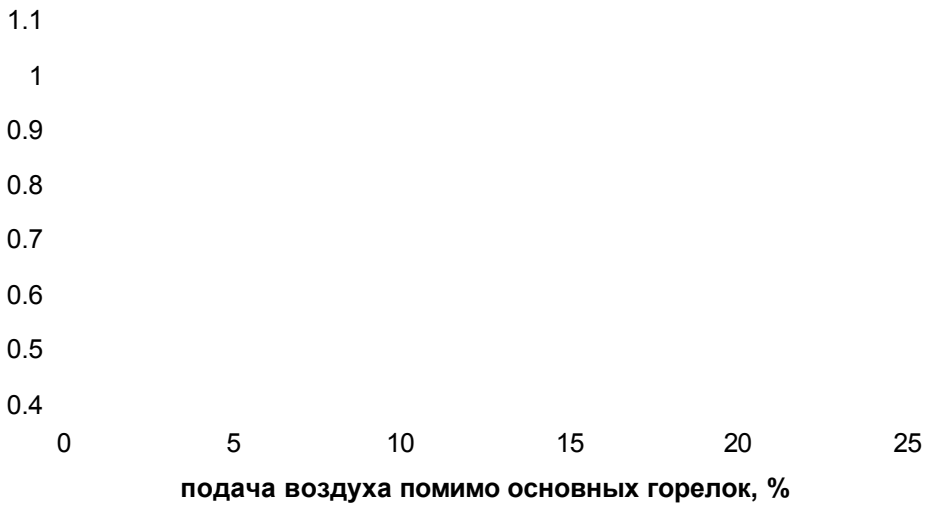


График 11.1.

На графике Ж1 представлены значения коэффициента ε_2 для мазута (верхняя кривая), угля (средняя кривая) и газа (нижняя кривая) в зависимости от доли подачи воздуха помимо основных горелок.

η_o - доля оксидов азота, улавливаемых в азотоочистной установке

n_o - продолжительность работы азотоочистной установки в течение расчетного периода, час

$n_к$ - продолжительность работы котла в течение расчетного периода, час

11.3.2. Определение суммарных выбросов оксидов азота с продуктами сгорания газообразного топлива на котлах малой мощности расчетным методом выполняется по формуле

$$M_{NOx} = B_p \cdot Q_н^p \cdot K_{NO2} \cdot \beta_к \cdot \beta_t \cdot \beta_\alpha \cdot (1-\beta_r) \cdot (1-\beta_\delta) \cdot k_n \text{ ; (11.3.2.1)}$$

B_p - расчетный расход газа на котел, м^3/с, тыс м^3

$Q_н^p$ - низшая теплота сгорания газа, МДж/м^3

K_{NO2} - удельный выброс оксидов азота при сжигании газа

$K_{NO2} = 0{,}01\sqrt{D} + 0{,}03$ - для паровых котлов

$K_{NO2} = 0{,}0113\sqrt{Q_m} + 0{,}03$ - для водогрейных котлов, где $Q_m = B_p \cdot Q_н^p$ - тепловыделение в топке, МВт

$\beta_к$ - коэффициент, учитывающий конструкцию горелок

для горелок напорного типа (при наличии вентилятора) $\beta_к = 1$

для инжекционных горелок $\beta_к = 1{,}6$

для горелок двухступенчатого сжигания $\beta_к = 0{,}7$

β_t - коэффициент, учитывающий температуру дутьевого воздуха

$\beta_t = 1 + 0{,}002 \cdot (t_в - 30)$, где $t_в$ - температура дутьевого воздуха, ^{0}C

β_α - коэффициент, учитывающий влияние избытка воздуха на образование оксидов азота, при работе котла в соответствии с режимной картой $\beta_\alpha = 1$, в остальных случаях $\beta_\alpha = 1{,}225$

β_r - коэффициент, учитывающий влияние рециркуляции дымовых газов на образование оксидов азота

$\beta_r = 0{,}16\sqrt{r}$, где r - степень рециркуляции, %

β_δ - коэффициент, учитывающий ступенчатый ввод воздуха в топочную камеру

$\beta_\delta = 0{,}022 \cdot \delta$, где δ - доля воздуха, подаваемого в топку помимо горелок, %

k_n - коэффициент пересчета, при определении максимальных выбросов оксидов азота в г/с $k_n = 1$, при определении валовых выбросов в т $k_n = 10^{-3}$

11.3.3. Определение суммарных выбросов оксидов азота с продуктами сгорания мазута на котлах малой мощности расчетным методом выполняется по формуле

$$M_{NOx} = B_p \cdot Q_н^p \cdot K_{NO2} \cdot \beta_t \cdot \beta_\alpha \cdot (1-\beta_r) \cdot (1-\beta_\delta) \cdot k_n \text{ ; (11.3.3.1)}$$

B_p - расчетный расход мазута на котел, кг/с, т, определяется по формуле (11.1.5)

$Q_н^p$ - низшая теплота сгорания мазута, МДж/кг

K_{NO2} - удельный выброс оксидов азота при сжигании мазута

$K_{NO2} = 0{,}01\sqrt{D} + 0{,}1$ - для паровых котлов

$K_{NO2} = 0{,}0113\sqrt{Q_m} + 0{,}1$ - для водогрейных котлов

β_t - коэффициент, учитывающий температуру дутьевого воздуха (см. пояснения к формуле 11 3.2.1)

β_α - коэффициент, учитывающий влияние избытка воздуха на образование оксидов азота, при работе котла в соответствии с режимной картой $\beta_\alpha = 1$, в остальных случаях $\beta_\alpha = 1{,}113$

β_r - коэффициент, учитывающий влияние рециркуляции дымовых газов на образование оксидов азота

$\beta_r = 0{,}17\sqrt{r}$, где r - степень рециркуляции, %

β_δ - коэффициент, учитывающий ступенчатый ввод воздуха в топочную камеру

$\beta_\delta = 0{,}022 \cdot \delta$, где δ - доля воздуха, подаваемого в топку помимо горелок, %

k_n - коэффициент пересчета, при определении максимальных выбросов оксидов азота в г/с $k_n = 1$, при определении валовых выбросов в т $k_n = 10^{-3}$

11.3.4. Определение суммарных выбросов оксидов азота при слоевом сжигании твердого топлива на котлах малой мощности расчетным методом.

Для котлов, оборудованных топкой с неподвижной и цепной решеткой, топкой с пневмомеханическим забрасывателем и шахтной топкой с наклонной решеткой суммарное количество выбросов оксидов азота в пересчете на диоксид азота, определяется по формуле

$$M_{NOx} = B_p \cdot Q_н^p \cdot K_{NO2} \cdot \beta_r \cdot k_n \text{ ; (11.3.4.1)}$$

B_p - расчетный расход твердого топлива на котел, кг/с, т, определяется по формуле (11.1.5)

$Q_н^p$ - низшая теплота сгорания твердого топлива, МДж/кг

K_{NO2} - удельный выброс оксидов азота при слоевом сжигании твердого топлива

$$K_{NO2} = 0{,}35 \cdot 10^{-3} \cdot \alpha_m \left(1 + 5{,}46 \frac{100 - R_6}{100}\right) \cdot \sqrt[4]{Q_н^p \cdot q_R}$$

α_m - коэффициент избытка воздуха на выходе из топки

R_6 - характеристика гранулометрического состава угля (остаток на сите с размером ячейки 6 мм), %, принимается по сертификату на топливо

$q_R = \frac{Q_m}{F_m}$ - тепловое напряжение зеркала горения, МВт/м^2, где F_m - активная площадь зеркала горения, м^2

Для топок ТЧ, ТЧЗ и ТЛЗ активная площадь зеркала горения выражается формулой

$$F_m = A_a \cdot L_a \text{ , где}$$

A_a - активная ширина решетки, представляющая собой ширину колосникового полотна или размер между боковыми охлаждаемыми панелями, перекрывающими решетку, м

L_a - активная длина решетки: для топок ТЧ – размер от регулятора слоя до наконечников шлакоснимателей, для топок ЧТЗ и ТЛЗ – размер от фронтовой стены до обмуровки над задними неподвижными колосниками, м

β_r - коэффициент, учитывающий влияние рециркуляции дымовых газов на образование оксидов азота

$\beta_r = 1 - 0{,}075\sqrt{r}$, где r - степень рециркуляции, %

k_n - коэффициент пересчета, при определении максимальных выбросов оксидов азота в г/с $k_n = 1$, при определении валовых выбросов в т $k_n = 10^{-3}$

Суммарные выбросы оксидов азота, рассчитанные по формулам (11.3.1.1), (11.3.2.1), (11.3.3.1), (11.3.1.1) разделяются на составляющие, согласно выражения (11.1.6) и (11.1.7)

3.5. Определение выбросов оксидов серы с продуктами сгорания топлива на котлах средней мощности расчетным методом.

Расчет выбросов оксидов серы на котлах средней мощности выполняется по выражению

$$M_{SO2} = 0{,}02 \cdot B_p \cdot S^p \cdot (1-\eta_{SO2}) \cdot (1-\eta_{SO2}^{ЗУ}) \cdot \left(1-\eta_{SO2}^{СУ}\frac{n_o}{n_к}\right); \quad (11.3.5.1)$$

B_p - расчетный расход топлива на котел, кг/с, т, определяется по формуле (11.1.5)

S^p - содержание серы в топливе на рабочую массу, %

η_{SO2} - доля оксидов серы, связываемых летучей золой в котле, ориентировочные значения при факельном сжигании топлива определяется по таблице 11.4

Таблица 11.4.

Топливо	η_{SO2}
Торф	0,15
Сланцы эстонские и ленинградские	0,80
Сланцы других месторождений	0,50
Экибастузский уголь	0,02
Березовские угли Канско-Ачинского бассейна	
для топок с твердым шлакоудалением	0,50
для топок с жидким шлакоудалением	0,20
Другие угли Канско-Ачинского бассейна	
для топок с твердым шлакоудалением	0,20
для топок с жидким шлакоудалением	0,05
Угли других месторождений	0,10
Мазут	0,02
Газ	0,00

$\eta_{SO2}^{ЗУ}$ - доля оксидов серы, улавливаемых в золоуловителе, попутно с улавливанием твердых частиц; для сухих золоуловителей (электрофильтры, батарейные циклоны) $\eta_{SO2}^{ЗУ} = 0$, для мокрых золоуловителей
определяется по графику 11.2

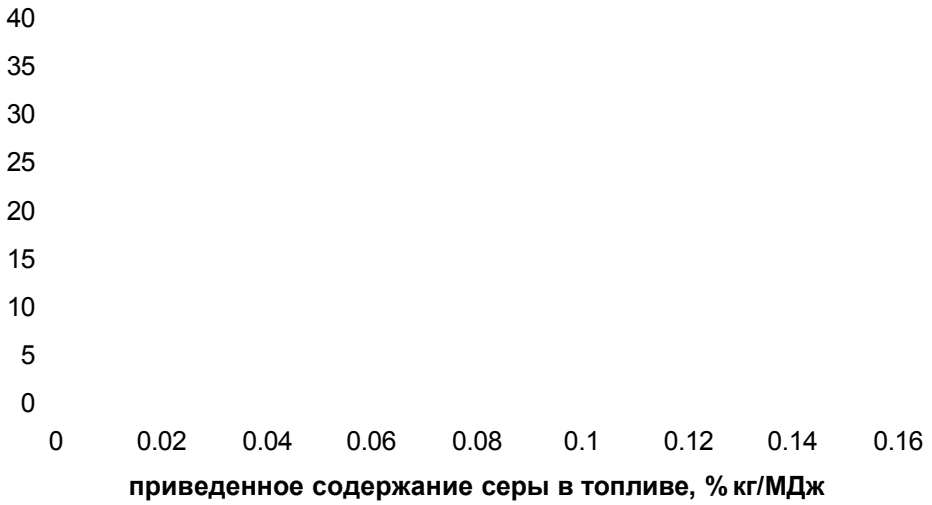


График 11.2.

На графике 11.2 представлено изменение значения коэффициента $\eta_{SO2}^{3У}$ для щелочности орошающей воды 10 мг-экв/дм^3 (верхняя кривая), 5 мг-экв/дм^3 (средняя кривая), 0 мг-экв/дм^3 (нижняя кривая) в зависимости от приведенного содержания серы в топливе на рабочую массу. Приведенное содержание серы в топливе рассчитывается по формуле

$$S^{np} = \frac{S^p}{Q_н^p}$$

$\eta_{SO2}^{СУ}$ - доля оксидов серы, улавливаемых в сероулавливающей установке, значение принимается по паспортным данным сероулавливающей установки

n_o - продолжительность работы сероулавливающей установки в течение расчетного периода, час

$n_к$ - продолжительность работы котла в течение расчетного периода, час

11.3.6. Определение выбросов оксидов серы с продуктами сгорания топлива на котлах малой мощности расчетным методом.

Расчет выбросов оксидов серы на котлах малой мощности выполняется по выражению

$$M_{SO2} = 0{,}02 \cdot B_p \cdot S^p \cdot \left(1 - \eta_{SO2}\right) \cdot \left(1 - \eta_{SO2}^{3V}\right); \quad (11.3.6.1)$$

Смотри пояснения к формуле (11.3.5.1)

3.7. Определение выбросов оксида углерода с продуктами сгорания топлива на котлах малой мощности расчетным методом выполняется по формуле

$$M_{CO} = B_p \cdot q_3 \cdot R \cdot Q_н^p \cdot 10^{-3} \text{ ; (11.3.7.1)}$$

B_p - расчетный расход топлива на котел, кг/с, т, определяется по формуле (11.1.5)

q_3 - потери тепла с химическим недожогом топлива, %

R - коэффициент, учитывающий долю потерь тепла с химическим недожогом топлива, обусловленную наличием в продуктах неполного сгорания оксида углерода

для твердого топлива $R = 1$

для мазута $R = 0{,}65$

для газа $R = 0{,}5$

Определение выбросов оксида углерода с продуктами сгорания топлива на котлах средней мощности расчетным методом не допускается.

11.3.8. Определение выбросов твердых частиц расчетным методом.

Суммарное количество твердых частиц, поступающих в атмосферу с продуктами сгорания топлива на котлах малой и средней мощности, определяется по формуле

$$M_{тв} = 0{,}01 \cdot B \cdot \left(a_{ун} \cdot A^{p} + q_4 \frac{Q_{н}^{p}}{32{,}68} \right) \cdot \left(1 - \eta^{ЗУ}\right)$$

B - расход топлива на котел, кг/с, т

$a_{ун}$ - доля золы топлива, уносимой газами, принимается по паспортным характеристикам топочной камеры

A^{p} - зольность топлива на рабочую массу, %

$\eta^{ЗУ}$ - доля твердых частиц, улавливаемых в золоуловителе (без учета влияния сероулавливающих установок), значение принимается по паспортным характеристикам золоуловителя

Количество летучей золы, являющейся одним из составляющих твердых частиц, рассчитывается по выражению

$$M_{з} = 0{,}01 \cdot B \cdot a_{ун} \cdot A^{p} \cdot \left(1 - \eta^{ЗУ}\right)$$

Количество коксовых остатков, являющихся одним из составляющих твердых частиц, рассчитывается по выражению

$$M_{к} = M_{тв} - M_{з}$$

3.9. Определение выбросов мазутной золы в пересчете на ванадий расчетным методом.

Суммарное количество мазутной золы, поступающей в атмосферу с продуктами сгорания топлива на котлах малой и средней мощности, определяется по формуле

$$M_{мз} = G_v \cdot B \cdot (1 - \eta_{ос}) \cdot \left(1 - \frac{\eta_v^{зу}}{100}\right) \cdot k_n$$

B - расход мазута на котел, кг/с, т

G_v - количество ванадия в 1 т мазута, г/т

$G_v = a_v \cdot 10^{-4}$ - по результатам химического анализа мазута, где a_v - содержание ванадия в мазуте, %

$G_v = A^p \cdot 2222$ - при отсутствии данных химического анализа мазута, где A^p - зольность мазута на рабочую массу, %

$\eta_{ос}$ - доля ванадия, оседающего с твердыми частицами на поверхностях нагрева мазутных котлов

$\eta_{ос} = 0{,}07$ - для котлов с промежуточным пароперегревателем

$\eta_{ос} = 0{,}05$ - для котлов без промежуточного пароперегревателя

$\eta_v^{зу}$ - степень очистки дымовых газов от мазутной золы, принимается по паспортным характеристикам золоулавливающей установки

k_n - коэффициент пересчета (см. формулу 11.1.1)

11.3.10. Определение выбросов бенз(а)пирена расчетным методом.

Выбросы бенз(а)пирена, поступающего в атмосферу с продуктами сгорания топлива на котлах малой мощности, определяются по формуле (11.1.1). Значение концентрации бенз(а)пирена, входящее в уравнение (11.1.1), рассчитывается по формулам приведенным ниже.

11.3.10.1. Определение концентрации бенз(а)пирена при сжигании газообразного топлива на паровых котлах выполняется по формуле

при коэффициенте избытка воздуха на выходе из топки $\alpha_m \le 1{,}25$

$$c_{бп} = 10^{-3} \frac{0{,}059 + 0{,}079 \cdot 10^{-3} \cdot q_v}{e^{3{,}8(\alpha_m - 1)}} \cdot K_д \cdot K_р \cdot K_{ст} \text{ ; (11.3.10.1)}$$

q_v - теплонапряжение топочного объема, кВт/м^3

$$q_v = \frac{B_р \cdot Q_н^р}{V_m}$$

V_m - объем топки, м^3

$K_д$ - коэффициент, учитывающий влияние нагрузки котла на концентрацию бенз(а)пирена, определяется по графику 11.3.

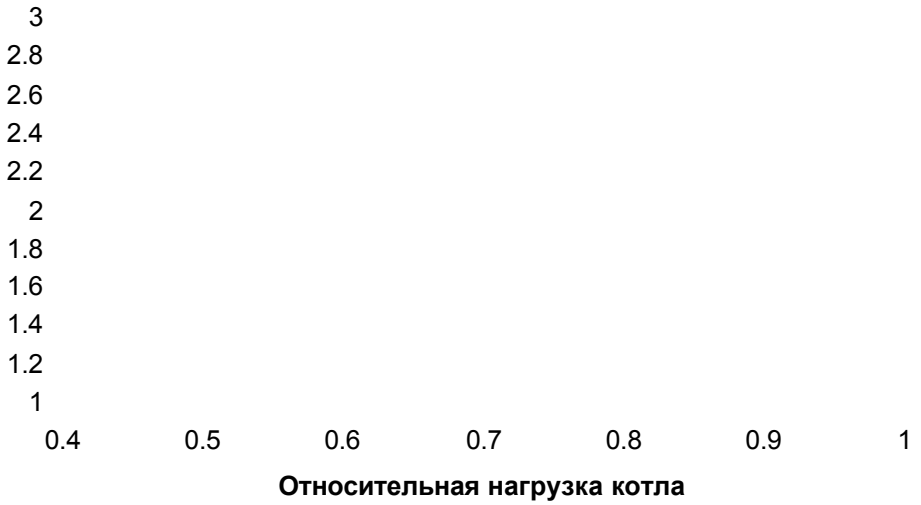


График 11.3.

$K_р$ - коэффициент, учитывающий влияние рециркуляции дымовых газов на концентрацию бенз(а) пирена, определяется по графику 11.4

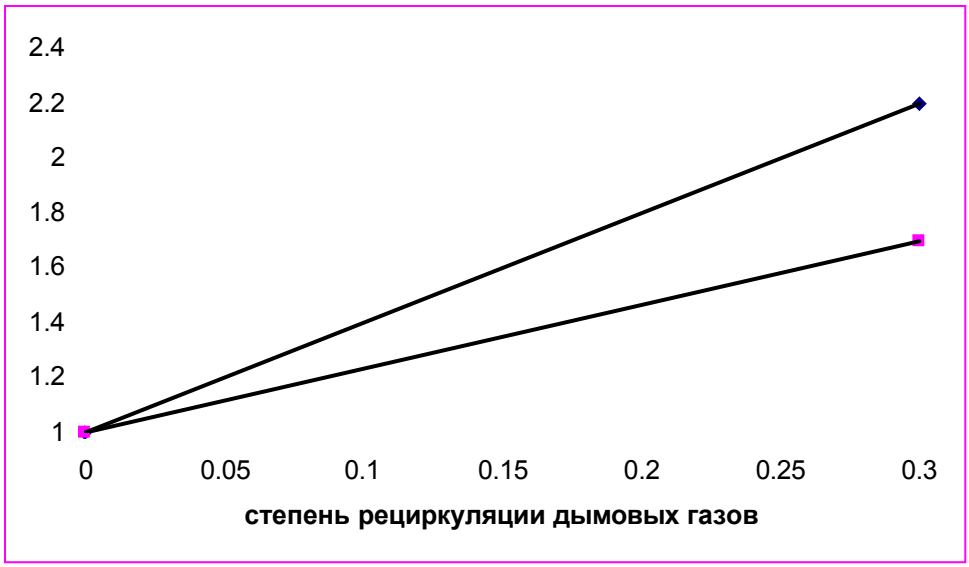


График 11.4.

K_{cm} - коэффициент, учитывающий влияние подвода воздуха помимо горелок на концентрацию бенз(а)пирена, определяется по графику11.5

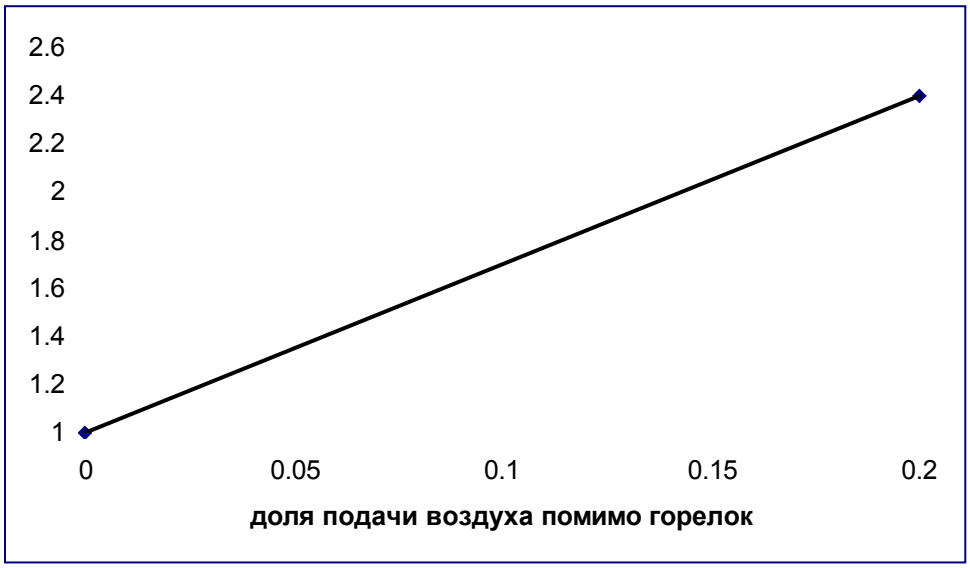


График 11.5.

при коэффициенте избытка воздуха на выходе из топки $\alpha_m > 1{,}25$; (11.3.10.2)

11.3.10.2. Определение концентрации бенз(а)пирена при сжигании мазута на паровых котлах выполняется по формуле

при коэффициенте избытка воздуха на выходе из топки $\alpha_m \le 1{,}25$

$$c_{бп} = 10^{-3} \cdot R \cdot \frac{0{,}34 + 0{,}42 \cdot 10^{-3} \cdot q_v}{e^{3{,}8(\alpha_m - 1)}} \cdot K_д \cdot K_р \cdot K_{cm} \text{ ; (11.3.10.3)}$$

R - коэффициент, учитывающий способ распыливания мазута; для паромеханических форсунок $R = 0{,}75$, для остальных случаев $R = 1$

при коэффициенте избытка воздуха на выходе из топки $\alpha_m > 1{,}25$

$$c_{бп} = 10^{-3} \cdot R \cdot \frac{0{,}172 + 0{,}23 \cdot 10^{-3} \cdot q_v}{e^{1{,}14(\alpha_m - 1)}} \cdot K_д \cdot K_р \cdot K_{ст} \text{ ; (11.3.10.4)}$$

11.3.10.3. Определение концентрации бенз(а)пирена при сжигании газообразного топлива на водогрейных котлах выполняется по формуле

при коэффициенте избытка воздуха на выходе из топки $\alpha_m \le 1{,}25$

$$c_{бп} = 10^{-6} \frac{0{,}11 \cdot q_v - 7}{e^{3{,}5(\alpha_m - 1)}} \cdot K_д \cdot K_р \cdot K_{ст} \text{ ; (11.3.10.5)}$$

при коэффициенте избытка воздуха на выходе из топки $\alpha_m > 1{,}25$

$$c_{бп} = 10^{-6} \frac{0{,}13 \cdot q_v - 5}{1{,}3 \cdot e^{3{,}5(\alpha_m - 1)}} \cdot K_д \cdot K_р \cdot K_{ст} \text{ ; (11.3.10.6)}$$

11.3.10.4. Определение концентрации бенз(а)пирена при сжигании мазута на водогрейных котлах выполняется по формуле

при коэффициенте избытка воздуха на выходе из топки $\alpha_m \le 1{,}25$

$$c_{бп} = 10^{-6} \cdot R \cdot \frac{0{,}445 \cdot q_v - 28}{e^{3{,}5(\alpha_m - 1)}} \cdot K_д \cdot K_р \cdot K_{ст} \text{ ; (11.3.10.7)}$$

при коэффициенте избытка воздуха на выходе из топки $\alpha_m > 1{,}25$

$$c_{бп} = 10^{-6} \cdot R \cdot \frac{0{,}52 \cdot q_v - 32{,}5}{1{,}16 \cdot e^{3{,}5(\alpha_m - 1)}} \cdot K_д \cdot K_р \cdot K_{ст} \text{ ; (11.3.10.8)}$$

11.3.10.5. Определение концентрации бенз(а)пирена при сжигании твердого топлива на котлах малой мощности выполняется по формуле

$$c_{бп} = 10^{-3} \cdot \left(\frac{A \cdot Q_н^p}{e^{2{,}5\alpha_m}} + \frac{R}{t_s} \right) \cdot K_д \cdot K_{ЗУ} \text{ ; (11.3.10.9)}$$

A - коэффициент, характеризующий тип колосниковой решетки и вид топлива; для углей и сланцев $A = 2{,}5$, для древесины и торфа $A = 1{,}5$

R - коэффициент, характеризующий температурный уровень экранов

$R = 290$ для $t_s < 150$

$R = 350$ для $t_s \ge 150$

t_s - температура насыщения при давлении пара в барабане котла или температура воды на выходе из водогрейного котла, ^{0}C

$K_д$ - коэффициент, учитывающий нагрузку котла

$$K_д = \left(\frac{D_{ном}}{D_ф} \right)^{-1{,}2}$$

$K_{ЗУ}$ - коэффициент, учитывающий степень улавливания бенз(а)пирена золоуловителем, определяется по соотношению

$$K_{ЗУ} = 1 - \frac{\eta_{ЗУ} \cdot z}{100}$$

$\eta_{ЗУ}$ - степень очистки газов в золоуловителе, %

z - коэффициент, учитывающий снижение улавливающей способности золоуловителем бенз(а) пирена

при температуре газов перед золоуловителем более 185^0C

$z = 0{,}8$ - для сухих золоуловителей

$z = 0{,}9$ - для сухих золоуловителей

при температуре газов перед золоуловителем менее 185^0C

$z = 0{,}7$ - для сухих золоуловителей

$z = 0{,}8$ - для сухих золоуловителей

12. Методика обработки результатов режимно-наладочных испытаний котлов.

Обработка результатов испытаний котлов выполняется с целью определения основных режимных показателей работы котла, в том числе:

1) коэффициент избытка воздуха
2) потери тепла с уходящими газами
3) потери тепла с химическим недожогом топлива
4) потери тепла в окружающую среду
5) КПД котла “брутто”
6) расход топлива и теплоносителя
7) теплопроизводительность котла

Перечисленные показатели определяются для каждого из исследованных режимов работы котла на основании результатов измерений, полученных при испытаниях или с помощью соответствующих расчетных методов изложенных ниже.

12.1. Определение коэффициента избытка воздуха.

Расчет коэффициента избытка воздуха выполняется по выражению:

$$\alpha = 1 + (h - 1) \cdot \frac{V_{сг}^{o}}{V^{o}} \text{ ;(12.1.1)}$$

α - коэффициент избытка воздуха

h - коэффициент разбавления продуктов сгорания воздухом в месте отбора пробы

$V_{сг}^{o}$ - стехиометрический объем сухих продуктов сгорания, м^3/кг(м^3)

V^{o} - стехиометрический объем воздуха, необходимого для полного сгорания топлива, м^3/кг(м^3), определяется по формулам приложения IV.

Коэффициент разбавления продуктов сгорания воздухом определяется по формуле:

$$h = \frac{RO_2^{\max}}{RO_2 + CO + CH_4} \text{ ;(12.1.2)}$$

$RO_2^{\max}$ - максимальное содержание трехатомных газов в продуктах сгорания топлива заданного состава, %

RO_2 - содержание трехатомных газов в продуктах сгорания, измеренное в месте отбора пробы, %

CO - содержание оксида углерода в продуктах сгорания, измеренное в месте отбора пробы, %

CH_4 - содержание метана в продуктах сгорания, измеренное в месте отбора пробы, %

При контроле содержания кислорода в месте отбора пробы, содержание трехатомных газов в продуктах сгорания рассчитывается по выражению:

$$RO_2 = \frac{RO_2^{\max}\left(21 - O_2 - 0{,}4CO - 0{,}2H_2 - 1{,}6CH_4\right)}{21} \text{ ;(12.1.3)}$$

O_2 - содержание кислорода в продуктах сгорания, измеренное в месте отбора пробы, %

Максимальное содержание трехатомных газов в продуктах сгорания топлива определяется по формуле:

$$RO_2^{\max} = \frac{V_{RO2}^{o}}{V_{сг}^{o}} \cdot 100 \text{ ;(12.1.4)}$$

V_{RO2}^{o} - стехиометрический объем трехатомных газов, м^3/кг(м^3) , определяется по формулам приложения IV.

Стехиометрический объем сухих продуктов сгорания определяется по формуле:

$$V_{сг}^{o} = V_{RO2}^{o} + V_{N2}^{o} \text{ ;(12.1.5)}$$

V_{N2}^{o} - стехиометрический объем азота, м^3/кг(м^3) , определяется по формулам приложения IV.

12.2. Определение потерь тепла с уходящими газами.

ОСТ 108.030.132-80 “Котлы паровые стационарные. Методы испытаний” предусматривает определение потерь тепла с уходящими газами нормативным методом, в то же время допускается использование метода проф. Равича М. Б. при проведении настроечных (не балансовых) испытаний котлов. В настоящем описании приводятся способы расчета потерь тепла с уходящими газами нормативным методом и методом Равича.

Потери тепла с уходящими газами по нормативному методу рассчитываются по формуле:

$$q_2 = \frac{I_г - \alpha \cdot I^o_{хв}}{Q^p_p} \cdot 100 \ ;(12.2.1)$$

$I_г$ - энтальпия продуктов сгорания в месте отбора пробы, ккал/кг(м^3)

$I^o_{хв}$ - энтальпия дутьевого воздуха, ккал/кг(м^3)

Q^p_p - рабочая теплота сгорания топлива, ккал/кг(м^3)

Рабочая теплота сгорания жидкого топлива вычисляется по формуле

$$Q^p_p = Q^p_н + C_{тл} \cdot t_{тл} + d_{пф}\left(i_{пф} - 600\right) \ ;(12.2.2)$$

$Q^p_н$ - низшая теплота сгорания топлива, ккал/кг(м^3)

$C_{тл}$ - теплоемкость топлива, ккал/кг ^{0}C, для мазута

$$C_{тл} = \left(0{,}415 + 0{,}0006 \cdot t_{тл}\right) \cdot t_{тл}$$

$t_{тл}$ - температура топлива, ^{0}C

$d_{пф}$ - удельный расход пара, поступающего на форсунки, кг(пара)/кг(топлива)

$i_{пф}$ - энтальпия пара, поступающего на форсунки, ккал/кг

Рабочая теплота сгорания газообразного и твердого топлива принимается равной его низшей теплоте сгорания.

Энтальпия продуктов сгорания в месте отбора пробы определятся по выражению

$$I_г = I^o_г + \left(\alpha - 1\right) \cdot I^o_в \ ;(12.2.3)$$

$I^o_г$ - энтальпия продуктов сгорания при коэффициенте избытка воздуха равном 1 и температуре газов в месте отбора пробы, ккал/кг(м^3)

$I^o_в$ - энтальпия воздуха при температуре газов в месте отбора пробы, ккал/кг(м^3)

Энтальпия воздуха при температуре газов в месте отбора пробы определяется по уравнению

$$I^o_в = V^o \cdot C_в \cdot \vartheta \ ;(12.2.4)$$

$C_в$ - теплоемкость воздуха при температуре продуктов сгорания в месте отбора пробы, ккал/м^3 ^{0}C

ϑ - температура продуктов сгорания в месте отбора пробы, ^{0}C

Энтальпия продуктов сгорания при коэффициенте избытка воздуха $\alpha = 1$ определяется по формуле

$$I_г^o = \left(V_{RO2}^o C_{RO2} + V_{N2}^o C_{N2} + V_{H2O}^o C_{H2O} + V_{CO} C_{CO} + V_{H2} C_{H2} + V_{CH4} C_{CH4}\right) \cdot \vartheta \ ;(12.2.5)$$

V_{H2O}^o - стехиометрический объем водяных паров в продуктах сгорания топлива, м^3/кг(м^3) , определяется по формулам приложения IV.

V_{CO} - объем оксида углерода в месте отбора пробы, м^3/кг(м^3)

V_{H2} - объем водорода в месте отбора пробы, м^3/кг(м^3)

V_{CH4} - объем метана в месте отбора пробы, м^3/кг(м^3)

C - теплоемкость соответствующего компонента из состава продуктов сгорания при температуре газов в месте отбора пробы, м^3/кг(м^3).

Объем оксида углерода, водорода и метана в месте отбора пробы вычисляется по формуле

$$V_j = \frac{V_j^{\%}}{100} \cdot V_{сг} \ ;(12.2.6)$$

$V_j^{\%}$ - содержание соответствующего компонента в процентах к объему газов в месте отбора пробы, %

$V_{сг}$ - объем сухих продуктов сгорания при коэффициенте избытка воздуха в месте отбора пробы, м^3/кг(м^3)

Объем сухих продуктов сгорания при коэффициенте избытка воздуха в месте отбора пробы определяется по выражению

$$V_{сг} = V_{RO2}^o + V_{N2}^o + (\alpha - 1) \cdot V^o \ ;(12.2.7)$$

Теплоемкость компонентов продуктов сгорания рассчитывается по формуле

$$C = \sum_{i=0}^{i=5} a_i \cdot \vartheta^i \ ;(12.2.8)$$

Нормативным методом расчета котельных установок рекомендуются следующие значения полиномиальных коэффициентов

Коэф. А	C_{RO2}	C_{N2}	C_{H2O}
A_0	0,38231419	0,30929091	0,35672260
A_1	$0{,}25207184*10^{-3}$	$-0{,}53739164*10^{-5}$	$0{,}24795243*10^{-4}$
A_2	$-0{,}16633384*10^{-6}$	$0{,}62620324*10^{-7}$	$0{,}57207221*10^{-7}$
A_3	$0{,}76427112*10^{-10}$	$-0{,}47710105*10^{-10}$	$-0{,}35393369*10^{-10}$
A_4	$-0{,}20555466*10^{-13}$	$0{,}15436120*10^{-13}$	$0{,}91538884*10^{-14}$
A_5	$0{,}23407239*10^{-17}$	$-0{,}18818960*10^{-17}$	$0{,}92691428*10^{-18}$

Коэф. А	Свозд	C_{CO}	C_{H2}	C_{CH4}
A_0	0,31519196	0,3103	0,305	0,37
A_1	$0{,}35619473*10^{-5}$	-10^{-6}	$4*10^{-5}$	$2*10^{-4}$
A_2	$0{,}60760977*10^{-7}$	$6*10^{-8}$	-10^{-7}	$4*10^{-7}$
A_3	$-0{,}51300306*10^{-10}$	$-3*10^{-11}$	$2*10^{-10}$	$-8*10^{-10}$
A_4	$0{,}17716406*10^{-13}$	-10^{-14}	$-2*10^{-13}$	$6*10^{-13}$
A_5	$-0{,}22616689*10^{-17}$	$9*10^{-18}$	$4*10^{-17}$	$-2*10^{-16}$

Потери тепла с уходящими газами по методу Равича рассчитываются по уравнению

$$q_2 = \frac{\vartheta - t_в}{T_{\max}} \cdot \left[C + (h-1) \cdot B \cdot K\right] \cdot 100 \quad ;(12.2.9)$$

$T_{\max}$ - жаропроизводительность топлива, ^{0}C

$t_в$ - температура дутьевого воздуха, ^{0}C

C - отношение средней теплоемкости продуктов сгорания в стехиометрическом объеме воздуха в интервале температур 0 ϑ к средней теплоемкости продуктов сгорания в стехиометрическом объеме воздуха в интервале температур 0 T_{max}

K - отношение средней теплоемкости воздуха в интервале температур 0 ϑ к средней теплоемкости воздуха в интервале температур 0 T_{max}

B - отношение стехиометрического объема сухих продуктов сгорания к полному стехиометрическому объему продуктов сгорания

Определение жаропроизводительности топлива выполняется методом последовательных приближений в следующей последовательности. Задаются начальной температурой продуктов сгорания $T_{\max}^0$, определяют средневзвешенную теплоемкость продуктов сгорания в интервале температур $0 \cdots T_{\max}^0$, затем определяют теплоту сгорания топлива по формуле $Q_н^р = \left(V_{RO2}^o C_{RO2} + V_{N2}^o C_{N2} + V_{H2O}^o C_{H2O}\right) \cdot T_{\max}^0$, если рассчитанная теплота сгорания не совпадает с фактической низшей теплотой сгорания топлива, то расчет повторяют, задаваясь следующим значением T_{max}. Итерационный цикл прерывают, когда разность между рассчитанной и фактической теплотой сгорания топлива не превышает 1 ккал/кг(м^3).

При сжигании жидкого топлива потери тепла с уходящими газами по методу Равича определяются по формуле

$$q_2^{\Sigma} = q_2 + q_2^{ф} - q_2^{тл} \quad ;(12.2.10)$$

$q_2^{ф} = \frac{d_{пф} \cdot C_п \left(t_п - \vartheta\right)}{Q_н^р} \cdot 100$ - дополнительное количество тепла, уносимое с водяным паром, поступающим на форсунки, %, где Сп=0,5 ккал/кг ^{0}C – теплоемкость пара, tп – температура пара перед форсунками, ^{0}C.

$q_2^{тл} = \frac{C_{тл} \cdot t_{тл}}{Q_н^р} \cdot 100$ - теплота нагрева мазута, %

12.3. Определение потерь тепла с химическим недожогом топлива.

Потери тепла с химическим недожогом топлива рассчитываются по формуле

$$q_3 = \frac{30{,}2 \cdot CO + 25{,}8 \cdot H_2 + 85{,}4 \cdot CH_4}{Q_p^p} \cdot V_{сг} \cdot 100 \text{ ;(12.3.1)}$$

CO - содержание оксида углерода в продуктах сгорания, %

H_2 - содержание водорода в продуктах сгорания, %

CH_4 - содержание метана в продуктах сгорания, %

12.4. Определение потерь тепла в окружающую среду.

Потери тепла в окружающую среду для парового котла определяются по формуле

$$q_5 = \frac{D_{ном}}{D} \cdot q_5^{ном} ;(12.4.1)$$

$D_{ном}$ - номинальная паропроизводительность котла, т/ч

D - режимная паропроизводительность котла, т/ч

$q_5^{ном}$ - потери тепла в окружающую среду при номинальной паропроизводительности котла, %

Потери тепла в окружающую среду для водогрейного котла определяются по формуле

$$q_5 = \frac{Q_{ном}}{Q} \cdot q_5^{ном} ;(12.4.2)$$

$Q_{ном}$ - номинальная теплопроизводительность котла, т/ч

Q - режимная теплопроизводительность котла, т/ч

$q_5^{ном}$ - потери тепла в окружающую среду при номинальной теплопроизводительности котла, %

12.5. Определение КПД котла “брутто”.

Определение КПД котла выполняется методами прямого и обратного баланса. Оба этих метода принципиально равноценны, однако считается, что точность расчета КПД по методу обратного баланса может быть достигнута более высокой, чем методом прямого баланса, за счет исключения погрешности измерений расходов топлива и теплоносителя.
Расчетная формула при определении КПД парового котла методом прямого баланса имеет вид

$$\eta = \frac{D \cdot (i_п - i_{пв}) + D\frac{P_{нп}}{100}(i_{кв} - i_{пв})}{Q_p^p \cdot B} \cdot 10^{-1} \text{ ;(12.5.1)}$$

D - режимная паропроизводительность котла, т/ч

$i_п$ - энтальпия пара, ккал/кг

$i_{пв}$ - энтальпия питательной воды, ккал/кг

$P_{нп}$ - процент непрерывной продувки котла, %

$i_{кв}$ - энтальпия котловой воды, ккал/кг

B - режимный расход топлива на котел, кг($м^3$)/ч

Расчетная формула при определении КПД водогрейного котла методом прямого баланса имеет вид

$$\eta = \frac{G \cdot (i_2 - i_1)}{Q_p^p \cdot B} \cdot 10^{-1} \text{ ;(12.5.2)}$$

G - режимный расход воды через котел, т/ч

i_2 - энтальпия воды на входе в котел, ккал/кг

i_1 - энтальпия воды на выходе из котла, ккал/кг

B - режимный расход топлива на котел, кг($м^3$)/ч

Расчетная формула при определении КПД котла методом обратного баланса имеет вид

$$\eta = 100 - \sum q_i \text{ ;(12.5.3)}$$

$\sum q_i$ - сумма потерь тепла, включающая потери с уходящими газами, с химическим и механическим недожогом топлива, потери в окружающую среду и потери с физическим теплом шлака, %.

12.6. Определение расхода топлива на котел.

Расчет расхода топлива на котлы выполняется методом инструментального измерения с помощью приборов узлов учета и косвенным методом с использованием уравнения теплового баланса котла. При определении расхода топлива методом инструментального измерения показания приборов подвергаются обработке в зависимости от типа средств измерения, которыми укомплектован узел учета.

Показания узлов учета, действие которых основано на измерении перепада давления на сужающем устройстве, должны подвергаться обработке в соответствии с требованиями ГОСТ 8.563.1-3-97 "Измерение расхода и количества жидкостей и газов методом переменного перепада давления" (настоящем руководстве методика ГОСТ 8.563.1-3-97 не приводится).

Показания узлов учета газообразного топлива, укомплектованных счетчиками количества, действие которых основано на измерении числа оборотов вращающегося элемента (тахометрические, вихревые, турбинные и тому подобные счетчики) приводятся к нормальным условиям по формуле

$$B_{ф}^{20} = B_{изм} \cdot \frac{P_{ф} + Б}{760} \cdot \frac{20 + 273}{t_{ф} + 273} \text{ ;(12.6.2)}$$

В формулу (12.6.2)значения избыточного давления газа и барометрического давления воздуха вводятся в мм рт. ст.

Показания узлов учета топлива, укомплектованных вычислителями расхода (типа СПГ) корректируются с учетом поправочного коэффициента, заданного после монтажа и наладки средств измерения на месте установки

$$B_{ф}^{20} = B_{изм} \cdot K \text{ ;(12.6.3)}$$

K - поправочный коэффициент на показания узла учета.

Расчет расхода топлива с помощью уравнения теплового баланса парового котла выполняется по формуле

$$B = \frac{D \cdot \left(i_{п} - i_{пв}\right) + D\dfrac{P_{нп}}{100}\left(i_{кв} - i_{пв}\right)}{Q_{р}^{р} \cdot \eta} \cdot 10^{-3} \text{ ;(12.6.4)}$$

D - паропроизводительность котла по показаниям узла учета пара, т/ч

Значение КПД, входящее в формулу (12.6.4) следует принимать

- для паровых котлоагрегатов, оборудованных питательным экономайзером – КПД рассчитанный методом обратного баланса (формула Е 5.3) в сечении газохода после экономайзера
- для паровых котлоагрегатов, оборудованных теплофикационным экономайзером - КПД рассчитанный методом обратного баланса (формула Е 5.3) в сечении газохода после собственно котла

Расчет расхода топлива с помощью уравнения теплового баланса водогрейного котла выполняется по формуле

$$B = \frac{G \cdot \left(i_{2} - i_{1}\right)}{Q_{р}^{р} \cdot \eta} \cdot 10^{-3} \text{ ;(12.6.5)}$$

G - расход воды через котел по показаниям узла учета, т/ч

12.6. Определение расхода теплоносителя.

Расчет расхода и теплоносителя на котлы выполняется методом инструментального измерения с помощью приборов узлов учета и косвенным методом с использованием уравнения теплового баланса котла. При определении расхода теплоносителя методом инструментального измерения показания приборов подвергаются обработке в зависимости от типа средств измерения, которыми укомплектован узел учета.

Показания узлов учета, действие которых основано на измерении перепада давления на сужающем устройстве, должны подвергаться обработке в соответствии с требованиями ГОСТ 8.563.1-3-97 “Измерение расхода и количества жидкостей и газов методом переменного перепада давления” (настоящем руководстве методика ГОСТ 8.563.1-3-97 не приводится).

Показания тахометрических счетчиков, измеряющих объемный расход жидкости, приводятся к массовому расходу по выражению

$$G = \frac{G_{изм}}{v_{ф}} \text{ ;(12.6.8)}$$

$G_{изм}$ - показания расходомера узла учета жидкости, м^3/ч

Расчет расхода пара с помощью уравнения теплового баланса парового котла выполняется по формуле

$$D = \frac{B \cdot Q_p^p \cdot \eta}{\left(i_п - i_{пв}\right) + \frac{P_{нп}}{100}\left(i_{кв} - i_{пв}\right)} \cdot 10^{-3} \text{ ;(12.6.9)}$$

Расчет расхода воды с помощью уравнения теплового баланса водогрейного котла выполняется по формуле

$$G = \frac{B \cdot Q_p^p \cdot \eta}{\left(i_2 - i_1\right)} \cdot 10^{-3} \text{ ;(12.6.10)}$$

12.7. Определение теплопроизводительности котлоагрегата.

Расчет теплопроизводительности котлоагрегата выполняется по формуле

$$Q = B \cdot Q_p^p \cdot \eta \cdot 10^{-8} \text{ ;(12.7.1)}$$

Q - теплопроизводительность, Гкал/ч

η - КПД котла в сечении за последней поверхностью нагрева по ходу газов, %

12.8. Определение ориентировочных режимных показателей работы котла.

Ориентировочные значения режимных показателей работы котла, таких как коэффициент избытка воздуха, температура продуктов сгорания, сопротивление газового и воздушного тракта, могут быть рассчитаны на основании соответствующих справочных данных. Ориентировочные значения показателей работы котла обычно используются для оценки технического состояния котла и отдельных его элементов, а так же могут применяться для прогнозирования соответствующих значений на промежуточных режимах.

Ориентировочное значение коэффициента избытка воздуха рассчитывается по формуле

$$\alpha = \alpha_{ном} \cdot \sqrt{\frac{B_{ном} \cdot Q^{p}_{н_ном}}{B \cdot Q^{p}_{н}}} \quad ; (12.8.1)$$

α - коэффициент избытка воздуха

B - расход топлива

$Q^{p}_{н}$ - низшая теплота сгорания топлива

Ориентировочное значение температуры продуктов сгорания рассчитывается по формуле

$$\vartheta = \vartheta_{ном} \cdot \sqrt[3]{\frac{B_{ном} \cdot Q^{p}_{н_ном}}{B \cdot Q^{p}_{н}}} \quad ; (12.8.2)$$

ϑ - температура продуктов сгорания

Ориентировочное значение сопротивления газового тракта рассчитывается по формуле

$$\Delta S = \Delta S_{ном} \cdot \left(\frac{B \cdot V_{г} \cdot (\vartheta + 273)}{B_{ном} \cdot V_{г_ном} \cdot (\vartheta_{ном} + 273)} \right)^{2} \cdot \frac{\vartheta_{ном} + 273}{\vartheta + 273} \quad ; (12.8.3)$$

ΔS - сопротивления газового тракта

V - объем продуктов сгорания

Ориентировочное значение сопротивления воздушного тракта рассчитывается по формуле

$$\Delta H = \Delta H_{ном} \cdot \left(\frac{B \cdot V_{в} \cdot (t_{хв} + 273)}{B_{ном} \cdot V_{в_ном} \cdot (t_{хв_ном} + 273)} \right)^{2} \cdot \frac{t_{хв_ном} + 273}{t_{хв} + 273} \quad ; (12.8.4)$$

ΔH - сопротивления воздушного тракта

$t_{хв}$ - температура дутьевого воздуха

В формулах (12.8.1 – 12.8.4) индексом “ном” обозначены справочные характеристики работы котла на номинальной нагрузке.

Приложение I.

Справочные таблицы нормирования затрат электроэнергии.

Таблица I.1. Коэффициент спроса токоприемников.

Токоприемник	Коэффициент спроса
насос	0.75
вентилятор	0.7
дымосос	0.95
компрессор	0.8
трансформатор ручной сварки	0.35
трансформатор автоматической и полуавтоматической сварки	0.5
переносной электроинструмент	0.1
краны, тельферы при ПВ 25%	0.1
краны, тельферы при ПВ 40%	0.2
станок токарный	0.14
станок фрезерный	0.14
станок сверлильный	0.14
станок заточной	0.14
освещение мелких производственных зданий	1
освещение производственных зданий, состоящих из отдельных больших пролетов	0.95
освещение производственных зданий, состоящих из нескольких отдельных помещений	0.85
освещение складских зданий	0.6
освещение подстанций и распределительных устройств	0.6
освещение лабораторных помещений	0.8
освещение конторско-бытовых зданий	0.8
освещение лечебных, детских и учебных учреждений	0.8
освещение административных зданий	0.9
освещение библиотек	0.9
освещение предприятий общественного питания	0.9
освещение наружное и аварийное	1
освещение торговых помещений	1

Приложение II.

Методика расчета системы водоподготовки котельной.

В данном разделе детально рассматриваются способы расчета потерь воды, тепла и затрат химических реагентов в процессе подготовки воды системой ХВО котельной.

Расчет расхода воды на собственные нужды системы водоподготовки.

Расход воды на собственные нужды системы водоподготовки котельной рассчитывается по уравнению

$$\Delta G_{хво} = \Delta G_{ион} + \Delta G_{осв} + \Delta G_{осв_ф} \text{ ; (II.1)}$$

$\Delta G_{ион}$ - количество воды на собственные нужды ионитных фильтров, м^3

$\Delta G_{осв}$ - количество воды на собственные нужды осветлителей воды, м^3

$\Delta G_{осв_ф}$ - количество воды на собственные нужды осветлительных фильтров, м^3

Расчет расхода воды на собственные нужды ионитных фильтров.

Потери воды на собственные нужды ионитных фильтров определяются по выражению

$$\Delta G_{ион} = \left(G_{вз} + G_{рег} + G_{отм}\right) \cdot N_{рег} \text{ ; (II.2)}$$

$G_{вз}$ - количество воды на взрыхление ионита в процессе регенерации, м^3

$G_{рег}$ - количество воды на приготовление регенерационного раствора, м^3

$G_{отм}$ - количество воды на отмывку ионита, м^3

$N_{рег}$ - число регенераций всех ионитных фильтров за расчетный период

Количество воды на взрыхление ионита рассчитывается по формуле

$$G_{вз} = f \cdot i_{вз} \cdot \tau_{вз} \cdot \frac{60}{1000} \text{ ; (II.3)}$$

f - площадь сечения фильтра, м^2

$i_{вз}$ - интенсивность взрыхления фильтра, л/с м^2

$\tau_{вз}$ - продолжительность операции взрыхления, мин

Интенсивность взрыхления определяется по графику II.1 в зависимости от диаметра зерен ионообменного материала.

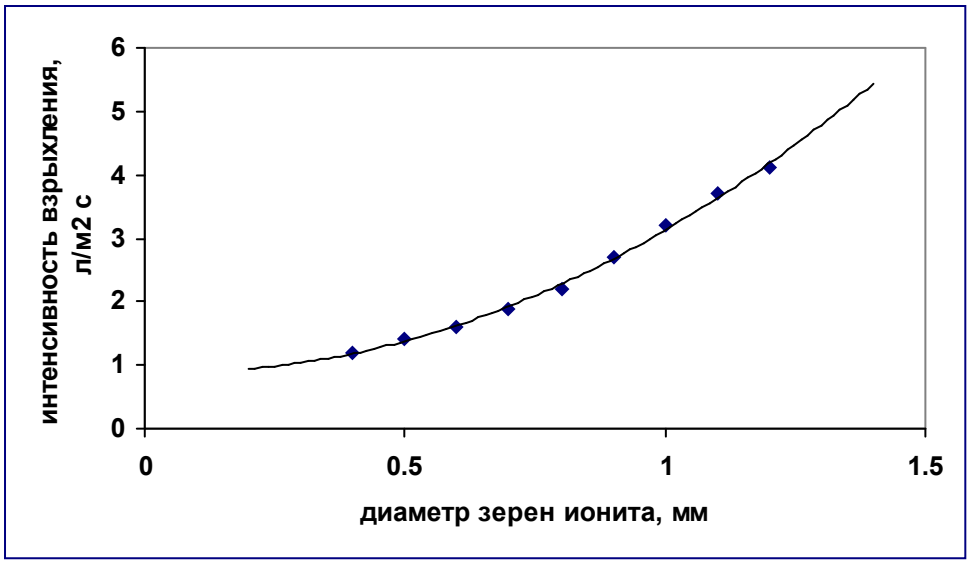


График II.1.

Продолжительность операции взрыхления $\tau_{вз}$ принимается равной 20-30 минут.

Количество воды на приготовление регенерационного раствора определяется по уравнению

$$G_{рег} = \frac{R_{рег}}{C_{рег}} \cdot 10^{-1} \text{; (II.4)}$$

$R_{рег}$ - количество реагента на одну регенерацию, кг

$C_{рег}$ - концентрация регенерационного раствора, %

Количество реагента на регенерацию ионита определяется по формуле

$$R_{рег} = \frac{E_p \cdot f \cdot h \cdot r_{рег}}{1000} \text{; (II.5)}$$

E_p - рабочая обменная емкость ионита, г-экв/м^3

h - высота слоя ионита, м

$r_{рег}$ - удельный расход реагента на регенерацию ионита, г/г-экв

Рабочая обменная емкость ионита определяется в зависимости от процесса ионного обмена, осуществляемого фильтром.

Рабочая обменная емкость Na-катионитного фильтра при наличии в обрабатываемой воде ионов Na рассчитывается по формуле

$$E_p = \alpha_{э'} \cdot \beta \cdot E_n - 0{,}5 \cdot g_{отм} \cdot Ж_o \text{; (II.6)}$$

При отсутствии в обрабатываемой воде ионов Na расчет рабочей обменной емкости выполняется по формуле

$$E_p = \alpha_{э'} \cdot E_n - 0{,}5 \cdot g_{отм} \cdot Ж_o \text{; (II.7)}$$

$\alpha_э$ - коэффициент эффективности регенерации, принимается по таблице II.1 в зависимости от удельного расхода поваренной соли на регенерацию

Таблица II.1.

Удельный расход соли на регенерацию, г/г-экв	Коэффициент эффективности регенерации
100	0,62
150	0,74
200	0,81
250	0,87
300	0,90
350	0,94

β - коэффициент снижения обменной способности ионита принимается по таблице II.2 в зависимости от величины отношения содержания ионов Na к общей жесткости обрабатываемой воды

Таблица II.2.

$\frac{C_{Na}}{Ж_o}$	Коэффициент снижения обменной способности ионита
0,01	0,98
0,05	0,88
0,1	0,83
0,5	0,70
1	0,65
5	0,54
10	0,50

Рабочая обменная емкость аммоний-катионитных фильтров принимается на 10-15% выше, чем Na-катионитного фильтра.

Рабочая обменная емкость Cl-ионитного фильтра принимается равной 300 г-экв/м^3.

Рабочая обменная емкость H-катионитных фильтров в схемах с голодной регенерацией принимается в зависимости от показателя анионитного состава обрабатываемой воды. Показатель анионитного состава обрабатываемой воды представляет собой отношение содержания бикарбонатов к содержанию анионов сильных кислот и рассчитывается по выражению

$$A = \frac{HCO_3^-}{Cl^- + SO_4^{2-}} \text{ ; (II.8)}$$

При значении показателя A<=1 Ep=300

При значении показателя A>1 Ep=200

Рабочая обменная емкость H-катионитных фильтров в схемах с параллельным Na-катионированием рассчитывается по формуле

$$E_p = \alpha_э \cdot \beta \cdot E_n - 0{,}5 \cdot g_{отм} \cdot S \text{ ; (II.9)}$$

S - содержание ионов Ca, Mg, Na, мг-экв/л

$\alpha_э$ - коэффициент эффективности регенерации, принимается в этом случае по таблице II.3 в зависимости от удельного расхода кислоты на регенерацию

Таблица II.3

Удельный расход кислоты на регенерацию, г/г-экв	Коэффициент. эффективности регенерации
50	0,68
60	0,71
70	0,75

80	0,78
90	0,82
100	0,85
110	0,86
120	0,87
130	0,89
140	0,9
150	0,91
200	0,92
250	0,93

Рабочая обменная емкость Н-катионитных фильтров в схемах с химическим обессоливанием и в схемах с регенерацией противотоком рассчитывается по формуле

$$E_p = \alpha_э \cdot E_п - 0{,}5 \cdot g_{отм} \cdot (Ж_o - C_{Na}) \text{ ; (II.10)}$$

$\alpha_э$ - коэффициент эффективности регенерации в этом случае принимают равным 0,9-0,93

C_{Na} - содержание ионов Na в обрабатываемой воде, г-экв/м^3

Рабочая обменная емкость ионита анионитных фильтров рассчитывается по формуле

$$E_p = \alpha_э \cdot E_п - 0{,}8 \cdot g_{отм} \cdot C_{ск} \text{ ; (II.11)}$$

$\alpha_э$ - коэффициент эффективности регенерации в этом случае принимают равным 0,8-0,9

$C_{ск}$ - содержание ионов сильных кислот в обрабатываемой воде, г-экв/м^3

Удельный расход воды на отмывку ионита $g_{отм}$ принимается по таблице II.4

Таблица II.4.

Фильтр	Ионит	Скорость регенерации, м/ч		Концентрация регенерационного раствора, %		Удельный расход воды на отмывку, м^3/м^3		Скорость отмывки, м/ч
		I ст	II ст	I ст	II ст	I ст	II ст	
Na-катионитный	СУ	3	4	6	10	4	6	7
	КУ-2	3	4	6	10	6	8	7
Н-катионитный	СУ	10	10	2	2	5	10	10
	КУ-2	10	10	1	3	6,5	12	10
Cl-ионитный	АВ-17	3	4	6	10	4	4	7
Cl-Na-ионитный	АВ-17	3	4	6	10	4	4	7
Аммоний-катионитный	СУ	10	10	2	2	4	6	10
	КУ-2	10	10	2	2	6	8	10
Аммоний-Na-катионитный	СУ	10	10	2	2	4	6	10
	КУ-2	10	10	2	2	6	8	10
Анионитный	АН-31	4	4	4	4	20	20	9

Удельный расход реагента регенерации $r_{рег}$ принимается в зависимости от ионообменного процесса, осуществляемого фильтром, вида реагента и вида ионита.

Удельный расход поваренной соли на регенерацию сульфоугля Na-катионитного фильтра I ступени принимается по таблице II.5.

Таблица II.5.

Жесткость обрабатываемой воды, г/г-экв	Удельный расход поваренной соли, г/г-экв
до 5	150
до 10	210
до 15	240
до 20	280

Удельный расход поваренной соли на регенерацию катионита КУ-2 Na-катионитного фильтра I ступени принимается по таблице II.6.

Таблица II.6.

Жесткость обрабатываемой воды, г/г-экв	Удельный расход поваренной соли, г/г-экв
до 5	120
до 10	160
до 15	210
до 20	250

Удельный расход поваренной соли на регенерацию Na-катионитного фильтра II ступени принимается равным 350 г/г-экв.

Удельный расход кислоты на регенерацию Н-катионитных фильтров I и II ступени в схеме с голодной регенерацией принимается равным 50 г/г-экв.

Удельный расход кислоты на регенерацию сульфоугля Н-катионитных фильтров I ступени в схеме химического обессоливания принимается по графику II.2.



График II.2.

Удельный расход кислоты на регенерацию сульфоугля Н-катионитных фильтров I ступени в схеме противоточной регенерации принимается по графику II.3.

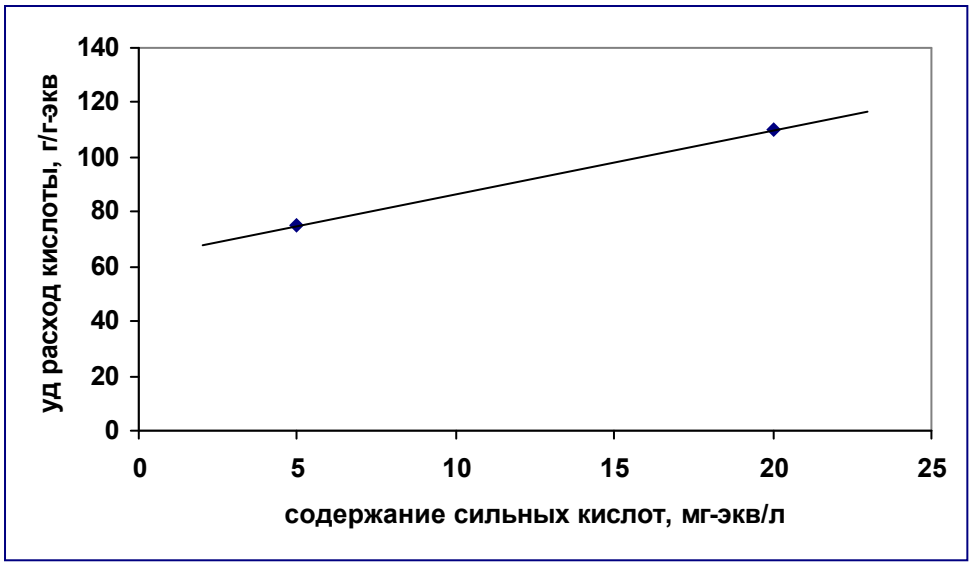


График II.3.

Удельный расход реагента на регенерацию аммоний-катионитного фильтра без повторного использования реагента принимается равным 200 г/г-экв для I и II ступени.
Удельный расход реагента на регенерацию аммоний-катионитного фильтра с повторным использования реагента принимается равным 140 г/г-экв для I и II ступени.
Удельный расход реагента на регенерацию Cl-ионитного фильтра принимается равным 800 г/г-экв для I и II ступени.
Удельный расход реагента на регенерацию аниотного фильтра принимается равным 60 г/г-экв для I и II ступени.

Количество воды на отмывку ионита в процессе регенерации фильтра рассчитывается по выражению

$$G_{отм} = g_{отм} \cdot f \cdot h \text{ ; (II.12)}$$

Число регенерацийвсех ионитных фильтров за расчетный период рассчитывается по уравнению

$$N_{рег} = n_{рег}^{сут} \cdot n_{сут} \text{ ; (II.13)}$$

$n_{рег}^{сут}$ - число регенераций всех фильтров в сутки

$n_{сут}$ - число суток в расчетном периоде

$$n_{рег}^{сут} = \sum_{1}^{N_{ст}} \frac{24 N_{ф}^{ст}}{\tau_{рег}^{ст} + \tau_{м_рег}^{ст}} \text{ ; (II.14)}$$

$N_{ст}$ - число ступеней системы водоподготовки

$N_{ф}^{ст}$ - число фильтров, находящихся в работе по первой или второй ступени

$\tau_{рег}^{ст}$ - продолжительность процедур регенерации стандартного фильтра ступени водоподготовки, час

$\tau_{м_рег}^{ст}$ - продолжительность межрегенерационного периода стандартного фильтра ступени водоподготовки, час

Число фильтров, находящихся в работе по первой или второй ступени $N_{ф}^{cm}$ определяется по формуле

$$N_{ф}^{cm} = \frac{G_{cm}}{W_{ф} \cdot f_{cm}} \text{ ; (II.15)}$$

G_{cm} - производительность ступени системы водоподготовки, м^3/ч

$W_{ф}$ - скорость фильтрования стандартного фильтра ступени, м/ч

f_{cm} - площадь поперечного сечения стандартного фильтра ступени, м^2

Производительность ступени системы водоподготовки G_{cm} определяется в зависимости от ее назначения.

- производительность ступени осуществляющей подготовку подпиточной и питательной воды равна сумме расходов подпиточной и питательной воды
- производительность ступени осуществляющей подготовку подпиточной воды равна расходу подпиточной воды.
- производительность ступени осуществляющей подготовку питательной воды равна расходу питательной воды.

Если ступень водоподготовки представляет собой схему параллельного H-Na-катионирования, то расход воды на H-катионитные фильтры ступени определяется по формуле

$$G_{H} = d_{H} \cdot G_{cm} \text{ ; (II.16)}$$

d_{H} - доля воды, поступающей на H-катионитные фильтры в схеме параллельного H-Na-катионирования

Доля воды, поступающей на H-катионитные фильтры в схеме параллельного H-Na-катионирования определяется по формуле

$$d_{H} = \frac{Щ^1 - Щ^2}{Ж_{o}} \text{ ; (II.17)}$$

$Щ^1$ - щелочность воды перед ступенью, мг-экв/л

$Щ^2$ - щелочность воды после ступени, мг-экв/л

$Ж_{o}$ - общая жесткость воды перед ступенью, мг-экв/л

Расход воды на Na-катионитные фильтры в схеме параллельного H-Na-катионирования определяется по формуле

$$G_{Na} = \left(1 - d_{H}\right) \cdot G_{cm} \text{ : (II.18)}$$

Если ступень водоподготовки представляет собой схему параллельного аммоний-Na-катионирования, то расход воды на аммоний-катионитные фильтры ступени определяется по формуле

$$G_{NH4} = d_{NH4} \cdot G_{cm} \text{ ; (II.19)}$$

d_{NH4} - доля воды, поступающей на аммоний-катионитные фильтры в схеме параллельного аммоний-Na-катионирования

Доля воды, поступающей на аммоний-катионитные фильтры в схеме параллельного аммоний-Na-катионирования определяется по формуле

$$d_{NH4} = \frac{Ж_к - Щ_2}{Ж_о + Cl + SO_4} \text{ ; (II.20)}$$

$Ж_к$ - карбонатная жесткость воды перед ступенью, мг-экв/л

$Щ_2$ - щелочность воды после ступени, мг-экв/л

$Ж_о$ - общая жесткость воды перед ступенью, мг-экв/л

Cl - содержание Cl в воде перед ступенью, мг-экв/л

SO_4 - содержание ионов SO_4 в воде перед ступенью, мг-экв/л

Расход воды на Na-катионитные фильтры в схеме параллельного аммоний-Na-катионирования определяется по формуле

$$G_{Na} = (1 - d_{NH4}) \cdot G_{ст} \text{ ; (II.21)}$$

Скорость фильтрования Na-катионитных и аммоний-катионитных фильтров принимается по таблице II.7.

Таблица II.7.

Жесткость воды, мг-экв/л	Скорость фильтрования, м/ч	
	Размер зерен <0,8 мм	Размер зерен >=0,8 мм
до 5 (I ступень)	35	25
5-10 (I ступень)	25	15
выше 10(I ступень)	20	10
II ступень	50	40

Скорость фильтрования H-катионитных принимается по таблице II.8.

Таблица II.8.

Жесткость воды, мг-экв/л	Скорость фильтрования, м/ч
до 5	20
5-10	15
выше 10	10

Скорость фильтрования Cl-ионитных фильтров принимается равной 15-20 м/ч
Скорость фильтрования анионитных фильтров принимается равной 20 м/ч.

Продолжительность процедур регенерации стандартного фильтра ступени водоподготовки рассчитывается по формуле

$$\tau^{ст}_{рег} = \tau^{ст}_{вз} + \tau^{ст}_{реген} + \tau^{ст}_{отм} \text{ ; (II.22)}$$

$\tau^{ст}_{вз}$ - продолжительность операции взрыхления стандартного фильтра ступени водоподготовки, час

$\tau^{ст}_{реген}$ - продолжительность операции собственно регенерации стандартного фильтра ступени водоподготовки, час

Продолжительность собственно регенерации стандартного фильтра ступени водоподготовки определяется по выражению

$$\tau_{реген}^{ст} = \frac{G_{рег}}{W_{рег} \cdot f} \text{ ; (II.23)}$$

$W_{рег}$ - скорость пропуска регенерационного раствора стандартного фильтра ступени водоподготовки, м/ч, определяется по таблице 4

f - площадь поперечного сечения стандартного фильтра ступени, м^2

Продолжительность операции отмывки стандартного фильтра ступени $\tau_{отм}^{ст}$, час, определяется по таблице II.4.

Продолжительность межрегенерационного периода стандартного фильтра ступени водоподготовки $\tau_{м_рег}$ определяется по формуле

$$\tau_{м_рег}^{ст} = \frac{f \cdot h \cdot N_{ф}^{ст} \cdot E_{р}}{G_{ст} \cdot M_{примес}} \text{ ; (II.24)}$$

h - высота слоя ионита стандартного фильтра ступени, м

$M_{примес}$ - количество примесей, удаляемых из воды в процессе ее обработки ионитными фильтрами ступени, г-экв.

Количество примесей, удаляемых из воды в процессе ее обработки Na-катионитными и аммоний-катионитными фильтрами, рассчитывается по выражению

$$M_{примес} = Ж_{о}^{1} - Ж_{о}^{2} \text{ ; (II.25)}$$

$Ж_{о}^{1}$ - общая жесткость воды перед ступенью, г-экв/м^3

$Ж_{о}^{2}$ - общая жесткость воды после ступени, г-экв/м^3

Количество примесей, удаляемых из воды в процессе ее обработки Cl-ионитными фильтрами, рассчитывается по выражению

$$M_{примес} = Щ^{1} - Щ^{2} \text{ ; (II.26)}$$

$Щ^{1}$ - щелочность воды перед ступенью, г-экв/м^3

$Щ^{2}$ - щелочность воды после ступени, г-экв/м^3

Количество примесей, удаляемых из воды в процессе ее обработки H-катионитными фильтрами в схемах с голодной регенерацией, рассчитывается по выражению

$$M_{примес} = Ж_{к}^{1} - Ж_{к}^{2} \text{ ; (II.27)}$$

$Ж_{к}^{1}$ - карбонатная жесткость воды перед ступенью, г-экв/м^3

$Ж_{к}^{2}$ - карбонатная жесткость воды после ступени, г-экв/м^3

Количество примесей, удаляемых из воды в процессе ее обработки H-катионитными фильтрами в схемах с противоточной регенерацией и в схемах с параллельным подключением Na-катионитных фильтров, рассчитывается по выражению

$$M_{примес} = Ж_{о}^{1} - Ж_{о}^{2} \text{ ; (II.28)}$$

Количество примесей, удаляемых из воды в процессе ее обработки Н-катионитными фильтрами в схемах химического обессоливания, рассчитывается по выражению

$$M_{примес} = S^1 - S^2 \text{ ; (II.29)}$$

S^1 - солесодержание воды перед ступенью, г-экв/м^3

S^2 - солесодержание воды после ступени, г-экв/м^3

Солесодержание воды определяется по формуле

$$S = Ca + Mg + Na \text{ ; (II.30)}$$

Ca - содержание кальция, г-экв/м^3

Mg - содержание магния, г-экв/м^3

Na - содержание натрия, г-экв/м^3

Количество примесей, удаляемых из воды в процессе ее обработки анионитными фильтрами, рассчитывается по выражению

$$M_{примес} = C^1_{ск} - C^2_{ск} \text{ ; (II.31)}$$

$C^1_{ск}$ - содержание сильных кислот (ионов SO_4 и Cl) в воде перед ступенью, г-экв/м^3

$C^2_{ск}$ - содержание сильных кислот (ионов SO_4 и Cl) в воде после ступени, г-экв/м^3

Расчет расхода воды на собственные нужды осветлителей.

Потери воды на собственные нужды осветлителей обусловлены наличием непрерывной продувки осветлителей. Потери воды с непрерывной продувкой осветлителей рассчитываются по формуле

$$\Delta G_{осв} = G_{осв} \cdot P_{осв} \cdot \tau \cdot 10^{-2} \text{ ; (II.33)}$$

$G_{осв}$ - производительность осветлителей, м^3/ч

$P_{осв}$ - процент непрерывной продувки осветлителей принимается равным 1,5-3%

τ - продолжительность работы осветлителя в течение расчетного периода, час

Затраты 100% коагулянта на осветлители рассчитывается по формуле

$$M_{коаг} = \frac{G_{осв} \cdot Э_{коаг} \cdot d_{коаг}}{1000} \text{ ; (II.34)}$$

$M_{коаг}$ - часовые затраты коагулянта, кг/ч

$Э_{коаг}$ - эквивалентная масса коагулянта, для глинозема принимается равной 111,07

$d_{коаг}$ - доза коагулянта, для глинозема принимается равной 0,5-1,2, мг-экв/л

Затраты 100% флокулянта на осветлители рассчитывается по формуле

$$M_{флок} = \frac{G_{осв} \cdot d_{флок}}{1000} \text{ ; (II.35)}$$

$M_{флок}$ - часовые затраты флокулянта, кг/ч

$d_{флок}$ - доза флокулянта, для полиакриламида принимается равной 0,1-1,0, мг/л

Затраты 100% извести на осветлители рассчитывается по формуле

$$M_{изв} = \frac{G_{осв} \cdot Э_{изв} \cdot d_{изв}}{1000} \text{ ; (II.36)}$$

$M_{изв}$ - часовые затраты извести, кг/ч

$Э_{изв}$ - эквивалентная масса извести, принимается равной 37,05

$d_{изв}$ - доза извести, принимается равной 3, мг-экв/л

Расчет расхода воды на собственные нужды осветлительных фильтров.

Потери воды на собственные нужды осветлительных фильтров обусловлены процедурой периодической промывки засыпки фильтров в процессе эксплуатации.

Расход воды на одну отмывку фильтра определяется по формуле

$$G_{пром} = \frac{60}{1000} \cdot i_{пром} \cdot \tau_{пром} \cdot F \text{ : (II.37)}$$

$G_{пром}$ - расход воды на промывку фильтра, м^3

$i_{пром}$ - интенсивность промывки, с/с м^2, принимается равной 10-12 для засыпки антрацитом и 13-15 для засыпки кварцевым песком и антрацитом

$\tau_{пром}$ - продолжительность промывки, принимается равной 20 мин

F - площадь поперечного сечения осветлительного фильтра, м^2

Расход воды на промывку осветлительных фильтров за расчетный период рассчитывается по формуле

$$\Delta G_{осв_ф} = \frac{G_{пром}}{\frac{\tau_{пром}}{60} + \tau_{м_пром}} \cdot \tau \text{ ; (II.38)}$$

$\tau_{м_пром}$ - продолжительность интервала между промывками, час

τ - продолжительность работы осветлительного фильтра в течение расчетного периода, час

Определение потерь тепла на собственные нужды ионитных фильтров.

Потери тепла на собственные нужды ионитных фильтров системы водоподготовки определяются , если проведение операций регенерации осуществляется подогретой водой. В этом случае потери тепла системой водоподготовки за расчетный период рассчитываются по уравнению

$$\Delta Q_{хво} = \Delta G_{ион} \cdot \left(i_{рег} - i_{хв}\right) \cdot 10^{-3} \text{ ; (II.32)}$$

$\Delta Q_{хво}$ - потери тепла системой водоподготовки, Гкал

$\Delta G_{ион}$ - потери воды в процессе регенерации ионитных фильтров, т

$i_{рег}$ - энтальпия воды, поступающей на операции регенерации фильтров, ккал/кг

$i_{хв}$ - энтальпия холодной воды, ккал/кг

Приложение III.

Методика расчета истечения из трубопровода круглого сечения.

В данном разделе изложена методика определения расхода потока, истекающего из трубы круглого сечения. В основу метода положено условие гидравлического подобия процессов истечения через сопло и отрезок круглой трубы, имеющих равные площади поперечного сечения. Ниже приводится порядок расчета и расчетные формулы искомых показателей данного метода.

Площадь поперечного сечения сопла или трубы круглого сечения:

$$F = \frac{\pi \cdot d^2}{4} \text{; (III.1)}$$

d - внутренний диаметр трубы (сопла) круглого сечения, м

Критический расход потока через сопло:

$$G_* = F \cdot 2.09 \sqrt{\frac{P_0}{V_0}} \text{; (III.2)}$$

G_* - критический расход потока через сопло, кг/с

P_0 - избыточное давление потока на входе, кг/м^2

V_0 - удельный объем потока на входе, м^3/кг

Критерий Рейнольдса для трубопровода постоянного сечения в контексте решаемых задач удобно выразить в следующем виде:

$$\mathrm{Re} = \frac{4 \cdot G_*}{\pi \cdot g \cdot d \cdot \nu} \cdot q \text{; (III.3)}$$

$g = 9.81$ - ускорение свободного падения, м/с^2

ν - динамическая вязкость потока, кг с/м^2

q - относительный расход потока

Относительный расход:

$$q = \delta_0 \cdot \left(\frac{k+1}{2} - \frac{k-1}{2} \cdot \delta^2 \right)^{\frac{1}{k-1}} \text{; (III.4)}$$

δ_0 - относительная скорость потока на входе

k - показатель изоэнтропы (адиабаты)

Относительная скорость потока на входе определяется по графику (рис. III.1) в зависимости от значения безразмерного комплекса

$\frac{\lambda \cdot l}{d}$

λ - коэффициент трения при движении потока в трубопроводе круглого сечения

l - длина трубопровода, м

Значение коэффициента трения принимается в зависимости от величины критерия Рейнольдса:

$$\mathrm{Re} \le 3000 \qquad \lambda = \frac{64}{\mathrm{Re}}$$

$$3000 \le \mathrm{Re} \le 10^5 \qquad \lambda = \frac{0.3164}{\mathrm{Re}^{0.25}}$$

$$\mathrm{Re} \ge 10^5 \qquad \lambda = 0.0032 + 0.221 \cdot \mathrm{Re}^{-0.237}$$

График зависимости относительной скорости δ_0 от безразмерного комплекса $\frac{\lambda \cdot l}{d}$ представлен на рис. III.1.



Рис. III.1

Искомый расход потока через трубу круглого сечения внутренним диаметром d и длиной l определяется по формуле

$$G = G_* \cdot q \text{ ; (III.5)}$$

Изложенный метод используется в расчетных задачах ПРК Источник для вычисления потерь теплоносителя с выпаром из деаэраторов и баков различного назначения, а так же для определения количества воды, удаляемой из циркуляционного контура парового котла при периодической продувке.

Приложение IV.

Определение объемов продуктов сгорания топлива.

Стехиометрический объем сухого воздуха, необходимого для полного сгорания жидкого и твердого топлива, м^3/кг

$$V^o = 0{,}0899 \cdot \left(C^p + 0{,}375 \cdot S^p_{op_к}\right) + 0{,}265 \cdot H^p - 0{,}0333 \cdot O^p \text{ ; (IV.1)}$$

C^p - содержание углерода на рабочую массу топлива (здесь и далее элементарный состав топлива указан в процентах)

$S^p_{op_к}$ - содержание органической и колчеданной серы на рабочую массу топлива

H^p - содержание водорода на рабочую массу топлива

O^p - содержание кислорода на рабочую массу топлива

Стехиометрический объем сухого воздуха, необходимого для полного сгорания газообразного топлива, м^3/м^3

$$V^o = 0{,}0476 \cdot \left(0{,}5 \cdot \left(CO + H_2\right) + 1{,}5 \cdot H_2S + \sum \left(m + \frac{n}{4} \right) C_m H_n - O_2 \right) \text{ ; (IV.2)}$$

CO - содержание оксида углерода на сухую массу топлива

H_2 - содержание водорода на сухую массу топлива

H_2S - содержание сероводорода на сухую массу топлива

$C_m H_n$ - содержание углеводородов на сухую массу топлива

O_2 - содержание кислорода на сухую массу топлива

Стехиометрический объем трехатомных газов при сжигании жидкого и твердого топлива, м^3/кг

$$V_{RO2} = 1{,}866 \cdot \frac{C^p + 0{,}375 \cdot S^p_{op_к}}{100} \text{ ; (IV.3)}$$

Стехиометрический объем трехатомных газов при сжигании газообразного топлива, м^3/м^3

$$V_{RO2} = 0{,}01\left(CO_2 + CO + H_2S + \sum m C_m H_n\right) \text{; (IV.4)}$$

CO_2 - содержание углекислого газа на сухую массу топлива

Стехиометрический объем водяных паров при сжигании жидкого и твердого топлива, м^3/кг

$$V^o_{H2O} = 0{,}111 \cdot H^p + 0{,}0124 \cdot W^p + 0{,}0161 \cdot V^o + 1{,}24 \cdot G_ф \text{ ; (IV.5)}$$

W^p - содержание влаги на рабочую массу топлива

$G_ф$ - влага парового дутья или парового распыления мазута, кг/кг

Стехиометрический объем водяных паров при сжигании газообразного топлива, м^3/м^3

$$V^o_{H2O} = 0{,}01\left(H_2 + H_2S + \sum \frac{n}{2} C_m H_n + 0.124 \cdot d_{г_тл} + 1{,}61 \cdot V^o \right) ; \text{(IV.6)}$$

$d_{г_тл}$ - влагосодержание газообразного топлива, г/м^3

Стехиометрический объем азота при сжигании жидкого и твердого топлива, м^3/кг

$$V^o_{N2} = 0{,}79 \cdot V^o + 0{,}8 \frac{N^p}{100} ; \text{(IV.7)}$$

N^p - содержание азота на рабочую массу топлива

Стехиометрический объем азота при сжигании газообразного топлива, м^3/м^3

$$V^o_{N2} = 0{,}79 \cdot V^o + \frac{N_2}{100} ; \text{(IV.8)}$$

N_2 - содержание азота на сухую массу топлива

Объем водяных паров при сжигании топлива с коэффициентом избытка воздуха $\alpha > 1$

$$V_{H2O} = V^o_{H2O} + 0{,}0161 \cdot (\alpha - 1) \cdot V^o ; \text{(IV.9)}$$

α - коэффициент избытка воздуха

Объем продуктов сгорания при сжигании топлива с коэффициентом избытка воздуха $\alpha > 1$

$$V_г = V_{RO2} + V^o_{N2} + V_{H2O} + (\alpha - 1) \cdot V^o ; \text{(IV.10)}$$

При отсутствии сведений о коэффициенте избытка воздуха, его ориентировочное значение может быть определено по формуле

$$\alpha = 1 + \sum \Delta\alpha_i ; \text{(IV.11)}$$

$\Delta\alpha_i$ - нормируемые присосы воздуха в газоход котла

Нормируемые значения присосов воздуха в газоходы котлов при номинальной нагрузке приведены в таблице IV.1.

Таблица IV.1.

Газоход котла	**Коэффициент избытка воздуха**
Механические и полумеханические слоевые топки	0,1
Камерные пылеугольные топки с твердым шлакоудалением и металлической обшивкой	0,05
Камерные газомазутные топки с обмуровкой и обшивкой	0,07
Камерные газомазутные топки с обмуровкой и без обшивки	0,1

Фестон, первый котельный пучок при D>50 т/ч	0
Первый котельный пучок при D<50 т/ч	0,05
Второй котельный пучок при D<50 т/ч	0,1
Пароперегреватель	0,03
Экономайзер котла D>50 т/ч (на каждую ступень)	0,02
Экономайзер стальной котла D<50 т/ч	0,08
Экономайзер чугунный с обшивкой котла D<50 т/ч	0,1
Экономайзер чугунный без обшивки котла D<50 т/ч	0,2
Воздухоподогреватель трубчатый котла D>50 т/ч (на каждую ступень)	0,03
Воздухоподогреватель трубчатый котла D<50 т/ч (на каждую ступень)	0,06
Воздухоподогреватель регенеративный котла D>50 т/ч	0,2
Воздухоподогреватель регенеративный котла D<50 т/ч	0,25
Электрофильтры котла D>50 т/ч	0,1
Электрофильтры котла D<50 т/ч	0,15
Циклонные и батарейные скрубберы	0,05
Кирпичные борова (на 10 м длины)	0,05
Стальные борова (на 10 м длины)	0,01

При нагрузке котла меньше номинальной, присосы воздуха в топку определяются по формуле

$$\Delta\alpha = \Delta\alpha_{ном} \cdot \frac{D_{ном}}{D} \text{ ; (IV.12)}$$

$\Delta\alpha_{ном}$ - нормируемые присосы воздуха в топку котла при номинальной нагрузке

$D_{ном}$ - номинальная паропроизводительность котла

D - фактическая паропроизводительность котла

При нагрузке котла меньше номинальной, присосы воздуха в газоходы определяются по формуле

$$\Delta\alpha = \Delta\alpha_{ном} \cdot \sqrt{\frac{D_{ном}}{D}} \text{ ; (IV.13)}$$

Приложение V.

Методика поверочного расчета теплообменного аппарата.

В данном разделе изложена методика, в соответствии с которой в приложении ПРК Источник выполняется поверочный расчет теплообменных аппаратов.
Целью поверочного расчета теплообменного аппарата (ТА) является верификация заданных или определение неизвестных параметров теплоносителей в точках вход/выход на границе поверхности нагрева в условиях, когда все необходимые для расчета конструктивные характеристики аппарата безусловно заданы. В зависимости от числа известных на начало расчета параметров теплоносителей, поверочный расчет выполняется следующим образом:

1) при наличии параметров теплоносителей, заданных во всех точках вход/выход на границе поверхности нагрева аппарата, выполняется их верификация на предмет соблюдения теплового баланса между количеством тепла, отданным со стороны греющего теплоносителя,

количеством тепла принятым на стороне нагреваемого теплоносителя и количеством тепла, рассчитанным по уравнению теплопередачи

2) при отсутствии одного из параметров теплоносителей в точках вход/выход, его значение определяется по уравнению теплового баланса с дальнейшей верификацией параметров теплоносителей во всех точках вход/выход на границе поверхности нагрева ТА
3) при отсутствии двух параметров теплоносителей в точках вход/выход, их значение определяется с помощью совместного решения уравнения теплового баланса и уравнения теплопередачи

Уравнение теплового баланса ТА:

$$Q_1 - \Delta Q = Q_2 \text{ ; (V.1)}$$

Q_1 - количество тепла, отданного со стороны греющего теплоносителя

Q_2 - количество тепла, принятое на стороне нагреваемого теплоносителя

ΔQ - потери тепла в окружающую среду от наружной поверхности корпуса ТА

Количество тепла, отданного со стороны греющего теплоносителя, вычисляется по формуле:

$$Q_1 = G_1 \left(i_1^{'} - i_1^{''} \right) \text{ ; (V.2)}$$

G_1 - расход греющего теплоносителя

$i_1^{'}$ - энтальпия греющего теплоносителя на входе в ТА

$i_1^{''}$ - энтальпия греющего теплоносителя на выходе из ТА

Количество тепла, принятого на стороны нагреваемого теплоносителя, вычисляется по формуле:

$$Q_2 = G_2 \left(i_2^{''} - i_2^{'} \right) \text{ ; (V.3)}$$

G_2 - расход нагреваемого теплоносителя

$i_2^{'}$ - энтальпия нагреваемого теплоносителя на входе в ТА

$i_2^{''}$ - энтальпия нагреваемого теплоносителя на выходе из ТА

Потери тепла в окружающую среду в общем случае определяются по уравнению теплоотдачи через многослойную стенку, а при недостатке исходных данных принимаются в размере 2% от количества тепла, отданного со стороны греющего теплоносителя.

Уравнение теплопередачи ТА.

$$Q_{mn} = F \cdot \delta t \cdot K_{mn} \text{ ; (V.4)}$$

Q_{mn} - количество тепла, вычисленное по уравнению теплопередачи

F - площадь поверхности нагрева ТА

δt - температурный напор ТА

K_{mn} - коэффициент теплопередачи ТА

Определение температурного напора ТА.

Температурный напор определяется в зависимости от схемы токов теплоносителей.

Температурный напор для противотока:

$$\delta t = \frac{P(R-1)(t_1' - t_2')}{\ln \frac{1-P}{1-P \cdot R}} \quad ; (V.5.1)$$

Температурный напор для прямотока:

$$\delta t = \frac{-P(R-1)(t_1' - t_2')}{\ln(1-P-P \cdot R)} \quad ; (V.5.2)$$

Температурный напор для однократного перекрестного тока, когда теплоноситель, обладающий $W_{\max}$ идеально перемешан, а теплоноситель, обладающий $W_{\min}$ абсолютно не перемешан:

$$\delta t = \frac{-P \cdot R(t_1' - t_2')}{\ln(1 + R \cdot \ln(1-P))} \quad ; (V.5.3)$$

Температурный напор для однократного перекрестного тока, когда теплоноситель, обладающий $W_{\max}$ абсолютно не перемешан, а теплоноситель, обладающий $W_{\min}$ идеально перемешан:

$$\delta t = \frac{-P(t_1' - t_2')}{\ln(1 + A \cdot \ln(1-P \cdot R))} \quad ; (V.5.4)$$

Температурный напор для многократного перекрестного тока, когда теплоноситель, обладающий $W_{\max}$ идеально перемешан, а теплоноситель, обладающий $W_{\min}$ абсолютно не перемешан при противоточном соединении ходов:

$$\delta t = \frac{-P \cdot R(t_1' - t_2')}{m \cdot \ln\left(1 + R \cdot \ln \frac{R-1}{R - \left(\frac{1-P \cdot R}{1-P}\right)^{\frac{1}{m}}}\right)} \quad ; (V.5.5)$$

Температурный напор для многократного перекрестного тока, когда теплоноситель, обладающий $W_{\max}$ идеально перемешан, а теплоноситель, обладающий $W_{\min}$ абсолютно не перемешан при прямоточном соединении ходов:

$$\delta t = \frac{-P \cdot R(t_1' - t_2')}{m \cdot \ln\left(1 + R \cdot \ln \frac{R + (1 - P(1+R))^{\frac{1}{m}}}{R+1}\right)} \quad ; (V.5.6)$$

Температурный напор для многократного перекрестного тока, когда теплоноситель, обладающий $W_{\max}$ идеально перемешан, а теплоноситель, обладающий $W_{\min}$ абсолютно не перемешан при

параллельном соединении двух ходов:

$$\delta t = \frac{-P \cdot R\left(t_1^{'} - t_2^{'}\right)}{\ln\left(1 + 2R \cdot \ln\left(1-P\right)^{\frac{1}{2}}\right)}$$; (V.5.7)

Температурный напор для многократного перекрестного тока, когда теплоноситель, обладающий $W_{\max}$ абсолютно не перемешан, а теплоноситель, обладающий $W_{\min}$ идеально перемешан при противоточном соединении ходов:

$$\delta t = \frac{-P \cdot R\left(t_1^{'} - t_2^{'}\right)}{m \cdot \ln\left(1 + A \cdot \ln\frac{R-1}{R\left(\frac{1-P}{1-P \cdot R}\right)^{\frac{1}{m}} - 1}\right)}$$; (V.5.8)

Температурный напор для многократного перекрестного тока, когда теплоноситель, обладающий $W_{\max}$ абсолютно не перемешан, а теплоноситель, обладающий $W_{\min}$ идеально перемешан при прямоточном соединении ходов:

$$\delta t = \frac{-P\left(t_1^{'} - t_2^{'}\right)}{m \cdot \ln\left(1 + A \cdot \ln\frac{1 + R\left(1 - P \cdot R\right)^{\frac{1}{m}}}{R+1}\right)}$$; (V.5.9)

Температурный напор для многократного перекрестного тока, когда теплоноситель, обладающий $W_{\max}$ абсолютно не перемешан, а теплоноситель, обладающий $W_{\min}$ идеально перемешан при параллельном соединении двух ходов:

$$\delta t = \frac{-P\left(t_1^{'} - t_2^{'}\right)}{2\ln\left(1 + A\ln\left(1 - 2R\left(1 - \left(1-P\right)^{\frac{1}{2}}\right)\right)\right)}$$; (V.5.10)

Температурный напор для реверсивного тока

$$\delta t = \frac{-P\sqrt{R^2+1} \cdot \left(t_1^{'} - t_2^{'}\right)}{\ln\frac{2 - P\left(R + 1 - \sqrt{R^2+1}\right)}{2 - P\left(R + 1 + \sqrt{R^2+1}\right)}}$$; (V.5.11)

При наличии конденсации греющего теплоносителя температурный напор ТА вычисляется по формуле для противотока.

Температурный напор для остальных схем токов теплоносителей вычисляется по общей формуле:

$$\delta t = \frac{z_t\left(t_1^{'} - t_2^{'}\right)P \cdot R}{\ln\frac{2 - P \cdot R\left(A + 1 - z_t\right)}{2 - P \cdot R\left(A + 1 - z_t\right)}} \text{ ; (V.5.12)}$$

$t_1^{'}$ - температура греющего теплоносителя на входе в ТА

$t_1^{''}$ - температура греющего теплоносителя на выходе из ТА

$t_2^{'}$ - температура нагреваемого теплоносителя на входе в ТА

$t_2^{''}$ - температура нагреваемого теплоносителя на выходе из ТА

m - число ходов теплоносителя

Комплексы, входящие в формулы (V.5.1) – (V.5.12) вычисляются по следующим выражениям

$W = G \cdot c_p$ - водяной эквивалент теплоносителя

$W_{\min}$ - минимальный водяной эквивалент греющего или нагреваемого теплоносителя

$W_{\max}$ - максимальный водяной эквивалент греющего или нагреваемого теплоносителя

для нагревателей, то есть для ТА, у которых водяной эквивалент греющего теплоносителя больше чем водяной эквивалент нагреваемого теплоносителя $W_1 > W_2$

$$P = \frac{t_1^{'} - t_1^{''}}{t_1^{'} - t_2^{1}}; \quad R = \frac{W_1}{W_2}; \quad A = \frac{W_2}{W_1}$$

для охладителей, то есть для ТА, у которых водяной эквивалент греющего теплоносителя меньше чем водяной эквивалент нагреваемого теплоносителя $W_1 < W_2$

$$P = \frac{t_2^{''} - t_2^{''}}{t_1^{'} - t_2^{1}}; \quad R = \frac{W_2}{W_1}; \quad A = \frac{W_1}{W_2}$$

Комплекс z_t вычисляется по выражению:

$z_t = \sqrt{(A+1)^2 - 4p_э A}$, где

$p_э$ - индекс противоточности, значение которого принимается по рекомендациям [л. 37] в зависимости от схемы токов теплоносителей ТА.

Определение коэффициента теплопередачи ТА.

Коэффициент теплопередачи кожухотрубного ТА вычисляется по формуле:

$$K_{mn} = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \sum_1^n \frac{\delta_i}{\lambda_i} + \frac{1}{\alpha_2}} \text{ ; (V.6)}$$

α_1 - коэффициент теплоотдачи на стороне греющего теплоносителя

α_2 - коэффициент теплоотдачи на стороне нагреваемого теплоносителя

$\sum_1^n \frac{\delta_i}{\lambda_i}$ - термическое сопротивление, включающее термическое сопротивление стенки теплопередающей поверхности и слоя загрязнений, как с наружной, так и с внутренней стороны поверхности нагрева, где

δ_2 - толщина стенки или слоя загрязнений

λ_2 - коэффициент теплопроводности стенки или слоя загрязнений

Коэффициент теплоотдачи при капельной конденсации на наружной поверхности горизонтальных и вертикальных труб вычисляется с помощью комплекса, составленного из термодинамических параметров воды на линии насыщения при температуре насыщения:

$$A = \sqrt[4]{\frac{\lambda_s^3 \cdot r \cdot g \cdot \left(\rho_s^{'} - \rho_s^{''}\right)}{\nu_s}} \quad ; \text{ (V.6.1)}$$

λ_s - коэффициент теплопроводности

r - теплота парообразования

g - ускорение свободного падения

$\rho_s^{'}$ - плотность воды на линии насыщения

$\rho_s^{''}$ - плотность пара на линии насыщения

ν_s - коэффициент динамической вязкости

Коэффициент теплоотдачи при капельной конденсации на наружной поверхности горизонтальных труб вычисляется по формуле:

$$\alpha = 0.693 \cdot \frac{A}{\sqrt[4]{d_н \cdot \Delta t}} \cdot \varepsilon_t \cdot C_в \cdot C_{ряд} \quad ; \text{(V.6.2)}$$

$d_н$ - наружный диаметр трубы

Δt - температурный напор

ε_t - поправочный коэффициент, учитывающий зависимость термодинамических свойств пленки конденсата от температуры

$C_в$ - поправочный коэффициент, учитывающий снижение теплоотдачи при наличии воздуха в греющем паре

$C_{ряд}$ - поправочный коэффициент, учитывающий снижение теплоотдачи на нижних рядах горизонтального пучка труб, составляющих поверхность нагрева аппарата

Температурный напор в процессе теплоотдачи при конденсации определяется по формуле:

$$\Delta t = t_s - t_w$$

t_s - температура насыщения

t_w - средняя температура стенки трубы

Средняя температура стенки трубы вычисляется по формуле:

$$t_w = \left(\frac{t_2^{'} + t_2^{''}}{2} + t_s \right) \cdot 0.5$$

Поправочный коэффициент С*в*, учитывающий содержание воздуха в греющем паре определяется по графику

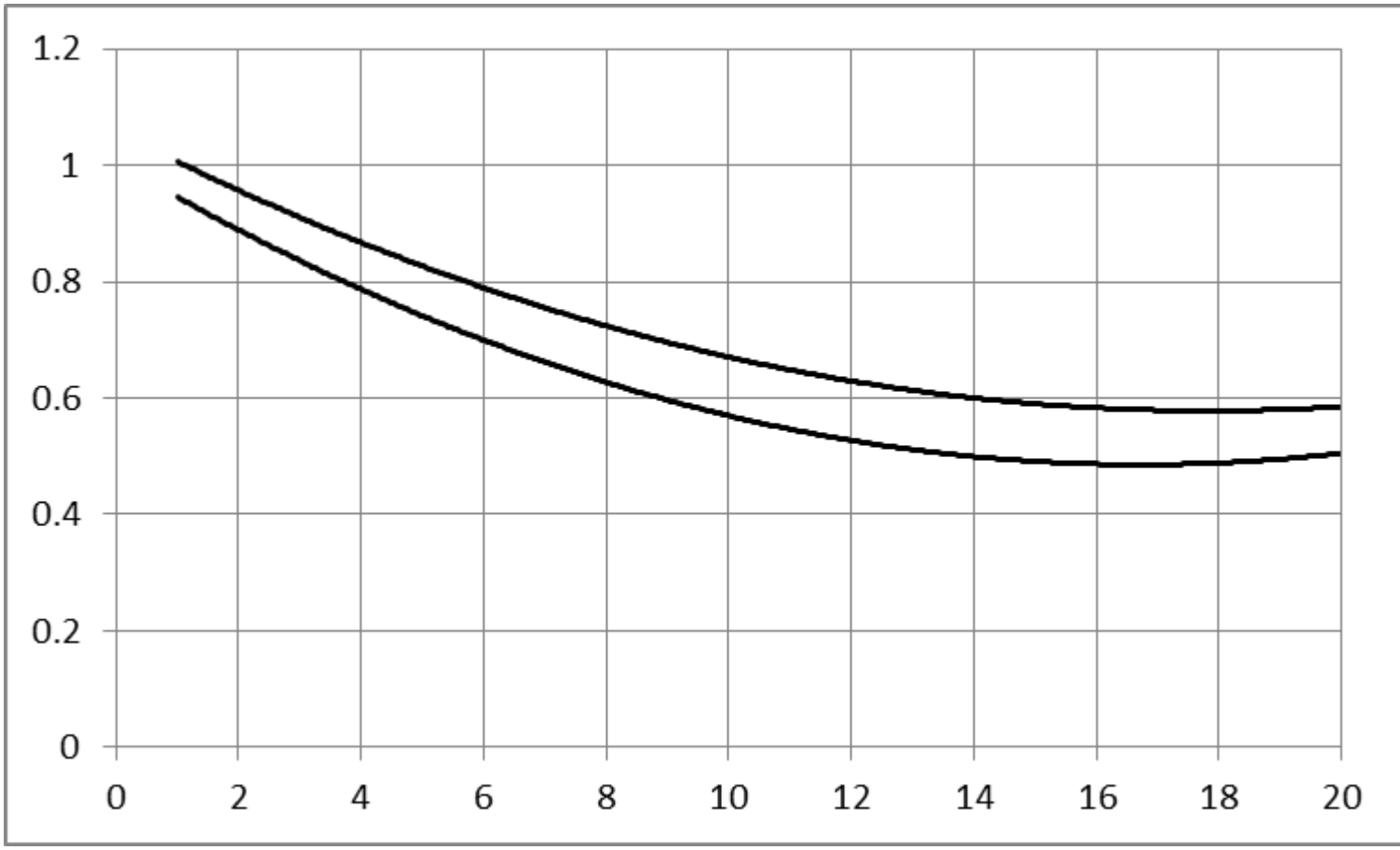


Поправочный коэффициент, учитывающий снижение теплоотдачи на нижних рядах горизонтального пучка труб вычисляется по формуле:

$$\varepsilon_{ряд} = \frac{1}{m} \sum_{i=1}^{m} \varepsilon_i$$

- число рядов труб в горизонтальном пучке

ε_i - поправочный коэффициент для i-ряда пучка, принимается по графику, на котором представлено значение поправочного коэффициента в зависимости от номера ряда, отсчитываемого сверху горизонтального пучка



Верхняя кривая, представленная на графике, соответствует размещению труб в горизонтальном пучке в шахматном порядке, нижняя отвечает коридорному размещению труб в горизонтальном пучке.

Коэффициент теплоотдачи при капельной конденсации на наружной поверхности вертикальных труб вычисляется по формуле:

$$\alpha = 0.943 \cdot \frac{A}{\sqrt[4]{H \cdot \Delta t}} \cdot \varepsilon_t \cdot \varepsilon_v \cdot C_в \quad ; \text{(V.6.3а)}$$

H - высота трубы

ε_v - поправка на волновое движение пленки конденсата принимается в зависимости от значения критерия

$$\mathrm{Re}_s = 4\frac{\alpha \cdot \Delta t \cdot H}{r \cdot \mu_s}$$

где α вычисляется по формуле (V.6.3а) при $\varepsilon_v \cdot C_в = 1$

при $\mathrm{Re}_s \le 4 \;\; \varepsilon_v = 1$

при $\mathrm{Re}_s > 4$ $\varepsilon_v = \left(\frac{\mathrm{Re}_s}{4}\right)^{0.04}$

При высоте вертикальной трубы больше некоторого критического значения ламинарный режим стекания пленки конденсата меняется на турбулентный и коэффициент теплоотдачи в этом случае вычисляется по формуле, отличной от (V.6.3а).
Критическая высота трубы определяется по формуле

$$(H\Delta t)_{кр} = 2300 \cdot \frac{r \cdot \mu_s}{\lambda_s} \left(\frac{\nu_s^2}{g} \cdot \frac{\rho_s'}{\rho_s' - \rho_s''} \right)^{0.33}$$

При значении $(H\Delta t) > (H\Delta t)_{кр}$ коэффициент теплоотдачи при конденсации пара на наружной поверхности вертикальной трубы вычисляется по формуле

$$\alpha = 400 \cdot \frac{r \cdot \mu_s}{(H\Delta t)} \left[1 + 0.625 \cdot \mathrm{Pr}_s \cdot \left(\frac{(H\Delta t)}{(H\Delta t)_{кр}} - 1 \right) \right]^{\frac{4}{3}}$$; (V.6.3б)

Pr_s - критерий Прандтля для воды на линии насыщения при температуре насыщения

Коэффициент теплоотдачи конвекцией вычисляется по формуле:

$$\alpha = \frac{Nu \cdot \lambda}{l_{опр}}$$

Nu - критерий Нуссельта, определяется в зависимости от условий обтекания и конструктивных характеристик поверхности теплообмена

λ - коэффициент теплопроводности теплоносителя

$l_{опр}$ - определяющий размер

Критерий Нуссельта для поперечно омываемой одиночной трубы вычисляется по формуле:

$$Nu = Nu_f \cdot C_\beta \cdot C_k$$

при $\mathrm{Re} < 10^3$

$$Nu_f = 0.56 \cdot \mathrm{Re}^{0.5} \cdot \mathrm{Pr}_f^{0.36} \cdot \left(\frac{\mathrm{Pr}_f}{\mathrm{Pr}_w} \right)^{0.25}$$; (V.6.4)

при $\mathrm{Re} > 10^3$

$$Nu_f = 0.28 \cdot \mathrm{Re}^{0.6} \cdot \mathrm{Pr}_f^{0.36} \cdot \left(\frac{\mathrm{Pr}_f}{\mathrm{Pr}_w} \right)^{0.25}$$; (V.6.5)

Критерий Нуссельта для пучка труб при поперечном омывании вычисляется по формуле:

$$Nu = Nu_f \cdot C_\beta \cdot C_k \cdot C_z$$

Nu_f - критерий Нуссельта для трубы в глубинном ряду

Критерий Нуссельта для поперечного обтекания трубы в глубинном ряду при шахматном размещении труб в пучке вычисляется по формуле

при Re<40

$$Nu_f = 1.04 \cdot \mathrm{Re}^{0.4} \cdot \mathrm{Pr}_f^{0.36} \cdot \left(\frac{\mathrm{Pr}_f}{\mathrm{Pr}_w} \right)^{0.25} \quad ; (V.6.6)$$

при $40<\mathrm{Re}<10^3$

$$Nu_f = 0.71 \cdot \mathrm{Re}^{0.5} \cdot \mathrm{Pr}_f^{0.36} \cdot \left(\frac{\mathrm{Pr}_f}{\mathrm{Pr}_w} \right)^{0.25} \quad ; (V.6.7)$$

при $10^3<\mathrm{Re}<200000$

$$Nu_f = 0.35 \cdot \mathrm{Re}^{0.6} \cdot \mathrm{Pr}_f^{0.36} \cdot \left(\frac{\mathrm{Pr}_f}{\mathrm{Pr}_w} \right)^{0.25} \quad ; (V.6.8)$$

при Re<200000

$$Nu_f = 0.031 \cdot \mathrm{Re}^{0.8} \cdot \mathrm{Pr}_f^{0.4} \cdot \left(\frac{\mathrm{Pr}_f}{\mathrm{Pr}_w} \right)^{0.25} \quad ; (V.6.9)$$

Критерий Нуссельта для поперечного обтекания трубы в глубинном ряду при коридорном размещении труб в пучке вычисляется по формуле

при Re<100

$$Nu_f = 0.9 \cdot \mathrm{Re}^{0.4} \cdot \mathrm{Pr}_f^{0.36} \cdot \left(\frac{\mathrm{Pr}_f}{\mathrm{Pr}_w} \right)^{0.25} \quad ; (V.6.10)$$

при $100<\mathrm{Re}<10^3$

$$Nu_f = 0.52 \cdot \mathrm{Re}^{0.5} \cdot \mathrm{Pr}_f^{0.36} \cdot \left(\frac{\mathrm{Pr}_f}{\mathrm{Pr}_w} \right)^{0.25} \quad ; (V.6.11)$$

при $10^3<\mathrm{Re}<200000$

$$Nu_f = 0.27 \cdot \mathrm{Re}^{0.63} \cdot \mathrm{Pr}_f^{0.36} \cdot \left(\frac{\mathrm{Pr}_f}{\mathrm{Pr}_w} \right)^{0.25} \quad ; (V.6.12)$$

при Re<200000

$$Nu_f = 0.033 \cdot \mathrm{Re}^{0.8} \cdot \mathrm{Pr}_f^{0.4} \cdot \left(\frac{\mathrm{Pr}_f}{\mathrm{Pr}_w} \right)^{0.25} \quad ; (V.6.13)$$

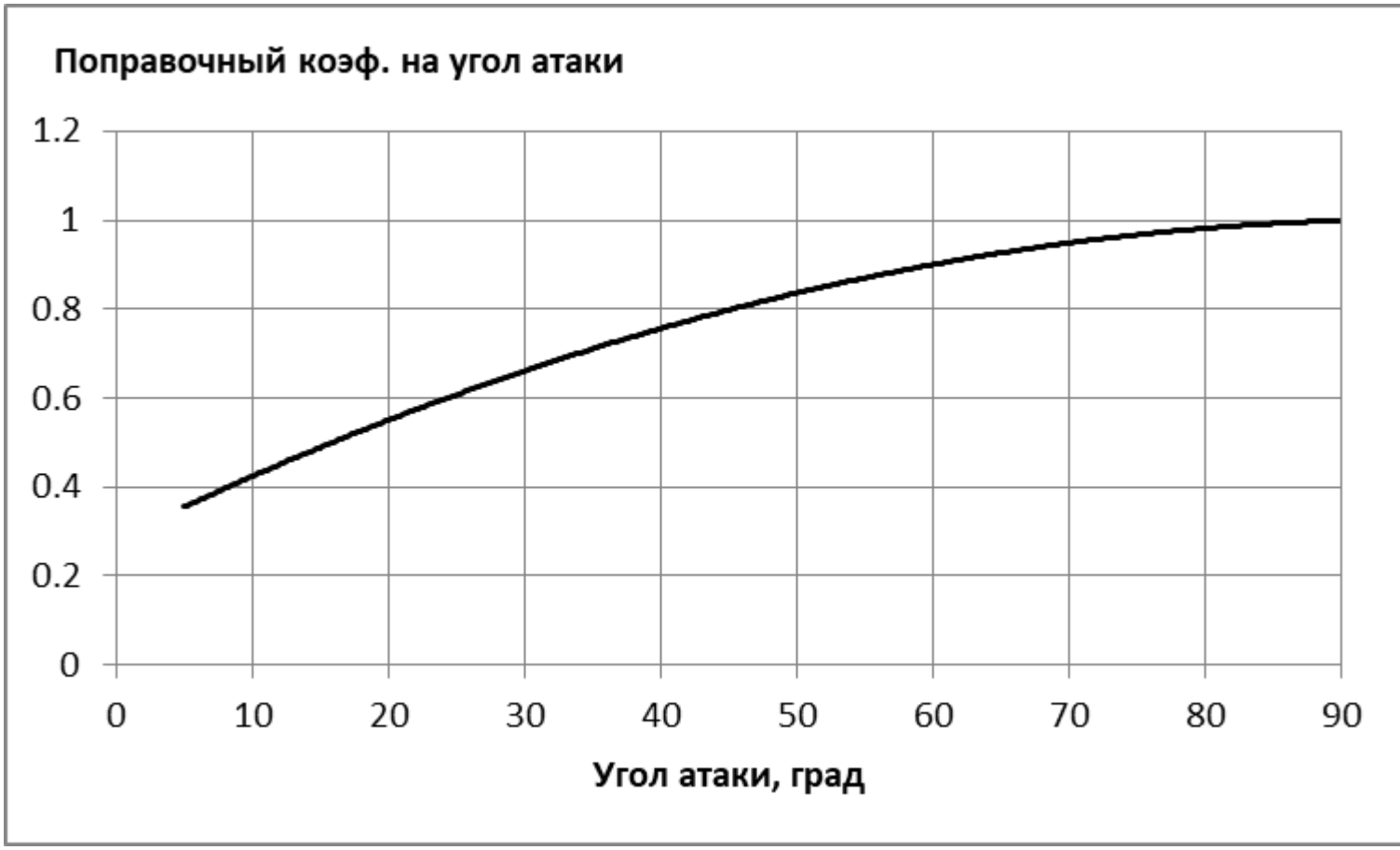
В приведенных формулах (6.6.4)-(6.6.13) приняты следующие обозначения:

Re - критерий Рейнольдса исследуемого теплоносителя

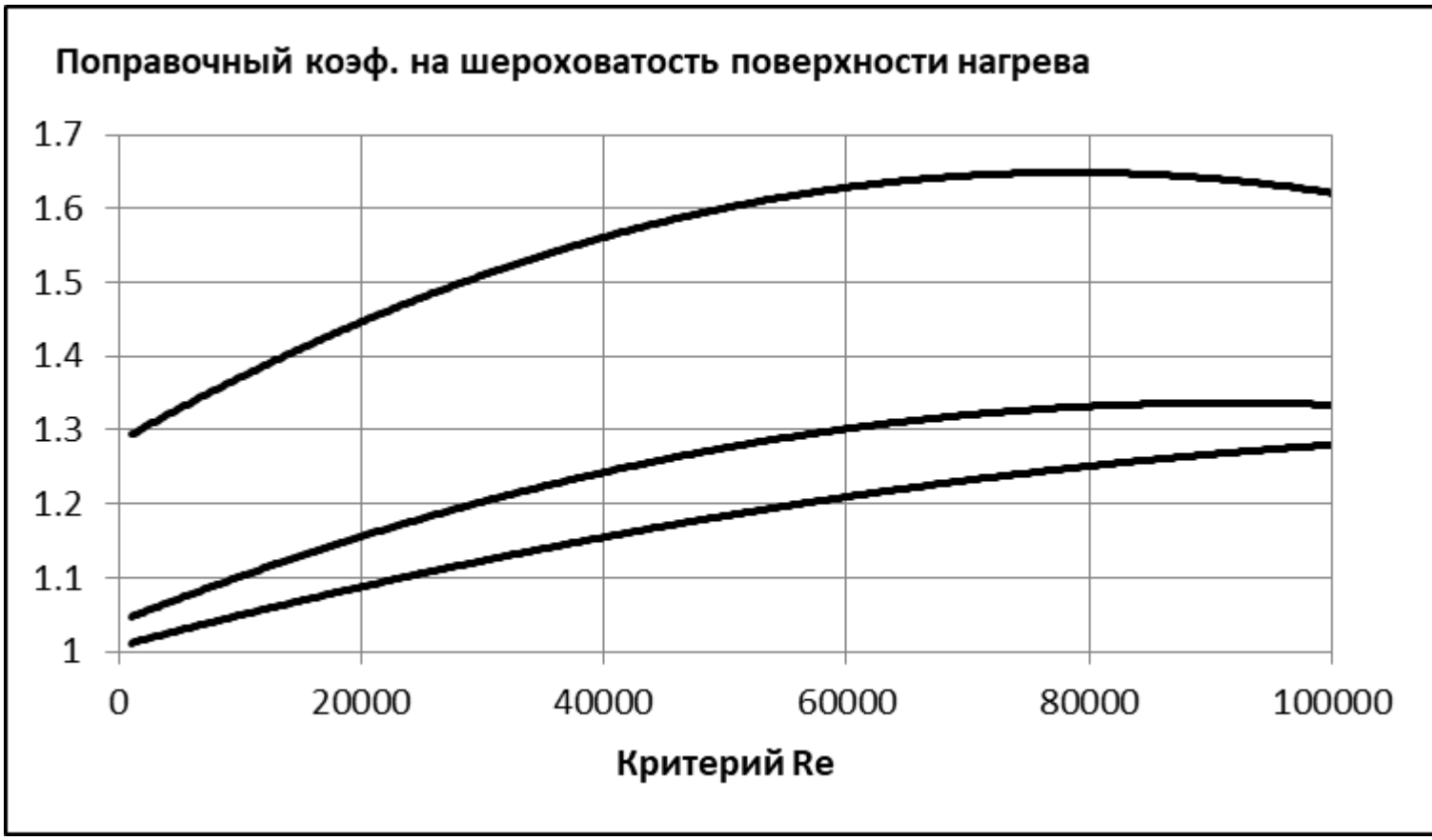
Pr_f - критерий Прандтля исследуемого теплоносителя при средней температуре потока

Pr_w - критерий Прандтля исследуемого теплоносителя при средней температуре стенки

Поправочный коэффициент C_β учитывает отклонение угла атаки от вертикали и принимается по графику



Поправочный коэффициент C_k учитывает шероховатость поверхности нагрева и принимается по графику

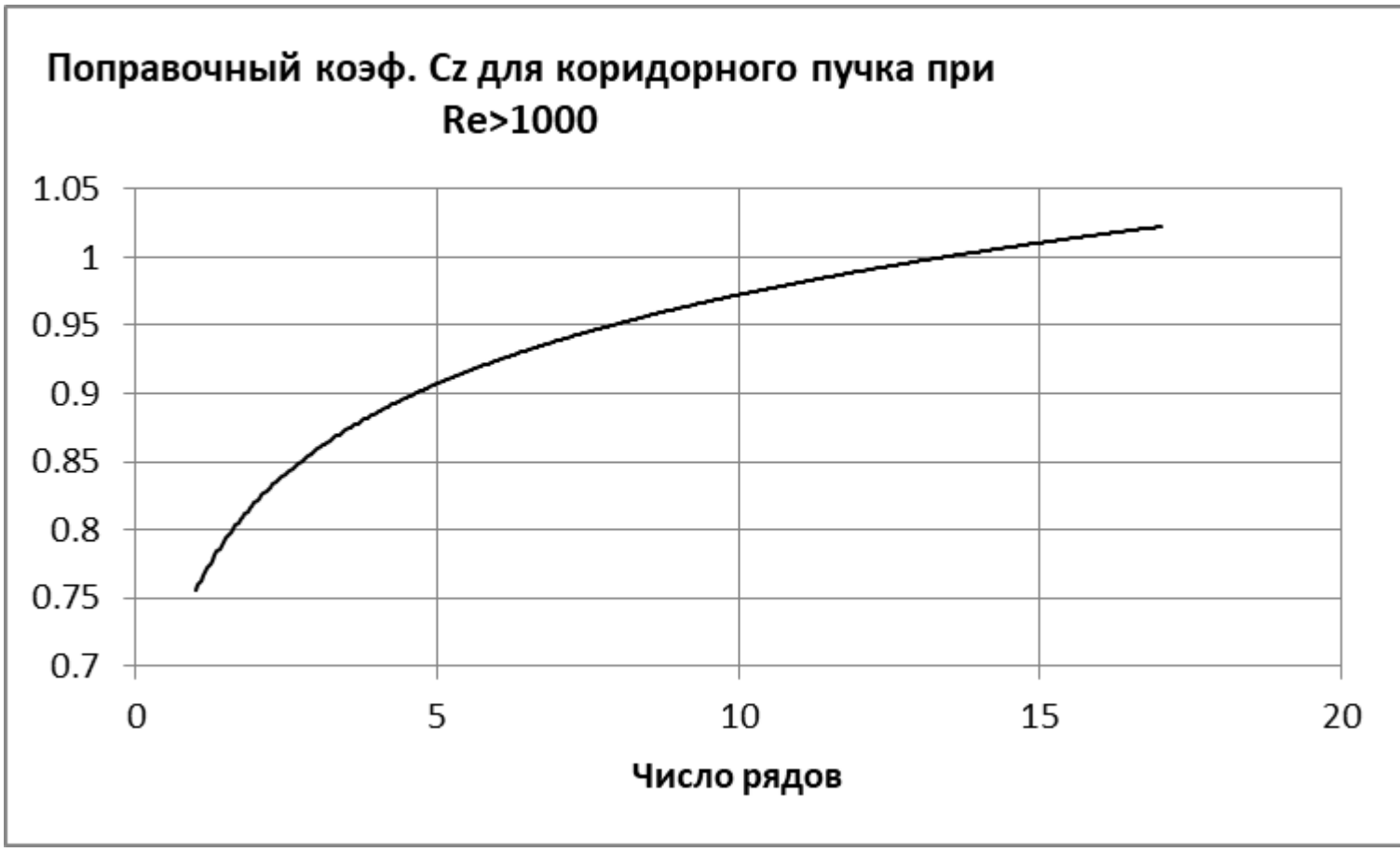


Верхняя кривая графика отвечает отношению абсолютной шероховатости к диаметру труб поверхности нагрева $6.7 \cdot 10^{-3}$, средняя кривая $15 \cdot 10^{-3}$, нижняя кривая $40 \cdot 10^{-3}$

Поправочный коэффициент C_z учитывает число рядов труб в пучке и принимается по графикам


Поправочный коэф. Cz для шахматного пучка при Re<1000
1.05
1
0.95
0.9
0.85
0.8
0.75
0.7
0
5
10
15
20
Число рядов


Поправочный коэф. Cz для шахматного пучка при Re>1000
1.05
1
0.95
0.9
0.85
0.8
0.75
0.7
0
5
10
15
20
Число рядов



Критерий Нуссельта для потока внутри трубы, а так же при продольном омывании пучка труб вычисляется в зависимости от режима течения теплоносителя.
Для ламинарного режима течения теплоносителя при Re<2000 критерий Нуссельта вычисляется в зависимости от значения параметра

$$L_d = \frac{L_{mp}}{l_{onp} \cdot \mathrm{Re} \cdot \mathrm{Pr}_f}$$

при L_d<0.004

$$Nu = 1.31\left(1 + 2L_d\right) \cdot L_d^{-\frac{1}{3}} \left(\frac{\mu_w}{\mu_f}\right)^{-\frac{1}{6}}$$; (V.6.14)

при L_d>.004

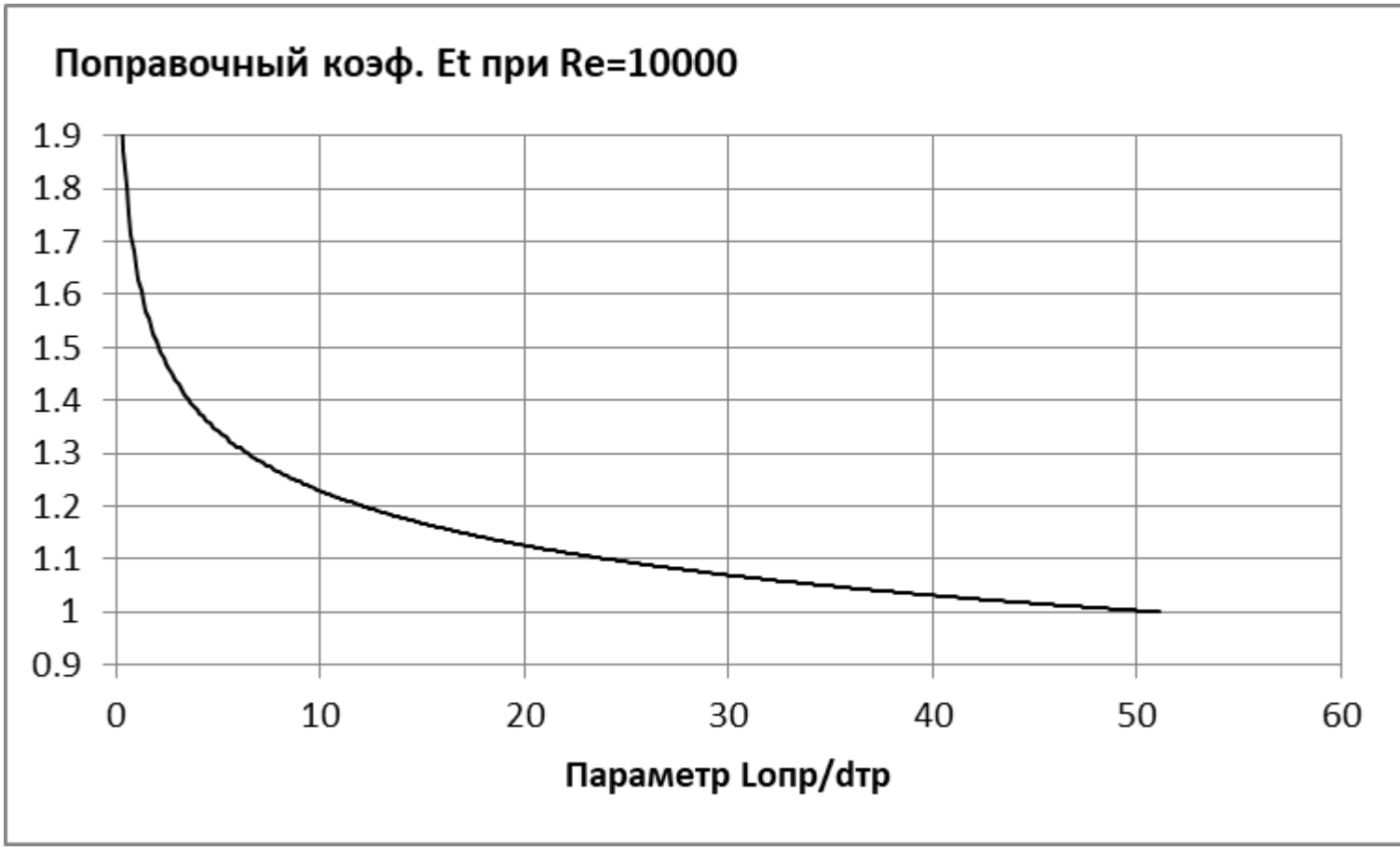
$$Nu = 4.36 \cdot \left(\frac{\mu_w}{\mu_f}\right)^{-\frac{1}{6}}$$; (V.6.15)

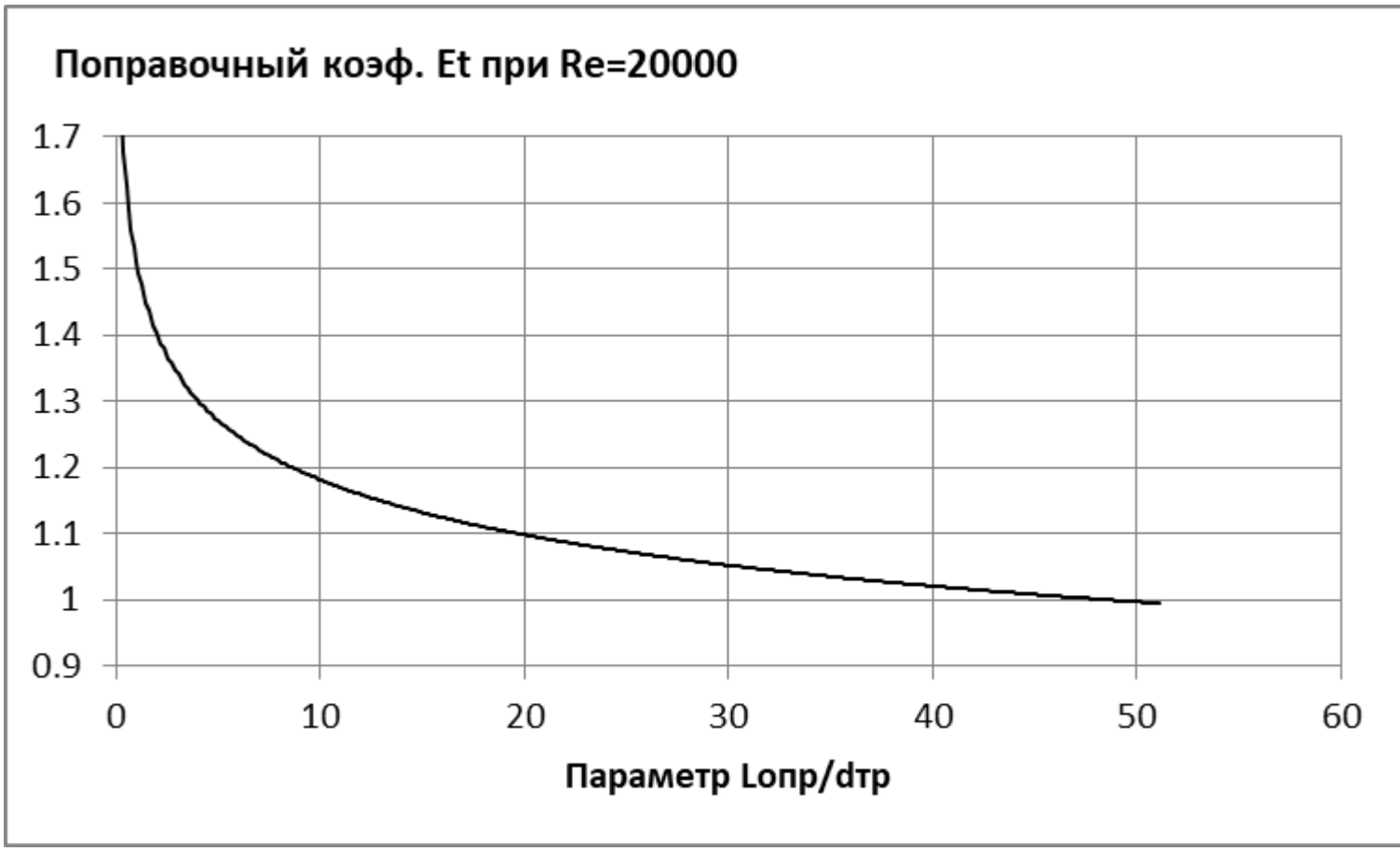
Для турбулентного режима течения теплоносителя при Re>10000

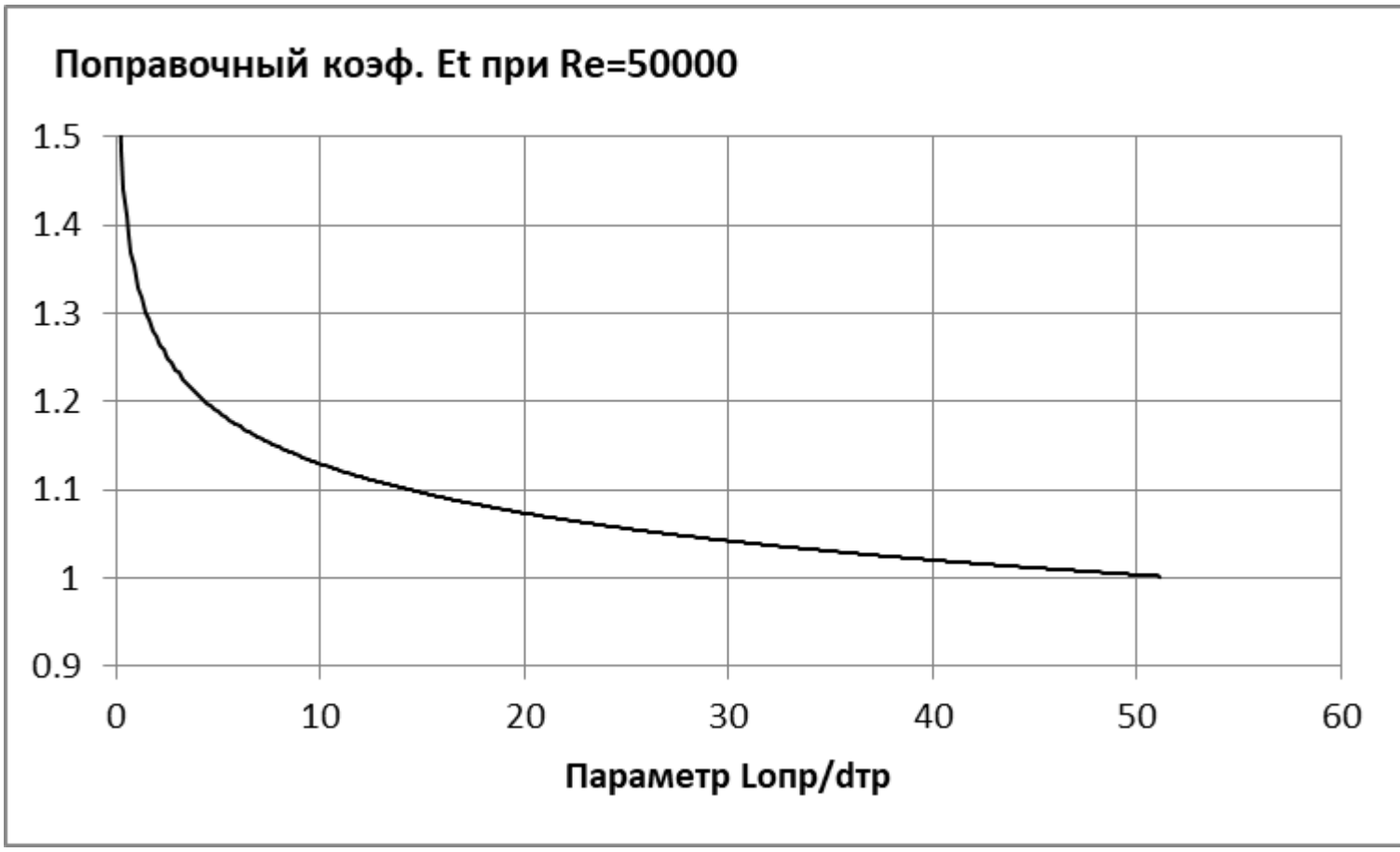
$$Nu = 0.021 \cdot \mathrm{Re}^{0.8} \cdot \mathrm{Pr}_f^{0.43} \cdot \left(\frac{\mathrm{Pr}_f}{\mathrm{Pr}_w}\right)^{0.25} \cdot E_t$$; (V.6.15)

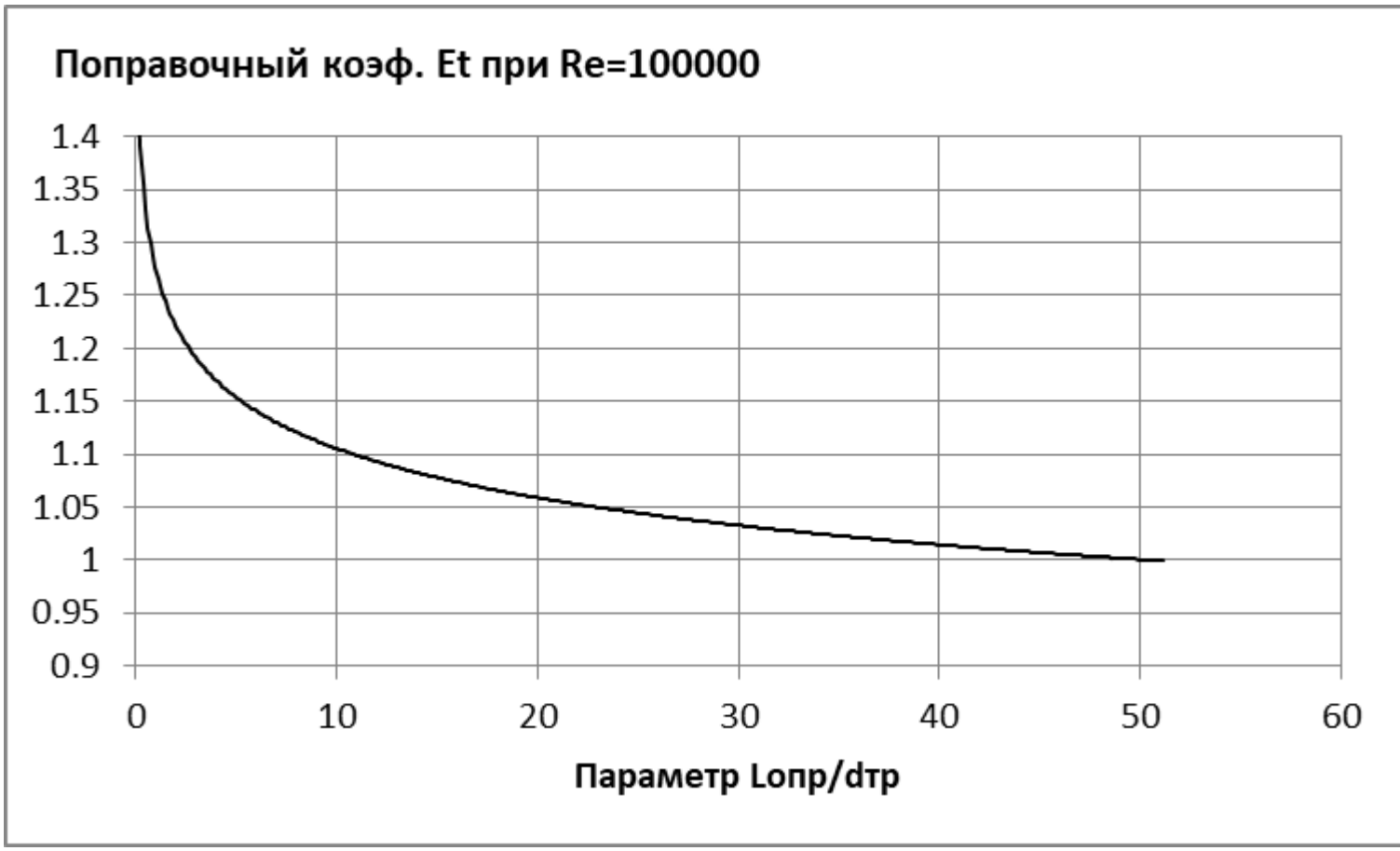
E_t - поправочный коэффициент, учитывающий изменение теплоотачи на начальном участке трубы,

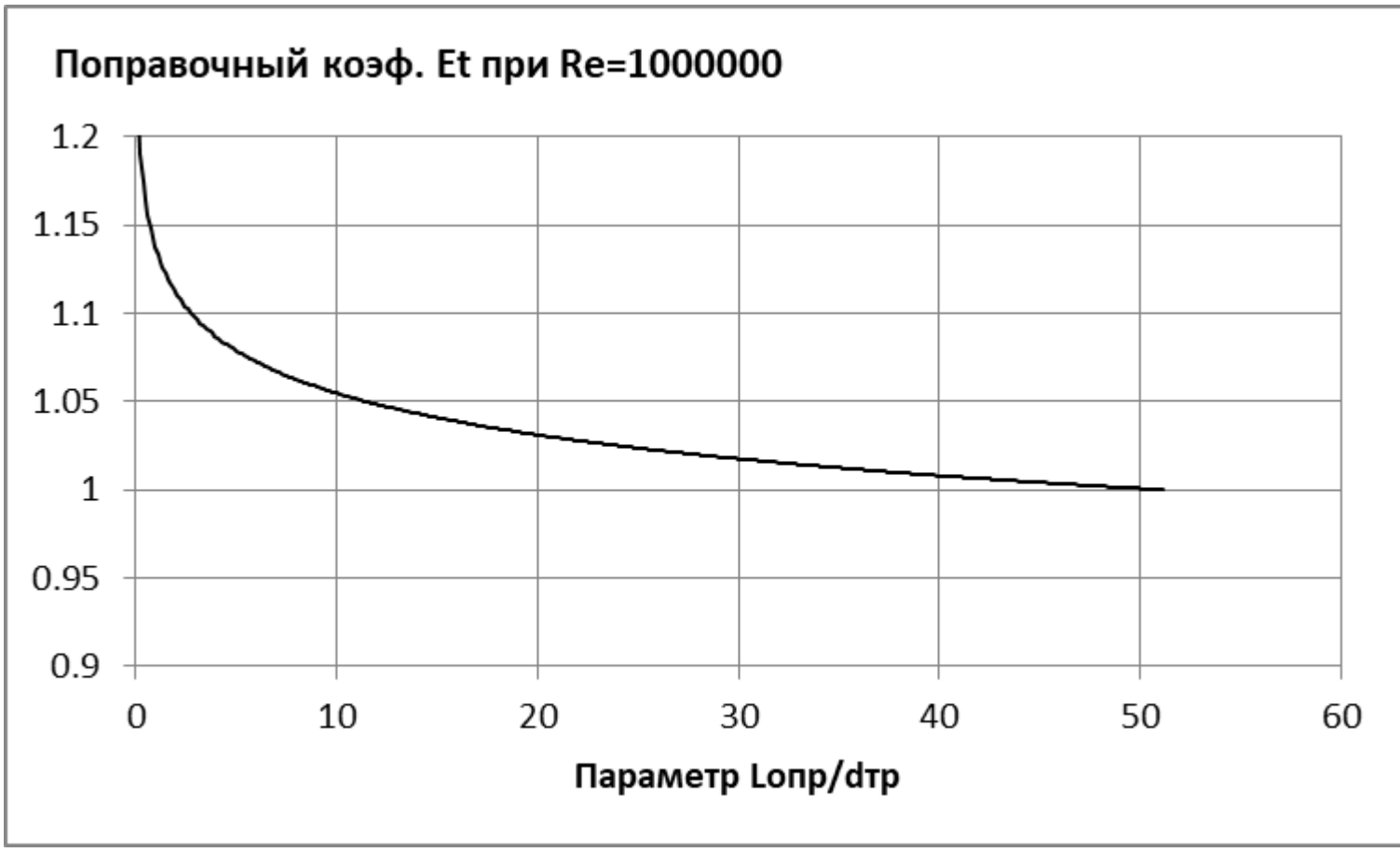
принимается по графикам в зависимости от отношения определяющего размера к диаметру трубы.






Поправочный коэф. Et при Re=50000
1.5
1.4
1.3
1.2
1.1
1
0.9
0
10
20
30
40
50
60
Параметр Lопр/dтр


Поправочный коэф. Et при Re=100000
1.4
1.35
1.3
1.25
1.2
1.15
1.1
1.05
1
0.95
0.9
0
10
20
30
40
50
60
Параметр Lопр/dтр



Определяющий размер принимается в зависимости от местоположения теплоносителя с учетом геометрических характеристик ТА следующим образом

для теплоносителя внутри трубок $l_{опр} = d_{вн}$

для теплоносителя в полости межтрубного пространства

при наличии конденсации

для горизонтальных трубок $l_{опр} = d_{нар}$

для вертикальных трубок $l_{опр} = l_{тр}$

при отсутствии конденсации

при продольном обтекании $l_{опр} = d_{экв}$

при поперечном обтекании $l_{опр} = d_{нар}$

$d_{вн}$ - внутренний диаметр трубки

$d_{нар}$ - наружный диаметр трубки

$d_{экв}$ - эквивалентный диаметр межтрубного пространства

$l_{тр}$ - длина трубки

Эквивалентный диаметр межтрубного пространства вычисляется по формуле:

$$d_{экв} = \frac{4 \cdot S_{МТП}}{\Pi}$$

$S_{МТП}$ - площадь сечения для прохода теплоносителя в межтрубном пространстве

$\Pi = \pi\left(d_{вн} + d_{нар} \cdot Z_{тр}\right)$ - смоченный периметр межтрубного пространства

Коэффициент теплопередачи пластинчатого ТА вычисляется по методике, предложенной Е. Я Соколовым и Н. М. Зингером [л. 16, 17]:

$$K_{тп} = \frac{\omega \cdot W_{\min}}{F}$$; (V.7)

ω - режимный параметр ТА, предложенный авторами

Режимный параметр ТА определяется по формуле:

$$\omega = \omega_0 \frac{dW_1^{m1} \cdot dW_2^{m2}}{dW_{\min}}$$; (V.7.1)

ω_0 - параметр ТА на расчетном режиме работы

$dW_1 = \frac{W_1}{W_{10}}$ - относительный водяной эквивалент греющего теплоносителя, вычисляемый, как отношение водяного эквивалента греющего теплоносителя на исследуемом режиме работы ТА W_1, к водяному эквиваленту греющего теплоносителя на расчетном режиме W_{10}

$dW_2 = \frac{W_2}{W_{20}}$ - относительный водяной эквивалент нагреваемого теплоносителя, вычисляемый, как отношение водяного эквивалента нагреваемого теплоносителя на исследуемом режиме работы ТА W_2, к водяному эквиваленту нагреваемого теплоносителя на расчетном режиме W_{20}

$dW_{\min} = \frac{W_{\min}}{W_{\min 0}}$ - относительный минимальный водяной эквивалент ТА, вычисляемый, как отношение минимального водяного эквивалента на исследуемом режиме работы ТА $W_{\min}$, к минимальному водяному эквиваленту ТА на расчетном режиме $W_{\min 0}$

m_1 и m_2 - показатели степени, численные значения которых принимаются в зависимости от технологического назначения ТА по следующей таблице:

Технологическое назначение ТА	Показатель степени m_1	Показатель степени m_2
Водоводяной ТА	0,5	0,5
Пароводяной и паровоздушный ТА	0	0,5
Водовоздушный ТА	0,2	0,5

Параметр ТА на расчетном режиме вычисляется по формуле:

$$\omega_0 = \frac{Q_0}{\delta t_0 \cdot W_{\min 0}} \text{ ; (V.7.2)}$$

Q_0 - теплопроизводительность ТА на расчетном режиме работы

δt_0 - температурный напор ТА на расчетном режиме работы

Приложению ПРК Источник присущи следующие процедуры, сопутствующие поверочному расчету теплообменных аппаратов:

1. Расчет концевых температур ТА
2. Верификация теплового баланса ТА
3. Расчет эффективной площади теплопередающей поверхности ТА

Определение концевых температур теплоносителей ТА.

Для вычисления некоторых пар неизвестных температур теплоносителей в точках вход/выход на границе поверхности нагрева аппарата, при условии отсутствия изменения фазового состояния теплоносителей в процессе теплообмена, применяются следующие формулы.

Вычисление температуры греющего теплоносителя на выходе и температуры нагреваемого теплоносителя на выходе выполняется по формулам:

$$t_1'' = t_1' - \phi \cdot \left(t_1' - t_2'\right) \text{ ; (V.8.1)}$$

$$t_2'' = t_2' + Z \cdot \left(t_1' - t_2'\right) \text{ ; (V.8.2)}$$

Вычисление температуры греющего теплоносителя на выходе и температуры нагреваемого теплоносителя на входе выполняется по формулам:

$$t_1'' = t_1' \cdot \left(1 + \frac{\phi}{Z-1}\right) - t_2'' \frac{\phi}{Z-1} \text{ ; (V.8.3)}$$

$$t_2' = t_1' \frac{Z}{Z-1} - t_2'' \frac{1}{Z-1} \text{ ; (V.8.4)}$$

Вычисление температуры греющего теплоносителя на входе и температуры нагреваемого теплоносителя на выходе выполняется по формулам:

$$t_1' = t_1'' \frac{1}{Z-1} - t_2'' \frac{1}{1-\phi} \text{ ; (V.8.5)}$$

$$t_2'' = t_1'' \frac{Z}{1-\phi} + t_2' \left(1 - \frac{Z}{1-\phi}\right) \text{ : (V.8.6)}$$

Вычисление температуры греющего теплоносителя на входе и температуры нагреваемого теплоносителя на входе выполняется по формулам:

$$t_1' = t_1'' \frac{Z-1}{Z-1+\phi} - t_2'' \frac{\phi}{Z-1+\phi} \text{ : (V.8.7)}$$

$$t_2' = t_1'' \frac{Z}{Z-1+\phi} + t_2'' \frac{\phi-1}{Z-1+\phi} \text{ : (V.8.8)}$$

Параметры и ϕ вычисляются по следующим формулам:

для охладителя: $\phi = \varepsilon_t$; $Z = \frac{\varepsilon_t}{R}$

для нагревателя: $Z = \varepsilon_t$; $\phi = \frac{\varepsilon_t}{R}$

Тепловая эффективность ε_t представляет собой отношение теплового потока аппарата на исследуемом режиме к тепловому потоку, который может передать греющий теплоноситель в идеальных условиях, то есть при бесконечно большой площади поверхности нагрева. Значение тепловой эффективности зависит от следующих факторов:

1) от параметра R
2) от числа единиц переноса энергии ***NTU***
3) от схемы токов теплоносителей, присущей исследуемому аппарату

Параметр ***R*** вычисляется по формуле:

$$R = \frac{W_{\min}}{W_{\max}} \text{ ; (V.8.9)}$$

Число единиц переноса энергии определяется по выражению:

$$NTU = \frac{K_{mn} \cdot F}{W_{\min}} \text{ ; (V.8.10)}$$

Значение тепловой эффективности для исследованных схем токов теплоносителей приводится в специальной литературе в графическом виде. Г. Е. Каневец предложил универсальную формулу для аналитического определения тепловой эффективности ТА в следующем виде:

$$\varepsilon_t = \frac{2\left(\exp\left(NTU \cdot Z_t\right) - 1\right)}{\left(Z_t + A + 1\right) \cdot \exp\left(NTU \cdot Z_t\right) + Z_t - \left(A + 1\right)} \text{ ; (V.8.11), где}$$

$$A = \frac{W_2}{W_1}$$

$$z_t = \sqrt{\left(A+1\right)^2 - 4 p_э A}$$

$p_э$ - индекс противоточности, значение которого принимается по рекомендациям [л. 37] в зависимости от схемы токов теплоносителей ТА.

Верификация теплового баланса ТА.

Верификация теплового баланса ТА состоит в проверке соблюдения равенства между количеством тепла, рассчитанным по уравнению теплового баланса и количеством тепла, вычисленным по уравнению теплопередачи.

Количество тепла по уравнению теплового баланса вычисляется по формуле (V.2) на стороне греющего теплоносителя или по формуле (6.3) на стороне нагреваемого теплоносителя

$$Q_б = G_1\left(i_1^{'} - i_1^{''}\right) = G_2\left(i_2^{''} - i_2^{'}\right) \text{ ; (V.9.1)}$$

Если равенство (6.9.1) не выполняется, то корректировке подлежит температура нагреваемого теплоносителя на выходе из ТА.

Количество тепла по уравнению теплопередачи вычисляется по формуле (V.4) и дальнейшей верификации подлежит выполнение условия

$$Q_б = Q_{тп}$$; (V.9.2)

Зачастую в практических расчетах наблюдается нарушение равенства (V.9.2), что может быть вызвано недостоверными паспортными данными, определяющими балансовую теплопроизводительность теплообменного аппарата. С другой стороны причиной невязки может являться тот факт, что при вычислении теплопередачи не учитываются специальные конструктивные решения, разработанные производителем исследуемого ТА для повышения эффективности процесса теплопередачи. В этом случае процедурой верификации предусмотрено введение поправок в расчет коэффициента теплопередачи в виде факторов интенсификации. Для определения факторов интенсификации используется модель ТА, на трубках которого нанесена накатка в виде канавок с шагом и глубиной, обеспечивающими турбулизацию потоков теплоносителей, и как следствие, увеличение количества тепла, вычисленного по уравнению теплопередачи. Применение расчетной модели ТА с накаткой на трубках поверхности нагрева позволяет обеспечить выполнение равнества (V.9.2) на произвольных режимах работы аппарата.

Расчет эффективной площади теплопередающей поверхности ТА.

Эффективная площадь поверхности нагрева ТА вычисляется для оценки достоверности паспортной площади поверхности нагрева:

$$F_{эф} = \frac{NTU \cdot W_{\min}}{K_{тп}}$$; (V.10)

Список литературы.

1.Тепловые сети (СНиП 2.04.07-86*). М.:Минстрой Росии, 1994.
2.Нормы проектирования тепловой изоляции для трубопроводов и оборудования электростанций и тепловых сетей. М., Госстройиздат, 1959.
3.СНиП 2.04.14-88*.Тепловая изоляция оборудования и трубопроводов.
4.Изменения, внесенные в СНиП 2.04.14-88*постановлением Госстроя России от 29.12.97 №18-80.
5.Методические указания по составлению энергетических характеристик для систем транспорта тепловой энеригии РД 153-34.0-20.523-98.
6.Котельные установки (СНиП II-35-76). М. Стройиздат, 1977.
7.Тепловой расчет котельных агрегатов (нормативный метод). М., Энергия, 1973.
8.Методические указания по определению расходов топлива, электроэнергии и воды на выработку тепла отопительными котельными коммунальных теплоэнергетических предприятий. Академия коммунального хозяйства им. К. Д. Памфилова М.: 1994.
9.Методика определения потребности в топливе, электрической энергии и воде при производстве и передаче тепловой энергии и теплоносителей в системах коммунального теплоснабжения. Утверждена заместителем председателя Госстроя России от 12.08.03.
10.Приказ Минэнерго России №325 от 30.12.08.
11.Информационное письмо (разъяснения) к приказу Минэнерго России №325 от 30.12.08.
12.Приказ Минэнерго России №323 от 30.12.08.
13.Информационное письмо (разъяснения) Минэнерго России от 21.09.09.
14.Приказ Минэнерго России №66 от 30.12.08.
15.Информационное письмо (разъяснения) к приказу Минэнерго России №66 от 30.12.08.
16.Е. Я. Соколов. Теплофикация и тепловые сети. М.: Энергоатомиздат, 1982.
17.Н. М. Зингер. Гидравлические и тепловые режимы теплофикационных систем. М.: Энергоатомиздат, 1986.
18.Водяные тепловые сети. Справочное пособие по проектированию под редакцией Н. К. Громова, Е. П. Шубина. М.: Энергоатомиздат, 1988.

19.Теплотехнический справочник, т.1. М.:Энергия, 1975.
20.Теплотехнический справочник, т. 2. М.:Энергия, 1976.
21.В. Я Карелин, А. В. Минаев. Насосы и насосные станции. М.: Стройиздат, 1986.
22.Г. Г. Вахвахов. Работа вентиляторов в сети. М.: Стройиздат, 1975.
23.К. Ф. Роддатис, А. Н. Полтарецкий. Справочник по котельным установкам малой производительности. М.: Энергоатомиздат, 1989.
24.Е. Ф. Бузников, К. Ф. Роддатис, Э. Я. Берзиньш. Производственные и отопительные котельные. М.: Энергоатомиздат, 1984.
25.М. Б. Равич. Топливо и эффективность его использования. М., Наука, 1971.
26.Н. Б. Либерман, М. Т. Нянковская. Справочник по проектированию котельных установок систем централизованного теплоснабжения. М.: Энергия, 1979.
27.В. И. Трембовля, Е. Д. Фингер, А. А. Авдеева. Теплотехнические испытания котельных установок. М., Энергоатомиздат, 1991.
28.В. И. Янкелевич. Наладка газомазутных промышленных котельных. М.: Энергоатомиздат, 1988.
29.В. А. Адамов. Сжигание мазута в топках котлов. Л.: Недра, 1989.
30.С. С. Кутателадзе. Теплопередача и гидродинамическое сопротивление. Справочное пособие. М.: Энергоатомиздат, 1990.
31.О. В. Лифшиц. Справочник по водоподготовке котельных установок. М., «Энергия», 1976.
32.Методика определения валовых выбросов загрязняющих веществ в атмосферу от котельных установок ТЭС. Москва, 1998.
33.Методика определения выбросов загрязняющих веществ в атмосферу при сжигании топлива в котлах производительностью менее 30 тонн пара в час или менее 20 Гкал в час. Москва, 1999.
34.Федеральная служба по тарифам. Приказ от 06.08.04 № 20-э/2. Об утверждении методических указаний по расчету регулируемых тарифов и цен на электрическую (тепловую) энергию на розничном (потребительском) рынке.
35.Методические указания по расчету регулируемых тарифов и цен на электрическую (тепловую) энергию на розничном (потребительском) рынке (в ред. Роиказов ФСТ РФ от 23.11.2004 №193-э/11, от 14.12.2004 №289-э/15)
36.Федеральная энергетическая комиссия Российской Федерации. Постановление от 30.06.2000 №33/1. Методика расчета размера платы за услуги по передаче тепловой энергии с системах централизованного теплоснабжения.
37.П. И. Бажан, Г. Е. Каневец, В. М. Селиверстов. Справочник по теплообменным аппаратам. М. Машиностроение 1989.
38.В. М. Кэйс, А. М. Лондон. Компактные теплообменники. М.-Л. ГЭИ 1962.
39.М. А. Михеев, И. М. Михеева. Основы теплопередачи. М. Энергия 1977.
40.А. А. Жукаускас. Конвективный перенос в теплообменниках.М. Наука 1982.