

Министерство образования и науки Российской Федерации
Федеральное государственное бюджетное образовательное
учреждение высшего образования
«Кузбасский государственный технический университет
имени Т. Ф. Горбачева»

Д. А. Лапин, А. П. Абрамов

РЕЦИРКУЛЯЦИОННЫЕ УСТАНОВКИ ЭНЕРГЕТИЧЕСКИХ ПРЕДПРИЯТИЙ

методические указания к курсовой работе

Рекомендовано учебно-методической комиссией
направления подготовки бакалавров
13.03.01 «Теплоэнергетика и теплотехника»
в качестве электронного издания
для практического занятия

Кемерово 2017

Рецензенты:

Темникова Е.Ю. – доцент кафедры теплоэнергетики

Богомоллов А. Р. – председатель учебно-методической комиссии
направления подготовки 13.03.01 «Теплоэнергетика и теплотехника»

Лапин Дмитрий Александрович. Рециркуляционные установки энергетических предприятий [Электронный ресурс]: методические указания к курсовой работе по дисциплине для студентов направления подготовки 13.03.01 «Теплоэнергетика и теплотехника» / Д. А. Лапин, А. П. Абрамов. – Электрон. дан. – Кемерово: КузГТУ, 2017. – Систем. требования: Pentium IV ; ОЗУ 8 Гб ; Windows 2003. - Загл. с экрана.

Методические указания к курсовой работе составлены в соответствии с рабочей программой дисциплины «Тепловые двигатели и нагнетатели» и предназначены для бакалавров направления подготовки 13.03.01 «Теплоэнергетика и теплотехника».

© КузГТУ

© Лапин Д. А.

© Абрамов А.П.

1. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ

Рециркуляционные насосные установки используются в водогрейных котельных и в котельных смешанного типа (с паровыми и водогрейными котлами). Их назначение в поддержании температуры воды на входе в водогрейный котел не менее допустимой с учетом используемого топлива. С той целью рециркуляционный насос часть нагретой воды в котле подает снова на вход в котел, где она перемешивается с обратной водой из тепловой сети и увеличивает ее температуру до заданной величины.

Температура воды на входе в котел зависит от вида топлива и содержания в нем серы. При сжигании углей и мазута образуются пары серы и ее соединений, которые легко конденсируются на экранных трубах котла, где их температура не превышает 100°C , что приводит к интенсивной эрозии поверхности труб и утонению стенки. Использование природного и других энергетических газов в качестве топлива для котлов позволяет снизить минимальную температуру поверхности экранных труб до $60-70^{\circ}\text{C}$, исключая эрозию их поверхностей.

Многообразие условий покрытия круглогодичных и пиковых тепловых нагрузок на территории нашей страны стало причиной проектирования водогрейных установок со значительными отличиями в тепловой схеме, что позволило более полно и эффективно обеспечивать теплом потребителей производственного, социального и жилищного сектора.

Вторым важным назначением рециркуляционных насосов является оперативное обеспечение регулирования тепловой нагрузки в соответствии с графиком и изменениями атмосферных условий. Эффективное регулирование тепловой нагрузки возможно только при сохранении заданного уровня надежности системы. Это, от части, является причиной проектирования водогрейных установок со значительными отличиями в тепловой схеме.

Тепловая схема котельной и схема включения рециркуляционного насоса жестко связаны с температурным графиком подачи тепла потребителям в разные сезоны года и необходимостью в большей или меньшей мере производить подпитку сетевой установки.

Наиболее распространенные схемы включения рециркуляционных насосов в тепловые схемы водогрейных котельных и котельных смешанного типа приведены на рис. 1-5.

1. ПРОСТАЯ СХЕМА ВКЛЮЧЕНИЯ РЕЦИРКУЛЯЦИОННЫХ НАСОСОВ

Наиболее простая схема включения рециркуляционных насосов используется в тех случаях когда температура воды в подающем трубопроводе – $t_{\text{П}}$ более 110°C и теплоноситель используется для покрытия нагрузок на вентиляцию и отопление рис. 1.

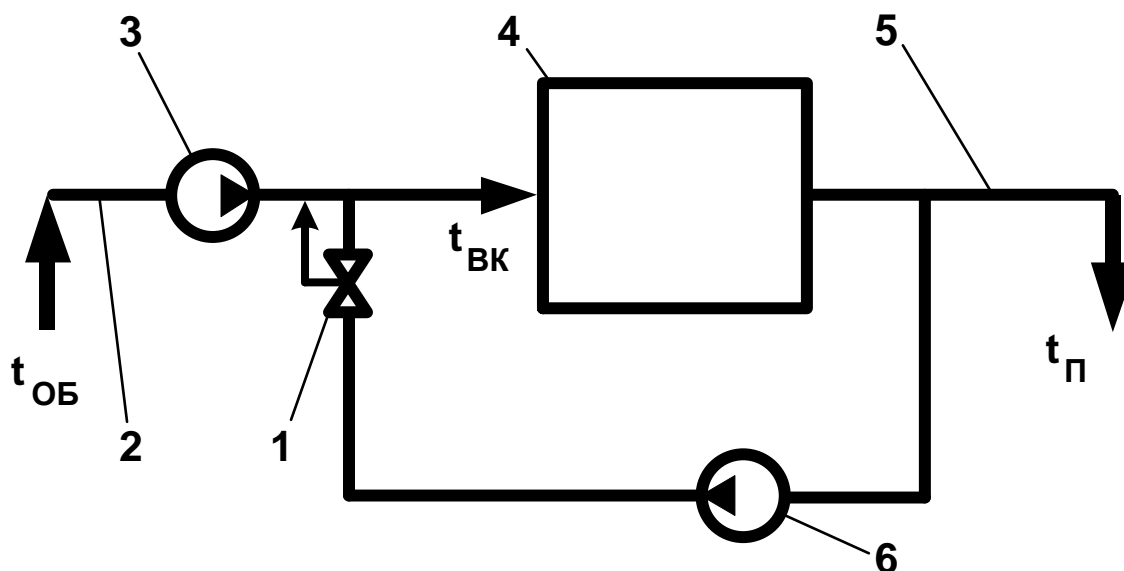


Рис. 1. Схема включения рециркуляционного насоса
при $t_{\text{П}} \geq 110^{\circ}\text{C}$

1 – регулятор подачи рециркуляционного насоса; 2 и 5 – трубопроводы, обратной и прямой воды; 3 – сетевой насос; 4 – водогрейный котел; 6 – рециркуляционный насос

Рециркуляционный насос установлен на байпасе, соединяющем подводящий и отводящий трубопроводы водогрейного котла. В напорной части байпаса перед врезкой в подводящий трубопровод установлен регулятор подачи рециркуляционного насоса. Он выполнен в виде клапана с автоматическим приводом. Управление приводом клапана связано с температурой воды в обратном трубопроводе – $t_{\text{ОБ}}$. При уменьшении $t_{\text{ОБ}}$ клапан частично поднимается и увеличивает производительность рециркуляционного насоса, что приводит к повышению температуры воды на входе в котел – $t_{\text{ВК}}$ до расчетной величины. При повышении $t_{\text{ОБ}}$ (для уменьшения тепловой нагрузки) клапан поднимается, увеличивая проходное сечение, снижая гидравлическое сопротивление байпаса, что приводит к увеличению производительности рециркуляционного насоса и увеличению температуры воды в подающем трубопроводе котла до расчетной величины.

Достоинствами этой схемы являются ее простота и надежность.

2. ВКЛЮЧЕНИЕ РЕЦИРКУЛЯЦИОННЫХ НАСОСОВ ЧЕРЕЗ ПОДОГРЕВАТЕЛИ ПОДПИТОЧНОЙ ВОДЫ

В водогрейных котельных, расположенных в непосредственной близости от потребителей тепла, при использовании в качестве топлива природного газа, при закрытой схеме теплоснабжения получила применение схема включения рециркуляционных насосов, приведенная на рис. 2.

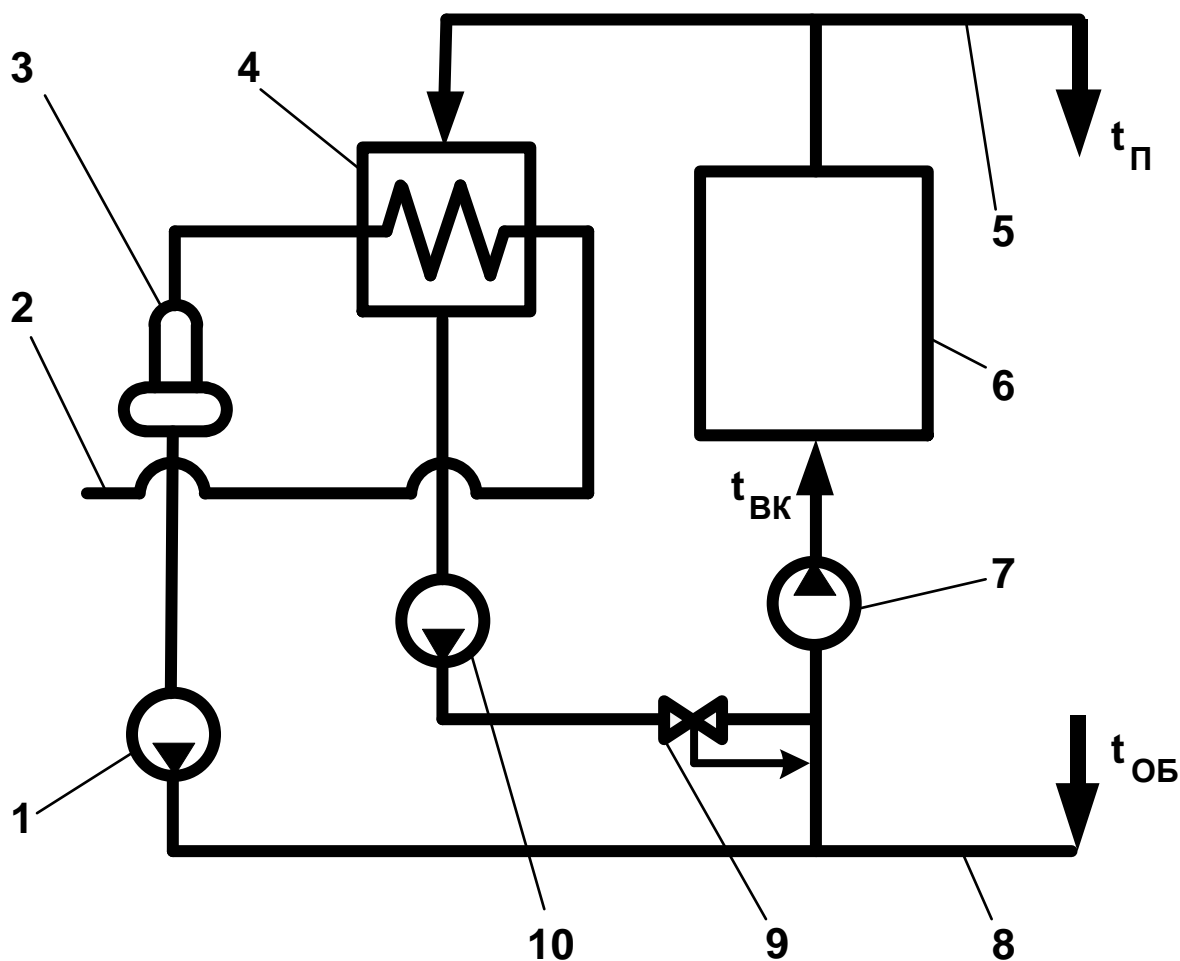


Рис. 2. Схема включения рециркуляционного насоса
при $t_{\text{п}} < 100^{\circ}\text{C}$

1, 7 и 10 – насосы: подпиточный, сетевой и рециркуляционный; 2, 5 и 8 – трубопроводы: сырой, прямой и обратной воды; 3 – деаэратор; 4 – подогреватель сырой воды; 6 – водогрейный котел; 9 – регулятор подачи рециркуляционного насоса

Из обратного трубопровода холодная вода поступает на вход сетевого насоса. Сюда же рециркуляционный насос подает воду из водогрейного котла, которая прежде проходит одну или две ступени подогрева сырой воды. Вода из циркуляционного контура при смешивании с водой из обратного трубопровода, увеличивает ее температуру до 70°C . С этой температурой вода поступает через сетевой насос в водогрейный котел, а из котла подается в трубопровод прямого тока для покрытия нагрузок внешних потребителей тепла.

Сырая вода, подвергаясь последовательно: подогреву, механической и химической очистке, вторичному подогреву и деаэрации, – подается в аккумулирующие баки (на рис. 2 подогреватель второй ступени и аккумулирующие баки не показаны). По мере необходимости подпиточным насосом вода из аккумулирующих баков подается в трубопровод обратной воды тепловой сети для поддержания в ней расчетного давления.

В этой схеме производительность сетевого насоса должна приниматься несколько больше, чем расход воды в трубопроводе прямого тока, так как часть воды сетевой насос подает в контур рециркуляции. Производительность рециркуляционного насоса может быть меньше, чем сетевого насоса в 5-10 раз и более.

Регулирование производительности рециркуляционного насоса осуществляется регулятором подачи, который выполнен в виде клапана с автоматическим приводом. Управление приводом клапана связано с температурой воды в обратном трубопроводе. При увеличении температуры воды в обратном трубопроводе клапан частично прикрывается и уменьшает производительность рециркуляционного насоса, что приводит к снижению температуры воды на входе в котел до расчетной величины (70°C). При уменьшении $t_{\text{об}}$ клапан поднимается, увеличивая проходное сечение, снижая гидравлическое сопротивление байпаса, что приводит к увеличению производительности рециркуляционного насоса и увеличению температуры воды в подающем трубопроводе сетевого насоса (котла) до расчетной величины.

Регулирование тепловой нагрузки для внешних потребителей в этой схеме возможно, как за счет изменения температуры воды на входе в котел, так и за счет незначительного изменения производительности сетевого насоса.

Несомненными достоинствами этой схемы являются ее простота, высокая экономичность и надежность.

3. ПРОСТОЕ ВКЛЮЧЕНИЕ РЕЦИРКУЛЯЦИОННЫХ НАСОСОВ С КОМБИНИРОВАННЫМ ИСПОЛЬЗОВАНИЕМ ГОРЯЧЕЙ ВОДЫ

В пиковых водогрейных котельных, расположенных в непосредственной близости от потребителей тепла, при использовании в качестве топлива мазутов, получила широкое применение схема включения рециркуляционных насосов, приведенная на рис. 3.

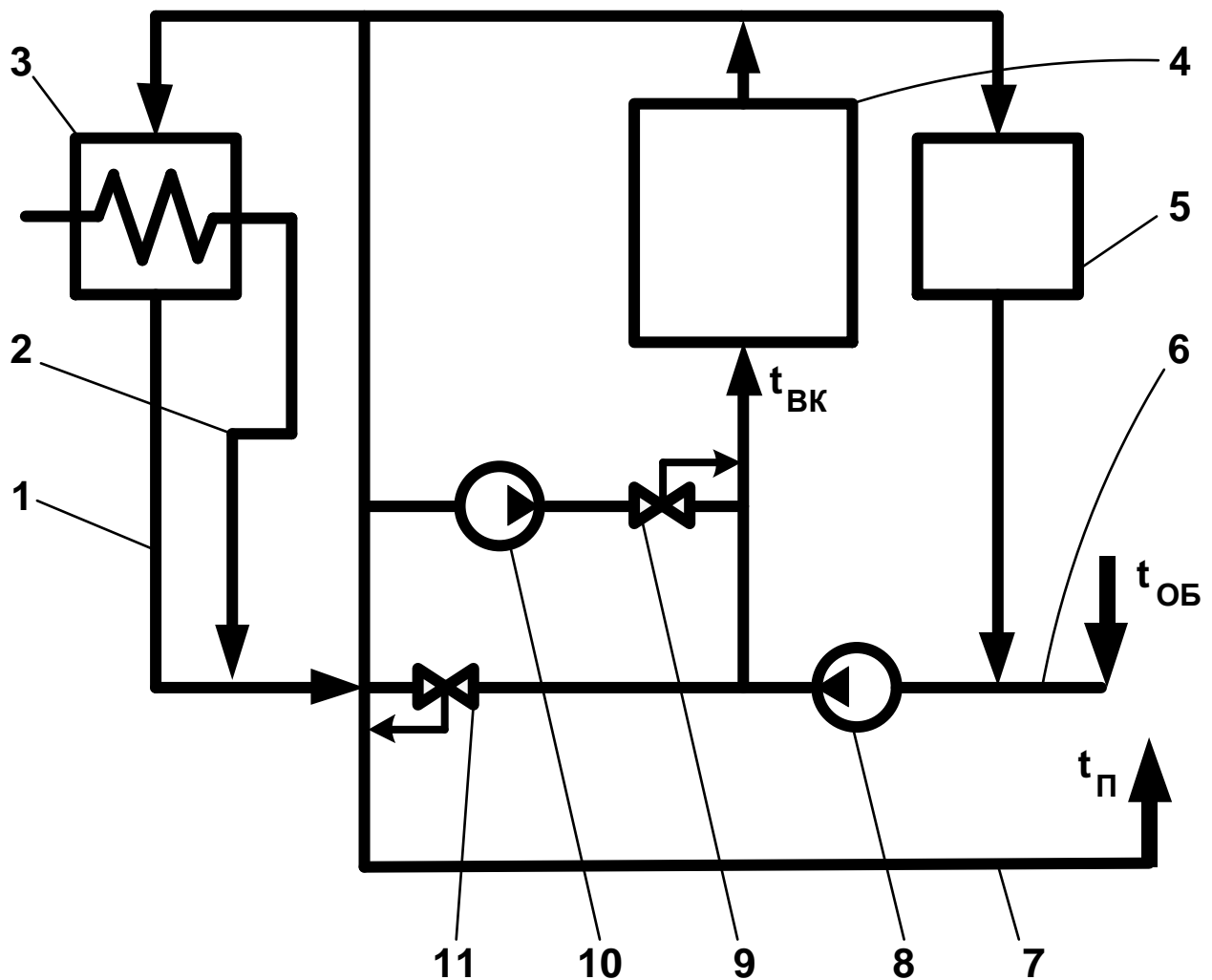


Рис. 3 Схема включения рециркуляционного насоса при $t_{п} \geq 110^{\circ}\text{C}$

1 – подвод охлажденной воды; 2 и 3 – трубопровод и подогреватель подпиточной воды; 4 – водогрейный котел; 5 – мазутное хозяйство; 6 и 7 – трубопроводы, обратной и прямой воды; 8 и 10 – насосы, сетевой и рециркуляционный; 9 и 11 – регуляторы подачи рециркуляционного и сетевого насосов; 10 – рециркуляционный насос.

Рециркуляционный насос, как и в схеме по рис. 3, установлен на байпасе, соединяющем подводящий и отводящий трубопроводы котла. В напорной части байпаса установлен регулятор подачи насоса, в виде клапана с автоматическим приводом.

Горячая вода с выхода котла с температурой 150°C подается:

- на мазутное хозяйство;
- на подогрев подпиточной воды;
- на вход рециркуляционного насоса;
- в трубопровод прямого тока.

Тепловая нагрузка мазутного хозяйства изменяется как в течение суток, так и по сезонам года. Минимальные тепловые нагрузки отмечаются в летний сезон. Максимальные тепловые нагрузки мазутного хозяйства отмечаются в зимний сезон во время выгрузки мазута из цистерн в аккумулирующие баки. Зимние тепловые нагрузки мазутного хозяйства могут превышать летние нагрузки в 2-4 раза. По этой причине в северных регионах нашей страны для обеспечения теплом только мазутного хозяйства на водогрейных котельных устанавливают паровые котлы низкого давления. Это требует дополнительных площадей в котельном цехе и увеличивает капитальные затраты проекта. Увеличиваются и эксплуатационные затраты, что повышает стоимость 1 Гкал отпускаемого тепла. Несомненным плюсом в этом случае является возможность увеличения тепловой нагрузки на внешнего потребителя.

Охлажденная вода из теплообменников мазутного хозяйства подмешивается в трубопровод обратной воды внешних потребителей.

Тепловая нагрузка на подогрев подпиточной зависит от схемы теплоснабжения. При замкнутой схеме потери теплоносителя из-за неплотностей не должны превышать 1-2%. При разомкнутой схеме теплоснабжения потери теплоносителя в сети, а, следовательно, и отбор горячей воды из котла на подогрев подпиточной воды значительно увеличиваются. Охлажденная вода из подогревателей подпиточной воды подается в трубопровод прямого тока.

Производительность рециркуляционного насоса регулируется автоматическим клапаном с учетом температуры обратной воды из сети внешних потребителей тепловой энергии. При замкнутой схеме теплоснабжения влияние расхода греющей воды через подогреватели подпиточной воды на работу рециркуляционного насоса незначительное. Для разомкнутых схем теплоснабжения регулирование производительности рециркуляционного насоса производится в более широком диапазоне, что требует использования других приемов регулирования.

4. ВКЛЮЧЕНИЕ РЕЦИРКУЛЯЦИОННЫХ НАСОСОВ В ПОДВОДЯЩИЙ ТРУБОПРОВОД КОТЛА

Сравнительно простая схема включения рециркуляционных насосов используется и в тех случаях когда $t_{\text{п}} < 100^{\circ}\text{C}$, а теплоноситель используется только для покрытия нагрузок на вентиляцию и отопление рис. 4.

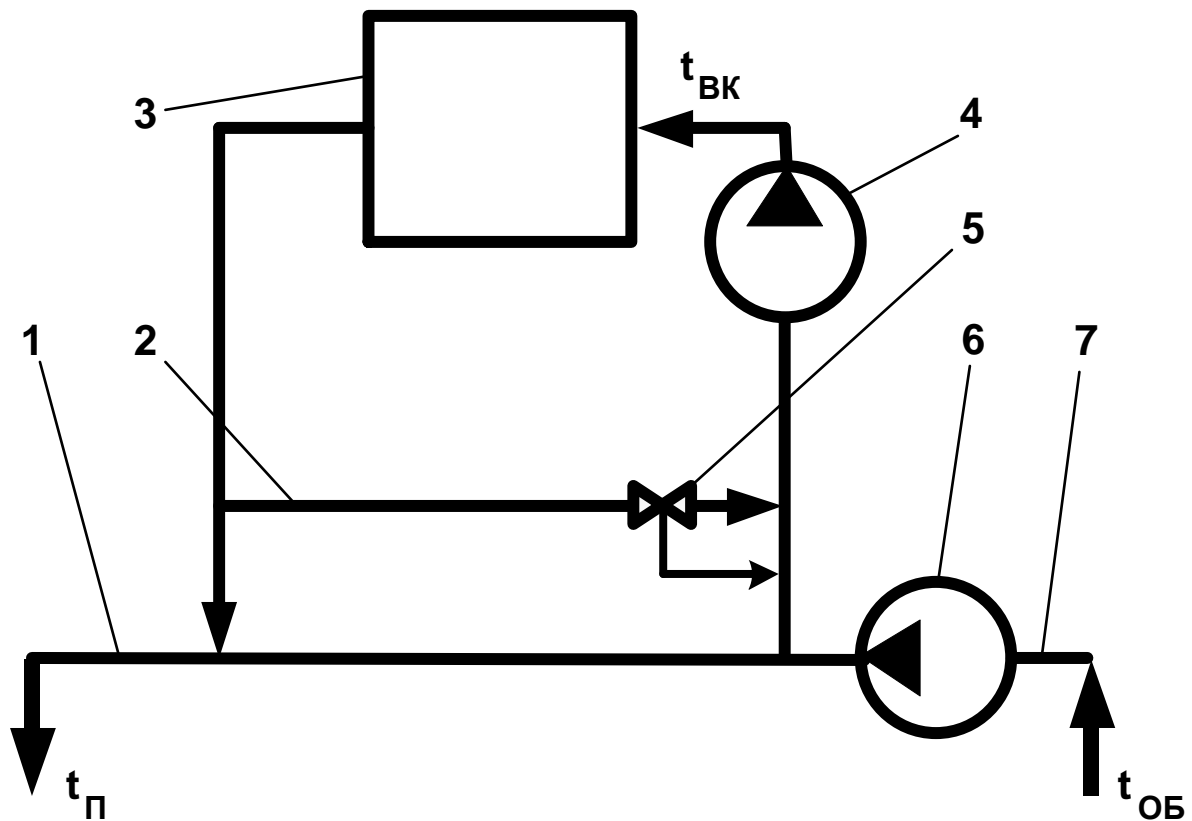


Рис. 4. Схема включения рециркуляционного насоса
при $t_{\text{п}} < 100^{\circ}\text{C}$

1 и 7 – трубопроводы, прямой и обратной воды; 2 – байпас;
3 – водогрейный котел; 4 – рециркуляционный насос;
5 – регулятор подачи рециркуляционного насоса;
6 – сетевой насос

Рециркуляционный насос установлен перед котлом и подает через него горячую воду в трубопровод прямого тока и в байпас. В прямом трубопроводе часть горячей воды смешивается с водой из обратного трубопровода и с температурой $t_{\text{п}}$ поступает потребителю. Другая часть горячей воды из котла по байпасу поступает на вход рециркуляционного насоса. Сюда же поступает часть обратной воды, которая прошла через сетевой насос с повышением давления до расчетного.

5. ВКЛЮЧЕНИЕ РЕЦИРКУЛЯЦИОННЫХ НАСОСОВ В РАССЕЧКУ МЕЖДУ СЕТЕВЫМ ПОДОГРЕВАТЕЛЕМ И КОТЛОМ

В пиковых водогрейных котельных, расположенных в непосредственной близости от потребителей тепла, при использовании в качестве топлива мазутов, для разомкнутой схемы теплоснабжения получила применение схема включения рециркуляционных насосов в рассечку между сетевым подогревателем и котлом рис. 5.

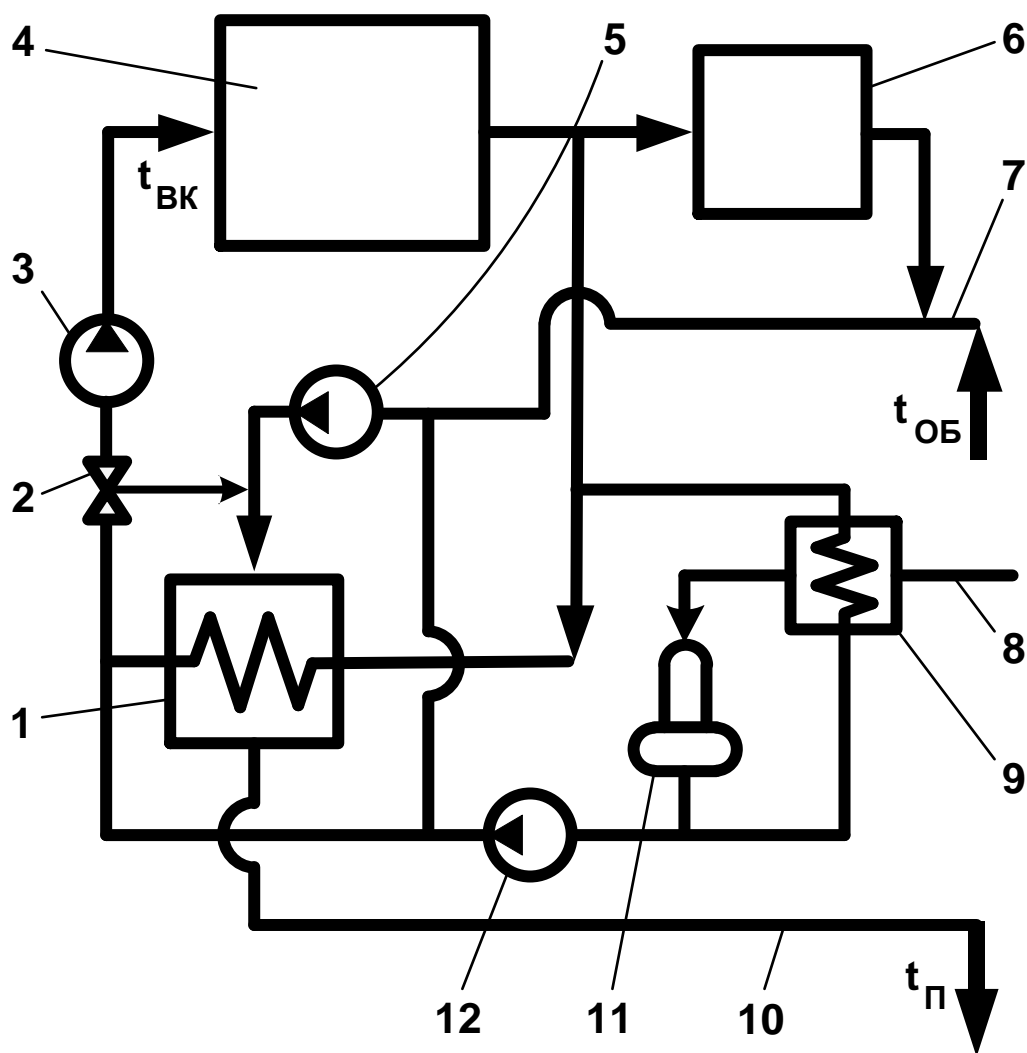


Рис. 5. Схема включения рециркуляционного насоса
при $t_{\text{П}} < 100^{\circ}\text{C}$

1 – сетевой подогреватель; 2 – регулятор подачи рециркуляционного насоса; 3 – рециркуляционный насос; 4 – водогрейный котел; 5 – сетевой насос; 6 – мазутное хозяйство; 7, 8 и 10 – трубопроводы, обратной, подпиточной и прямой воды; 9, 11 и 12 – подогреватель, вакуумный деаэратор и насос подпиточной воды

Рециркуляционный насос подает воду в котел с температурой не менее 110°C , откуда горячая вода с температурой 150°C и более подается в мазутное хозяйство, в подогреватель подпиточной воды и на сетевой подогреватель. Холодная вода из мазутного хозяйства подается в трубопровод обратной воды, проходит сетевой подогреватель и поступает в сеть потребителям тепла. Вода из сетевого подогревателя с $t_{\text{п}}$ не менее 110°C поступает на вход рециркуляционного насоса.

Сырая вода предварительно перед химической очисткой подогревается до температуры 20°C , например, водоводяным подогревателем и водой из мазутного хозяйства. После ХВО подпиточная вода подогревается до $50-70^{\circ}\text{C}$ и поступает в вакуумный деаэратор, а из него в аккумулирующие баки (на рис. 5 не показаны).

Аккумулирующие баки накапливают воду в периоды водоразбора меньше среднесуточного и отдают дополнительное количество деаэрированной воды в циркуляционный контур котла. Из этого же контура через мазутное хозяйство производится подпитка и тепловой сети. При необходимости подпитка тепловой сети может производиться насосом подпиточной воды через поперечную перемычку с клапаном перед сетевым подогревателем (на рис. 5 не показана). Установка аккумуляторных баков позволяет работать оборудованию установки горячего водоснабжения с постоянной среднесуточной нагрузкой, что является наиболее экономичным решением.

Всю аппаратуру котельной, предназначенную для подпитки тепловой сети следует рассчитывать на среднечасовой расход воды за сутки с максимальным водоразбором.

Регулирование тепловой нагрузки производится за счет изменения производительности рециркуляционного насоса. Для этого на подводящем трубопроводе установлен регулирующий клапан с автоматическим приводом. Управление клапаном производится с учетом температуры воды в обратном трубопроводе. При уменьшении температуры обратной воды клапан поднимается и увеличивает проходное сечение, что приводит к уменьшению сопротивления рециркуляционного контура, увеличению производительности рециркуляционного насоса и снижению тепловой нагрузки на сетевой подогреватель. При этом одновременно в котел подается меньше топлива и воздуха для понижения его рабочей мощности.

Система регулирования тепловой нагрузки выполняется так, что при любом изменении потребления тепла $t_{\text{БК}}$ остается не менее 110°C .

6. ОПРЕДЕЛЕНИЕ РАСХОДА ГРЕЮЩЕЙ ВОДЫ

6.1. Расход воды через котел

При любой нагрузке расход воды через водогрейный котел должен оставаться неизменным, а температура воды на выходе равной 150°C. Поэтому тепловая нагрузка на водогрейный котел – $Q_{ВК}$ определяется по формуле

$$Q_{ВК} = 1,164 \cdot G_{ВК} \cdot (150 - t_{ВК}), \text{ кВт} \quad (1)$$

где $G_{ВК}$ – расход воды через водогрейный котел, т/ч;
 $t_{ВК}$ – температура воды на входе в водогрейный котел, °C.

$$G_{ВК} = \frac{Q_{ВК}}{1,164 \cdot 150 - t_{ВК}}, \text{ кВт} \quad (2)$$

В зависимости от тепловой схемы водогрейной котельной расход воды через котел может быть меньше чем через тепловую сеть и больше. Широкий диапазон расхода воды через котел обусловлен наличием (отсутствием) вспомогательных теплообменных установок в котельной. На промышленных и районных котельных широко используются поверхностные трубчатые теплообменники для нагревания или охлаждения воды, конденсата и нагрева топлива.

6.2. Схема 1

Для тепловой схемы водогрейного котла по рис. 1 расход воды на рециркуляцию при основном режиме и ступенчатом регулировании тепловой нагрузки – $G_{РЕЦ}$ (т/ч), следует определять по формуле

$$G_{РЕЦ} = \frac{G_{ВК} \cdot 150 - t_{ВК}}{150 - t_{ОБ}} \quad (3)$$

где $t_{ОБ}$ – температура воды в обратном трубопроводе тепловых сетей (на вводе в котельную), °C.

В случае использования котла в составе ТЭЦ, при работе станции в пиковом режиме расход воды на рециркуляцию – $G_{РЕЦ \text{ пик}}$ (т/ч), следует определять по формуле

$$G_{РЕЦ \text{ пик}} = \frac{G_{ВК} \cdot 150 - t_{СП}}{150 - t_{СП}} \quad (4)$$

где $t_{СП}$ – температура воды после подогрева в сетевых подогревателях паром из отбора теплофикационной турбины, °C.

6.3. Схема 2

Для тепловой схемы водогрейного котла по рис. 2 расход воды на рециркуляцию при основном режиме и ступенчатом регулировании тепловой нагрузки следует определять по формуле

$$G_{\text{РЕЦ}} = \frac{G_{\text{ОБ}} \cdot t_{\text{ВК}} - t_{\text{ОБ}} + G_{\text{ПОД}} \cdot t_{\text{ВК}} - t_{\text{ПОД}}}{t_{\text{РЕЦ}} - t_{\text{ВК}}}, \text{ т/ч} \quad (5)$$

где $G_{\text{ОБ}}$ – расход сетевой воды из обратного трубопровода на входе в котельной, т/ч;

$G_{\text{ПОД}}$ – расход воды на подпитку тепловой сети, т/ч;

$t_{\text{ПОД}}$ и $t_{\text{РЕЦ}}$ – температуры, подпиточной и рециркуляционной воды в точке подвода в обратный трубопровод, °С.

Температура подпиточной воды зависит от давления в деаэраторе. Как правило, на водогрейных котельных при отсутствии паровых котлов используются вакуумные деаэраторы. Например, если использовать деаэратор с атмосферным давлением, то $t_{\text{ПОД}} = 100^\circ\text{С}$, если уменьшим давление до 50кПа (0,5ат), то $t_{\text{ПОД}} = 81,35^\circ\text{С}$ [1].

Выпар из деаэратора (на рис. 2 и 5 отвод выпара и подвод греющего потока не показан) используется для подогрева сырой воды перед её химической очисткой. Расход выпара деаэратора – $G_{\text{ВЫП}}$ всегда незначительный (не более 0,005G), поэтому произвести подогрев сырой воды на 10-15°С невозможно без использования дополнительного греющего потока. Вакуумные деаэраторы допускают подогрев воды на 15-25°С (на большую величину по согласованию с производителем). Дополнительными греющими потоками для подогрева сырой воды до $t_{\text{ПОД}}$ следует рассматривать конденсат или «холодную» воду из подогревателей мазутного хозяйства, дымовые газы, охлаждающую воду компрессорной установки, воду с выхода водогрейного котла.

В предварительных расчетах можно принимать подогрев сырой воды (она же подпиточная вода) от $t_{\text{СВ}}$ до $t_{\text{ПОД}}$ рециркуляционным потоком. В этом случае $t_{\text{РЕЦ}}$ (°С) следует определять по формуле

$$t_{\text{РЕЦ}} = 150 - \frac{G_{\text{ПОД}}}{G_{\text{РЕЦ}}} (t_{\text{ПОД}} - t_{\text{СВ}}) \quad (6)$$

где $t_{\text{СВ}}$ – начальная температура сырой воды, °С.

Наиболее рациональные решения предусматривают использование дымовых газов и охлаждающей воды компрессорной установки. В этих случаях увеличиваются $t_{\text{СВ}}$, $t_{\text{РЕЦ}}$ и сокращает расход воды через рециркуляционный контур.

6.4. Схема 3

Для определения $G_{РЕЦ}$ по тепловой схеме водогрейного котла рис. 3 следует составить систему уравнений теплового и материального баланса для узловых точек и решить ее. Например,

$$G_{ВК} = G_{МХ} + G_{ППВ} + G_{РЕЦ} + G_{ПП}, \text{ т/ч} \quad (7)$$

$$G_C = G_{ПП} + (G_{ОБ} + G_{МХ}) \cdot (1 - x) + G_{ПВВ} + G_{ПОД}, \text{ т/ч} \quad (8)$$

$$G_{ВК} = G_{РЕЦ} + (G_{ОБ} + G_{МХ}) \cdot x, \text{ т/ч} \quad (9)$$

$$G_C = G_{ОБ} + G_{ПОД}, \text{ т/ч} \quad (10)$$

$$Q_{ВК} = Q_{МХ} + Q_{ППВ} + Q_{РЕЦ} + Q_{ПП}, \text{ кВт} \quad (11)$$

$$Q_{ВК} = 1,164 \cdot G_{ВК} \cdot (150 - t_{ВК}), \text{ кВт} \quad (12)$$

$$Q_{МХ} = 1,164 \cdot G_{МХ} \cdot (150 - t_{МХ}), \text{ кВт} \quad (13)$$

$$Q_{ППВ} = 1,164 \cdot G_{ППВ} \cdot (150 - t_{ППВ}), \text{ кВт} \quad (14)$$

$$Q_{РЕЦ} = 1,164 \cdot G_{РЕЦ} \cdot (150 - t_{РЕЦ}), \text{ кВт} \quad (15)$$

$$Q_{ПП} = 1,164 \cdot G_{ПП} \cdot (150 - t_{П}), \text{ кВт} \quad (16)$$

$$Q_C = 1,164 \cdot [G_C \cdot t_{П} - (G_C - G_{ПОД}) \cdot t_{ОБ}], \text{ кВт} \quad (17)$$

где $G_{МХ}$ и $G_{ППВ}$ – расход воды, в подогреватели мазутного хозяйства и в подогреватели подпиточной воды, т/ч;

$G_{ПП}$ – расход воды из котла на прямой подогрев воды из обратного трубопровода, из подогревателей подпиточной воды и самой подпиточной воды, т/ч;

$G_{ПОД}$ и $G_{ОБ}$ – расход воды, подпиточной и из обратного трубопровода тепловой сети, т/ч;

G_C – расход сетевой воды в прямоточный трубопровод, т/ч;

x – доля суммарного расхода воды из обратного трубопровода и из подогревателей мазутного хозяйства ($G_{ОБ} + G_{МХ}$), поступающая в водогрейный котел, ед.;

$Q_{ВК}$, $Q_{МХ}$ и $Q_{ППВ}$ – тепловая нагрузка, водогрейного котла, подогревателей мазутного хозяйства и подогревателей подпиточной воды, кВт;

$Q_{\text{РЕЦ}}$ и $Q_{\text{ПП}}$ – тепловая нагрузка потоков, рециркуляционного и прямого подогрева обратной воды, кВт;

$Q_{\text{С}}$ – сетевая тепловая нагрузка, кВт;

$t_{\text{МХ}}$ и $t_{\text{ППВ}}$ – температура греющей воды, на выходе из подогревателей мазутного хозяйства и на выходе из подогревателей подпиточной воды, °С.

В предварительных расчетах тепловые нагрузки $Q_{\text{МХ}}$ и $Q_{\text{ППВ}}$ могут быть заданы в долях от $Q_{\text{С}}$, что значительно упрощает систему уравнений (7-17) и сокращает объем вычислений.

Тепловая нагрузка подогревателей мазутного хозяйства может быть рассчитана по формуле

$$Q_{\text{МХ}} = Q_{\text{МХ РК}} + Q_{\text{МХ РТ}}, \text{ кВт} \quad (18)$$

где $Q_{\text{МХ РК}}$ и $Q_{\text{МХ РТ}}$ – тепловая нагрузка подогревателей мазутного хозяйства для подачи топлива на работающие котлы и для разгрузки и транспортирования мазута в аккумулирующие емкости.

$$Q_{\text{МХ РК}} = G_{\text{М РАБ}} \cdot C_{\text{М}} \cdot (t_{\text{МК}} - t_{\text{МН}}), \text{ кВт} \quad (19)$$

где $G_{\text{М РАБ}}$ – расход мазута на работающие котлы котельной, кг/с;

$C_{\text{М}}$ – массовая теплоемкость мазута, кДж/кг К;

$t_{\text{МК}}$ – температура мазута на выходе из подогревателей мазутного хозяйства, °С;

$t_{\text{МН}}$ – среднегодовая температура мазута при хранении в аккумулирующих баках котельной, °С.

$$G_{\text{М РАБ}} = \frac{Q_{\text{ВК}}}{Q_{\text{Н}}^{\text{Р}} \cdot \eta_{\text{ВК}}}, \text{ кг/с} \quad (20)$$

где $Q_{\text{Н}}^{\text{Р}}$ – теплота сгорания мазута низшая, кДж/кг;

$\eta_{\text{ВК}}$ – коэффициент полезного действия водогрейного котла на мазуте или газе, ед.

Теплота сгорания мазута зависит от многих факторов (месторождение нефти, технология производства, марка, содержание влаги). Для мазутов применяемых в энергетике в расчетах можно принимать $Q_{\text{Н}}^{\text{Р}} = 42$ МДж/кг.

Коэффициент полезного действия водогрейного котла на мазуте или газе следует принимать в пределах 0,97-0,99.

Теплоемкость мазута зависит от многих факторов (месторождения нефти, содержания серы, технологии производства, влажности и дру-

гих), поэтому ее величина принимается по результатам измерений или в пределах 1,8-2,1 кДж/кг К.

Температуру мазута для транспортирования из аккумулирующих баков в котельный цех следует принимать в пределах 55-75°C (большие значения для более высоких марок мазута).

Среднегодовую температуру мазута при хранении следует принимать в пределах 5-15°C (большие значения для южных регионов).

$$Q_{\text{МХ РТ}} = G_{\text{М РАЗ}} \cdot C_{\text{М}} \cdot (t_{\text{МРТ}} - t_{\text{МЗ}}), \text{ кВт} \quad (21)$$

где $G_{\text{М РАЗ}}$ – скорость выгрузки мазута из цистерны, кг/с;

$t_{\text{МРТ}}$ – температура мазута необходимая для его выгрузки из цистерны и транспортирования в аккумулирующие баки, °C;

$t_{\text{МЗ}}$ – температура мазута в цистерне при доставке его на котельную в зимнее время, °C.

Скорость выгрузки мазута зависит от многих факторов (характеристик мазута, организации разгрузки, характеристик греющего потока, атмосферных условий во время разгрузки и других) и при выгрузки одновременно только одной цистерны может приниматься 1,4-2,8 кг/с.

Температуру $t_{\text{МРТ}}$ для мазутов марки М60 и выше следует принимать в пределах 50-60 °C.

Температура $t_{\text{МЗ}}$ в значительной степени зависит от климатической зоны, в которой находится котельная и может приниматься равной средней температуре за самую морозную декаду зимы за последние пять лет.

6.5. Схема 4

Для определения $G_{\text{РЕЦ}}$ по тепловой схемы водогрейного котла рис. 4 следует составить систему уравнений:

$$G_{\text{ВК}} = G_{\text{РЕЦ}} + G_{\text{С}} \cdot x, \text{ т/ч} \quad (22)$$

$$G_{\text{ВК}} = G_{\text{ПП}} + G_{\text{РЕЦ}}, \text{ т/ч} \quad (23)$$

$$G_{\text{С}} = G_{\text{ОБ}} = G_{\text{ПП}} + G_{\text{С}} \cdot (1 - x), \text{ т/ч} \quad (24)$$

$$G_{\text{РЕЦ}} \cdot (150 - t_{\text{ВК}}) = G_{\text{С}} \cdot x \cdot (t_{\text{ВК}} - t_{\text{ОБ}}), \quad (25)$$

$$G_{\text{ПП}} \cdot (150 - t_{\text{П}}) = G_{\text{С}} \cdot (1 - x) \cdot (t_{\text{П}} - t_{\text{ОБ}}). \quad (26)$$

6.6. Схема 5

Для определения $G_{РЕЦ}$ по тепловой схемы водогрейного котла рис. 5 следует составить систему уравнений:

$$G_{ВК} = G_{МХ} + G_{СП} + G_{ППВ}, \text{ т/ч} \quad (27)$$

$$G_{ВК} = G_{СП} + G_{ППВ} + G_{ГП}, \text{ т/ч} \quad (28)$$

$$G_{ППВ} + G_{ПОД} = G_{ГП} + G_{ХП}, \text{ т/ч} \quad (29)$$

$$G_C = G_{ОБ} + G_{МХ} + G_{ХП}, \text{ т/ч} \quad (30)$$

$$Q_{ВК} = Q_{МХ} + Q_{СП} + Q_{ППВ}, \text{ кВт} \quad (31)$$

$$Q_{СП} = 1,164 \cdot G_{СП} \cdot (150 - t_{РЕЦ}), \text{ кВт} \quad (32)$$

$$Q_{СП} = 1,164 \cdot [G_{ОБ} \cdot (t_{П} - t_{ОБ}) + \\ + G_{МХ} \cdot (t_{П} - t_{МХ}) + G_{ХП} \cdot (t_{П} - t_{ХП})], \text{ кВт} \quad (33)$$

$$G_{ППВ} \cdot (150 - t_{ХП}) = G_{ПОД} \cdot (t_{ХП} - t_{СВ}), \quad (34)$$

$$G_{РЕЦ} \cdot (t_{РЕЦ} - t_{ВК}) = G_{ГП} \cdot (t_{ВК} - t_{ГП}), \quad (35)$$

где $G_{ХП}$ и $G_{ГП}$ – расход подпиточной воды, «холодной» на вход сетевого насоса и «горячей» на вход рециркуляционного насоса, т/ч;
 $G_{СП}$ – расход греющей воды из котла через сетевой подогреватель, т/ч;
 $t_{ХП}$ и $t_{ГП}$ – температура подпиточной воды, условно «холодной» на входе сетевого насоса и «горячей» на входе в рециркуляционный насос, °С.

7. ВЫБОР РЕЦИРКУЛЯЦИОННОГО НАСОСА

7.1. Общие положения

Выбор рециркуляционного насоса производится по следующим параметрам и характеристикам:

- производительность,
- давление,
- температура воды,
- допустимое давление в подводящем патрубке,
- диапазон регулирования производительности,
- коэффициент полезного действия,
- тип напорно-расходной характеристики.

Для правильного выбора рециркуляционного насоса необходимо выполнить расчеты $G_{\text{РЕЦ}}$ при работе котла или котельной (группы котлов) в следующих режимах:

- 1 – с номинальной нагрузкой тепловой сети;
- 2 – с номинальной нагрузкой тепловой сети и разгрузкой топлива;
- 3 – с максимальной нагрузкой тепловой сети – 120% номинальной;
- 4 – с максимальной нагрузкой тепловой сети и разгрузкой топлива;
- 5 – с нагрузкой 80% номинальной;
- 6 – с нагрузкой 60% номинальной;
- 7 – с нагрузкой 40% номинальной;
- 8 – с нагрузкой 20% номинальной и разгрузкой топлива.

Результаты тепловых расчетов по основным режимам работы котельной дадут возможность подобрать рациональные схемы включения котлов предприятия, выбрать и обосновать экономическими расчетами способ регулирования производительности рециркуляционного насоса (группы насосов).

7.2. Тепловые расчеты для схемы 1

В качестве примера ниже приведены параметры тепловой установки для схемы по рис. 1 и результаты тепловых расчетов в табл. 1-3:

- | | |
|--|--------------------------------------|
| – сетевая тепловая нагрузка (номинальная) | $Q_C = 20 \text{ МВт};$ |
| – температура воды в подающем трубопроводе | $t_{\text{П}} = 120^\circ\text{C};$ |
| – температура воды в обратном трубопроводе
при номинальной нагрузке | $t_{\text{ОБ}} = 90^\circ\text{C};$ |
| – температура воды на входе в котел | $t_{\text{ВК}} = 110^\circ\text{C};$ |
| – температура воды на выходе из котла | $t_{\text{К}} = 150^\circ\text{C}.$ |

Эффективность работы тепловой установки зависит от многих факторов. Наиболее важными следует считать надежность и экономичность. Наибольшую надежность, как правило, имеют устройства, машины, агрегаты и системы, которые работают с постоянными нагрузками. Для водогрейных котлов максимальная надежность обеспечивается при постоянном расходе и постоянной температуре воды на выходе из него, что не гарантирует минимальных расходов энергии насосами тепловой установки в целом.

Для тепловой сети максимальная надежность обеспечивается при минимальном допустимом давлении воды и расходе. Однако, снижение давления воды и скорости её движения приводят к увеличению риска возникновения гидравлического удара (из-за запаривания) и потерям тепла при транспортировании.

Нагрузка тепловой установки практически постоянно изменяется как из-за активности потребителей тепла, так и из-за изменения атмо-

сферных условий (температура, скорость ветра). Поэтому требуется обоснование способа регулирования тепловой нагрузки установки.

Таблица 1

Параметры установки при качественном регулировании
тепловой нагрузки ($G_C = \text{const}$)

№ реж.	1	3	5	6	7	8
Q_C , МВт	20	24	16	12	8	4
t_{OB} , °C	90	78	102	114	126	138
Q_{BK} , МВт	20	24	16	12	8	4
G_C , т/ч	286,37					
G_{PEC} , т/ч	143,18	229,10	57,27	0	0	0
G_{BK} , т/ч	429,55	515,47	343,64	286,37	286,37	286,37

При тепловой нагрузке $Q_C = 13,67$ МВт температура воды в обратном трубопроводе равна 110°C , поэтому работа рециркуляционного насоса не требуется. Максимальная производительность сетевого насоса (насосов) больше минимальной производительности в 1,80 раза.

Таблица 2

Параметры установки при количественном регулировании
тепловой нагрузки ($t_{II} - t_{OB} = \text{const}$)

№ реж.	1	3	5	6	7	8
Q_C , МВт	20	24	16	12	8	4
t_{OB} , °C	90					
Q_{BK} , МВт	20	24	16	12	8	4
G_C , т/ч	286,37	343,64	229,10	171,82	114,55	57,28
G_{PEC} , т/ч	143,18	171,82	114,55	85,91	57,28	28,64
G_{BK} , т/ч	429,55	515,46	343,65	257,73	171,83	85,92

Шестикратное изменение производительности сетевой и рециркуляционной установок возможно только за счет использования большего числа центробежных насосов в каждой из них, что потребует больших капитальных и эксплуатационных затрат. Регулирование производительности за счет изменения частоты вращения насоса не позволит обеспечить требуемого давления во всем диапазоне регулирования. Использование минимального числа насосов объемного действия может обеспечить регулирование расхода воды в указанном диапазоне с поддержанием требуемого давления за счет изменения частоты вращения привода. В этом случае значительные потери энергии связаны с уменьшением КПД, как насоса, так и двигателя при работе на пониженных частотах.

Таблица 3

Параметры установки при постоянном расходе воды
через котел ($G_{BK} = \text{const}$) и в сети ($G_C = \text{const}$)

№ реж.	1	3	5	6	7	8
Q_C , МВт	20	24	16	12	8	4
t_{OB} , °C	90	78	102	114	126	138
t_{BK} , °C	110	110	118	126	134	142
Q_{BK} , МВт	20	24	16	12	8	4
G_C , т/ч	286,37	286,37	286,37	286,37	286,37	286,37
$G_{PEЦ}$, т/ч	143,18	229,09	143,18	143,18	143,18	143,18
G_{BK} , т/ч	429,55	515,46	429,55	429,55	429,55	429,55

Наиболее рациональным способом регулирования тепловой нагрузки из рассмотренных для этих условий, при котором изменение Q_C в пределах от 4 до 20 МВт $G_{BK} = \text{const}$ и в сети $G_C = \text{const}$.

При любом способе регулирования тепловой нагрузки Q_C максимальная разность $(t_K - t_{BK}) = 40^\circ\text{C}$, поэтому работа в пиковом режиме с нагрузкой более 20 МВт возможна только за счет пропорционального увеличения G_{BK} .

В пиковом режиме работы тепловой установки (24 МВт) при этом способе регулирования производительность сетевого насоса (насосов) не изменяется, что является первым несомненным преимуществом.

Производительность рециркуляционного насоса (или группы насосов) при изменении Q_C в пределах от 4 до 20 МВт остается постоянной $G_{PEЦ} = 143,18$ т/ч, что является вторым несомненным преимуществом.

Увеличение расхода воды через котел в пиковом режиме на 20% обеспечивается увеличением производительности рециркуляционного насоса (насосов) примерно на 60%, что может быть успешно обеспечено включением второго рециркуляционного насоса для параллельной работы и это является третьим несомненным преимуществом этого способа регулирования.

При использовании одного водогрейного котла в качестве сетевого следует рассматривать насос модели 1Д 250-125а, а в качестве рециркуляционного – насос модели ЦН 160/112-а производства завода «Ливгидромаш» Россия.

7.3. Тепловые расчеты для схемы 2

В качестве примера ниже приведены параметры тепловой установки для схемы по рис. 2 и результаты тепловых расчетов в табл. 4-6:

- сетевая тепловая нагрузка (номинальная) $Q_C = 20 \text{ МВт};$
- температура воды в подающем трубопроводе $t_{\Pi} = 150^{\circ}\text{C};$
- температура воды в обратном трубопроводе
при номинальной нагрузке $t_{\text{ОБ}} = 90^{\circ}\text{C};$
- температура воды на входе в котел $t_{\text{ВК}} = 110^{\circ}\text{C};$
- температура воды на выходе из котла $t_{\text{К}} = 150^{\circ}\text{C};$
- температура сырой воды $t_{\text{СВ}} = 10^{\circ}\text{C};$
- утечки воды в тепловой сети $G_{\text{ПОД}} = 20 \text{ т/ч.}$

Для качественного регулирования тепловой нагрузки внешнего потребителя ($G_C = \text{const}$) результаты тепловых расчетов приведены в табл. 4.

Расход сетевой воды для номинальной нагрузки у потребителя составит –

$$G_C = \frac{Q_C}{1,164 \cdot 150 - t_{\text{ОБ}}} =$$

$$= \frac{20000}{1,164 \cdot (150 - 90)} = 286,37 \text{ т/ч.}$$

Температура воды в обратном трубопроводе при фиксированном $G_C = 286,37 \text{ т/ч}$ –

$$t_{\text{ОБ}} = 150 - \frac{Q_C}{1,164 \cdot G_C} = 150 - \frac{Q_C}{333,33}$$

Тепловая нагрузка для подогрева подпиточной (сырой) воды до температуры 150°C в этом примере для любого режима работы котельной будет постоянной

$$Q_{\text{ПОД}} = 1,164 \cdot G_{\text{ПОД}} \cdot (150 - t_{\text{СВ}}) =$$

$$= 23,28 \cdot (150 - 10) = 3259,2 \text{ кВт.}$$

Тепловая нагрузка водогрейного котла –

$$Q_{\text{ВК}} = Q_C + Q_{\text{ПОД}} = Q_C + 3259,2 \text{ кВт.}$$

Расход воды через водогрейный котел –

$$G_{\text{ВК}} = \frac{Q_{\text{ВК}}}{1,164 \cdot (150 - t_{\text{ВК}})}, \text{ кВт.}$$

Расход сетевой воды на котельной –

$$G_C = G_{OB} + G_{ПОД}$$

Расход воды через рециркуляционный насос для подогрева подпиточной воды и воды из обратного трубопровода –

$$G_{РЕЦ} = G_{ВК} - G_C, \text{ т/ч}$$

или через изменение мощности рециркуляционного потока –

$$G_{РЕЦ} = \frac{G_{OB} \cdot (t_{ВК} - t_{OB})}{(150 - t_{ВК})} + \frac{G_{ПОД} \cdot (t_{ВК} - t_{СВ})}{(150 - t_{ВК})}, \text{ т/ч.}$$

Таблица 4

Параметры установки при качественном регулировании тепловой нагрузки ($G_C = \text{const}$)

№ реж.	1	3	5	6	7	8
Q_C , МВт	20	24	16	12	8	4
G_{OB} , т/ч	286,37					
t_{OB} , °С	90	78	102	114	126	138
$G_{ПОД}$, т/ч	20					
$Q_{ПОД}$, МВт	3,259					
G_C , т/ч	306,37					
$Q_{ВК}$, МВт	23,259	27,259	19,259	15,259	11,259	7,259
$G_{РЕЦ}$, т/ч	193,18	279,09	107,14	57,77	96,66	213,32
$G_{ВК}$, т/ч	499,55	585,46	413,51	364,14	403,03	519,69

При тепловой нагрузке $Q_C = 13,33$ МВт температура воды в обратном трубопроводе равна 110°C , поэтому рециркуляционный поток используется только для подогрева подпиточной воды до температуры воды в обратном трубопроводе. Максимальная производительность сетевого насоса (насосов) больше минимальной производительности в 1,60 раза.

Для количественного регулирования тепловой нагрузки внешнего потребителя выполняется условие $t_{П} - t_{OB} = 60^\circ\text{C} = \text{const}$. В этом случае применимы следующие формулы:

расход воды через обратный трубопровод –

$$G_{OB} = \frac{Q_C}{1,164 \cdot (150 - t_{OB})} =$$

$$= \frac{Q_C}{1,164 \cdot (150 - 90)} = \frac{Q_C}{69,84}, \text{ кВт};$$

расход воды через водогрейный котел –

$$G_{ВК} = \frac{Q_{ВК}}{1,164 \cdot (150 - t_{ВК})}, \text{ кВт};$$

$$G_{ВК} = \frac{G_{ОБ} \cdot (150 - t_{ОБ})}{(150 - t_{ВК})} + \frac{G_{ПОД} \cdot (150 - t_{СВ})}{(150 - t_{ВК})} =$$

$$= 1,5 \cdot G_{ОБ} + 70, \text{ т/ч};$$

$$G_{РЕЦ} = \frac{G_{ОБ} \cdot (t_{ВК} - t_{ОБ})}{(150 - t_{ВК})} + \frac{G_{ПОД} \cdot (t_{ВК} - t_{СВ})}{(150 - t_{ВК})} =$$

$$= \frac{G_{ОБ}}{2} + 50, \text{ т/ч}.$$

Результаты тепловых расчетов приведены в табл. 5.

Таблица 5

Параметры установки при количественном регулировании
тепловой нагрузки ($t_{П} - t_{ОБ} = \text{const}$)

№ реж.	1	3	5	6	7	8
Q_C , МВт	20	24	16	12	8	4
$t_{ОБ}$, °С	90					
$G_{ОБ}$, т/ч	286,37	343,64	229,10	171,82	114,55	57,27
$G_{ПОД}$, т/ч	20					
$Q_{ПОД}$, МВт	3,259					
$Q_{ВК}$, МВт	23,259	27,259	19,259	15,259	11,259	7,259
G_C , т/ч	306,37	363,64	249,10	191,82	134,55	77,27
$G_{РЕЦ}$, т/ч	193,18	221,82	164,55	135,91	107,28	78,64
$G_{ВК}$, т/ч	499,55	585,46	413,65	327,73	241,83	155,91

Максимальная производительность сетевого насоса (насосов) больше минимальной производительности в 3,76 раза. Максимальная производительность рециркуляционного насоса (насосов) больше минимальной производительности в 2,82 раза.

Для регулирования тепловой нагрузки внешнего потребителя при постоянном расходе воды через котел ($G_{ВК} = \text{const}$) и в сети ($G_C = \text{const}$)

следует определить начальную температуру воды на входе в котел при известном расходе воды через него для номинальной тепловой нагрузки, в нашем примере 499,55 т/ч –

$$\begin{aligned}
 t_{\text{ВК}} &= 150 - \frac{Q_{\text{ВК}}}{1,164 \cdot G_{\text{ВК}}} = \\
 &= 150 - \frac{Q_{\text{ВК}}}{1,164 \cdot 499,55} = \\
 &= 150 - \frac{Q_{\text{ВК}}}{581,48}, ^\circ\text{C}.
 \end{aligned}$$

Результаты тепловых расчетов приведены в табл. 6.

Таблица 6

Параметры установки при постоянном расходе воды
через котел ($G_{\text{ВК}} = \text{const}$) и в сети ($G_{\text{С}} = \text{const}$)

№ реж.	1	3	5	6	7	8
$Q_{\text{С}}, \text{ МВт}$	20	24	16	12	8	4
$G_{\text{ОБ}}, \text{ т/ч}$	286,37					
$t_{\text{ОБ}}, ^\circ\text{C}$	90	78	102	114	126	138
$G_{\text{ПОД}}, \text{ т/ч}$	20					
$Q_{\text{ПОД}}, \text{ МВт}$	3,259					
$G_{\text{С}}, \text{ т/ч}$	306,37					
$Q_{\text{ВК}}, \text{ МВт}$	23,259	27,259	19,259	15,259	11,259	7,259
$G_{\text{РЕЦ}}, \text{ т/ч}$	193,18	193,18	193,18	193,18	193,18	193,18
$t_{\text{ВК}}, ^\circ\text{C}$	110	103,12	116,88	123,76	130,64	137,52
$G_{\text{ВК}}, \text{ т/ч}$	499,55					

При использовании двух водогрейных котлов в качестве сетевых следует рассматривать насосы модели 1Д 250-125а, а в качестве рециркуляционных – насосы модели ЦН 160/112-а.

7.4. Тепловые расчеты для схемы 3

В качестве примера ниже приведены параметры тепловой установки для схемы по рис. 3 и результаты тепловых расчетов в табл. 7-9:

- сетевая тепловая нагрузка (номинальная) $Q_{\text{С}} = 20 \text{ МВт};$
- температура воды в подающем трубопроводе $t_{\text{П}} = 120^\circ\text{C};$
- температура воды в обратном трубопроводе

при номинальной нагрузке

- температура воды на входе в котел
- температура воды на выходе из котла
- температура сырой воды
- утечки воды в тепловой сети
- средняя массовая теплоемкость мазута
- средняя годовая температура мазута при хранении в аккумулирующих баках котельной
- температура мазута на выходе из подогревателей мазутного хозяйства
- температура воды на выходе из подогревателей мазутного хозяйства
- температура мазута необходимая для его выгрузки из цистерны и транспортирования в аккумулирующие баки
- температура мазута в цистерне при доставке его на котельную в зимнее время
- скорость выгрузки мазута из цистерны
- теплота сгорания мазута низшая
- коэффициент полезного действия водогрейного котла на мазуте или газе

$$\begin{aligned}
 t_{\text{ОБ}} &= 70^{\circ}\text{C}; \\
 t_{\text{БК}} &= 110^{\circ}\text{C}; \\
 t_{\text{К}} &= 150^{\circ}\text{C}; \\
 t_{\text{СВ}} &= 10^{\circ}\text{C}; \\
 G_{\text{ПОД}} &= 20 \text{ т/ч}; \\
 C_{\text{М}} &= 2 \text{ кДж/кг}; \\
 t_{\text{МН}} &= 10^{\circ}\text{C}; \\
 t_{\text{МК}} &= 65^{\circ}\text{C}; \\
 t_{\text{ВМХ}} &= 15^{\circ}\text{C}; \\
 t_{\text{МРТ}} &= 50^{\circ}\text{C}; \\
 t_{\text{МЗ}} &= -40^{\circ}\text{C}; \\
 G_{\text{МРАЗ}} &= 2,5 \text{ кг/с}; \\
 Q_{\text{Н}}^{\text{P}} &= 42 \text{ МДж/кг}; \\
 \eta_{\text{БК}} &= 0,98.
 \end{aligned}$$

При количественном регулировании тепловой нагрузки на внешнего потребителя при $(t_{\text{П}} - t_{\text{ОБ}}) = 50^{\circ}\text{C}$ можно применить следующие формулы:

расход воды через обратный трубопровод –

$$\begin{aligned}
 G_{\text{ОБ}} &= \frac{Q_{\text{С}}}{1,164 \cdot (t_{\text{П}} - t_{\text{ОБ}})} = \\
 &= \frac{Q_{\text{С}}}{1,164 \cdot (120 - 70)} = \frac{Q_{\text{С}}}{58,2}, \text{ т/ч};
 \end{aligned}$$

тепловая нагрузка для подогрева подпиточной воды до температуры 120°C для всех режимов работы котельной будет постоянной –

$$\begin{aligned}
 Q_{\text{ПОД}} &= 1,164 \cdot G_{\text{ПОД}} \cdot (120 - t_{\text{СВ}}) = \\
 &= 1,164 \cdot 20 \cdot (120 - 10) = 2561 \text{ кВт};
 \end{aligned}$$

расход мазута на работающие котлы котельной –

$$G_{M\text{ РАБ}} = \frac{Q_{BK}}{Q_H^P \cdot \eta_{BK}} = \frac{Q_{BK}}{42000 \cdot 0,98} = \frac{Q_{BK}}{41160}, \text{ кг/с};$$

тепловая нагрузка на котел для разгрузки мазута при неблагоприятных атмосферных условиях

$$\begin{aligned} Q_{MX\text{ РАЗ}} &= C_M \cdot (t_{MPT} - t_{MЗ}) \cdot G_{M\text{ РАЗ}} = \\ &= 2 \cdot (50 + 40) \cdot 2,5 = 450 \text{ кВт}; \end{aligned}$$

тепловая нагрузка на котел для работы мазутного хозяйства без разгрузки мазута из цистерны –

$$\begin{aligned} Q_{MX\text{ РАБ}} &= C_M \cdot (t_{МК} - t_{МН}) \cdot G_{M\text{ РАБ}} = \\ &= 110 \cdot G_{M\text{ РАБ}}, \text{ кВт} \end{aligned}$$

тепловая нагрузка на котел для работы мазутного хозяйства при разгрузке мазута из цистерны –

$$\begin{aligned} Q_{MX} &= Q_{MX\text{ РАБ}} + Q_{MX\text{ РАЗ}} = \\ &= 110 \cdot G_{M\text{ РАБ}} + 450, \text{ кВт} \end{aligned}$$

тепловая нагрузка на котел при работе без разгрузки мазута –

$$\begin{aligned} Q_{BK} &= Q_C + Q_{MX} + Q_{ПОД} = \\ &= \frac{Q_C + 2561}{0,99733}, \text{ кВт}; \end{aligned}$$

тепловая нагрузка на котел при работе с разгрузкой мазута –

$$\begin{aligned} Q_{BK} &= Q_C + Q_{MX} + Q_{ПОД} = \\ &= \frac{Q_C + 3011}{0,99733}, \text{ кВт}; \end{aligned}$$

расход воды через водогрейный котел –

$$G_{BK} = \frac{Q_{BK}}{1,164 \cdot (t_K - t_{BK})} =$$

$$= \frac{Q_{BK}}{1,164 \cdot (150 - 110)} = \frac{Q_{BK}}{46,56}, \text{ Т/ч};$$

расход воды через подогреватели мазутного хозяйства –

$$G_{MX} = \frac{Q_{MX}}{1,164 \cdot (t_K - t_{BMK})} =$$

$$= \frac{Q_{MX}}{1,164 \cdot (150 - 15)} = \frac{Q_{MX}}{157,14}, \text{ Т/ч};$$

расход воды из котла на подогрев подпиточной воды до температуры 120°C для всех режимов работы котельной будет постоянной –

$$G_{ППВ} = \frac{Q_{ПОД}}{1,164 \cdot (t_K - t_{П})} =$$

$$= \frac{2561}{1,164 \cdot (150 - 120)} = 73,33 \text{ Т/ч};$$

температура смеси воды из обратного трубопровода и мазутного хозяйства –

$$t_{ОМХ} = \frac{G_{ОБ} \cdot t_{ОБ} + G_{MX} \cdot t_{ВМХ}}{G_{ОБ} + G_{MX}} =$$

$$= \frac{70 \cdot G_{ОБ} + 15 \cdot G_{MX}}{G_{ОБ} + G_{MX}}, \text{ } ^\circ\text{C}$$

расход воды из котла для прямого подогрева обратной воды до температуры 120°C –

$$G_{ПП} = (G_{ОБ} - G_{ППВ}) \cdot \frac{t_{П} - t_{ОМХ}}{t_K - t_{ОМХ}} =$$

$$= (G_{ОБ} - 73,33) \cdot \frac{120 - t_{ОМХ}}{150 - t_{ОМХ}}, \text{ Т/ч};$$

расход воды из обратного трубопровода и мазутного хозяйства –

$$G_{OB} + G_{MX} = G_{OP} + G_{OK}, \text{ т/ч};$$

расход воды из обратного трубопровода, поступающей на прямой подогрев водой из котла –

$$G_{OP} = G_{ПП} \cdot \frac{t_K - t_{П}}{t_{П} - t_{ОМХ}} = G_{ПП} \cdot \frac{30}{120 - t_{ОМХ}}, \text{ т/ч};$$

расход воды из обратного трубопровода, поступающей на подогрев непосредственно в котел –

$$G_{OK} = G_{OB} + G_{MX} - G_{OP}, \text{ т/ч};$$

расход воды через рециркуляционный контур –

$$G_{РЕЦ} = G_{ВК} - G_{OK}, \text{ т/ч};$$

тепловая нагрузка рециркуляционного контура –

$$\begin{aligned} Q_{РЕЦ} &= 1,164 \cdot G_{РЕЦ} \cdot (t_K - t_{ВК}) = \\ &= 1,164 \cdot G_{РЕЦ} \cdot (150 - 110) = 46,56 \cdot G_{РЕЦ}, \text{ кВт}; \end{aligned}$$

тепловая нагрузка для подогрева G_{OK} до 110°C –

$$Q_{OK} = 1,164 \cdot G_{OK} \cdot (110 - t_{ОМХ}), \text{ кВт}.$$

Таблица 7

Параметры установки при количественном регулировании тепловой нагрузки ($t_{П} - t_{OB} = 50^\circ\text{C} = \text{const}$)

№ реж.	1	2	3	4	5	6	7	8
Q _С , МВт	20	20	24	24	16	12	8	4
t _{ОБ} , °С	70							
G _{ОБ} , т/ч	343,64		412,37		274,91	206,19	137,46	68,73
G _{ПОД} , т/ч	20							
Q _{ПОД} , МВт	2,561							
G _С , т/ч	363,64		432,37		294,91	226,19	157,46	88,73
Q _С + Q _{ПОД}	22,561		26,561		18,561	14,561	10,561	6,561
Q _{МХ РАБ}	0,062		0,073		0,052	0,041	0,026	0,019
Q _{МХ РАЗ}	0	0,450	0	0,450	0	0	0	0,450
Q _{МХ} , МВт	0,062	0,512	0,073	0,523	0,052	0,041	0,026	0,469

Продолжение табл. 7

G_{MX} , т/ч	0,395	3,258	0,465	3,328	0,331	0,261	0,165	2,985
Q_{BK} , МВт	22,623	23,073	26,634	27,084	18,613	14,602	10,587	7,030
G_{BK} , т/ч	485,89	495,55	572,04	581,70	399,76	313,62	227,38	150,99
$G_{ППВ}$, т/ч	73,33							
$G_{BK} - G_{MX} - G_{ППВ}$	412,15	418,95	498,23	505,03	326,09	240,02	153,87	74,66
$G_{OB} - G_{ППВ}$	270,31		339,04		201,58	132,86	64,13	-4,60
$G_{OB} + G_{MX}$	344,04	346,90	412,84	415,70	275,24	206,45	137,63	71,72
t_{OMX} , °C	69,96	69,48	69,94	69,56	69,93	69,93	69,93	67,71
$G_{ПП}$, т/ч	168,99	169,60	212,00	212,60	126,05	83,08	40,10	-2,92
$G_{ОП}$	101,32	100,71	127,05	126,45	75,52	49,78	24,03	-1,68
$G_{РЕЦ}$, т/ч	243,17	249,35	286,23	292,43	200,04	156,94	113,77	77,58
G_{OK} , т/ч	242,72	246,20	285,81	289,27	199,72	156,68	113,61	73,41
$Q_{ПП}$, МВт	5,901	5,922	7,403	7,424	4,402	2,901	1,400	-0,102
$Q_{РЕЦ}$, МВт	11,322	11,610	13,327	13,616	9,314	7,307	5,297	3,612
Q_{OK} , МВт	11,312	11,612	13,327	13,617	9,315	7,308	5,299	3,614

При количественном регулировании тепловой нагрузки необходимо изменять производительность насосов: сетевого – в 4,87; рециркуляционного – в 3,77 раз. Расход воды через котел будет изменяться в 3,85 раза.

При качественном регулировании тепловой нагрузки на внешнего потребителя при $G_C = \text{const}$ можно применить следующие формулы:

температура воды из обратного трубопровода при $G_C = 343,64$ т/ч

$$t_{OB} = t_{П} - \frac{Q_C}{1,164 \cdot G_{OB}} =$$

$$= 120 - \frac{Q_C}{1,164 \cdot 343,64} = 120 - \frac{Q_C}{400}, ^\circ\text{C};$$

температура смеси воды из обратного трубопровода и мазутного хозяйства –

$$t_{OMX} = \frac{G_{OB} \cdot t_{OB} + G_{MX} \cdot t_{BMX}}{G_{OB} + G_{MX}} =$$

$$= \frac{343,64 \cdot G_{OB} + 15 \cdot G_{MX}}{343,64 + G_{MX}}, ^\circ\text{C};$$

расход воды из котла для прямого подогрева сетевой воды $G_{оп}$ –

$$G_{пп} \cdot \left[\frac{t_K - t_{BK}}{t_{BK} - t_{OMX}} - \frac{t_K - t_{П}}{t_{П} - t_{OMX}} \right] =$$

$$= \frac{G_{BK} - G_{ППВ} - G_{MX} \cdot t_K - t_{BK}}{t_{BK} - t_{OMX}} - (G_{ОБ} + G_{MX}), \text{ т/ч};$$

расход воды из обратного трубопровода, поступающей на прямой подогрев водой из котла –

$$G_{оп} = G_{пп} \cdot \frac{t_K - t_{OMX}}{t_{П} - t_{OMX}} = G_{пп} \cdot \frac{150 - t_{OMX}}{120 - t_{OMX}}, \text{ т/ч};$$

тепловая нагрузка для подогрева $G_{оп}$ до 120°C водой из котла –

$$Q_{пп} = 1,164 \cdot G_{пп} \cdot (t_K - t_{П}) = 34,92 \cdot G_{пп}, \text{ кВт}.$$

Таблица 8

Параметры установки при качественном регулировании
тепловой нагрузки ($G_C = \text{const}$)

№ реж.	1	2	3	4	5	6	7	8
Q _С , МВт	20	20	24	24	16	12	8	4
t _{ОБ} , °С	70		60		80	90	100	110
G _{ОБ} , т/ч	343,64							
G _{ПОД} , т/ч	20							
Q _{ПОД} , МВт	2,561							
G _С , т/ч	363,64							
Q _С + Q _{ПОД}	22,561		26,561		18,561	14,561	10,561	6,561
Q _{МХ РАБ}	0,062		0,073		0,052	0,041	0,026	0,019
Q _{МХ РАЗ}	0	0,450	0	0,450	0	0	0	0,450
Q _{МХ} , МВт	0,062	0,512	0,073	0,523	0,052	0,041	0,026	0,469
G _{МХ} , т/ч	0,395	3,258	0,465	3,328	0,331	0,261	0,165	2,985
Q _{БК} , МВт	22,623	23,073	26,634	27,084	18,613	14,602	10,587	7,030
G _{БК} , т/ч	485,89	495,55	572,04	581,70	399,76	313,62	227,38	150,99
G _{ППВ} , т/ч	73,33							
G _{ОБ} + G _{МХ}	344,04	346,90	344,11	346,97	343,97	343,90	343,81	346,63
t _{ОМХ} , °С	69,94	69,48	59,94	59,57	79,94	89,94	99,96	109,18
G _{ОБ} – G _{ППВ}	270,31							
G _{БК} – G _{МХ} – G _{ППВ}	412,16	418,96	498,24	505,04	326,10	240,03	153,88	74,67
G _{ПП} , т/ч	169,08	169,53	180,29	180,69	154,63	135,26	108,26	71,64

Продолжение табл. 9

$Q_C + Q_{\text{ПОД}}$	22,561		26,561		18,561	14,561	10,561	6,561
$Q_{\text{MX РАБ}}$	0,062		0,073		0,052	0,041	0,026	0,019
$Q_{\text{MX РАЗ}}$	0	0,450	0	0,450	0	0	0	0,450
$Q_{\text{MX}}, \text{ МВт}$	0,062	0,512	0,073	0,523	0,052	0,041	0,026	0,469
$G_{\text{MX}}, \text{ т/ч}$	0,395	3,258	0,465	3,328	0,331	0,261	0,165	2,985
$Q_{\text{БК}}, \text{ МВт}$	22,623	23,073	26,634	27,084	18,613	14,602	10,587	7,030
$G_{\text{БК}}, \text{ т/ч}$	485,89							
$t_{\text{БК}}, ^\circ\text{C}$	110	109,20	102,91	102,11	117,09	124,18	131,28	137,57
$G_{\text{ППВ}}, \text{ т/ч}$	73,33							
$G_{\text{ОБ}} + G_{\text{MX}}$	344,04	346,90	344,11	346,97	343,97	343,90	343,81	346,63
$t_{\text{ОМХ}}, ^\circ\text{C}$	69,94	69,48	59,94	59,57	79,94	89,94	99,96	109,18
$G_{\text{ОБ}} - G_{\text{ППВ}}$	270,31							
$G_{\text{БК}} - G_{\text{MX}} - G_{\text{ППВ}}$	412,16	409,30	412,09	409,23	412,23	412,30	412,39	409,57
$t_K - t_{\text{БК}}$	40,00	40,80	47,09	47,89	32,91	25,82	18,72	12,43
$t_{\text{БК}} - t_{\text{ОМХ}}$	40,06	39,72	42,97	42,54	37,15	34,24	31,32	28,39
$t_{\text{П}} - t_{\text{ОМХ}}$	50,06	50,52	60,06	60,43	40,06	30,06	20,04	10,82
$G_{\text{ПП}}, \text{ т/ч}$	169,08	169,67	180,24	180,71	154,84	135,25	108,22	71,66
$G_{\text{ОП}}$	270,41	270,42	270,27	270,42	270,80	270,23	270,23	270,35
$G_{\text{РЕЦ}}, \text{ т/ч}$	243,08	239,63	231,85	228,52	257,39	277,05	304,17	337,91
$G_{\text{ОК}}, \text{ т/ч}$	242,81	246,26	254,04	257,37	228,50	208,84	181,72	147,98
$Q_{\text{ПП}}, \text{ МВт}$	5,904	5,925	6,294	6,310	5,407	4,723	3,779	2,502
$Q_{\text{РЕЦ}}, \text{ МВт}$	11,318	11,380	12,708	12,739	9,860	8,327	6,628	4,889
$Q_{\text{ОК}}, \text{ МВт}$	11,322	11,386	12,706	12,745	9,881	8,323	6,625	4,890

Этот способ регулирования режима работы установки имеет существенные преимущества:

- 1 – постоянная производительность сетевого насоса;
- 2 – постоянный расход воды через котел;
- 3 – изменение производительности рециркуляционного насоса не более чем в 1,48 раз.

7.5. Тепловые расчеты для схемы 4

В качестве примера ниже приведены параметры тепловой установки для схемы рис. 4 и результаты тепловых расчетов в табл. 10-12:

- сетевая тепловая нагрузка (номинальная) $Q_C = 20 \text{ МВт}$;
- температура воды в подающем трубопроводе $t_{\text{П}} = 120^\circ\text{C}$;
- температура воды в обратном трубопроводе

при номинальной нагрузке

$$t_{\text{ОБ}} = 70^{\circ}\text{C};$$

– температура воды на входе в котел

$$t_{\text{ВК}} = 90^{\circ}\text{C};$$

– температура воды на выходе из котла

$$t_{\text{К}} = 150^{\circ}\text{C};$$

При количественном регулировании тепловой нагрузки на внешнего потребителя при $(t_{\text{П}} - t_{\text{ОБ}}) = 80^{\circ}\text{C}$ можно применить следующие формулы:

расход воды в тепловых сетях –

$$\begin{aligned} G_{\text{С}} &= \frac{Q_{\text{С}}}{1,164 \cdot (t_{\text{П}} - t_{\text{ОБ}})} = \\ &= \frac{Q_{\text{С}}}{1,164 \cdot (120 - 70)} = \frac{Q_{\text{С}}}{58,2}, \text{ т/ч}; \end{aligned}$$

расход воды из котла для прямого подогрева части сетевой воды ($G_{\text{СП}}$) до температуры $t_{\text{П}}$ –

$$G_{\text{ПП}} = \frac{G_{\text{С}} \cdot (t_{\text{П}} - t_{\text{ОБ}})}{(t_{\text{К}} - t_{\text{ОБ}})} = \frac{G_{\text{С}}}{1,6}, \text{ т/ч};$$

расход воды через рециркуляционный контур для подогрева части сетевой воды ($G_{\text{СК}}$) до температуры $t_{\text{ВК}}$ –

$$G_{\text{РЕЦ}} = \frac{G_{\text{ПП}} \cdot (t_{\text{ВК}} - t_{\text{ОБ}})}{(t_{\text{К}} - t_{\text{ВК}})} = \frac{G_{\text{ПП}}}{3}, \text{ т/ч};$$

расход сетевой воды, поступающей из обратного трубопровода напрямую в подающий трубопровод –

$$G_{\text{СЦ}} = G_{\text{С}} - G_{\text{СК}}, \text{ т/ч};$$

расход воды через водогрейный котел –

$$\begin{aligned} G_{\text{ВК}} &= G_{\text{РЕЦ}} + G_{\text{СК}} = G_{\text{РЕЦ}} + G_{\text{ПП}} = \\ &= \frac{Q_{\text{ВК}}}{1,164 \cdot (t_{\text{К}} - t_{\text{ВК}})} = \frac{Q_{\text{ВК}}}{69,84}, \text{ т/ч}; \end{aligned}$$

тепловая нагрузка потока воды из котла для прямого подогрева части сетевой воды ($G_{\text{СП}}$) до температуры $t_{\text{П}}$ –

$$Q_{\text{ПП}} = 1,164 \cdot G_{\text{ПП}} \cdot (t_{\text{К}} - t_{\text{П}}) =$$

$$= 1,164 \cdot G_{\text{III}} \cdot (150 - 120) = 34,92 \cdot G_{\text{III}}, \text{ кВт};$$

необходимая тепловая нагрузка для подогрева части сетевой воды ($G_{\text{СП}}$) до температуры $t_{\text{П}}$ –

$$Q_{\text{СП}} = 1,164 \cdot G_{\text{СП}} \cdot (t_{\text{П}} - t_{\text{ОБ}}) =$$

$$= 1,164 \cdot G_{\text{СП}} \cdot (120 - 70) = 58,2 \cdot G_{\text{СП}}, \text{ кВт};$$

$$Q_{\text{СП}} = Q_{\text{III}}.$$

Таблица 10

Параметры установки при количественном регулировании тепловой нагрузки ($t_{\text{П}} - t_{\text{ОБ}} = \text{const}$)

№ реж.	1	3	5	6	7	8
$Q_{\text{С}}, \text{ МВт}$	20	24	16	12	8	4
$G_{\text{С}}, \text{ т/ч}$	343,64	412,37	274,91	206,19	137,46	68,73
$t_{\text{ОБ}}, ^\circ\text{C}$	90					
$G_{\text{III}}, \text{ т/ч}$	214,78	257,73	171,82	128,87	85,91	42,96
$G_{\text{РЕЦ}}, \text{ т/ч}$	71,59	85,91	57,27	42,96	28,64	14,32
$G_{\text{СК}}, \text{ т/ч}$	214,78	257,73	171,82	128,87	85,91	42,96
$G_{\text{СП}}, \text{ т/ч}$	128,86	154,64	103,09	77,32	51,55	25,77
$G_{\text{БК}}, \text{ т/ч}$	286,37	343,64	229,09	171,83	114,55	57,28
$Q_{\text{III}}, \text{ МВт}$	7,500	9,000	6,000	4,500	3,000	1,500
$Q_{\text{СП}}, \text{ МВт}$	7,500	9,000	6,000	4,500	3,000	1,500

При количественном регулировании тепловой нагрузки необходимо изменять производительность сетевого и рециркуляционного насоса в 6 раз. Расход воды через котел будет изменяться в 6 раз.

При качественном регулировании тепловой нагрузки на внешнего потребителя при $G_{\text{С}} = \text{const}$ можно применить следующие формулы:

температура воды из обратного трубопровода при $G_{\text{С}} = 343,64 \text{ т/ч}$

$$t_{\text{ОБ}} = t_{\text{П}} - \frac{Q_{\text{С}}}{1,164 \cdot G_{\text{ОБ}}} =$$

$$= 120 - \frac{Q_{\text{С}}}{1,164 \cdot 343,64} = 120 - \frac{Q_{\text{С}}}{400}, ^\circ\text{C};$$

расход воды из котла для прямого подогрева части сетевой воды ($G_{СП}$) до температуры $t_{П}$ –

$$G_{ПП} = \frac{G_C \cdot (t_{П} - t_{ОБ})}{(t_K - t_{ОБ})} = \frac{343,64 \cdot (120 - t_{ОБ})}{(150 - t_{ОБ})}, \text{ т/ч};$$

расход воды через рециркуляционный контур для подогрева части сетевой воды ($G_{СК}$) до температуры $t_{ВК}$ –

$$G_{РЕЦ} = \frac{G_{ПП} \cdot (t_{ВК} - t_{ОБ})}{(t_K - t_{ВК})}, \text{ т/ч};$$

тепловая нагрузка потока воды из котла для прямого подогрева части сетевой воды ($G_{СП}$) до температуры $t_{П}$ –

$$\begin{aligned} Q_{ПП} &= 1,164 \cdot G_{ПП} \cdot (t_K - t_{П}) = \\ &= 34,92 \cdot G_{ПП}, \text{ кВт}; \end{aligned}$$

необходимая тепловая нагрузка для подогрева части сетевой воды ($G_{СП}$) до температуры $t_{П}$ –

$$\begin{aligned} Q_{СП} &= 1,164 \cdot G_{СП} \cdot (t_{П} - t_{ОБ}) = \\ &= 1,164 \cdot G_{СП} \cdot (120 - t_{ОБ}), \text{ кВт}. \end{aligned}$$

Таблица 11

Параметры установки при качественном регулировании
тепловой нагрузки ($G_C = \text{const}$ и $t_{ВК} \geq t_{ОБ}$)

№ реж.	1	3	5	6	7	8
Q_C , МВт	20	24	16	12	8	4
$t_{ОБ}$, °C	70	60	80	90	100	110
G_C , т/ч	343,64					
$t_{ВК}$, °C	90	90	90	90	100	110
$G_{ВК}$, т/ч	286,37	343,64	229,10	171,82	137,46	85,91
$G_{ПП}$, т/ч	214,78	229,09	196,37	171,82	137,46	85,91
$G_{РЕЦ}$, т/ч	71,59	114,55	32,73	0	0	0
$G_{СК}$, т/ч	214,78	229,09	196,37	171,82	137,46	85,91
$G_{СП}$, т/ч	128,86	114,55	147,27	171,82	206,18	257,73
$Q_{ПП}$, МВт	7,500	8,000	6,857	6,000	4,800	3,000
$Q_{СП}$, МВт	7,500	8,000	6,857	6,000	4,800	3,000

При качественном регулировании тепловой нагрузки на внешнего потребителя необходимо изменять производительность рециркуляционного насоса в пределах 0–115 т/ч (0–120 м³/ч). Расход воды через котел будет изменяться в 4 раз.

Для регулирования тепловой нагрузки внешнего потребителя при постоянном расходе воды через котел ($G_{BK} = \text{const}$) и в сети ($G_C = \text{const}$) следует определить начальную температуру воды на входе в котел при известном расходе воды через него для номинальной тепловой нагрузки, в нашем примере 286,37 т/ч –

$$t_{BK} = 150 - \frac{Q_{BK}}{1,164 \cdot G_{BK}} =$$

$$= 150 - \frac{Q_{BK}}{1,164 \cdot 286,37} = 150 - \frac{Q_{BK}}{333,33}, ^\circ\text{C};$$

Таблица 12

Параметры установки при постоянном расходе воды
через котел ($G_{BK} = \text{const}$) и в сети ($G_C = \text{const}$)

№ реж.	1	3	5	6	7	8
Q_C , МВт	20	24	16	12	8	4
t_{OB} , °C	70	60	80	90	100	110
G_C , т/ч	343,64					
G_{BK} , т/ч	286,37					
t_{BK} , °C	90	78	102	114	126	138
G_{CK} , т/ч	214,78	229,09	196,37	171,82	137,46	85,91
$G_{ПП}$, т/ч	214,78	229,09	196,37	171,82	137,46	85,91
$G_{РЕЦ}$, т/ч	71,59	57,28	90,00	114,55	148,91	200,46
$G_{СП}$, т/ч	128,86	114,55	147,27	171,82	206,18	257,73
$Q_{ПП}$, МВт	7,500	8,000	6,857	6,000	4,800	3,000
$Q_{СП}$, МВт	7,500	8,000	6,857	6,000	4,800	3,000

Этот способ регулирования режима работы установки имеет следующие преимущества:

- 1 – постоянная производительность сетевого насоса;
- 2 – постоянный расход воды через котел и производительность рециркуляционного (питательного) насоса.

Изменение расхода воды в рециркуляционном контуре водогрейного котла в 3,5 раз обеспечивается установкой регулирующего клапана с автоматическим приводом и управлением по величине температуры воды в обратном трубопроводе.

7.6. Тепловые расчеты для схемы 5

В качестве примера ниже приведены параметры установки для схемы по рис. 5 и результаты тепловых расчетов в табл. 13-15:

– сетевая тепловая нагрузка (номинальная)	$Q_C = 20 \text{ МВт};$
– температура воды в подающем трубопроводе	$t_{\Pi} = 125^{\circ}\text{C};$
– температура воды в обратном трубопроводе при номинальной нагрузке	$t_{\text{ОБ}} = 90^{\circ}\text{C};$
– температура воды на входе в котел	$t_{\text{ВК}} = 110^{\circ}\text{C};$
– температура воды на выходе из котла	$t_K = 150^{\circ}\text{C};$
– температура сырой воды	$t_{\text{СВ}} = 10^{\circ}\text{C};$
– утечки воды в тепловой сети	$G_{\text{ПОД}} = 20 \text{ т/ч};$
– средняя массовая теплоемкость мазута	$C_M = 2 \text{ кДж/кг К};$
– средняя годовая температура мазута при хранении в аккумулирующих баках котельной	$t_{\text{МН}} = 10^{\circ}\text{C};$
– температура мазута на выходе из подогревателей мазутного хозяйства	$t_{\text{МК}} = 65^{\circ}\text{C};$
– температура воды на выходе из подогревателей мазутного хозяйства	$t_{\text{ВМХ}} = 15^{\circ}\text{C};$
– температура мазута необходимая для его выгрузки из цистерны и транспортирования в аккумулирующие баки	$t_{\text{МРТ}} = 55^{\circ}\text{C};$
– температура мазута в цистерне при доставке его на котельную в зимнее время	$t_{\text{МЗ}} = -45^{\circ}\text{C};$
– скорость выгрузки мазута из цистерны	$G_{\text{МРАЗ}} = 2,5 \text{ кг/с};$
– теплота сгорания мазута низшая	$Q_H^P = 42 \text{ МДж/кг};$
– коэффициент полезного действия водогрейного котла на мазуте или газе	$\eta_{\text{ВК}} = 0,98;$
– коэффициент полезного действия сетевого подогревателя	$\eta_{\text{СП}} = 0,98.$

При количественном регулировании тепловой нагрузки на внешнего потребителя при $(t_{\Pi} - t_{\text{ОБ}}) = 30^{\circ}\text{C}$ можно применить следующие формулы:

расход воды через обратный трубопровод –

$$\begin{aligned}
 G_{\text{ОБ}} &= \frac{Q_C}{1,164 \cdot (t_{\Pi} - t_{\text{ОБ}})} = \\
 &= \frac{Q_C}{1,164 \cdot (125 - 90)} = \frac{Q_C}{40,74}, \text{ т/ч};
 \end{aligned}$$

тепловая нагрузка для подогрева подпиточной воды до $t_{\Pi} = 125^{\circ}\text{C}$ для всех режимов работы котельной будет постоянной –

$$\begin{aligned} Q_{\text{под}} &= 1,164 \cdot G_{\text{под}} \cdot (t_{\text{об}} - t_{\text{св}} + \frac{t_{\Pi} - t_{\text{об}}}{\eta_{\text{СП}}}) = \\ &= 1,164 \cdot 20 \cdot (90 - 10 + \frac{125 - 90}{0,98}) = 2694 \text{ кВт}; \end{aligned}$$

расход воды из котла на подогрев подпиточной воды до температуры 90°C при охлаждении греющей воды до 90°C для всех режимов работы котельной будет постоянным –

$$\begin{aligned} G_{\text{ппв}} &= \frac{G_{\text{под}} \cdot (t_{\text{об}} - t_{\text{св}})}{(t_{\text{к}} - t_{\text{об}})} = \\ &= \frac{20 \cdot (90 - 10)}{(150 - 90)} = 26,67 \text{ т/ч}; \end{aligned}$$

расход мазута на горелки котлов, работающих с нагрузкой $Q_{\text{вк}}$ –

$$\begin{aligned} G_{\text{м раб}} &= \frac{Q_{\text{вк}}}{Q_{\text{H}}^{\text{P}} \cdot \eta_{\text{вк}}} = \\ &= \frac{Q_{\text{вк}}}{42000 \cdot 0,98} = \frac{Q_{\text{вк}}}{41160}, \text{ кг/с}; \end{aligned}$$

тепловая нагрузка на котел для разгрузки мазута при неблагоприятных атмосферных условиях

$$\begin{aligned} Q_{\text{мх раз}} &= C_{\text{м}} \cdot (t_{\text{мрт}} - t_{\text{мз}}) \cdot G_{\text{м раз}} = \\ &= 2 \cdot (55 + 45) \cdot 2,5 = 500 \text{ кВт}; \end{aligned}$$

тепловая нагрузка на котел для работы мазутного хозяйства без разгрузки мазута из цистерны –

$$\begin{aligned} Q_{\text{мх раб}} &= C_{\text{м}} \cdot (t_{\text{мк}} - t_{\text{мн}}) \cdot G_{\text{м раб}} = \\ &= 110 \cdot G_{\text{м раб}} = 0,00267 \cdot Q_{\text{вк}}, \text{ кВт}; \end{aligned}$$

тепловая нагрузка на котел –

$$Q_{\text{ВК}} = \frac{Q_{\text{С}}}{\eta_{\text{СП}}} + Q_{\text{МХ}} + Q_{\text{ПОД}}, \text{ кВт};$$

тепловая нагрузка на котел при работе котельной без разгрузки мазута –

$$\begin{aligned} Q_{\text{ВК}} &= \frac{Q_{\text{С}} + Q_{\text{ПОД}} \cdot \eta_{\text{СП}}}{(1 - 0,00267) \cdot \eta_{\text{СП}}} = \\ &= \frac{Q_{\text{С}} + 2640}{0,977}, \text{ кВт}; \end{aligned}$$

тепловая нагрузка на котел при работе котельной с разгрузкой мазута –

$$\begin{aligned} Q_{\text{ВК}} &= \frac{Q_{\text{С}} + (500 + Q_{\text{ПОД}}) \cdot \eta_{\text{СП}}}{(1 - 0,00267) \cdot \eta_{\text{СП}}} = \\ &= \frac{Q_{\text{С}} + 3130}{0,977}, \text{ кВт}; \end{aligned}$$

расход воды из котла на мазутное хозяйство при работе котельной без разгрузки мазута –

$$\begin{aligned} G_{\text{МХ}} &= \frac{Q_{\text{МХ РАБ}}}{1,164 \cdot (t_{\text{К}} - t_{\text{ВМХ}})} = \\ &= \frac{0,00267 \cdot Q_{\text{ВК}}}{1,164 \cdot (150 - 15)} = 0,000017 \cdot Q_{\text{ВК}} \text{ т/ч}; \end{aligned}$$

расход воды в рециркуляционный контур из деаэратора и подогревателя сырой воды –

$$G_{\text{ППВ-МХ}} = G_{\text{ППВ}} + G_{\text{МХ}} = 26,67 + G_{\text{МХ}} \text{ т/ч};$$

тепловая нагрузка для подогрева $G_{\text{ППВ-МХ}}$ –

$$\begin{aligned} Q_{\text{ППВ-МХ}} &= 1,164 \cdot (t_{\text{ВК}} - t_{\text{ОБ}}) \cdot G_{\text{ППВ-МХ}} = \\ &= 23,28 \cdot G_{\text{ППВ-МХ}} \text{ т/ч}; \end{aligned}$$

тепловая нагрузка на котел для работы мазутного хозяйства при разгрузке мазута из цистерны –

$$\begin{aligned} Q_{MX} &= Q_{MX\text{ РАБ}} + Q_{MX\text{ РАЗ}} = \\ &= 110 \cdot G_{M\text{ РАБ}} + 500, \text{ кВт}; \end{aligned}$$

расход воды через водогрейный котел –

$$\begin{aligned} G_{BK} &= \frac{Q_{BK}}{1,164 \cdot (t_K - t_{BK})} = \\ &= \frac{Q_{BK}}{1,164 \cdot (150 - 110)} = \frac{Q_{BK}}{46,56}, \text{ т/ч}; \end{aligned}$$

расход воды через подогреватели мазутного хозяйства –

$$\begin{aligned} G_{MX} &= \frac{Q_{MX}}{1,164 \cdot (t_K - t_{BMK})} = \\ &= \frac{Q_{MX}}{1,164 \cdot (150 - 15)} = \frac{Q_{MX}}{157,14}, \text{ т/ч}; \end{aligned}$$

расход котловой воды через сетевой подогреватель –

$$\begin{aligned} G_{СП1} &= G_{BK} - G_{MX} - G_{ППВ} = \\ &= G_{BK} - G_{MX} - 26,67, \text{ т/ч}; \end{aligned}$$

температура смеси воды из обратного трубопровода и мазутного хозяйства –

$$\begin{aligned} t_{OMX} &= \frac{(G_C - G_{MX}) \cdot t_{ОБ} + G_{MX} \cdot t_{BMX}}{G_C} = \\ &= \frac{90 \cdot (G_C - G_{MX}) + 15 \cdot G_{MX}}{G_C}, \text{ } ^\circ\text{C}; \end{aligned}$$

тепловая нагрузка котловой воды поступающей через сетевой подогреватель в рециркуляционный контур –

$$Q_{СП1} = 1,164 \cdot (t_K - t_{BK}) \cdot G_{СП1} = 46,56 \cdot G_{СП1}, \text{ кВт};$$

тепловая нагрузка на сетевой подогреватель необходимая для подогрева сетевой воды до температуры 125°C –

$$\begin{aligned} Q_{\text{СП}} &= 1,164 \cdot (t_{\text{п}} - t_{\text{омх}}) \cdot G_{\text{с}} = \\ &= 1,164 \cdot (125 - t_{\text{омх}}) \cdot G_{\text{с}}, \text{ кВт}; \end{aligned}$$

тепловая нагрузка необходимая для подогрева воды из подогревателя сырой воды в рециркуляционный контур ($G_{\text{ППВ}} + G_{\text{МХ}}$) до температуры 110°C –

$$\begin{aligned} Q_{\text{ППВ-МХ}} &= 1,164 \cdot (t_{\text{вк}} - t_{\text{об}}) \cdot (G_{\text{ППВ}} + G_{\text{МХ}}) = \\ &= 23,28 \cdot (G_{\text{ППВ}} + G_{\text{МХ}}), \text{ кВт}; \end{aligned}$$

тепловая нагрузка котловой воды поступающей через сетевой подогреватель в рециркуляционный контур –

$$Q_{\text{СП2}} = \frac{Q_{\text{СП}} + Q_{\text{ППВ-МХ}}}{\eta_{\text{СП}}}, \text{ кВт};$$

расход воды из котла в сетевой подогреватель для подогрева сетевой воды до температуры 125°C и подогрева воды из подогревателя сырой воды до температуры 110°C –

$$\begin{aligned} G_{\text{СП2}} &= \frac{G_{\text{с}} \cdot (t_{\text{п}} - t_{\text{омх}})}{\eta_{\text{СП}} \cdot (t_{\text{к}} - t_{\text{вк}})} + \frac{(G_{\text{ППВ}} + G_{\text{МХ}}) \cdot (t_{\text{вк}} - t_{\text{об}})}{(t_{\text{к}} - t_{\text{вк}})} = \\ &= \frac{G_{\text{с}} \cdot (125 - t_{\text{омх}})}{39,2} + \frac{26,67 + G_{\text{МХ}}}{2} \text{ т/ч}; \end{aligned}$$

относительная погрешность определения тепловой нагрузки сетевого подогревателя –

$$\Delta_Q = \frac{|Q_{\text{СП1}} - Q_{\text{СП2}}|}{Q_{\text{СП1}}};$$

относительная погрешность определения расхода воды через сетевой подогреватель –

$$\Delta_G = \frac{|G_{\text{СП1}} - G_{\text{СП2}}|}{G_{\text{СП1}}}.$$

Таблица 13

Параметры установки при количественном регулировании
тепловой нагрузки ($t_{\text{П}} - t_{\text{ОБ}} = 30^{\circ}\text{C} = \text{const}$)

№ реж.	1	2	3	4	5	6	7	8
$Q_{\text{С}}, \text{ МВт}$	20	20	24	24	16	12	8	4
$t_{\text{ОБ}}, ^{\circ}\text{C}$	90							
$G_{\text{ОБ}}, \text{ Т/ч}$	490,92		589,10		392,73	294,55	196,37	98,18
$G_{\text{ПОД}}, \text{ Т/ч}$	20							
$Q_{\text{ПОД}}, \text{ МВт}$	2,694							
$G_{\text{С}}, \text{ Т/ч}$	510,92		609,10		412,73	314,55	216,37	118,18
$Q_{\text{ВК}}, \text{ МВт}$	23,173	23,675	27,267	27,769	19,079	14,985	10,890	7,298
$G_{\text{ВК}}, \text{ Т/ч}$	497,70	508,48	585,63	596,41	409,77	321,84	233,90	156,74
$Q_{\text{МХ РАБ}}, \text{ МВт}$	0,062	0,063	0,073	0,074	0,051	0,040	0,029	0,020
$Q_{\text{МХ РАЗ}}, \text{ МВт}$	0	0,500	0	0,500	0	0	0	0,500
$Q_{\text{МХ}}, \text{ МВт}$	0,062	0,563	0,073	0,574	0,051	0,040	0,029	0,520
$G_{\text{ППВ}}, \text{ Т/ч}$	26,67							
$G_{\text{МХ}}, \text{ Т/ч}$	0,39	3,58	0,46	3,65	0,32	0,25	0,19	3,31
$G_{\text{С}} - G_{\text{МХ}}$	510,54	507,34	608,64	605,45	412,41	314,30	216,18	114,87
$t_{\text{ОМХ}}, ^{\circ}\text{C}$	89,94	89,47	89,94	89,55	89,94	89,94	89,93	87,90
$G_{\text{ППВ}} + G_{\text{МХ}}$	27,06	30,25	27,13	30,32	26,99	26,92	26,86	29,98
$G_{\text{СП1}}, \text{ Т/ч}$	470,64	478,23	558,50	566,09	382,78	294,92	207,04	126,76
$Q_{\text{СП1}}, \text{ МВт}$	21,913	22,266	26,004	26,357	17,822	13,731	9,640	5,902
$Q_{\text{ССП}}, \text{ МВт}$	20,851	21,130	24,857	25,134	16,843	12,837	8,833	5,104
$Q_{\text{ППВ-МХ}}, \text{ МВт}$	0,630	0,704	0,632	0,706	0,628	0,627	0,625	0,698
$Q_{\text{СП2}}, \text{ МВт}$	21,919	22,280	26,009	26,367	17,828	13,739	9,651	5,920
$G_{\text{СП2}}, \text{ Т/ч}$	470,77	478,51	558,34	565,99	382,64	295,08	207,00	126,84
$\Delta_G, \%$	0,028	0,058	0,029	0,018	0,037	0,054	0,019	0,063
$\Delta_Q, \%$	0,027	0,063	0,019	0,038	0,034	0,058	0,114	0,305

При количественном регулировании тепловой нагрузки необходимо изменять производительность сетевого насоса в 5,15 раз. Расход воды через котел будет изменяться в 3,24 раза.

Более рационально нагревать воду для подпитки сети в подогревателе сразу до температуры $t_{\text{ВК}} = 110^{\circ}\text{C}$, так как в этом случае не будет потерь энергии как сетевом подогревателе. В реальной установке для достижения минимальной надежности греющая вода на выходе из сетевого подогревателя – $t_{\text{СПК}}$ должна иметь температуру не менее чем на 5°C больше чем сетевая вода на входе в подогреватель – $t_{\text{СП}}$.

При качественном регулировании тепловой нагрузки на внешнего потребителя при ($G_C = \text{const}$) и $t_{\text{СПК}} - t_{\text{СП}} \geq 5^\circ\text{C}$ можно применить следующие формулы:

температура воды из обратного трубопровода при постоянном ее расходе, установленном для номинальной нагрузки (20МВт) –

$$t_{\text{ОБ}} = t_{\text{П}} - \frac{Q_C}{1,164 \cdot G_{\text{ОБ}}} = 125 - \frac{Q_C}{571,43} ^\circ\text{C};$$

тепловая нагрузка для подогрева подпиточной воды до 125°C –

$$\begin{aligned} Q_{\text{ПОД}} &= 1,164 \cdot G_{\text{ПОД}} \cdot (t_{\text{П}} - t_{\text{СВ}}) = \\ &= 1,164 \cdot 20 \cdot (125 - 10) = 2677 \text{ кВт}; \end{aligned}$$

расход воды из котла на подогрев подпиточной воды до температуры 125°C при охлаждении греющей воды до 125°C –

$$\begin{aligned} G_{\text{ППВ}} &= \frac{G_{\text{ПОД}} \cdot (t_{\text{П}} - t_{\text{СВ}})}{(t_{\text{К}} - t_{\text{П}})} = \\ &= \frac{20 \cdot (125 - 10)}{(150 - 125)} = 90,00 \text{ т/ч}; \end{aligned}$$

тепловая нагрузка на котел (котлы) при работе котельной без разгрузки мазута –

$$\begin{aligned} Q_{\text{ВК}} &= \frac{Q_C + Q_{\text{ПОД}} \cdot \eta_{\text{СП}}}{(1 - 0,00267) \cdot \eta_{\text{СП}}} = \\ &= \frac{Q_C + 2624}{0,977}, \text{ кВт}; \end{aligned}$$

тепловая нагрузка на котел (котлы) при работе котельной с разгрузкой мазута –

$$\begin{aligned} Q_{\text{ВК}} &= \frac{Q_C + (500 + Q_{\text{ПОД}}) \cdot \eta_{\text{СП}}}{(1 - 0,00267) \cdot \eta_{\text{СП}}} = \\ &= \frac{Q_C + 3124}{0,977}, \text{ кВт}; \end{aligned}$$

расход воды через котел (котлы) –

$$G_{BK} = \frac{Q_{BK}}{1,164 \cdot (t_K - t_{BK})} = \frac{Q_{BK}}{1,164 \cdot (150 - t_{BK})}, \text{ т/ч};$$

температура воды на входе в сетевой подогреватель –

$$t_{СП} = \frac{G_{ОБ} \cdot t_{ОБ} + G_{МХ} \cdot t_{ВМХ} + G_{ПОД} - G_{МХ} \cdot t_{П}}{G_C} =$$

$$= \frac{490,92 \cdot t_{ОБ} - 110 \cdot G_{МХ} + 2500}{510,92}, \text{ } ^\circ\text{C};$$

расход греющей воды через сетевой подогреватель –

$$G_{СП} = G_{BK} - (G_{ППВ} + G_{МХ}) =$$

$$= G_{BK} - (90 + G_{МХ}), \text{ т/ч};$$

температура греющей воды на выходе из сетевого подогревателя –

$$t_{СПК} = t_K - \frac{G_C \cdot (t_{П} - t_{СП})}{G_{СП} \cdot \eta_{СП}} =$$

$$= 150 - \frac{521,35 \cdot (125 - t_{СП})}{G_{СП}}, \text{ } ^\circ\text{C};$$

температура воды на входе в водогрейный котел –

$$t_{BK2} = \frac{t_{П} \cdot G_{ППВ} + G_{МХ} + t_{СПК} \cdot G_{СП}}{G_{BK}}, \text{ } ^\circ\text{C};$$

тепловая нагрузка котловой воды поступающей через сетевой подогреватель в рециркуляционный контур –

$$Q_{СП1} = 1,164 \cdot (t_K - t_{СПК}) \cdot G_{СП1} =$$

$$= 1,164 \cdot (150 - t_{СПК}) \cdot G_{СП1}, \text{ кВт};$$

тепловая нагрузка на сетевой подогреватель –

$$Q_{СП2} = 1,164 \cdot (t_{П} - t_{СП}) \cdot G_C = 607 \cdot (125 - t_{СП}), \text{ кВт};$$

относительная погрешность определения тепловой нагрузки сетевого подогревателя –

$$\Delta_Q = \frac{|Q_{СП1} - Q_{СП2}|}{Q_{СП1}}.$$

Таблица 14

Параметры установки при качественном регулировании тепловой нагрузки ($G_C = \text{const}$ и $t_{СПК} - t_{СП} \geq 5 \text{ } ^\circ\text{C}$)

№ реж.	1	2	3	4	5	6	7	8
Q _C , МВт	20	20	24	24	16	12	8	4
t _{ОБ} , °C	90		83		97	104	111	118
G _{ОБ} , т/ч	490,92							
G _{ПОД} , т/ч	20							
Q _{ПОД} , МВт	2,677							
G _{ППВ} , т/ч	90,00							
G _C , т/ч	510,92							
Q _{БК} , МВт	23,157	23,668	27,251	27,763	19,062	14,968	10,874	7,292
t _{БК} , °C	110					125		
G _{БК} , т/ч	497,36	508,34	585,29	596,28	409,41	514,36	373,68	250,58
Q _{МХ РАБ}	0,062	0,063	0,073	0,074	0,051	0,040	0,029	0,020
Q _{МХ РАЗ}	0	0,500	0	0,500	0	0	0	0,500
Q _{МХ} , МВт	0,062	0,563	0,073	0,574	0,051	0,040	0,029	0,520
G _{МХ} , т/ч	0,39	3,58	0,46	3,65	0,32	0,25	0,19	3,31
t _{СП} , °C	91,29	90,60	84,55	83,86	98,03	104,77	111,51	117,56
G _{ППВ} +G _{МХ}	90,39	93,58	90,46	93,65	90,32	90,25	90,19	93,31
G _{СП} , т/ч	406,97	414,76	494,83	502,63	319,09	424,11	283,49	157,27
t _{СПК} , °C	106,79	106,76	107,38	107,33	105,93	125,13	125,19	125,34
t _{БК2} , °C	110,10	110,12	110,10	110,11	110,14	125,11	125,14	125,21
Q _{СП1} , МВт	20,469	20,875	24,548	24,965	16,369	12,277	8,187	4,514
Q _{СП2} , МВт	20,462	20,881	24,553	24,972	16,371	12,280	8,188	4,516
Δ _Q , %	0,034	0,029	0,020	0,028	0,012	0,024	0,012	0,044
Δ _t , %	0,091	0,109	0,091	0,100	0,109	0,088	0,112	0,168

При количественном регулировании тепловой нагрузки для внешнего потребителя необходимо изменять производительность сетевого насоса в 3,20 раза. Расход воды через котел будет изменяться в 2,34 раза.

Для регулирования тепловой нагрузки внешнего потребителя при постоянном расходе воды через котел ($G_{ВК} = \text{const}$), в сети ($G_C = \text{const}$), и эффективной работы сетевого подогревателя необходимо подогрев подпиточной воды производить до температуры не менее $t_{ВК}$ и не менее 125°C (для выполнения условия $t_{СПК} - t_{СП} \geq 5^\circ\text{C}$). При известном расходе воды через котел для номинальной тепловой нагрузки, в нашем примере он равен $508,34$ т/ч следует использовать следующие формулы:

тепловая нагрузка для подогрева подпиточной воды –

$$\begin{aligned} Q_{\text{ПОД}} &= 1,164 \cdot G_{\text{ПОД}} \cdot (t_{\text{ПОД}} - t_{\text{СВ}}) = \\ &= 23,28 \cdot (t_{\text{ПОД}} - 10), \text{ кВт}; \end{aligned}$$

расход воды из котла на подогрев подпиточной воды –

$$G_{\text{ППВ}} = \frac{G_{\text{ПОД}} \cdot (t_{\text{ПОД}} - t_{\text{СВ}})}{(t_K - t_{\text{ПОД}})} = \frac{20 \cdot (t_{\text{ПОД}} - 10)}{(150 - t_{\text{ПОД}})}, \text{ т/ч};$$

начальная температура воды на входе в котел –

$$\begin{aligned} t_{ВК} &= 150 - \frac{Q_{ВК}}{1,164 \cdot G_{ВК}} = \\ &= 150 - \frac{Q_{ВК}}{1,164 \cdot 508,34} = 150 - \frac{Q_{ВК}}{591,71}, ^\circ\text{C}; \end{aligned}$$

температура воды на входе в сетевой подогреватель –

$$\begin{aligned} t_{СП} &= \frac{G_{ОБ} \cdot t_{ОБ} + G_{МХ} \cdot t_{ВМХ} + G_{ПОД} - G_{МХ} \cdot t_{ПОД}}{G_C} = \\ &= \frac{490,92 \cdot t_{ОБ} - t_{ПОД} - 10 \cdot G_{МХ} + 20 \cdot t_{ПОД}}{510,92}, ^\circ\text{C}; \end{aligned}$$

температура греющей воды на выходе из сетевого подогревателя –

$$t_{СПК} = t_K - \frac{G_C \cdot (t_{П} - t_{СП})}{G_{СП} \cdot \eta_{СП}} = 150 - \frac{521,35 \cdot (125 - t_{СП})}{G_{СП}}, ^\circ\text{C};$$

Таблица 15

Параметры установки при постоянном расходе воды
через котел ($G_{BK} = \text{const}$) и в сети ($G_C = \text{const}$)

№ реж.	1	2	3	4	5	6	7	8
Q _С , МВт	20	20	24	24	16	12	8	4
t _{ОБ} , °С	90		83		97	104	111	118
G _{ОБ} , т/ч	490,92							
G _{ПОД} , т/ч	20							
t _{ПОД} , °С	125						132	138
Q _{ПОД} , МВт	2,677						2,840	2,980
G _{ППВ} , т/ч	90,00						135,56	213,33
G _С , т/ч	510,92							
G _{БК} , т/ч	508,34							
Q _{БК} , МВт	23,157	23,668	27,251	27,763	19,062	14,968	11,037	7,595
t _{БК} , °С	110,86	110,00	103,95	103,08	117,78	124,70	131,34	137,16
Q _{МХ РАБ}	0,062	0,063	0,073	0,074	0,051	0,040	0,030	0,020
Q _{МХ РАЗ}	0	0,500	0	0,500	0	0	0	0,500
Q _{МХ} , МВт	0,062	0,563	0,073	0,574	0,051	0,040	0,030	0,520
G _{МХ} , т/ч	0,39	3,58	0,46	3,65	0,32	0,25	0,19	3,31
t _{СП} , °С	91,29	90,60	84,55	83,86	98,03	104,77	111,78	117,95
G _{ППВ} +G _{МХ}	90,39	93,58	90,46	93,65	90,32	90,25	135,75	216,64
G _{СП} , т/ч	417,95	414,76	417,88	414,69	418,02	418,09	372,59	291,70
t _{СПК} , °С	107,95	106,76	99,53	98,28	116,36	124,77	131,50	137,40
Q _{СП1} , МВт	20,457	20,875	24,549	24,965	16,368	12,278	8,023	4,278
Q _{СП2} , МВт	20,462	20,881	24,553	24,972	16,371	12,280	8,025	4,279
t _{БК2} , °С	110,97	110,12	104,06	103,20	117,90	124,81	131,63	137,66
Δ _Q , %	0,024	0,029	0,016	0,028	0,018	0,016	0,025	0,023
Δ _t , %	0,099	0,109	0,106	0,116	0,102	0,088	0,221	0,365

Этот способ регулирования режима работы установки имеет следующие преимущества:

- 1 – постоянная производительность сетевого насоса;
- 2 – постоянный расход воды через котел и производительность рециркуляционного (питательного) насоса;
- 3 – уменьшается тепловая нагрузка на сетевой подогреватель (подогреватели) на 5,6-38,4% – на меньших нагрузках выигрыш больше.

Незначительным недостатком этого способа следует считать необходимость регулирования производительности подпиточного насоса в 2,37 раза, что решается просто за счет установки параллельно двух насосов, в этом случае диапазон регулирования для одного насоса составит не более 20%.