

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ
Федеральное государственное бюджетное образовательное
учреждение высшего профессионального образования
«Ивановский государственный энергетический университет имени В.И. Ленина»

УДК 620.9:662.92; 658.264

Гос. рег. № 01201174544

Инв.№

УТВЕРЖДАЮ
Проректор по научной работе ИГЭУ
Тютиков В.В.

_____ 2011 г.

ОТЧЁТ О НАУЧНО-ИССЛЕДОВАТЕЛЬСКОЙ РАБОТЕ

по теме: «Создание энергосберегающих систем транспортировки, распределения и потребления тепловой энергии в сетях централизованного теплоснабжения за счет разработки научно-технических основ и способов регулирования отпуска тепла»
государственный контракт № 16.516.11.6089 от 8 июля 2011 г.

Шифр «2011-1.6-516-037-030»

Этап 1. Исследование технических энергосберегающих устройств для тепловых сетей централизованного теплоснабжения
(промежуточный)

Начальник НИСа

_____ Таланов С.Б.
подпись, дата

Руководитель темы

_____ Созинов В.П.
подпись, дата

СПИСОК ИСПОЛНИТЕЛЕЙ

Руководитель темы, д.т.н., профессор

_____ В.П. Созинов
подпись, дата

Исполнители темы:

Ответственный исполнитель,
ведущий научн. сотр., к.т.н., доцент

_____ А.А. Генварев
подпись, дата

К.т.н., доцент

_____ В.В. Сенников
подпись, дата

Инженер

_____ А.Е. Костров
подпись, дата

Инженер

_____ М.Г. Козлов
подпись, дата

Инженер

_____ Н.Н. Пронин
подпись, дата

Инженер

_____ В.В. Смирнов
подпись, дата

Инженер

_____ Д.Р. Залаев
подпись, дата

СИСТЕМА ТЕПЛОСНАБЖЕНИЯ, ТЕПЛОВЫЕ СЕТИ, ТЕПЛОВОЙ ПУНКТ, ТЕРМОГИДРАВЛИЧЕСКИЙ РАСПРЕДЕЛИТЕЛЬ, НАСОСНЫЕ СХЕМЫ СМЕШЕНИЯ

Цель исследования: создание энергосберегающих систем транспортировки, распределения и потребления тепловой энергии в сетях централизованного теплоснабжения за счет разработки научно-технических основ и способов регулирования отпуска тепла.

Объекты исследования: технические энергосберегающие устройства - термогидравлический распределитель, насосный узел смешения с частотно-регулируемым приводом (ЧРП) и устройство для предотвращения «перетопа» с ЧРП и регулируемым клапаном.

В промежуточном отчёте представлен аналитический обзор информации по теме исследования.

Рассмотрены вопросы функционирования и преимущества применения в тепловых сетях централизованного теплоснабжения технических устройств: термогидравлического распределителя, насосного узла смешения с частотно-регулируемым приводом (ЧРП) и устройства для предотвращения «перетопа».

Проведены патентные исследования, по материалам которого сделан вывод о том, что охранных документов – патентов на объекты промышленной собственности, порочащих чистоту объекта разработки, не обнаружено. Исследуемый объект техники обладает патентной чистотой в отношении России, США, Японии, Великобритании и ФРГ.

По результатам аналитического обзора информации и проведенных ранее авторами теоретических и экспериментальных исследований обоснован выбор направления исследований и оптимальных конструкций термогидравлического распределителя, насосного узла смешения с ЧРП и устройства для предотвращения «перетопа» с ЧРП и регулируемым клапаном.

Разработана методика теплогидравлического расчета тепловой сети централизованного теплоснабжения с применением указанных выше технических устройств.

Разработана методика определения конструктивных размеров термогидравлического распределителя для различных тепловых нагрузок.

Рассмотрены открытые схемы теплоснабжения с подключением абонентов с насосами смешения, устройствами по устранению «перетопа» и баками-аккумуляторами горячего водоснабжения. Приведены основные уравнения функционирования таких схем в статическом и динамическом режимах.

В настоящее время реконструирован тепловой пункт системы теплоснабжения ИГЭУ для абонента «гараж» с установкой ТГР, проводятся наладочные работы.

В тепловом пункте системы теплоснабжения ИГЭУ абонента «общежитие №3 и №4» в настоящее время проводятся монтажные работы по установке ТГР для устранения влияния системы ГВС на систему отопления.

СОДЕРЖАНИЕ

ВВЕДЕНИЕ	6
ОБОЗНАЧЕНИЯ И СОКРАЩЕНИЯ.....	8
1 Аналитический обзор информационных источников.....	9
2 Исследование функциональности и преимуществ применения в тепловых сетях термогидравлического распределителя, насосного узла смешения с ЧРП и устройства по устранению «перетопа» с ЧРП и регулируемым клапаном.....	31
3 Проведение патентных исследований по ГОСТ 15.011-96	55
4 Выбор направления исследований, в том числе:.....	57
- разработка типов термогидравлического распределителя в тепловых сетях централизованного теплоснабжения;	57
- разработка типов насосного узла смешения для различных температурных графиков и величин тепловых нагрузок присоединённых абонентов;	57
- разработка устройства для устранения «перетопа» с ЧРП и регулируемым клапаном для двухтрубных тепловых сетей с нагрузками отопления и горячего водоснабжения для различных температурных графиков и величин тепловых нагрузок присоединённых абонентов;.....	57
- обоснование выбора оптимальных конструкций термогидравлического распределителя, насосного узла смешения с ЧРП и устройства по устранению «перетопа» с ЧРП и регулируемым клапаном.	57
5 Разработка методики теплогидравлического расчёта тепловой сети централизованного теплоснабжения с потребителями, подключёнными с помощью термогидравлического распределителя, насосного узла смешения с ЧРП и устройства устранения «перетопа» с ЧРП и регулируемым клапаном.....	84
6 Методика определения конструктивных размеров для различных тепловых нагрузок термогидравлического распределителя.....	85
ЗАКЛЮЧЕНИЕ.....	86
СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ.....	87
Приложение А. Методика теплогидравлического расчёта тепловой сети централизованного теплоснабжения с потребителями, подключёнными с помощью термогидравлического распределителя, насосного узла смешения с ЧРП и устройства устранения «перетопа» с ЧРП и регулируемым клапаном.....	91
Приложение Б. Методика определения конструктивных размеров для различных тепловых нагрузок термогидравлического распределителя.....	109

ВВЕДЕНИЕ

Централизованное теплоснабжение на базе теплофикации – это большое достижение нашей страны, которое выдвинуло Россию на передовые позиции в этой области в мире и является предметом подражания в других странах.

Критические замечания, имеющие место в последнее время в адрес централизованного теплоснабжения, в основном связаны с большими потерями тепла и теплоносителя в тепловых сетях, снижением качества теплоснабжения из-за несоблюдения температурного графика и требуемых располагаемых напоров у потребителей.

Децентрализованное теплоснабжение имеет ряд преимуществ: низкая стоимость тепловой энергии, отсутствие распределительных тепловых сетей.

Для того чтобы Россия не потеряла свои передовые позиции в области теплофикации, необходимо выполнить модернизацию систем централизованного теплоснабжения, повысить её эффективность.

Подключение потребителей тепловой энергии обычно происходит по зависимой схеме при помощи элеваторов. Для эффективной работы элеваторов смешения необходим на входе значительный располагаемый напор. Так для 5-ти этажного жилого здания (потеря давления в системе отопления которого составляет в среднем до 1 м.вод.ст.) необходим располагаемый напор – 15 м.вод.ст. Для старых зданий или для зданий система отопления которых загрязнена, перепад давления в системе отопления увеличивается до 2-3 м.вод.ст., следовательно, увеличивается и требуемый располагаемый перепад на сопле элеватора. Практика показывает, что элеваторы эффективно работают, если величина потерь давления системы отопления здания не превышает 3 м. вод. ст.

Подключение потребителей можно осуществлять и по независимой схеме при помощи теплообменников, но это требует значительных затрат – теплообменники стоят дорого, загрязняются, требуют установки фильтров и проведения периодической чистки поверхности теплообмена (механической или химической). Располагаемый перепад на входе в теплообменник должен быть не менее 5-6 м вод. ст. При этом, если в части жилых домов установлены элеваторы, а в других теплообменники, температуру в подающих трубопроводах нельзя снижать ниже значения температуры в точке излома температурного графика; благодаря этому в весенне-осенний период происходят так называемые «перетопы», внутренняя температура воздуха в помещениях значительно превышает расчётную температуру внутреннего воздуха (жители вынуждены открывать форточки и «топить» окружающую среду).

Проведённый аналитический обзор информационных источников, выполненный в главе 1 настоящего отчета, а также теоретические и экспериментальные исследования применения в тепловых пунктах централизованного теплоснабжения новых технических энергосберегающих устройств: термогидравлического распределителя (ТГР), насосного узла смешения с ЧРП и устройство по устранению «перетопа» с ЧРП и регулируемым клапаном помогают решить указанные выше проблемы.

Например, установка ТГР в тепловом пункте здания обеспечивает независимость контуров отопления и распределительной сети: режим системы отопления любого потребителя не оказывает влияния на гидравлический режим распределительной сети. Циркуляция воды в системе отопления осуществляется за счёт работы собственного низконапорного насоса малой электрической мощности. Сетевой циркуляционный насос не будет создавать циркуляцию в отопительной системе здания, так как ТГР является участком с малым гидравлическим сопротивлением. Насос системы отопления отбирает воду в нужном количестве (согласно изменяющейся тепловой нагрузке) из распределительного контура, обеспечивая её циркуляцию; избыток теплоносителя через ТГР (участок между подающим и обратным трубопроводом имеет малое гидравлическое сопротивление) возвращается в распределительный контур.

Данная работа посвящена разработке методики термогидравлического расчёта тепловой сети централизованного теплоснабжения с потребителями, подключёнными с помощью термогидравлического распределителя, насосного узла смешения с ЧРП и устройства устранения «перетопа» с ЧРП и регулируемым клапаном и методики определения конструктивных размеров для различных тепловых нагрузок термогидравлического распределителя.

Рассмотрены открытые схемы теплоснабжения с подключением абонентов с насосами смешения, устройствами по устранению «перетопа» и баками-аккумуляторами горячего водоснабжения. Приведены основные уравнения функционирования таких схем в статическом и динамическом режимах.

В настоящее время реконструирован тепловой пункт системы теплоснабжения ИГЭУ для абонента «гараж» с установкой ТГР, проводятся наладочные работы.

В тепловом пункте системы теплоснабжения ИГЭУ абонента «общежитие №3 и №4» проводятся монтажные работы по установке ТГР для устранения влияния системы ГВС на систему отопления.

ОБОЗНАЧЕНИЯ И СОКРАЩЕНИЯ

ИГЭУ – Ивановский государственный энергетический университет им. В. И. Ленина

ТГР – термогидравлический распределитель

ЧРП – Частотно-регулируемый привод

ГВС – горячее водоснабжение

АИТ – автономные источники теплоснабжения

ЖКХ – жилищно-коммунальное хозяйство

ИТП – индивидуальный тепловой пункт

ЦТП – центральный тепловой пункт

ПИД-регулятор – пропорционально-интегрально-дифференциальный регулятор

1 Аналитический обзор информационных источников

Авторами в [1] приведены результаты исследований по предотвращению и устранению тепловой и гидравлической разбалансированности систем тепло- и водоснабжения. В работе была разработана методика проведения идентификации систем тепло- и водоснабжения для определения степени разрегулированности систем. Разработаны технические решения по устранению разбалансированности систем теплоснабжения: предложено в тепловых пунктах систем централизованного теплоснабжения устанавливать термогидравлический распределитель (ТГР), насосный узел смешения с частотно-регулируемым приводом (ЧРП) и устройство для предотвращения «перетопа».

Разработаны математические модели и приведены результаты математического моделирования указанных выше устройств.

Также в [1] приведены выполненные авторами результаты экспериментальных исследований по устранению теплогидравлической разбалансированности тепловых сетей с потребителями, тепловые пункты которых оборудованы ТГР. Результаты экспериментальных исследований, выполненные авторами, подтверждают теоретические предположения.

Настоящая работа продолжает исследования, приведённые в [1], и посвящена:

- исследованию возможности использования и преимуществ применения в тепловых сетях термогидравлического распределителя, насосного узла смешения с ЧРП и устройства по устранению «перетопа» с ЧРП и регулируемым клапаном;
- разработке математических моделей термогидравлического распределителя, насосного узла смешения с ЧРП и устройства по устранению «перетопа» с ЧРП и регулируемым клапаном;
- разработке прототипов термогидравлического распределителя, насосного узла смешения с ЧРП и устройства по устранению «перетопа» с ЧРП и регулируемым клапаном, обеспечивающих процессы энергосбережения в теплоснабжении;
- моделированию функционирования прототипов термогидравлического распределителя, насосного узла смешения с ЧРП и устройства по устранению «перетопа» с ЧРП и регулируемым клапаном, обеспечивающих процессы энергосбережения в теплоснабжении;
- проведению экспериментальных исследований в соответствии с планом исследований, программой и методиками испытаний термогидравлического распределителя, насосного узла смешения с ЧРП, устройства по устранению «перетопа» с

ЧРП и регулируемым клапаном, экспериментальные исследования отдельных характеристик и параметров объекта исследования.

Простым в изготовлении и оригинальным по простоте устройством, устраняющим разбалансированность систем теплоснабжения, является так называемый термогидравлический распределитель (другие названия, часто употребляемые в научных изданиях: гидравлическая стрелка, термогидравлический регулятор, коллектор малых перепадов давления, многоцелевой предохранитель).

Одной из первых публикация о термогидравлическом распределителе (ТГР) является работа [2], выполненная в научно-техническом комитете по промышленной климатологии (CoSTIC), FRANCE. Один из авторов работы проходил стажировку в Центре (SAINT-REMY-LES-CHEVREUSE), организованным CoSTIC, в 2004 г.

В [2] указывается, что ТГР является устройством, позволяющим улучшить регулирование отпуска тепловой энергии. В работе рассмотрены тепловые и гидравлические процессы, происходящие в ТГР; представлены тепловые схемы применения ТГР для использования в схемах децентрализованного теплоснабжения с целью согласования контуров источника и потребителей. Приведена инженерная методика определения конструктивных геометрических параметров ТГР.

В [3] даны практические рекомендации для уменьшения тепловых и гидравлических потерь при монтаже экспериментальных установок. Для снижения тепловых потерь рекомендуется:

- изолировать трубопроводы и другие элементы тепловой схемы;
- уменьшать длину трубопроводов, соединяющих элементы схемы;
- уменьшать число регулировочных и балансируемых клапанов, шаровых кранов и пр.

Для уменьшения гидравлического сопротивления схемы рекомендуется выдерживать обозначенные расстояния (смотри рисунок 1.1):

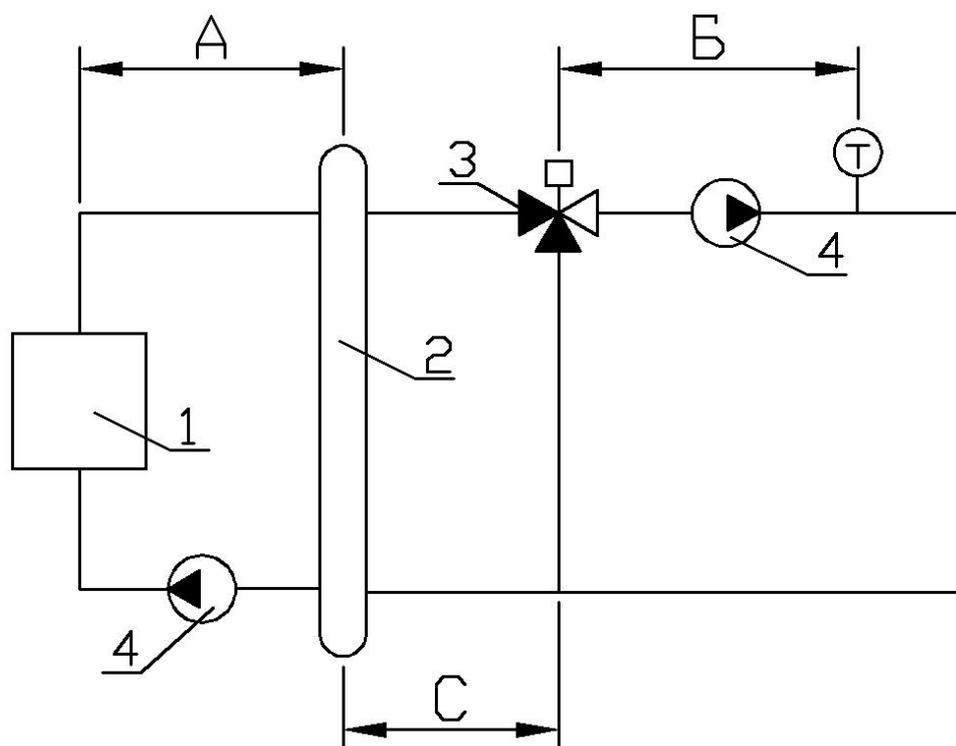


Рисунок 1.1 - Рекомендации для уменьшения гидравлического сопротивления схемы.

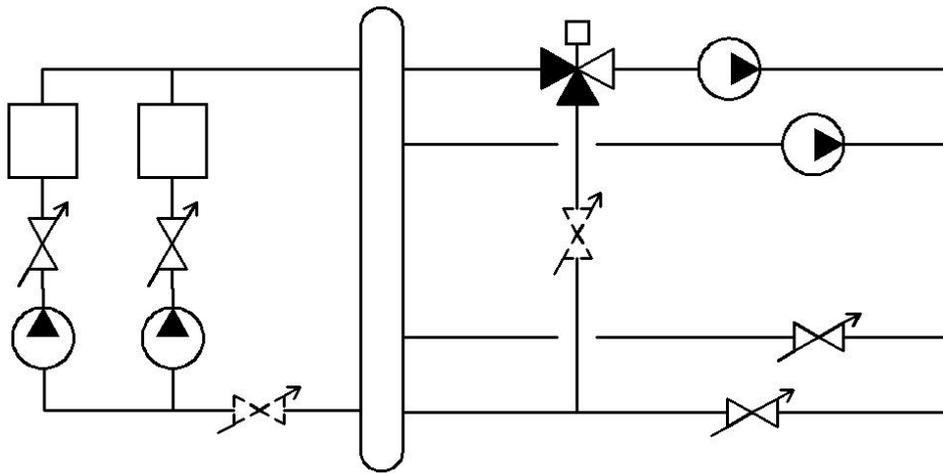
1 - источник, 2 – ТГР, 3 - трехходовой клапан, 4 – насос.

А – уменьшение длины трубопроводов для выбора оптимального типа насоса;

Б – уменьшение расстояния от трехходового клапана до датчика температуры воды для обеспечения надежной работы регулятора (максимальное рекомендуемое значение 3 м);

С – уменьшение расстояния для достижения оптимального значения коэффициента относительного падения давления на регулирующем клапане.

Предлагается следующая схема установки регулирующих (балансировочных) клапанов:



 -рекомендуется
 -не рекомендуется

Рисунок 1.2 - Оптимальная схема установки регулирующих (балансировочных) клапанов.

Вопросы применения тепловых схем ТГР для децентрализованного теплоснабжения рассмотрены в [4], где подчёркивается, что гидравлическое согласование контуров источника с контурами потребителей зависит от многих причин, основными из которых являются:

- тип источника тепловой энергии (тепловая схема с ТГР применима для всех типов котлов, в том числе и конденсационных);
- ограничения функционирования по температуре;
- способ производства воды для горячего водоснабжения.

В рамках совместного российско-французского проекта «Климаново», в котором активное участие принимают ИГЭУ, фирма «De-Dietrich», Франция и кафедра теплотехники Национального института прикладных наук (INSA), Страсбург, Франция, разработаны проекты экспериментальных стендов для научно-учебной лаборатории энергоэффективных технологий и энергосберегающего оборудования, создаваемой в настоящее время в ИГЭУ [5; 6; 7; 8]. Для гидравлического согласования источников теплоснабжения (котлы GT-217 «De-Dietrich» - 2 шт.) с потребителями тепловой энергии различной тепловой нагрузки установлен ТГР с горизонтальным коллектором фирмы «Meibes», ФРГ.

В справочнике [9] представлены данные, необходимые при моделировании работы технических устройств, в частности с использованием ТГР, с несколькими потребителями

и трехходовыми регулировочными клапанами. При монтаже тепловых схем с трехходовыми регулировочными клапанами необходимо соблюдать следующие правила:

1. Перепад давления в открытом трехходовом регулировочном клапане ΔP_v должен быть значительным по отношению к потере давления в контуре ΔP_r , расход теплоносителя в котором регулируется:

- типовое решение: $\Delta P_v = \Delta P_r$;
- предпочтительное решение: $\Delta P_v > \Delta P_r$;
- предельное (граничное) решение: $\Delta P_v = 0,5 \Delta P_r$.

2. Перепад давления в трехходовом регулировочном клапане и регулируемом контуре ($\Delta P_v + \Delta P_r$) должен быть относительно незначительным по отношению к динамическому напору, развиваемому насосом ΔP_o , установленным в контуре: $(\Delta P_v + \Delta P_r) < 0,5 \Delta P_o$.

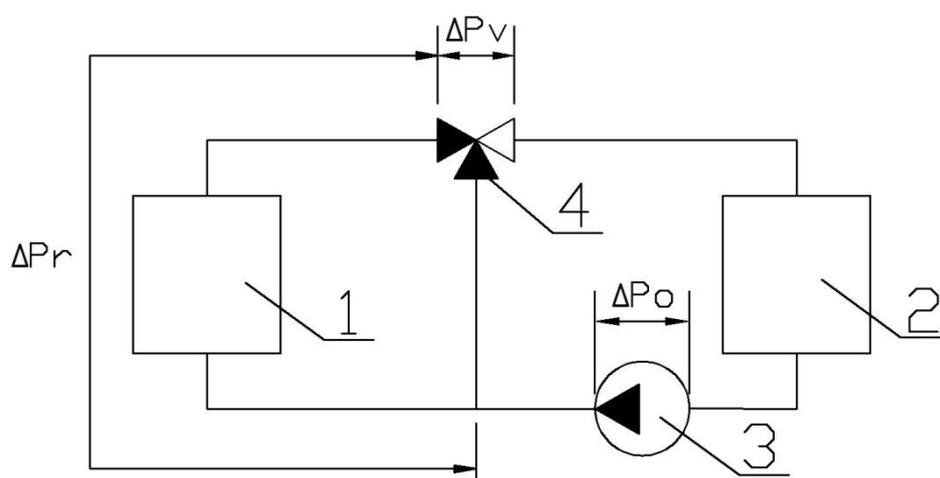


Рисунок 1.3 - Принципиальная схема установки трехходового регулировочного клапана

1- источник, 2- потребитель, 3-насос, 4- трехходовой регулировочный клапан

При рассмотрении предлагаемых геометрических размеров ТГР по так называемому правилу «трех диаметров» - диаметр ТГР равняется утроенному значению наибольшего диаметра из подводящих к ТГР трубопроводов – подчеркивается, что несоблюдение этого правила может привести к серьезному нарушению работы ТГР.

В [10] представлены две основные характеристики гидравлической настройки для двух-, трех- и четырехходовых кранов: коэффициент пропускной способности клапана K_v – и коэффициент относительного падения давления на клапане a . Коэффициент пропускной способности клапана K_v численно равен отношению расчетного расхода воды в $m^3/ч$, проходящий через полностью открытый клапан, к квадратному корню значения располагаемого перепада давления на клапане в 1 бар.

Объемный расход определяется:

$$Q_v = K_v \cdot \sqrt{\Delta P} - \text{для воды};$$

$$Q_v = K_v \cdot \sqrt{\Delta P \frac{\rho_{\text{воды}}}{\rho_{\text{жидк}}}} - \text{для других жидкостей}.$$

Коэффициент относительного падения давления на клапане показывает, достаточно ли перепада давления на клапане для того, чтобы обеспечить эффективное регулирование (температуры или расхода) воды в контуре.

$$a = \frac{\Delta P_v}{\Delta P_v + \Delta P_c},$$

где ΔP_v – перепад давления в полностью открытом клапане;

ΔP_c – перепад давления в контуре с переменным расходом (потеря давления в самом клапане не учитывается).

Указывается, что коэффициент a должен быть в диапазоне $0,33 < a < 0,66$, обычно значения a близко к 0,50. Представлены следующие схемы установки трехходовых клапанов:

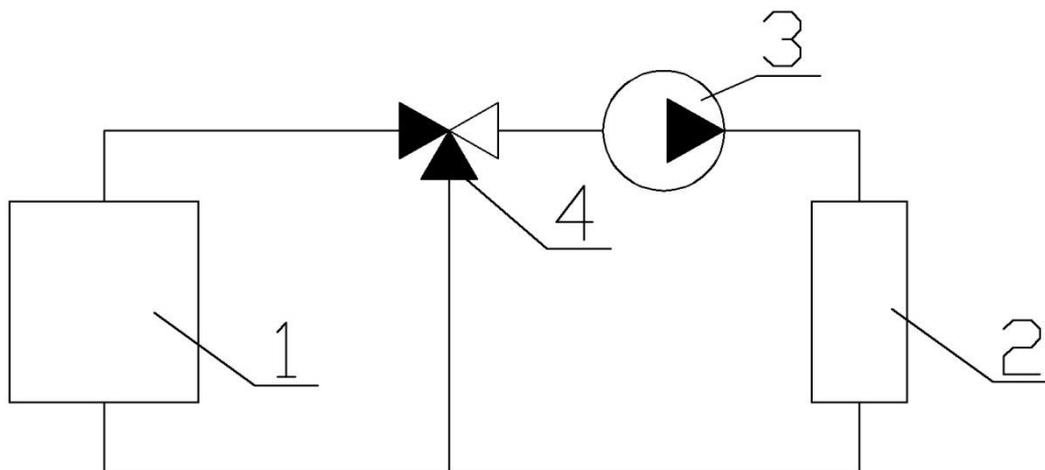


Рисунок 1.4 - Схема смешения потоков (трехходовой клапан установлен на подающем трубопроводе)

1 - источник, 2 - потребитель, 3 – насос, 4 - трехходовой клапан.

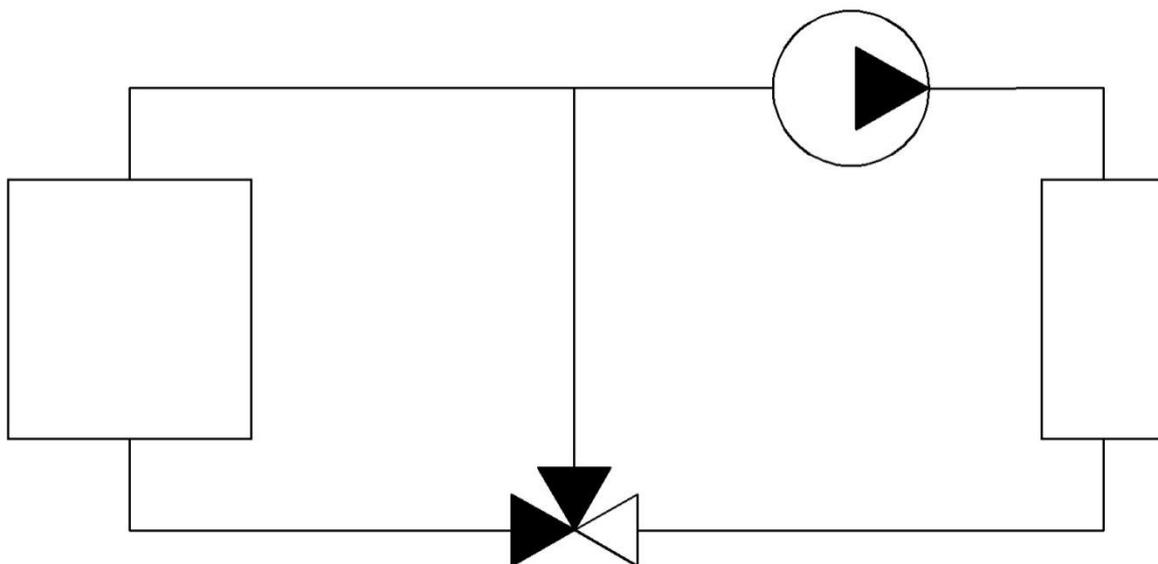


Рисунок 1.5 - Схема смешения потоков (трехходовой клапан установлен на обратном трубопроводе)

Для двух приведенных выше схем характерно постоянное значение расхода теплоносителя и переменное значение температуры теплоносителя, т.е. изменение тепловой нагрузки потребителя происходит за счет изменения температуры теплоносителя на входе.

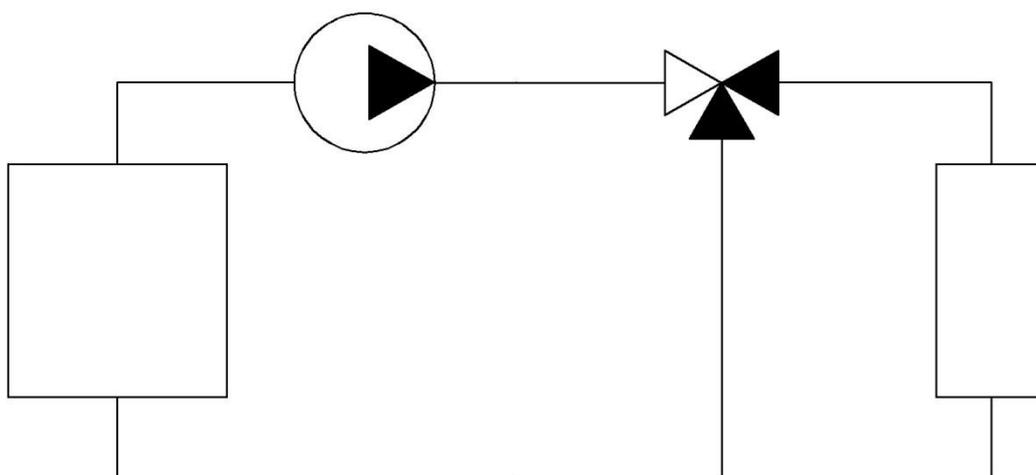


Рисунок 1.6 - Схема разделения (трехходовой клапан установлен на подающем трубопроводе)

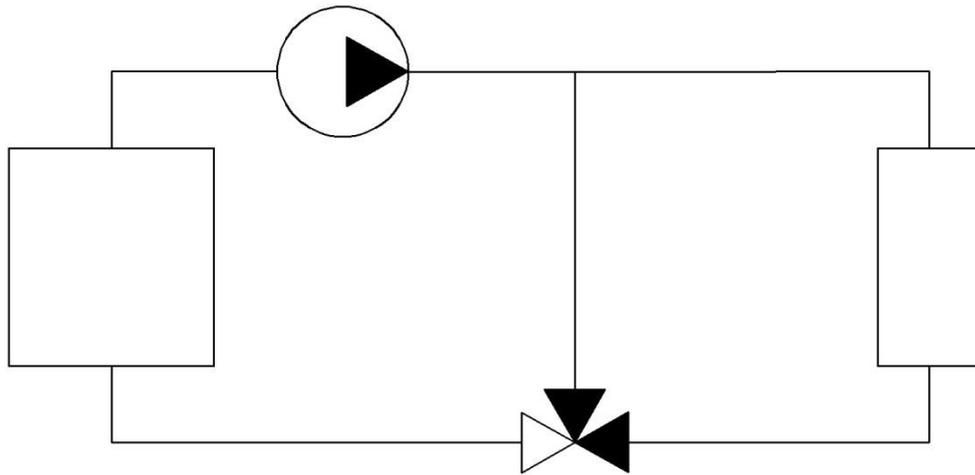


Рисунок 1.7 - Схема разделения потоков (трехходовой клапан установлен на обратном трубопроводе)

Для данных схем характерно постоянное значение температуры и переменное значение расхода теплоносителя, т.е. изменение нагрузки потребителя происходит за счет изменения расхода теплоносителя.

В [11] приведены данные, которые необходимо учитывать при монтаже экспериментальных стендов. Так при выборе регулировочных клапанов для различных гидравлических схем перепад давления в контуре ΔP_r выбирается следующим образом:

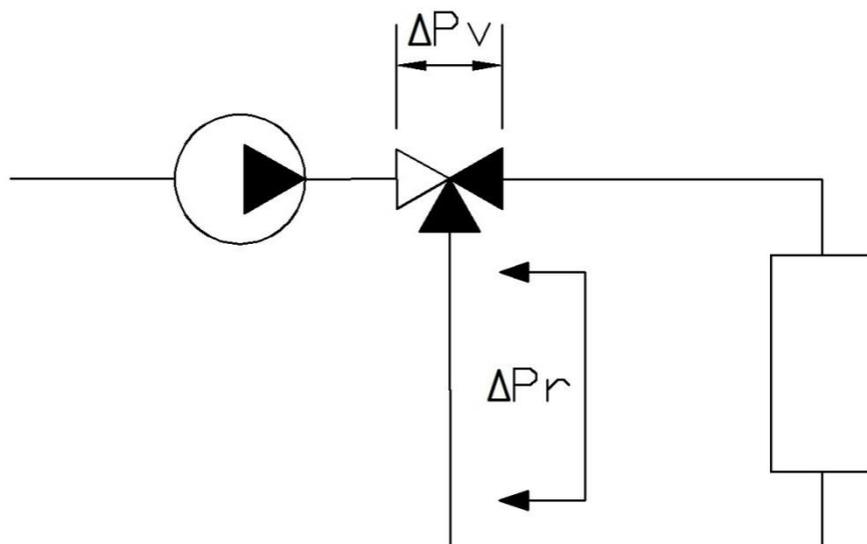


Рисунок 1.8 - Схема с переменным расходом теплоносителя.

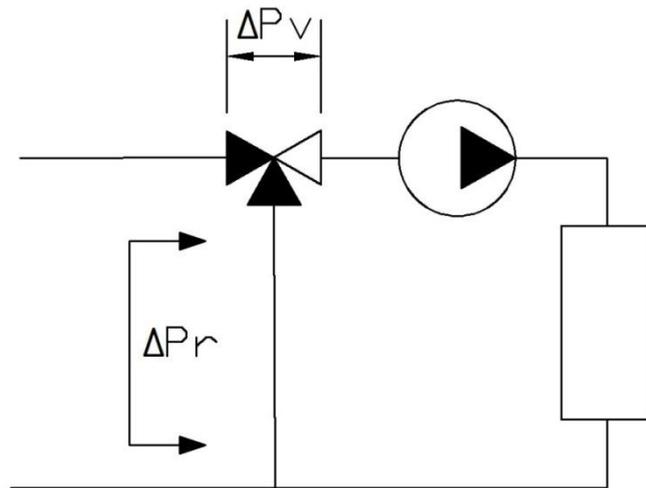


Рисунок 1.9 - Схема с переменным значением температуры теплоносителя

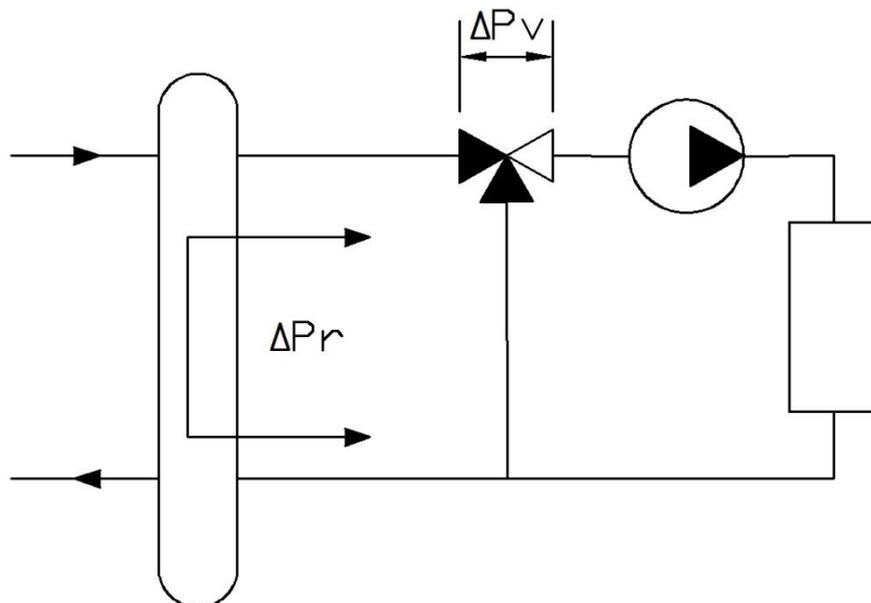


Рисунок 1.10 - Схема с ТГР и переменным значением температуры теплоносителя

В случае, когда расход теплоносителя через ТГР переменен, перепад давления в контуре ΔP_r является очень незначительным: регулировочный клапан, даже с малым гидравлическим сопротивлением, может легко достигнуть требуемого значения коэффициента коэффициент относительного падения давления на клапане, $\alpha \Rightarrow 0,50$.

По условиям эксплуатации водогрейные котлы можно разделить на две группы [12]:

- котлы, работающие при постоянной температуре теплоносителя, регулирование отпуска теплоты которыми осуществляется внешними системами управления. Подключение таких котлов к потребителям происходит по независимой схеме (через теплообменник);

- низкотемпературные котлы с плавно изменяемой температурой теплоносителя в зависимости от наружной температуры. Эти котлы могут подключаться как по зависимой, так и по независимой схемам. Условия эксплуатации котлов содержат ограничения на минимально допустимую температуру теплоносителя перед котлом и минимальный расход теплоносителя через котел.

В различных фазах работы котельной установки (расчетный режим, режим снижения нагрузки, режим пуска и неполной нагрузки) расход теплоносителя в первичном, котловом контуре и во вторичном, контуре многочисленных потребителей, не совпадает, что обуславливает необходимость гидравлической «развязки» контуров, т.е. необходимо минимизировать взаимное влияние расходов в контуре источника и контуре потребителей. Такая гидравлическая развязка возможна с помощью байпасной линии и с помощью так называемой гидравлической стрелки (или термогидравлического распределителя). Использование байпаса не приводит к полной гидравлической развязки контуров. Эта проблема успешно решается с помощью гидравлической стрелки, представляющей собой, по сути, байпасную линию большого диаметра. В гидравлической стрелке, вследствие соответствующего выбора размеров, практически не происходит падение давления между прямой и обратной линиями. Благодаря этому достигается полная гидравлическая развязка, т.е. исключается взаимное влияние объемных расходов в контурах. В [12] указывается на ряд условий при выборе насосов котельного контура: производительность насосов должна быть в 1,1-1,5 раз больше величины суммарного расхода теплоносителей в контурах потребителей.

Профессор Московского государственного строительного университета (МГСУ) Л.М. Махов в [13] представил материалы по использованию гидравлического разделителя при децентрализованном теплоснабжении зданий. Схема децентрализованного теплоснабжения здания представляет собой совокупность различного инженерного оборудования, находящегося в постоянно изменяющейся тепловой и гидравлической взаимосвязи. Функционально общая схема децентрализованного теплоснабжения здания делится на две: схему источника (источников) теплоснабжения и схему теплопотребителей. Особенностью схемы потребителей теплоты современного здания является то, что они и в расчетных, и в эксплуатационных условиях в значительной мере разнятся как по расчетной мощности, параметрам теплоносителя (температура и расход) и пределам их изменения, так и по продолжительности периода функционирования, т.е. данная схема представляет собой сложный «живой механизм» с постоянно изменяющимися как плавно, так и скачкообразно, тепловыми и гидравлическими параметрами. Отмечается, что гидравлический разделитель достаточно прост по своему

принципиальному устройству и представляет собой перемычку в виде трубы большого диаметра, соединяющую подающую и обратную магистраль. Единственным параметром выбора разделителя является его диаметр, принимаемый по максимально возможному расходу воды в перемычке. Основным принцип выбора – обеспечение минимальной скорости воды в гидравлическом разделителе и, соответственно, практически нулевого перепада давления в разделителе. Это условие создает своего рода «нейтральную» точку, в которой независимо от переменных режимов работы первой и второй частей схемы будет поддерживаться практически постоянное гидростатическое давление.

В журнале АВОК представлена серия публикаций П.А.Хаванова, профессора МГСУ, по вопросам разработки автономных источников теплоснабжения (АИТ). В [14; 15] автор рассматривает схемы АИТ с независимым подключением потребителей через проточные и емкостные подогреватели. Применение насосных схем организации движения теплоносителей расширяет возможности гидравлической балансировки сложных тепловых схем с подключением большого количества местных систем отопления и горячего водоснабжения, имеющих различные характеристики как по мощности и параметрам теплоносителя, так и по режимам потребления теплоты и времени функционирования. В [16] рассматриваются технические решения с использованием устройств гидравлической балансировки схем – коллекторов малых перепадов давления. Основная задача названного устройства во всех режимах работы тепловой схемы – разделить гидравлический контур теплоносителей со своими условиями циркуляции теплоносителя и графиком теплопотребления и контур теплогенератора с его практически постоянным гидравлическим режимом, обеспечивающим надежные условия охлаждения тепловоспринимающих поверхностей и защиту от низких температур теплоносителя на входе в теплогенератор. Основным условием гидравлической устойчивости приведенной схемы является обеспечение низких скоростей теплоносителя ($\omega \leq 0,4$ м/с) в коллекторе, за счет чего достигаются малые перепады давления в нем, тогда режим его работы становится близок к условиям работы расходной емкости (расходного бака) для каждого из контуров. Управляющим импульсом в распределении потоков теплоносителя внутри коллектора являются перепады давления между падающими и обратными трубопроводами местных потребителей и подающим и обратным трубопроводами контура теплогенератора. Так при максимальных нагрузках в местных системах наибольший перепад давлений будет в контурах местных систем, поэтому внутри коллектора возможны перетоки (подмес) обратной воды местных систем в их подающие линии. При малых же нагрузках (лето, переходные периоды) разбор теплоносителя в местных системах снижается и на доминирующую позицию выходит перепад давления в

контуре теплогенераторов, при этом режиме возникает рециркуляция части теплоносителя из подающей линии в обратную (вплоть до полной рециркуляции части теплоносителя при отключении нагрузок местных систем). Автомодельность распределения нагрузки и потоков теплоносителя в коллекторе малых перепадов давления оказывается выгодной как с позиции регулирования отпуска тепла, так и с позиции защиты теплогенераторов от снижения расхода теплоносителя ниже расчетных значений.

В [17] подчеркивается, что теплогидравлическая схема автономного источника теплоты представляет сложный комплекс функционального взаимосвязанного оборудования, согласующего режим выработки теплоты теплогенераторами и режимы потребления теплоты. Целью статьи является рассмотрение некоторых ошибок при разработке тепломеханической части автономных источников теплоты. Нельзя переносить устаревшие технические решения на современные сложные системы АИТ. Современные теплогенераторы остро ставят выполнение следующих требований:

- обеспечение постоянства расхода теплоносителя через котел;
- недопустимость снижения температуры обратной воды на входе в котел ниже уровня, исключающего низкотемпературную коррозию (для неконденсационных котлов).

Опыт эксплуатации систем отопления с применением термостатических клапанов с погодозависимым регулированием на отопительных приборах показывает, что для работы системы отопления будут характерны значительные колебания расхода теплоносителя. Часовая и суточная неравномерность потребления теплоты на цели горячего водоснабжения еще более увеличивает колебания расхода и температуры теплоносителя в системе теплоснабжения. Применение простейших тепловых схем будет непосредственно переносить процесс изменения расхода теплоносителя в системах потребления тепловой энергии на расход теплоносителя через котлы. Поднять температуру обратной воды и обеспечить постоянный требуемый расход теплоносителя через котел можно путем установки рециркуляционного насоса, однако в этом случае подающий трубопровод и коллектор оказываются участками наименьшего гидростатического давления, что необходимо учитывать при организации подпитки и выборе насосов местных систем отопления и рециркуляционного насоса. Для защиты котла от нерасчетных режимов работы может применяться установка замыкающего участка малого перепада давлений, так называемого гидравлического регулятора.

В [18] подчеркивает недостатки классических тепловых схем децентрализованного теплоснабжения:

- отсутствия возможности поддержания определенной минимальной температуры теплоносителя на входе котла;

- наличия переменного расхода воды через котел при различных нагрузках потребителей – меняется гидравлическое сопротивление котельной и, соответственно, температурный график;

- некачественное регулирование теплоносителя при различных нагрузках потребителей.

Для устранения указанных недостатков классической схемы стали вносить изменения и вводить дополнительные элементы: насосы, трех- или четырехходовые смесительные клапана, гидравлические стрелки. При использовании в тепловой схеме котельной первых двух элементов: дополнительных насосов и трех- или четырехходовых смесителей сохраняются следующие недостатки схемы: расход воды через котел имеет переменный характер; через выключенный котел течет теплоноситель. Тепловая схема с термогидравлическим распределителем практически будет лишена всех выше перечисленных недостатков.

Гидравлический распределитель представляет собой короткозамкнутый участок, имеющий минимальное гидравлическое сопротивление, он выполняет три функции:

Осуществляет гидравлическое разделение котельной с потребителями, т.е. работает золотое правило – котельная и потребители работают по своим правилам, не мешая друг другу.

Является фильтром – отстойником для крупных взвешенных частиц. Служит сборником воздуха и деаэратором.

Автономные котельные для теплоснабжения конкретных объектов ЖКХ на современном этапе могут рассматриваться как наиболее рациональное инженерное решение, обеспечивающее на самом низком уровне централизации все преимущества централизованного теплоснабжения. Высокая эффективность использования тепловой энергии в системах теплоснабжения на базе автономных источников теплоты (АИТ) может быть достигнута не только за счет применения высокоэффективных котлов (включая конденсационные), но и за счет применения рациональной тепловой схемы АИТ, обеспечивающей надлежащие теплогидравлические режимы работы основного и вспомогательного оборудования при всех нагрузках, а не только в режимах максимального и минимального теплопотребления.

Последнее положение исключительно важно как с позиций экономии тепловой энергии в случаях технологически обусловленного неправильного регулирования отпуска теплоты – «перетоков», так и с позиций обеспечения защиты оборудования котельной от нерациональных режимов эксплуатации, приводящих к интенсификации низкотемпературной коррозии, недопустимому снижению расхода теплоносителя в

котлах, неоправданному перерасходу электроэнергии, потерям теплоносителя, отложениям накипи и другим факторам, существенно снижающим эксплуатационные показатели, надежность и долговечность работы оборудования АИТ и местных систем теплоснабжения.

Использование независимых схем гидравлически полностью разделяет внешних потребителей от тепловой схемы АИТ и позволяет технически обеспечить стабильные гидравлические условия работы котлов во всех режимах теплоснабжения, что может быть весьма важным, учитывая все более широкое внедрение методов количественного регулирования отпуска теплоты у местных потребителей систем отопления и вентиляции. На цели горячего водоснабжения отпуск теплоты от автономного источника по ряду очевидных причин возможен практически только по независимой схеме с установкой не менее двух проточных водонагревателей на максимум потребления ГВС со 100-процентным резервированием мощности теплообменников.

Следует отметить, что использование независимых схем теплоснабжения существенно увеличивает стоимость источника теплоты. Таким образом, при разработке унифицированного ряда принципиальных тепловых схем АИТ для коммунально-бытовых потребителей мощностью 0,5–2,5 МВт как базовая принимается тепловая схема с зависимым подключением нагрузок отопления и вентиляции и независимым подключением нагрузки горячего водоснабжения.

Важнейшим моментом при обосновании выбора тепловой схемы АИТ для обеспечения гидравлической стабильности в контуре котлов являются принятые условия управления на базе качественного или количественного регулирования отпуска теплоты.

Таким образом, можно сформулировать основные требования к оборудованию АИТ, которые могут рассматриваться как базовые при разработке универсальной, принципиальной тепловой схемы [19]:

1. Тепловая схема должна разрабатываться для структуры нагрузок основной массы коммунально-бытовых потребителей, характерной для умеренной климатической зоны России.
2. Структура нагрузок на цели отопления, вентиляции, ГВС и возможная технологическая нагрузка по горячей воде должны соответствовать группе потребителей суммарной мощностью 0,5–2,5 МВт.
3. АИТ (крышная, пристроенная или отдельно стоящая котельная) имеют малопротяженные тепловые сети (или не имеет тепловых сетей), гидравлический режим, в которых обеспечивается циркуляционными насосами, предусмотренными в тепловой схеме котельной.

4. Гидравлический режим работы котлов должен обеспечивать номинальный («паспортный») расход теплоносителя через котлы во всех режимах теплоснабжения и не должен зависеть от гидравлических и тепловых режимов работы потребителей.

5. Регулирование отпуска теплоты должно осуществляться для всех систем теплоснабжения системами регулирования АИТ.

6. Расчет режимов работы типовых тепловых схем АИТ для принятого мощностного ряда и структуры нагрузок должен осуществляться по пяти основным расчетным режимам: максимально-зимний, средний за холодный месяц, средний за отопительный период, конец отопительного периода, летний.

7. Тепловой режим работы котлов (не конденсационного типа) при всех условиях эксплуатации (нагрузках) должен обеспечиваться оборудованием тепловой схемы таким образом, чтобы минимальная температура воды на входе в котел исключала конденсацию водяных паров из продуктов сгорания (низкотемпературная коррозия) и негативное воздействие «холодной обратки» на конструкцию котла (например, для природного газа не ниже 55 °С).

8. Монтажная схема должна предполагать компактное размещение оборудования с использованием для монтажа всех ограждающих конструкций, в том числе и для блочных АИТ (транспортабельных) полной заводской готовности.

9. Монтажная схема должна учитывать возможность монтажа газоходов от котлов для верхнего или заднего отвода дымовых газов как на индивидуальные, так и на групповые дымовые трубы, включая отдельно стоящие.

10. Водоподготовка организуется для минимальных расходов подпиточной воды, не более 0,25 % от объема воды в системе.

11. Тепловая схема АИТ должна иметь по возможности простую структуру, не содержать дорогостоящего оборудования по гидравлической балансировке элементов схемы, быть гидравлически устойчивой при переходных режимах (частичных нагрузках), обеспечивать все режимы работы системы теплоснабжения и источника тепла с использованием наиболее простых и доступных средств автоматизации управления и безопасности эксплуатации АИТ.

12. Разрабатываемая типовая тепловая схема АИТ должна оставлять возможность малыми техническими средствами трансформировать ее в схемы с независимым подключением нагрузок.

Тепловые схемы АИТ для смешанного типа нагрузок в системе теплоснабжения, в которых достигаются наиболее рациональные гидравлические режимы работы как котельных агрегатов, так и внешних потребителей, позволяет остановиться на тепловой

схеме с короткозамкнутым коллектором. В схеме роль замыкающего участка, разобщающего контур котлов и контур внешнего потребления между подающим и обратным коллектором, выполняет гидравлический регулятор. В гидравлическом регуляторе возможно осуществить ряд функций дополнительных устройств: струйного деаэрата, воздухоотделителя, воздухоотводчика, грязевика. Основным режимным параметром, обеспечивающим стабильный гидравлический режим короткозамкнутого коллектора (и гидравлического регулятора) как участка с малым перепадом давления, является скорость движения теплоносителя в нем, которая должна быть при максимальных расходах теплоносителя не более 0,6 м/с (в режиме максимальных нагрузок).

В [20] автор в острой форме поднимает вопросы повышения эффективности централизованного теплоснабжения.

В [21] рассматриваются вопросы применения термогидравлического распределителя в схемах централизованного теплоснабжения. Приведена методика гидравлического расчёта ТГР в тепловой схеме «источник-потребитель», доказана независимость контуров потребителя и источника при использовании ТГР, геометрические размеры которого выбраны согласно «правила 3D».

Методика подбора регулирующих клапанов различных конструкций для современных тепловых пунктов централизованного теплоснабжения приведены в [22]. В статье дан анализ влияния трубопроводов, насосов, теплообменников на работу регулирующих клапанов.

В [23] представлены схемы присоединения систем отопления, вентиляции и горячего водоснабжения зданий к централизованной тепловой сети. Рассмотрены идеальные и рабочие расходные характеристики регулирующих клапанов различного конструктивного исполнения.

Для устранения проблемы «перетопа» в осенне-весенний период разработана система на основе программного ПИД-регулятора ОВЕН ТРМ151, предназначенного для модернизации действующих ЦТП [24].

В [25] рассмотрены вопросы модернизации схемы теплоснабжения г. Минска с графиком центрального качественного регулирования 150/70°C и элеваторным присоединением потребителей. Отмечается, что выбор такой схемы теплоснабжения обусловлен низкими ценами на топливно-энергетические ресурсы, простотой, надёжностью, универсальностью схемы, а также отсутствием необходимости в приборах автоматического регулирования. При этом дешевизна схемы уравновешивалась пропорциональными издержками. Ужесточение режима экономии энергоносителей в

период недопоставок газа поставило энергосистему города перед необходимостью принятия энергосберегающих мероприятий. Был реализован переход с качественного на количественно-качественное регулирование. Решение задач количественного регулирования местных систем была переложена на системы автоматического регулирования. Тотальная автоматизации систем теплоснабжения позволит:

- Минимизировать «перетопы» в период температур наружного воздуха выше точки излома температурного графика (1000 ч/отоп.сез.);
- Получить инструмент для экономии тепла за счёт оптимизации системы потребления;
- Улучшить гидравлические характеристики тепловых сетей за счёт снижения циркуляции;
- Решить проблемы с пьезометрическими характеристиками сети за счёт установки регуляторов прямого действия и насосов смешения (получить относительную независимость режимов систем потребления от входных параметров сети – температуры и располагаемого напора);
- Компенсировать «недотопы» в период температур наружного воздуха выше точки излома температурного графика;
- Присоединить новые потребители без увеличения циркуляции в тепловых сетях;
- Обеспечить значительную экономию топлива.

Полная автоматизация систем теплоснабжения должно привести к перенесению основной доли регулирования на местные системы.

В тепловых сетях с зависимым присоединением систем отопления и температуре в подающей линии выше 95°C в соответствии с требованиями СНиП 41-101-95 [26] подключение отопительных систем осуществляется через элеваторы и при недостаточном напоре для работы элеватора, через смесительные насосы.

В настоящее время применяются схемы по двум вариантам [27]: с клапаном регулятора постоянства коэффициента смешения и дроссельными устройствами и клапаном рассечки. Более эффективно использовать изменение числа оборотов насоса смешения при изменениях напора сетевой воды.

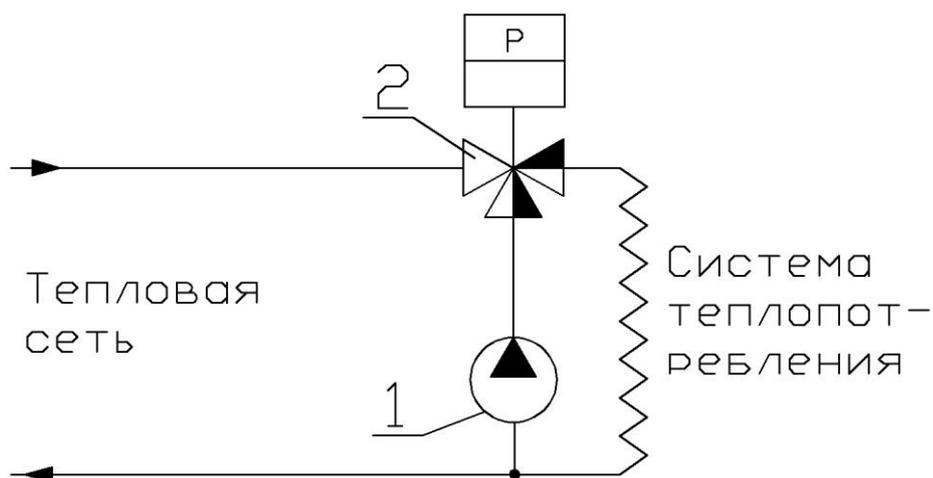


Рисунок 1.11 – Принципиальная схема автоматизации станции насосного смешения (вариант I)

1 – насос; 2 - клапан регулятора постоянства коэффициента смешения

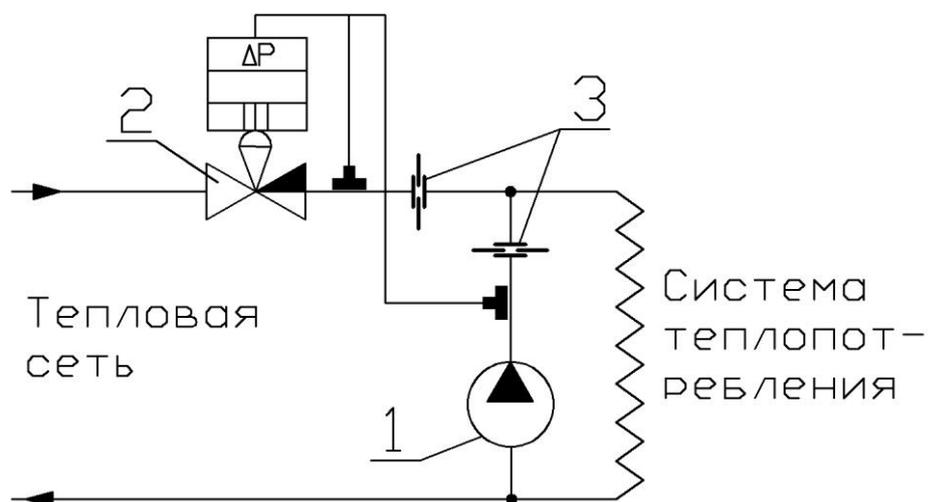


Рисунок 1.12 – Принципиальная схема автоматизации теплового ввода с насосом смешения (вариант II)

1 – насос смешения; 2 - клапан расщетки; 3 – дроссельные устройства

В двухтрубных тепловых сетях с нагрузкой горячего водоснабжения в осенне-весенние периоды, когда температура сетевой воды для систем отопления и вентиляции должна быть меньше 70°C , из-за необходимости подогревать горячую воду до температуры 60°C производят ограничение температурного графика до 70°C , что приводит к «перетопу». Эту техническую энергосберегающую проблему можно решить либо с помощью перехода на четырехтрубную схему – с подачей сетевой воды от отдельных источников тепла на отопление и горячее водоснабжение, либо с применением схем с перемычкой и рециркуляционным насосом [28].

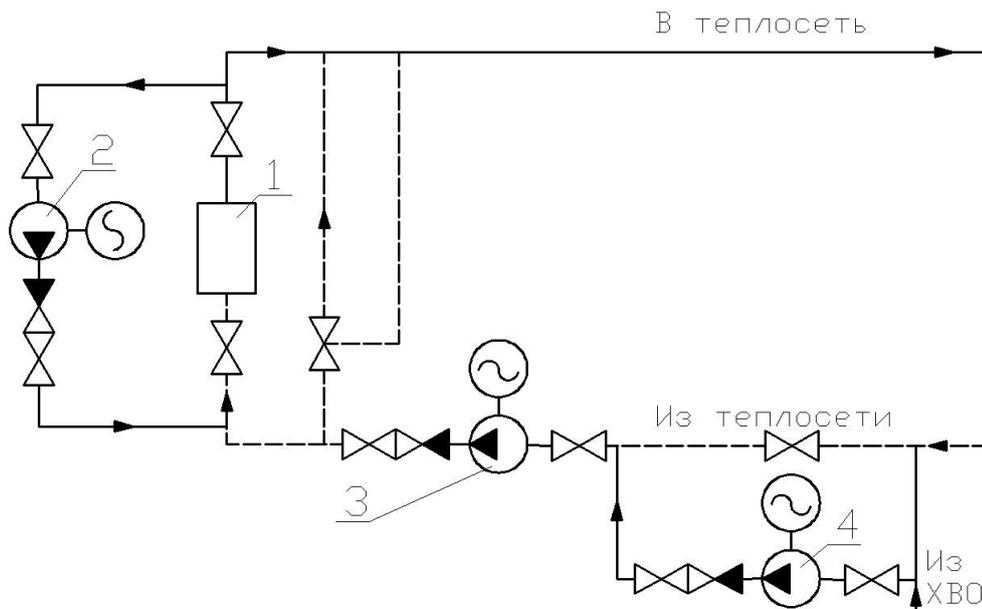


Рисунок 1.13 – Подогрев обратной сетевой воды путём применения рециркуляционных насосов
 1 – котёл; 2 – рециркуляционный насос; 3 – сетевой насос; 4 – подпиточный насос

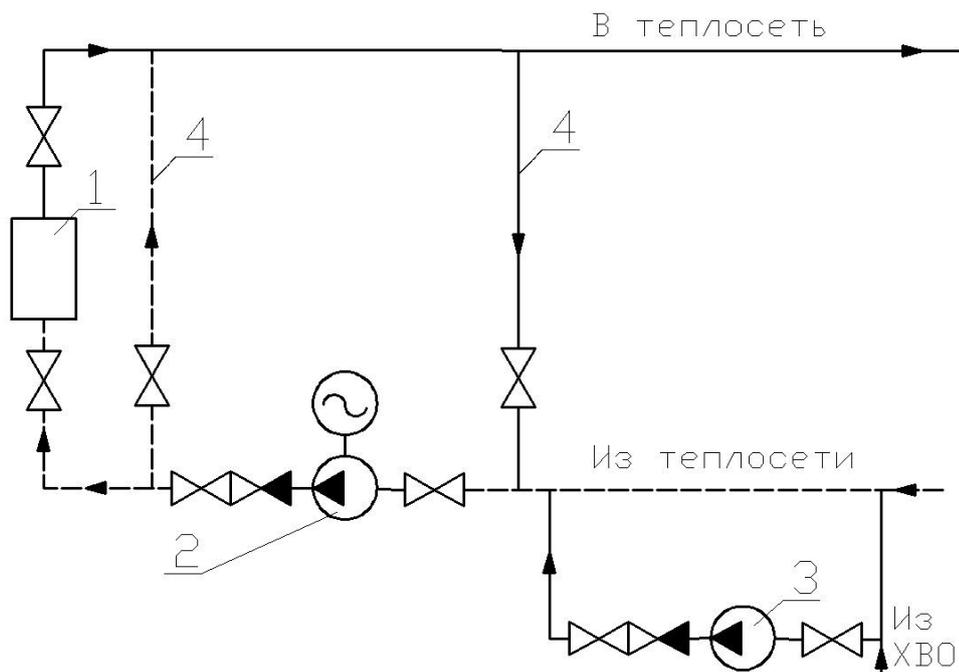


Рисунок 1.14 – Подогрев обратной сетевой воды при помощи перепусков горячей воды во всасывающую линию
 1 – котёл; 2 – сетевой насос; 3 – подпиточный насос; 4 – перемычки

Вопросам совместной работы элеваторов и терморегуляторов и оптимального выбора оборудования тепловых пунктов посвящены работы [29]

Отмечается, что несмотря на неудовлетворительное, в целом, теплоснабжение городов из централизованных источников, имеется реальная возможность существенно сократить теплопотребление без какого-либо ущерба для потребителей. Для этого необходима модернизация оборудования тепловых пунктов. В настоящее время тепловые пункты нового поколения проектируются с насосами смешения, с погодными и программными регуляторами, и в то же время значительная часть зданий по-прежнему оборудуется старыми нерегулируемыми элеваторами.

Автор [29] предлагает вернуться к установке регулируемых элеваторов в тепловых пунктах зданий, но при этом забывает о ряде недостатков при их применении:

1. Регулируемый элеватор требует значительного располагаемого перепада на вводе в здание – не менее 40 м.вод.ст., при гидравлическом сопротивлении системы отопления 1 м.вод.ст. При более высоком гидравлическом сопротивлении, что характерно для 9-12 этажных зданий, значение необходимого располагаемого напора возрастает.
2. Затрудняется выполнение наладки тепловых сетей, т. к. перед регулирующими элеваторами не могут стоять дроссельные шайбы.
3. В системе отопления зданий с регулируемым элеватором нельзя на отопительные приборы устанавливать термостатирующие клапана, т. к. при регулировании тепловой нагрузки с их помощью происходит увеличение гидравлического сопротивления системы отопления.

Модернизация тепловых пунктов облегчается с появлением современных регуляторов и бесшумных смесительных насосов. В [30] представлены результаты реконструкции теплового пункта с установкой гидравлического регулируемого клапана, управляемого электронным регулятором. Схема выполнена со ступенчатой регенерацией теплоты.

Реконструкция тепловых пунктов возможна за счет установления в ИТП и ЦТП эффективного теплообменного оборудования, в частности пластинчатых теплообменников фирмы «Альфа-Лаваль» [31]. Применение пластинчатых теплообменников позволяет избавиться от известных недостатков, приводящих к перерасходу тепловой энергии:

- Перегрев зданий в теплый период отопительного сезона;
- Большие тепловые потери в нагруженных тепловых сетях.

В [32] подчеркивается, что на практике начали встречаться технические решения, сочетающие элеваторные узлы (качественная система теплоснабжения) с термостатами (терморегуляторами) на отопительных приборах (количественная система теплоснабжения). Такая совместная работа неэффективна. Предлагается модернизировать

тепловой пункт за счет установки в схеме с элеваторами подмешивающих насосов. Такое решение является рациональным для потребителей с большим перепадом давления между подающей и обратной магистралями, т. е. находящимися в головной части пьезометрического графика. В этом случае элеватор позволяет более полно использовать потенциальную энергию падающей воды, чем подмешивающий насос. Последний выполняет вспомогательную, но важную функцию – регулирование.

Переменный режим ГВС в зависимости от ее схемы (открытый или закрытый водоразбор) поддается энергосбережению, что способствует уменьшению загрязнения окружающей среды и смягчает негативное воздействие жилищно-коммунальной реформы [33]. Для этого схема теплового пункта дополняется установкой трехходового клапана и центробежного насоса, оснащенного частотным преобразователем.

Анализу возможности сокращения «перетопа» потребителей при «изломе» температурного графика тепловой сети посвящена работа [34]. Предлагается при работе ТЭЦ как на закрытые, так и на открытые системы теплоснабжения поддерживать пониженную температуру прямой сетевой воды в точке излома температурного графика (вместо 70-75 °С – 60 °С). Приведены расчеты, которые показывают, что при этом за весеннее-осенний период значительно сокращается перерасход тепла на «перетоп» потребителей. Так, при снижении температуры теплоносителя с 75 °С до 60 °С, суммарная величина «перетопа» уменьшается в 4 раза при снижении длительности периода «перетопа» более чем в 2 раза. Подчеркивается, что окончательный вывод о экономической целесообразности уровня температуры сетевой воды при «изломе» температурного графика тепловой сети можно сделать только на базе комплексного технико-экономического анализа, выполненного для конкретной ТЭЦ, с учетом ряда климатических, режимных и экономических факторов.

Выводы по аналитическому обзору

На основании произведённого аналитического обзора информационных источников ниже представлено обоснование выбранной тематики НИР «Создание энергосберегающих систем транспортировки, распределения и потребления тепловой энергии в сетях централизованного теплоснабжения за счёт разработки научно-технических основ и способов регулирования отпуска тепла».

1. Для улучшения процесса регулирования отпуска тепловой энергии потребителя предлагается проектировать новые и реконструировать существующие тепловые пункты (ИТП зданий и ЦТП) за счёт установки термогидравлических

распределителей различного типа. ТГР достаточно широко применяются в новых тепловых схемах децентрализованного теплоснабжения. Разработаны разнообразные тепловые схемы и конструкции термогидравлических распределителей. Нами проведены теоретические и экспериментальные исследования по адаптации выше приведённых устройств в тепловых схемах централизованного теплоснабжения. Необходимы дальнейшие исследования по разработке тепловых схем и оптимальных конструкций ТГР для тепловых сетей с параметрами располагаемого напора на входе 1-5 м. вод. ст.

2. Для реконструкции тепловых пунктов зданий предлагается заменить существующие элеваторные узлы смешения на насосные узлы смешения с ЧРП. Анализ показывает, что элеваторы обладают низким КПД, увеличенным расходом электрической энергии на прокачку, по своей технической возможности не способны преодолевать сопротивление системы отопления 2-3 м. вод. ст., что характерно для зданий повышенной этажности (9-12 этажей) и старой постройки (с коррозионными отложениями на внутренней поверхности трубопроводов).
3. В двухтрубных тепловых сетях с подключёнными нагрузками отопления, вентиляции и горячего водоснабжения в весенне-осенний период происходит «перетоп», вызываемый необходимостью поддерживать значение температуры в подающем трубопроводе 60-70°C для обеспечения ГВС.

Анализ показывает, что существующий способы уменьшения потерь тепла при «перетопах», основанные на снижении температуры в подающем трубопроводе с 75°C до 60°C, приводят зачастую к подаче потребителям воды с нерасчётной температурой. Применение для уменьшения «перетопа» корректирующих насосов, установленных на перемычке между подающим и обратном трубопроводами, изменяет гидравлический режим как тепловой сети, так и отопительных систем. Это приводит к улучшению теплоснабжения потребителей.

2 Исследование функциональности и преимуществ применения в тепловых сетях термогидравлического распределителя, насосного узла смешения с ЧРП и устройства по устранению «перетопа» с ЧРП и регулируемым клапаном

Аналитический обзор информационных источников, приведенный в главе 1, а также проведенные теоретические и экспериментальные исследования [1] позволили определить функциональные возможности и преимущества применения в тепловых сетях централизованного теплоснабжения технических устройств, а именно: термогидравлического распределителя, насосного узла смешения с ЧРП и устройства по устранению «перетопа» с ЧРП и регулируемым клапаном.

Целью данной работы является разработка и создание технических энергосберегающих устройств для улучшения процесса регулирования отпуска тепловой энергии за счет применения в тепловых пунктах термогидравлического распределителя, насосного узла смешения с ЧРП и устройства по устранению «перетопа» с ЧРП и регулируемым клапаном. Применение схем с вышеупомянутыми устройствами позволит создать и поддерживать оптимальный (требуемый) микроклимат в здании с наименьшими энергетическими затратам и повышением надежности теплоснабжения потребителей.

Исследование функциональности и преимуществ применения в тепловых сетях термогидравлического распределителя

Применение в тепловых сетях централизованного теплоснабжения термогидравлического распределителя позволит:

- обеспечить гидравлическую развязку распределительного контура (магистральных и квартальных тепловых сетей) и контура (контуров) потребителей.

Регулирование тепловой нагрузки различных потребителей (вплоть до полного отключения некоторых) не окажет влияния на значение расхода теплоносителя в распределительном контуре;

- циркуляционные насосы распределительного контура выбираются низконапорным, они, работая в замкнутом контуре обеспечивают подвод теплоносителя к ТГР; независимость контуров исключает необходимость их работы в контурах потребителей – при этом экономия электрической энергии достигает (по экспертным оценкам) 7-10 %;

- циркуляционные насосы контура потребителя с частотным регулированием (при разнородной нагрузке) выбираются согласно нагрузке этих контуров, используя при этом

принцип независимости контуров – чем облегчается процесс проектирования и выбора насосов и экономится электрическая энергия;

- облегчается вопрос гидравлической наладки тепловых сетей. В современных городских тепловых сетях при зависимой системе теплоснабжения для надежной их работы у каждого потребителей необходимо поддерживать располагаемый напор не менее минимально требуемого, иначе становится невозможным поддержание температурного режима в зданиях на требуемом уровне;

- применение индивидуального учета тепловой энергии и теплоносителя позволит экономить до 30 % тепловой энергии;

- появляется возможность дистанционного учета показаний счетчиков тепловой энергии и теплоносителей;

- применение автоматизированных трехходовых клапанов с регулированием по температуре позволит экономить до 10 % тепловой энергии;

- модульный принцип – упрощает проектирование и монтаж, снижает затраты;

- проектирование ТГР осуществляется по специально созданной программе, исключающей возможные ошибки при выборе размеров ТГР по упрощенной методике;

- тепловые пункты изготавливаются из сертифицированных элементов и блоков.

Экспериментальный образец теплового пункта с предлагаемыми техническими устройствами должен обладать техническими характеристиками, которые обеспечат:

- независимость подключения потребителей к распределительным тепловым сетям;

- надежность теплоснабжения при минимально допустимом располагаемом напоре у потребителей;

- экономичность системы теплоснабжения. Реализация технических решений, предлагаемых в данной работе, позволит обеспечить надежное снабжение потребителей с наименьшими экономическими затратами.

Новые функциональные возможности регулирования тепловой нагрузки потребителей появляются при использовании термогидравлического распределителя в тепловых схемах центрального теплоснабжения.

На рисунках 2.1 и 2.2 представлены схемы тепловых пунктов с ТГР при установке трёхходовых клапанов на подающем трубопроводе. Регулирование тепловой нагрузки потребителя происходит за счёт воздействия на два параметра:

- На расход теплоносителя;
- На температуру теплоносителя на входе;

На рисунке 2.1 представлена схема, в которой регулирование тепловой нагрузки теплоносителя происходит за счёт изменения температуры теплоносителя на входе; расход теплоносителя для потребителя при этом остаётся постоянным. В схеме на рисунке 2.2 регулирование тепловой нагрузки потребителя происходит за счёт изменения расхода теплоносителя и при неизменной его температуре.

Для рисунков 2.3 и 2.4 характерна установка трёхходовых клапанов в обратном трубопроводе. Регулирование тепловой нагрузки потребителя происходит за счёт изменения температуры теплоносителя (рисунок 2.3) и за счёт расхода теплоносителя (рисунок 2.4).

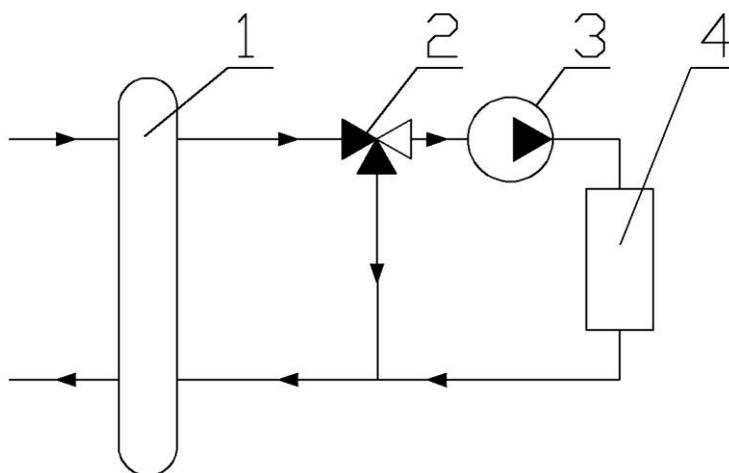


Рисунок 2.1 – Регулирование тепловой нагрузки потребителя за счёт изменения температуры теплоносителя на входе

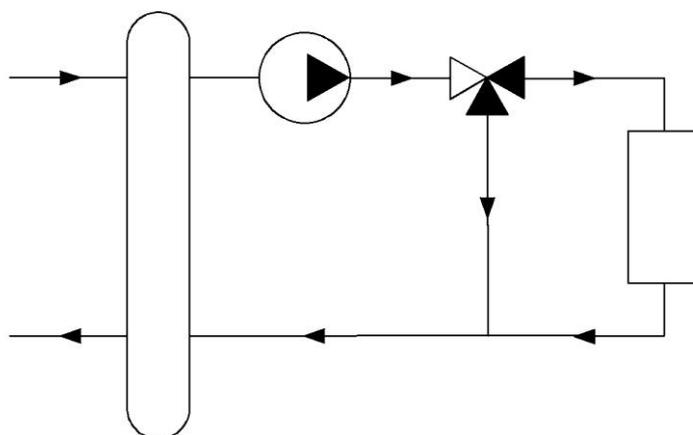


Рисунок 2.2 - Регулирование тепловой нагрузки потребителя за счёт изменения расхода теплоносителя

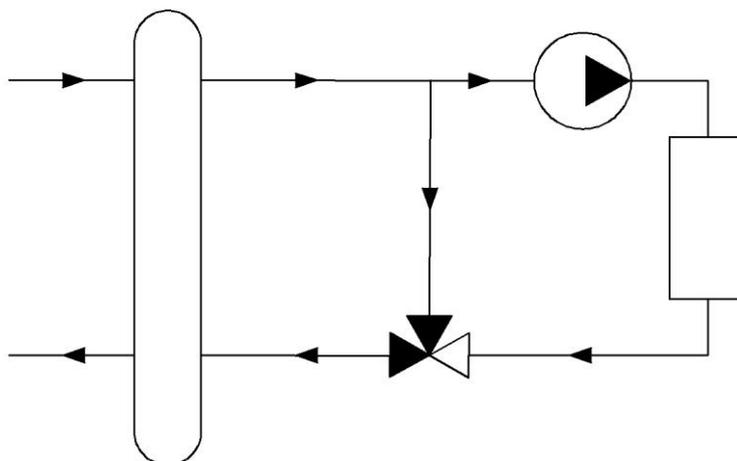


Рисунок 2.3 – Регулирование тепловой нагрузки потребителя за счёт изменения температуры теплоносителя на входе

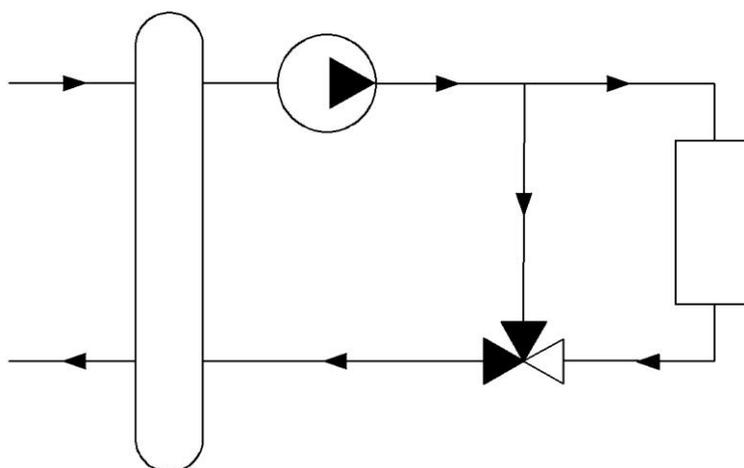


Рисунок 2.4 - Регулирование тепловой нагрузки потребителя за счёт изменения расхода теплоносителя

На рисунке 2.5 представлена схема теплового пункта с регулирующим клапаном для подключения потребителей с пониженной температурой теплоносителя, а на рисунке 2.6 – схема с ТГР для подключения потребителей, оборудованных радиаторами с термостатическими регулирующими клапанами.

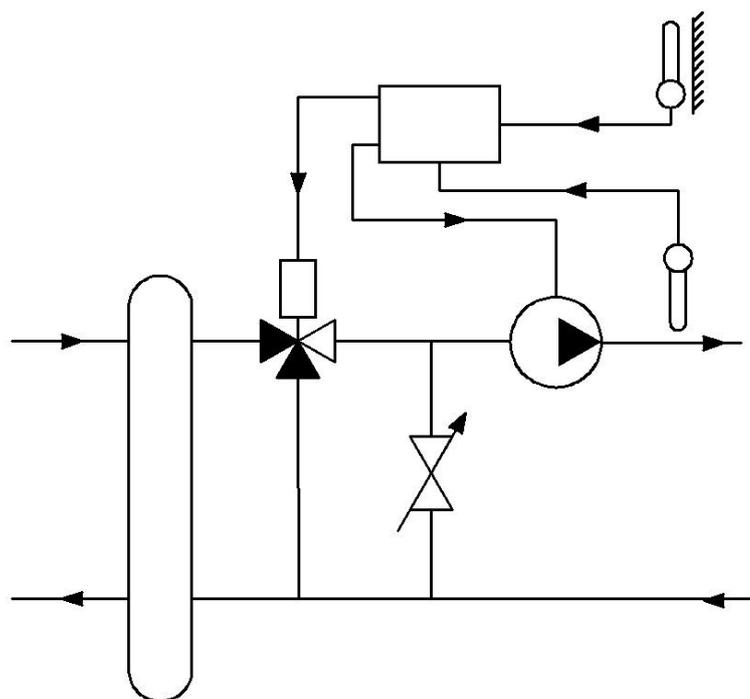


Рисунок 2.5 – схема с ТПР для подключения потребителей с пониженной температурой теплоносителя

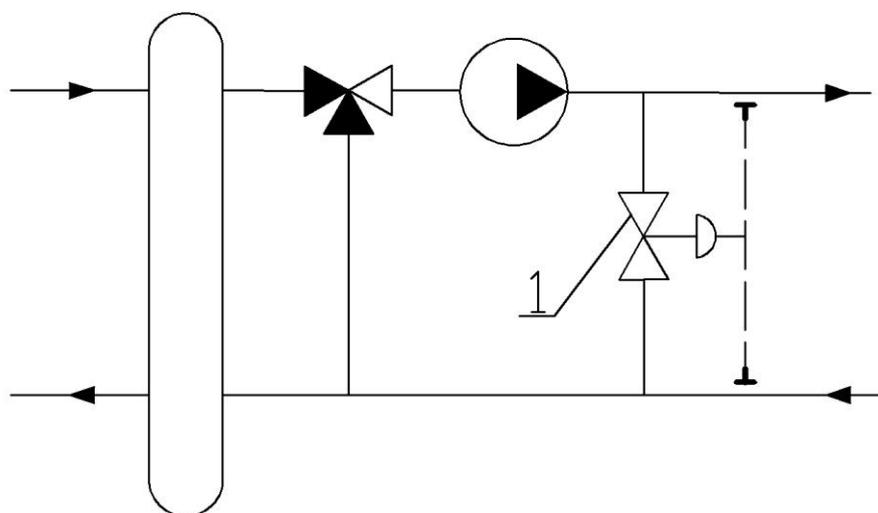


Рисунок 2.6 – Схема с ТПР для подключения потребителей, оборудованных отопительными радиаторами с термостатическими регулируемыми клапанами

1 – регулятор перепада давления

Существуют тепловые схемы горячего водоснабжения с использованием скоростных и ёмкостных теплообменников. На рисунке 2.7 представлена разработанная нами тепловая схема с ТПР и скоростным теплообменников для горячего водоснабжения

(например, с пластинчатым теплообменником). Регулирование нагрузки горячего водоснабжения обеспечивается воздействием на трёхходовой клапан с помощью датчика температуры воды в подающем трубопроводе ГВС. Схема дополняется устройством безопасности, прекращающим циркуляцию воды, если температура воды на выходе из теплообменника превысит установленный предел температуры.

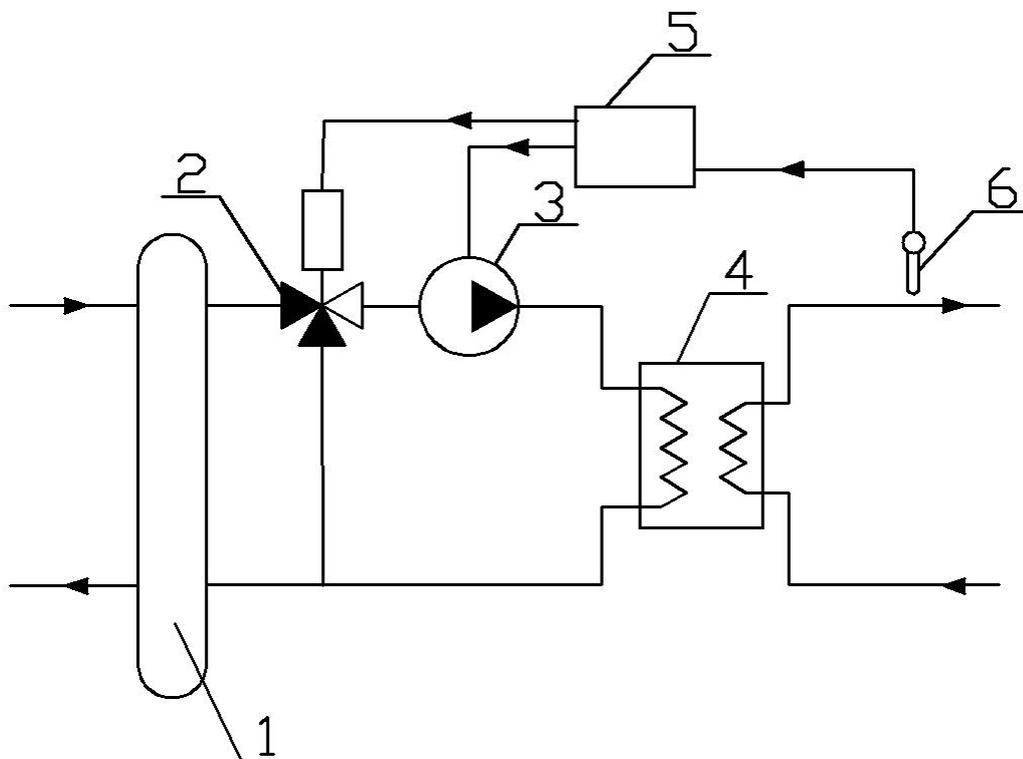


Рисунок 2.7 – Тепловая схема с ТГР и скоростным теплообменником горячего водоснабжения

1 – ТГР; 2 – трёхходовой клапан; 3 – насос; 4 – скоростной теплообменник; 5 – регулятор; 6 – датчик температуры воды в подающем трубопроводе.

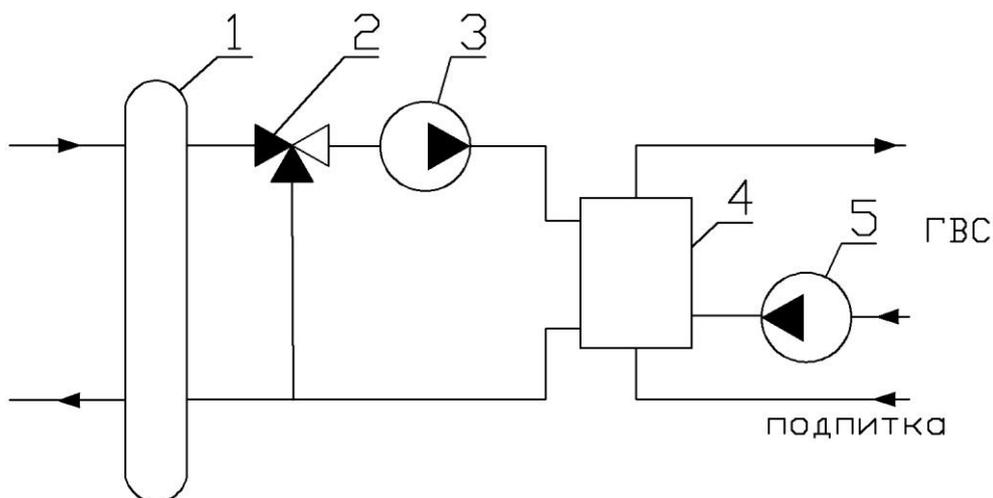


Рисунок 2.8 – Тепловая схема с ТГР и ёмкостным теплообменником горячего водоснабжения

1 – ТГР; 2 – трёхходовой клапан; 3 – насос; 4 – ёмкостной теплообменник; 5 – циркуляционный насос ГВС.

На рисунке 2.8 представлена схема с ТГР и ёмкостным подогревателем горячего водоснабжения. Схема дополняется термостатом, воздействующим на трёхходовой клапан (регулирование температуры воды в ёмкостном подогревателе) или на насос (отключение насоса при превышении установленного значения температуры воды). Преимущества схем со скоростным и емкостным подогревателями реализуются в схеме на рисунке 2.9.

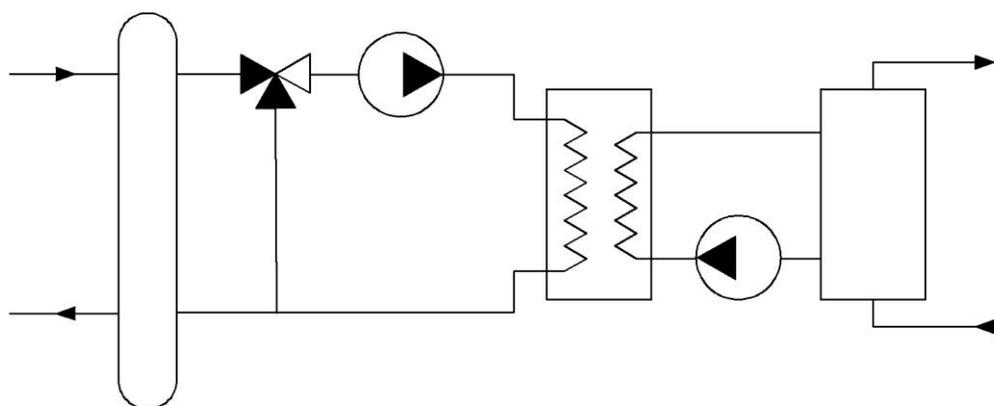


Рисунок 2.9 – Тепловая схема с ТГР и скоростным и ёмкостным подогревателями горячего водоснабжения.

Таким образом, термогидравлический распределитель представляет собой многофункциональное устройство, обладающее следующими функциями:

- гидравлического разделения контура распределительной сети (первичного контура) от контуров потребителей (вторичный контур);
- смешение потоков (в случае, когда суммарный расход теплоносителя потребителей превышает расход теплоносителя первичного контура);
- удаление неконденсирующихся газов (воздуха) позиция 2 рисунка 2.10;
- удаление шлама – позиция 4 рисунка 2.10.

Все эти функциональные преимущества используются в новых тепловых схемах децентрализованного теплоснабжения.

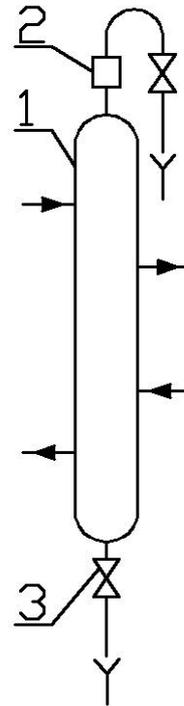


Рисунок 2.10 – Схема гидравлического распределителя

1 –ТГР; 2 – воздухоотделитель; 3 – кран для удаления шлама.

Задачей нашей работы является исследование функциональных возможностей и преимуществ применения ТГР в тепловых пунктах централизованного теплоснабжения.

Для этого необходимо провести теоретические и экспериментальные исследования проверки возможности работы ТГР в составе тепловых пунктов потребителей тепловой энергии при незначительных располагаемых напорах (до 5 м вод. ст.). Необходимо также оценить влияние работы системы теплоснабжения потребителей на гидравлический режим работы распределительной сети централизованного теплоснабжения.

Исследование функциональности и преимуществ применения в тепловых сетях насосных схем смешения с ЧРП

Исследуем функциональные возможности насосного узла смешения с ЧРП, рисунок 2.11

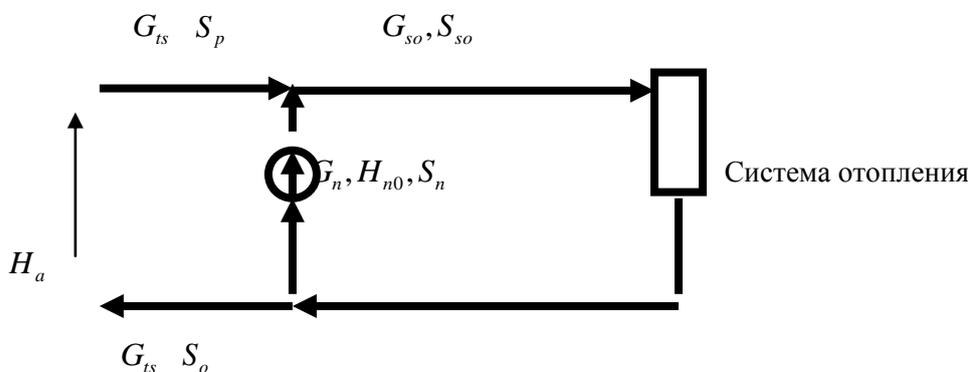


Рисунок 2.11 - Схема насосного смесительного узла тепловой сети.

Потеря напора в системе отопления и соединительных трубопроводах равна.

$$H_{so} = S_{so} \cdot G_{so}^2, \text{ м.в.ст.} \quad (2.1)$$

где: S_{so} - сопротивление системы отопления и соединительных трубопроводов, $\text{м} \cdot \text{ч}^2 / \text{т}^2$;

G_{so} - расход сетевой воды через отопительную систему, т/ч.

Напор, создаваемый насосом смешения.

$$H_{nsm} = H_{n0} \cdot \left(\frac{n_1}{n} \right)^2 - S_n \cdot G_n^2, \text{ м.в.ст.} \quad (2.2)$$

где: H_{n0} - напор, создаваемый насосом при нулевой подаче и базовом числе оборотов, м.в.ст.;

n_1 - изменяемое число оборотов рабочего колеса насоса, об/мин;

n - базовое (нормативное) число оборотов насоса, об/мин;

S_n - гидравлическое сопротивление проточной части насоса, $\text{м} \cdot \text{ч}^2 / \text{т}^2$;

G_n - расход сетевой воды, подмешиваемый из обратного трубопровода в подающий, т/ч.

Коэффициент смешения.

$$U_{sm} = \frac{G_n}{G_{ts}} \quad (2.3)$$

где: G_{ts} - расход сетевой воды, поступающей из тепловой сети, т/ч.

Очевидно, что напор насоса смешения расходуется на преодоление сопротивления отопительной системы.

$$H_{nsm} = H_{so} \quad (2.4)$$

Напор между подающим и обратным трубопроводами тепловой сети также равен напору насоса смешения за вычетом потерь напора в подающем и обратном трубопроводах.

$$H_a = H_{nsm} - (S_p + S_o) \cdot G_{ts}^2 \quad (2.5)$$

где: S_p - сопротивление подводящего к узлу смешения трубопровода, м*ч²/т²;

S_o - сопротивление отводящего от узла смешения трубопровода, м*ч²/т².

Уравнение баланса расходов в узле смешения.

$$G_{ts} + G_n - G_{so} = 0 \quad (2.6)$$

Так как по техническому требованию коэффициент смешения должен оставаться постоянным, то можно выразить из (2.3).

$$G_{ts} = \frac{G_n}{U_{sm}} \quad (2.7)$$

Из уравнения (2.6) с подстановкой в него (2.7) можно найти G_{so} .

$$G_{so} = \frac{G_n}{U_{sm}} + G_n \quad (2.8)$$

Уравнение (2.4) с подстановкой (2.1) и (2.2) имеет вид.

$$H_{n0} \cdot \left(\frac{n_1}{n} \right)^2 - S_n \cdot G_n^2 = S_{so} \cdot G_{so}^2 \quad (2.9)$$

Уравнение (2.5) с подстановкой в него (2.2) имеет вид.

$$H_a = H_{n0} \cdot \left(\frac{n_1}{n}\right)^2 - S_n \cdot G_n^2 + (S_p + S_o) \cdot G_{ts}^2 \quad (2.10)$$

Подставим в (2.9) выражение (2.8), а в (2.10) выражение (2.7), получим систему уравнений.

$$\left. \begin{aligned} H_{n0} \cdot \left(\frac{n_1}{n}\right)^2 - S_n \cdot G_n^2 - S_{so} \cdot \left(\frac{1}{U_{sm}} + 1\right)^2 \cdot G_n^2 &= 0 \\ H_{n0} \cdot \left(\frac{n_1}{n}\right)^2 - S_n \cdot G_n^2 + (S_p + S_o) \cdot \frac{G_n^2}{U_{sm}^2} - H_a &= 0 \end{aligned} \right\} \quad (2.11)$$

В системе уравнений (2.11) неизвестными являются n_1 и G_n .

Если из первого уравнения системы вычтем второе, то получим.

$$-S_{so} \cdot \left(\frac{1}{U_{sm}} + 1\right)^2 \cdot G_n^2 - (S_p + S_o) \cdot \frac{G_n^2}{U_{sm}^2} + H_a = 0 \quad (2.12)$$

Уравнение (2.12) можно разрешить относительно G_n .

$$G_n = \sqrt{\frac{H_a}{S_{so} \cdot \left(\frac{1}{U_{sm}} + 1\right)^2 + (S_p + S_o) \cdot \frac{1}{U_{sm}^2}}} \quad (2.13)$$

Подставив (2.13) в первое уравнение системы (2.11) можно найти новое число оборотов колеса насоса n_1 .

$$n_1 = \frac{n \cdot G_n \cdot \sqrt{H_{n0} \cdot (S_n \cdot U_{sm}^2 + S_{so} + 2 \cdot S_{so} \cdot U_{sm} + S_{so} \cdot U_{sm}^2)}}{H_{n0} \cdot U_{sm}} \quad (2.14)$$

По уравнениям (2.13), (2.14), (2.7) и (2.8) можно определить все неизвестные параметры насосного узла смешения.

Покажем, как изменяются расчетные параметры насосного узла смешения.

Пусть $S_p = 0$ и $S_o = 0$, так как эти участки короткие и их сопротивления незначительны.

Примем $U_{sm} = 2.2$ - для температурного графика 150/70°C.

Примем $n = 1500$ об/мин, $H_{n0} = 6$ м.в.ст., $S_n = 0.0001$ м³ч²/т².

Примем, что расчетный расход через систему отопления $G_{so0} = 5$ т/ч, а расчетная потеря напора в отопительной системе $h = 2$ м.в.ст. Тогда сопротивление отопительной системы равно.

$$S_{so} = \frac{h}{G_{so0}^2} = \frac{2}{5^2} = 0.08$$

Проведём вычисления по уравнениям (2.13), (2.14), (2.7), (2.8) и построим графики, рисунки 2.12 и 2.13.

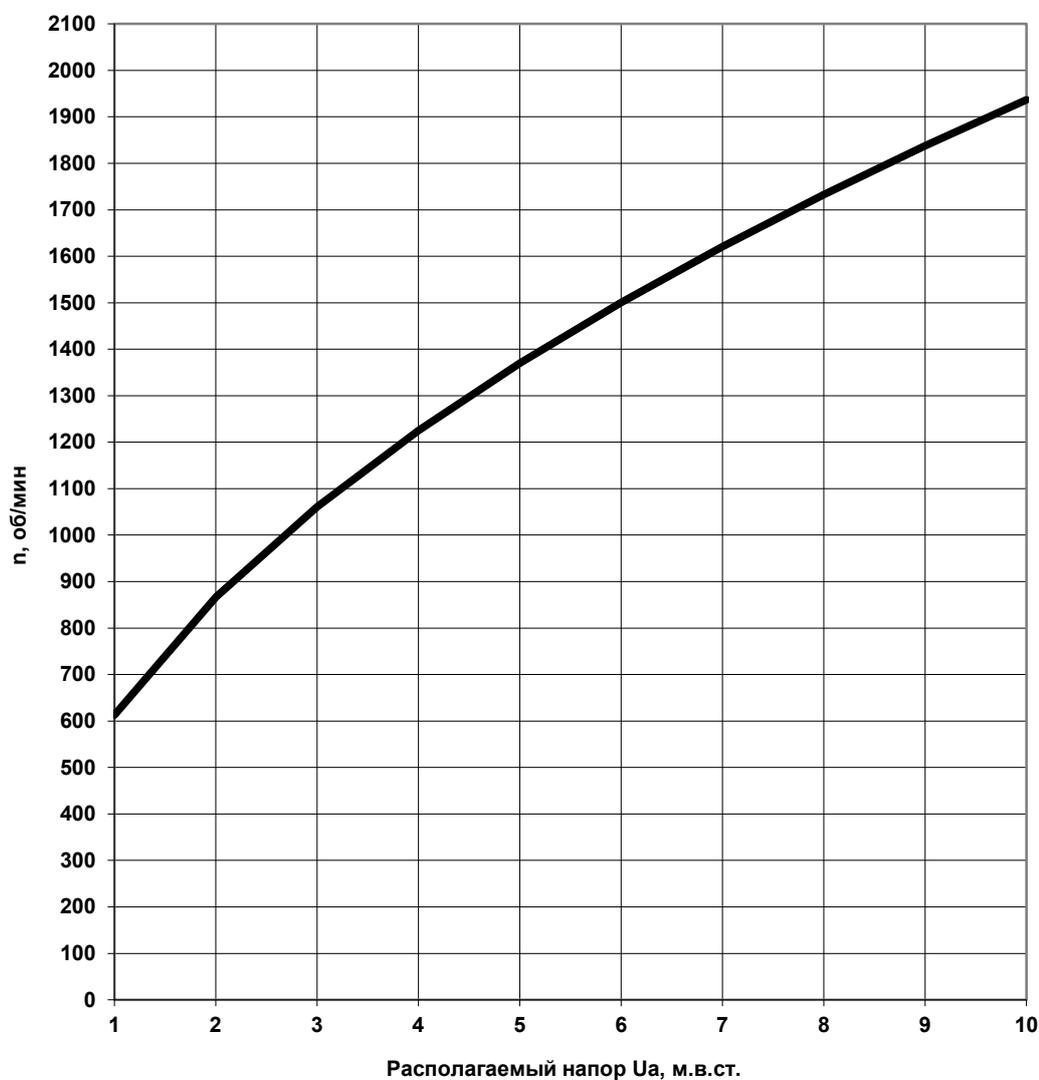


Рисунок 2.12 - График изменения числа оборотов насоса смешения в зависимости от располагаемого напора на абонентском вводе.

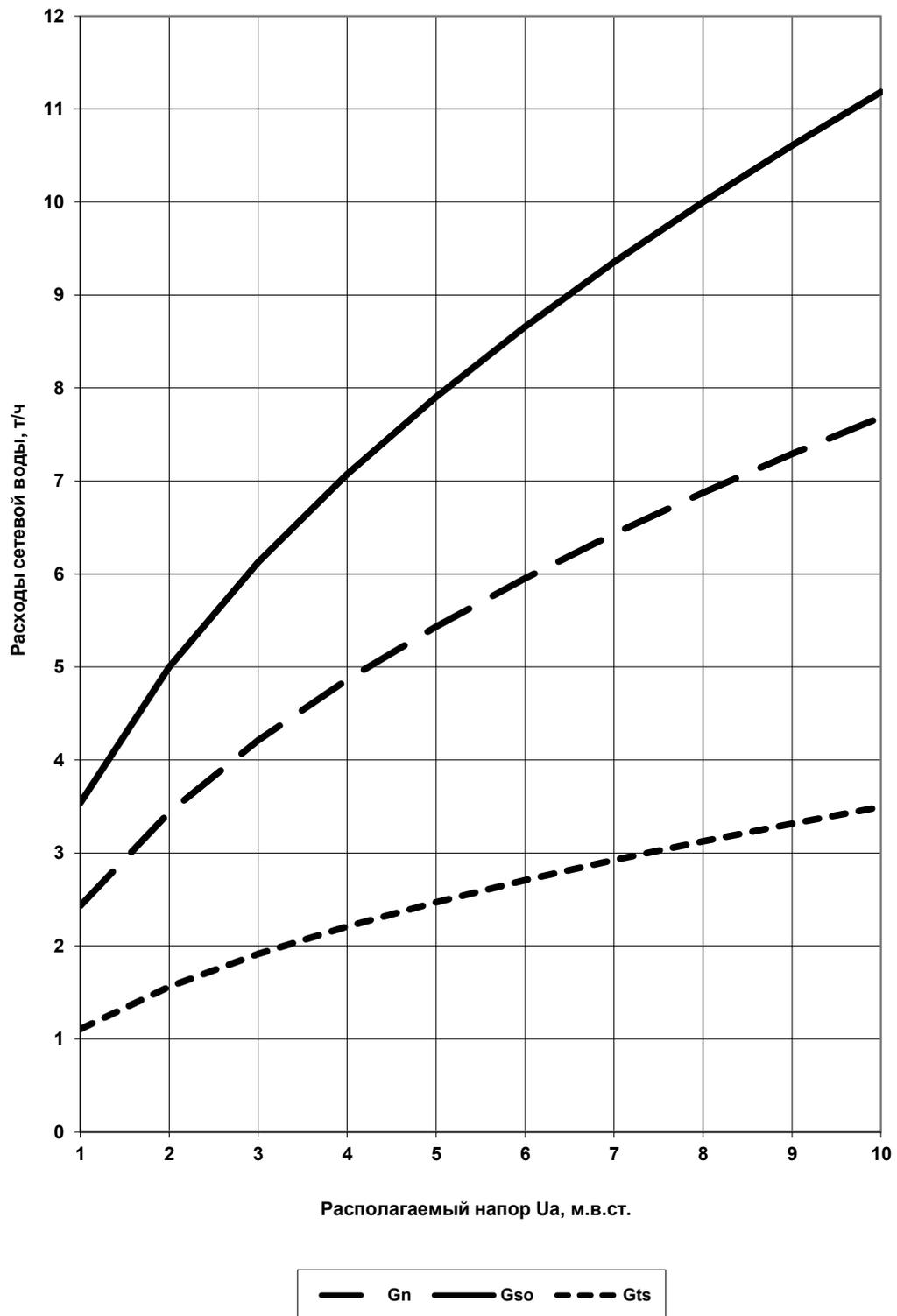


Рисунок 2.13 - График зависимостей расходов сетевой воды от располагаемого напора на абонентском вводе.

Полученные зависимости свидетельствуют о плавном изменении числа оборотов рабочего колеса насоса и расходов сетевой воды в широком диапазоне располагаемого напора на абонентском вводе.

Современное состояние теплоснабжения требует замены элеваторов на насосные

узлы смешения [25].

Применение насосов смешения с ЧРП имеет преимущество перед схемами с насосом смешения и регулятором теплового потока [23] ввиду влияния регулятора на расход теплоносителя на перемычке.

Насосный узел смешения с ЧРП обеспечивает:

- плавное изменения числа оборотов насоса смешения в зависимости от располагаемого напора на абонентском вводе;

- отсутствие регулируемых сопротивлений (трехходовых клапанов и пр.), которые не надежны в эксплуатации;

- насосный узел смешения с ЧРП по сравнению с элеваторным узлом смешения требует меньший располагаемый напор, создаваемый сетевыми насосами на источнике теплоснабжения; этим обеспечивается значительная экономия электрической энергии при перекачке теплоносителя, а также тепловой энергии;

- элеваторный узел смешения обеспечивает расчетный коэффициент смешения лишь при потере напора в местной системе отопления здания до трех метров водяного столба; для насосного узла смешения такого ограничения нет;

- наладка системы отопления здания старой постройки с повышенным значением потерь напора обеспечивается применением только насосных систем смешения.

Исследование функциональности и преимуществ применения в тепловых сетях устройства по устранению «перетопа» с ЧРП и регулируемым клапаном

На рисунке 2.14 представлена схема устройства по устранению перетопа с ЧРП и регулируемым клапаном.

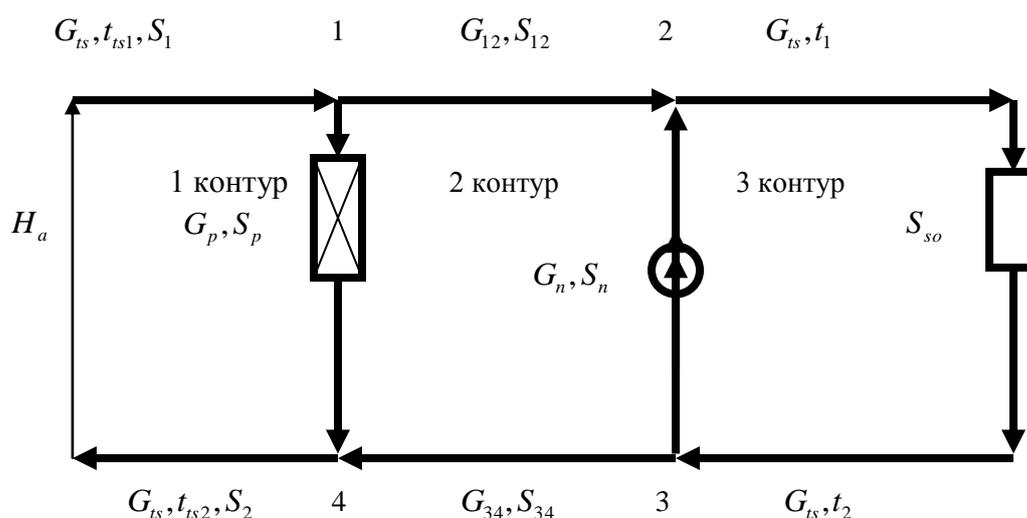


Рисунок 2.14 - Схема устройства по устранению «перетопа» с насосом смешения с ЧРП и регулируемым клапаном

Функционирование схемы по устранению «перетопа» происходит за счёт подмеса воды из обратного трубопровода в подающий с помощью насоса смешения с ЧРП и подмеса воды из подающего трубопровода в обратный по перемычке с регулируемым клапаном. При этом обеспечивается подача сетевой воды на систему отопления с температурой, соответствующей температуре качественного регулирования, то есть устранение «перетопа».

Важным преимуществом данной схемы по сравнению со схемой с установкой только насоса смешения [24] является то, что она обеспечивает равенство расходов сетевой воды на входе в схему и на систему отопления. Это сохраняет гидравлический режим отопительной системы абонента, постоянство распределения расходов воды по стоякам. Кроме того, сохраняется расход воды из теплосети к подключаемому абоненту, что поддерживает расчётный гидравлический режим тепловой сети.

Температура воды, которую необходимо подавать в систему отопления, обеспечивающую отсутствие «перетопа» - качественное регулирование без срезки.

$$t_1 = t_b + 0.5 \cdot (t_1^p - t_2^p) \cdot \left(\frac{t_b - t_n}{t_b - t_{np}} \right) + 0.5 \cdot (t_1^p + t_2^p - 2 \cdot t_b) \cdot \left(\frac{t_b - t_n}{t_b - t_{np}} \right)^{0.8} \quad (2.15)$$

где: t_b - температура воздуха внутри отапливаемых помещений, °С;

t_1^p - расчётная температура воды в подающей линии, °С;

t_2^p - расчётная температура воды в обратной линии, °С;

t_n - текущая температура наружного воздуха, °С;

t_{np} - расчётная температура наружного воздуха, °С.

Температура воды после системы отопления.

$$t_2 = t_1 - (t_1^p - t_2^p) \cdot \left(\frac{t_b - t_n}{t_b - t_{np}} \right) \quad (2.16)$$

Потеря напора в системе отопления и соединительных трубопроводах равна.

$$H_{so} = S_{so} \cdot G_{ts}^2 \quad (2.17)$$

где: S_{so} - сопротивление отопительной системы с соединительными трубопроводами,

$$\text{м} \cdot \text{ч}^2 / \text{т}^2;$$

G_{ts} - расход сетевой воды, подаваемой на систему отопления, т/ч.

Напор, развиваемый насосом смешения с регулированием числа оборотов с помощью ЧРП.

$$H_{nsm} = H_{n0} \cdot \left(\frac{n_1}{n_0} \right)^2 - S_n \cdot G_n^2 \quad (2.18)$$

где: H_{n0} - напор насоса при нулевой подаче при нормативном числе оборотов, м.в.ст.;

n_1 - текущее (изменяемое) число оборотов насоса, об/мин;

n_0 - нормативное (базовое) число оборотов насоса, об/мин;

S_n - сопротивление проточной части насоса, м*ч²/т²;

G_n - расход воды, перекачиваемый насосом, т/ч.

Для расчёта потокораспределения в кольцевых сетях необходимо составить число уравнений баланса масс (аналог 1 закона Кирхгофа) на единицу меньше числа узлов, для схемы рисунок 2.14 это 3 уравнения. Число уравнений сумм потерь напора (аналог 2 закона Кирхгофа) равно числу закрытых и открытых контуров, для схемы рисунок 2.14 это 3 уравнения. Кроме этого, при смешении потоков с различными температурами необходимо составить уравнения теплового баланса для каждого узла смешения.

Уравнение баланса масс для узла 1.

$$G_{ts} - G_p - G_{12} = 0 \quad (2.19)$$

где: G_{ts} - расход воды из тепловой сети, т/ч;

G_p - расход воды через перемычку с регулируемым клапаном, т/ч;

G_{12} - участковый расход воды от точки 1 к точке 2, т/ч;

Уравнение баланса масс для узла 2.

$$G_{12} + G_n - G_{ts} = 0 \quad (2.20)$$

Уравнение баланса масс для узла 3.

$$G_{ts} - G_n - G_{34} = 0 \quad (2.21)$$

где: G_{34} - участковый расход от точки 3 к точке 4, т/ч.

Уравнение теплового баланса для точки 2.

$$c \cdot G_{12} \cdot t_{ts1} + c \cdot G_n \cdot t_2 - c \cdot G_{ts} \cdot t_1 = 0 \quad (2.22)$$

где: c - теплоёмкость, кДж/кг/°С;

t_{ts1} - температура воды, поступающей из теплосети (в период «перетопа» 70°С), °С.

Уравнение теплового баланса для точки 4.

$$c \cdot G_{34} \cdot t_2 + c \cdot G_p \cdot t_{ts1} - c \cdot G_{ts} \cdot t_{ts2} = 0 \quad (2.23)$$

где: t_{ts2} - температура воды, возвращаемой в тепловую сеть, °С.

Для сохранения знака потока и получения единственности решения, в уравнениях для сумм потерь напора вместо расхода в квадрате, применяется «расход» умноженный на «модуль расхода».

Уравнение потерь напора для открытого контура 1.

$$H_a - S_p \cdot G_p \cdot |G_p| - (S_1 + S_2) \cdot G_{ts} \cdot |G_{ts}| = 0 \quad (2.24)$$

где: H_a - располагаемый напор на абонентском вводе, м.в.ст.;

S_p - сопротивление переключки с регулируемым клапаном, м³ч²/т²;

S_1 - сопротивление подводящего трубопровода, м³ч²/т²;

S_2 - сопротивление отводящего трубопровода, м³ч²/т².

Уравнение потерь напора для закрытого контура 2.

$$S_{12} \cdot G_{12} \cdot |G_{12}| - S_n \cdot G_n \cdot |G_n| + S_{34} \cdot G_{34} \cdot |G_{34}| + H_{n0} \cdot \left(\frac{n_1}{n_0} \right) \cdot \left| \frac{n_1}{n_0} \right| - S_p \cdot G_p \cdot |G_p| = 0 \quad (2.25)$$

где: S_{12} - сопротивление участка 1-2, м³ч²/т²;

S_{34} - сопротивление участка 3-4, м³ч²/т².

Уравнение потерь напора для закрытого контура 3.

$$S_{so} \cdot G_{ts} \cdot |G_{ts}| + S_n \cdot G_n \cdot |G_n| - H_{n0} \cdot \left(\frac{n_1}{n_0} \right) \cdot \left| \frac{n_1}{n_0} \right| = 0 \quad (2.26)$$

Уравнения (2.15), (2.16), (2.19 - 2.26) составляют систему уравнений полностью описывающую функциональность схемы по устранению перетопа. Решение этой системы позволяет найти при любых температурах наружного воздуха сопротивление регулируемого клапана, число оборотов насоса смешения, расход сетевой воды из теплосети, расходы по участкам 1-2 и 3-4, расход через регулируемый клапан, расход через насос смешения и температуру воды, возвращаемой в тепловую сеть.

Для выполнения расчётов примем:

$$S_1 = 0; S_2 = 0; H_{n0} = 5; S_{so} = 0.01; S_n = 0.04; n_0 = 1500; t_b = 18; t_{ts1} = 70;$$

$$t_1^p = 150; t_2^p = 70; S_{12} = 1 \cdot 10^{-4}; S_{34} = 1 \cdot 10^{-4}; t_{np} = -28.$$

Расчёты выполнены для температур наружного воздуха от 8 до 3 °С и для располагаемого перепада на абонентском вводе от 1 до 10 м.в.ст.

По результатам расчётов построены графики функционирования устройства для устранения «перетопа» рис. 5-11.

Результаты расчётов показывают, что температура обратной сетевой воды и сопротивление регулируемого клапана зависят только от температуры наружного воздуха и не зависят от располагаемого перепада на абонентском вводе.

Расход воды через перемычку с клапаном равен расходу, перекачиваемую насосом смешения, а расход на участке 1-2 равен расходу на участке 3-4.

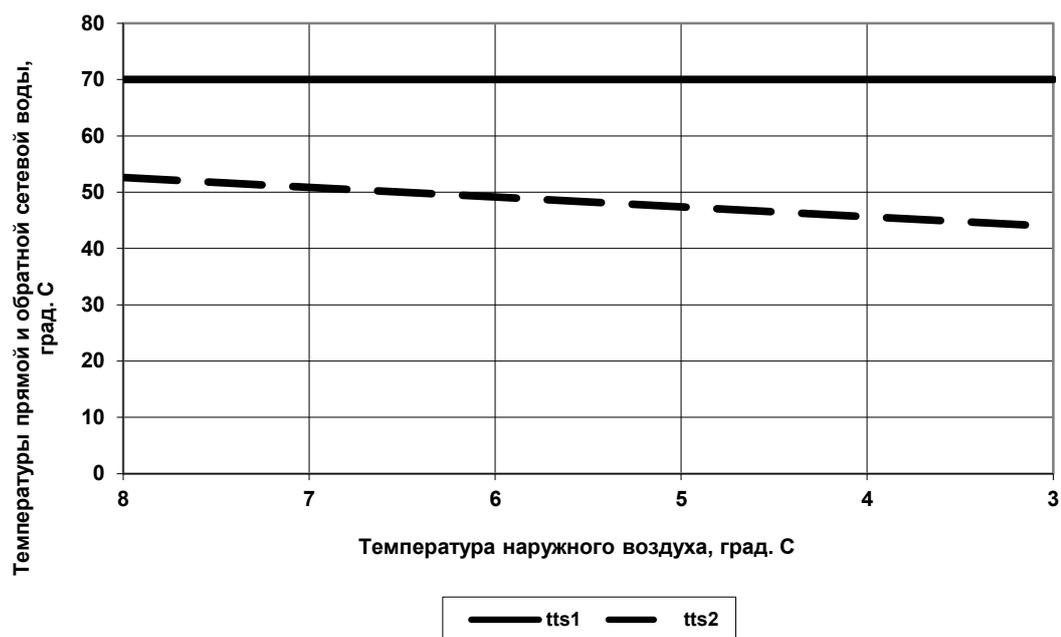


Рисунок 2.15 - Графики температур прямой и обратной сетевой воды в период «перетопа».

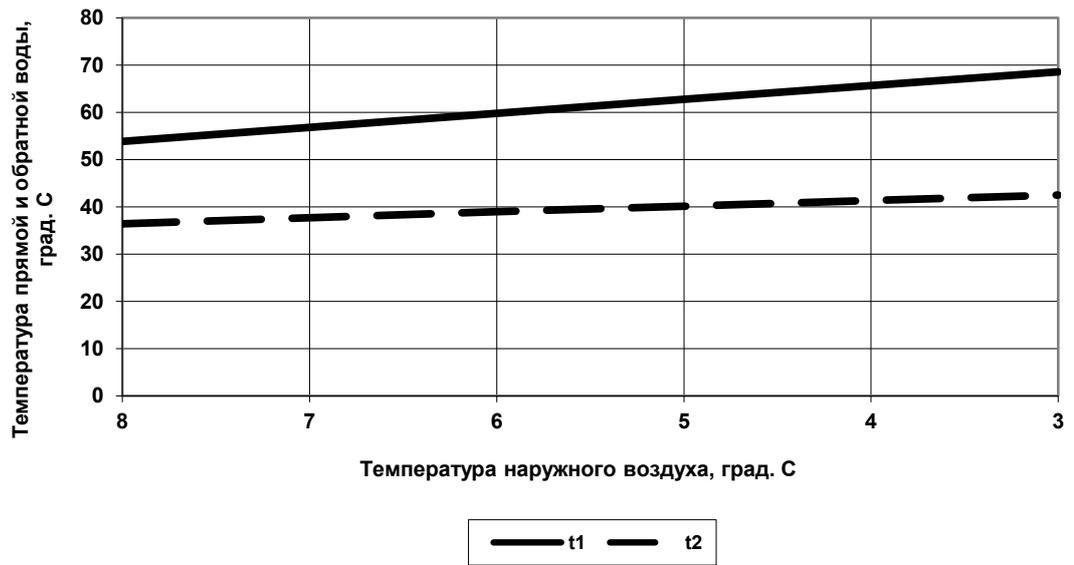


Рисунок 2.15 - Графики температур прямой и обратной сетевой воды на отопление в весенне-осенний период.

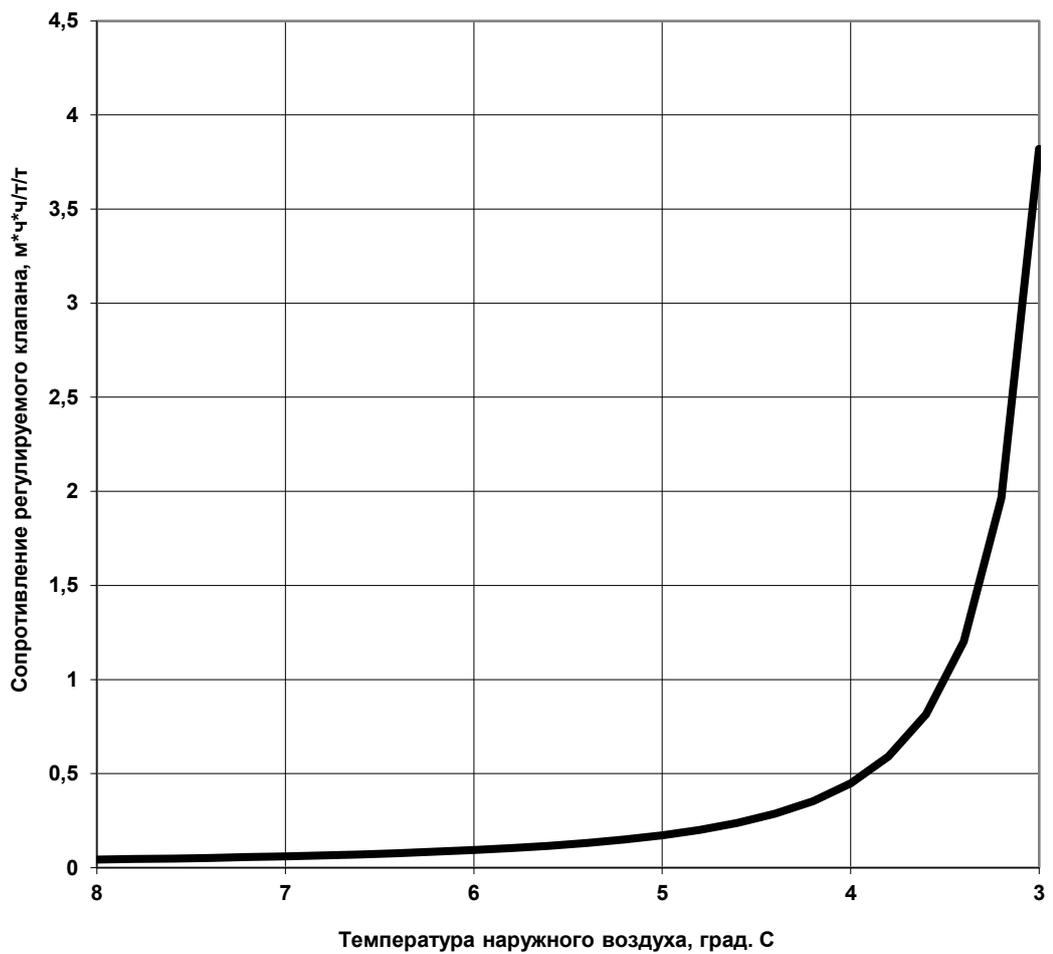


Рисунок 2.17 - График изменения сопротивления регулируемого клапана в зависимости от температуры наружного воздуха.

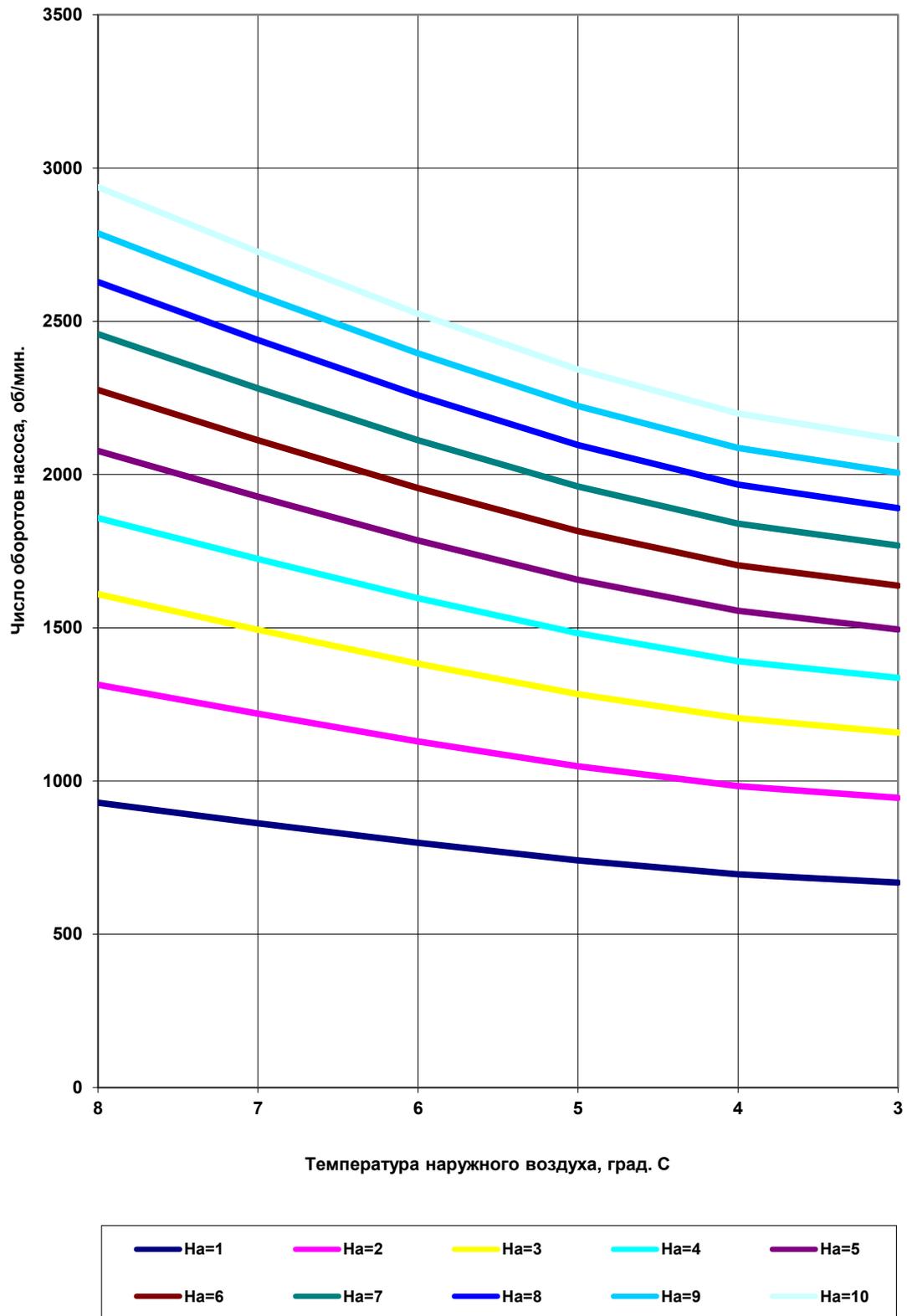


Рисунок 2.18 - График зависимостей числа оборотов насоса от температуры наружного воздуха и располагаемого напора на абонентском вводе.

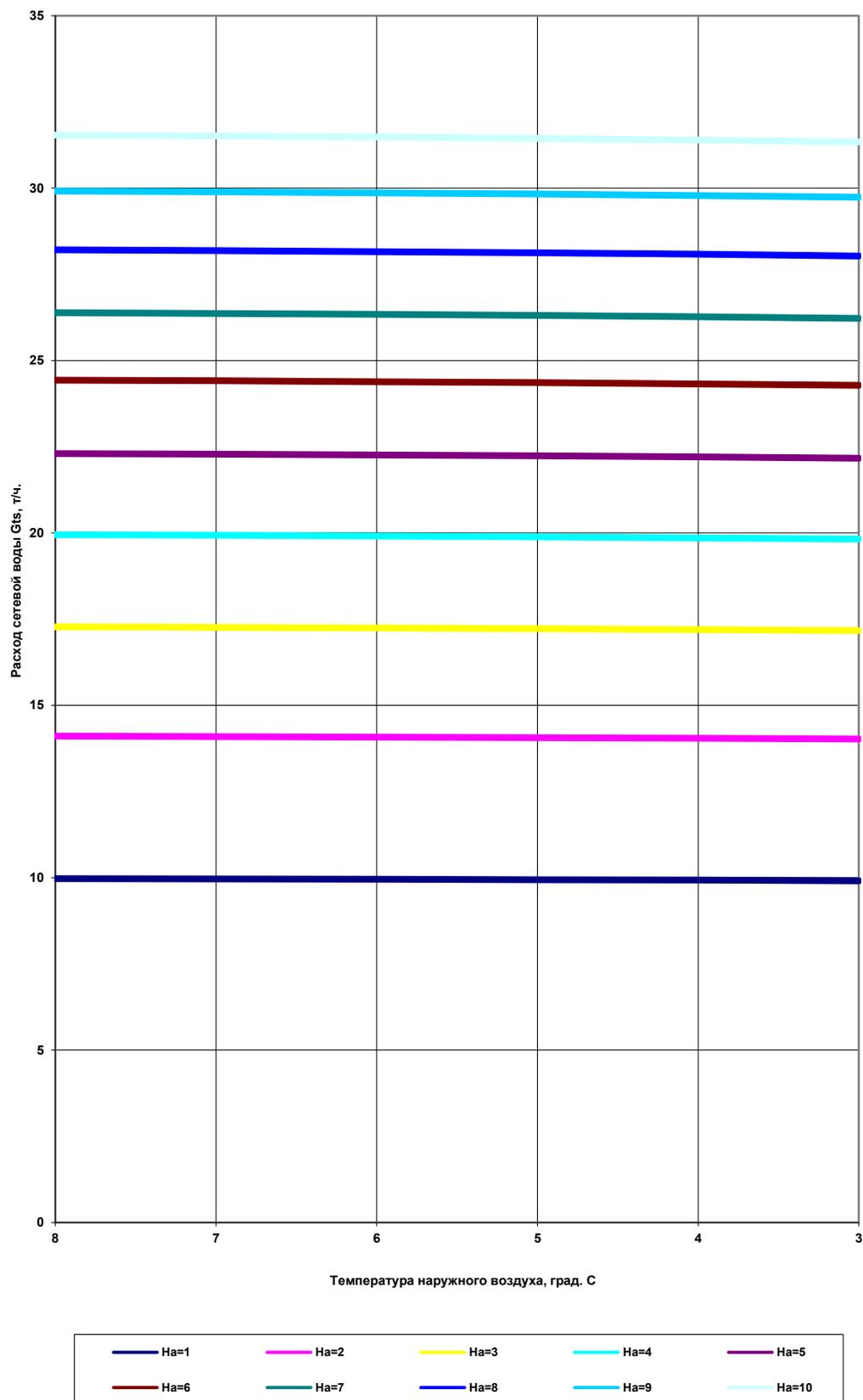


Рисунок 2.19 - Зависимости расхода сетевой воды от температуры наружного воздуха и располагаемого напора на абонентском вводе.

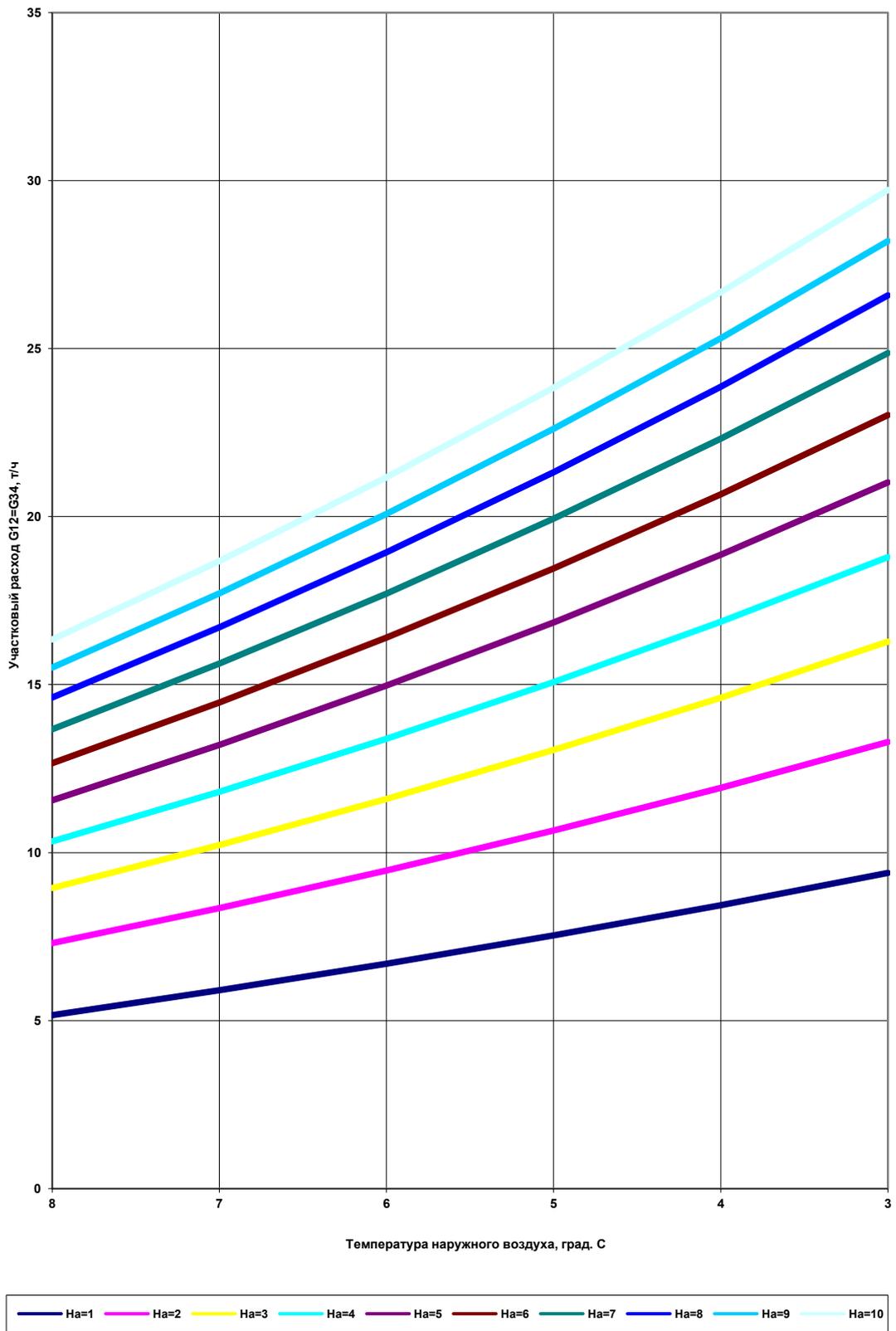


Рисунок 2.20 - Зависимости участкового расхода от температуры наружного воздуха и располагаемого напора на абонентском вводе.

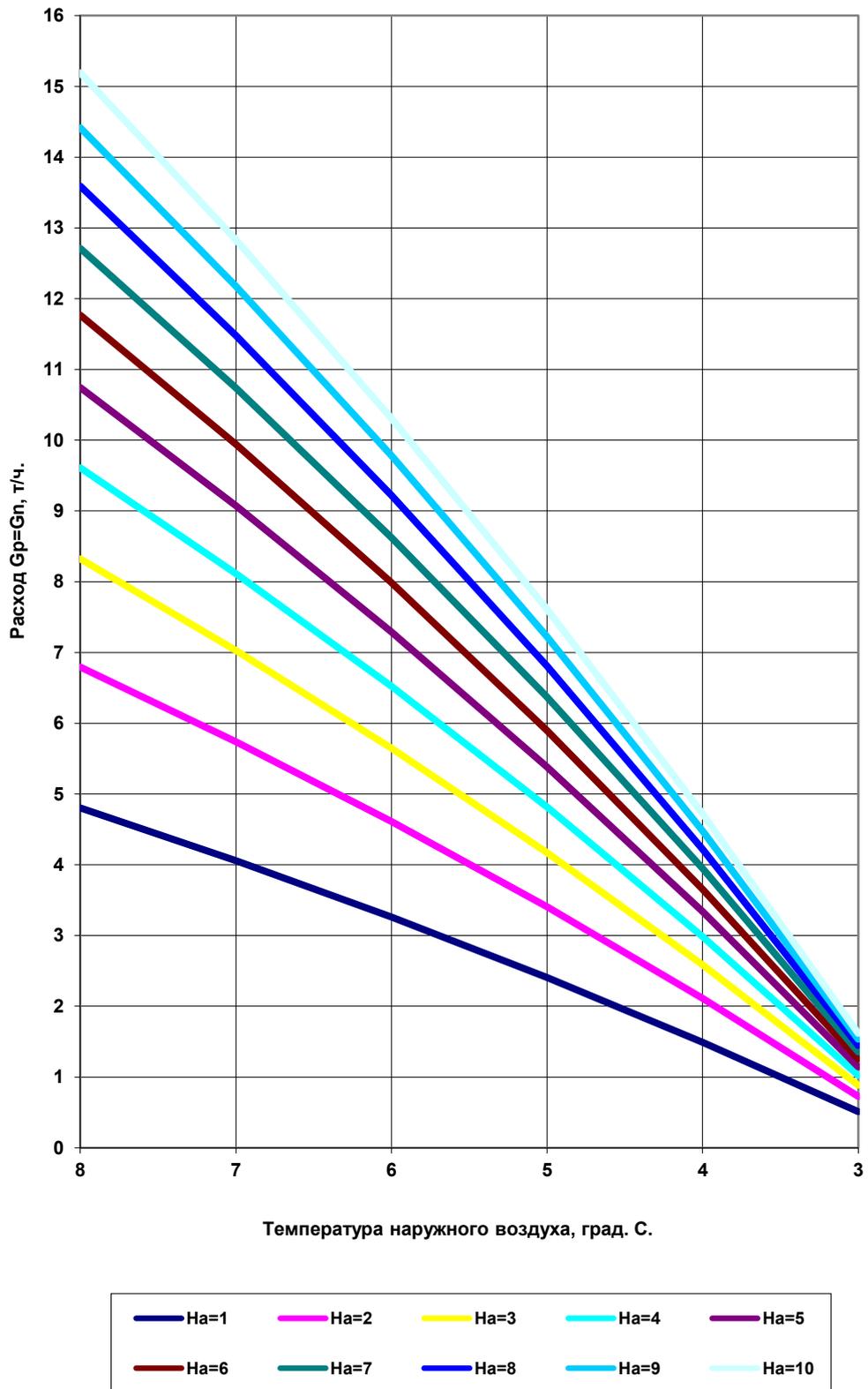


Рисунок 2.21 - Зависимости расхода через перемычку и насос в зависимости от температуры наружного воздуха и располагаемого напора на абонентском вводе.

3 Проведение патентных исследований по ГОСТ 15.011-96

Выполнен отчет о патентных исследованиях в соответствии с ГОСТ 15.011-96 по теме «Создание энергосберегающих систем транспортировки, распределения и потребления тепловой энергии в сетях централизованного теплоснабжения за счет разработки научно-технических основ и способов регулирования отпуска тепла».

В отчете о патентных исследованиях отражены общие данные об объекте исследования, регламент, содержание и результаты патентного поиска. Проведен статистический анализ и рассмотрена патентно-лицензионная ситуация. Сделаны соответствующие выводы о регламенте поиска. Отражен технический уровень тенденции развития объекта хозяйственной деятельности. Исследована патентная чистота объекта техники.

В приложениях к отчету о патентных исследованиях приведено задание на проведение патентных исследований и регламент поиска. Составлен отчет о патентном поиске и приведена патентная документация.

Заключение по патентному поиску

В соответствии с регламентом проведен поиск, проведена систематизация и анализ технических решений, относящихся к разработке энергосберегающих систем транспортировки, распределения и потребления тепловой энергии в сетях централизованного теплоснабжения и способов регулирования отпуска тепла

Выявлена статистика, динамика патентования и технические решения, непосредственно относящиеся к исследуемой разработке.

Анализ отобранной информации показал отсутствие патентов – аналогов на российские технические решения за рубежом.

Анализ изобретательской активности в России позволяет сделать вывод, что за последний период активность в этой области техники практически не изменилась. Российские и зарубежные фирмы мало уделяют внимание этой проблеме. Защищаются как отдельные способы регулирования тепловой нагрузки, так и способы управления комплексами и системами теплоснабжения. Выявленные патенты позволяют увеличить срок службы как самих трубопроводов и систем теплоснабжения, так и обеспечить эффективность регулирования систем теплоснабжения. Однако технических решений, направленных непосредственно на решение поставленных задач указанных в техническом задании к проекту, не создано и не выявлено.

Проверка на патентную чистоту исследуемого объекта техники показала, что охранных документов-патентов на объекты промышленной собственности, порочащих чистоту объекта разработки, не обнаружено. Исследуемый объект техники обладает патентной чистотой в отношении России, США, Японии, Великобритании и ФРГ.

4 Выбор направления исследований, в том числе:

- разработка типов термогидравлического распределителя в тепловых сетях централизованного теплоснабжения;
- разработка типов насосного узла смешения для различных температурных графиков и величин тепловых нагрузок присоединённых абонентов;
- разработка устройства для устранения «перетопа» с ЧРП и регулируемым клапаном для двухтрубных тепловых сетей с нагрузками отопления и горячего водоснабжения для различных температурных графиков и величин тепловых нагрузок присоединённых абонентов;
- обоснование выбора оптимальных конструкций термогидравлического распределителя, насосного узла смешения с ЧРП и устройства по устранению «перетопа» с ЧРП и регулируемым клапаном.

Разработка типов термогидравлического распределителя в тепловых сетях централизованного теплоснабжения.

На основании анализа литературных источников известны различные конструкции термогидравлических распределителей. Для применения в тепловых узлах абонентов централизованного теплоснабжения необходимо выявить наиболее конструктивно и компактно пригодные типы.

Существуют различные типы ТГР:

- а) вертикальные с подключением одного потребителя:
 - с повышенным значением температуры обратной воды (рисунок 4.1-а);
 - с пониженным значением температуры обратной воды (рисунок 4.1-б);
 - с подключением до 3-х потребителей (рисунок 4.2);
- б) коллекторные:
 - с вертикальным коллектором (рисунок 4.3);
 - с горизонтальным коллектором (рисунок 4.4);
 - с U-образной трубкой (рисунок 4.5);
- в) комбинированные, сочетающие функциональные преимущества вертикальных и коллекторных типов ТГР (рисунок 4.6).

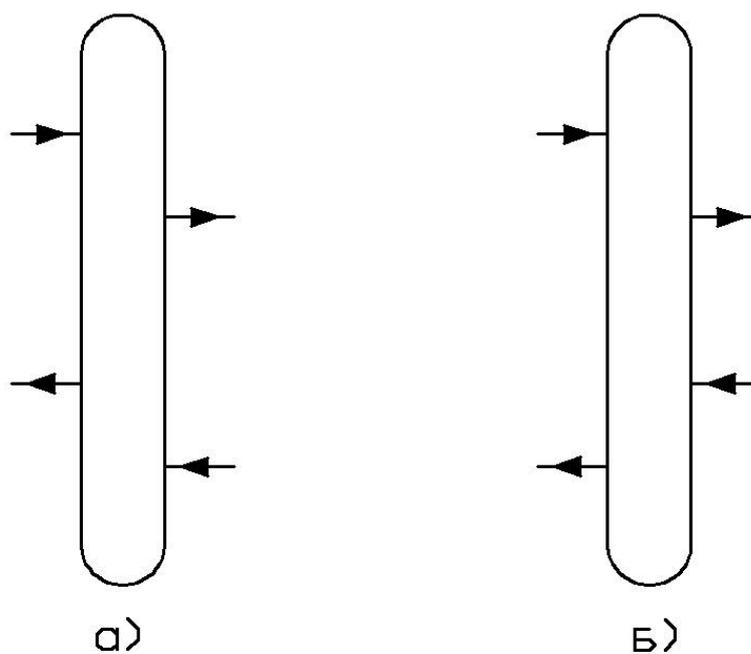


Рисунок 4.1 – Конструкция ТГР вертикального типа: а) – с повышенным значением температуры обратной воды, б) – с пониженным значением температуры обратной воды

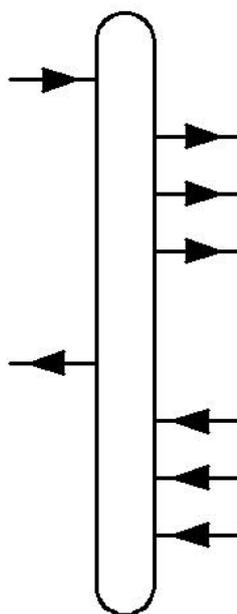


Рисунок 4.2 – Конструкция ТГР вертикального типа с нагрузками отопления, вентиляции и горячего водоснабжения

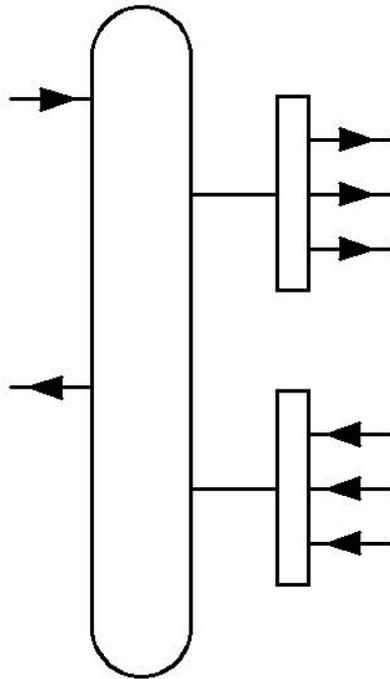


Рисунок 4.3 - Конструкция ТГР с вертикальным коллектором

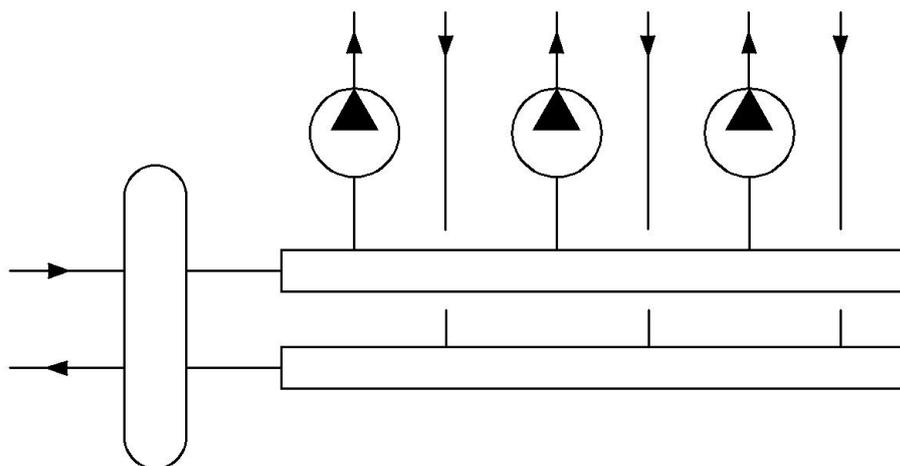


Рисунок 4.4 - Конструкция ТГР с горизонтальным коллектором

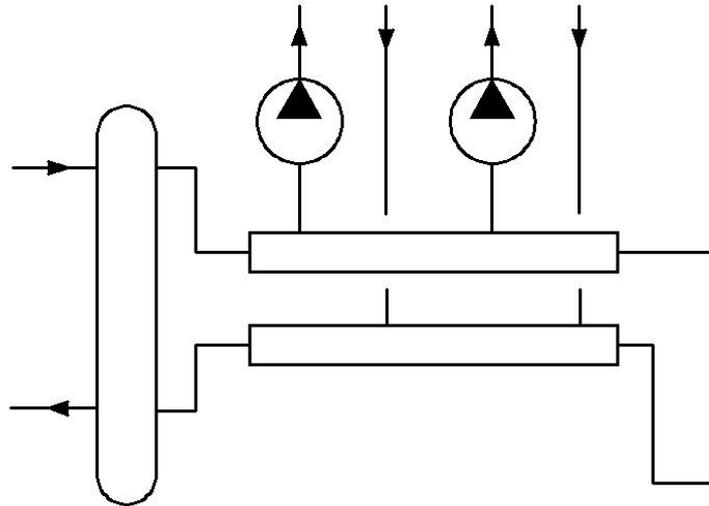


Рисунок 4.5 - Конструкция ТГР с U-образной трубкой

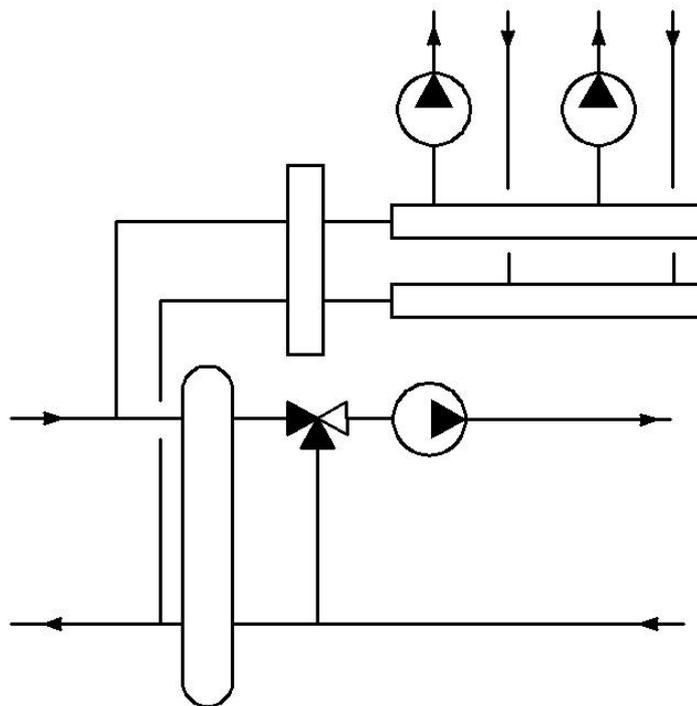


Рисунок 4.6 - Конструкция ТГР комбинированного типа

Основное функциональное требование к ТГР – незначительное изменение расхода воды в первичном контуре при изменении расхода воды во вторичных контурах. Применение ТГР в системах централизованного теплоснабжения определяет технологические требования к ним:

1. величины тепловых нагрузок подключаемых абонентов определяют конструктивные размеры ТГР – диаметр и длину;
2. подключение к ТГР абонентов по температурному графику 95/70°C возможно для всех типов ТГР, ограничением является напор в обратном трубопроводе, который по условиям прочности отопительных приборов не должны быть выше 60 м.вод.ст., поэтому при напоре выше 60 м.вод.ст. необходимо применять схему рисунок 4.7:

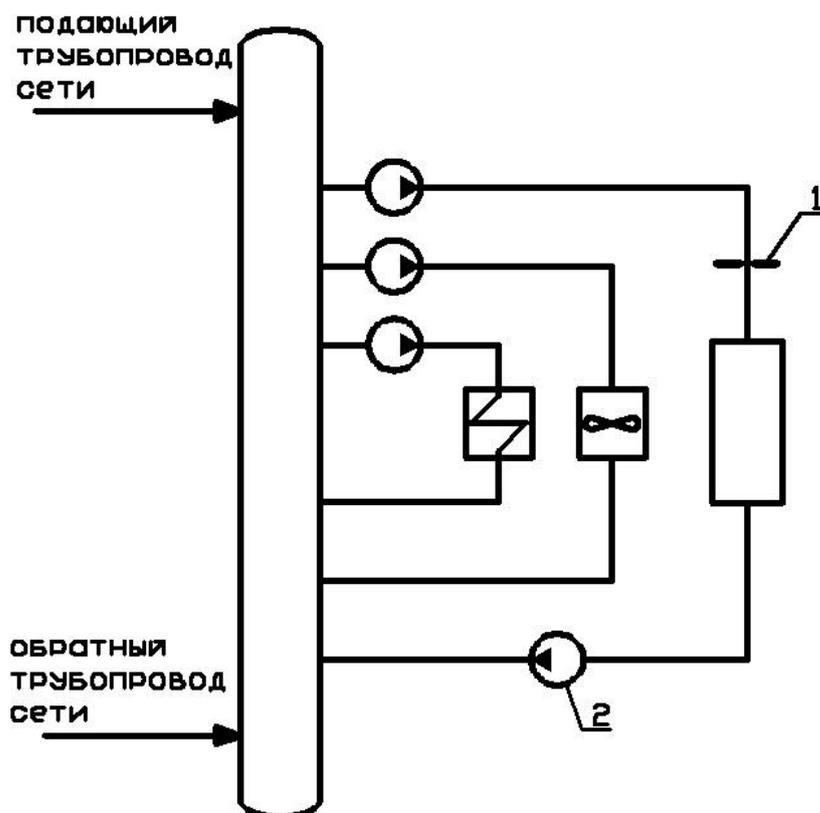


Рисунок 4.7 – Схема присоединения тепловых нагрузок для температурного графика 95/70°C

1 – дроссельная диафрагма; 2 – циркуляционный насос системы отопления

3. подключение типовых абонентов к ТГР с нагрузками отопления, вентиляции и горячего водоснабжения оптимально к ТГР вертикального типа;
4. подключение типовых абонентов к ТГР коллекторного типа необходимо для большого количества абонентов с малыми тепловыми нагрузками и расположенных на небольших расстояниях от теплового узла;

5. подключение абонентов при повышенном температурном графике - выше 95/70°C возможно при обеспечении невоскипания воды в ТГР и абонентской системе отопления, для этого необходимо применять схему рисунок 4.8:

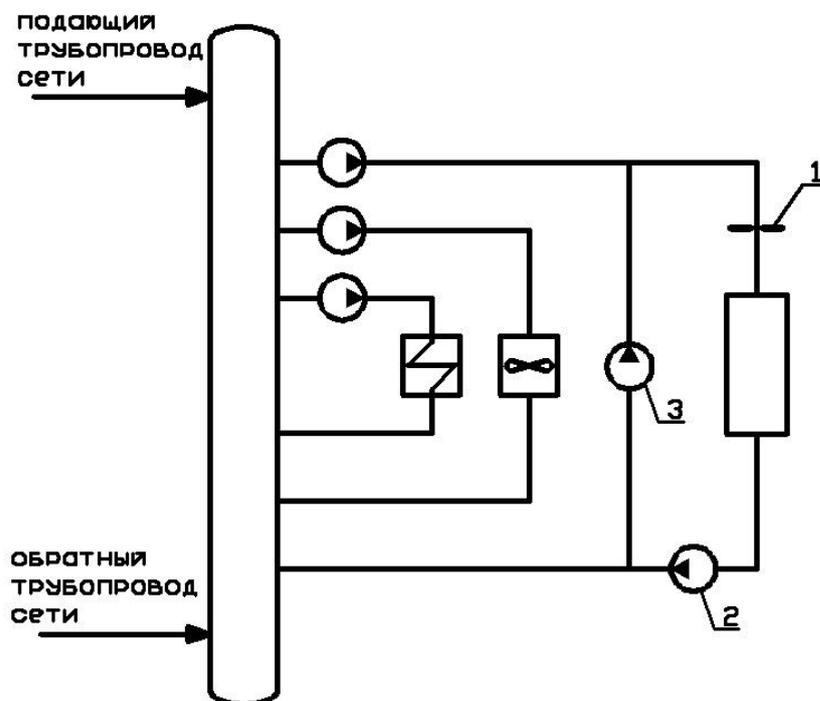


Рисунок 4.8 – Схема присоединения тепловых нагрузок для повышенного температурного графика

1 – дроссельная диафрагма; 2 – циркуляционный насос системы отопления;
3 – насос смешения

Выбор оптимальной конструкции ТГР для его применения в тепловых пунктах централизованного теплоснабжения зависит:

- от типа величины подключаемой тепловой нагрузки потребителей;
- от количества потребителей;
- от величины потери давления в гидравлической системе потребителей;
- от геометрических размеров теплового пункта.

Полученные выше рекомендации находят свое практическое воплощение для улучшения качества работы системы теплоснабжения микрорайона, отапливаемого от котельной ИГЭУ.

Схема установки подогревателя ГВС для абонента «гараж» предусматривает автоматическое регулирование тепла на отопление, что не было реализовано на практике.

Поэтому изменение нагрузки горячего водоснабжения оказывает влияние на работоспособность системы отопления.

Нами была спроектирована тепловая схема абонента «гараж» с установкой ТГР для устранения влияния ГВС на систему отопления. Конструктивные размеры ТГР для абонента «гараж» представлены на рисунке 4.9, а экспериментальный образец на рисунке 4.10. На фотографиях (рисунки 4.11 и 4.12) представлен тепловой пункт абонента «гараж» с установкой ТГР. В настоящее время проводятся экспериментальные исследования работы теплового пункта с ТГР.

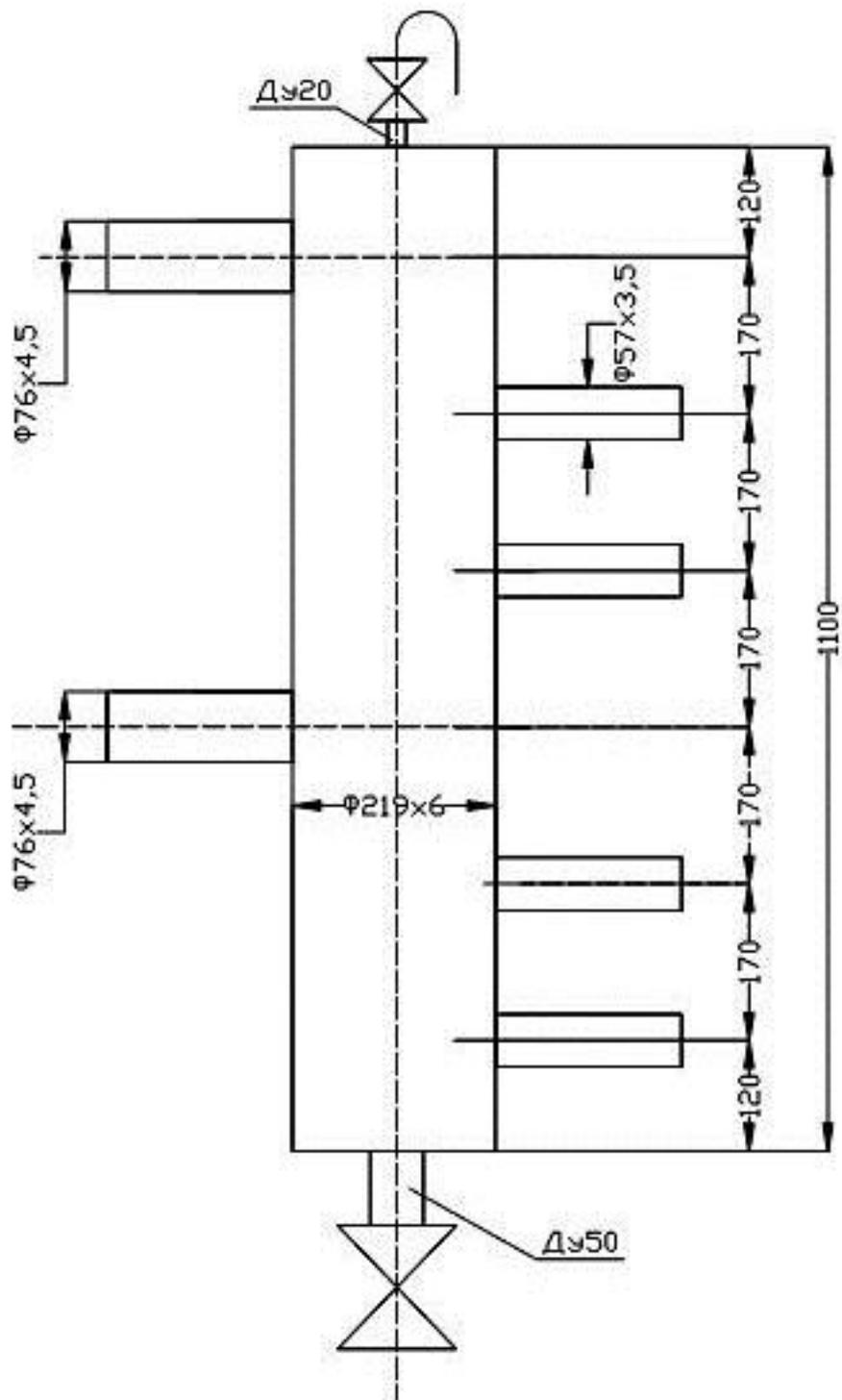


Рисунок 4.9 – Чертёж термогидравлического распределителя для гаража



Рисунок 4.10 – Фотография термогидравлического распределителя для абонента «гараж»

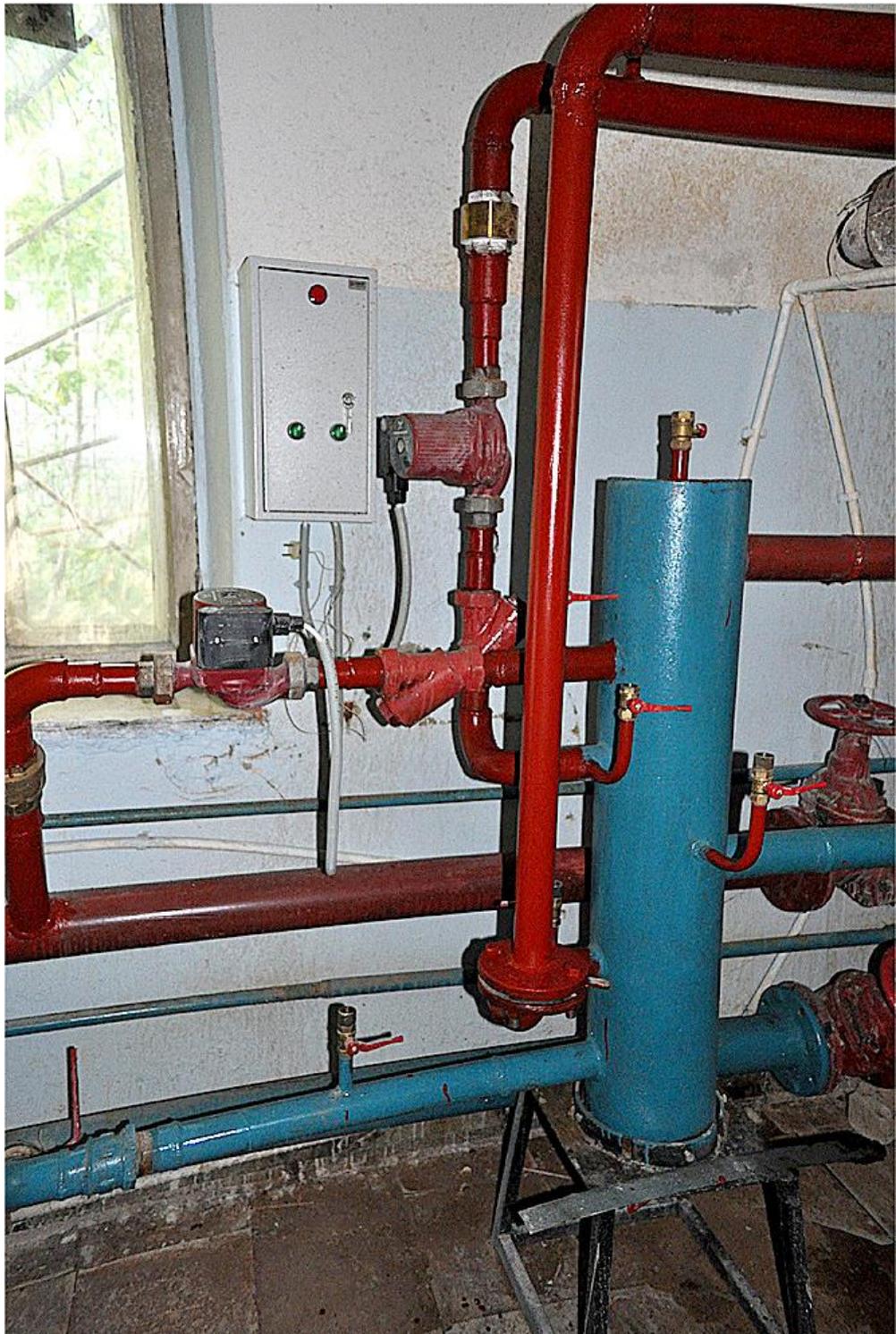


Рисунок 4.11 – Внешний вид теплового пункта абонента «гараж»



Рисунок 4.12 – Внешний вид теплового пункта абонента «гараж»

Для абонента «общежитие №3 и 4» разработана тепловая схема, которая также предусматривает устранения влияния нагрузки системы ГВС общежитий на их систему отопления с сохранением постоянства расхода воды в системе отопления.

На рисунке 4.13 представлен чертеж экспериментального образца ТГР для абонента «общежитие №3 и 4». На рисунках 4.14 и 4.15 представлена существующая и реконструируемая схемы для абонента «общежитие №3 и 4».

Термогидравлический распределитель для ИТП
 общежития 3 и 4

Расчётные расходы теплоносителя:
 -отопление общ. 3 - 14,64 м³/ч
 -отопление общ. 4 - 10,55 м³/ч
 -ГВС общ. 3 и 4 - 2,91 м³/ч

Расчётный расход теплоносителя первичного
 контура ТГР - 30,91 м³/ч

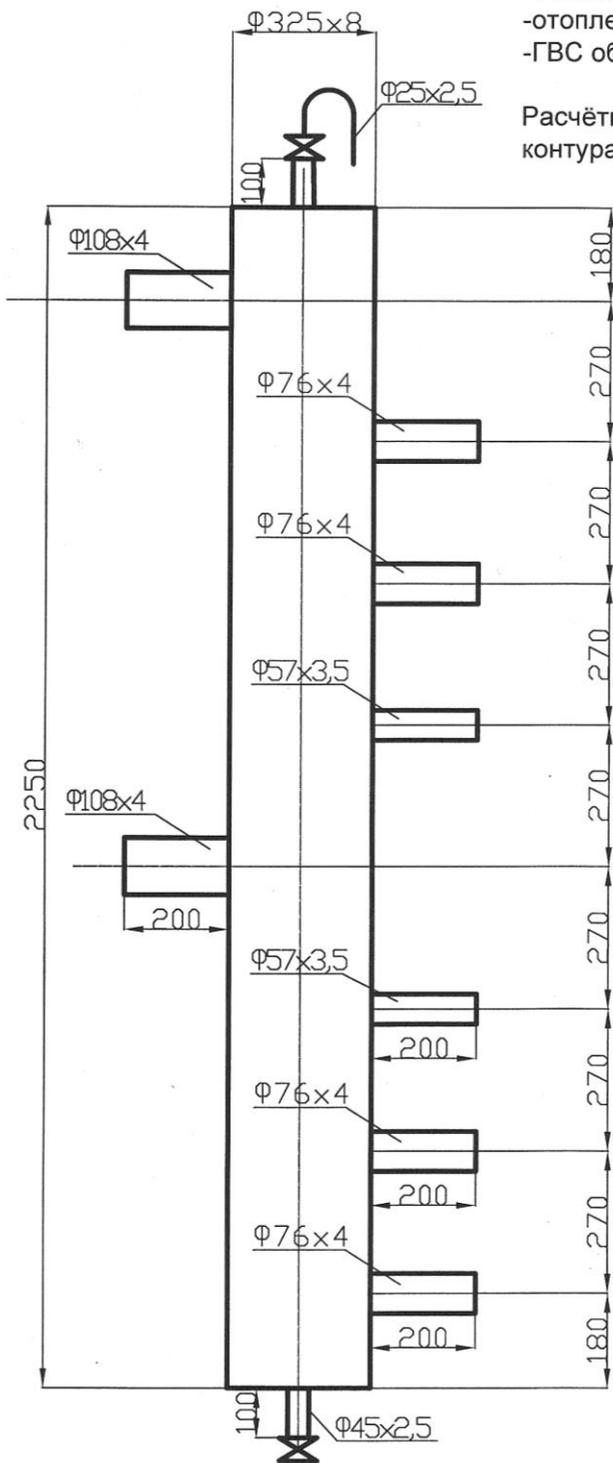


Рисунок 4.13 – Чертёж термогидравлического распределителя для общежития

**Схема теплового пункта
общежития №3, 4**

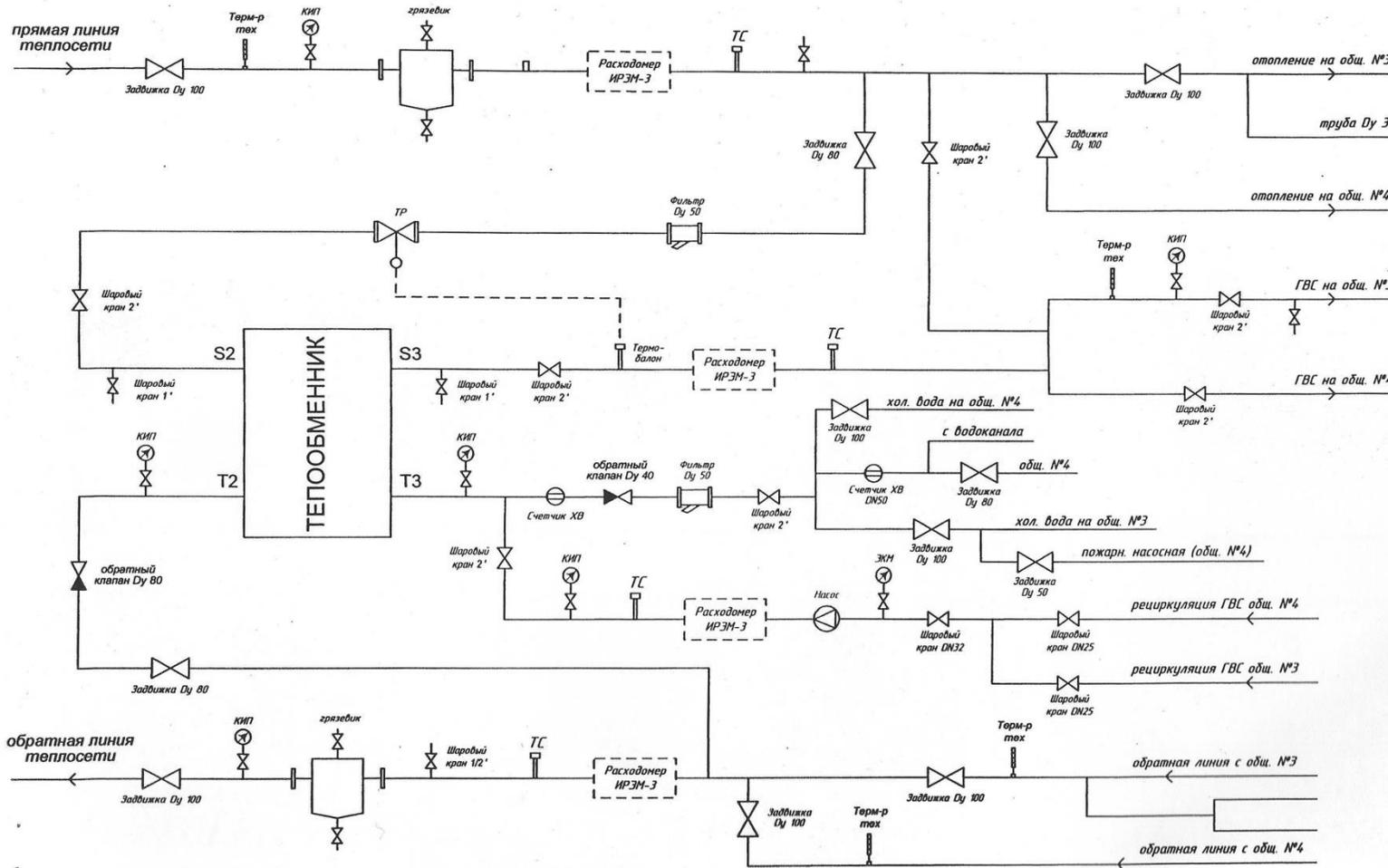


Рисунок 4.14 – Принципиальная схема теплового узла

Схема теплового пункта
общедомового №3, 4

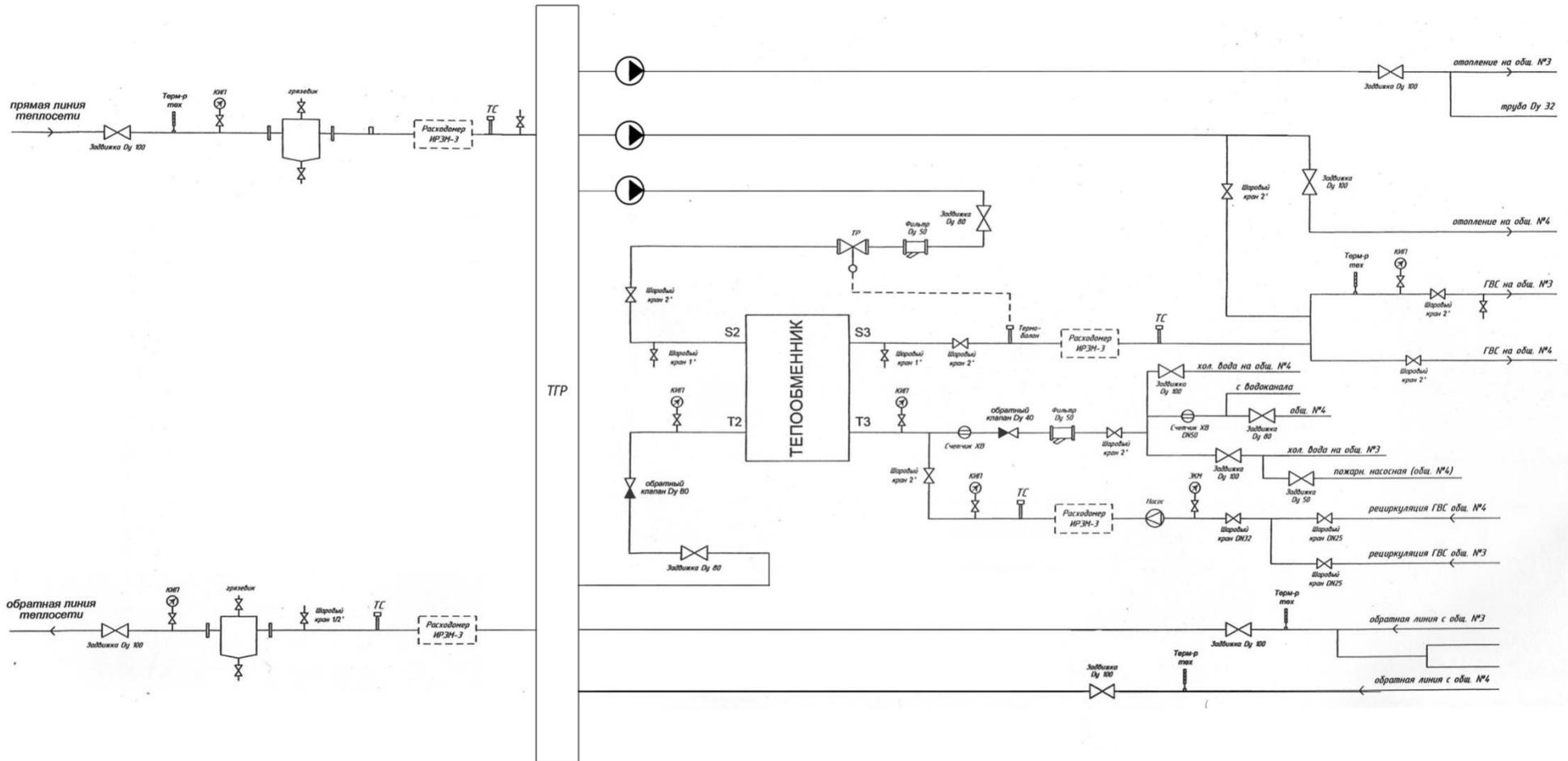


Рисунок 4.15 - Принципиальная схема теплового узла с термогидравлическим распределителем

Разработка типов насосного узла смешения для различных температурных графиков и величин тепловых нагрузок присоединённых абонентов.

В настоящее время в зависимых системах теплоснабжения с повышенными температурными графиками применяются для присоединения абонентов элеваторные узлы и при малых располагаемых напорах схемы с насосами смешения. Применение элеваторных узлов требует обеспечение напора перед элеватором равного.

$$H_p = 1.4 \cdot h \cdot (1 + u)^2, \text{ м.в.ст.} \quad (4.1)$$

$$u = \frac{t_1^p - t_3^p}{t_3^p - t_2^p} \quad (4.2)$$

где: h - потеря напора в местной системе отопления, м.в.ст.;

u - коэффициент смешения;

t_1^p - расчётная температура воды в подающей линии, °С;

t_3^p - расчётная температура воды в подающей линии местной системы отопления, °С;

t_2^p - расчётная температура воды в обратной линии, °С.

Насосный узел смешения может быть выполнен двух типов:

1) с фиксированным переключением частоты вращения рабочего колеса насоса за счёт применения трёхобмоточных электродвигателей;

2) с плавным изменением частоты вращения рабочего колеса насоса за счёт применения ЧРП.

Первый тип экономически менее затратен. Может применяться для потребителей с малыми тепловыми нагрузками относительно общей нагрузки на источник теплоснабжения и для любых повышенных графиков.

Второй тип требует для плавного изменения числа оборотов электронного устройства с изменением частоты переменного тока (ЧРП). Может применяться при любых тепловых нагрузках и для любых повышенных температурных графиков.

Вопрос о применении типа насосного узла смешения с ЧРП определяется на основании теплогидравлического расчёта тепловой сети в соответствии с требованиями [35] на несколько режимов: вначале на наладочный, а затем по его параметрам на поверочные (эксплуатационные). При этом также выявляются потребители, с большими

располагаемыми напорами, для которых нет необходимости в применении насосных узлов смешения, так как излишний напор всё равно должен быть погашен.

Необходимо провести исследования по подбору насосов как для различных температурных графиков, так и для различных тепловых нагрузок. Так, если потеря напора составляет 3 м.в.ст., то перед элеватором должен быть обеспечен располагаемый напор не менее 42 м.в.ст. Очевидно, что применение насосов смешения на конечных потребителях тепловых сетей позволит сократить расход электроэнергии на сетевых насосах источников тепла.

Необходимо провести исследования по применению насосных узлов смешения в тепловых сетях с элеваторными узлами, то есть выявить показатели, по которым можно определить для каких потребителей можно оставить элеваторные узлы, а для каких в обязательном порядке заменить на насосный узел смешения.

На эффективность работы насосного узла смешения в большой степени влияет характеристика насоса. Разработка типов насосных узлов смешения включает в себя подбор типов насосов с заданными характеристиками для подключаемой тепловой нагрузки отопления.

Разработка устройства для устранения «перетопа» с ЧРП и регулируемым клапаном для двухтрубных тепловых сетей с нагрузками отопления и горячего водоснабжения для различных температурных графиков и величин тепловых нагрузок присоединённых абонентов.

В двухтрубных тепловых сетях с нагрузками отопления и горячего водоснабжения в весенне-осенние периоды происходит «перетоп», то есть подача на отопление количества тепла значительно большего, чем необходимо при данной температуре наружного воздуха, так как требуется обеспечить подачу горячей воды с температурой 60°C, что приводит к значительному перерасходу топлива и ухудшению гигиенических условий в отапливаемых помещениях.

Устройство устранения «перетопа» с ЧРП и регулируемым клапаном может быть выполнен четырёх типов:

1) с фиксированным переключением частоты вращения рабочего колеса насоса за счёт применения трёхобмоточных электродвигателей и ступенчатого изменения расхода через перемычку либо за счёт фиксированного переключёния хода регулируемого клапана, либо за счёт применения коллектора с группой клапанов, поочередно закрываемых или открываемых;

2) с фиксированным переключением частоты вращения рабочего колеса насоса за счёт применения трёхобмоточных электродвигателей и плавного изменения сопротивления регулируемого клапана за счёт применения электронной схемы управления сервоприводом;

3) с плавным изменением частоты вращения рабочего колеса насоса за счёт изменения частоты электрического тока с помощью ЧРП и ступенчатого изменения расхода через перемычку либо за счёт фиксированного переключения хода регулируемого клапана, либо за счёт применения коллектора с группой клапанов, поочередно закрываемых или открываемых;

4) с плавным изменением частоты вращения рабочего колеса насоса за счёт изменения частоты электрического тока с помощью ЧРП и плавного изменения сопротивления регулируемого клапана за счёт применения электронной схемы управления сервоприводом.

Применимость типа устройства у потребителей тепловой сети зависит от соотношения нагрузок отопления, вентиляции и горячего водоснабжения и может быть определена на основании теплогидравлического расчёта: наладочного и поверочных на основные варианты: ночной режим без горячего водоснабжения, режим с максимальным водоразбором; для открытых систем теплоснабжения для максимального водоразбора из подающего и обратного трубопроводов. При этом в качестве параметра подбора типа можно использовать относительные отклонения расходов воды на системы отопления и допустимые отклонения температуры воздуха от нормативных по [36] внутри отапливаемых помещений.

Применение схемы, аналогичной схеме, применяемой в водогрейных котельных для предотвращения точки «росы», то есть устройства для устранения перетопа с ЧРП и регулируемым клапаном, требует подбора оборудования: насосов, регулируемых клапанов, трубопроводов и запорной арматуры, как для различных температурных графиков, так и для различных величин подключенных тепловых нагрузок. Кроме того, необходимо провести исследования применения данного устройства в тепловых сетях с различными типами котлов, требующих поддержания нормативного расхода через котёл, соответствующий режимным картам.

Рассматриваемые типы технических устройств в тепловых пунктах должны применяться совместно:

1) в тепловых узлах абонентов в двухтрубных тепловых сетях с зависимым присоединением, при наличии теплообменников горячего водоснабжения и повышенным температурным графиком необходимо применять устройство устранения «перетопа с ЧРП

и регулируемым клапаном совместно с насосным узлом смешения с ЧРП или при наличии больших располагаемых перепадов напоров с элеваторным узлом;

2) в тепловых узлах абонентов в двухтрубных тепловых сетях с зависимым присоединением, при наличии открытого горячего водоснабжения, и повышенным температурным графиком, необходимо применять устройство устранения «перетопа» с ЧРП и регулируемым клапаном совместно с насосным узлом смешения с ЧРП или при наличии больших располагаемых перепадов напоров с элеваторным узлом;

3) в тепловых узлах абонентов в двухтрубных тепловых сетях с зависимым присоединением, при наличии открытого горячего водоснабжения, и повышенным температурным графиком, необходимо применять устройство устранения «перетопа» с ЧРП и регулируемым клапаном совместно с насосным узлом смешения с ЧРП и с баками-аккумуляторами горячей воды;

4) в тепловых узлах абонентов в двухтрубных тепловых сетях с зависимым присоединением, при наличии открытого горячего водоснабжения, применять устройство устранения «перетопа» с ЧРП и регулируемым клапаном совместно с баками-аккумуляторами горячей воды.

Рассматриваемые в данной работе энергосберегающие устройства необходимо оптимизировать как по конструктивному исполнению, так и по наибольшей эффективности. Применение ТГР больших диаметров обеспечивает высокую стабильность расхода воды в первичном контуре, но требует высоких капитальных затрат и размеров помещений тепловых узлов.

Обоснование выбора оптимальной конструкции термогидравлического распределителя.

В тепловых сетях децентрализованного теплоснабжения с 80-х годов во Франции и ФРГ применяются ТГР. Как известно, тепловая схема котельной состоит из контура источника и контура (контуров) потребителя. Применение ТГР в таких схемах обеспечивает отпуск тепловой энергии потребителям с различной тепловой нагрузкой с минимальными затратами.

При децентрализованном теплоснабжении для надежной и эффективной работы котельного оборудования (контур источника) необходимо для котлов классического исполнения поддерживать постоянный расход теплоносителя в контуре источника и обеспечивать значения обратной температуры воды на входе в котел не менее значения температуры конденсации (точки росы) водяных паров.

Оригинальным и недорогим устройством для реализации выше перечисленных функций служит ТГР.

Проведенные нами теоретические и экспериментальные исследования [1] доказывают, что при использовании инженерной методики - “правила 3D” (внутренний диаметр ТГР равен утроенному внутреннему диаметру наибольших из подключённых к ТГР трубопроводов) обеспечивается:

1. независимость контуров потребителей и источника, т.е. любые изменения нагрузки (расходов) потребителей не оказывает никакого влияния на изменение расхода теплоносителя в контуре источника
2. потеря давлений в ТГР близка к нулю по сравнению с величиной напора насосов

Для применения ТГР в системах централизованного теплоснабжения необходимо провести теоретические и экспериментальные исследования по определению оптимальных геометрических размеров ТГР для обеспечения работоспособности системы теплоснабжения потребителей при допустимом располагаемом напоре на входе порядка 1-5 м.вод.ст.

Обоснование выбора оптимальной конструкции насосного узла смешения с ЧРП.

Оптимизация насосных узлов смешения заключается в подборе типов и конструкций насосов и схем управления ЧРП.

В открытых системах горячего водоснабжения большое влияние на величину расхода сетевой воды оказывает горячий водоразбор. При этом существенно меняется расход воды по подающему и обратному трубопроводам, что приводит к нестабильности теплогидравлического режима, сложностью подпитки качественно обработанной подпиточной воды и переменным режимам работы котельных агрегатов и сетевых насосов.

Представляет большой практический интерес для проведения исследований схемы теплового узла с насосом смешения и баком аккумулятором горячей воды - рисунок 4.16. Очевидно, что накопление горячей воды в баке-аккумуляторе позволяет снизить колебания напора в тепловой сети, что в итоге обеспечивает стабильность теплового режима систем отопления и вентиляции. Необходимо определить как размеры баков-аккумуляторов и насосов смешения для различных температурных графиков и различных тепловых нагрузок.

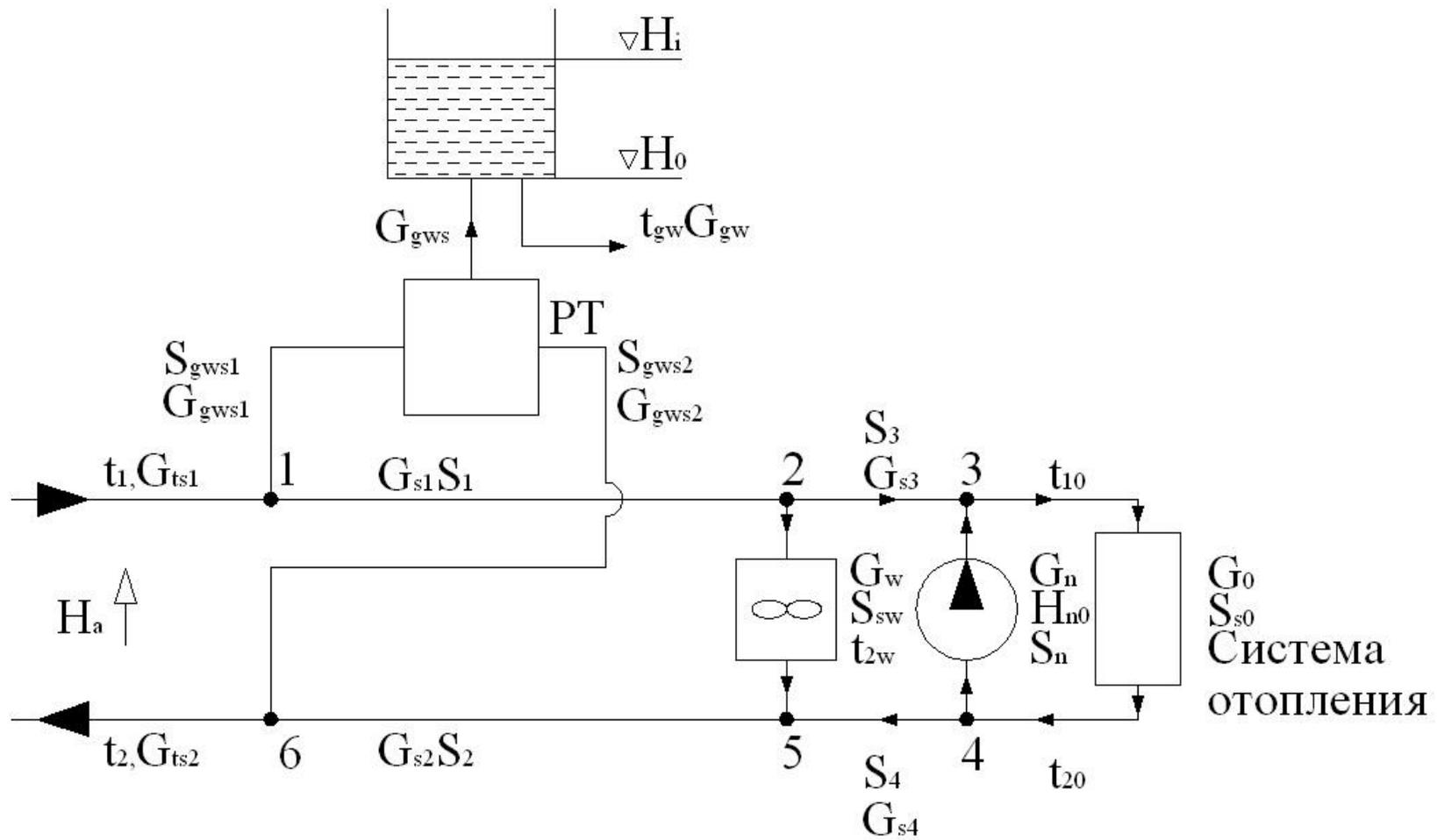


Рисунок 4.16 - Схема абонентского узла с насосом смешения и баком аккумулятором горячей воды для открытой системы теплоснабжения

Обозначения на схеме:

H_a - располагаемый напор на абонентском вводе, м.в.ст.;

G_{ts1} - расход сетевой воды в подающей линии, т/ч;

G_{ts2} - расход сетевой воды в обратной линии, т/ч;

t_1 - температура сетевой воды в подающей линии, °С;

t_2 - температура сетевой воды на выходе из абонентского узла, °С;

G_{gws1} - расход сетевой воды на горячее водоснабжение из подающей линии, т/ч;

G_{gws2} - расход сетевой воды на горячее водоснабжение из обратной линии, т/ч;

G_{gws} - суммарный расход сетевой воды на горячее водоснабжение, т/ч;

G_g - расход горячей воды потребителями, т/ч;

t_g - температура горячей воды в точках водоразбора, °С;

PT - регулятор температуры;

∇H_i - текущий уровень воды в баке аккумулятора, м;

∇H_0 - минимальный уровень воды в баке-аккумуляторе, м;

S_1 - сопротивление участка 1-2, м•ч²/т²;

S_{gws1} - сопротивление регулятора температуры по подающей линии, м•ч²/т²;

S_{gws2} - сопротивление регулятора температуры по обратной линии, м•ч²/т²;

G_{s1} - расход воды на участке 1-2, т/ч;

S_2 - сопротивление участка 5-6, м•ч²/т²;

G_{s2} - расход воды на участке 5-6, т/ч;

G_w - расход сетевой воды на систему вентиляции, т/ч;

S_{sw} - сопротивление калориферов вместе с соединительными трубопроводами, м•ч²/т²;

t_{2w} - температура воды на выходе из калориферов, °С;

S_3 - сопротивление участка 2-3, м•ч²/т²;

G_3 - расход воды на участке 2-3, т/ч;

S_4 - сопротивление участка 4-5, м•ч²/т²;

G_4 - расход воды на участке 4-5, т/ч;

G_n - расход подмешиваемой воды, т/ч;

H_{n0} - напор насоса смешения при нулевой подаче, м.в.ст.;

S_n - сопротивление проточной части насоса смешения, $\text{м}\cdot\text{ч}^2/\text{т}^2$;

G_o - расход сетевой воды через систему отопления, т/ч;

S_{so} - сопротивление системы отопления, $\text{м}\cdot\text{ч}^2/\text{т}^2$;

t_{1o} - температура сетевой воды на входе в отопительную систему, °С;

t_{2o} - температура воды на выходе из системы отопления, °С.

Статический режим схемы рисунка 4.1 может быть рассчитан на основе системы уравнений баланса расходов, теплового баланса и потерь напора.

Уравнение баланса расходов для точки 1:

$$G_{ts1} - G_{gws1} - G_{ts1} = 0 \quad (4.3)$$

Уравнение баланса расходов для регулятора температуры:

$$G_{gws1} + G_{gws2} - G_{gws} = 0 \quad (4.4)$$

Уравнение баланса расходов для точки 2:

$$G_{s1} - G_w - G_{s3} = 0 \quad (4.5)$$

Уравнение баланса расходов для точки 3:

$$G_{s3} + G_n - G_o = 0 \quad (4.6)$$

Уравнение баланса расходов для точки 4:

$$G_o - G_n - G_{s4} = 0 \quad (4.7)$$

Уравнение баланса расходов для точки 5:

$$G_w + G_{s4} - G_{s2} = 0 \quad (4.8)$$

Уравнение теплового баланса для регулятора температуры:

$$c \cdot t_1 \cdot G_{gws1} + c \cdot t_2 \cdot G_{gws2} - c \cdot t_g \cdot G_g = 0 \quad (4.9)$$

Уравнение теплового баланса для точки 3:

$$c \cdot t_1 \cdot G_{s3} + c \cdot t_{2o} \cdot G_n - c \cdot t_{1o} \cdot G_o = 0 \quad (4.10)$$

Уравнение теплового баланса для точки 5:

$$c \cdot t_{2o} \cdot G_o + c \cdot t_{2w} \cdot G_w - c \cdot t_2 \cdot G_{s2} = 0 \quad (4.11)$$

Уравнение потерь напора для контура через регулятор температуры и располагаемый напор на абонентском вводе:

$$S_{gws1} \cdot G_{gws1} \cdot |G_{gws1}| - S_{gws2} \cdot G_{gws2} \cdot |G_{gws2}| - H_a = 0 \quad (4.12)$$

Уравнение потерь напора для контура через регулятор температуры и систему вентиляции (калорифер):

$$S_1 \cdot G_{s1} \cdot |G_{s1}| + S_{sw} \cdot G_w \cdot |G_w| + S_2 \cdot G_2 \cdot |G_2| + S_{gws2} \cdot G_{gws2} \cdot |G_{gws2}| - S_{gws1} \cdot G_{gws1} \cdot |G_{gws1}| = 0 \quad (4.13)$$

Уравнение потерь напора для контура через систему вентиляции и перемычку с насосом смешения:

$$S_3 \cdot G_{s3} \cdot |G_{s3}| - S_n \cdot G_n \cdot |G_n| + H_{n0} + S_4 \cdot G_{s4} \cdot |G_{s4}| - S_{sw} \cdot G_w \cdot |G_w| = 0 \quad (4.14)$$

Уравнение потерь напора для контура через перемычку с насосом смешения и систему отопления:

$$S_{so} \cdot G_o \cdot |G_o| + S_n \cdot G_n \cdot |G_n| - H_{n0} = 0 \quad (4.15)$$

Решение системы уравнений (4.3) – (4.15) позволяет определить все неизвестные расходы и температуры. Независимыми переменными в этой схеме являются G_{gws} и H_a . Но поскольку в этой схеме присутствует бак-аккумулятор, для исследования его работы: наполнения и опорожнения, необходимо перейти к системе дифференциальных уравнений, которую можно получить, дифференцируя уравнения (4.3) – (4.15) как систему неявных уравнений по времени с добавлением замыкающего дифференциального уравнения уровня воды в баке-аккумуляторе.

$$\frac{dH}{dt} = \frac{G_{gws} - G_{gw}}{\rho \cdot F_b} \quad (4.16)$$

где: t - время изменения расхода на горячее водоснабжение начиная с точки отсчёта, с;

ρ - плотность воды, находящейся в баке-аккумуляторе, кг/м³;

$F_b = \frac{\pi \cdot D_b^2}{4}$ - площадь горизонтального сечения цилиндрического бака, м²;

D_b - диаметр бака-аккумулятора, м.

Обоснование выбора оптимальной конструкции устройства по устранению «перетопа» с ЧРП и регулируемым клапаном.

Оптимизация устройства по устранению «перетопа» заключается в подборе типов и конструкций насосов и регулируемых клапанов и схем управления ЧРП и управления регулируемым клапаном по разрабатываемой математической модели.

Для открытых схем теплоснабжения в осенне-весенний период для устранения «перетопа» и уменьшения влияния горячего водоразбора необходимо провести исследования схемы, представленной на рисунке 4.17, в которой объединена схема рисунка 4.16 со схемой по устранению «перетопа».

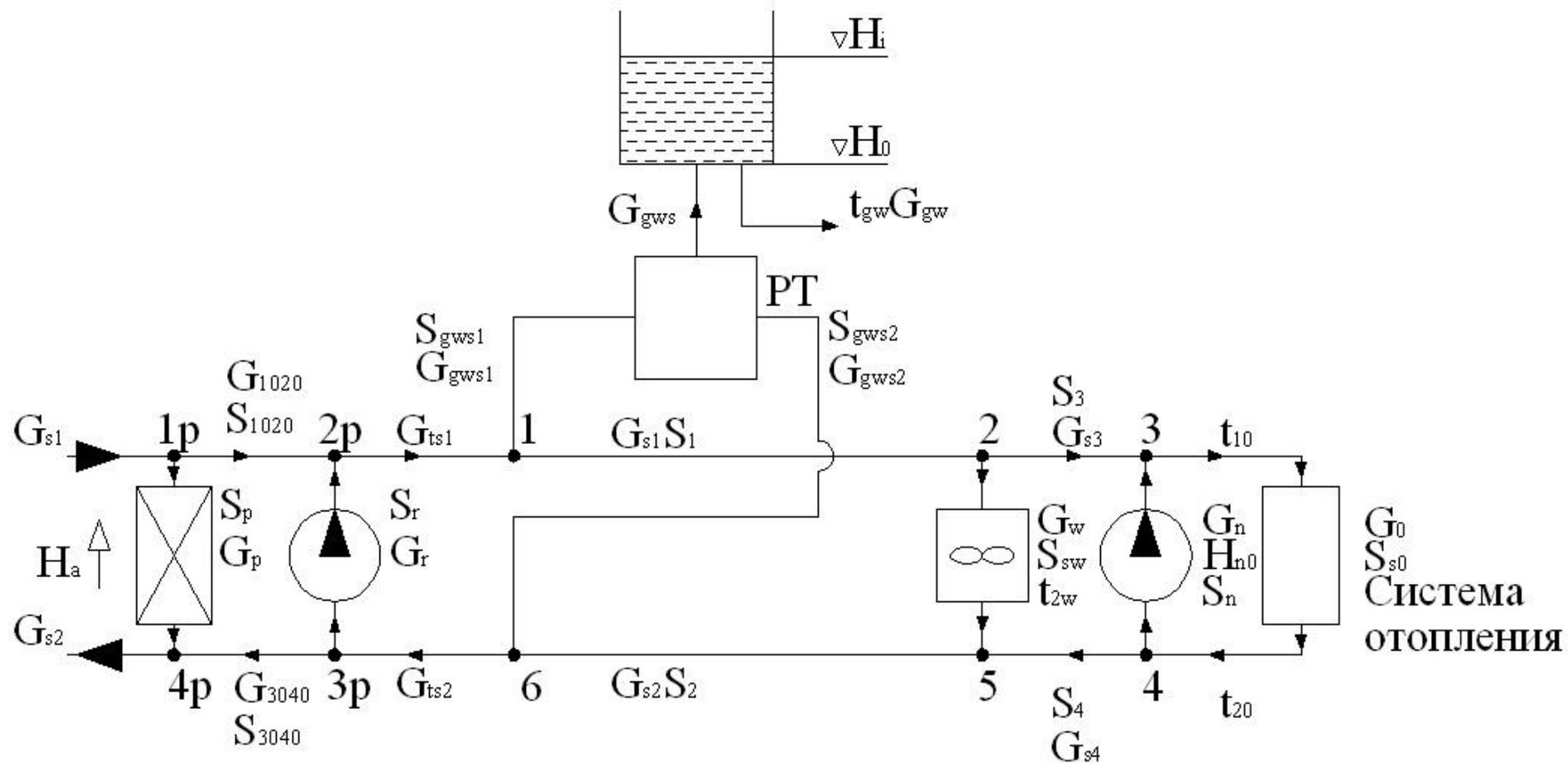


Рисунок 4.17 - Схема абонентского узла с насосом смешения, устройством по устранению «перетопа» и баком-аккумулятором горячей воды

Для схемы (рисунок 4.17) можно составить систему уравнений, аналогичную системе уравнений (4.3) - (4.15) и (4.16), что позволяет выполнить исследования как в зависимости от температуры наружного воздуха, так и от расхода воды на горячее водоснабжение.

Конструктивными параметрами в схеме рисунка 4.16 и рисунка 4.17, которые подлежат определению и оптимизации, являются насосы, баки-аккумуляторы и регулируемые клапаны.

Рассматриваемые в данной работе технические энергосберегающие устройства: термогидравлический распределитель, насосный узел смешения с ЧРП и устройство устранения перетопа с ЧРП и регулируемым клапаном, необходимо оптимизировать как по конструктивному исполнению, так и по наибольшей эффективности.

5 Разработка методики теплогидравлического расчёта тепловой сети централизованного теплоснабжения с потребителями, подключёнными с помощью термогидравлического распределителя, насосного узла смешения с ЧРП и устройства устранения «перетопа» с ЧРП и регулируемым клапаном

В приложении А приведена методика теплогидравлического расчёта тепловой сети централизованного теплоснабжения с потребителями, подключёнными с помощью термогидравлического распределителя, насосного узла смешения с ЧРП и устройства устранения «перетопа» с ЧРП и регулируемым клапаном.

Методика разработана на основе [37; 38; 39; 40].

Расчётные формулы позволяют вычислять сопротивления участков трубопроводов и потери напора на них как для тупиковых сетей, так и для кольцевых с помощью уравнений баланса масс в узлах и сумм потерь напора в контурах – аналоги уравнений 1 и 2 законов Кирхгофа для гидравлических сетей.

Подробно изложена система уравнений для термогидравлического распределителя, к которому подключены нагрузки отопления, вентиляции и горячего водоснабжения.

Для насосного узла смешения с ЧРП приведена система уравнений, описывающая режимы работы с переменным располагаемым напором на абонентском вводе. Регулирование постоянства коэффициента смешения обеспечивается изменением числа оборотов насоса (изменение характеристики насоса) с помощью ЧРП.

Для устройства устранения «перетопа» в двухтрубных тепловых сетях в осенне-весенние периоды разработана система уравнений, состоящая из уравнений баланса масс, уравнений теплового баланса и уравнений сумм потерь напора по контурам. Система уравнений позволяет проводить теплогидравлические расчёты при изменении температуры наружного воздуха и располагаемого напора на абонентском вводе.

6 Методика определения конструктивных размеров для различных тепловых нагрузок термогидравлического распределителя

В приложении Б приведена методика определения конструктивных размеров для различных тепловых нагрузок термогидравлического распределителя.

Методика разработана на основе [38; 41].

Процессы, происходящие в термогидравлическом распределителе, и обеспечивающие его замечательное свойство независимости нагрузок первичного и вторичных контуров, возможны лишь при малых гидравлических сопротивлениях. Поэтому методика учитывает влияние гидравлических сопротивлений прямых участков и местных сопротивлений, таких как внезапное расширение, внезапное сужение и тройников различного вида.

Основным уравнением, определяющее работу термогидравлического распределителя, является уравнение потерь напора.

Поскольку в термогидравлический распределитель возвращаются потоки воды от систем отопления, вентиляции горячего водоснабжения, в методике приведены уравнения теплового баланса.

Основным показателем для подбора конструктивных параметров таких как диаметр корпуса ТГР, диаметры подводящих и отводящих патрубков систем отопления, вентиляции и горячего водоснабжения, длин участков ТГР, являются относительные отклонения расхода через ТГР для минимальной и максимальной нагрузок горячего водоснабжения.

Методика позволяет для заданных нагрузок отопления, вентиляции и горячего водоснабжения подобрать конструктивные параметры ТГР.

На основе разработанной методики составлена компьютерная программа по подбору параметров ТГР.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Настоящая работа посвящена исследованиям технических энергосберегающих устройств для тепловых сетей централизованного теплоснабжения.

В 1 разделе отчёта приведён аналитический обзор информационных источников по энергосберегающим устройствам для применения в тепловых сетях централизованного теплоснабжения.

Во 2 разделе отчёта проведено исследование функциональности и преимуществ применения в тепловых сетях термогидравлического распределителя, насосного узла смешения с ЧРП и устройства по устранению «перетопа» с ЧРП и регулируемым клапаном.

В 3 разделе отчёта проведено патентное исследование по ГОСТ 15.011-96.

В 4 разделе отчёта намечены направления исследований и оптимизации конструкций термогидравлического распределителя, насосного узла смешения и устройства по устранению «перетопа».

В 5 разделе отчёта выполнена разработка методики теплогидравлического расчёта тепловой сети централизованного теплоснабжения с потребителями, подключёнными с помощью термогидравлического распределителя, насосного узла смешения с ЧРП и устройства устранения «перетопа» с ЧРП и регулируемым клапаном.

В 6 разделе отчёта разработана методика определения конструктивных размеров для различных тепловых нагрузок термогидравлического распределителя.

Разработана компьютерная программа для определения конструктивных параметров термогидравлического распределителя для различных тепловых нагрузок абонентов: отопления, вентиляции и горячего водоснабжения.

Рассмотрены открытые схемы теплоснабжения с подключением абонентов с насосами смешения, устройствами по устранению «перетопа» и баками-аккумуляторами горячего водоснабжения. Приведены основные уравнения функционирования таких схем в статическом и динамическом режимах.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Созинов В.П., Генварев А.А., Сенников В.В. и др.,** Государственный контракт №02.516.11.6195 от 26.06.2009 г. шифр "2009-06-1.6-31-25-022" "Разработка систем, обеспечивающих устранение тепловой и гидравлической разбалансированности трубопроводных систем тепло- и водоснабжения".
2. **R. CYSSAU (CoSTIC), M.H. CHANDELLIER (CoSTIC), C MARZIOU (CoSTIC).** Bouteilles et bypasses hydrauliques. SAINT-REMY-LES-CHEVREUSE : SEDIT Editeur, 1991. стр. 34.
3. **CHAUFFERIES.** Un aide-memoire pour diagnostiquer, prescrire et renover. SAINT-REMY-LES-CHEVREUSE : SEDIT-102, 2002. стр. 214.
4. **CHAUFFAGE INDIVIDUELS CENTRALISE. GUIDE DE CONCEPTION.** PARIS : CeGIBAT, 2003. стр. 86.
5. **INSTALLATION DE PLATES-FORMES DE GENIE CLIMATIQUE EN RUSSIE. PROJET CLIMANOVO.** Ivanovo, Strasbourg, 2005. Т. Annexe 2. Etude et correspondance.
6. **INSTALLATION DE PLATES-FORMES DE GENIE CLIMATIQUE EN RUSSIE. PROJET CLIMANOVO.** Ivanovo, Strasbourg, 2005. Т. Annexe 1. Notices du materiel. .
7. **SYNTHESE. INSTALLATION DE PLATES-FORMES DE GENIE CLIMATIQUE EN RUSSIE. PROJET CLIMANOVO.** Ivanovo, Strasbourg, 2005. стр. 48. .
8. **SYNTHESE. STRUCTURES PEDAGOGIQUES AU LABORATOIRE CLI-MA-TERM.** Ivanovo, Strasbourg, 2005. стр. 39. .
9. **R., Cadiergues.** MEMOCLIM BASE. LE MEMENTO DU GENIE CLIMATIQUE. : SEDIT Editour, 2001. стр. 276. .
10. **MEMOTECH GENIE ENERGETIQUE.** Paris : Editions CASTELLA, 2003. стр. 608.
11. **Conception des installations de climatisation et de conditionnement de l'air. Tertiaire et industrie.** б.м. : Edition PYC LIVRES, 1999. стр. 380.
12. **Особенности гидравлических схем многоканальных установок. Б., Анохин А.** 1998 г., АВОК №5.
13. **Использование гидравлического разделителя при децентрализованном теплоснабжении здания. Махов Л. М.** 2000 г., АВОК №4.
14. **Источник теплоты автономных систем теплоснабжения. Хаванов П. А.** 2002 г., АВОК №1, стр. 14.
15. **Системы теплоснабжения от автономных теплогенераторов. Хаванов П. А.** 2002 г., АВОК №2, стр. 22.
16. **Принципиальные тепловые схемы автономных источников теплоснабжения с коллекторами малых перепадов давления. Хаванов П. А.** 2002 г., АВОК №3.
17. **Некоторые ошибки при разработке тепломеханической части автономных источников теплоты. Хаванов П. А., Барынин К. П.,** 2004 г., АВОК №8.

18. *Совершенствование гидравлических схем котельных.* **Куликов В.Н.** 2004 г., Журнал С.О.К. №8.
19. *Оптимизация тепловых и гидравлических режимов работы универсального ряда автономных котельных для ЖКХ.* **Хаванов П. А., Барынин К. П.,** 2005 г., АВОК №4.
20. **Кузник И.В.** *Централизованное теплоснабжение. Проектируем эффективность.* Москва : Издательский дом МЭИ, 2008. стр. 156.
21. *Применение термогидравлического распределителя в сетях централизованного теплоснабжения.* **Сенников В.В., Генварев А.А., Козлов М.Г., Костров А.Е.,** Иваново, 2010 г., Вестник ИГЭУ, Т. .
22. **Пырков В.В.** *Гидравлическое регулирование систем отопления и охлаждения. Теория и практика.* Киев : Такі справи, 2005. стр. 304.
23. —. *Современные тепловые пункты. Автоматика и регулирование.* Киев : Такі справи, 2007. стр. 252.
24. *Решение проблемы осенне-весеннего "перетопа".* **Махмутов Н.** 2006 г., Автоматизация и производство №1.
25. *Оптимизация системы теплоснабжения Минска.* **Наумчик Е.М.** 2011 г., Энергосбережение №1.
26. *Проектирование тепловых пунктов. СП-41-1-1-95. Дата введения 1996-07-01.*
27. **Апарцев М.М.** *Наладка водяных систем централизованного теплоснабжения.* Москва : Энергоатомиздат, 1983. стр. 204.
28. **Бузников Е.Ф., Сидоров В.Н.,** *Водогрейные котлы и их применение на электростанциях и в котельных.* Москва, Ленинград : Энергия, 1965. стр. 240.
29. *Куда исчезли регулируемые элеваторы.* **Гершкович В.Ф.** 2001 г., Новости теплоснабжения №02.
30. *Опыт реконструкции теплового пункта общественного здания.* **Гершкович В.Ф.** 2001 г., Новости теплоснабжения №12.
31. *Математическое обеспечение оптимального выбора оборудования тепловых пунктов.* **Товажнянский Л.Л.** 2001 г., Новости теплоснабжения №16.
32. *Совместная работа элеваторов и терморегуляторов в схемах отопления.* **Рябцев Г.А., Рябцев В.И.,** Курск, 2004 г., Новости теплоснабжения №8.
33. *Дополнение автоматики ГВС при открытой системе теплоснабжения новой функцией энергосбережения.* **Рябцев Г.А., Фельдман Б.Г., Рябцев В.И.,** 2002 г., Новости теплоснабжения.
34. *Анализ возможности сокращения "перетопа" тепловых потребителей при "изломе" температурного графика теплосети.* **Шелудько Л.П.** 2004 г., Новости теплоснабжения №5.
35. **РД 34.20.501-2003.** Правила технической эксплуатации электрических станций и сетей Российской Федерации. 2003 : СПО ОРГРЭС, Москва г.

36. **СНИП 41-01-2003.** Отопление, вентиляция и кондиционирование.
37. **2.04.07-86, СНИП.** "Тепловые сети".
38. **Соколов Е. Я.** *Теплофикация и тепловые сети.* Москва : Издательство МЭИ, 2001. стр. 472.
39. *Рекомендация. Государственная система обеспечения единства измерений. Паровые системы теплоснабжения. Уравнения измерений тепловой энергии и количества теплоносителя.* Москва : МИ 2451-98, 1997.
40. *Рекомендация. Государственная система обеспечения единства измерений. Водяные системы теплоснабжения. Уравнения измерений тепловой энергии и количества теплоносителя.* Москва : МИ 2412-97, 1997.
41. **Идельчик И.Е.** *Справочник по гидравлическим сопротивлениям.* Москва : Машиностроение, 1992. стр. 672.
42. **Манюк В.И., Каплинский Я.И., Хиж Э.Б., Манюк А.И., Ильин В.К.** *Налладка и эксплуатация водяных тепловых сетей. Справочник.* Москва : Стройиздат, 1988. стр. 354.
43. **Генварев А.А.** *Теория расчёта и эквивалентирования гидравлических сетей. Монография.* Иваново, 2010. стр. 180.

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ
Федеральное государственное бюджетное образовательное
учреждение высшего профессионального образования
«Ивановский государственный энергетический университет имени В.И. Ленина»

УДК 620.9:662.92; 658.264

№ госрегистрации 01201174544

Инв. №

УТВЕРЖДАЮ
Проректор университета
по научной работе
_____Тютиков В.В.
“ ” _____ 2011 г.

МЕТОДИКА

теплогидравлического расчёта тепловой сети централизованного теплоснабжения с потребителями, подключёнными с помощью термогидравлического распределителя, насосного узла смешения с ЧРП и устройства устранения «перетопа» с ЧРП и регулируемым клапаном

государственный контракт № 16.516.11.6089 от 8 июля 2011 г.

Шифр «2011-1.6-516-037-030»

Этап 1. Исследование технических энергосберегающих устройств для тепловых сетей централизованного теплоснабжения
(промежуточный)

Начальник НИСа

подпись, дата

Таланов С.В.

Руководитель темы

подпись, дата

Созинов В.П.

Методика теплогидравлического расчёта тепловой сети централизованного теплоснабжения с потребителями, подключёнными с помощью термогидравлического распределителя, насосного узла смешения с ЧРП и устройства устранения «перетопа» с ЧРП и регулируемым клапаном.

Гидравлические расчёты тепловых сетей выполняются в соответствии с [37] и [38].

Основные расчётные формулы.

Внутренний диаметр труб равен:

$$d = \sqrt{\frac{G \cdot 4}{3.6 \cdot \gamma \cdot \pi \cdot w}}, \text{ м} \quad (\text{A.1})$$

где: G - расход воды на рассчитываемом участке, т/ч;

γ - удельный вес воды на рассчитываемом участке, кг/м³;

w - нормативная скорость воды на рассчитываемом участке, м/с.

Удельный вес воды может быть найден по формуле [40]:

$$\begin{aligned} \frac{10^3}{\gamma} = & 114.332 \cdot \tau - 431.6382 + \frac{706.5474}{\tau} - \frac{641.9127}{\tau^2} + \frac{349.4417}{\tau^3} - \frac{113.8191}{\tau^4} + \\ & + \frac{20.5199}{\tau^5} - \frac{1.578507}{\tau^6} + \pi \cdot \left(-3.117072 + \frac{6.589303}{\tau} - \frac{5.210142}{\tau^2} \right) + \\ & + \pi \cdot \left(\frac{1.819096}{\tau^3} - \frac{0.2365448}{\tau^4} \right) + \pi^2 \cdot \left(-6.417443 \cdot \tau + 19.84842 - \frac{24.00174}{\tau} \right) + \\ & + \pi^2 \cdot \left(\frac{14.21655}{\tau^2} - \frac{4.13194}{\tau^3} + \frac{0.4721637}{\tau^4} \right) \end{aligned} \quad (\text{A.2})$$

Приведённая температура воды:

$$\tau = \frac{t + 273.15}{647.14} \quad (\text{A.3})$$

где: t - температура воды, °С.

Приведённое абсолютное давление:

$$\pi = \frac{P}{22.064} \quad (\text{A.4})$$

где: P - приведённое абсолютное давление, МПа.

Допустимую погрешность для инженерных расчётов тепловых сетей имеет простая эмпирическая формула:

$$\gamma = g_0 + t \cdot (g_1 + t \cdot (g_2 + t \cdot (g_3 + t \cdot (g_4 + t \cdot g_5)))) \quad (\text{A.5})$$

где: $g_0 = 995.8220825$; $g_1 = 0.437826693$; $g_2 = -0.017837286$;

$g_3 = 0.000160945$; $g_4 = -7.80001 \cdot 10^{-7}$; $g_5 = 1.43126 \cdot 10^{-9}$.

Коэффициент гидравлического трения для области квадратичного закона (при $Re \geq Re'$):

$$\lambda = \frac{1}{\left(1.14 + 2 \cdot \lg \frac{d}{k_e}\right)^2} \quad (\text{A.6})$$

где: k_e - коэффициент эквивалентной шероховатости внутренней поверхности труб, мм.

Коэффициент гидравлического трения для любых значений числа Рейнольдса (приближённо):

$$\lambda = 0.11 \cdot \left(\frac{k_e}{d} - \frac{68}{Re}\right)^{0.25} \quad (\text{A.7})$$

$$Re = \frac{w \cdot d}{\nu} \quad (\text{A.8})$$

Величина ν может быть определена по эмпирической формуле:

$$\nu = k_0 + t \cdot (k_1 + t \cdot (k_2 + t \cdot (k_3 + t \cdot (k_4 + t \cdot (k_5 + t \cdot (k_6 + t \cdot (k_7 + t \cdot k_8))))))))), \text{ м}^2/\text{с} \quad (\text{A.9})$$

где: $k_0 = 1.779713 \cdot 10^{-6}$; $k_1 = -5.184625 \cdot 10^{-8}$; $k_2 = 7.802509 \cdot 10^{-10}$;

$k_3 = -4.724096 \cdot 10^{-12}$; $k_4 = -8.575032 \cdot 10^{-15}$; $k_5 = 1.807215 \cdot 10^{-16}$;

$k_6 = 4.3812 \cdot 10^{-20}$; $k_7 = -4.98252 \cdot 10^{-21}$; $k_8 = 1.25768 \cdot 10^{-23}$.

Сопротивление участка трубопровода:

$$S = \left(\frac{l}{d} + \Sigma \zeta \right) \cdot \frac{8}{9.81 \cdot (3.6 \cdot \gamma \cdot \pi \cdot d^2)^2}, \text{ м} \cdot \text{ч}^2 / \text{т}^2 \quad (\text{A.10})$$

где: l - длина участка трубопровода, м;

$\Sigma \zeta$ - сумма коэффициентов местных сопротивлений на рассчитываемом участке (определяется по справочным таблицам).

Падение напора на рассчитываемом участке б:

$$\Delta H = S \cdot G^2, \text{ м.в.ст.} \quad (\text{A.11})$$

Уравнение сохранения массы (аналог 1 закона Кирхгофа):

$$\Sigma G_i = 0 \quad (\text{A.12})$$

Уравнение суммы потерь напора по контуру:

$$\Sigma \Delta H_i - \Sigma H_j = 0 \quad (\text{A.13})$$

где: H_j - напор насоса, установленного на участке тепловой сети, м.в.ст.

При расчёте гидравлических режимов необходимо определять абсолютное давление насыщенного водяного пара [39]:

$$P_s = 22.064 \cdot \exp \left(\frac{k_1 \cdot \xi + k_2 \cdot \xi^{1.5} + k_3 \cdot \xi^3 + k_4 \cdot \xi^{3.5} + k_5 \cdot \xi^4 + k_6 \cdot \xi^{7.5}}{\tau_s} \right), \text{ МПа} \quad (\text{A.14})$$

$$\xi = 1 - \tau_s \quad (\text{A.15})$$

$$\tau_s = \frac{t_s + 273.15}{647.14} \quad (\text{A.16})$$

где: t_s - температура насыщения водяного пара, °С;

$$k_1 = -7.85823; k_2 = 1.83991; k_3 = -11.7811; k_4 = 22.6705;$$

$$k_5 = -15.9393; k_6 = 1.77516.$$

Уравнения потерь напора в контурах термогидравлического распределителя.

Внешний контур абонентского ввода:

$$\begin{aligned}
 & S_{p1} \cdot G_{ts} \cdot |G_{ts}| + S_{p2} \cdot (G_{ts} - G_o) \cdot |G_{ts} - G_o| + S_{p3} \cdot (G_{ts} - G_o - G_w) \cdot |G_{ts} - G_o - G_w| + \\
 & + S_{p4} \cdot (G_{ts} - G_o - G_w - G_{gws}) \cdot |G_{ts} - G_o - G_w - G_{gws}| + S_{p5} \cdot (G_{ts} - G_o - G_w) \cdot |G_{ts} - G_o - G_w| + \\
 & + S_{p6} \cdot (G_{ts} - G_o) \cdot |G_{ts} - G_o| + S_{p7} \cdot G_{ts} \cdot |G_{ts}| - H_a = 0
 \end{aligned} \quad (A.17)$$

Контур системы отопления:

$$\begin{aligned}
 & (S_{to1} + S_{to2} + S_{no}) \cdot G_o \cdot |G_o| + H_{sm0} - S_{sm} \cdot G_{sm} \cdot |G_{sm}| - H_{no0} - S_{p6} \cdot (G_{ts} - G_o) \cdot |G_{ts} - G_o| - \\
 & - S_{p5} \cdot (G_{ts} - G_o - G_w) \cdot |G_{ts} - G_o - G_w| - S_{p4} \cdot (G_{ts} - G_o - G_w - G_{gws}) \cdot |G_{ts} - G_o - G_w - G_{gws}| - \\
 & - S_{p3} \cdot (G_{ts} - G_o - G_w) \cdot |G_{ts} - G_o - G_w| - S_{p2} \cdot (G_{ts} - G_o) \cdot |G_{ts} - G_o| = 0
 \end{aligned} \quad (A.18)$$

$$S_{so} \cdot G_{so} \cdot |G_{so}| + S_{sm} \cdot G_{sm} \cdot |G_{sm}| - H_{sm0} = 0 \quad (A.19)$$

Контур системы вентиляции:

$$\begin{aligned}
 & (S_{tw1} + S_{tw2} + S_{kw} + S_{nw}) \cdot G_w \cdot |G_w| - H_{nw0} - S_{p5} \cdot (G_{ts} - G_o - G_w) \cdot |G_{ts} - G_o - G_w| - \\
 & - S_{p4} \cdot (G_{ts} - G_o - G_w - G_{gws}) \cdot |G_{ts} - G_o - G_w - G_{gws}| - \\
 & - S_{p3} \cdot (G_{ts} - G_o - G_w) \cdot |G_{ts} - G_o - G_w| = 0
 \end{aligned} \quad (A.20)$$

Контур системы ГВС:

$$\begin{aligned}
 & (S_{tgws1} + S_{tgws2} + S_{togws} + S_{ngws}) \cdot G_{gws} \cdot |G_{gws}| - H_{ngws0} - \\
 & - S_{p4} \cdot (G_{ts} - G_o - G_w - G_{gws}) \cdot |G_{ts} - G_o - G_w - G_{gws}| = 0
 \end{aligned} \quad (A.21)$$

где: G_{ts} - расход сетевой воды на абонентский ввод, т/ч;

G_o - расход сетевой воды на систему отопления, т/ч;

G_w - расход сетевой воды на систему вентиляции, т/ч;

G_{gws} - расход сетевой воды на подогреватель горячего водоснабжения, т/ч;

G_{sm} - расход сетевой воды, подмешиваемой из обратной в прямую в системе отопления, т/ч;

G_{so} - расход сетевой воды через отопительную абонентскую систему, $\text{м}\cdot\text{ч}^2/\text{т}^2$;
 S_{p1} - сопротивление участка ТГР между точками 1 и 2, $\text{м}\cdot\text{ч}^2/\text{т}^2$;
 S_{p2} - сопротивление участка ТГР между точками 2 и 3, $\text{м}\cdot\text{ч}^2/\text{т}^2$;
 S_{p3} - сопротивление участка ТГР между точками 3 и 4, $\text{м}\cdot\text{ч}^2/\text{т}^2$;
 S_{p4} - сопротивление участка ТГР между точками 4 и 5, $\text{м}\cdot\text{ч}^2/\text{т}^2$;
 S_{p5} - сопротивление участка ТГР между точками 5 и 6, $\text{м}\cdot\text{ч}^2/\text{т}^2$;
 S_{p6} - сопротивление участка ТГР между точками 6 и 7, $\text{м}\cdot\text{ч}^2/\text{т}^2$;
 S_{p7} - сопротивление участка ТГР между точками 7 и 8, $\text{м}\cdot\text{ч}^2/\text{т}^2$;
 S_{io1} - сопротивление подводящего трубопровода к системе от отопления, $\text{м}\cdot\text{ч}^2/\text{т}^2$;
 S_{io2} - сопротивление отводящего трубопровода от системы отопления, $\text{м}\cdot\text{ч}^2/\text{т}^2$;
 S_{no} - сопротивление проточной части насоса в системе отопления, $\text{м}\cdot\text{ч}^2/\text{т}^2$;
 H_{no0} - напор насоса системы отопления при нулевой подаче, м.в.ст.;
 H_{sm0} - напор насоса смешения при нулевой подаче, м.в.ст.;
 S_{sm} - сопротивление проточной части насоса смешения системы отопления, $\text{м}\cdot\text{ч}^2/\text{т}^2$;
 H_a - располагаемый напор на абонентском вводе, м.в.ст.;
 S_{nw1} - сопротивление подводящего трубопровода к системе вентиляции, $\text{м}\cdot\text{ч}^2/\text{т}^2$;
 S_{nw2} - сопротивление отводящего трубопровода от системы вентиляции, $\text{м}\cdot\text{ч}^2/\text{т}^2$;
 S_{kw} - сопротивление калорифера, $\text{м}\cdot\text{ч}^2/\text{т}^2$;
 S_{nw} - сопротивление проточной части насоса системы вентиляции, $\text{м}\cdot\text{ч}^2/\text{т}^2$;
 H_{sm0} - напор насоса системы вентиляции при нулевой подаче, м.в.ст.;
 S_{tgws1} - сопротивление подводящего трубопровода к теплообменнику
горячего водоснабжения, $\text{м}\cdot\text{ч}^2/\text{т}^2$;
 S_{tgws2} - сопротивление отводящего трубопровода от теплообменника
горячего водоснабжения, $\text{м}\cdot\text{ч}^2/\text{т}^2$;

S_{ngws} - сопротивление проточной части насоса системы горячего водоснабжения, м·ч²/г²;

H_{ngws0} - напор насоса системы горячего водоснабжения при нулевой подаче, м.в.ст.

Удельный вес для точки 1:

$$\gamma_1 = g_0 + t_1 \cdot (g_1 + t_1 \cdot (g_2 + t_1 \cdot (g_3 + t_1 \cdot (g_4 + t_1 \cdot g_5))))), \text{ кг/м}^3 \quad (\text{A.22})$$

где: $g_0 = 995.8220825$; $g_1 = 0.437826693$; $g_2 = -0.017837286$;

$g_3 = 0.000160945$; $g_4 = -7.80001 \cdot 10^{-7}$; $g_5 = 1.43126 \cdot 10^{-9}$.

$$\gamma_1 = \gamma_2 = \gamma_3 = \gamma_4 = \gamma_o = \gamma_w = \gamma_{gws} \quad (\text{A.23})$$

Удельный вес для точки 5:

$$\gamma_5 = g_0 + t_5 \cdot (g_1 + t_5 \cdot (g_2 + t_5 \cdot (g_3 + t_5 \cdot (g_4 + t_5 \cdot g_5)))) \quad (\text{A.24})$$

Удельный вес для точки 6:

$$\gamma_6 = g_0 + t_6 \cdot (g_1 + t_6 \cdot (g_2 + t_6 \cdot (g_3 + t_6 \cdot (g_4 + t_6 \cdot g_5)))) \quad (\text{A.25})$$

Удельный вес для точки 7:

$$\gamma_7 = g_0 + t_7 \cdot (g_1 + t_7 \cdot (g_2 + t_7 \cdot (g_3 + t_7 \cdot (g_4 + t_7 \cdot g_5)))) \quad (\text{A.26})$$

Удельный вес воды в обратном трубопроводе от системы горячего водоснабжения:

$$\gamma_{2gws} = g_0 + t_{2gws} \cdot (g_1 + t_{2gws} \cdot (g_2 + t_{2gws} \cdot (g_3 + t_{2gws} \cdot (g_4 + t_{2gws} \cdot g_5)))) \quad (\text{A.27})$$

Удельный вес воды в обратном трубопроводе от системы вентиляции:

$$\gamma_{2w} = g_0 + t_{2w} \cdot (g_1 + t_{2w} \cdot (g_2 + t_{2w} \cdot (g_3 + t_{2w} \cdot (g_4 + t_{2w} \cdot g_5)))) \quad (\text{A.28})$$

Удельный вес воды в обратном трубопроводе от системы отопления:

$$\gamma_{2o} = g_0 + t_{2o} \cdot (g_1 + t_{2o} \cdot (g_2 + t_{2o} \cdot (g_3 + t_{2o} \cdot (g_4 + t_{2o1} \cdot g_5)))) \quad (\text{A.29})$$

Коэффициент кинематической вязкости для точки 1:

$$\nu_1 = k_0 + t_1 \cdot (k_1 + t_1 \cdot (k_2 + t_1 \cdot (k_3 + t_1 \cdot (k_4 + t_1 \cdot (k_5 + t_1 \cdot (k_6 + t_1 \cdot (k_7 + t_1 \cdot k_8))))))))), \text{ м}^2/\text{с} \quad (\text{A.30})$$

где: $k_0 = 1.779713 \cdot 10^{-6}$; $k_1 = -5.184625 \cdot 10^{-8}$; $k_2 = 7.802509 \cdot 10^{-10}$;

$k_3 = -4.724096 \cdot 10^{-12}$; $k_4 = -8.575032 \cdot 10^{-15}$; $k_5 = 1.807215 \cdot 10^{-16}$;

$k_6 = 4.3812 \cdot 10^{-20}$; $k_7 = -4.98252 \cdot 10^{-21}$; $k_8 = 1.25768 \cdot 10^{-23}$.

Коэффициент кинематической вязкости для точки 5:

$$\nu_5 = k_0 + t_5 \cdot (k_1 + t_5 \cdot (k_2 + t_5 \cdot (k_3 + t_5 \cdot (k_4 + t_5 \cdot (k_5 + t_5 \cdot (k_6 + t_5 \cdot (k_7 + t_5 \cdot k_8)))))))) \quad (\text{A.31})$$

Коэффициент кинематической вязкости для точки 6:

$$\nu_6 = k_0 + t_6 \cdot (k_1 + t_6 \cdot (k_2 + t_6 \cdot (k_3 + t_6 \cdot (k_4 + t_6 \cdot (k_5 + t_6 \cdot (k_6 + t_6 \cdot (k_7 + t_6 \cdot k_8)))))))) \quad (\text{A.32})$$

Коэффициент кинематической вязкости для точки 7:

$$\nu_7 = k_0 + t_7 \cdot (k_1 + t_7 \cdot (k_2 + t_7 \cdot (k_3 + t_7 \cdot (k_4 + t_7 \cdot (k_5 + t_7 \cdot (k_6 + t_7 \cdot (k_7 + t_7 \cdot k_8)))))))) \quad (\text{A.33})$$

$$\nu_8 = \nu_7 \quad (\text{A.34})$$

Коэффициент кинематической вязкости для воды в обратном трубопроводе от системы горячего водоснабжения:

$$\nu_{2gws} = k_0 + t_{2gws} \cdot (k_1 + t_{2gws} \cdot (k_2 + t_{2gws} \cdot (k_3 + t_{2gws} \cdot (k_4 + t_{2gws} \cdot (k_5 + t_{2gws} \cdot (k_6 + t_{2gws} \cdot (k_7 + t_{2gws} \cdot k_8)))))))) \quad (\text{A.35})$$

Коэффициент кинематической вязкости для воды в обратном трубопроводе от системы вентиляции:

$$v_{2w} = k_0 + t_{2w} \cdot (k_1 + t_{2w} \cdot (k_2 + t_{2w} \cdot (k_3 + t_{2w} \cdot (k_4 + t_{2w} \cdot (k_5 + t_{2w} \cdot (k_6 + t_{2w} \cdot (k_7 + t_{2w} \cdot k_8)))))))) \quad (\text{A.36})$$

Коэффициент кинематической вязкости для воды в обратном трубопроводе от системы отопления:

$$v_{2o} = k_0 + t_{2o} \cdot (k_1 + t_{2o} \cdot (k_2 + t_{2o} \cdot (k_3 + t_{2o} \cdot (k_4 + t_{2o} \cdot (k_5 + t_{2o} \cdot (k_6 + t_{2o} \cdot (k_7 + t_{2o} \cdot k_8)))))))) \quad (\text{A.37})$$

Теплоёмкость для точки 1:

$$c_1 = k_{c0} + t_1 \cdot (k_{c1} + t_1 \cdot (k_{c2} + t_1 \cdot (k_{c3} + t_1 \cdot k_{c4}))) \quad (\text{A.38})$$

где: $k_{c0} = 1.007631$; $k_{c1} = -5.70022 \cdot 10^{-4}$; $k_{c2} = 1.078437 \cdot 10^{-5}$; $k_{c3} = -6.592536 \cdot 10^{-8}$;
 $k_{c4} = 1.758197 \cdot 10^{-10}$.

Теплоёмкость для точки 5:

$$c_5 = k_{c0} + t_5 \cdot (k_{c1} + t_5 \cdot (k_{c2} + t_5 \cdot (k_{c3} + t_5 \cdot k_{c4}))) \quad (\text{A.39})$$

Теплоёмкость для точки 6:

$$c_6 = k_{c0} + t_6 \cdot (k_{c1} + t_6 \cdot (k_{c2} + t_6 \cdot (k_{c3} + t_6 \cdot k_{c4}))) \quad (\text{A.40})$$

Теплоёмкость для точки 7:

$$c_7 = k_{c0} + t_7 \cdot (k_{c1} + t_7 \cdot (k_{c2} + t_7 \cdot (k_{c3} + t_7 \cdot k_{c4}))) \quad (\text{A.41})$$

Теплоёмкость для воды в обратном трубопроводе от системы горячего водоснабжения:

$$c_{2gws} = k_{c0} + t_{2gws} \cdot (k_{c1} + t_{2gws} \cdot (k_{c2} + t_{2gws} \cdot (k_{c3} + t_{2gws} \cdot k_{c4}))) \quad (\text{A.42})$$

Теплоёмкость для воды в обратном трубопроводе системы вентиляции:

$$c_{2w} = k_{c0} + t_{2w} \cdot (k_{c1} + t_{2w} \cdot (k_{c2} + t_{2w} \cdot (k_{c3} + t_{2w} \cdot k_{c4}))) \quad (\text{A.43})$$

Теплоёмкость для воды в обратном трубопроводе после системы отопления:

$$c_{2o} = k_{c0} + t_{2o} \cdot (k_{c1} + t_{2o} \cdot (k_{c2} + t_{2o} \cdot (k_{c3} + t_{2o} \cdot k_{c4}))) \quad (\text{A.44})$$

Теплоёмкость для смеси воды в системе отопления:

$$c_m = k_{c0} + t_m \cdot (k_{c1} + t_m \cdot (k_{c2} + t_m \cdot (k_{c3} + t_m \cdot k_{c4}))) \quad (\text{A.45})$$

Уравнение теплового баланса в узле 5%

$$(G_{ts} - G_o - G_w - G_{gws}) \cdot c_1 \cdot t_1 + G_{gws} \cdot c_{2gws} \cdot t_{2gws} - (G_{ts} - G_o - G_w) \cdot c_5 \cdot t_5 = 0 \quad (\text{A.46})$$

Уравнение теплового баланса в узле 6:

$$(G_{ts} - G_o - G_w) \cdot c_5 \cdot t_5 + G_w \cdot c_{2w} \cdot t_{2w} - (G_{ts} - G_o) \cdot c_6 \cdot t_6 = 0 \quad (\text{A.47})$$

Уравнение теплового баланса в узле 7:

$$(G_{ts} - G_o) \cdot c_6 \cdot t_6 + G_o \cdot c_{2o} \cdot t_{2o} - G_{ts} \cdot c_1 \cdot t_1 = 0 \quad (\text{A.48})$$

Уравнение теплового баланса в узле смешения системы отопления:

$$G_o \cdot c_1 \cdot t_1 + G_{sm} \cdot c_{2o} \cdot t_{2o} - (G_o + G_{sm}) \cdot c_{sm} \cdot t_{sm} = 0 \quad (\text{A.49})$$

Расчёт сопротивлений участков $S_{p1}, S_{p2}, S_{p3}, S_{p4}, S_{p5}, S_{p6}, S_{p7}, S_{to1}, S_{to2}, S_{tw1}, S_{tw2}, S_{tgws1},$

$S_{tgws2}, S_{sm}, S_{so}$ выполняется по формулам (A.50)-(A.52):

$$v = \frac{4 \cdot G}{3,6 \cdot \pi \cdot d^2 \cdot \gamma} \quad (\text{A.50})$$

$$\lambda = 0,11 \cdot \left(\frac{k_v}{d} + \frac{68 \cdot v}{|v| \cdot d} \right)^{0,25} \quad (\text{A.51})$$

$$S = \left(\frac{\lambda \cdot L}{d} + \sum \xi \right) \cdot \frac{8}{9,81 \cdot (3,6 \cdot \gamma \cdot \pi \cdot d^2)^2} \quad (\text{A.52})$$

Температура подающей линии отопительной нагрузки при качественном регулировании:

$$t_1 = t_b + \left(\frac{t_{mp} + t_{op}}{2} - t_b \right) \cdot \left(\frac{t_b - t_n}{t_b - t_{no}} \right)^{0,8} + \left(t_{1p} - \frac{t_{mp} + t_{op}}{2} \right) \cdot \left(\frac{t_b - t_n}{t_b - t_{no}} \right) \quad (\text{A.53})$$

где: t_b - температура воздуха внутри отапливаемых помещений, °С;

t_{mp} - расчётная температура воды в местной системе отопления, °С;

t_{op} - расчётная температура воды после системы отопления, °С;

t_n - текущая температура наружного воздуха, °С;

t_{no} - расчётная для проектирования температура наружного воздуха, °С;

t_{1p} - расчётная температура воды в подающей линии тепловой сети, °С.

Температура обратной линии отопительной нагрузки при качественном регулировании:

$$t_{2o} = t_1 - (t_{1p} - t_{op}) \cdot \left(\frac{t_b - t_n}{t_b - t_{no}} \right) \quad (\text{A.54})$$

Местная температура при качественном регулировании:

$$t_m = t_{2o} - (t_{mp} - t_{op}) \cdot \left(\frac{t_b - t_n}{t_b - t_{no}} \right) \quad (\text{A.55})$$

Уравнение расчетной температуры обратной линии после системы вентиляции в I зоне:

$$t_b + t_n - t_{1sr} + [(t_{1sr} + t_{2osr}) - (t_{nsr} + t_b)] \cdot \left(\frac{t_b - t_n}{t_b - t_{nsr}} \right)^{0.85} \cdot \left(\frac{t_{1sr} - t_{2w}}{t_{1sr} - t_{2osr}} \right) - t_{2w} = 0 \quad (\text{A.56})$$

где: t_{1sr} - температура воды в подающей линии тепловой сети, равная 70 °С;

t_{2osr} - температура воды в обратной линии тепловой сети, соответствующая той же температуре наружного воздуха, что и t_{1sr} , °С;

t_{nsr} - температура наружного воздуха, °С, при которой $t_1 = 70$ °С- точка излома температурного графика.

Уравнение расчетной температуры обратной линии после системы вентиляции во II зоне:

$$t_{2w} = t_{2o} \quad (\text{A.57})$$

Уравнение расчетной температуры обратной линии после системы вентиляции в III зоне с рециркуляцией воздуха:

$$t_b + t_n - t_1 + [(t_{1wp} + t_{2wpr}) - (t_{nwp} + t_b)] \cdot \left(\frac{t_1 - t_{2w}}{t_{1wr} - t_{2wr}} \right)^{0.15} - t_{ow} = 0 \quad (\text{A.58})$$

где: t_{1wp} - температура воды в подающей линии, соответствующая расчётной температуре наружного воздуха на проектирование вентиляции, °С;

t_{2wpr} - температура воды в обратной линии, соответствующая расчётной температуре наружного воздуха на проектирование вентиляции, °С.

Уравнение расчетной температуры в обратной линии после подогревателя ГВС.

В I зоне:

$$t_{2gws} = 70 \quad (\text{A.59})$$

Во II и III зонах:

$$\frac{(t_1 - t_{gw}) - (t_{2gws} - t_x)}{\Delta t_{gws} \cdot 2.3 \cdot \lg \left(\frac{t_1 - t_{gw}}{t_{2gws} - t_x} \right)} \cdot \sqrt{\frac{t_{1gws} - t_{2gws}}{t_1 - t_{2gws}}} = 1 \quad (\text{A.60})$$

$$\Delta t_{gws} = \frac{(t_{2gws} - t_x) - (t_{1gws} - t_{gw})}{2.3 \cdot \lg \left(\frac{t_{2gws} - t_x}{t_{1gws} - t_{gw}} \right)} \quad (\text{A.61})$$

где: $t_{gw} = 60^\circ\text{C}$;

$t_x = 5^\circ\text{C}$;

$t_{1gws} = 70^\circ\text{C}$;

$t_{2gws} = 30^\circ\text{C}$.

Насосный узел смешения.

Рассмотрим возможность применения насосного смесительного узла (рисунок А.2).

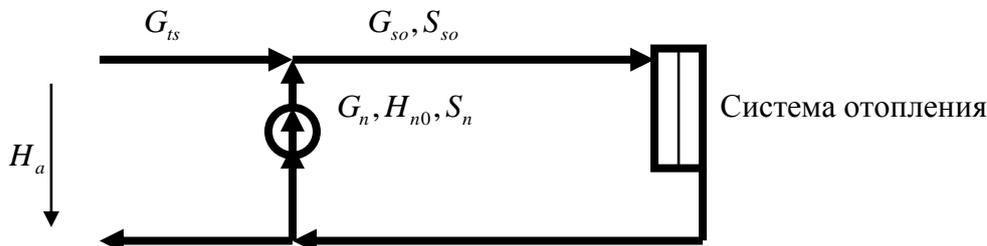


Рисунок А.2 - Схема насосного смесительного узла тепловой сети.

Использование насоса в смесительном узле требует обеспечения постоянства коэффициента смешения, обусловленного требованиями СНиП. То есть температура смеси должна быть не более 95°C .

Коэффициент смешения:

$$U_{sm} = \frac{G_n}{G_{is}}, \quad (\text{A.62})$$

где:

G_n — расход воды, перекачиваемой насосом из обратной линии теплосети, т/ч;

G_{is} — расход воды, поступающей из подающей линии теплосети, т/ч.

Коэффициент смешения может быть записан через температуры воды

$$U_{sm} = \frac{t_1^p - t_3^p}{t_3^p - t_2^p}, \quad (\text{A.63})$$

где:

t_1^p — расчётная температура сетевой воды в подающей линии, °С;

t_2^p — расчётная температура сетевой воды в обратной линии, °С;

t_3^p — расчётная температура смеси, °С.

Для поддержания постоянства коэффициента смешения возможно применение дроссельных органов или регулирование производительности насоса наиболее эффективным способом — изменением числа оборотов.

$$H = H_0 \cdot \frac{n_1}{n} - S_n \cdot Q^2, \quad (\text{A.64})$$

где: n_1 — новое число оборотов насоса, об/мин;

n — расчётное, базовое число оборотов насоса, об/мин.

Система уравнений, описывающая работу смесительного насосного абонентского узла, имеет вид:

$$\left. \begin{aligned} G_{so} - G_{ts} - G_n &= 0 \\ G_n - U_{sm} \cdot G_{ts} &= 0 \\ H_n - H_{n0} \cdot \left(\frac{n_1}{n}\right)^2 &= 0 \\ S_n \cdot G_n \cdot |G_n| + S_{so} \cdot G_{so} \cdot |G_{so}| - H_n &= 0 \\ S_n \cdot G_n \cdot |G_n| - H_n + H_a &= 0 \end{aligned} \right\} \quad (\text{A.65})$$

В системе (A.65) 6 уравнений — 6 неизвестных: $G_n, G_{so}, G_{ts}, n_1, H_n, H_a$.

Задаваясь значением независимой переменной H_a — располагаемым напором на абонентском вводе, решение системы (A.65) даёт значения искомых величин.

Устранение «пертопа» в двухтрубных тепловых сетях в осенне-весенние периоды года.

В двухтрубных тепловых сетях при подключении нагрузки отопления и горячего водоснабжения из-за необходимости поддержания в подающем трубопроводе

температуры сетевой воды, обеспечивающей нагрев воды на нужды горячего водоснабжения, $60 \div 70$ °С, в весенний и осенний периоды происходит «перетоп», то есть подача на отопление количества тепла, превосходящего необходимое. «Перетоп» вызывает сжигание дополнительного топлива в огромных размерах и ухудшает санитарно-гигиенические условия в отапливаемых зданиях.

При применяемом качественном способе регулирования тепловой нагрузки температуры в подающем и обратном трубопроводах определяются по формулам [42]:

$$t_1 = t_6 + \frac{t_1^p - t_2^p}{2} \cdot \left(\frac{t_6 - t_n}{t_6 - t_{np}} \right) + \left(\frac{t_1^p + t_2^p - 2 \cdot t_6}{2} \right) \cdot \left(\frac{t_6 - t_n}{t_6 - t_{np}} \right)^{0.8}; \quad (\text{A.66})$$

$$t_2 = t_1 - (t_1^p - t_2^p) \cdot \left(\frac{t_6 - t_n}{t_6 - t_{np}} \right); \quad (\text{A.67})$$

где:

t_6 — температура воздуха внутри отапливаемых помещений, °С;

t_1^p — расчётная температура сетевой воды в подающей линии, °С;

t_2^p — расчётная температура сетевой воды в обратной линии, °С;

t_n — текущая температура наружного воздуха, °С;

t_{np} — расчётная температура наружного воздуха, °С.

Для закрытой системы теплоснабжения температура в подающей линии должна быть не менее 70 °С, чтобы обеспечить нагрев в теплообменниках воды на нужды горячего водоснабжения не менее 55 °С. По температурному графику находим, что при температуре наружного воздуха выше 3 °С необходимая температура в подающем трубопроводе будет ниже 70 °С, то есть будет происходить «перетоп». Чтобы избежать этого, необходимо обеспечить температуру воды, возвращаемой в обратную линию тепловой сети, более высокую, чем по формуле (4.8) – на графике заштрихованная линия.

Устранение «перетопа» возможно применением схемы, аналогичной схеме с перемычкой и рециркуляционным насосом, используемой в водогрейных котельных [28].

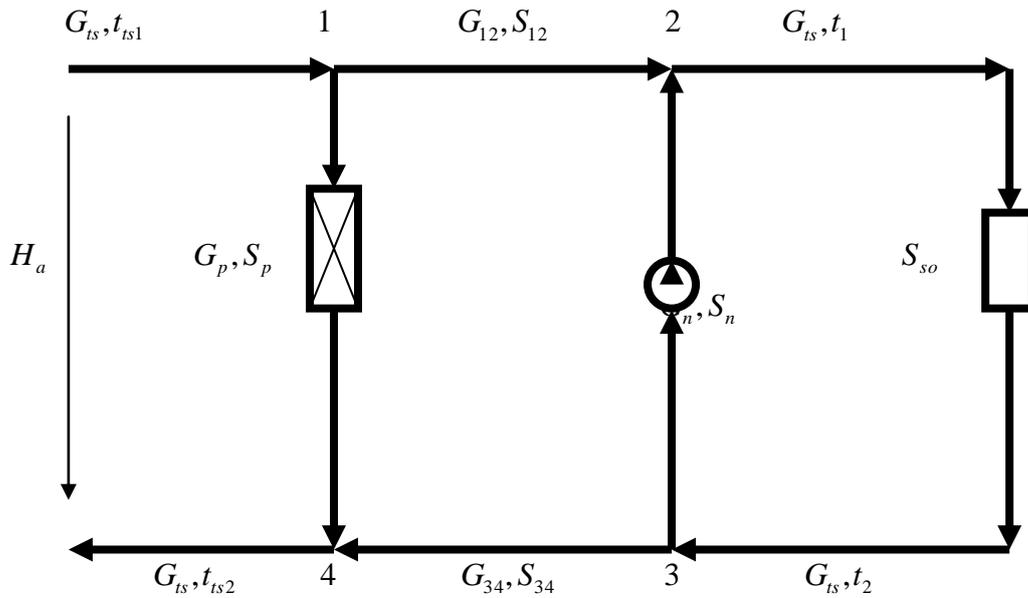


Рисунок 4.3 - Схема абонентского ввода для устранения «перетопа»

Часть воды из подающего трубопровода перетекает в обратный трубопровод по перемычке, и часть воды из обратного трубопровода рециркуляционным насосом подаётся в подающий трубопровод. При одновременном регулировании производительности насоса изменением числа оборотов и сопротивления регулируемого клапана на перемычке возможно создание необходимых температур t_1 и t_2 при $8 \geq t_n \geq 3$ °С.

Схема на рисунке 4.3 описывается тремя уравнениями 1-го закона Кирхгофа, двумя уравнениями теплового баланса и двумя уравнениями потерь напора.

$$\left. \begin{aligned}
 G_{ts} - G_p - G_{12} &= 0 \\
 G_{12} + G_n - G_{ts} &= 0 \\
 G_{ts} - G_n - G_{34} &= 0 \\
 G_{ts} - G_{so} - G_{to} &= 0 \\
 G_{12} \cdot t_{ts1} + G_n \cdot t_2 - G_{ts} \cdot t_1 &= 0 \\
 G_{34} \cdot t_2 + G_p \cdot t_{ts1} - G_{ts} \cdot t_{ts2} &= 0 \\
 H_a - S_p \cdot G_p \cdot |G_p| &= 0 \\
 S_{12} \cdot G_{12} \cdot |G_{12}| - S_n \cdot G_n \cdot |G_n| + S_{34} \cdot G_{34} \cdot |G_{34}| + H_{n0} \cdot \frac{n_1}{n} \cdot \left| \frac{n_1}{n} \right| - S_p \cdot G_p \cdot |G_p| &= 0 \\
 S_{so} \cdot G_{ts} \cdot |G_{ts}| + S_n \cdot G_n \cdot |G_n| - H_{n0} \cdot \frac{n_1}{n} \cdot \left| \frac{n_1}{n} \right| &= 0
 \end{aligned} \right\} \quad (A.68)$$

Анализ полученной системы уравнений показывает, что $G_p = G_n, G_{12} = G_{34}$.

Смешение потоков происходит в узлах 2 и 4, для которых можно записать выражения для коэффициентов смешения.

$$U_2 = \frac{t_{is1} - t_1}{t_1 - t_2} \quad (\text{A.69})$$

$$U_4 = \frac{t_2 - t_{is2}}{t_{is2} - t_1} \quad (\text{A.70})$$

Ограничения, налагаемые на напоры у подключаемых абонентов с помощью термогидравлического распределителя.

Поскольку замечательное свойство термогидравлического распределителя обеспечивается при малых величинах потерь напора в нём, это означает, что напор на выходе из ТГР близок к напору в подающей линии. При этом необходимо учесть при разработке гидравлического режима, чтобы напор в обратной линии был не более 60 м.в.ст.

Ограничением по напору в подающей линии является напор, соответствующий давлению при температуре насыщения. Избыточный напор в подающей и обратной линии гасится в дроссельных диафрагмах.

Диаметр отверстия дроссельной диафрагмы определяют по формуле [42]:

$$d = \sqrt[4]{\frac{G^2}{\Delta H}}, \text{ мм} \quad (\text{A.71})$$

ПРИЛОЖЕНИЕ Б

(обязательное)

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ
Федеральное государственное бюджетное образовательное
учреждение высшего профессионального образования
«Ивановский государственный энергетический университет имени В.И. Ленина»

УДК 620.9:662.92; 658.264

№ госрегистрации 01201174544

Инв. №

УТВЕРЖДАЮ
Проректор университета
по научной работе
_____Тютиков В.В.
“ ___ ” _____ 2011 г.

МЕТОДИКА

**определения конструктивных размеров для различных тепловых нагрузок
термогидравлического распределителя**

государственный контракт № 16.516.11.6089 от 8 июля 2011 г.

Шифр «2011-1.6-516-037-030»

**Этап 1. Исследование технических энергосберегающих устройств для
тепловых сетей централизованного теплоснабжения**

(промежуточный)

Начальник НИСа

подпись, дата

Таланов С.В.

Руководитель темы

подпись, дата

Созинов В.П.

Иваново 2011

Методика определения конструктивных размеров для различных тепловых нагрузок термогидравлического распределителя

Применение термогидравлического распределителя (ТГР) в системах централизованного теплоснабжения требует определения конструктивных размеров, обеспечивающих его технологические свойства.

На рисунке Б.1 представлена принципиальная схема термогидравлического распределителя. Из [1] известно, что ТГР обладает замечательным свойством – обеспечивать незначительное изменение расхода в первичном контуре при существенном изменении расходов воды во вторичных контурах.

На абонентских вводах централизованного теплоснабжения к тепловой сети подключаются три вида систем теплоснабжения: система отопления (радиаторная и конвекторная), система вентиляции (калориферы) и система горячего водоснабжения (теплообменники подогрева водопроводной воды).

В системе отопления при качественном регулировании расход воды поддерживается постоянным. В системе вентиляции также в основном поддерживается расход воды постоянным. В системе горячего водоснабжения в течении суток расход воды изменяется от нуля до максимального значения, определяемого как

$$G_{гвс} = \frac{k_{\max} \cdot Q_{гвс}^{cp}}{(t_1 - t_{2гвс})} \quad (\text{Б.1})$$

где: $k_{\max} = 2.4$ - коэффициент, определяемый по [37];

$Q_{гвс}^{cp}$ - среднечасовая тепловая нагрузка горячего водоснабжения, МВт;

t_1 - температура сетевой воды в подающей линии тепловой сети, °С;

$t_{2гвс}$ - температура сетевой воды после подогревателя горячего водоснабжения, °С.

При гидравлической взаимосвязи увеличение расхода воды на горячее водоснабжение приводит к уменьшению расходов воды на отопление и вентиляцию и наоборот: уменьшение расхода на горячее водоснабжение приводит к увеличению расходов воды на отопление и вентиляцию. Кроме того, изменение нагрузки горячего водоснабжения и существенно влияет на расходы сетевой воды как по участкам тепловой сети централизованного теплоснабжения, так и на расход сетевой воды через сетевые насосы и тепловое оборудование источника теплоснабжения.

Таким образом, применение ТГР, позволяет обеспечить стабильность величин расходов сетевой воды по участкам тепловой сети и через оборудование источника теплоснабжения. Теоретически, чем больше диаметр трубы ТГР, тем эффективнее его работа с точки зрения поддержания постоянным расхода сетевой воды в первичном контуре. Очевидно, что и технологически и экономически невозможно использовать на абонентских вводах ТГР гигантских размеров. Поэтому необходимо обосновать теоретические положения, обеспечивающие определение основных конструктивных размеров ТГР.

Основным уравнением, определяющим работу ТГР является уравнение потерь напора.

$$\begin{aligned}
 F = & S_{ts1} \cdot G_{ts} \cdot |G_{ts}| + S_{12} \cdot G_{ts} \cdot |G_{ts}| + S_{23} \cdot (G_{ts} - G_o) \cdot |G_{ts} - G_o| + S_{34} \cdot (G_{ts} - G_o - G_w) \cdot \\
 & \cdot |G_{ts} - G_o - G_w| + S_{45} \cdot (G_{ts} - G_o - G_w - G_{gws}) \cdot |G_{ts} - G_o - G_w - G_{gws}| + \\
 & + S_{56} \cdot (G_{ts} - G_o - G_w) \cdot |G_{ts} - G_o - G_w| + S_{67} \cdot (G_{ts} - G_o) \cdot |G_{ts} - G_o| + S_{78} \cdot G_{ts} \cdot |G_{ts}| + \\
 & + S_{8sm} \cdot G_{ts} \cdot |G_{ts}| - H_z = 0
 \end{aligned} \tag{Б.2}$$

где: S_{ts1} - сопротивление в месте присоединения подводящего трубопровода тепловой сети к ТГР, $\text{м} \cdot \text{ч}^2/\text{т}^2$;

S_{12} - сопротивление участка ТГР между точками 1 и 2, $\text{м} \cdot \text{ч}^2/\text{т}^2$;

S_{23} - сопротивление участка ТГР между точками 2 и 3, $\text{м} \cdot \text{ч}^2/\text{т}^2$;

S_{34} - сопротивление участка ТГР между точками 3 и 4, $\text{м} \cdot \text{ч}^2/\text{т}^2$;

S_{45} - сопротивление участка ТГР между точками 4 и 5, $\text{м} \cdot \text{ч}^2/\text{т}^2$;

S_{56} - сопротивление участка ТГР между точками 5 и 6, $\text{м} \cdot \text{ч}^2/\text{т}^2$;

S_{67} - сопротивление участка ТГР между точками 6 и 7, $\text{м} \cdot \text{ч}^2/\text{т}^2$;

S_{78} - сопротивление участка ТГР между точками 7 и 8, $\text{м} \cdot \text{ч}^2/\text{т}^2$;

S_{8sm} - сопротивление в месте присоединения отводящего трубопровода тепловой сети к ТГР, $\text{м} \cdot \text{ч}^2/\text{т}^2$;

G_{ts} - расход сетевой воды в подающем и обратном трубопроводах, присоединенных к ТГР, т/ч;

G_o - расход сетевой воды на систему отопления, т/ч;

G_w - расход сетевой воды на систему вентиляции, т/ч;

G_{gws} - расход сетевой воды на систему горячего водоснабжения, т/ч;

H_z - потеря напора в ТГР, м.в.ст.

Расход сетевой воды на систему отопления.

$$G_o = \frac{Q_o^p \cdot 1000}{c \cdot (t_1^p - t_2^p)} \quad (\text{Б.3})$$

где: Q_o^p - расчетная тепловая нагрузка системы отопления, МВт;

c - теплоемкость воды, ккал/кг/°С;

t_1^p - расчетная температура сетевой воды в подающем трубопроводе, °С;

t_2^p - расчетная температура сетевой воды в обратном трубопроводе, °С.

Расход сетевой воды на систему вентиляции.

$$G_w = \frac{Q_w^p \cdot 1000}{c \cdot (t_1^p - t_2^p)} \quad (\text{Б.4})$$

где: Q_w^p - расчетная тепловая нагрузка системы вентиляции, МВт.

Расход сетевой воды на систему горячего водоснабжения.

При качественном регулировании и параллельном подключении подогревателей горячего водоснабжения наладочные расчеты в соответствии с [37] производится на точку излома температурного графика.

$$G_{gws} = \frac{k_{\max} \cdot Q_{gws} \cdot 1000}{c \cdot (t_1^{sr} - t_{2gws}^{sr})} \quad (\text{Б.5})$$

где: Q_{gws} - расчетная среднечасовая нагрузка горячего водоснабжения, МВт;

t_1^{sr} - температура срезки сетевой воды в подающем трубопроводе, °С;

t_{2gws}^{sr} - температура обратной сетевой воды после подогревателя горячего водоснабжения, °С.

Теплоёмкость воды при температурах воды в тепловых сетях близка к $c = 1$ ккал/кг/°С.

Величины удельных весов определяются по эмпирической формуле.

$$\gamma = g_0 + t \cdot (g_1 + t \cdot (g_2 + t \cdot (g_3 + t \cdot (g_4 + t \cdot g_5))))), \text{ кг/м}^3 \quad (\text{Б.6})$$

где: t - средняя температура сетевой воды на рассчитываемом участке, °С;

$$g_0 = 995.8220825; \quad g_1 = 0.437826693; \quad g_2 = -0.017837286; \quad g_3 = 0.000160945;$$

$$g_4 = -7.80001 \cdot 10^{-7}; \quad g_5 = 1.43126 \cdot 10^{-9}.$$

Величины коэффициентов кинематической вязкости воды определяются по эмпирической формуле:

$$\nu = k_0 + t \cdot (k_1 + t \cdot (k_2 + t \cdot (k_3 + t \cdot (k_4 + t \cdot (k_5 + t \cdot (k_6 + t \cdot (k_7 + t \cdot k_8))))))), \text{ м}^2/\text{с} \quad (\text{Б.7})$$

$$\text{где: } k_0 = 1.779713 \cdot 10^{-6}; \quad k_1 = -5.184625 \cdot 10^{-8}; \quad k_2 = 7.802509 \cdot 10^{-10};$$

$$k_3 = -4.724096 \cdot 10^{-12}; \quad k_4 = -8.575032 \cdot 10^{-15}; \quad k_5 = 1.807215 \cdot 10^{-16};$$

$$k_6 = 4.3812 \cdot 10^{-20}; \quad k_7 = -4.98252 \cdot 10^{-21}; \quad k_8 = 1.25768 \cdot 10^{-23}.$$

Сопротивления участков рассчитываются на основании методики гидравлического расчета [38] и [41].

Скорость сетевой воды на участке.

$$w = \frac{G \cdot 4}{3.6 \cdot \gamma \cdot \pi \cdot d^2}, \text{ м/с} \quad (\text{Б.8})$$

где: G - расход воды, т/ч;

γ - удельный вес воды при средней температуре воды на рассчитываемом участке, кг/м³;

d - внутренний диаметр рассчитываемого участка трубопровода, м.

Коэффициент гидравлического трения.

$$\lambda = 0.11 \cdot \left(\frac{k_e}{d} + \frac{68 \cdot \nu}{w \cdot d} \right)^{0.25} \quad (\text{Б.9})$$

где: k_e - коэффициент эквивалентной шероховатости, м.

Сопротивление участка трубопровода:

$$S = \left(\frac{L}{d} + \zeta \right) \cdot \frac{8}{9.81 \cdot (3.6 \cdot \gamma \cdot \pi \cdot d^2)^2} \quad (\text{Б.10})$$

где: ζ - коэффициент местного гидравлического сопротивления;

L - длина участка трубопровода, м.

Коэффициент местного сопротивления на входе в ТГР – внезапное расширение.

$$\zeta_{ts1} = \left(1 - \frac{F_{bts1}}{F_{ts1}} \right)^2 \quad (\text{Б.11})$$

$$F_{bts1} = \pi \cdot \frac{d_{ts1}^2}{4} \quad (\text{Б.12})$$

$$F_{cts1} = \pi \cdot \frac{D_{igr}^2}{4} \quad (\text{Б.13})$$

$$w_{ts1b} = \frac{G_{ts} \cdot 4}{3.6 \cdot \gamma_{ts1} \cdot \pi \cdot d_{ts1}^2} \quad (\text{Б.14})$$

где: d_{ts1} - внутренний диаметр подающего и обратного трубопроводов, присоединенных к ТГР, м;

D_{igr} - внутренний диаметр трубопровода ТГР, м;

γ_{ts1} - удельный вес воды в подающем к ТГР трубопроводе, кг/м³.

Коэффициент местного сопротивления тройника на проход при разделении потока на участке 1-2.

$$\zeta_{12} = 0.4 \cdot \left(1 - \frac{w_{12p}}{w_{12c}} \right)^2 \quad (\text{Б.15})$$

$$w_{12c} = \frac{G_{ts} \cdot 4}{3.6 \cdot \gamma_{12} \cdot \pi \cdot D_{igr}^2} \quad (\text{Б.16})$$

$$w_{12p} = \frac{(G_{ts} - G_o) \cdot 4}{3.6 \cdot \gamma_{12} \cdot \pi \cdot D_{igr}^2} \quad (\text{Б.17})$$

Коэффициент местного сопротивления тройника на проход при разделении потока на участке 2-3.

$$\zeta_{23} = 0.4 \cdot \left(1 - \frac{w_{23p}}{w_{23c}} \right)^2 \quad (\text{Б.18})$$

$$w_{23c} = \frac{(G_{ts} - G_o) \cdot 4}{3.6 \cdot \gamma_{23} \cdot \pi \cdot D_{igr}^2} \quad (\text{Б.19})$$

$$w_{23p} = \frac{(G_{ts} - G_o - G_w) \cdot 4}{3.6 \cdot \gamma_{23} \cdot \pi \cdot D_{igr}^2} \quad (\text{Б.20})$$

Коэффициент местного сопротивления тройника на проход при разделении потока на участке 3-4.

$$\zeta_{34} = 0.4 \cdot \left(1 - \frac{w_{34p}}{w_{34c}} \right)^2 \quad (\text{Б.21})$$

$$w_{34c} = \frac{(G_{ts} - G_o - G_w) \cdot 4}{3.6 \cdot \gamma_{34} \cdot \pi \cdot D_{igr}^2} \quad (\text{Б.22})$$

$$w_{34p} = \frac{(G_{ts} - G_o - G_w - G_{gws}) \cdot 4}{3.6 \cdot \gamma_{34} \cdot \pi \cdot D_{igr}^2} \quad (\text{Б.23})$$

Коэффициент местного сопротивления участка 4-5.

$$\zeta_{45} = 0 \quad (\text{Б.24})$$

$$w_{45c} = \frac{(G_{ts} - G_o - G_w - G_{gws}) \cdot 4}{3.6 \cdot \gamma_{45} \cdot \pi \cdot D_{igr}^2} \quad (\text{Б.25})$$

Коэффициент местного сопротивления тройника на проход при слиянии потоков на участке 5-6.

$$\zeta_{56} = 1 - \left(1 - \frac{Q_{56b}}{Q_{56c}} \right)^2 \quad (\text{Б.26})$$

$$Q_{56b} = \frac{G_{gws} \cdot 1000}{3600 \cdot \gamma_{2gws}} \quad (\text{Б.27})$$

$$Q_{56c} = \frac{(G_{gws} - G_o - G_w) \cdot 1000}{3600 \cdot \gamma_{56}} \quad (\text{Б.28})$$

$$w_{56c} = \frac{(G_{ts} - G_o - G_w) \cdot 4}{3.6 \cdot \gamma_{56} \cdot \pi \cdot D_{igr}^2} \quad (\text{Б.29})$$

где: γ_{2gws} - удельный вес воды в обратном трубопроводе после подогревателя горячего водоснабжения, кг/м³;

γ_{56} - средний удельный вес воды на участке 5-6, кг/м³.

Коэффициент местного сопротивления тройника на проход при слиянии потоков на участке 6-7.

$$\zeta_{67} = 1 - \left(1 - \frac{Q_{67b}}{Q_{67c}} \right)^2 \quad (\text{Б.30})$$

$$Q_{67b} = \frac{G_w \cdot 1000}{3600 \cdot \gamma_{2w}} \quad (\text{Б.31})$$

$$Q_{67c} = \frac{(G_{ts} - G_o) \cdot 1000}{3600 \cdot \gamma_{67}} \quad (\text{Б.32})$$

$$w_{67c} = \frac{(G_{ts} - G_o) \cdot 4}{3.6 \cdot \gamma_{67} \cdot \pi \cdot D_{igr}^2} \quad (\text{Б.33})$$

где: γ_{2w} - удельный вес воды в обратном трубопроводе после системы вентиляции, кг/м³;

γ_{67} - средний удельный вес воды на участке 6-7, кг/м³.

Коэффициент местного сопротивления тройника на проход при слиянии потоков на участке 7-8.

$$\zeta_{78} = 1 - \left(1 - \frac{Q_{78b}}{Q_{78c}} \right)^2 \quad (\text{Б.34})$$

$$Q_{78b} = \frac{G_o \cdot 1000}{3600 \cdot \gamma_{2o}} \quad (\text{Б.35})$$

$$Q_{78c} = \frac{(G_{ts}) \cdot 1000}{3600 \cdot \gamma_{78}} \quad (\text{Б.36})$$

$$w_{78c} = \frac{(G_{ts}) \cdot 4}{3.6 \cdot \gamma_{78} \cdot \pi \cdot D_{igr}^2} \quad (\text{Б.37})$$

где: γ_{2o} - удельный вес воды в обратном трубопроводе после системы отопления, кг/м³;

γ_{78} - средний удельный вес воды на участке 7-8, кг/м³.

Коэффициент местного сопротивления на выходе из ТГР – внезапное сужение.

$$\zeta_{8sm} = 0.5 \cdot \left(1 - \frac{F_{bts1}}{F_{cts1}} \right) \quad (\text{Б.38})$$

$$w_{8smb} = \frac{(G_{ts}) \cdot 4}{3.6 \cdot \gamma_{8sm} \cdot \pi \cdot d_{ts1}^2} \quad (\text{Б.39})$$

где: γ_{8smb} - удельный вес воды на обратном трубопроводе от ТГР, кг/м³.

При движении воды по трубопроводу ТГР вначале происходит разделение потока в точках 2, 3 и 4. Затем охлажденные потоки воды после систем отопления, вентиляции и горячего водоснабжения снова поступают в ТГР и смешиваются с потоком, проходящим транзитом. Для определения температур смеси в точках 5, 6 и 7 составляются уравнения теплового баланса.

Уравнение теплового баланса для точки 5:

$$f_5 = (G_{ts} - G_o - G_w - G_{gws}) \cdot c \cdot t_1 + G_{gws} \cdot c \cdot t_{2gws} - (G_{ts} - G_o - G_w) \cdot c \cdot t_5 = 0 \quad (\text{Б.40})$$

Уравнение теплового баланса для точки 6:

$$f_6 = (G_{ts} - G_o - G_w) \cdot c \cdot t_5 + G_w \cdot c \cdot t_{2w} - (G_{ts} - G_o) \cdot c \cdot t_6 = 0 \quad (\text{Б.41})$$

Уравнение теплового баланса для точки 7:

$$f_7 = (G_{ts} - G_o) \cdot c \cdot t_6 + G_o \cdot c \cdot t_{2o} - G_{ts} \cdot c \cdot t_7 = 0 \quad (\text{Б.42})$$

Система уравнений имеет вид:

$$\left. \begin{aligned} f_1 &= 0 \\ f_2 &= 0 \\ f_3 &= 0 \end{aligned} \right\} \quad (\text{Б.43})$$

Решение системы (Б.43) даёт искомые температуры смеси t_5 , t_6 и t_7 .

Трансцендентное уравнение (Б.2) решается численным методом Ньютона.

Рекуррентная формула для итерационного вычислительного процесса имеет вид.

$$G_{i+1} = G_i - \frac{F}{F'} \quad (\text{Б.44})$$

Производная трансцендентного уравнения (Б.2) имеет вид:

$$\begin{aligned} F' = & 2 \cdot S_{ts1} \cdot |G_{ts}| + 2 \cdot S_{12} \cdot |G_{ts}| + 2 \cdot S_{23} \cdot |G_{ts} - G_o| + 2 \cdot S_{34} \cdot |G_{ts} - G_o - G_w| + \\ & + 2 \cdot S_{45} \cdot |G_{ts} - G_o - G_w - G_{gws}| + 2 \cdot S_{56} \cdot |G_{ts} - G_o - G_w| + 2 \cdot S_{67} \cdot |G_{ts} - G_o| + \\ & + 2 \cdot S_{78} \cdot |G_{ts}| + 2 \cdot S_{8sm} \cdot |G_{ts}| \end{aligned} \quad (\text{Б.45})$$

Диаметры подводящих и отводящих трубопроводов к системам отопления, вентиляции и горячего водоснабжения определяются из уравнения неразрывности по заданной скорости воды.

$$d_o = \sqrt{\frac{G_o \cdot 4}{3.6 \cdot \gamma_{ts1} \cdot \pi \cdot w_{norm}}}, \text{ м} \quad (\text{Б.46})$$

где: w_{norm} - нормативная скорость воды в присоединительных трубопроводах, м/с.

$$d_w = \sqrt{\frac{G_w \cdot 4}{3.6 \cdot \gamma_{ts1} \cdot \pi \cdot w_{norm}}}, \text{ м} \quad (\text{Б.47})$$

$$d_{gws} = \sqrt{\frac{k_{max} \cdot Q_{gws} \cdot 1000 \cdot 4}{c \cdot (t_1^{sr} - t_{2gws}^{sr}) \cdot 3.6 \cdot \gamma_{ts1} \cdot \pi \cdot w_{norm}}}, \text{ м} \quad (\text{Б.48})$$

Суммарный максимальный расход сетевой воды во вторичном контуре ТГР:

$$G_{tsr} = G_o + G_w + G_{gws} \quad (\text{Б.49})$$

При $k_{\max} = 0$ расчёт даёт $G_{s1} = G_{ts}$.

При $k_{\max} = 2.4$ расчёт даёт $G_{s2} = G_{ts}$.

Основным показателем для подбора конструктивных размеров ТГР являются относительные отклонения δ_1 и δ_2 , которые должны быть близки друг к другу и к нулю.

$$\delta_1 = \left(\frac{G_{s1}}{G_{tsr}} - 1 \right) \cdot 100 \% \quad (\text{Б.50})$$

$$\delta_2 = \left(\frac{G_{s2}}{G_{tsr}} - 1 \right) \cdot 100 \% \quad (\text{Б.51})$$

Определение искоемых конструктивных размеров: диаметров D_{igr}, d_{ts1} , и длин участков ТГР $L_{12}, L_{23}, L_{34}, L_{45}, L_{56}, L_{67}, L_{78}$ производится методом подбора для заданных тепловых нагрузок, заданного располагаемого напора в точке присоединения – потери напора в ТГР при получении минимальных относительных отклонений расходов.

По изложенной методике составлена программа на Visual Basic 6.

Оптимизация конструкции ТГР

Исходные данные:

Qor=	0,5814
Qwr=	0,3488
Qgwsr=	0,1163
t1=	150
t2o=	70
t2w=	31,1
t2gws=	14,5
kmax=	2,4
t1sr=	70
t2gwssr=	30
t2owsr=	41,8
L120=	0,1
L230=	0,1
L340=	0,1
L450=	0,2
L560=	0,1
L670=	0,1
L780=	0,1
Dtgr0=	0,09
ke=	0,001
wnorm=	1
Hz=	0,1
dts10=	0,059

Результаты:

Dtgr=	0,09
dts1=	0,059
d0=	0,047543
dw=	0,030206
dgws=	0,046587
L12=	0,1
L23=	0,1
L34=	0,1
L45=	0,2
L56=	0,1
L67=	0,1
L78=	0,1
Gtsr=	14,77399
Gs1=	15,20762
Gs2=	14,87295
(Gs1/Gtsr-1)*100	2,9351
(Gs2/Gtsr-1)*100	0,66983

Sub OPTtgr()

Dim I As Integer

Dim Dtgr, L, km(2), Gs(2), Pi, Qor, Qwr, Qgwsr, t1, t2o, t2w, t2gws, c As Single

Dim kmax, L120, L230, L340, L450, L560, L670, L780, Dtgr0, ke, wnorm, Hz, dts10 As Single

Dim B, dts1, Go, Gw, Ggws, Gtsr, Gts, t5, t6, t7, x, gts1, gx, g12, g23 As Single

Dim g34, g45, g56, g67, g78, g8sm, g2gws, g2w, g2o, nuts1, nux, nu12, nu23, nu34 As Single

Dim nu45, nu56, nu67, nu78, d0, dw, dgws, Fbts1, Fcts1, dzts1, wts1b, Sts1 As Single

Dim w12c, w12p, dz12, lam12, L12, S12, w23c, w23p, dz23, lam23, L23, S23 As Single

Dim w34c, w34p, dz34, lam34, L34, S34, w45c, lam45, L45, S45, Q56b, Q56c, dz56 As Single

Dim w56c, lam56, L56, S56, Q67b, Q67c, dz67, w67c, lam67, L67, S67, Q78b, Q78c As Single

Dim dz78, w78c, lam78, L78, S78, w8smb, dz8sm, S8sm, F, F1, pogr As Single

Dim g0, g1, g2, g3, g4, g5, knu0, knu1, knu2, knu3, knu4, knu5, knu6, knu7, knu8 As Single

Dim t1sr, t2gwssr, t2owsr As Single

c = 1

Pi = 3.141592654

Qor = 0.86 * Cells(4, 3).Value

Qwr = 0.86 * Cells(5, 3).Value

Qgwsr = 0.86 * Cells(6, 3).Value

t1 = Cells(7, 3).Value

t2o = Cells(8, 3).Value

t2w = Cells(9, 3).Value

t2gws = Cells(10, 3).Value

kmax = Cells(11, 3).Value

t1sr = Cells(12, 3).Value

t2gwssr = Cells(13, 3).Value

t2owsr = Cells(14, 3).Value

L120 = Cells(15, 3).Value

L230 = Cells(16, 3).Value

L340 = Cells(17, 3).Value

L450 = Cells(18, 3).Value

L560 = Cells(19, 3).Value

L670 = Cells(20, 3).Value

L780 = Cells(21, 3).Value

Dtgr0 = Cells(22, 3).Value

ke = Cells(23, 3).Value

wnorm = Cells(24, 3).Value

Hz = Cells(25, 3).Value

dts10 = Cells(26, 3).Value

km(1) = 0: km(2) = kmax

B = 10 ^ 9

Dtgr = Dtgr0

dts1 = dts10

For I = 1 To 2

Go = Qor * 1000 / (t1 - t2o)

Gw = Qwr * 1000 / (t1 - t2w)

Ggws = km(I) * Qgwsr * 1000 / (t1sr - t2gwssr)

Gtsr = Go + Gw + Ggws

Gts = Gtsr * 1.1

M1:

'Решение линейной системы уравнений

t5 = ((Gts - Go - Gw - Ggws) * t1sr + Ggws * t2gwssr) / (Gts - Go - Gw)

t6 = ((Gts - Go - Gw) * t5 + Gw * t2owsr) / (Gts - Go)

t7 = ((Gts - Go) * t6 + Go * t2owsr) / Gts

'Вычисление удельных весов

x = t1sr: GoSub M2: gts1 = gx

g12 = gts1: g23 = gts1: g34 = gts1: g45 = gts1

x = t5: GoSub M2: g56 = gx

x = t6: GoSub M2: g67 = gx

x = t7: GoSub M2: g78 = gx

g8sm = g78

x = t2gwssr: GoSub M2: g2gws = gx

x = t2owsr: GoSub M2: g2w = gx

x = t2owsr: GoSub M2: g2o = gx

'Вычисление коэффициентов кинематической вязкости

x = t1sr: GoSub M3: nuts1 = nux

nu12 = nuts1: nu23 = nuts1: nu34 = nuts1: nu45 = nuts1

x = t5: GoSub M2: nu56 = nux

x = t6: GoSub M3: nu67 = nux

x = t7: GoSub M3: nu78 = nux

nu8sm = nu78

'Диаметры присоединительных патрубков

$$d0 = \text{Sqr}(\text{Go} * 4 / (3.6 * \text{gts1} * \text{wnorm} * \text{Pi}))$$

$$dw = \text{Sqr}(\text{Gw} * 4 / (3.6 * \text{gts1} * \text{wnorm} * \text{Pi}))$$

$$\text{dgws} = \text{Sqr}(\text{kmax} * \text{Qgwsr} * 1000 * 4 / (\text{c} * (\text{t1sr} - \text{t2gwsr}) * 3.6 * \text{gts1} * \text{Pi} * \text{wnorm}))$$

'Сопротивления участков ТГР

'Внезапное расширение на входе

$$\text{Fbts1} = \text{Pi} * \text{dts1}^2 / 4$$

$$\text{Fcts1} = \text{Pi} * \text{Dtgr}^2 / 4$$

$$\text{dzts1} = (1 - \text{Fbts1} / \text{Fcts1})^2$$

$$\text{wts1b} = \text{Gts} * 4 / 3.6 / \text{gts1} / \text{Pi} / \text{dts1}^2$$

$$\text{Sts1} = \text{dzts1} * 8 / 9.81 / (3.6 * \text{gts1} * \text{Pi} * \text{dts1}^2)^2$$

'Сопротивление участка 12

$$\text{w12c} = \text{Gts} * 4 / 3.6 / \text{g12} / \text{Pi} / \text{Dtgr}^2$$

$$\text{w12p} = (\text{Gts} - \text{Go}) * 4 / 3.6 / \text{g12} / \text{Pi} / \text{Dtgr}^2$$

$$\text{dz12} = 0.4 * (1 - \text{w12p} / \text{w12c})^2$$

$$\text{lam12} = 0.11 * (\text{ke} / \text{Dtgr} + 68 * \text{nu12} / \text{w12c} / \text{Dtgr})^{0.25}$$

$$\text{L12} = \text{L120}$$

$$\text{S12} = (\text{lam12} * \text{L12} / \text{Dtgr} + \text{dz12}) * 8 / 9.81 / (3.6 * \text{g12} * \text{Pi} * \text{Dtgr}^2)^2$$

'Сопротивление участка 23

$$\text{w23c} = (\text{Gts} - \text{Go}) * 4 / 3.6 / \text{g23} / \text{Pi} / \text{Dtgr}^2$$

$$\text{w23p} = (\text{Gts} - \text{Go} - \text{Gw}) * 4 / 3.6 / \text{g23} / \text{Pi} / \text{Dtgr}^2$$

$$\text{dz23} = 0.4 * (1 - \text{w23p} / \text{w23c})^2$$

$$\text{lam23} = 0.11 * (\text{ke} / \text{Dtgr} + 68 * \text{nu23} / \text{w23c} / \text{Dtgr})^{0.25}$$

$$\text{L23} = \text{L230}$$

$$\text{S23} = (\text{lam23} * \text{L23} / \text{Dtgr} + \text{dz23}) * 8 / 9.81 / (3.6 * \text{g23} * \text{Pi} * \text{Dtgr}^2)^2$$

'Сопротивление участка 34

$$\text{w34c} = (\text{Gts} - \text{Go} - \text{Gw}) * 4 / 3.6 / \text{g34} / \text{Pi} / \text{Dtgr}^2$$

$$\text{w34p} = (\text{Gts} - \text{Go} - \text{Gw} - \text{Ggws}) * 4 / 3.6 / \text{g34} / \text{Pi} / \text{Dtgr}^2$$

$$\text{dz34} = 0.4 * (1 - \text{w34p} / \text{w34c})^2$$

$$\text{lam34} = 0.11 * (\text{ke} / \text{Dtgr} + 68 * \text{nu34} / \text{w34c} / \text{Dtgr})^{0.25}$$

$$\text{L34} = \text{L340}$$

$$\text{S34} = (\text{lam34} * \text{L34} / \text{Dtgr} + \text{dz34}) * 8 / 9.81 / (3.6 * \text{g34} * \text{Pi} * \text{Dtgr}^2)^2$$

'Сопротивление участка 45

$$\text{w45c} = (\text{Gts} - \text{Go} - \text{Gw} - \text{Ggws}) * 4 / 3.6 / \text{g45} / \text{Pi} / \text{Dtgr}^2$$

$$\begin{aligned}
\text{lam45} &= 0.11 * (\text{ke} / \text{Dtgr} + 68 * \text{nu45} / \text{w45c} / \text{Dtgr}) ^ 0.25 \\
\text{L45} &= \text{L450} \\
\text{S45} &= (\text{lam45} * \text{L45} / \text{Dtgr}) * 8 / 9.81 / (3.6 * \text{g45} * \text{Pi} * \text{Dtgr} ^ 2) ^ 2 \\
\text{'Соппротивление участка 56} \\
\text{Q56b} &= \text{Ggws} * 1000 / 3600 / \text{g2gws} \\
\text{Q56c} &= (\text{Gts} - \text{Go} - \text{Gw}) * 1000 / 3600 / \text{g56} \\
\text{dz56} &= 1 - (1 - \text{Q56b} / \text{Q56c}) ^ 2 \\
\text{w56c} &= (\text{Gts} - \text{Go} - \text{Gw}) * 4 / 3.6 / \text{g56} / \text{Pi} / \text{Dtgr} ^ 2 \\
\text{lam56} &= 0.11 * (\text{ke} / \text{Dtgr} + 68 * \text{nu56} / \text{w56c} / \text{Dtgr}) ^ 0.25 \\
\text{L56} &= \text{L560} \\
\text{S56} &= (\text{lam56} * \text{L56} / \text{Dtgr} + \text{dz56}) * 8 / 9.81 / (3.6 * \text{g56} * \text{Pi} * \text{Dtgr} ^ 2) ^ 2 \\
\text{'Соппротивление участка 67} \\
\text{Q67b} &= \text{Gw} * 1000 / 3600 / \text{g2w} \\
\text{Q67c} &= (\text{Gts} - \text{Go}) * 1000 / 3600 / \text{g67} \\
\text{dz67} &= 1 - (1 - \text{Q67b} / \text{Q67c}) ^ 2 \\
\text{w67c} &= (\text{Gts} - \text{Go}) * 4 / 3.6 / \text{g67} / \text{Pi} / \text{Dtgr} ^ 2 \\
\text{lam67} &= 0.11 * (\text{ke} / \text{Dtgr} + 68 * \text{nu67} / \text{w67c} / \text{Dtgr}) ^ 0.25 \\
\text{L67} &= \text{L670} \\
\text{S67} &= (\text{lam67} * \text{L67} / \text{Dtgr} + \text{dz67}) * 8 / 9.81 / (3.6 * \text{g67} * \text{Pi} * \text{Dtgr} ^ 2) ^ 2 \\
\text{'Соппротивление участка 78} \\
\text{Q78b} &= \text{Go} * 1000 / 3600 / \text{g2o} \\
\text{Q78c} &= \text{Gts} * 1000 / 3600 / \text{g78} \\
\text{dz78} &= 1 - (1 - \text{Q78b} / \text{Q78c}) ^ 2 \\
\text{w78c} &= \text{Gts} * 4 / 3.6 / \text{g78} / \text{Pi} / \text{Dtgr} ^ 2 \\
\text{lam78} &= 0.11 * (\text{ke} / \text{Dtgr} + 68 * \text{nu} / \text{w78c} / \text{Dtgr}) ^ 0.25 \\
\text{L78} &= \text{L780} \\
\text{S78} &= (\text{lam} * \text{L78} / \text{Dtgr} + \text{dz78}) * 8 / 9.81 / (3.6 * \text{g78} * \text{Pi} * \text{Dtgr} ^ 2) ^ 2 \\
\text{'Внезапное сужение на выходе} \\
\text{w8smb} &= \text{Gts} * 4 / 3.6 / \text{g8sm} / \text{Pi} / \text{dts1} ^ 2 \\
\text{dz8sm} &= 0.5 * (1 - \text{Fbts1} / \text{Fcts1}) \\
\text{S8sm} &= \text{dz8sm} * 8 / 9.81 / (3.6 * \text{g8sm} * \text{Pi} * \text{dts1} ^ 2) ^ 2 \\
\text{F} &= \text{Sts1} * \text{Gts} * \text{Abs}(\text{Gts}) + \text{S12} * \text{Gts} * \text{Abs}(\text{Gts}) + \text{S23} * (\text{Gts} - \text{Go}) * \text{Abs}(\text{Gts} - \text{Go}) + \\
\text{S34} &* (\text{Gts} - \text{Go} - \text{Gw}) * \text{Abs}(\text{Gts} - \text{Go} - \text{Gw})
\end{aligned}$$

$F = F + S45 * (Gts - Go - Gw - Ggws) * Abs(Gts - Go - Gw - Ggws) + S56 * (Gts - Go - Gw) * Abs(Gts - Go - Gw) + S67 * (Gts - Go) * Abs(Gts - Go) + S78 * Gts * Abs(Gts) + S8sm * Gts * Abs(Gts) - Hz$

$F1 = 2 * (Sts1 * Abs(Gts) + S12 * Abs(Gts) + S23 * Abs(Gts - Go) + S34 * Abs(Gts - Go - Gw) + S45 * Abs(Gts - Go - Gw - Ggws) + S56 * Abs(Gts - Go - Gw))$

$F1 = F1 + 2 * (S67 * Abs(Gts - Go) + S78 * Abs(Gts) + S8sm * Abs(Gts))$

$pogr = F / F1$

If $Abs(pogr) > 0.000001$ Then GoTo P1

GoTo P2

P1:

$Gts = Gts - pogr$

GoTo M1

P2:

$Gs(I) = Gts$

Next I

$Cells(4, 7) = Dtgr$

$Cells(5, 7) = dts1$

$Cells(6, 7) = d0$

$Cells(7, 7) = dw$

$Cells(8, 7) = dgws$

$Cells(9, 7) = L12$

$Cells(10, 7) = L23$

$Cells(11, 7) = L34$

$Cells(12, 7) = L45$

$Cells(13, 7) = L56$

$Cells(14, 7) = L67$

$Cells(15, 7) = L78$

$Cells(16, 7) = Gtsr$

$Cells(17, 7) = Gs(1)$

$Cells(18, 7) = Gs(2)$

$Cells(19, 7) = (Gs(1) / Gtsr - 1) * 100$

$Cells(20, 7) = (Gs(2) / Gtsr - 1) * 100$

N1:

GoTo FIN

M2:

$g0 = 995.8220825$; $g1 = 0.437826693$; $g2 = -0.017837286$; $g3 = 0.000160945$

$g4 = -7.80001 * 10^{-7}$; $g5 = 1.43126 * 10^{-9}$

$gx = g0 + x * (g1 + x * (g2 + x * (g3 + x * (g4 + x * g5))))$

Return

M3:

$knu0 = 1.779713 * 10^{-6}$; $knu1 = -5.184625 * 10^{-8}$; $knu2 = 7.802509 * 10^{-10}$

$knu3 = -4.724096 * 10^{-12}$; $knu4 = -8.575032 * 10^{-15}$; $knu5 = 1.807215 * 10^{-16}$

16)

$knu6 = 4.3812 * 10^{-20}$; $knu7 = -4.98252 * 10^{-21}$; $knu8 = 1.25768 * 10^{-23}$

$nux = knu0 + x * (knu1 + x * (knu2 + x * (knu3 + x * (knu4 + x * (knu5 + x * (knu6 + x * (knu7 + x * knu8))))))$

Return

FIN:

End Sub