

**ФЕДЕРАЛЬНОЕ ГОСУДАРСТВЕННОЕ БЮДЖЕТНОЕ ОБРАЗОВАТЕЛЬНОЕ УЧРЕЖДЕНИЕ ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ
«ОРЕНБУРГСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ АГРАРНЫЙ УНИВЕРСИТЕТ»**

**МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ ДЛЯ ОБУЧАЮЩИХСЯ
ПО ОСВОЕНИЮ ДИСЦИПЛИНЫ**

ФТД.В.04 Энергоснабжение и аудит

Направление подготовки 35.03.06 – Агроинженерия

Профиль подготовки Электрооборудование и электротехнологии

Форма обучения заочная

СОДЕРЖАНИЕ

1. Конспект лекций	3
1.1 Лекция № 1 Введение. Общее представление о системах теплоснабжения...	3
1.2 Лекция №2 Потребители пара и горячей воды	10
1.3 Лекция №3 Водяные системы теплоснабжения	14
2. Методические указания по выполнению лабораторных работ	27
2.1 Лабораторная работа №1 Получение тепловой энергии. Электродные котлы.....	27
2.2 Лабораторная работа №2 Расчет тепловых потерь неизолированными трубопроводами при надземной прокладке.....	32
2.3 Лабораторная работа №3 Гидравлический расчет и режимы работы тепловых сетей.....	40

1. КОНСПЕКТ ЛЕКЦИЙ

1.1 Лекция №1 (2 часа).

Тема: «Введение. Общее представление о системах теплоснабжения»

1.1.1 Вопросы лекции:

1. Структура, классификация систем теплоснабжения промышленных предприятий. Теплофикация.
2. Системы централизованного и децентрализованного теплоснабжения. Представление об основных источниках тепла.
3. Основные направления технического развития систем теплоснабжения. Потребление тепловой энергии.

1.1.2 Краткое содержание вопросов:

1. Структура, классификация систем теплоснабжения промышленных предприятий. Теплофикация.

Теплоснабжение. Промышленные предприятия потребляют тепло в виде пара или горячей воды на нужды технологии, отопления, вентиляции и горячего водоснабжения. Каждое предприятие имеет паровые или водяные тепловые сети. На многих производствах для технологического процесса требуется тепло в виде пара различных давлений и температуры. Иногда для технологических надобностей применяется вода, нагретая до температуры 150—200°C (пищевая, химическая промышленность). Отопление, вентиляция и горячее водоснабжение осуществляется паром и горячей водой; в первом случае применяют паровые отопительно-вентиляционные системы, во втором—водяные. В качестве греющего теплоносителя в системе горячего водоснабжения можно применять и пар, и горячую воду независимо от типа отопительно-вентиляционных систем.

Теплоснабжение промышленных предприятий решается устройством паровых (для технологических целей) и водяных (для отопления, вентиляции и горячего водоснабжения) тепловых сетей.

Источниками получения тепла могут быть:

ТЭЦ (теплоэлектроцентрали), расположенные на промышленной территории (теплофикация);

центральные котельные, расположенные на промышленной площадке; районные или городские тепловые сети (паровые и водяные).

В последнем случае тепло подается от городской или районной ТЭЦ, снабжающей теплом и электроэнергией промышленные предприятия и жилые здания города.

При сооружении ТЭЦ или центральной котельной на промышленной площадке тепло и энергия от них может подаваться и на вблизи расположенные предприятия и жилые поселки.

В состав системы теплоснабжения входят кроме ТЭЦ или центральной котельной:

тепловые сети (паровые или водяные);

тепловые вводы в цех, системы внутреннего пароенабжения, внутренние системы отопления и вентиляции и системы горячего водоснабжения.

Схема тепловой сети определяется размещением ТЭЦ (центральной котельной) и тепловых потребителей, характером теплового потребления и видом теплоносителя. При теплоносителе-паре наиболее экономичным и достаточно надежным решением является прокладка однотрубного паропровода. Конденсат возвращается к источнику тепла по конденсатопроводу.

Дублирования водяных тепловых сетей не требуется, так как потребители тепла допускают кратковременные остановки благодаря теплоаккумулирующей способности отапливаемых зданий.

При прокладке сетей (водяных и паровых) от одного источника теплоснабжения выбирается, как правило, схема тепловых сетей минимальной протяженности с постепенным уменьшением диаметра трубопроводов по мере удаления от ТЭЦ или центральной котельной и снижением тепловой нагрузки. Такая сеть является наиболее дешевой по начальным затратам, требует наименьшего расхода металла и проста в эксплуатации.

Трасса теплопровода выбирается с учетом концентрации тепловых нагрузок, рельефа местности, существующих и проектируемых надземных и подземных сооружений, данных о характеристике грунтов и высоте стояния грунтовых вод. Следует стремиться к прокладке трассы трубопроводов по району наиболее плотной тепловой нагрузки.

Выбор прокладки теплопровода (подземная или надземная) решается по местным условиям. Для паропроводов с давлением пара более 22 кг/см² применяется только надземная прокладка на эстакадах или высоких опорах. В остальных случаях трубопроводы сооружаются подземного типа.

'Не допускается прокладка тепловых сетей в каналах или подземных тоннелях совместно с кислородопроводами, трубопроводами сжатого воздуха, легковоспламеняющихся и ядовитых жидкостей, а также с трубопроводами фекальной и ливневой канализации.

Для предупреждения затопления подземного теплопровода следует предусматривать дренаж; дренируемая вода должна отводиться из камеры теплопровода в водостоки, канализацию и другие места сброса.

Камеры обслуживания сооружают только в пунктах, требующих особого надзора (места расположения сальниковых компенсаторов, задвижек, дренажей, авторегуляторов и т. п.).

Конструкции подземных теплопроводов разделяются на канальные и бесканальные. Проходные каналы применяют на основных направлениях трассы и на выводах от ТЭЦ или центральной котельной. Через каждые 150—200 м по длине канала делаются люки, оборудованные лестницами или скобами. Каналы, проходящие вблизи производственных корпусов, имеют ответвления для соединения с корпусами. На ответвлениях каналы устраивают непроходными.

Для удешевления прокладки в отдельных случаях могут сооружаться полу-проходные каналы с габаритами, достаточными для прохода по ним в полусогнутом положении (высота в свету не менее 1,2 м).

На территории промышленных предприятий допускается прокладка тепловых сетей на стенах зданий снаружи или внутри, если при этом не нарушаются условия техники безопасности, нормы освещенности и не требуется усиления строительных конструкций.

Насосные подстанции при водяных сетях располагают или в специальных зданиях, или в отгороженных помещениях внутри цехов поблизости от трассы водяных теплопроводов. Размеры насосной подстанции в плане обуславливаются габаритами насосных агрегатов и их размещением. Иногда находят применение заглубленные насосные станции, оборудованные в увеличенной камере обслуживания.

Аккумуляторы горячей воды применяются в случаях значительной нагрузки горячего водоснабжения для выравнивания графика нагрузки. Их выполняют металлическими и устанавливают на открытом воздухе.

Тепловые вводы в цеховые отопительно-вентиляционные системы должны выполняться в огороженных помещениях цехов или предусматриваться в зданиях помещений бытового обслуживания при производственных корпусах.

2. Системы централизованного и децентрализованного теплоснабжения. Представление об основных источниках тепла.

Различают два вида теплоснабжения – централизованное и децентрализованное. При децентрализованном теплоснабжении источник и потребитель тепла находятся близко друг от друга. Тепловая сеть отсутствует. Децентрализованное теплоснабжение разделяют на местное (теплоснабжение от местной котельной) и индивидуальное (печное, теплоснабжение от котлов в квартирах).

В зависимости от степени централизации системы централизованного теплоснабжения (ЦТС) можно разделить на четыре группы:

1. групповое теплоснабжение (ТС) группы зданий;
2. районное – ТС городского района;
3. городское – ТС города;
4. межгородское – ТС нескольких городов.

Процесс ЦТС состоит из трех операций – подготовка теплоносителя (ТН), транспорт ТН и использование ТН.

Подготовка ТН осуществляется на теплоприготовительных установках ТЭЦ и котельных. Транспорт ТН осуществляется по тепловым сетям. Использование ТН осуществляется на теплоиспользующих установках потребителей.

Комплекс установок, предназначенных для подготовки, транспорта и использования теплоносителя называется системой централизованного теплоснабжения.

Различают две основные категории потребления тепла.

1. Для создания комфортных условий труда и быта (коммунально-бытовая нагрузка).

Сюда относят потребление воды на отопление, вентиляцию, горячее водоснабжение (ГВС), кондиционирование.

2. Для выпуска продукции заданного качества (технологическая нагрузка).

По уровню температуры тепло подразделяется на:

- низкопотенциальное, с температурой до 150 $^{\circ}\text{C}$;
- среднопотенциальное, с температурой от 150 $^{\circ}\text{C}$ до 400 $^{\circ}\text{C}$;
- высокопотенциальное, с температурой выше 400 $^{\circ}\text{C}$.

Коммунально-бытовая нагрузка относится к низкопотенциальным процессам.

Максимальная температура в тепловых сетях не превышает 150 $^{\circ}\text{C}$ (в прямом трубопроводе), минимальная – 70 $^{\circ}\text{C}$ (в обратном).

Для покрытия технологической нагрузки как правило применяется водяной пар с давлением до 1.4 МПа.

В качестве источников тепла применяются теплоподготовительные установки ТЭЦ и котельных. На ТЭЦ осуществляется комбинированная выработка тепла и электроэнергии на основе теплофикационного цикла. Раздельная выработка тепла и электроэнергии осуществляется в котельных и на конденсационных электростанциях. При комбинированной выработке суммарный расход топлива ниже, чем при раздельной.

3 Основные направления технического развития систем теплоснабжения. Потребление тепловой энергии.

Россия относится к странам с высоким уровнем централизации теплоснабжения, что обусловлено технической политикой Советского Союза. Энергетическое, экологическое и техническое преимущество централизованного теплоснабжения над автономным в условиях монополии государственной собственности считалось априорным. Автономное и индивидуальное теплоснабжение отдельных домов было выведено за рамки энергетики и развивалось по остаточному принципу.

В системе централизованного теплоснабжения большое распространение получили ТЭЦ – предприятия по комбинированной выработке электроэнергии и теплоты. Технологически ТЭЦ ориентированы на приоритет электроснабжения, по-путно производимое тепло востребовано в большей степени в холодный период года, сбрасываемое в окружающую среду – в теплый период. Гармонизировать режимы производства тепловой и электрической энергии с режимами их потребления удается далеко не всегда. Тем не менее, высокий уровень большой энергетики предопределил «технологическую независимость» и даже определенный экспортный потенциал страны, чего нельзя сказать о малой теплоэнергетике. Низкие цены на топливные ресурсы, экономически не обоснованная цена тепловой энергии не спо-

собствовали развитию технологий «малого» котлостроения. До настоящего времени миллионы сельских жителей в качестве источников тепла используют глиняные или кирпичные печи с коэффициентом энергетической эффективности, не превышающим 30–40%.

К числу основных факторов, определяющих перспективы развития теплоснабжения в России, следует отнести:

1. Курс на реструктуризацию единой энергетической системы с формированием 3-уровневой системы предприятий: производители тепла, тепловые сети и продавцы энергии. Реструктуризация будет сопровождаться переделом собственности в энергетическом комплексе в пользу частного предпринимательства. Ожидается привлечение крупных инвестиций, в том числе из-за рубежа. В данном случае реструктуризация затронет «большую» энергетику.

2. Жилищно-коммунальная реформа, связанная с сокращением и снятием дотаций населению в оплате коммунальных услуг, в том числе тепловой энергии.

3. Стабильный рост экономики в строительном комплексе.

4. Интеграция в экономику страны передовых теплоэнергетических технологий западных стран.

5. Пересмотр нормативно-правовой базы теплоэнергетики с учетом интересов крупных инвесторов.

6. Приближение внутренних цен на топливно-энергетические ресурсы к мировым. Формирование на внутреннем рынке «дефицита» топливных ресурсов экспортного потенциала, в первую очередь – природного газа и нефти. Увеличение доли угля и торфа в топливном балансе страны.

7. Формирование баланса муниципальных и рыночных механизмов организации и управления теплоснабжением регионов.

В ближайшее время следует ожидать рост доли малой теплоэнергетики: автономных котельных до 5 МВт и бытовых котельных до 100 кВт. Предпосылками такого прогноза являются:

- сдерживание строительства объектов ограниченным ресурсом централизованного теплоснабжения;

- достаточность сравнительно небольших инвестиций в малую теплоэнергетику;

- привлекательность российского рынка малых котлов для иностранных поставщиков; при перепроизводстве малых котлов в Европе и Америке российские производители в основной массе не составляют им конкуренцию по эффективности, экологии и дизайну;

- заинтересованность крупных поставщиков топливно-энергетических ресурсов в создании собственной энергетической инфраструктуры как альтернативы энергетическим монополистам. Располагая «климатами» на поставку газа и легкого жидкого топлива, такие комплексы могут быть заинтересованы в региональной монополизации высокорентабельного технологического сектора малой теплоэнергетики.

Дискуссия о стратегии развития теплоснабжения в России свидетельствует о широком спектре мнений и оценок специалистов, нередко прямо противоположных. Одни считают развитие автономного и индивидуального теплоснабжения по рочной тенденцией, ведущей к снижению надежности и безопасности обеспечения потребителей тепловой энергией, к ухудшению экологии застройки. Другие заявляют о том, что централизованное теплоснабжение от РТС и квартальных котельных отживае свой век из-за низкой энергетической эффективности. Как правило, и те и другие делают глобальные выводы на основе частных сравнительных оценок конкретных проектов, зачастую выполненных ими же самими.

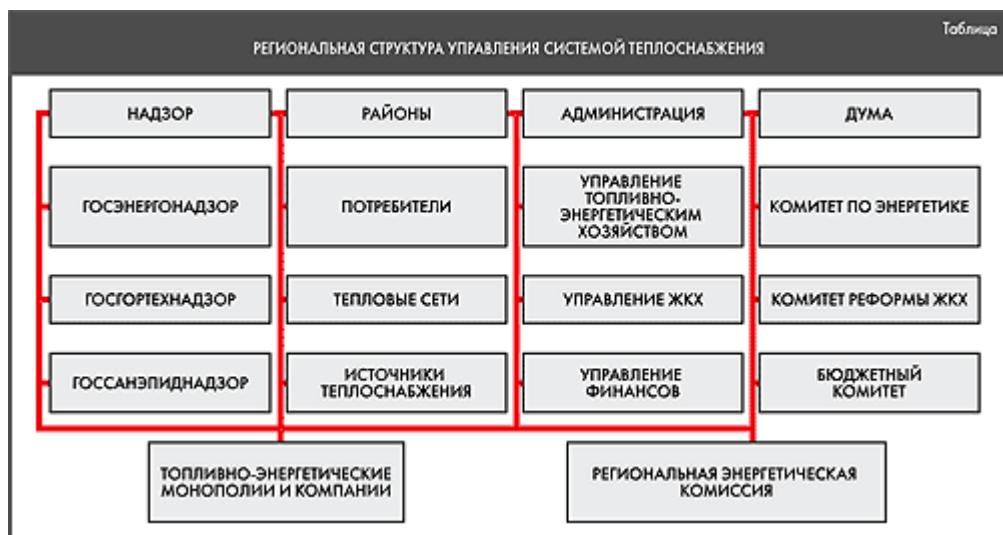
Корректный анализ энергетической эффективности систем теплоснабжения базируется на подходе к системе теплоснабжения как к единому теплоэнергетическому комплексу, в котором все составные элементы – и источники тепла, и тепловые сети, и системы теплопотребления, и системы управления – функционально связаны и взаимно влияют друг на друга.

Одна из попыток проанализировать эффективность теплоснабжения в стране предпринята в национальном докладе «Теплоснабжение Российской Федерации. Пути выхода из кризиса», подготовленного в рамках проекта «Глобального экологического фонда» и Программы развития ООН.

В докладе приведена информация о теплоснабжении во многих регионах страны, странах СНГ, вскрываются причины по существу кризисного состояния отрасли, анализируется положительный опыт и перспективы развития теплоэнергетического комплекса. В работе подчеркивается, что в стране, включающей в себя регионы, резко отличающиеся по климатическим условиям, топливно-энергетическим ресурсам, социально-экономическому положению, единых универсальных технологических решений теплоснабжения быть не может. Программа действий должны включать и совершенствование централизованного теплоснабжения и развития современных систем автономного и индивидуального теплоснабжения; в каких масштабах и пропорциях – решается непосредственно в регионах на основе глубокого комплексного анализа.

В докладе выносятся на обсуждение методические подходы к паспортизации систем теплоснабжения и разработке программы развития теплоснабжения региона.

Таблица 1 - Региональная структура управления системой теплоснабжения



Основные элементы структуры управления, которые должны найти отражение в паспорте:

1. Перечень и основные характеристики организаций, входящих в структуру теплоснабжения, их функциональные обязанности и задачи, численность, фонд оплаты труда, техническая вооруженность.
2. Взаимосвязи между организациями, характеристика договорных отношений.
3. Распределение финансовых потоков.
4. Механизм формирования нормативно-законодательной базы, регулирующей отношения в сфере теплоснабжения.
5. Система принятия решений и распределения ответственности за их реализацию.
6. Сроки полномочий отдельных структур управления.
7. Система отношений с неподконтрольными администрации субъектами системы теплоснабжения (топливно-энергетическими монополиями и частными компаниями, федеральными надзорно-разрешительными органами, ведомственными структурами).
8. Механизм взаимодействия с региональной энергетической комиссией.

Наличие достаточно подробной структуры управления позволит в первую очередь администрации и законодательной власти выявить «узкие» места, устранить излишние и дублирующие звенья, сопоставить действенность структуры с эффективными аналогами в других регионах.

Следует обратить особое внимание на то обстоятельство, что наиболее распространенный способ «экономии» топливно-энергетических ресурсов – снижение графика отпуска тепла – на практике приводит не к экономии, а к издержкам, т. к.:

- возрастает сверхнормативное электропотребление;
- в качестве отопительных приборов используются бытовые газовые плиты, что наносит ущерб здоровью населения;

- на порядок возрастает пожаровзрывоопасность жилища из-за использования кустарных обогревателей, включая «буржуйки»;
- промораживаются и выходят из строя тепловые сети и сети систем теплопотребления.

В общем случае система теплоснабжения региона включает в себя следующие источники теплоснабжения:

- теплоэлектроцентрали;
- районные тепловые станции;
- квартальные котельные или тепловые станции;
- автономные источники теплоснабжения;
- индивидуальные источники теплоснабжения.

В паспорте системы теплоснабжения должны быть отражены следующие показатели, характеризующие источники теплоснабжения:

- удельный расход условного топлива на выработку тепла;
- коэффициент полезного действия как отношение количества выработанного тепла за год к теплотворной способности сожженного топлива;
- потери тепла за год на собственные нужды источника теплоснабжения;
- потери тепла на подпитку теплоносителя за год;
- выбросы вредных веществ в атмосферу за год (CO_2 , CO , NO_x , сернистые соединения, унос зоны);
- степень использования установочной мощности источника теплоснабжения в расчетных условиях;
- степень износа основного оборудования источника теплоснабжения;
- себестоимость производства тепловой энергии источником теплоснабжения, включая топливную, амортизационную и эксплуатационную составляющие за год;
- отпускная стоимость тепловой энергии источника теплоснабжения, включая себестоимость, прибыль (убытки) и направление ее реализации.

К сожалению, приходится признать, что во многих регионах преобладающим критерием при выборе источника теплоснабжения являются сиюминутные финансовые интересы инвестора-застройщика, а отнюдь не региона. И именно законодательно утвержденная схема теплоснабжения может стать сдерживающим фактором вседозволенности в области теплоснабжения.

1.2 Лекция №2 (2 часа).

Тема: «Потребители пара и горячей воды»

1.2.1 Вопросы лекции:

1. Технологические потребители пара и горячей воды. Характерные режимы и графики теплопотребления, параметры пара и горячей воды.
2. Отопление промышленных и жилых, общественных зданий, Определение расчетного расхода тепла на отопление по методу укрупненных показателей.

3. Часовые, суточные, и годовые графики тепловой нагрузки на отопление, вентиляцию и горячее водоснабжение, их построение.

1.2.2 Краткое содержание вопросов:

1. Технологические потребители пара и горячей воды. Характерные режимы и графики теплопотребления, параметры пара и горячей воды.

Промышленные предприятия являются круглогодовыми потребителями технологического пара и горячей воды и одновременно сезонными потребителями теплоты с горячей водой для отопления и вентиляции. Следует отметить преобладающую роль технологического пара в общем балансе теплоснабжения предприятий. Доля расхода теплоты на технологические нужды в общем балансе теплоснабжения составляет для нефтеперерабатывающей и нефтехимической промышленности 90—97, для текстильной 80—90, для резиновой, кожевенно-обувной 70—80, для пищевой 70—80% и т. д. Частично такое соотношение объясняется использованием вторичной теплоты для целей отопления и горячего водоснабжения.

Зависимость потребления технологического пара от наружной температуры воздуха. В настоящее время имеется и вводится в работу большое число нефтеперерабатывающих, нефтехимических, химических комплексов, потребляющих устойчиво и непрерывно большие количества технологического пара.

Пароснабжение таких потребителей должно обеспечиваться с высокой надежностью, так как перерывы в подаче пара или даже снижения подачи влекут за собой большой материальный ущерб, нарушение технологического процесса и даже опасность возникновения пожаров.

Подобные крупные потребители технологического пара получают его от специальных тэц, которые называются промышленными тэц. В виде примера можно назвать Нижнекамские тэц № 1 и 2, стерлитамакскую тэц, тобольскую тэц и много других. Такие тэц имеют в своем составе турбины с противодавлением Р-50-130/15, Р-100-130/15, турбины с промышленным и отопительным отборами ПТ-60-130/13; ПТ-80-130/13; ПТ-135-130/13 и турбины только с отопительными отборами Т-100-130 и др. Подобные тэц в качестве топлива используют мазут, природный газ, уголь.

Применяется тепловая схема с поперечными связями, что позволяет устанавливать однотипные котлы и присоединять БРОУ к переключательной паровой магистрали.

Потребление технологического пара зависит от температуры наружного воздуха. Поэтому промышленные отборы пара надо рассчитывать на минимальную нагрузку, а пиковую нагрузку покрывать за счет РОУ или специальных пиковых паровых котлов. Отношение расходов пара ZnHOM к DMaKC называется коэффициентом теплофиксации по технологическому пару. На технологию требуется пар различного давления: 0,6; 1,0; 1,3; 1,5 МПа. Иногда требуется пар высокого давления (3,5; 10 МПа), но в сравнительно небольших количествах. Такой пар отпускается через РОУ.

2. Отопление промышленных, жилых и общественных зданий. Определение расчетного расхода тепла на отопление по методу укрупненных показателей.

Отопление помещений жилых и общественных зданий будет наиболее экономически эффективным при использовании воздушного отопления.

Каждое помещение требует индивидуального подхода для реализации системы отопления с минимальными затратами, максимальной экономичностью и оптимальной функциональностью. Наша компания осуществляет проектирование систем, монтаж оборудования, наладку, запуск и обслуживание систем **отопления помещений** для любых объектов. Мы устанавливаем системы отопления в таких помещениях, как магазины, бары, рестораны, торговые центры, залы, клубы, кафе, кинотеатры, спортивные сооружения (например бассейны), а также в любых жилых помещениях.

Во всех помещениях климатическая система прежде всего должна выполнять три главные функции:

- вентиляции – это подача свежего воздуха, очищенного от пыли, а так же удаление отработанного воздуха;
- отопления – подогрев воздуха до комнатной (заданной) температуры;
- кондиционирования – охлаждение воздуха до комфортной (заданной) температуры.

Воздушное отопление помещений и общественных зданий в сочетании с вентиляцией и кондиционированием – наиболее рациональная и универсальная система. В этом случае на вход газового (жидкотопливного или электрического) воздухонагревателя подаётся смесь свежего (предварительно очищенного) и рециркуляционного воздуха. Там она нагревается, примерно до температуры 40°C, и раздаётся по системе воздуховодов во все помещения. Сразу за воздухонагревателем в воздуховод врезается испарительный блок кондиционера, который в летнее время охлаждает воздух для всего коттеджа. Установив, в воздуховоде увлажнитель воздуха легко создать климат, как с заданной температурой, так и заданной влажностью.

Благодаря различным системам управления, печи воздушного отопления имеют возможность автоматически поддерживать заданную температуру в помещении в разные периоды суток (суточная программа) и по дням недели (недельная программа). Такую систему отличает относительно невысокая стоимость и очень малая инерционность. В помещение поступает только очищенный через специальные фильтры воздух.

Автоматический контроль температуры и влажности в помещениях осуществляется переход системы с режима отопления в режим кондиционирования не ощущимо для человека. Универсальность такой системы, ее стоимость и надежность стали определяющими факторами в строительных компаниях США и Канады, где 80% домов и квартир оборудованы центральным воздушным отоплением и централизованным кондиционированием.

В тех случаях, когда требуется знать ориентировочную тепловую нагрузку системы отопления, удобно при подсчете теплопотерь пользоваться удельными те-

пловыми характеристиками зданий — q_0 , значения которых изменяются обратно пропорционально объему здания и зависят от его назначения.

Максимальный расход тепла на отопление по укрупненным измерителям определяют по формуле:

$$Q = q_0 a (t_{cp} - t_{nap}) V_n \text{ Bm (1)}$$

где q_0 - удельная тепловая характеристика на отопление, $\text{Вт}/\text{м}^3$, принимаемая по табл. 1;

a - поправочный коэффициент на изменение удельной тепловой характеристики в зависимости от местных климатических условий (табл. 2);

t_{cp} - усредненная расчетная внутренняя температура отапливаемых помещений;

t_{nap} - расчетная наружная температура согласно СНиП 2.04.05-91*.

V_n - строительная кубатура отапливаемого здания, м^3 .

Табл.1 Удельная тепловая характеристика на отопление, $\text{Вт}/\text{м}^3$

Здания	Объем зданий V , тыс. м^3	Удельная тепловая характеристика на отопление, $q_0 \text{ Вт}/\text{м}^3$
Жилые дома, гостиницы	≤ 3	0,37
	5	0,33
	10	0,29
	15	0,27
	20	0,25
	25	0,24
	30	0,24
	≥ 30	0,23
Административные здания	≤ 5	0,37
	10	0,33
	15	0,31
	≥ 15	0,28
Детские сады и ясли	≤ 5	0,33
	≥ 5	0,3
Поликлиники	≤ 5	0,35
	10	0,31
	15	0,28
	≥ 15	0,26
Больницы	≤ 5	0,35
	10	0,31
	15	0,28
	≥ 15	0,26
Бани	≤ 5	0,24
	10	0,22
	≥ 10	0,20
Предприятия общественного питания	≤ 5	0,30
	10	0,29
	≥ 10	0,26

Табл.2 Значение коэффициента a

t_n	a	t_n	a	t_n	a
-10	1,45	-25	1,08	-40	0,9
-15	1,29	-30	1	-45	0,85
-20	1,17	-35	0,95	-50	0,82

1.3 Лекция №3 (2 часа).

Тема: «Водяные системы теплоснабжения»

1.3.1 Вопросы лекции:

1. Классификация водяных тепловых систем. Двухтрубные и многотрубные открытые и закрытые водяные тепловые сети, схемы, область применения.
2. Присоединение систем отопления зданий к тепловым сетям. Применение тепловых пунктов.
3. Схемы и конфигурации тепловых сетей. Схемы узлов подпитки тепловых сетей.

1.3.2 Краткое содержание вопросов:

1. Классификация водяных тепловых систем. Двухтрубные и многотрубные открытые и закрытые водяные тепловые сети, схемы, область применения.

Системы отопления по расположению основных элементов подразделяются на местные и центральные.

В местных системах для отопления, как правило, одного помещения все три основных элемента (теплогенератор, отопительный прибор и теплопроводы) конструктивно объединяются в одной установке, в которой непосредственно происходит получении, перенос и передача теплоты в помещение. Теплопереносящая рабочая среда нагревается горячей водой, паром, электричеством или при сжигании какого-либо топлива.

К местному отоплению относятся печное отопление, электрическое и газовое отопление. Под термином «газовое отопление» понимают системы отопления:

- с комнатными печами, работающими на газе;
- с газовыми водонагревателями;
- с газовыми нетеплоемкими отопительными приборами;
- с газовоздушными теплообменниками;
- с газовоздушными излучателями;
- с газовыми горелками инфракрасного излучения.

Центральными называются системы, предназначенные для отопления группы помещений из единого теплового центра. В тепловом центре находятся теплогенераторы (котлы) или теплообменники. Они могут размещаться непосредственно в обогреваемом здании (в котельной или местном тепловом пункте) либо вне здания – в центральном тепловом пункте (ЦТП), на тепловой станции (отдельно стоящей котельной) или ТЭЦ.

В современных системах теплоснабжения зданий от ТЭЦ или крупных тепловых станций используются два теплоносителя. Первичный высокотемпературный теплоноситель перемещается от тепловой станции по городским распределительным теплопроводам к ЦТП или непосредственно к местным тепловым пунктам зданий (с температурой t_1) и обратно (рис. 1.3). Вторичный теплоноситель после нагревания в теплообменниках (или смешения с первичным) поступает по наружным (внутриквартальным) и внутренним теплопроводам к отопительным приборам обогреваемых помещений зданий и затем возвращается в ЦТП или местный тепловой пункт.

Первичным теплоносителем обычно служит вода, реже пар или газообразные продукты сгорания топлива. По виду вторичного (основного) теплоносителя местные и центральные системы отопления принято называть системами водяного, парового, воздушного или газового отопления.

Для отопления зданий и сооружений в настоящее время преимущественно используют воду или атмосферный воздух, реже водяной пар или нагретые газы. Сопоставим характерные свойства указанных видов теплоносителя при использовании их в системах отопления.

Газы в основном применяются в отопительных печах, газовых калориферах. Основным ограничением в использовании газов является загрязнение атмосферного воздуха в отапливаемых помещениях, если продукты сгорания выпускать непосредственно в помещения или сооружения. Удаление же продуктов сгорания нарушу по каналам усложняет конструкцию и понижает КПД отопительной установки.

При использовании воды обеспечивается достаточно равномерная температура помещений, можно ограничить температуру поверхности отопительных приборов, сокращается по сравнению с другими теплоносителями площадь поперечного сечения труб, достигается бесшумность движения в теплопроводах.

При использовании пара сравнительно сокращается расход металла за счет уменьшения площади приборов и поперечного сечения конденсатопроводов, достигается быстрое прогревание приборов и отапливаемых помещений.

При использовании воздуха можно обеспечить быстрое изменение или равномерность температуры помещений, избежать установки отопительных приборов, совмещать отопление с вентиляцией помещений, достигать бесшумности его движения в воздуховодах и каналах. Недостатками являются его малая теплоемкость и, как следствие, малая теплоаккумулирующая способность, значительные площадь поперечного сечения и расход металла на воздуховоды, относительно большое понижение температуры по их длине.

Краткая характеристика систем отопления

В настоящее время в России применяют центральные системы водяного отопления, местные и центральные системы воздушного отопления, крайне редко центральные системы парового отопления. Приведем общую характеристику этих сис-

тем с детальной классификацией на основании рассмотренных свойств теплоносителей.

Системы водяного отопления по способу создания циркуляции воды разделяются на системы с естественной циркуляцией (гравитационные) и с механическим побуждением циркуляции воды при помощи насоса (насосные).

В гравитационной системе (рис. 1.4, а) используется свойство воды изменять свою плотность при изменении температуры. В замкнутой вертикальной системе с неравномерным распределением плотности под действием гравитационного поля Земли возникает естественное движение воды. В насосной системе (рис. 1.4, б) используется насос с электрическим приводом для создания разности давления, вызывающей циркуляцию, и в системе создается вынужденное движение воды.

По температуре теплоносителя различаются системы:

- низкотемпературные с предельной температурой воды $t_r < 70$ °C;
- среднетемпературные при t_r от 70 до 100 °C;
- высокотемпературные при $t_r > 100$ °C.

Максимальное значение температуры воды ограничено в настоящее время 150 °C.

По положению труб, объединяющих отопительные приборы по вертикали или горизонтали, системы делятся на вертикальные и горизонтальные.

В зависимости от схемы соединения труб с отопительными приборами системы бывают однотрубные и двухтрубные.

При воздушном отоплении циркулирующий нагретый воздух охлаждается, передавая теплоту при смешении с воздухом обогреваемых помещений. Охлажденный воздух возвращается к нагревателю.

Системы воздушного отопления по способу создания циркуляции воздуха разделяются на системы с естественной циркуляцией (гравитационные) и с механическим побуждением движения воздуха с помощью вентилятора.

Воздух, используемый в системах отопления, нагревается в специальных теплообменниках – калориферах. При этом температура воздуха обычно не превышает 60 °C. Калориферы могут обогреваться водой, паром, электричеством или горячими газами. Система воздушного отопления при этом соответственно называется водовоздушной, паровоздушной, электровоздушной или газовоздушной.

Двухтрубные и горизонтальные системы насосного водяного отопления

Рассмотрим схемы двухтрубной системы водяного отопления, применительно к двухэтажному зданию.

Двухтрубная система с верхней разводкой использовалась при естественной циркуляции воды, особенно при квартирном отоплении. При насосной циркуляции воды эта система устраивалась преимущественно в малоэтажных (два-три этажа) зданиях во избежание значительного вертикального теплового разрегулирования из-за действия в двухтрубном стояке естественного давления.

Двухтрубная система с нижней разводкой применялась чаще, чем система с верхней разводкой, особенно при числе этажей в зданиях более трех и в зданиях, состоящих из разноэтажных частей. При этом исходили из ее преимуществ - меньшего расхода труб и большей вертикальной гидравлической и тепловой устойчивости по сравнению с системой, выполненной с верхней разводкой.

Современная тенденция на значительное увеличение в системах водяного отопления насосного циркуляционного давления существенно сокращает отрицательное воздействие естественного давления на гидравлическую устойчивость работы двухтрубных систем и расширяет область их применения. В настоящее время такие системы с нижней разводкой применяются и в многоэтажном строительстве.

Воздушные линии для централизованного удаления воздуха (рис. 4, б) устраивались только в специально обоснованных случаях, учитывая увеличение при этом расхода труб и их недолговечности из-за активной коррозии. Как правило, систему делали с воздушными кранами в верхних точках стояков.

Горизонтальная однотрубная система, встречавшаяся ранее в основном в одноэтажных зданиях временного типа, в последнее время стала применяться для отопления сельскохозяйственных сооружений, многоэтажных зданий как производственных, так и гражданских (рис. 5). Распространение горизонтальной системы связано с увеличением длины зданий, внедрением сборных каркасно-панельных конструкций с широким шагом колонн и удлиненными световыми проемами. Отсутствие в таких зданиях пристенков и отверстий в панелях перекрытий затрудняло размещение традиционных вертикальных стояков. Наличие ленточных световых проемов предопределяло размещение отопительных приборов не отдельными группами, а в виде цепочек (во избежание теплового дискомфорта в помещениях). Соединяя последовательно отопительные приборы увеличенной длины короткими трубными вставками, получали горизонтальные однотрубные ветви.

В горизонтальной бифилярной системе используют трубчатые отопительные приборы - конвекторы, бетонные радиаторы приставного типа, ребристые и гладкие трубы. Стальные и чугунные радиаторы могут быть применены только при двухрядной их установке. В такой системе так же, как и в однотрубной системе с проточными приборными узлами, невозможно индивидуальное количественное регулирование теплоотдачи отдельных отопительных приборов. Применяется количественное регулирование теплоотдачи сразу всей цепочки приборов или регулирование теплоотдачи каждого прибора "по воздуху", если устанавливаются конвекторы с воздушным клапаном.

2. Присоединение систем отопления зданий к тепловым сетям. Применение тепловых пунктов.

Схемы присоединения систем отопления бывают *зависимыми* и *независимыми*. В зависимых схемах теплоноситель в отопительные приборы поступает непосредственно из тепловой сети. Один и тот же теплоноситель циркулирует как в

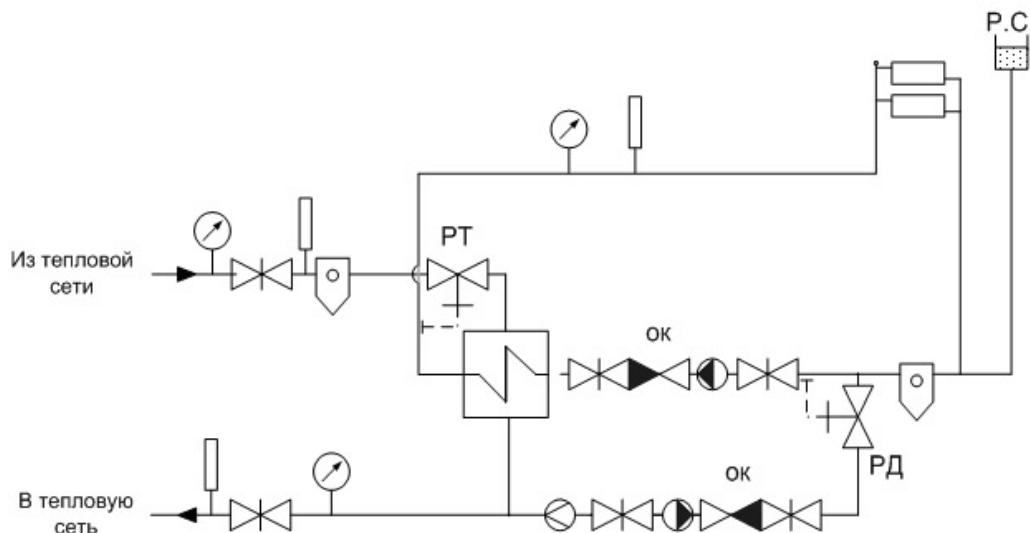
тепловой сети, так и в системе отопления, поэтому давление в системах отопления определяется давлением в тепловой сети. В независимых схемах теплоноситель из тепловой сети поступает в подогреватель, в котором нагревает воду, циркулирующую в системе отопления. Система отопления и тепловая сеть разделены поверхностью нагрева теплообменника и, таким образом, гидравлически изолированы друг от друга.

Могут применяться любые схемы, но следует правильно выбирать вид присоединения систем отопления, чтобы обеспечить надежную их работу.

Независимая схема присоединения систем отопления

Применяется в следующих случаях:

1. для подключения высоких зданий (более 12 этажей), когда давления в тепловой сети недостаточно для заполнения отопительных приборов на верхних этажах;
2. для зданий, требующих повышенной надежности работы систем отопления (музеи, архивы, библиотеки, больницы);
3. здания, имеющие помещения, куда нежелателен доступ постороннего обслуживающего персонала;
4. если давление в обратном трубопроводе тепловой сети выше допустимого давления для систем отопления (больше 60 м.вод.ст. или 0,6 МПа).



РС – расширительный сосуд, РД – регулятор давления, РТ – регулятор температуры; ОК – обратный клапан.

Сетевая вода из подающей линии поступает в теплообменник и нагревает воду местной отопительной системы. Циркуляция в системе отопления осуществляется циркуляционным насосом, который обеспечивает постоянный расход воды через нагревательные приборы. Система отопления может иметь расширительный сосуд, в котором содержится запас воды для восполнения утечек из системы. Он обычно устанавливается в верхней точке и подключается к обратной линии на всас циркуляционного насоса. При нормальной работе системы отопления утечки не значительны, что дает возможность заполнять расширительный бак раз в неделю. Подпитка производится из обратной линии по перемычке, выполняемой для на-

дежности с двумя кранами и сливом между ними, или с помощью подпиточного насоса, если давления в обратной линии недостаточно для заполнения расширительного сосуда. Расходомер на линии подпитки позволяет учитывать водоразбор из тепловой сети и правильно производить оплату. Наличие подогревателя позволяет осуществлять наиболее рациональный режим регулирования. Это особенно эффективно при плюсовых температурах наружного воздуха и при центральном качественном регулировании в зоне излома температурного графика.

Наличие в схеме подогревателей, насоса, расширительного бака увеличивает стоимость оборудования и монтажа, и увеличивает размеры теплового пункта, а также требует дополнительных затрат на обслуживание и ремонт. Использование теплообменника увеличивает удельный расход сетевой воды на тепловой пункт и вызывает повышение температуры обратной сетевой воды на $3\div4^{\circ}\text{C}$ в среднем за отопительный сезон.

Зависимые схемы присоединения систем отопления.

В этом случае системы отопления работают под давлением, близким к давлению в обратном трубопроводе тепловой сети. Циркуляция обеспечивается за счет перепада давлений в подающем и обратном трубопроводах. Этот перепад ΔP должен быть достаточен для преодоления сопротивления системы отопления и теплового узла.

Если давление в подающем трубопроводе превышает необходимое, то оно должно быть снижено регулятором давления или дроссельной шайбой.

Достоинства зависимых схем по сравнению с независимой:

- проще и дешевле оборудование абонентского ввода;
- может быть получен больший перепад температур в системе отопления;
- сокращен расход теплоносителя,
- меньше диаметры трубопроводов,
- снижаются эксплуатационные расходы.

Недостатки зависимых схем:

- жесткая гидравлическая связь тепловой сети и систем отопления и, как следствие, пониженная надежность;
- повышенная сложность эксплуатации.

Различают следующие способы зависимого подключения:

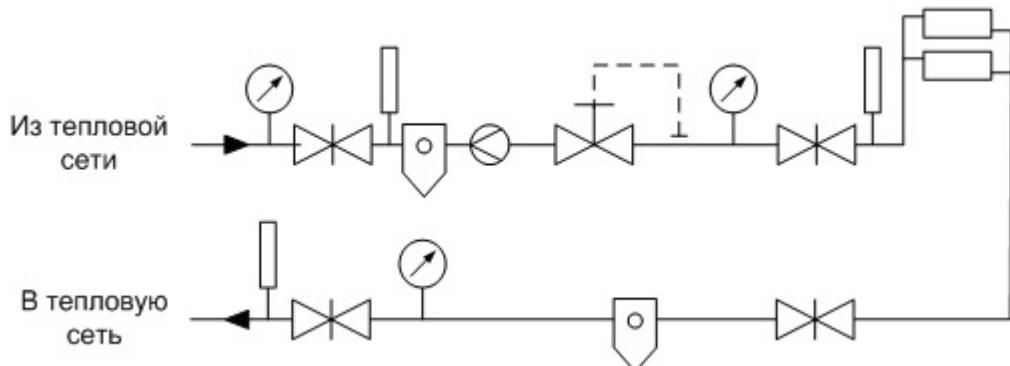
- схема непосредственного присоединения;
- схема с элеватором;
- схема с насосом на перемычке;
- схема с насосом на обратной линии;
- схема с насосом на подающей линии;
- схемы с насосом и элеватором.

Схема непосредственного присоединения систем отопления

Она является простейшей схемой и применяется, когда температура и давление теплоносителя совпадают с параметрами системы отопления. Для присоедине-

ния жилых зданий на абонентском вводе должна быть температура сетевой воды не более 95°C , для производственных зданий – не более 150°C .

Эта схема может применяться для подключения промышленных зданий и жилого сектора к котельным с чугунными водогрейными котлами, работающими с максимальными температурами $95 - 105^{\circ}\text{C}$ или после ЦТП.

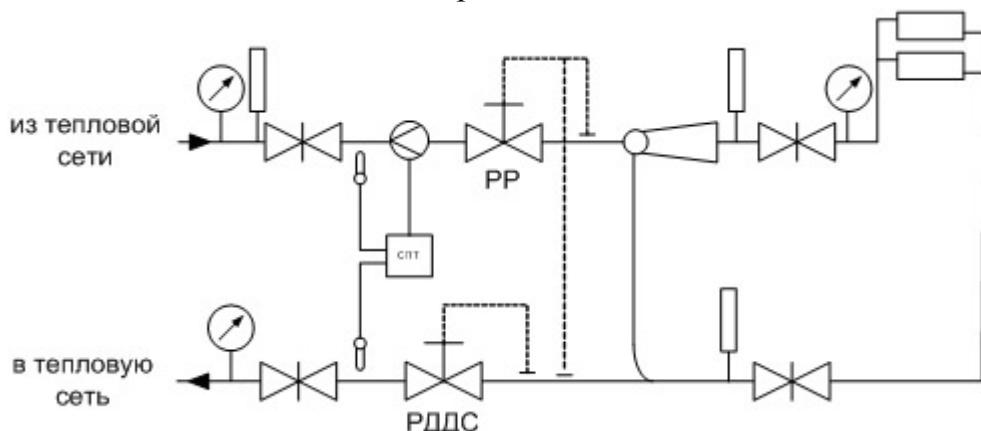


Здания присоединяются непосредственно, без смешения. Достаточно иметь задвижки на подающем и обратном трубопроводах системы отопления и необходимые КИП. Давление в тепловой сети в точке присоединения должно быть меньше допустимого. Наименьшей прочностью обладают чугунные радиаторы, для которых давление не должно превышать 60 м.вод.ст. . Иногда устанавливают регуляторы расхода.

Схема с элеватором

Применяется, когда требуется снизить температуру теплоносителя для систем отопления по санитарно-гигиеническим показателям (например, со 150°C до 95°C). Для этого применяют водоструйные насосы (элеваторы). Кроме того, элеватор является побудителем циркуляции.

По этой схеме присоединяется большинство жилых и общественных зданий. Преимуществом этой схемы является ее низкая стоимость и, что особенно важно, высокая степень надежности элеватора.



РДДС – регулятор давления до себя; СПТ – теплосчетчик, состоящий из расходомера, двух термометров сопротивления и электронного вычислительного блока.

Достоинства элеватора:

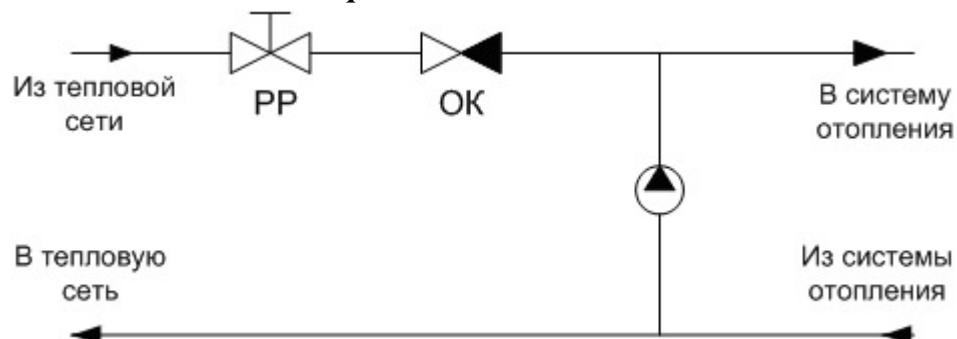
- простота и надежность работы;

- нет движущихся частей;
- не требуется постоянное наблюдение;
- производительность легко регулируется подбором диаметра сменного сопла;
- большой срок службы;
- постоянный коэффициент смешения при колебаниях перепада давления в тепловой сети (в определенных пределах);
- вследствие большого сопротивления элеватора повышается гидравлическая устойчивость тепловой сети.

Недостатки элеватора:

- низкий КПД, равный $0,25 \div 0,3$, поэтому для создания перепада давления в системе отопления надо иметь до элеватора располагаемый напор в $8 \div 10$ раз больший;
- постоянство коэффициента смешения элеватора, что приводит к перегреву помещений в теплый период отопительного сезона, т.к. нельзя изменить соотношение между количествами сетевой воды и подмешиваемой;
- зависимость давлений в системе отопления от давлений в тепловой сети;
- при аварийном отключении тепловой сети прекращается циркуляция воды в отопительной установке, в результате чего создается опасность замерзания воды в системе отопления.

Схема с насосом на перемычке



Применяется:

1. при недостаточном перепаде давлений на абонентском вводе ;
2. при достаточном перепаде давлений, но если давление в обратном трубопроводе превышает статическое давление системы отопления не более чем на 5 м вод. ст. ;
3. требуемая мощность теплового узла велика (более $0,8 \text{ MBm}$) и выходит за пределы мощности выпускаемых элеваторов.

При аварийном отключении тепловой сети насос осуществляет циркуляцию воды в отопительной установке, что предотвращает ее размораживание в течение относительно длительного периода (8 - 12 часов). Такая схема установки насоса обеспечивает наименьший расход электроэнергии на перекачку, т.к. насос подбирается по расходу подмешиваемой воды.

При установке смесительных насосов в жилых и общественных зданиях рекомендуется применять бесшумные бесфундаментные насосы типа ЦВЦ производительностью от 2,5 до 25 т/час. Более высокой надежностью обладают насосы импортного производства, которые в настоящее время начинают использоваться на тепловых пунктах.

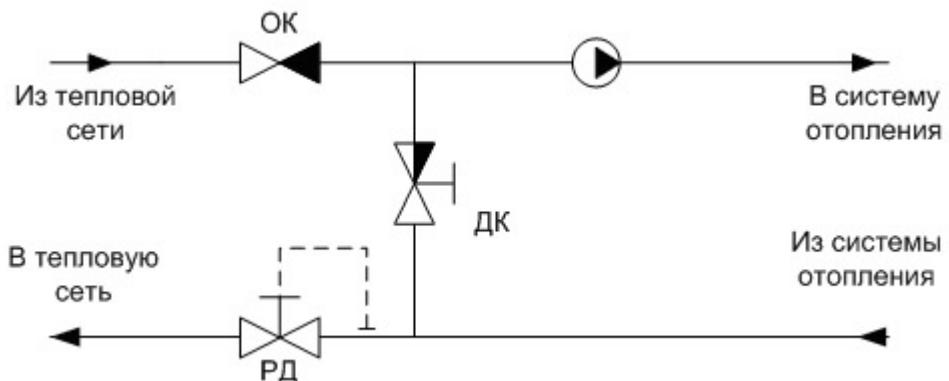
Замена элеваторов насосами является прогрессивным решением, т.к. позволяет примерно на 10% снизить расход сетевой воды и уменьшить диаметр трубопроводов.

Недостаток – шум насосов (фундаментных) и необходимость их обслуживания.

Схема широко применяется для ЦТП.

Схема с насосом на подающей линии.

Данная схема применяется при недостаточном давлении в подающей магистрали, т.е. когда это давление ниже статического давления системы отопления (в зданиях повышенной этажности).

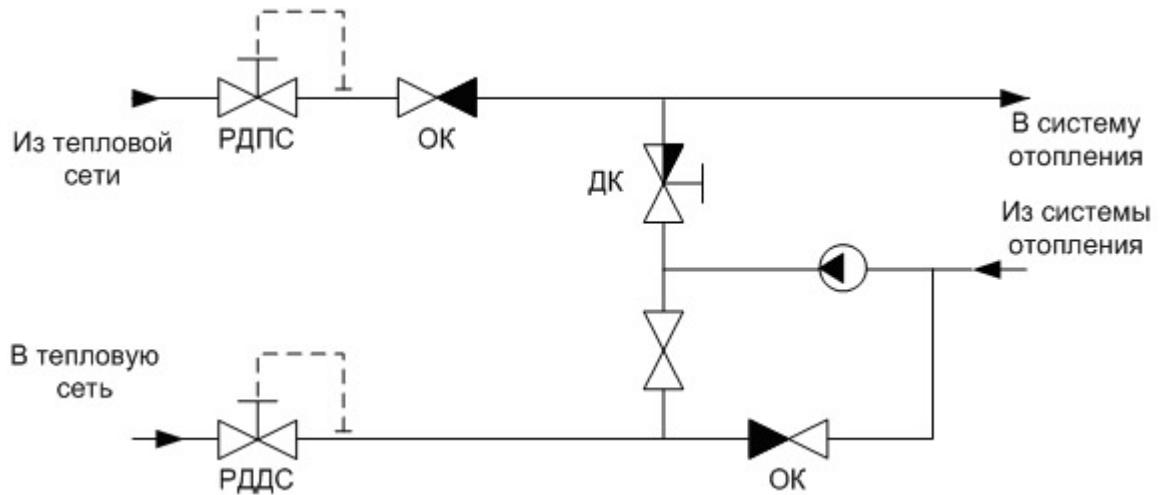


Расчетный напор насоса должен соответствовать недостающему напору, а производительность выбирается равной полному расходу воды в отопительной установке. Залив системы отопления обеспечивается регулятором подпора РД, причем разность напоров между подающей и обратной линиями дросселируется в регулировочном клапане на перемычке (ДК – дрессельный регулировочный клапан). С его помощью устанавливается необходимый коэффициент подмешивания. При нестабильном гидравлическом режиме тепловой сети обратный клапан на подающей линии заменяют регулятором давления после себя (РДПС), на который подается импульс при остановке подкачивающих насосов.

Схема с насосом на обратной линии

Данная схема применяется при недопустимо высоком давлении в обратной линии. Наиболее часто применяется на концевых участках, когда давление в обраткеено, а перепад недостаточен. Насосы работают в режиме «подмешивание-подкачка», при этом снижается давление в обратной линии и увеличивается перепад между подающим и обратным трубопроводами. Регулятор подпора на обратной линии необходим при статическом режиме, когда насосы работают в качестве циркуляционных. В этом случае регуляторы давления на подающей и обратной линиях принудительно закрываются, и происходит отсечка абонентского ввода от

тепловой сети. Для регулирования сниженного давления в обратной линии на переключке устанавливается дроссельный регулировочный клапан (ДК), с помощью которого регулируется коэффициент подмешивания.



При использовании насосного смешения на тепловых пунктах наряду с рабочим насосом необходимо устанавливать резервный. Кроме того, требуется повышенная надежность в электроснабжении, так как отключение насоса приводит к поступлению перегретой воды из тепловой сети в местную отопительную систему, что может привести к ее повреждению. В случае аварии в тепловой сети, чтобы сохранить воду в местной системе отопления дополнительно устанавливаются обратный клапан на подающей линии и регулятор давления на обратном трубопроводе.

Схемы с насосом и элеватором

Отмеченные недостатки устраняются в схемах с элеватором и центробежным насосом. В этом случае выход из строя центробежного насоса приводит к снижению коэффициента смешения элеватора, но не снизит его до нуля, как при чисто насосном смешении. Эти схемы применимы если разность напоров перед элеватором не может обеспечить необходимого коэффициента смешения, т.е. она меньше $10 \div 15$ м вод. ст., но больше 5 м вод. ст. В действующих тепловых сетях такие зоны обширны. Схемы позволяют вести ступенчатое температурное регулирование в зоне высоких температур наружного воздуха. Установка центробежного насоса с нормально работающим элеватором при включении насоса позволяет увеличить коэффициент смешения и снизить температуру воды, подаваемой в систему отопления.

Возможны 3 схемы включения насоса по отношению к элеватору:

Схема 1.

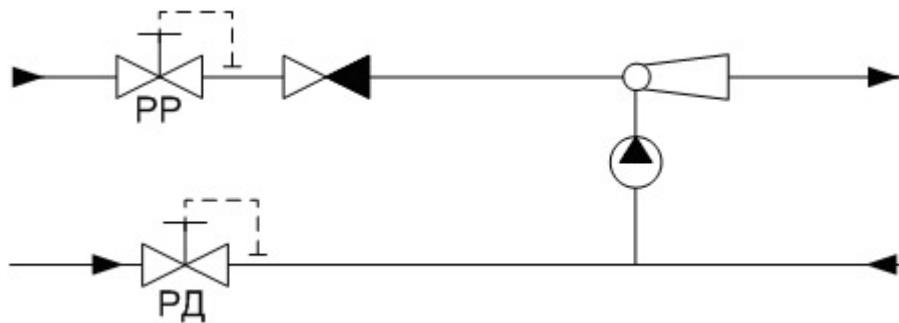
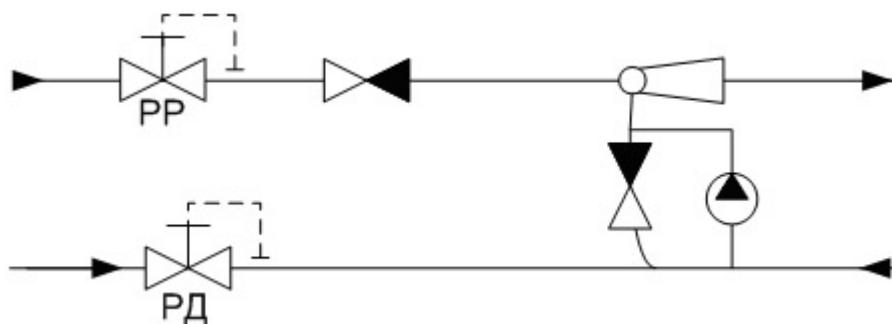


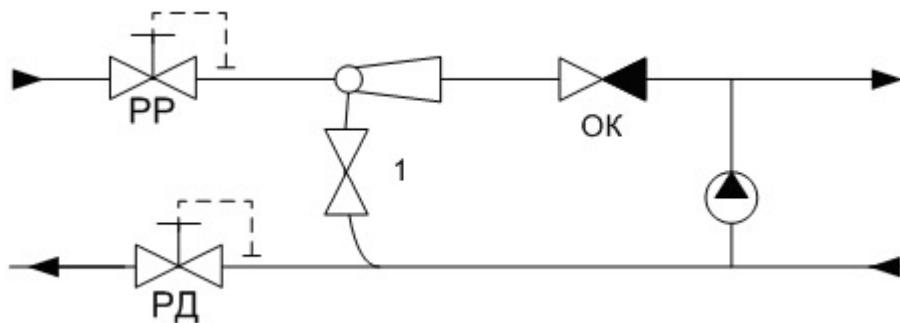
Схема 1 применяется, если потери напора в остановленном насосе невелики и не могут заметно снизить коэффициент смешения элеватора. Если это условие не выполняется, применяют схему 2.

Схема 2



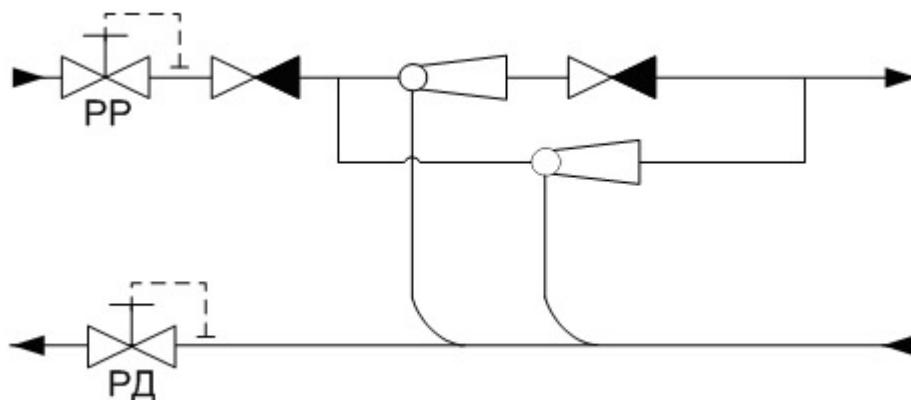
При малых перепадах давления необходимо прикрывать задвижку 1 в схеме 3.

Схема 3



Другой схемой, которая может обеспечить двухступенчатое регулирование в зоне высоких температур наружного воздуха, является схема с двумя элеваторами.

Схема 4



Отключение одного элеватора ведет к снижению расхода сетевой воды и повышению коэффициента смешения. Каждый элеватор может быть рассчитан на 50% расхода воды, либо один на 30-40%, а другой на 70-60%.

Разработаны элеваторы с регулируемым соплом. Путем введения иглы изменяется сечение сопла и соответственно коэффициент смешения. Это позволяет в теплый период снизить расход сетевой воды и увеличить коэффициент смешения, сохраняя постоянным расход в системе отопления. Как бы ни была совершенна конструкция элеватора, погрешность и маневренность при зависимом присоединении

нии от этого не повысятся. В последние годы в связи с увеличением строительства зданий повышенной этажности растет использование независимых схем присоединения систем отопления через водо-водяные подогреватели. Переход на независимые схемы позволяет широко применять автоматизацию и повысить надежность теплоснабжения. Целесообразно применять независимое присоединение систем отопления в сетях с непосредственным водоразбором, что позволяет ликвидировать основной недостаток этих систем, а именно, низкое качество воды, идущей на горячее водоснабжение.

3 Схемы и конфигурации тепловых сетей. Схемы узлов подпитки тепловых сетей.

Гидравлический расчет является одним из важнейших этапов проектирования и эксплуатации тепловых сетей.

При проектировании тепловых сетей в прямую задачу гидравлического расчета входит:

1. Определение диаметров трубопроводов;
2. Определение потерь давления на участках;
3. Определение давления в различных точках;
4. Увязка всех точек системы при статическом и динамическом режимах.

В некоторых случаях (при эксплуатации тепловых сетей) может решаться обратная задача, т.е. определение пропускной способности трубопроводов при известном диаметре или потерях давления участка.

В результате после гидравлического расчета тепловой сети могут быть решены следующие задачи:

1. Определение капитальных вложений;
2. Подбор циркуляционных и подпиточных насосов;
3. Выбор схем присоединения абонентов;
4. Выбор регулирования абонентских вводов;
5. Разработка режима эксплуатации.

Для проведения гидравлического расчета должны быть заданы схема и профиль тепловой сети, указаны размещения источника и потребителей и расчетные тепловые нагрузки.

Схема тепловой сети определяется размещением источника теплоты (ТЭЦ или котельной) по отношению к району теплопотребления, характером тепловой нагрузки и видом теплоносителя (*рис. 5.1*).

Основные принципы, которыми следует руководиться при выборе схемы тепловой сети – это надежность и экономичность.

Экономичность тепловой сети определяется по $R_{\text{ср}}^{\text{т}}$ - среднее удельное падение давления по длине. $R_{\text{ср}}^{\text{т}} = f(\text{стоимости сети, расхода электроэнергии на перекачку теплоносителя, теплопотеря трубопроводов и т.д.})$

Удельные потери давления на трение при гидравлических расчетах водяных тепловых сетей следует определять на основании технико-экономических расчетов.

Если технико-экономические расчеты не проводятся, то рекомендуется принимать:

$R_{\text{ср}} \leq 80 \text{ Па}$ - магистральные трубопроводы;

$R_{\text{ср}} \leq 300 \text{ Па}$ - ответвления.

Надежность тепловой сети – это способность непрерывной подачи теплоносителя к потребителю в необходимом количестве в течении всего года. Требования к надежности тепловой сети возрастают с понижением расчетной температуры наружного воздуха и увеличением диаметров трубопроводов. В СНиПе для различных $t_{\text{нр}}$ и $d_{\text{тр}}$ указаны необходимость резервирования подачи теплоты и допускаемое снижение подачи от расчетного значения.

Аварийная уязвимость тепловой сети особенно заметно проявляется в крупных системах теплоснабжения при зависимом присоединении абонентов, поэтому при выборе схемы водяной тепловой сети вопросам надежности и резервирования теплоснабжения необходимо уделить особое внимание.

Водяные тепловые сети разделяются на магистральные и распределительные. К магистральным относятся трубопроводы, соединяющие источник с районами теплопотребления. Из магистралей теплоноситель поступает в распределительные сети и по ним через ЦТП и ИТП к абонентам. Непосредственное присоединение потребителей к магистральным тепловой сети допускать не следует, кроме крупных промышленных предприятий (с $Q > 4 \text{ MBm}$).

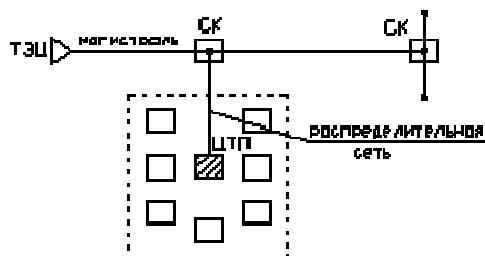


Рис. 5.1. Принципиальная схема тепловой сети: СК – секционирующая камера.

В местах присоединения распределительных сетей к магистральным сооружают секционирующие камеры (СК), в которых размещают: секционирующие задвижки, задвижки распределительных сетей и т.д.

Секционирующие задвижки устанавливают на магистралах с $d_{\text{тр}} \geq 100 \text{ мм}$ на $L \leq 1000 \text{ м}$, $d_{\text{тр}} \geq 400 \text{ мм}$ на $L \leq 1500 \text{ м}$. Благодаря разделению магистральных сетей на секции уменьшаются потери воды из тепловой сети при аварии, т.к. место аварии локализуется секционными задвижками.

Принципиально существуют две схемы: тупиковая(радиальная) и кольцевая.

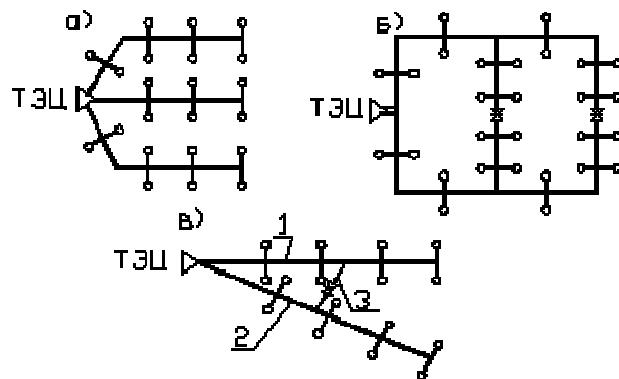


Рис. 5.2. Принципиальные схемы тепловых сетей: а, в – тупиковые; в – кольцевая; 1 – магистраль 1; 2 – магистраль 2; 3 – резервирующая перемычка

Тупиковая схема (рис. 5.2а, в) более дешевая по начальным затратам, требует меньше металла и проста в эксплуатации. Однако менее надежна, т.к. при аварии на магистралях прекращается теплоснабжение абонентов, присоединенных за местом аварии.

Кольцевая схема (рис. 5.2б) более надежна и применяется в крупных системах теплоснабжения от нескольких источников.

Для увеличения надежности работы тупиковых схем применяют резервирующие перемычки (рис. 5.2).

2. МЕТОДИЧЕСКИЕ МАТЕРИАЛЫ ПО ВЫПОЛНЕНИЮ ЛАБОРАТОРНЫХ РАБОТ

2.1 Лабораторная работа №1 (2 часа).

Тема: «Получение тепловой энергии. Электродные котлы»

2.1.1 Цель работы: Изучить устройство и принцип работы электродных котлов.

2.1.2 Задачи работы:

1. Выписать основные термины и определения.
2. Разобраться с принципиальной тепловой схемой теплоэнергетической установки и способом получения тепловой и электрической энергии.
3. Защитить лабораторную работу.

2.1.3 Перечень приборов, материалов, используемых в лабораторной работе:

1. Методические указания для лабораторной работы;
2. Справочные материалы по электродным котлам.

2.1.4 Описание (ход) работы:

Электродные котлы – устройства, в которых проходит преобразование электрической энергии в тепловую энергию путем разогрева нагревателя с высоким

электрическим сопротивлением и последующей передачей теплоты от этого нагревателя рабочему телу.

Электродные паровые и водогрейные котлы работают по принципу прямого преобразования электрической энергии в тепловую энергию теплоносителя и применяются для теплоснабжения предприятий, отопления и горячего водоснабжения зданий и сооружений. Преимущества электроэнергии – мобильность, широкие возможности автоматизации процесса нагрева воды или получения пара, простота конструктивного исполнения электроотопительных приборов, возможность точно-го поддержания температурного режима в отапливаемых помещениях и экономия в связи с этим первичных энергетических ресурсов.

Электрическая схема включения паровых и водогрейных котлов имеет автоматический выключатель (АВ) для защиты от перегрузок и коротких замыканий; контактор (К) для коммутации цепи подключения электродного котла; трансформаторы тока (ТТ), а также амперметры и вольтметр, предназначенные для контроля токов нагрузки и контроля напряжения питания. Каждый котел имеет защиты, действующие на отключение его от электрической сети при однофазных или междуфазных коротких замыканиях без выдержки времени и перегрузке по току на 15% от номинальной нагрузки. Защита котлов от превышения давления осуществляется двумя предохранительными клапанами.

Условные обозначения электродного котла: числитель – номинальная электрическая мощность, кВт; знаменатель – номинальное напряжение питающей сети, кВ (например, обозначение КЭПР-250/0,4 расшифровывается: котел электродный паровой регулируемый мощностью 250 кВт, номинальным напряжением питающей сети 0,4 кВ).

Электродные водогрейные котлы предназначены для выработки горячей воды. На рис. 1 приведена принципиальная схема электродного водогрейного регулируемого котла с плоскими электродами.

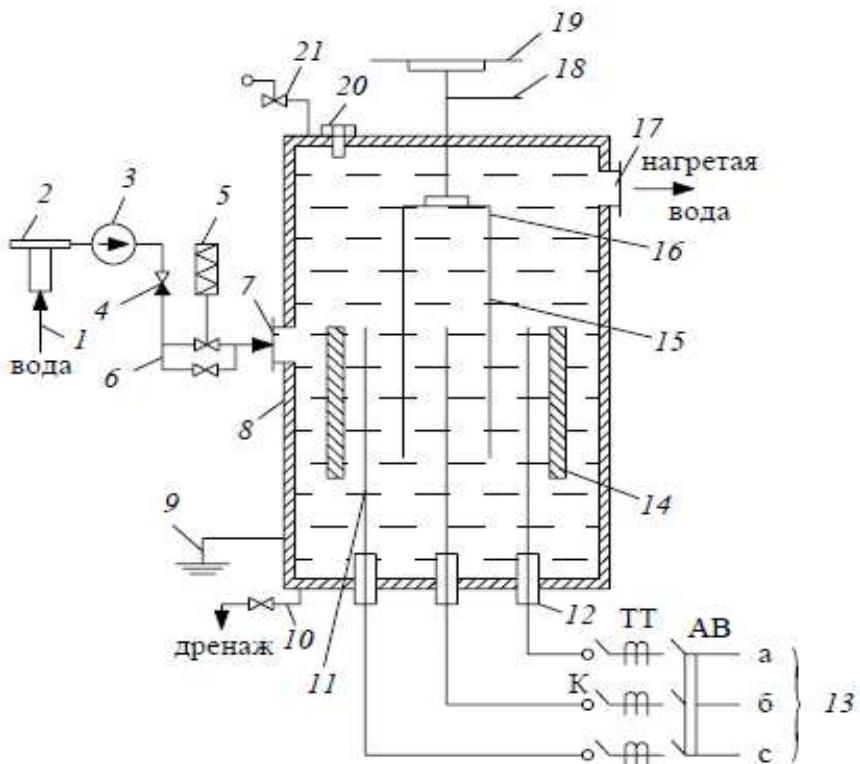


Рис. 1 Принципиальная схема электродного водогрейного котла:

1 – водопровод; 2 – фильтр-отстойник; 3 – питательный насос; 4 – клапан обратный проходной; 5 – электромагнитный клапан; 6 – байпас; 7 – входной патрубок воды; 8 – цилиндрический корпус; 9 – заземление; 10 – дренажная линия; 11 – фазные электроды; 12 – проходные изоляторы; 13 – трехфазная электрическая сеть; 14 – защитные пластины; 15 – диэлектрические пластины (антиэлектроды); 16 – крестовина; 17 – выходной патрубок горячей воды; 18 – шток; 19 – штурвал; 20 – термореле; 21 – предохранительный клапан

Вода из водопровода проходит фильтр, где удаляются механические и грубо-дисперсные примеси, и питательным насосом подводится через входной патрубок внутрь цилиндрического корпуса. В днище корпуса всех водогрейных котлов через проходные изоляторы устанавливаются фазные электроды – плоские или кольцевые электроды, или цилиндрические стержни определенных размеров, длины и диаметра, к которым по токоведущим шпилькам подводится напряжение трехфазной электрической сети. Вода, заполняющая межэлектродные пространства, образует активные электрические сопротивления, включенные по схеме «треугольник». Трехфазные электродные водогрейные котлы напряжением 0,4 кВ выполняются с пластинчатыми электродами и наиболее приемлемы для воды с низкой удельной электропроводностью. Электродные водогрейные котлы на напряжение 6...10 кВ изготавливаются с цилиндрическими или кольцевыми электродами и применяются при высоком удельном сопротивлении воды. Регулирование мощности электродных котлов осуществляется изменением протекающего через воду электрического тока. Мощность электродных водогрейных котлов рассчитана на определенное удельное сопротивление воды при 20 °C. При нагреве воды с удельным сопротивлением, отличающимся от расчетного (при 20 °C), фактическая мощность электродного котла будет определяться, Вт:

$$N_{\text{факт}} = N_{\text{ном}} \frac{\rho_{\text{расч}}}{\rho_{\text{факт}}}.$$

где $N_{\text{факт}}$, $N_{\text{ном}}$ – фактическая и номинальная мощности котла, Вт; $\rho_{\text{расч}}$, $\rho_{\text{факт}}$ – расчетное и фактическое удельные сопротивления воды, Ом · м.

В *электродных котлах с плоскими электродами* нагрев воды происходит при ее движении между плоскими электродными пластинами. Мощность котла регулируется штурвалом путем вертикального перемещения диэлектрических пластин (антиэлектродов), собранных в пакет и входящих в зазоры между плоскими электродными пластинами.

В *электродных котлах с кольцевыми электродами* внутри корпуса между днищем и диафрагмой установлены три фторопластовые камеры с отверстиями в нижней части для подвода воды в межэлектродное пространство. В камерах размещены фазные и нулевые электроды, выполненные из концентрических стальных колец, соединенных сваркой. Нулевые электроды расположены над фазными электродами и жестко закреплены на подвеске, связанной с электроприводом. Мощность котла регулируется изменением расстояния между фазным и нулевым электродами и осуществляется электроприводом. Минимальный зазор между электродами устанавливается расчетом.

В *электродных котлах с цилиндрическими электродами* каждый цилиндрический фазный электрод коаксиально окружен нулевым электродом. Все нулевые электроды приварены к диафрагме, которая разделяет внутренний объем котла на две части между входным и выходным патрубками и направляет поток воды в кольцевые зазоры между фазными и нулевыми электродами, в которых происходит ее нагрев. Мощность котла регулируется вертикальным перемещением фторопластовых экранов, расположенных коаксиально относительно фазных и нулевых электродов, которые жестко закреплены на крестовине, связанной с электроприводом. Перемещение фторопластовых экранов относительно фазных электродов изменяет их активную площадь и, как следствие, мощность котла.

Электродные паровые котлы предназначены для выработки насыщенного пара давлением до 0,6 МПа (6 кгс/см²) и снабжения промышленных, сельскохозяйственных и бытовых объектов. В паровом электродном кotle теплота, выделяющаяся при протекании электрического тока через воду, представляющую активное сопротивление, идет на ее нагрев и испарение.

Конструкция электродного парового регулируемого котла на напряжение 0,4 кВ показана на рис. 2 и предусматривает автоматическое регулирование паропроизводительности и электрической мощности котла в заданном режиме.

Вода из водопровода 1 проходит фильтр 2, где удаляются механические и грубоисперсные примеси, и питательным насосом 3 подводится через входной патрубок 7 внутрь поплавкового регулятора уровня воды 8. Поплавковый регулятор уровня 8 представляет сосуд, соединенный двумя патрубками 11 с водным пространством вытеснительной камеры 21 электродного котла. В съемном днище ре-

гулятора уровня имеются патрубки для автоматической и ручной подпитки. Полый поплавок 9 через шток и кулису соединен с краном 10 на патрубке автоматической подпитки. При автоматической подпитке открыт клапан автоматической подпитки на питательном трубопроводе 7, а клапан ручной подпитки закрыт, в результате вода через нижний патрубок 11 поступает в корпус регулятора уровня 8 и водный объем вытеснительной камеры 21. При достижении уровня воды в котле положения, превышающего верхний уровень затопления фазовых электродов 15 на 100 мм, поплавок 9 через шток с кулисой перекрывает кран 10, прекращая подачу воды в котел. Поплавковый регулятор уровня обеспечивает номинальный расход питательной воды при полностью затопленных электродах. В случае выхода из строя поплавкового регулятора уровня временная работа котла возможна при ручном регулировании подачи воды через патрубок ручной подпитки.

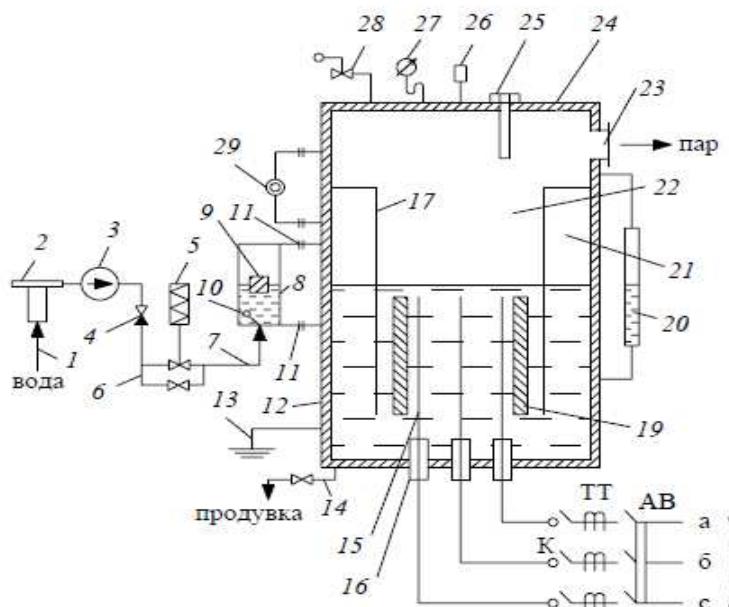


Рис. 2 Принципиальная схема электродного парового регулируемого котла:

1 – водопровод; 2 – фильтр-отстойник; 3 – питательный насос; 4 – клапан обратный проходной; 5 – электромагнитный клапан; 6 – байпас; 7 – входной патрубок воды; 8 – поплавковый регулятор уровня воды; 9 – поплавок; 10 – кран автоматической подпитки; 11 – патрубки; 12 – цилиндрический корпус; 13 – заземление; 14 – продувочная линия; 15 – фазные плоские электроды; 16 – проходные изоляторы; 17 – цилиндрическая обечайка; 18 – трехфазная электрическая сеть; 19 – дизлектрические пластины; 20 – указатель уровня воды; 21 – вытеснительная камера; 22 – парогенерирующая камера; 23 – пароотводящий патрубок; 24 – крышка; 25 – электродный датчик предельного уровня воды; 26 – воздушник; 27 – манометр; 28 – предохранительный клапан; 29 – регулятор температуры

В цилиндрическом корпусе 12 коаксиально установлена цилиндрическая обечайка 17, образующая внутри котла две камеры – вытеснительную 21 и парогенерирующую 22. Парогенерирующая и вытеснительная камеры в нижней части котла сообщаются по воде, а в верхней части камеры разделены цилиндрической обечайкой 17 и связаны по пару только через регулятор температуры 29. Уровень воды в котле контролируется по указателю уровня 20.

В парогенерирующей камере расположен пакет плоских электродов 15, на которые по токоведущим шпилькам через проходные изоляторы 16 в днище подается

напряжение трехфазной электрической сети 18. Крайние пластины пакета электродов изолированы снаружи диэлектрическими пластинами 19 для исключения несимметричной нагрузки по фазам. Вода, заполняющая межэлектродные пространства, образует активные электрические сопротивления, включенные по схеме «треугольник». В случае питания котла водой с низким удельным сопротивлением система электродов выполняется из трех цилиндрических стержней. Пар вырабатывается в парогенерирующей камере 22, а отбор пара производится из пароотводящего патрубка 23. На крышке 24 электродного парового котла установлены приборы

2.2 Лабораторная работа №2 (2 часа).

Тема: «Расчет тепловых потерь неизолированными трубопроводами при надземной прокладке»

2.2.1 Цель работы: Рассмотреть методику расчета тепловых потерь неизолированными трубопроводами при надземной прокладке и провести расчет

2.2.2 Задачи работы:

1. Рассмотреть теоретические основы расчета тепловых потерь неизолированными трубопроводами при надземной прокладке.
2. Изучить особенности расчета потерь теплоты длинными участками неизолированных теплопроводов.
3. Произвести расчет тепловых потерь по вариантам

2.2.3 Перечень приборов, материалов, используемых в лабораторной работе:

1. Методические указания для лабораторной работы;
2. Справочные материалы по теплотехническим расчетам.

2.2.4 Описание (ход) работы:

Теоретические основы расчета тепловых потерь неизолированными трубопроводами при надземной прокладке

Трубопровод тепловой сети представляет из себя горизонтально расположенную нагретую трубу, обдуваемую ветром или находящуюся в спокойном воздухе. Поэтому теплоотдачу такого трубопровода можно определять по известным зависимостям с использованием коэффициента теплопередачи через стенку трубы:

$$Q = F_n \cdot (T_n - T_e) / K, \quad (1.1)$$

$$K = 1 / (1/\alpha_n + \delta_w/\lambda_m + 1/\alpha_w), \quad (1.2)$$

- где Q - теплоотдача трубопровода, ккал/час;
 α_n - коэффициент теплоотдачи на наружной поверхности трубопровода, ккал/(час m^2 $^{\circ}C$);
 F_n - площадь наружной поверхности трубопровода, m^2 ;
 T_n - температура наружной поверхности трубопровода, $^{\circ}C$;
 T_e - температура наружного воздуха, $^{\circ}C$.
 K - коэффициент теплопередачи через стенку рассматриваемого трубопровода, ккал/(час m^2 $^{\circ}C$);

- α_n - коэффициент теплоотдачи на наружной поверхности трубопровода, ккал/(час m^2 $^{\circ}C$);
- δ_m - толщина металлической стенки трубы, м;
- λ_m - теплопроводность материала стенки трубы, ккал/(ч m $^{\circ}C$);
- α_w - коэффициент теплоотдачи на внутренней поверхности трубопровода, ккал/(час m^2 $^{\circ}C$);
- T_n - температура наружной поверхности трубопровода, $^{\circ}C$;

В качестве расчетных температур следует брать средние температуры за рассматриваемый период. При этом, температуру поверхности трубопровода можно принимать равной температуре воды в трубопроводе, так как термическое сопротивление стенки трубы δ_m/λ_m и сопротивление теплоотдаче на внутренней поверхности $1/\alpha_w$ для чистой трубы во много раз меньше, чем сопротивление теплоотдаче на наружной поверхности $1/\alpha_n$. Такое допущение позволяет значительно упростить расчет и уменьшить число необходимых исходных данных, так как тогда не требуется знать скорость воды в трубе, толщину стенки трубы, степень загрязнения стенки на внутренней поверхности. Погрешность расчета, связанная с таким упрощением, невелика и значительно меньше погрешностей, связанных с неопределенностью других расчетных величин.

Площадь наружной поверхности трубопровода определяется его длиной и диаметром:

$$F_n = \pi D_n L, \quad (1.3)$$

- где Q - теплоотдача трубопровода, ккал/час;
 π - константа, равная 3,141;
 D_n - наружный диаметр трубопровода, м;
 L - длина трубопровода, м.

С учетом выше изложенного выражение (1) можно преобразовать к виду:

$$Q = \alpha_n \pi D_n L (T_n - T_e), \quad (1.4)$$

Наиболее важным при расчете тепловых потерь является правильное определение коэффициентов теплоотдачи на наружной поверхности трубопровода. Вопрос теплоотдачи от одиночной трубы хорошо изучен, и расчетные зависимости приводятся в учебных пособиях и справочниках по теплообмену. Согласно теории, общий коэффициент теплоотдачи определяется как сумма коэффициентов конвективной и лучистой теплоотдачи:

$$\alpha_n = \alpha_k + \alpha_l \quad (1.5)$$

Коэффициент конвективной теплоотдачи зависит от скорости воздуха и направления потока по отношению к оси трубопровода, диаметра трубопровода, теплофизических характеристик воздуха. В общем случае выражение для определения коэффициента теплоотдачи на наружной поверхности трубопровода при поперечном обдувании потоком воздуха будет:

при ламинарном режиме движения воздуха (критерий Рейнольдса Re меньше 1000)

$$\alpha_k = 0,43 \beta_\varphi Re^{0,5} \lambda_e / D_n \quad (1.6)$$

При переходном и турбулентном режиме движения воздуха (критерий Рейнольдса Re равен или больше 1000)

$$\alpha_k = 0,216 \beta_\varphi Re^{0,6} \lambda_e / D_n, \quad (1.7)$$

где Re - критерий Рейнольдса, вычисляемый по наружному диаметру трубопровода и скорости движения воздуха, определяемой с учетом высоты расположения трубопровода над землей и характера рельефа местности.

λ_e - коэффициент теплопроводности воздуха, ккал/(ч м °C);

β_φ - поправочный коэффициент, учитывающий направление воздушного потока по отношению к оси трубопровода.

$$Re = U \beta_u D_n / v_e, \quad (1.8)$$

где U - расчетная скорость движения воздуха;

β_u - поправочный коэффициент, учитывающий высоту расположения трубопровода над землей и характер рельефа местности.

v_e - коэффициент кинематической вязкости воздуха, определяемый при температуре наружного воздуха, м²/с.

Выбор расчетной скорости ветра U является ответственной задачей, так как этот параметр в существенной степени влияет на значение коэффициента конвективной теплоотдачи. Сложность выбора заключается в том, что скорость ветра является сильно переменной и трудно предсказуемой величиной, поэтому в расчете неизбежно приходится ориентироваться на некоторые средние значения скорости. Среднее значение расчетной скорости ветра U можно определять по фактическим данным скоростей ветра за рассматриваемый период на основании метеорологических наблюдений или по среднемесячным значениям по данным /6, 7/. При этом первый вариант явно предпочтительнее, так как данные СНиП и климатологических справочников являются результатом осреднения за очень большой период многолетних наблюдений и не могут учитывать особенностей климата в конкретный расчетный год.

Значение поправочного коэффициента β_u может быть определено на основании данных по поправкам на ветровое давление, приводимым в /4/.

Соотношение между поправочным коэффициентом на скорость воздуха и поправкой на ветровое давление достаточно простое:

$$\beta_u = \sqrt{\beta_p}, \quad (1.9)$$

Высота расположения трубопровода над землей обычно не превышает 5 м, поэтому значения поправочного коэффициента на скорость ветра определены только для такой ситуации и приведены в таблице 1.

Таблица 1- Поправочные коэффициенты на ветровое давление и скорость воздуха

Тип местности	Поправка на ветровое давление β_p	Поправка на скорость воздуха β_u
Открытая - побережья морей и озер, пустыни, степи, лесостепи, тундра	0,75	0,866
Пересеченная - городские территории, лесные массивы и др., с препятствиями высотой до 10 м	0,5	0,707
Городская - городские районы с застройкой зданиями высотой более 20 м	0,4	0,632

Данные по зависимости коэффициента кинематической вязкости ν_e и коэффициента теплопроводности λ_e от температуры для воздуха с интервалом в 10 градусов приведены в /1, 2, 3/. В приложении 1 приводятся результаты интерполяции этих данных с шагом 1 градус для непосредственного использования при расчете.

В /1/ приводится зависимость поправочного коэффициента β_ϕ от угла обдувания трубопровода. Эти данные представлены в таблице 2.

Таблица 2 - Поправочные коэффициенты на угол обдувания

Φ , град.	90	80	70	60	50	40	30	20	10
β_ϕ	1	1	0,98	0,95	0,87	0,77	0,67	0,60	0,55

Учитывая, что направление движения воздуха по отношению к ориентации трубопровода обычно неизвестно, поправочный коэффициент на угол обдувания β_ϕ следует принимать как среднее значение в диапазоне изменения угла направления потока от 90 градусов (перпендикулярно оси трубопровода) до 0 (параллельно оси трубопровода). Согласно данным таблицы 2, среднее значение равно **0,821**.

Коэффициент лучистой теплоотдачи зависит от температуры воздуха и температуры поверхности трубопровода, а так же от степени черноты поверхности трубопровода ε_n .

$$\alpha_n = \varepsilon_n C_0 (((T_n + 273)/100)^4 - ((T_e + 273)/100)^4) / (T_n - T_e) \quad (1.10)$$

где C_0 - коэффициент излучения абсолютно черного тела.

$$C_0 = 4,97 \text{ ккал/(час м}^2 \text{ (}\text{K})^4\text{)}$$

Оголенная стальная труба теплопровода, находящаяся в атмосферных условиях, имеет окисленную или сильно окисленную поверхность, для которых степень черноты ε_n , согласно данным /1/, лежит в пределах от 0,8 до 0,98. Поэтому, рекомендуется принимать среднее значение $\varepsilon_n = 0,9$.

Особенности расчета потерь теплоты длинными участками неизолированных теплопроводов

Теоретические расчетные зависимости, представленные в предыдущем разделе, справедливы для случая, когда входящие в них расчетные коэффициенты теплоотдачи и температура теплоносителя являются постоянными по длине трубопровода. Это достаточно близко соответствует ситуации, когда снижение температуры теплоносителя на участке за счет тепловых потерь невелико и средняя температура теплоносителя мало отличается от начальной. Вследствие постоянства температуры поверхности трубопровода постоянными остаются и значения коэффициентов конвективной и лучистой теплоотдачи с поверхности трубы.

В общем случае падение температуры теплоносителя на коротком участке прямо пропорционально длине трубопровода и его диаметру и обратно пропорционально расходу теплоносителя:

$$\Delta T_w \sim (T_w - T_e) D_n L / G_w, \quad (2.1)$$

Если же трубопровод имеет малый диаметр, расход невелик, а длина участка достаточно велика, то вследствие значительного изменения температуры теплоносителя изменяется перепад температур между поверхностью трубы и воздухом, а также значение коэффициента лучистой теплоотдачи. Вследствие этого удельные потери теплоты постепенно снижаются от начала участка к его концу, и общие потери тепла уже не пропорциональны длине трубопровода. В этом случае расчет по линейной зависимости может дать слишком большую погрешность в сторону завышения теплопотерь, так как снижение теплоотдачи идет по экспоненциальному закону.

Для получения более достоверного результата расчета тепловых потерь в такой ситуации следует расчет вести по уточненным зависимостям, учитывающим экспоненциальный характер снижения теплоотдачи. Для их применения в качестве исходных данных следует обязательно использовать еще один параметр: расход теплоносителя на участке G_w .

Расчетные зависимости могут быть получены из дифференциального уравнения, описывающего процесс теплоотдачи с поверхности трубопровода элементарной длины, и дифференциального уравнения, описывающего расход теплоты вследствие остывания воды:

$$\left\{ \begin{array}{l} dQ = \alpha_n (T_w - T_e) \pi D_n \cdot dL \\ dQ = c_w G_w dT_w, \end{array} \right. \quad (2.2)$$

$$(2.3)$$

где dQ - теплопотери участка трубопровода элементарной длины;
 dL элементарная, бесконечно малая длина трубопровода;
 dT_w снижение температуры теплоносителя на участке элементарной длины.
 c_w теплоемкость воды, ккал/(кг °C). $c_w = 1$

При выводе решения предполагается, что коэффициент теплообмена на поверхности трубопровода остается постоянным. Учитывая, что доля лучистого теплообмена в общем коэффициенте составляет около 15-20%, такое допущение вполне

не правомерно и не приводит к существенным погрешностям. В то же время такой подход позволяет значительно упростить конечные выражения.

Решение системы уравнений приводит к следующей зависимости падения температуры теплоносителя от длины трубопровода L :

$$\Delta T_w = (T_w - T_e) (1 - e^{-AL}), \quad (2.4)$$

где e - основание натуральных логарифмов, $e = 2,71$;

A - комплекс из расчетных величин, 1/м.

$$A = \alpha_n \pi D_n / c_w G_w, \quad (2.5)$$

Конечная температура теплоносителя при этом будет:

$$T_{wk} = T_w - \Delta T_w \quad (2.6)$$

Если конечная температура теплоносителя получается меньше или равной 0°C, это означает, что трубопровод перемерзнет. Рассчитывать теплопотери трубопровода в такой ситуации не имеет смысла. Критическая длина трубопровода, то есть максимально допустимая длина, при которой он еще не будет перемерзать, определится:

$$L_{kp} = - \ln(1 - T_w / (T_w - T_e)) / A \quad (2.7)$$

Если конечная температура теплоносителя получается выше 0°C, то могут быть рассчитаны тепловые потери трубопровода:

$$Q = c_w G_w \Delta T_w, \quad (2.8)$$

Практическая методика расчета тепловых потерь

В настоящем разделе приводится последовательность расчета и расчетные формулы для вычисления тепловых потерь трубопроводов. Входящие в формулы расчетные величины должны быть представлены в единицах измерения, указанных в таблице 3.

Таблица 3 - Используемые единицы измерения расчетных величин

Расчетный параметр	Обозначение	Единица измерения
Исходные данные для расчета		
Начальная температура воды в трубопроводе	T_w	°C
Температура воздуха	T_e	°C
Наружный диаметр трубопровода	D_n	мм
Длина трубопровода	L	м
Скорость ветра	U	м/с
Расход теплоносителя	G_w	т/час
Промежуточные значения и результаты расчета		
Часовые тепловые потери трубопровода	Q	ккал/час
Коэффициент конвективной теплоотдачи	α_k	ккал/(час м² °C)
Коэффициент лучистой теплоотдачи	α_l	ккал/(час м² °C)

Коэффициент полной теплоотдачи	α_n	ккал/(час м ² °C)
Теплопроводность воздуха	λ_e	ккал/(час м °C)
Кинематическая вязкость воздуха	ν_e	м ² /с
Критерий Рейнольдса	Re	-
Поправка на скорость воздуха	β_u	-
Поправка на угол обдувания	β_ϕ	-
Коэффициент излучения абсолютно черного тела	C_0	ккал/(час м ² (°K) ⁴)
Степень черноты поверхности трубопровода	ε_n	-
Теплоемкость воды	c_w	ккал/(кг °C)
Снижение температуры воды	ΔT_w	°C

Последовательность расчета

1. Определяем по таблицам приложения А теплофизические характеристики воздуха λ_e и ν_e при заданной его температуре. В расчете следует использовать значения, выбираемые непосредственно из таблиц, без всяких переводных коэффициентов, так как они включены в расчетные формулы.
2. По таблице 1 определяем поправочный коэффициент на скорость воздуха β_u в зависимости от типа местности.
3. Определяем значение поправки на угол обдувания трубопровода β_ϕ , приравнивая его среднему значению **0,821**, или, если известен угол обдувания, определяя его по таблице 2.
4. Определяем критерий Рейнольдса для воздуха:

$$Re = 1000 U \beta_u D_n / \nu_e \quad (3.1)$$

5. Определяем коэффициент конвективной теплоотдачи.

Если значение критерия Рейнольдса меньше 1000, то вычисление проводим по формуле:

$$\alpha_k = 4,3 \beta_\phi Re^{0,5} \lambda_e / D_n \quad (3.2)$$

В противном случае вычисление проводим по формуле:

$$\alpha_k = 2,16 \beta_\phi Re^{0,6} \lambda_e / D_n \quad (3.3)$$

6. Определяем степень черноты поверхности трубопровода ε_n приравнивая ее среднему значению **0,9**, или обосновываем другое значение по справочной литературе.

7. Определяем коэффициент лучистой теплоотдачи:

$$\alpha_n = 4,97 \varepsilon_n (((T_n + 273)/100)^4 - ((T_e + 273)/100)^4) / (T_n - T_e) \quad (3.4)$$

8. Определяем полный коэффициент теплоотдачи:

$$\alpha_n = \alpha_k + \alpha_a \quad (3.5)$$

9. Определяем часовые тепловые потери трубопроводом:

$$Q = \alpha_n \pi D_n L (T_n - T_e) / 1000 \quad (3.6)$$

10. Определяем потери тепла, за расчетный период времени, Гкал/час:

$$Q_N = 24 Q N / 1000000, \quad (3.7)$$

где N - количество суток в расчетном периоде времени.

Дальнейшие действия следует выполнять, если есть опасения, что снижение температуры на участке велико и расчет следует выполнять по нелинейной зависимости. Для дальнейшего расчета должен быть известен расход теплоносителя на участке.

11. Определяем модуль показателя экспоненты AL :

$$AL = \alpha_n \pi D_n L / (10^6 G_w) \quad (3.8)$$

Если полученное значение незначительно отличается от 0, то погрешность расчета теплопотерь составляет примерно половину вычисленного значения. Так, если полученное значение равно 0,05, то можно считать, что теплопотери были определены с точностью порядка 2,5%. Если полученная точность расчета устраивает, то переходим к пункту 13. При необходимости можно откорректировать значение теплопотерь в соответствии с определенной погрешностью:

$$Q = Q (1 - AL / 2) \quad (3.9)$$

12. Если значение модуля показателя экспоненты AL больше 0,05, или если требуется более высокая точность расчета, вычисляем снижение температуры теплоносителя на участке за счет теплопотерь по экспоненциальной зависимости:

$$\Delta T_w = (T_w - T_e) (1 - e^{-AL})$$

13. Определяем конечную температуру теплоносителя, чтобы убедиться, что трубопровод не перегревается:

$$T_{wk} = T_w - \Delta T_w \quad (3.10)$$

13. Определяем уточненное значение теплопотерь:

$$Q = 1000 G_w \Delta T_w \quad (3.11)$$

14. Определяем уточненные потери тепла за расчетный период времени в соответствии с п.10.

2.3 Лабораторная работа №3 (2 часа).

Тема: «Гидравлический расчет и режимы работы тепловых сетей»

2.3.1 Цель работы: Изучение режимов работы тепловых сетей и проведение гидравлического расчета.

2.3.2 Задачи работы:

1. Расчет расходов воды на отопление, вентиляцию, горячее водоснабжение.
2. Расчет суммарных расходов сетевой воды.

2.3.3 Перечень приборов, материалов, используемых в лабораторной работе:

1. Методические указания к лабораторной работе.
2. СНиП 2.04.01 – 85. «Внутренний водопровод и канализация зданий. Строительные нормы и правила».

2.3.4 Описание (ход) работы:

1. Гидравлические расчеты и режимы работы тепловых сетей

1.1. Расчетный расход сетевой воды для определения диаметров труб в водяных тепловых сетях при качественном регулировании отпуска теплоты следует определять отдельно для отопления, вентиляции и горячего водоснабжения по формулам, приведенным в п. 1.2. с последующим суммированием этих расходов воды по формулам, приведенным в п. 1.3.

1.2*. Расчетные расходы воды, кг/ч., следует определять по формулам:

a) на отопление

$$G_{\text{отп}} = \frac{3,6Q_{\text{отп}}}{c(\tau_1 - \tau_2)}, \quad (1)$$

б) на вентиляцию

$$G_{\text{вент}} = \frac{3,6Q_{\text{вент}}}{c(\tau_1 - \tau_2)}, \quad (2)$$

в) на горячее водоснабжение в открытых системах теплоснабжения:
средний -

$$G_{\text{кн}} = \frac{3,6Q_{\text{кн}}}{c(t_k - t_c)}, \quad (3)$$

максимальный -

$$G_{\text{кнmax}} = \frac{3,6Q_{\text{кнmax}}}{c(t_k - t_c)}, \quad (4)$$

г) на горячее водоснабжение в закрытых системах теплоснабжения:
средний, при параллельной схеме присоединения водоподогревателей:

$$G_{\text{кн}} = \frac{3,6Q_{\text{кн}}}{c(\tau'_1 - \tau'_3)}, \quad (5)$$

максимальный -

$$G_{k_{max}} = \frac{3,6Q_{k_{max}}}{c(t_1' - t_3')} ; \quad (6)$$

средний, при двухступенчатых схемах присоединения водоподогревателей:

$$G_{k_{av}} = \frac{3,6Q_{k_{av}}}{c(t_1' - t_2')} \left(\frac{55 - t'}{55 - t_c} + 0,2 \right), \quad (7)$$

максимальный, при двухступенчатых схемах присоединения водоподогревателей:

$$G_{k_{max}} = \frac{3,6 \cdot 0,55Q_{k_{max}}}{c(t_1' - t_2')}, \quad (8)$$

1.3. Суммарные расчетные расходы сетевой воды, кг/ч, в двухтрубных тепловых сетях в открытых и закрытых системах теплоснабжения при качественном регулировании отпуска теплоты следует определять по формуле:

$$G_d = G_{omax} + G_{mmax} + k_3 G_{k_{av}} \quad (9)$$

Коэффициент k_3 , учитывающий долю среднего расхода воды на горячее водоснабжение при регулировании по нагрузке отопления, следует принимать по табл.2. При регулировании по совмещенной нагрузке отопления и горячего водоснабжения коэффициент k_3 принимается равным 0.

Таблица 2

Системы теплоснабжения с тепловым потоком	Значение коэффициента k_3
Открытая, МВт.	
100 и более	0,6
менее 100	0,8
Закрытая, МВт.	
100 и более	1,0
менее 100	1,2

Примечание. Для закрытых систем теплоснабжения при регулировании по нагрузке отопления и тепловом потоке менее 100 МВт при наличии баков-аккумуляторов у потребителей коэффициент k_3 следует принимать равным 1.

$$\frac{Q_{k_{max}}}{Q_{omax}} > 1,0$$

Для потребителей при $\frac{Q_{k_{max}}}{Q_{omax}} < 1,0$ при отсутствии баков-аккумуляторов, а также с тепловым потоком 10 МВт и менее суммарный расчетный расход воды следует определять по формуле

$$G_d = G_{omax} + G_{mmax} + G_{k_{max}} \quad (10)$$

1.4. Расчетный расход воды, кг/ч. в двухтрубных водяных тепловых сетях в неотопительный период следует определять по формуле

$$G_d' = \beta G_{k_{max}} \quad (11)$$

При этом максимальный расход воды на горячее водоснабжение, кг/ч, определяется для открытых систем теплоснабжения по формуле (12) при температуре холодной воды в неотопительный период, а для закрытых систем при всех схемах присоединения водоподогревателей горячего водоснабжения - по формуле (14).

Расход воды в обратном трубопроводе двухтрубных водяных тепловых сетей открытых систем теплоснабжения принимается в размере 10% от расчетного расхода воды, определенного по формуле (19).

1.5*. Расчетный расход воды для определения диаметров подающих и циркуляционных трубопроводов и гидравлические расчеты в сетях горячего водоснабжения следует определять в соответствии со СНиП 2.04.01-85.

1.6. Суммарный расчетный расход пара в паровых тепловых сетях обеспечивающих предприятия с различными суточными режимами работы, следует определять с учетом несовпадения максимальных часовых расходов пара отдельными предприятиями.

При отсутствии проектных суточных графиков расхода пара допускается к суммарному расходу пара вводить понижающий коэффициент 0,9.

Для паропроводов насыщенного пара в суммарном расчетном расходе должно учитываться дополнительное количество пара для возмещения конденсации пара за счет потерь теплоты в трубопроводах.

1.7*. Формулы для расчета трубопроводов тепловых сетей приведены в рекомендуемом приложении 4. Эквивалентную шероховатость внутренней поверхности стальных труб следует принимать:

- для паровых тепловых сетей - $k_e = 0,0002$ м;
- для водяных тепловых сетей - $k_e = 0,0005$ м;
- для сетей горячего водоснабжения - $k_e = 0,001$ м.

Применение для расчета действующих тепловых сетей более высоких значений эквивалентных шероховатостей допускается только при подтверждении их фактической величины специальными испытаниями.

1.8. Удельные потери давления на трение при гидравлических расчетах водяных тепловых сетей следует определять на основании технико-экономических расчетов.

Величину удельных потерь давления для расчета действующих тепловых сетей допускается принимать на основании результатов испытаний.

Паровые тепловые сети следует рассчитывать по разнице давлений пара между источником теплоты и потребителями.

1.9. Диаметры подающего и обратного трубопроводов двухтрубных водяных тепловых сетей при совместной подаче теплоты на отопление, вентиляцию и горячее водоснабжение должны приниматься, как правило, одинаковыми.

1.10*. Условный проход труб D_u независимо от расчетного расхода теплоносителя должен приниматься в тепловых сетях - не менее 32 мм, а для циркуляционных трубопроводов горячего водоснабжения - не менее 25 мм.

1.11. Статическое давление в системах теплоснабжения при теплоносителе воде не должно превышать допускаемое давление в оборудовании источника теплоты, в водяных тепловых сетях, в оборудовании тепловых пунктов и в системах отопления, вентиляции и горячего водоснабжения потребителей, непосредственно присоединенных к тепловым сетям, и обеспечивать заполнение их водой.

Если статическое давление превышает допустимые пределы, то следует предусматривать деление водяных тепловых сетей на независимые зоны. Для поддержания статического давления в сетях, отключенных от источника теплоты, в узлах деления (узлах рассечки) следует предусматривать подпиточные устройства с использованием для подпитки воды из тепловых сетей смежной зоны, присоединенной к источнику теплоты.

Статическое давление должно определяться условно для температуры воды до 100° С.

1.12. Давление воды в подающих трубопроводах водяных тепловых сетей при работе сетевых насосов должно приниматься исходя из условий невскипания воды при ее максимальной температуре в любой точке подающего трубопровода, в оборудовании источника теплоты и в приборах систем потребителей, непосредственно присоединенных к тепловым сетям.

1.13. Давление воды в обратных трубопроводах водяных тепловых сетей при работе сетевых насосов должно быть избыточным (не менее 0,05 МПа), не превышать допускаемого давления в системах потребителей и обеспечивать заполнение местных систем.

1.14. Давление воды в обратных трубопроводах водяных тепловых сетей открытых систем теплоснабжения в неотопительный период, а также в подающем и циркуляционном трубопроводах сетей горячего водоснабжения следует принимать не менее чем на 0,05 МПа больше статического давления систем горячего водоснабжения потребителей.

1.11. Давление и температура воды на отсасывающих патрубках сетевых, подпиточных, подкачивающих и смесительных насосов не должны превышать допускаемых по условиям прочности конструкций насосов.

1.16. Гидравлические режимы водяных тепловых сетей (пьезометрические графики) следует разрабатывать для отопительного и неотопительного периодов, а также для аварийных режимов.

Для открытых систем теплоснабжения дополнительно разрабатываются два режима: при максимальном водоразборе из подающего и обратного трубопроводов в отопительный период.

1.17*. Расходы воды, кг/ч, в тепловых сетях открытых систем теплоснабжения для разработки гидравлических режимов при максимальном водоразборе из подающего или обратного трубопроводов определяются по формуле

$$G_d = G_{\max} + G_{\min} + k_4 G_{\min}, \quad (12)$$

где k_4 - коэффициент, определяемый по расчету с учетом изменения сред-

него расхода воды на горячее водоснабжение в зависимости от температурного графика регулирования отпуска теплоты и режима водоразбора из тепловой сети. При отсутствии данных допускается определять по табл. 3.

Таблица 3

Режим водозабора	Трубопровод	Значение коэффициента k_4 при центральном качественном регулировании	
		по нагрузке отопления	по совмещенной нагрузке отопления и горячего водоснабжения
Максимальный:			
из подающего трубопровода	Подающий	1	1,4
	Обратный	-1,4	-1
из обратного трубопровода	Подающий	0,6	1,2
	Обратный	-1,8	-1,2

1.18. Напор сетевых насосов следует определять для отопительного и неотопительного периодов и принимать равным сумме потерь давления в установках на источнике теплоты, в подающем и обратном трубопроводах от источника теплоты до наиболее удаленного потребителя и в системе потребителя (включая потери в тепловых пунктах и насосных) присуммарных расчетных расходах воды.

Напор подкачивающих насосов на подающем и обратном трубопроводах следует определять по пьезометрическим графикам при максимальных расходах воды в трубопроводах с учетом гидравлических потерь в оборудовании и трубопроводах источника теплоты.

При установке на тепловых сетях подкачивающих насосов напор сетевых насосов на источниках теплоты следует уменьшать на величину рабочего напора подкачивающего насоса.

1.19. Напор подпиточных насосов должен определяться из условий поддержания в водяных тепловых сетях статического давления и проверяться для условий работы сетевых насосов в отопительный и неотопительный периоды.

Примечание. Допускается предусматривать установку отдельных групп подпиточных насосов с различными напорами для отопительного, неотопительного периодов и для статического режима.

1.20. Напор смесительных насосов (на перемычке) следует определять по наибольшему возможному перепаду давлений между подающим и обратным трубопроводами в узле установки насоса.

1.21*. Подачу (производительность) сетевых и подкачивающих (рабочих) насосов следует принимать:

а) насосов для открытых систем теплоснабжения в отопительный период - по суммарному расчетному расходу воды, определяемому по формуле (17);

б) на подающих трубопроводах тепловых сетей для открытых систем теплоснабжения в отопительный период - по суммарному расчетному расходу воды, определяемому по формуле (20), при $k_4 = 1,4$; подкачивающих насосов на обратных трубопроводах - по формуле (17) при $k_3 = 0,6$;

в) для закрытых и открытых систем теплоснабжения в неотопительный период - по максимальному расходу воды на горячее водоснабжение в неотопительный период - формуле (19).

Примечание. При определении производительности сетевых насосов в открытых системах теплоснабжения следует проверять необходимость учета дополнительного расхода воды для вакуумных деаэраторов.

1.22. Подачу (производительность) рабочих подпиточных насосов в закрытых системах теплоснабжения следует принимать равной расчетному расходу воды на компенсацию утечки из тепловой сети (приложение 23*), а в открытых системах - равной сумме максимального расхода воды на горячее водоснабжение [формула (12)] и расчетного расхода воды на компенсацию утечки (приложение 23*).

1.23*. Число насосов следует принимать:

сетевых - не менее двух, один из которых является резервным при пяти рабочих сетевых насосах в одной группе резервный насос допускается не устанавливать;

подкачивающих и смесительных - не менее трех, один из которых является резервным. при этом резервный насос предусматривается независимо от числа рабочих насосов.

подпиточных - в закрытых системах теплоснабжения не менее двух, один из которых является резервным, в открытых системах - не менее трех, один из которых также является резервным;

в узлах деления водяной тепловой сети на зоны (в узлах рассечки) допускается в закрытых системах теплоснабжении устанавливать один подпиточный насос без резерва, а в открытых системах - один рабочий и один резервный.

Число насосов уточняется с учетом их совместной работы на тепловую сеть.

1.24. Перепад давлений на вводе двухтрубных водяных тепловых сетей в здания при определении напора сетевых насосов (при элеваторном присоединении систем отопления) следует принимать равным расчетным потерям давления на вводе и в местной системе с коэффициентом 1,5, но не менее 0,15 МПа.