

## ТЕМА 5

### ТЕПЛОВЫЕ ПУНКТЫ

Тепловые пункты представляют собой узлы подключения потребителей тепловой энергии к тепловым сетям и предназначены для подготовки теплоносителя, регулирования его параметров перед подачей в местные системы, а также для учета потребления теплоты. От слаженной работы многочисленных тепловых пунктов зависят нормальное функционирование и технико-экономические показатели всей системы централизованного теплоснабжения.

Из-за неправильной наладки и работы тепловых пунктов возможно нарушение подачи теплоты и даже ее прекращение, особенно к конечным потребителям. В связи с этим выбор схемы и оборудования тепловых пунктов в зависимости от вида, параметров теплоносителя и назначения местных установок является важнейшим этапом проектирования. Тепловые пункты подразделяются на местные и центральные.

#### 5.1 Местные тепловые пункты

Местные тепловые пункты (МТП) сооружаются для отдельных зданий. Схема МТП зависит от присоединенной тепловой нагрузки (например, только отопление, или отопление с вентиляцией, или отопление, вентиляция и горячее водоснабжение). Пример МТП с одной отопительной нагрузкой приведен на рис. 5.1. Две пары задвижек 1 и 7 служат для отключения теплового пункта от тепловых сетей и местной системы отопления от теплового пункта для независимых гидравлических испытаний сети, теплового пункта и отопительной системы. Наличие водосчетчика позволяет производить учет расхода сетевой воды. Грязевики предназначены для защиты отопительной системы и водомера от зашламления. При недостаточных давлениях воды в обратной линии, вызывающих опорожнение отопительных приборов, может быть предусмотрена установка регулятора 10 давления «до себя». Для контроля за давлением и температурой воды устанавливают манометры и термометры.

Типовая схема МТП имеет несколько разновидностей в зависимости от частных условий. Например, при недостаточном располагаемом напоре на вводе применяют насосы на перемычке или на подающей линии. Такие

тепловые пункты используют в жилых и общественных зданиях без централизованного горячего водоснабжения.

Типовые схемы МТП с централизованным горячим водоснабжением (рис. 5.2) имеют дополнительные элементы – подогреватели горячего водоснабжения и циркуляционные насосы. Соответствующие переключения запорной арматуры *a* и *б* обеспечивающие работу подогревателей по последовательной и смешанной схема.

Типовая схема МТП при открытой системе теплоснабжения показана на рис. 5.3. В смеситель 1 подается сетевая вода из подающей и обратной линий.

МТП сооружают в подвальных помещениях теплофицируемых зданий. Если в МТП предусматривается установка циркуляционных или других насосов, то они должны проектироваться в выносных помещениях, например в пристройке к техническому подполью здания, что значительно удорожает строительную часть.

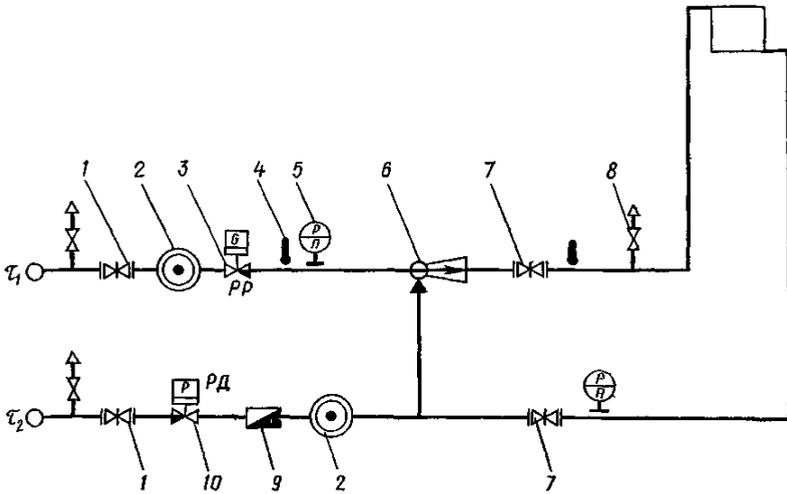


Рис. 5.1. Схема местного теплового пункта с зависимым присоединением отопительной системы.

1 – задвижки, отделяющие тепловой пункт от наружной тепловой сети; 2 – грязевик; 3–регулятор расхода; 4– термометр; 5–манометр; 6 – элеватор; 7 –задвижки отделяющие тепловой пункт от отопительной системы; 8 – продувочный вентиль; 9 – во-домер; 10 – регулятор давления «до себя»

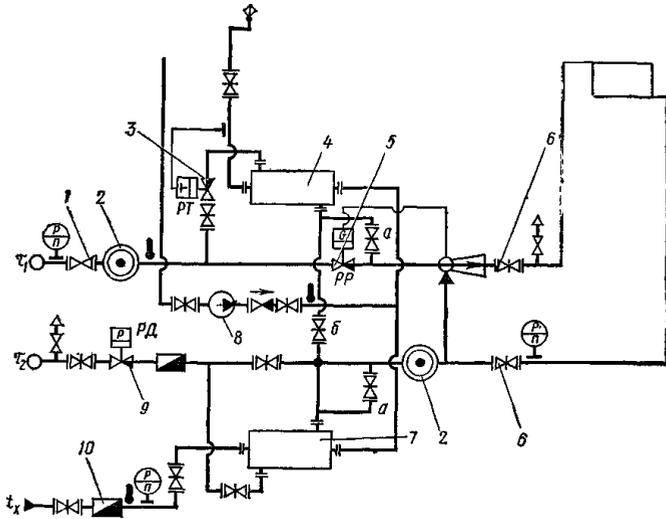


Рис. 5.2. Схема местного теплового пункта с двухступенчатым подогревателем горячего водоснабжения и зависимым присоединением отопительной системы.

1 - задвижки, отделяющие тепловой пункт от сети; 2 - грязевик; 3 - регулятор температуры; 4 - подогреватель ступени II; 5 - регулятор расхода; 6 - задвижки, отделяющие тепловой пункт от отопительной системы; 7 - подогреватель ступени I; 8 - циркуляционный насос; 9 - регулятор подпора; 10 - водомер

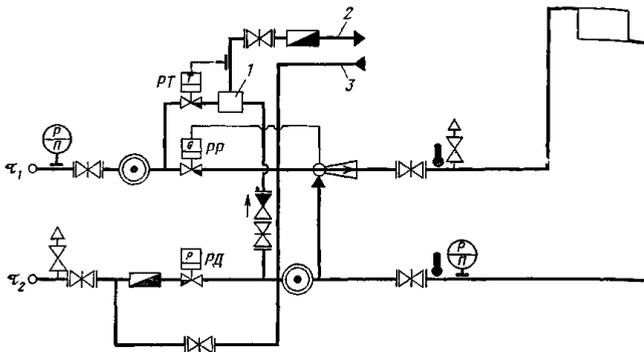


Рис. 5.3. Схема местного теплового пункта при открытой системе теплоснабжения. 1 - смеситель горячего водоснабжения; 2 - разводящая линия, 3 - циркуляционная линия

## 5.2 Центральные тепловые пункты

Сооружение центральных тепловых пунктов (ЦТП) позволило объединить установки горячего водоснабжения, что дало такие преимущества перед МТП, как возможность снижения давления в тепловых сетях после ЦТП, освобождения значительного числа обслуживающего персонала и улучшения качества обслуживания, сокращения количества автоматических регуляторов, применения антикоррозионных установок. ЦТП устраивают для нескольких зданий, квартала или микрорайона, что позволяет вынести циркуляционные насосы систем горячего водоснабжения и весь узел приготовления горячей воды из подвалов домов в отдельно стоящее здание. Отопительные системы в каждом здании присоединяют к квартальной сети через элеваторы или через групповые водонагреватели.

Для закрытых систем теплоснабжения кварталов города разработаны типовые схемы ЦТП, одна из них приведена на рис. 5.4. В ЦТП устанавливают насосы, обеспечивающие циркуляцию воды в местных системах отопления и горячего водоснабжения. Подогреватели горячего водоснабжения могут работать по двухступенчатой последовательной схеме (задвижка а закрыта, задвижка б открыта) или по двухступенчатой смешанной схеме (при открытой задвижке а и закрытой задвижке б сетевая вода из подогревателей II ступени поступает в обратную линию после отопительной системы квартала). Для защиты трубопроводов и оборудования от коррозии устанавливают доломитовые (магномассовые) фильтры.

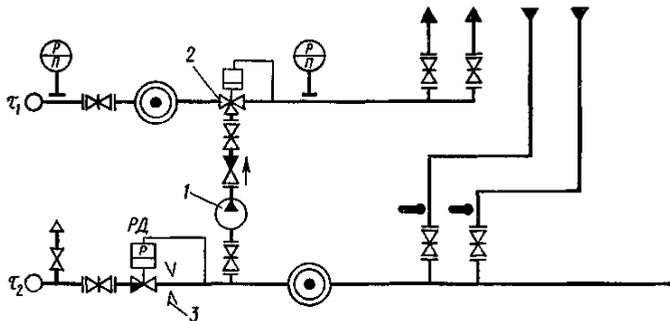


Рис. 5.4 Схема ЦТП квартала города при открытой системе теплоснабжения. 1 – подмешивающий насос; 2 – двухходовый клапан; 3 – расходомерная диафрагма.

ЦТП открытых систем теплоснабжения (рис. 5.4) при высокой (более 105°С) температуре воды в подающем трубопроводе должны оборудоваться подмешивающими насосами, которые применяются также для регулирования гидравлического режима в квартале. Учет водоразбора в квартале производят по расходомерным диафрагмам на ЦТП. На обратных линиях квартальных теплопроводов устанавливают термометры для контроля за температурой возвращаемой воды. Расчетный гидравлический режим обеспечивается настройкой регулятора давления и клапана 2, по одной трубе из ЦТП подается вода на отопление, по другой – на горячее водоснабжение.

В крупных тепловых сетях насчитывается несколько ЦТП. С увеличением их числа регулирование режимов отпуска теплоты усложняется, при этом возрастают эксплуатационные расходы. Экономически выгодная мощность ЦТП окончательно не установлена, но ориентировочно считают, что тепловая мощность ЦТП менее 7–11 МВт малоэффективна. ЦТП сооружаются в отдельных зданиях или пристройках к теплофицируемым зданиям. Размеры помещений определяются габаритами и количеством установленного оборудования. Для выбора схемы ЦТП необходимо выполнить технико-экономические расчеты, сопоставив их с соответствующими расчетами схемы МТП. По капиталовложениям на сооружение помещений, оборудование, монтаж и прокладку сетей вариант с ЦТП получился экономичнее, причем основную часть дополнительных капиталовложений в варианте с МТП составляет сооружение помещений насосных. Размещение подогревательных установок местного горячего водоснабжения в технических подпольях или в существующих подвалах зданий дает практически равные капиталовложения по вариантам. Принципиально отличными факторами при сравнении вариантов по капиталовложениям являются: дополнительный расход оцинкованных труб для горячего водоснабжения от ЦТП и увеличение числа секций подогревателей горячей воды в МТП.

При подсчете эксплуатационных затрат преимущества в обслуживании систем с ЦТП бесспорны, так как сокращается количество обслуживаемого оборудования, хотя несколько и возрастают затраты на ремонт распределительных сетей.

Под центральные тепловые пункты отводятся отдельные помещения или самостоятельные здания.

**Контрольно-распределительные пункты (КРП).** Усложнение схем и условий эксплуатации тепловых сетей потребовало повышения гибкости, маневренности и надежности теплоснабжения. Предложено отделять маги-

стральные тепловые сети от распределительных с помощью КРП. На КРП возлагается управление гидравлическим и температурным режимами в распределительных сетях и перевод их на специальный режим в аварийных ситуациях. Тепловая нагрузка КРП может составлять 35 – 55 МВт, что соответствует присоединению 5 – 8 тыс. квартир с радиусом действия распределительных сетей до 1 км. В зависимости от количества присоединяемых зданий КРП можно разделить на три группы: индивидуальные (на 1 здание), групповые (на 5 – 10 зданий), районные (на 50 – 100 зданий). В КРП устанавливаются приборы контроля, автоматики и телемеханики. Необходимый режим давлений в распределительных сетях поддерживается насосами и регуляторами.

Автоматизация КРП позволяет: поддерживать постоянными давление в обратной магистрали и заданный перепад давлений в распределительной сети; отключать КРП от тепловой сети в случае небаланса расходов воды в подающей и обратной линиях закрытых систем; снижать температуру воды в распределительной сети; подавать сигнал в диспетчерский пункт о работе КРП.

В крупных КРП арматура, насосные установки и контрольные приборы оборудуются дистанционным управлением.

### **5.3 Оборудование тепловых пунктов**

Перечень оборудования, установленного в тепловом пункте, зависит от схем подключения систем отопления и горячего водоснабжения, параметров теплоносителя, режимов потребления теплоты и других факторов. Для присоединения систем отопления с расчетной температурой воды ниже температуры в подающем трубопроводе теплосети по зависимой схеме устанавливают элеваторы. Они просты и надежны в эксплуатации и обеспечивают постоянство коэффициента смешения при изменениях теплового и гидравлического режимов магистральных сетей.

Элеваторы выпускаются стандартных размеров. Водоструйные элеваторы Госсантехстроя и Центроэнергостроя имеют номера от 1 до 6. В настоящее время широкое распространение получили элеваторы типа ВТИ. Их выпускают стандартных размеров номерами от 1 до 7. Нумерация элеваторов производится по диаметру камеры смешения  $d_v$  от 15 до 59 мм.

Принцип работы водоструйного элеватора заключается в использовании энергии воды подающей магистрали (рис. 5.5).

Рабочая вода с давлением  $P_1$  на выходе из сопла приобретает значительную скорость, статическое давление ее становится меньше, чем давление в обратной магистрали  $P_2$ . в результате чего обратная вода подсасывается струей рабочей воды. В камере смешения скорость воды выравнивается, давление постоянно; в диффузоре скорость смешанного потока уменьшается по мере увеличения его сечения, а статическое давление увеличивается до  $P_3 > P_2$

Основной расчетной характеристикой для элеваторов является коэффициент смешения.

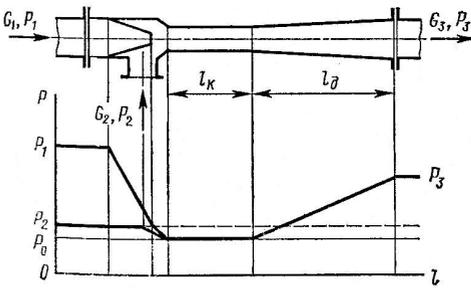


Рис. 5.5 График давлений струйного элеватора

Из условия бесшумной работы потери напора в соплах элеваторов не должны превышать 30 м; избыточные напоры перед элеваторами рекомендуется дросселировать шайбами.

Для предупреждения перерасходов теплоты в отапливаемых помещениях в диапазоне наружных температур воздуха  $8^\circ\text{C} - t_H$  необходима работа элеватора с переменным коэффициентом смешения. Этим целям отвечают элеваторы с регулируемым соплом, регулирующий орган которых выполнен в виде иглы переменного сечения, входящий в сопло. Увеличение коэффициента смешения обеспечивают и низконапорные бесшумные центробежные насосы, установленные на трубопроводах подмешиваемой воды.

Для предупреждения перерасходов

**Подогреватели** поверхностного типа устанавливают в тепловых пунктах систем теплоснабжения как для горячего водоснабжения, так и для систем отопления при присоединении их по независимой схеме. Конструкции таких подогревателей, а также другого оборудования для приготовления горячей воды рассмотрены ранее в теме 3.

**Грязевики** (рис. 5.6) изготавливают из стальных труб диаметром в 2,5 – 3 раза больше диаметра входного патрубка. Большая разность сечений способствует резкому снижению скорости воды и выпадению из нее взвешенных частиц. В выходном патрубке вырезаны отверстия сечением примерно в 3– 4 раза большим сечения патрубка, закрывающиеся сеткой с

ячейками 1–2 мм. При значительном засорении сопротивление грязевика увеличивается в несколько раз. Для облегчения чистки днище делается разъемным. В период чистки грязевик должен отключаться от сети. На штуцере 2 может устанавливаться манометр для контроля давления в системе или вентиль для выпуска воздуха.

**Насосы** в тепловых пунктах применяют вместо элеваторов для повышения давления в подающем или снижении давления в обратном трубопроводах, а также для циркуляции воды в системах горячего водоснабжения или повышения давления водопроводной воды, используемой на горячее водоснабжение и для откачки конденсата.

Смесительные насосы подбирают по количеству подмешиваемой воды и гидравлическому сопротивлению отопительной системы. Насосы на подающем и обратном трубопроводах ввода подбираются по величине недостаточного или избыточного напора в местной установке. Производительность этих насосов принимается по расходу воды в системе. Конденсатные насосы рассчитывают на предполагаемый возврат конденсата. Потребный напор насоса выбирается по графику давления в конденсатопроводе.

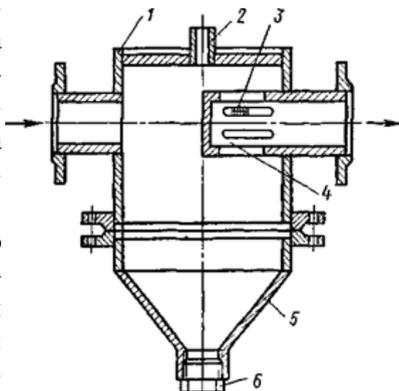


Рис. 5.6. Грязевик:  
1 – корпус;  
2 – штуцер для манометра;  
3 – сетка; 4 – фильтр  
5 – разъемное днище; 6 – болт

### Пластинчатые теплообменники

Пластинчатые разборные теплообменники имеют ряд существенных преимуществ по сравнению с кожухотрубными:

**1. Компактность** - они занимают меньше места (это позволяет снизить строительные объемы тепловых пунктов в 4-8 раз).

**2. Более высокий коэффициент теплопередачи и КПД.** Даже в самых лучших трубчатых аппаратах значительные поверхности труб находятся в так называемых мертвых зонах, где практически отсутствует теплопередача. В пластинчатых теплообменниках при одинаковой теплопроизводительности, благодаря высокому коэффициенту теплопередачи, поверхность нагрева в 1,7 - 2,5 раза ниже, чем у скоростных трубчатых.

**3. Малая металлоемкость** - при аналогичных параметрах масса пластинчатых теплообменников составляет 1/6 от массы трубчатых.

**4. Другой принцип подбора и расчета теплообменного аппарата** - вариация типа пластин и их количества - позволяет с большей точностью выдержать заданные параметры.

**5. Широкие возможности в подборе поверхности нагрева** при необходимости площадь поверхности теплообмена в пластинчатом теплообменнике может быть легко уменьшена или увеличена простым добавлением или уменьшением количества пластин.

**6. Низкая загрязняемость** - вследствие высокого качества изготовления пластин (электрополировка) и высокой турбулентности потоков фактор загрязнения значительно ниже.

**7. Возможность разборки** - снижается трудоемкость очистки имеется доступ к теплообменивающимся поверхностям.

**8. Меньше ограничений в работе** - по некоторым сведениям, замерзание воды в пакете пластин не приводит к фактическому повреждению аппарата. После оттаивания пластинчатый теплообменник готов к эксплуатации, а трубчатый получает повреждения трубок.

**9. Простота монтажа и обслуживания.** Не требуется привлечение специально обученного высококвалифицированного персонала. Затрачивается меньше времени и снижается стоимость монтажно-наладочных, изоляционных и ремонтных работ. Не требуется демонтаж подводящих трубопроводов.

**10. Устойчивость к вибрациям.** Пластинчатые теплообменники высокоустойчивы к наведенной двухплоскостной вибрации, которая может вызвать повреждение трубчатого аппарата.

**11. Сохранение в неизменном виде всех своих параметров** в течение всего срока службы (25 - 30 лет) – в отличие от кожухотрубного теплообменника.

**12.** Устраняется также вероятность перетекания одного теплоносителя в другой, что наблюдается в кожухотрубных водонагревателях при нарушении плотности вальцовки трубок и их механических повреждениях.

Сравнительная характеристика пластинчатых и кожухотрубных теплообменников приведена в табл. 5.1.

Существуют три различные конструкции пластинчатых теплообменников. Характерной особенностью таких конструкций является наличие параллельных пластин (за исключением специальных пластин для предотвращения деформации канала под действием внешнего давления), которые образуют систему параллельных каналов. Один теплоноситель протекает через одни каналы, а другой – через соседние каналы. К этому типу теплообменников относятся: 1) пластинчато-рамный или пакетно-пластинчатый теплообменник (чаще всего его называют просто пластинчатым); 2) спи-

ральный пластинчатый теплообменник и 3) пластинчато-корпусной или теплообменник Рамена. Наиболее часто используется первая конструкция.

Пластинчатый теплообменник (рис.5.7) состоит из ряда параллельных пластин, удерживаемых вместе в раме, в которой для предотвращения утечек между пластинами имеются сжимаемые прокладки из термостойкой резины.

Таблица 5.1

**Сравнительная характеристика пластинчатого и кожухотрубного теплообменника.**

№	Характеристика	Пластинчатый	Кожухотрубный
1	Коэффициент теплопередачи, Вт/(м <sup>2</sup> ·°С) (условно)	2500...4500 (3-5)	800...1500 (1)
2	Температурное приближение (разность температур теплоносителя и нагреваемого агента на выходе)	1	10
3	Изменение параметров (площадь поверхности теплообмена, коэффициент теплопередачи)	Допустимо в широких пределах	Невозможно
4	Внутренний объем (условно)	1	2-5
5	Соединения при сборке	Разъемные	Вальцовка, сварка
6	Доступ к поверхности теплообмена	100%	Труднодоступность
7	Утечка	Наружная (визуальная)	Внутренняя
8	Чувствительность к вибрации и гидроудару	Нечувствителен	Чувствителен
9	Подсоединение труб	С одной стороны	С разных сторон
10	Вес в сборе (условно)	1	3-10
11	Теплоизоляция	Не требуется	Необходимо
12	Фактор загрязнения	0,1-0,5	1-3

Уплотненные отверстия в пластинах образуют каналы, в которых теплоноситель может протекать как поперек пластин, так и в пространстве между ними. Для выравнивания скоростей потоков, теплосъема и удовлетворения требований по температурному режиму возможна организация параллельного, последовательного и смешанного потоков. Теплоносители движутся в аппарате, как правило, противотоком.

Пластины изготавливаются из коррозионно-стойкой стали толщиной 0,4... 1 мм и, чтобы выдержать нормальное рабочее давление, имеют доста-

точную площадь контакта друг с другом. Наиболее часто используются гофрированные в виде елочки металлические листы (рис.5.8). Пластины в секции повернуты одна относительно другой вокруг горизонтальной оси на  $180^\circ$ . Устанавливаются два таких листа с взаимно противоположной ориентацией гофра.

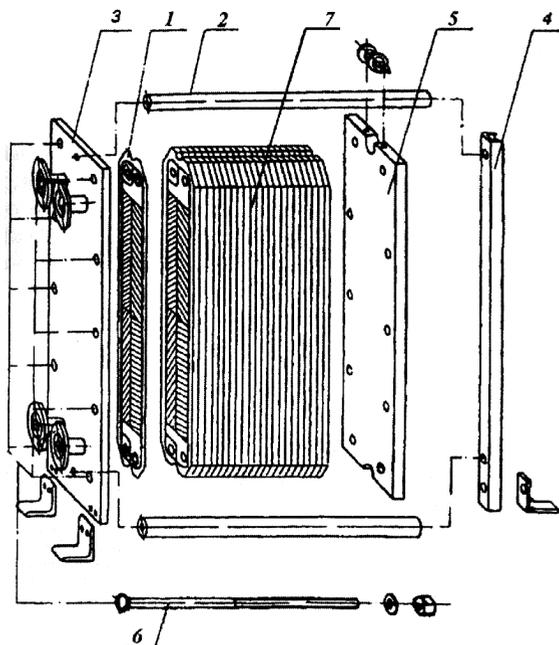


Рис. 5.7. Пластиновый теплообменник

1 - секция; 2 - направляющая; 3 - плита неподвижная; 4 - стойка; 5 - плита нажимная; 6 - болт стяжной; 7 - пакет секций.

Опорные точки получаются в местах пересечения гофров. Многократное сжатие, расширение и изменение направления потока приводят к сильной турбулизации и, как следствие, к высокой интенсивности теплопередачи, большим перепадам давления и касательным напряжениям, что в конечном счете способствует уменьшению отложений.

В каждой пластине по углам имеются 4 отверстия для прохода теплоносителей (см. рис.5.8). Промежуточные и концевые пластины могут иметь одно, два или три отверстия, количество которых определяют в соответствии со схемой компоновки пластин в теплообменнике.

Пластины собираются и стягиваются монтажными болтами на специальной раме. Каждая пластина омывается с одной стороны греющей водой, а с другой – нагреваемой. Отверстия в углах пластин и расположенные между пластинами прокладки образуют коллекторы, распределяющие теплоносители по каналам между пластинами (рис. 5.9).

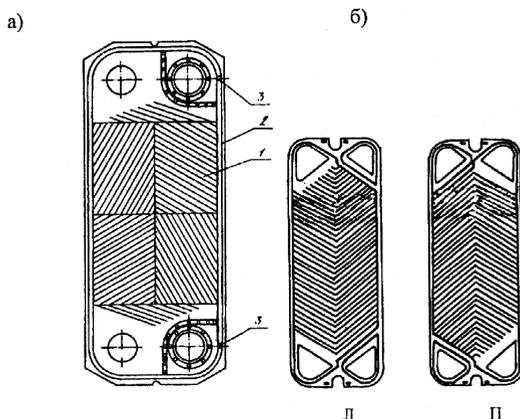


Рис. 5.8. Секция пластинчатого теплообменника:

- а) 1 - пластина; 2 - прокладка резиновая; 3 - паз для предупреждения смешения сред;  
 б) схема пластин с односторонним расположением проходных отверстий (Л - левая пластина, П - правая пластина).

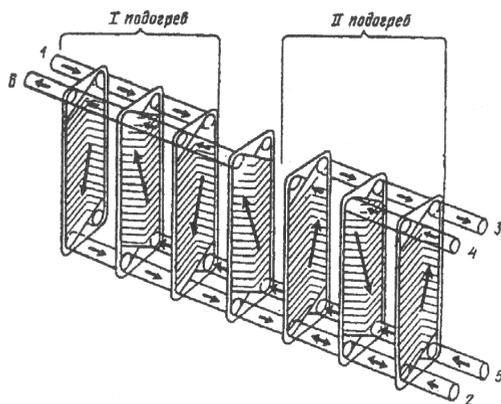


Рис.5.9. Пластинчатый теплообменник:

- 1 - вход холодной воды; 2 - вход циркуляционной воды; 3 - выход нагреваемой воды; 4 - вход теплоносителя из подающего трубопровода тепловой сети; 5 - вход обратной воды из системы отопления; 6 - выход обратной греющей воды.

Теплоноситель через входной штуцер поступает в продольный коллектор, образуемый угловыми отверстиями и прокладками сжатых в пакет пластин, и движется по нему до пластины с непросеченным угловым отверстием. Из коллектора теплоноситель проходит в межпластинные каналы через участки, на которых отсутствуют уплотнительные прокладки. Эти участки в каждом коллекторе расположены через одну пластину, благодаря чему образуется система горячих и холодных каналов. Пройдя межпластинные каналы, теплоноситель скапливается в противоположном коллекторе. При заданном расходе жидкости, проходящей через аппарат, можно установить требуемую скорость ее движения по межпластинным каналам. Оптимальная скорость достигается за счет уменьшения (или увеличения) числа каналов в пакете. Пакет всегда ограничен пластиной, имеющей неполное количество угловых отверстий. Такие пластины называют граничными. Из первого пакета теплоноситель направляется по противоположному коллектору вдоль теплообменника до очередной граничной пластины, после чего распределяется по каналам второго пакета в направлении, противоположном ее движению в первом пакете (см. рис.5.9).

В гофрированных каналах потоки теплоносителей подвергаются, как уже отмечалось, искусственной турбулизации, что интенсифицирует процесс теплообмена при определенном увеличении гидравлического сопротивления.

Для теплоснабжения выпускаются пластинчатые теплообменники следующих типов: полуразборные (РС) с пластинами типа 0,5Пр и разборные (Р) с пластинами типа 0,3р и 0,6р. Технические характеристики указанных пластин и основные параметры теплообменников, собираемых из этих пластин, приведены в [10].

Допускаемые температуры теплоносителей определяются термостойкостью резиновых прокладок. Для теплообменников, используемых в системах теплоснабжения, обязательным является применение прокладок из термостойкой резины, специальных марок.

Условное обозначение теплообменного пластинчатого аппарата следующее: первые буквы обозначают тип аппарата – теплообменник Р (РС) разборный (полусварной); следующее обозначение - тип пластины; цифры после тире – толщина пластины, далее – площадь поверхности теплообмена аппарата ( $m^2$ ), затем – конструктивное исполнение в соответствии с [10], марка материала пластины и марка материала прокладки. После условного обозначения приводится схема компоновки пластин.

Пример условного обозначения пластинчатого разборного теплообменного аппарата: теплообменник Р 0,6р-0,8-16-1К-01 – теплообменник разборный (Р) с пластинами типа 0,6р, толщиной 0,8 мм, площадью поверхности теплообмена 16  $m^2$ , на консольной раме, в коррозионностойком

исполнении, материал пластин и патрубков – сталь 12X18Н10Т; материал прокладки – теплостойкая резина 359; схема компоновки

$$C_x \frac{5+5+5}{6+5+5},$$

что означает: над чертой – число каналов в каждом ходе для греющей воды, под чертой – то же для нагреваемой воды. Дополнительный канал со стороны хода нагреваемой воды предназначен для охлаждения плиты и уменьшения теплотерь.

Пластинчатые теплообменники для теплоснабжения выпускаются рядом фирм. Одними из наиболее перспективных для использования в Республике Беларусь являются пластинчатые теплообменники РС-0,2 и Р-0,25, которые выпускает ПО «Термоблок».

### **Конструкция пластинчатых теплообменников РС-0,2 и Р-0,25**

Основным элементом полуразборных пластинчатых теплообменников (см. рис.5.7) являются секции попарно сваренных (сдвоенных) гофрированных штампованных пластин из нержавеющей стали. Каждая такая секция 1 имеет две пластины – правую и левую (см.рис.5.8), соединенные между собой контактно-шовной электросваркой и образующие неразборную полость. По контуру каждой пластины выштампован U-образный паз. Правая пластина по форме является зеркальным отражением левой. При сборке под сварку двух пластин вершины U-образных пазов прилегают друг к другу. Каждая секция устанавливается между двумя направляющими штангами 2 - верхней и нижней (см. рис.5.9). Штанги выполнены из труб или прутка и привернуты к неподвижной плите 3 и стойке 4. Секции могут перемещаться вдоль штанг. При помощи нажимной плиты 5 и стяжных болтов 6 секции сжаты в пакет. Пакет - это группа пластин, образующих систему каналов, в которых теплоноситель движется только в одном направлении. Разборная полость теплообменника образуется между секциями после их сборки в пакет. Каналы, смежные с каналами, образованными внутри секций, выполняются разборными для возможности очистки от загрязнений. Разборные каналы уплотняют прокладками из пищевой термостойкой резины. Так как теплообменник имеет прокладку лишь по разборной полости, то опасность смешения теплоносителей имеется только по двум кольцевым промежуточным прокладкам, где происходит разделение теплоносителей между разборной и неразборной полостями. Для предупреждения смешения теплоносителей в случае прорыва кольцевой прокладки предусмотрен паз 3 (см. рис.5.9). Важно, чтобы этот паз не за-

бывался. Жидкость будет вытекать наружу через этот паз, делая таким образом утечку и ее источник видимыми.

Паз разборных каналов под прокладки из резины имеет форму шестиугольника, который при сжатии пакета может уменьшать свои размеры в направлении продольной оси. В замкнутых пазах подобной конструкции прокладка работает в условиях самоуплотнения.

Поверхность пластин гофрирована. Гофры имеют в поперечном сечении профиль равнобедренного треугольника (см. рис.5.9). По углам пластины имеются отверстия для прохода теплоносителей, участвующих в теплообмене.

Секции в пакет собирают таким образом, чтобы вершины гофр на сопрягаемых поверхностях были обращены в противоположные стороны.

При попарной сварке пластин заваривают кромки только по периметру двух угловых отверстий, кромки пластин с остальными двумя отверстиями образуют вход в неразборный канал внутри секции и выход из него. На стороне разборных каналов отверстия в пластинах уплотняются резиновыми прокладками.

Теплообменники работают при расчетном давлении до 1 МПа (10 кгс/см<sup>2</sup>) по разборной полости и до 1,6 МПа (16 кгс/см<sup>2</sup>) по неразборной.

Для надежной работы пластинчатого теплообменника на всех линиях поступления воды в нем необходимо устанавливать сетчатые фильтры или грязевики с сеткой.

### **Обозначение пластинчатых теплообменников РС-0,2 и Р-0,25**

Структуру обозначения разберем на примере трехходового теплообменника с площадью поверхности всех установленных пластин 18,4 м<sup>2</sup>, состоящего из 3 пакетов секций (в первом пакете – 16 секций, во втором и третьем – по 15 секций):

РС-0,2-18,4-3х (16х 15 х 15)ТУ РБ 14520298.012-99,

где РС – полуразборный теплообменник (разборный по отдельным секциям);

0,2 – поверхность теплообмена одной из двух пластин, составляющих секцию, м<sup>2</sup>;

18,4 – суммарная площадь поверхности всех пластин, входящих в теплообменник, равная произведению поверхности одной пластины (0,2 м<sup>2</sup>) на число пластин;

3х – число ходов теплоносителей в теплообменнике (для теплообменников, предназначенных для присоединения систем горячего водоснабжения по двухступенчатой смешанной схеме (с 6 патрубками), после

указания числа ходов добавляется обозначение «БГВ» (блок горячего водоснабжения), например, РС-0,2-18,4-3хБГВ( 13х12х21));

(16х15х15) – схема компоновки секций в пакетах каждого хода, начиная с неподвижной плиты (16 секций в пакете первого хода и по 15 секций в пакетах секций второго и третьего ходов).

В теплообменниках для блока горячего водоснабжения первые два пакета секций представляют собой два хода для нагрева воды во второй ступени, а третий пакет секций – 1 ход для нагрева воды в первой ступени.

## 5.4 Тепловой расчет водоводяных подогревателей

Целью теплового расчета подогревателя является определение расчетной поверхности нагрева, выбор номера и количества подогревателей.

*Водоводяные подогреватели отопительных установок.* В двухтрубных открытых и закрытых системах теплоснабжения подогреватели устанавливаются при независимых схемах присоединения систем отопления к тепловым сетям (см. рис. 4.15), в однетрубных системах дальнего теплоснабжения – в тепловых пунктах для подогрева воды в разводящих сетях до необходимой температуры.

Поскольку центральное регулирование отпуска теплоты осуществляется по преобладающей отопительной нагрузке, расчет подогревателей не вызывает затруднений.

Поверхность нагрева всех типов поверхностных подогревателей ( $m^2$ ) определяется по формуле

$$F = Q_p \cdot 10^3 / (k \Delta t_{cp} m) \quad (5.1)$$

где  $Q_p$  – расчетная тепловая нагрузка, кВт;  $k$  – коэффициент теплопередачи, Вт/м<sup>2</sup>°С;  $\Delta t_{cp}$  – среднелогарифмическая разность температур в подогревателе, С;  $m$  – коэффициент, учитывающий накипь и загрязнение трубок.

Для отопительных подогревателей в качестве расчетной производительности  $Q_p$  принимают теплопроизводительность  $Q_o$ , соответствующую температуре наружного воздуха. Расчетные значения коэффициента теплопередачи определяют по формуле

$$k = \frac{1}{\frac{1}{a_1} + \frac{d_{cm}}{l_{cm}} + \frac{1}{a_2}}, \quad (5.2)$$

где  $a_1$  и  $a_2$  – коэффициенты теплоотдачи между первичным и вторичным теплоносителями и стенкой трубы, Вт/м<sup>2</sup>°С;  $l_{cm}$  – коэффициент теплопроводности трубы, Вт/м°С;  $d_{cm}$  – толщина стенки трубы, м.

Коэффициент теплоотдачи от теплоносителя к стенке при турбулентном движении воды вдоль трубок (снаружи или внутри) определяют по формуле

$$a = (1630 + 21t - 0,041t^2) \frac{w^{0,8}}{d^{0,2}}, \quad (5.3)$$

где  $t$  – средняя температура теплоносителя, °С;  $w$  – скорость теплоносителя, м/с;  $d$  – внутренний или наружный диаметр трубки или эквивалентный гидравлический диаметр межтрубного пространства, м.

Эквивалентный гидравлический диаметр (м) межтрубного пространства

$$d_s = \frac{D_s^2 - nd_n^2}{D_s + nd_n}, \quad (5.4)$$

где  $D_s$  – внутренний диаметр корпуса водонагревателя, м;  $d_n$  – наружный диаметр трубок, м;  $n$  – число трубок.

Так как коэффициенты теплоотдачи зависят от скоростей теплоносителей, то для определения коэффициента теплопередачи по формуле (5.3) необходимо вначале установить расходы греющей и нагреваемой воды (см. тема 4).

**Водоводяные подогреватели горячего водоснабжения.** Подогреватели должны обеспечивать заданную теплопроизводительность при любых температурных режимах сетевой воды. Наиболее неблагоприятный режим соответствует точке излома температурного графика регулирования. Поэтому расчет подогревателей горячего водоснабжения при всех схемах подключения их к тепловым сетям производится по параметрам сетевой воды при температуре  $t_n'''$ .

**Тепловой пункт с параллельным подключением подогревателей.** Для абонентских вводов с параллельно включенными подогревателями го-

рячего водоснабжения (рис. 4.10) характерен повышенный расход сетевой воды, равный сумме расчетных расходов воды на отопление и горячее водоснабжение

$$G = G_{p.o.} + G_{p.g.} \quad (5.5)$$

Расчетную теплопроизводительность подогревателя горячего водоснабжения принимают  $Q_{p.g.} = Q_{h \max}$  – при отсутствии аккумуляторов

горячей воды;  $Q_{p.g.} = Q_{hm}$  – при наличии аккумуляторов.

Расчетный расход сетевой воды на горячее водоснабжение определяют по формуле

$$G_{p.g.} = \frac{3600 Q_{p.g.}}{c(t_1'' - t_{2.g.}'')} \quad (5.6)$$

Температуру сетевой воды после подогревателя  $t_{2.g.}''$  принимают по графикам регулирования.

Расчетный расход водопроводной воды составляет

$$G_{p.g.g.} = \frac{3600 Q_{p.g.}}{c(t_g - t_x)} \quad (5.7)$$

Необходимые поверхности нагрева определяют аналогично отопительным подогревателям, имея в виду, что нагреваемая вода проходит по трубкам, а греющая – в межтрубном пространстве.

Скорость водопроводной воды в трубках подогревателя принимают в пределах от 1 до 2,5 м/с.

В зимний период суммарный расход сетевой воды на вводе значительно меньше, чем в начале отопительного сезона. Снижение расхода воды объясняется увеличением перепада температуры сетевой воды в подогревателе. Резкие колебания расходов воды существенным образом нарушают гидравлическую устойчивость сети.

**Тепловой пункт с двухступенчатым смешанным подключением подогревателей.** Расчет подогревателей при смешанной схеме включения (рис. 4.11) производят из условия, что температура сетевой воды на выходе из ступени II равна температуре воды после отопительной системы ( $t_{2.g.} = t_{2.o.}$ ), а недогрев водопроводной воды в ступени I подогревателя составляет  $\Delta t_{\mu} = 5^{\circ}\text{C}$ . При этих условиях когда температура обратной сетевой

воды максимальна ( $t'_{2,o} = 70^{\circ}\text{C}$ ) нагрев водопроводной воды до  $t_z = 60 + 65^{\circ}\text{C}$  происходит в ступени I.

Если нагрузка горячего водоснабжения превосходит среднечасовую или если температура обратной сетевой воды уменьшается ( $t_2 < 70^{\circ}\text{C}$ ), то теплота греющей воды в ступени I становится недостаточно для полного нагрева водопроводной воды. Водопроводная вода окончательно догревается до нормы в ступени II подогревателя. Следовательно, дополнительный расход сетевой воды на горячее водоснабжение необходим лишь для догрева водопроводной воды в ступени II. Ступень I максимально нагружена при расчетной температуре обратной воды ( $t'_{2,o}$ ). Доля нагрузки на ступень II возрастает в моменты пик водоразборов и в режимах повышения температуры наружного воздуха.

Подбор подогревателей производится по режиму работы тепловой сети при  $t''_n$ . Тепловая производительность установки принимается:

$Q_{p,z} = Q_{h\max}$  –при отсутствии аккумуляторов горячей воды:

$Q_{p,z} = Q_{hm}$  –при наличии аккумуляторов.

Расчетная тепловая нагрузка горячего водоснабжения в количестве

$$Q_{p,z} = \frac{G_{p,g} \cdot c \cdot (t_z - t_x)}{3600} \quad (5.8)$$

распределяется на обе ступени подогревателя

$$Q_{p,z} = Q_I'' + Q_{II}'', \quad (5.9)$$

где  $Q_I''$  и  $Q_{II}''$  – тепловые производительности ступеней I и II при  $t''_n$  кВт;  $G_{p,g}$  – расход водопроводной воды, кг/ч. Тепловую производительность ступени I можно выразить через параметры нагреваемой воды

$$Q_I'' = \frac{G_{p,g} \cdot c \cdot (t''_n - t_x)}{3600} \quad (5.10)$$

где  $t''_n$  – температура водопроводной воды после ступени I при  $t''_n$  равная:

$$t''_n = t'_{2,o} - \Delta t_n \quad (5.11)$$

По заданной нагрузке горячего водоснабжения из формулы (5.8) определяется величина водоразбора  $G_{p.v.}$ , а затем по формуле (5.10) находится тепловая нагрузка ступени I. Тепловую производительность ступени II подогревателя находят по уравнению (5.9).

Тепловая производительность ступени II может быть записана в виде

$$Q_{II}'' = \frac{G_{p.v.} \cdot c \cdot (t_1''' - t_{2,v}''')}{3600}, \quad (5.12)$$

откуда находят искомый расход греющей сетевой воды.

Далее необходимо определить температуру сетевой воды после подогревателя ступени I ( $t_2'''$ ), для этого теплопроизводительность ступени I выразим через параметры греющей воды:

$$Q_I''' = \frac{(G_o' + G_{p.v.}) \cdot c \cdot (t_{2,o}''' - t_2''')}{3600} \quad (5.13)$$

Установив для каждой ступени температурные напоры и расходы теплоносителей, можно легко определить коэффициенты теплопередачи и по уравнению теплопередачи (5.1) потребные поверхности нагрева.

**В тепловом пункте с двухступенчатым последовательным подключением подогревателей** горячего водоснабжения, как и в предыдущей схеме, тепловая нагрузка распределяется между ступенями подогревателя (рис. 4.12). Расчет подогревателей производят при минимальной температуре воды в подающей линии  $t_1'''$ . Для покрытия пикового горячего водоразбора подогреватели ступеней I и II должны быть рассчитаны по максимальной нагрузке горячего водоснабжения. Для этого находят максимальные расходы греющей и нагреваемой воды в обеих ступенях. После этого определяются температурные напоры теплоносителей в ступенях подогревателя. При последовательной двухступенчатой схеме определение температурных напоров затрудняется тем, что неизвестна температура сетевой воды после системы отопления в период максимумов горячего водоразбора. Для определения этой температуры порядок расчета подогревателя производится в такой последовательности.

Расход сетевой воды при балансовой нагрузке  $Q_{б.г.}$  и нормальном отопительном графике регулирования в режиме  $t_n'''$  определяют зависимостью

$$G_{\bar{6}} = G'_o + G_{\bar{6},z} = \frac{3600Q'_0}{c(t'_1 - t'_{2,o})} + \frac{3600Q_{\bar{6},z}(t_z - t''_n)}{c(t''_1 - t''_{2,o})(t_z - t_x)}, \quad (5.14)$$

где  $t''_n$  – находят по формуле (5.10).

Расчетные расходы водопроводной воды при балансовой и максимальной нагрузках  $Q_{\bar{6},z}$  и  $Q_{h\max}$  определяют по формулам

$$G_{\bar{6},z} = \frac{3600Q_{\bar{6},z}}{c(t_z - t_x)} \quad (5.15)$$

$$G_{\bar{6},z}^{\max} = \frac{3600 \cdot Q_{h\max}}{c(t_z - t_x)} \quad (5.16)$$

Температура сетевой воды после подогревателя ступени I при балансовой нагрузке составляет

$$\tau''_{\bar{6},2} = \tau''_{2,0} - \frac{3600 \cdot Q_{\bar{6}I}}{c \cdot G_{\bar{6}}}, \quad (5.17)$$

где  $Q_{\bar{6}I}$  – теплопроизводительность ступени I при балансовой нагрузке

$$Q_{\bar{6}I} = Q_{\bar{6}v} \cdot \frac{t''_n - t_x}{t_z - t_x} \quad (5.18)$$

Тепловые производительности ступеней I и II при  $Q_{h\max}$  определяют по формулам

$$Q_I^{\max} = Q_{h\max} \frac{\tau_{2,0}^{\max} - t_x}{t_z - t_x} \epsilon_I; \quad Q_{II}^{\max} = Q_{h\max} - Q_I^{\max} \quad (5.19)$$

Температуры сетевой воды ( $^{\circ}\text{C}$ ) перед элеватором и после ступени I подогревателя:

$$\tau_{1,o}^{\max} = \tau_1'' - \frac{3600 \cdot Q_{II}^{\max}}{c \cdot G^{\max}}; \quad \tau_2^{\max} = \tau_{2,o}^{\max} - \frac{3600 \cdot Q_I^{\max}}{c \cdot G^{\max}}; \quad (5.20)$$

Температуру водопроводной воды после ступени I подогревателя при максимальном водоразборе определяют по формуле:

$$t_n'' = t_x + \frac{3600Q_T^{\text{макс}}}{cG_{\text{в.в}}^{\text{макс}}} \quad (5.21)$$

После определения температуры теплоносителей в ступенях I и II при  $Q_{\text{н max}}$  находят среднелогарифмические температурные напоры. Затем подбирают ориентировочные типоразмеры подогревателей, определяют скорости теплоносителей в трубных пучках, в межтрубных пространствах и рассчитывают коэффициенты теплопередачи по формуле (5.2). Далее уточняют требуемые поверхности нагрева по формуле (5.1). Подогреватели горячего водоснабжения при повышенном температурном графике рассчитывают по этой же методике, принимая в точке излома графика температурную надбавку.

### 5.5 Тепловой расчет пароводяных подогревателей

*Скоростные пароводяные подогреватели* рассчитывают по той же методике, что и водоводяные. По заданной производительности подогревателя вначале определяют расходы и скорости теплоносителей в трубном пучке и в межтрубном пространстве, на основании которых затем находят по формуле (5.2) величину коэффициента теплопередачи. При этом коэффициент теплоотдачи от внутренней поверхности стенки трубного пучка рассчитывают по формуле (5.3), а коэффициент теплоотдачи от пара к наружной поверхности трубного пучка – по формуле

$$\alpha_1 = \frac{4880 + 58t_k - 0,179t_k^2}{\sqrt[3]{(t_n - t_{cm})md_n}} \quad (5.22)$$

где  $t_k$  – средняя температура конденсата на поверхности трубок;

$t_n$  – температура насыщенного пара;

$t_{cm}$  – средняя температура стенки трубок;

$m$  – число трубок в трубном пучке;

$d_n$  – наружный диаметр трубок, м.

Средние температуры конденсата и стенок трубок определяют по формулам

$$t_k = 0,5(t_n + t_{cm}) \quad (5.23)$$

$$t_{cm} = 0,5(t_n + t_{cp}) , \quad (5.24)$$

где  $t_{cp}$  – средняя температура нагреваемой воды, в приближенных расчетах, принимают равной полусумме температур горячей ( $t_g$ ) и холодной ( $t_x$ ) воды.

Поверхность нагрева змеевиков емких пароводяных подогревателей определяют по формуле

$$F_{zm} = \frac{1,2Q_g \cdot 10^3}{k \left( \frac{t + t_k}{2} - \frac{t_g + t_x}{2} \right)} \quad (5.25)$$

где 1,2–коэффициент, учитывающий потери теплоты;  $Q_g$  – расход теплоты на горячее водоснабжение, кВт;  $t$  – температура пара, °С;  $t_k$  – температура конденсата, °С.

Коэффициенты теплопередачи стальных змеевиков можно принимать равными 700 Вт/м<sup>2</sup>°С, а латунных – 840 Вт/м<sup>2</sup>°С. Емкие подогреватели могут быть использованы и при водяном греющем теплоносителе, в этом случае коэффициенты теплопередачи стальных и латунных змеевиков соответственно равны 290 и 350 Вт/м<sup>2</sup>°С.

Определив потребную поверхность нагрева змеевика, выбирают из справочной литературы типоразмер подогревателя и его конструктивные размеры.

## 5.6 Автоматизация тепловых пунктов

### 5.6.1 Первичные приборы и измерительные преобразователи

Первичные приборы могут быть показывающими, сигнализирующими, самопишущими и с дистанционной передачей показания на расстояние (к вторичному прибору). К измерительным преобразователям относятся датчики и преобразователи, работающие в комплекте со вторичными приборами или регулируемыми устройствами.

**Измерение температуры.** Измерение температуры теплоносителя осуществляется с помощью термометров, которые подразделяются на группы: термометры расширения, термоэлектрические преобразователи, термопреобразователи сопротивления.

Термометры расширения подразделяются на жидкостные, дилатометрические и манометрические.

*Термометры ртутные стеклянные электроконтактные* применяются для сигнализации или поддержания постоянной заданной температуры от  $-30$  до  $+300^{\circ}\text{C}$  в промышленных и лабораторных установках: тип ТЗК – с заданным постоянным рабочим контактом, тип ТПК – с подвижным рабочим контактом.

*Термометры дилатометрические* применяются в качестве реле для сигнализации или двухпозиционного регулирования температуры воды. К таким приборам относятся реле температурные дилатометрические типа РТ – 200 с характеристиками: предел измерения  $25 - 200^{\circ}\text{C}$ , погрешность измерения  $\pm 5^{\circ}\text{C}$ .

*Термометры манометрические* состоят из термосистемы, включающий термобаллон, соединительный капилляр, чувствительный элемент, и показывающего, самопишущего или сигнализирующего устройства. В зависимости от заполнения термосистемы манометрические термометры могут быть газовыми, жидкостными и конденсационными (парожидкостными). Термометры с обозначением ТГ2С и ТЖ2С имеют запись двух температур.

Манометрические термометры с сигнализирующим устройством (электроконтактные) предназначены для сигнализации или позиционного регулирования при отклонении температуры от заданного диапазона, устанавливаемого с помощью задающей стрелки. К ним относятся термометры ТПП – СК, ТПГ – СК, ТСМ – 100, ТСМ – 200.

*Термоэлектрические преобразователи* (старое наименование – термопары) имеют термоэлемент, который развивает термо – ЭДС, соответствующую температуре и измеряемую с помощью вторичных приборов – милливольтметров и потенциометров. По материалу термоэлектродов элемента преобразователи, используемые в водяных тепловых сетях, делятся на хромель-копелевые и хромель-алюмелевые, при этом стандартные градуировки шкал вторичных приборов – соответственно ХК и ХА и изготовляются без чехла и со стальным чехлом.

*Термопреобразователи сопротивления* по принципу действия основаны на свойстве металлов изменять свое электрическое сопротивление в

зависимости от температуры. Сопротивление, соответствующее температуре, измеряется вторичными приборами-логометрами и автоматическими мостами. В зависимости от материала чувствительного элемента термопреобразователи могут быть медными и платиновыми.

Термопреобразователи сопротивления ТСМ – 8012 и ТСМ – 6114 используются для измерения только температуры воздуха в помещениях. Термопреобразователи ТСП – 5071 и ТСП – 712 имеют модификации с двумя чувствительными элементами, которые подключаются к разным вторичным приборам или регулирующим устройствам.

Монтаж термоэлектрических преобразователей и термопреобразователей сопротивления осуществляется с помощью патрубков (бобышек), привариваемых к трубопроводам, бакам, и штуцеров на защитной арматуре. Преобразователи устанавливаются на трубопроводах перпендикулярно потоку или под углом (на изгибе) навстречу потоку. Рабочий спай термоэлектрического преобразователя должен находиться на оси потока.

**Измерение давления и перепада давлений.** Измерение давления и перепада давлений осуществляется с помощью манометров и дифференциальных манометров. По принципу измерения эти приборы подразделяются на две группы: с упругими чувствительными элементами (деформационные) и жидкостные.

*Приборы с упругими чувствительными элементами* могут быть с трубчатой манометрической пружиной, мембранные, сильфонные. Выпускаются приборы с отсчетными устройствами без выходного сигнала – показывающие и самопишущие, без отсчетных устройств с электрическим выходным сигналом, с отсчетными устройством и электрическим выходным сигналом.

*Приборы жидкостные*, используемые в водяных тепловых сетях, могут быть поплавковые и с видимым уровнем.

Перед манометрами обязательна установка трехходового крана, а у места измерения – клапана. При выборе манометров следует учитывать, что верхнее значение шкалы должно превышать максимальную величину измеряемого давления при плавно изменяющейся нагрузке в 1,5 раза и при резко колеблющейся – в 2 раза; минимальное измеряемое давление должно быть больше 1/3 предела шкалы.

**Измерение расхода и количества воды.** Измерение расхода и количества воды в водяных тепловых сетях осуществляется расходомерами переменного перепада давления, электромагнитными (индукционными) расходомерами и скоростными счетчиками (интеграторами), показывающими

массу или объем воды, прошедшей через прибор за какой-либо промежуток времени (час, сутки и т.д.).

Расходомеры переменного перепада давления являются измерительными комплектами, состоящим из сужающего устройства, дифференциального манометра, соединительных трубок со вспомогательными устройствами (уравнительные сосуды, клапаны и др.) и вторичного прибора.

В тепловых сетях применяются стандартные сужающие устройства – нормальные диафрагмы, не требующие индивидуальной градуировки.

Диафрагмы – камерные типа ДК, в которых отбор давлений осуществляется из кольцевых камер, чем обеспечивается большая точность и удобство измерения, и бескамерные типа ДБ, в которых отбор давлений осуществляется через отдельные отверстия.

В комплекте с сужающим устройством заводы-изготовители поставляют дифманометры, которые могут быть измерительным прибором или датчиком. По принципу действия дифманометры могут быть жидкостными (поплавковые) и с упругим чувствительным элементом (мембранные, сильфонные).

**Электромагнитные (индукционные) расходомеры** применяются для измерения расхода жидкостей с удельной электропроводностью не менее  $10^{-3}$  См/м при условии отсутствия в них ферромагнитных частиц.

Из выпускаемых промышленностью индукционных расходомеров в тепловых пунктах потребителей применяется расходомер ИР – 51.

Прибор состоит из датчика (первичного преобразователя расхода), устанавливаемого на трубопроводе, и измерительного блока, монтируемого на щите контроля.

Основная погрешность приборов 1%. Максимальная рабочая температура измеряемой среды для датчиков с резиновым покрытием 70°C, с эмалевым покрытием 150°C. Максимальное рабочее давление 2,5 МПа.

**Скоростные счетчики и расходомеры воды** различаются по типу чувствительного элемента (крыльчатые, турбинные) и температуре измеряемой воды (холодная, горячая).

В настоящее время освоен выпуск новых типов водосчетчиков – крыльчатых типа ВСКМ диаметром 20 – 40 мм и турбинных СТВ (для холодной воды) и СТВГ – 1 (для горячей воды).

Перед счетчиками устанавливаются фильтры для очистки воды от твердых частиц.

**Измерение расхода и количества тепловой энергии.** Измерение расхода и количества тепловой энергии, отпущенной из теплоисточника и

потребленной теплотребляющими установками, осуществляется тепломерами и теплосчетчиками.

### 5.6.2 Вторичные приборы.

Вторичные приборы устанавливаются на щитах и пультах, которые помещаются в местах, удобных для обслуживания и наименее подверженных вибрациями и влиянию мощных источников электромагнитных полей (электродвигателей и др.).

### 5.6.3 Приборы автоматического регулирования и автоматические регуляторы

**Основные типы автоматических регуляторов.** Автоматические регулирующие устройства служат для регулирования теплового и гидравлического режимов работы тепловых сетей и теплотребляющих установок.

Регулятор и объект регулирования составляют систему автоматического регулирования (САР), которая может осуществлять регулирование по отклонению регулируемого параметра, по компенсации возмущения (нагрузки объекта) и комбинированное – по отклонению и по возмущению.

По реализуемому закону регулирования регуляторы могут быть астатическими (интегральными, обозначение закона – И), статическими (пропорциональными – П), изодромными (пропорционально-интегральными – ПИ), позиционными. По наличию и роду используемой для работы энергии они могут быть прямого действия (без использования вспомогательной энергии) и косвенного (непрямого) действия – электрическими и гидравлическими.

В тепловых пунктах до недавнего времени преимущественное применение имели гидравлические регуляторы прямого действия.

Регуляторы прямого действия более просты по устройству, но поддерживают заданные параметры регулирования с пониженной точностью. Точность их работы в значительной мере зависит от качества наладки на рабочем месте.

В последние годы в связи с необходимостью обеспечения более экономичной работы потребителей путем регулирования отпуска теплоты в тепловых пунктах и созданием специализированных служб по эксплуатации оборудования тепловых сетей стали применяться более совершенные

и точные электрические (электронные) регуляторы и исполнительные устройства.

#### **Электрические исполнительные устройства**

Клапаны регулирующие с электронным исполнительным механизмом являются двухседельными органами для измерения расхода регулируемой среды с фланцевым присоединением. Устанавливаются на горизонтальных трубопроводах приводом вверх.

Исполнительные механизмы управляются от регулирующих приборов через пускатели или усилители.

Электронные регулирующие приборы устанавливаются на щитах (утопленный монтаж) при условии отсутствия сильной вибрации и значительных магнитных полей.

#### **5.6.4 Аппаратура телемеханики и телеизмерений**

Аппаратура телемеханики является техническим средством диспетчеризации и АСДУ (АСУТП) теплоснабжения и служит для двухстороннего обмена оперативной информацией между центром управления (диспетчерским пунктом) и контролируемыми и управляемыми объектами системы теплоснабжения.