«Данфосс Т.о.в.»

Ярков В.В.

Особенности современных систем водяного отопления

2-е издание, переработанное и дополненное

«Такі справи»
Киев — 2003

ББК 38 762.1
УДК (697.31+697.33)001.63
П 94
Особенности современных систем водяного отопления.
К.: ІІ ДП «Такі справи», 2003. – 176 с. – ил.
ISBN 966-96222-7-1
Перевод с украинского издания «Особливості проектування сучасних систем водяного опалення». – К.: ІІ ДП «Такі справи», 2003
осуществлен и дополнен автором.

Приведены общие сведения о современных системах водяного и водогликолевого отопления. Рассмотрена работа систем с терморегуляторами, автоматическими регуляторами перепада давления и регуляторами расхода теплоносителя, перепускными клапанами, расширительными мембранными баками, насосами с переменной частотой вращения и др. Даны основные аспекты конструирования систем. Изложен гидравлический расчет систем с обеспечением рекомендованного потокораспределения терморегуляторов. Приведены методы расчета и подбора основного оборудования.

Предназначена для проектировщиков, научных работников и студентов специальности «Теплогазоснабжение и вентиляция».

Автор Пырков Виктор Васильевич, канд. техн. наук, доцент кафедры «Теплогазоснабжения и вентиляции».

МЫ К ВАШИМ УСЛУГАМ:

Необходима помощь? Если у Вас есть вопросы, проблемы или замечания по книге, можете обращаться непосредственно к Пыркову В. В. (e-mail: pirkov@yandex.ru), относительно оборудования и его применения — в компанию «ДАНФОСС Т.о.в.»

«ДАНФОСС Т.о.в.»
Украина 04136, Киев-136, ул. Северо-Сырецкая, 3
(Переписка: Украина 04136, Киев-136, п/я 67).
Тел.: (+380044) 434-95-44, 434-88-33 факс: (+380044) 434-95-33
E-mail: uacd_heating@danfoss.com WWW: www.danfoss.com

Перепечатывание и копирование
без согласия ООО «Данфосс Т.о.в.»
ЗАПРЕЩЕНЫ!
Защищено авторским правом.

Использование приведенной
информации без ссылок
ЗАПРЕЩЕНО!

© ООО «Данфосс Т.о.в.», 2003
© ІІ ДП «Такі справи», подготовка издания, 2003

СОДЕРЖАНИЕ

Предисловие 5
Рецензия 7
Отзыв 8
Основные условные обозначения 9
1. Современные системы водяного отопления 11
1.1. Классификация и выбор 11
1.2. Особенности системы отопления с водогликолевыми смесями 16
2. Гидравлический расчет системы отопления 18
2.1. Общие сведения 18
2.2. Способы гидравлического расчета 22
2.2.1. Гидравлический расчет по удельным потерям давления 22
2.2.2. Гидравлический расчет по характеристикам сопротивления 23
2.3. Расчетное циркуляционное давление системы отопления ... 25
3. Запорно-регулирующая арматура 29
3.1. Общие сведения 29
3.2. Терморегуляторы 37
3.2.1. Конструкции и установка 37
3.2.2. Характеристики терморегуляторов 44
3.2.2.1. Механические характеристики 44
3.2.2.2. Рабочие характеристики 44
3.2.3. Технические данные терморегуляторов 53
3.2.4. Авторитеты терморегулятора 55
3.2.4.1. Внутренний авторитет терморегулятора .. 55
3.2.4.2. Внешний авторитет терморегулятора 60
3.2.4.3. Общий авторитет терморегулятора 62
3.2.5. Выбор терморегуляторов 67
4. Отопительные приборы 68
4.1. Классификация 68
4.2. Выбор отопительных приборов 71
4.3. Теплотехнические и гидравлические характеристики отопительных приборов 74
5. Насосы 76
5.1. Общие сведения 76
5.2. Выбор 77
6. Расширительные мембранные баки 84
6.1. Общие сведения 84
6.2. Выбор 84

7. Фильтры 87
8. Автоматические воздухоотводчики 88
9. Трубы и фитинги 89
10. Тепловая устойчивость системы отопления 91
10.1. Авторитет отопительного прибора 91
10.2. Авторитет теплоты в помещении 92
11. Потокораспределение системы отопления 99
11.1. Анализ терморегуляторов на шумообразование 99
11.2. Оценка системы отопления на обеспечение требований к температуре охлажденного теплоносителя 104
11.3. Работа автоматических регуляторов перепада давления .. 106
11.4. Работа автоматических регуляторов расхода ... 111
11.5. Работа перепускных клапанов 113
11.6. Обеспечение гидравлической устойчивости системы отопления 115
11.6.1. Одновтрубные системы отопления 125
11.6.2. Двухтрубные системы отопления 129
12. Конструирование системы водяного отопления 141
12.1. Разводка трубопроводов 141
12.2. Присоединение стояков и приборных веток к магистралям систем отопления 147
12.3. Присоединение теплопроводок к отопительным приборам 157
12.4. Присоединение расширительных мембранных баков 165
13. Технико-экономическое сопоставление одно трубных и двухтрубных систем отопления 167
14. Автоматическое обеспечение теплового комфорта 169
Литература 175

Памяти зав. каф. ТГВиВ, профессора Киевского национального университета строительства и архитектуры Ткачука Андрея Яковлевича посвящаю я

МЫ ДОЛЖНЫ СДЕЛАТЬ СВОЮ СТРАНУ БОГАТОЙ

ПРЕДИСЛОВИЕ

Переход в новое тысячелетие стал исторической вехой развития систем водяного отопления. Главным признаком данного периода является автоматизация тепловых и гидравлических режимов на уровне потребителя, которая дала возможность индивидуального автоматического поддерживания желаемого теплового комфорта.

Одним из главных устройств систем отопления для обеспечения теплового комфорта стал терморегулятор. Впервые он был разработан фирмой «Данфосс» в 1943 году. С течением времени терморегулятор перестал быть предметом роскоши и сегодня это — основное энергосберегающее устройство, которое экономит примерно 20% тепловой энергии.

Применение терморегуляторов в нашей стране является актуальной задачей, поскольку на отопление и вентиляцию зданий расходуется около 40% топливно-энергетических ресурсов. Это в несколько раз больше, чем в передовых странах мира с аналогичным климатом и составляет львиную долю импортированных энергоносителей. Альтернативы энергосбережению нет. Оно должно быть изначально заложено в системы отопления и вентиляции [1]. Сегодня для этого существуют все основания. Кто, как не МЫ - специалисты в данной области, должны сделать тепловой комфорт потребителя; кто, как не мы, должны сделать свою страну богатой.

Реализация данного задания возможна лишь при глубоком понимании конструктивных особенностей элементов современных систем, гидравлических и тепловых явлений, происходящих в ней. Работа терморегуляторов превратила системы отопления в активно действующие и адекватно реагирующие на любые отклонения внутренних и внешних факторов. Их наличие существенно повлияло на гидравлический режим. В отличие от обычного для нашей практики проектирования квазистационарного режима он стал переменным, что потребовало соответствующих подходов в техническом и проектном обеспечении.

Энергосберегающий эффект терморегуляторов достигается лишь при создании условий эффективной их работы, главное из которых предоставление возможности управления потокораспределением теплоносителя. Обеспечение данного условия осуществляют в три этапа: при изготовлении терморегуляторов, проектировании систем и их эксплуатации. Первые два этапа реализуют путем соблюдения соответствующих

внутреннего и общего авторитетов терморегуляторов, соединительным звеном между которыми является внешний авторитет. Такая терминология нова в отечественном проектировании, хотя, по сути, соответствует степени открытия клапана, коэффициентам управляемости потоками и изменению идеальной характеристики клапана. Техническое и гидравлическое понимание данных понятий дает возможность проектировщику быть более требовательным к предлагаемому западными и отечественными производителями оборудованию, запорно-регулирующей арматуре, методикам их подбора, программному обеспечению; определять целесообразность их использования; создавать энергосберегающие системы отопления

В данной работе заложены новые для нас подходы системного анализа в проектировании, но обычные для заграничной практики; усовершенствованные заграничные методики расчетов. Поэтому не исключена возможность неудачной трактовки или донесения к пониманию тех или иных положений. Автор не ставил перед собой задачу всеобъемлющего решения многогранности вопросов, связанных с проектированием систем отопления. Сосредоточив внимание на наиболее важном, надеется на опыт специалистов, которые смогут на основании известных фактов применить приведенные методы в конкретном практическом воплощении, понять первопричины гидравлической нестационарности современных систем отопления, увидеть целостную картину причинно-следственных связей. Все замечания и предложения просьба направлять автору.

Автор признателен компании «Данфосс Тов.» за создание благоприятных условий для плодотворной научной работы и всестороннюю помощь в написании и издании данной книги. Все запросы относительно продукции «Данфосс» просьба присылать данной фирме

Автор искренне признателен В. Ф. Гершковичу и В. Ю. Подгорному за профессиональные замечания и изложение своих мыслей по возможности полнее с тем, чтобы сделать книгу более точной, правильной и полезной.

Применение современных систем отопления в Украине требует переосмысления традиционных научных, проектных, монтажных и эксплуатационных подходов, которые служат основой обеспечения их эффективной работы. Несовершенство существующих подходов на переходном этапе иногда приводит к нареканиям и претензиям к работе систем, которые безосновательно предъявляют производителям оборудования. Компания «Данфосс» надеется, что данная работа поможет устранить возникающие недоразумения, а также даст толчок для дальнейшего усовершенствования систем отопления и методов их расчета.

РЕЦЕНЗИЯ

Книга, написанная по заказу украинского представительства известной фирмы «Данфосс», имеет целью создание наиболее благоприятных условий для внедрения в Украине приборов автоматического регулирования отопительных систем. Изделия «Данфосс», которые до последнего времени были практически нам неизвестны, требующие глубокого изучения, несмотря на активное их распространение. Поэтому новая книга, посвященная проблемам применения современной энергосберегающей техники, будет воспринята с любопытством широким кругом специалистов и студентов, тем более, что принадлежит перу одного из молодых преподавателей кафедры отопления и вентиляции Киевского национального университета строительства и архитектуры, выдающиеся ученые которого сделали в свое время весомый вклад в отечественную науку и отопительную технику.

Книга содержит не только *много полезной* информации *относительно* современных приборов и систем, но и интересные теоретические поиски автора относительно нового толкования такой недавно предложенной в Европе терминологии, как «авторитеты клапана». Хотя попытки нового (неевропейского) использования этих терминов, отдавая ЗДНь уважения научной смелости автора, выглядят недостаточно убедительно, тем не менее, свидетельствуют о высоком научном потенциале, которым необходимо использовать в будущем нашей *отечественной* науке.

Опыт покажет, что из этой книги войдет в научную сокровищницу, I ЧТО обречено на забвение. Во всяком случае, нельзя отрицать тот приятный факт, что в наше время появилась первая книга о современном отоплении, написанная молодым украинским научным работником.

Руководитель Центра энергосбережения КиевЗНИИЭП
канд. техн. наук *В. Ф. Гриневич*

ОТЗЫВ

Данная работа является на сегодняшний день единственным источником, который освещает современные подходы к центральным системам водяного отопления. Подробно и доходчиво разъясняется необходимость установки и принципы действия таких элементов системы отопления, как терморегуляторы, бесфундаментные малошумные циркуляционные насосы с преобразователями частоты, расширительные мембранные баки, автоматические регуляторы расхода и перепада давления и прочее.

Значительное внимание уделено автором гидравлической и тепловой устойчивости одно- и двухтрубных систем отопления. Предоставлены необходимые рекомендации относительно их конструирования. В целом работа интересная, своевременная и полезная не только для проектировщиков, научных сотрудников и студентов вузов, но также для монтажников и наладчиков.

Главный теплотехник АО «Киевпроект» *В. Ю. Подгорный*

ОСНОВНЫЕ УСЛОВНЫЕ ОБОЗНАЧЕНИЯ

ΔP — потери давления или избыточное давление, Па
P_d — динамическое давление, Па
г — местные потери давления, Па
ΔP_1 – потери давления в терморегуляторе, Па
№ — потери давления в терморегуляторе без учета потерь давления в регулируемом сечении, Па
G — массовый расход, кг/ч
λ —коэффициент гидравлического трения
d — диаметр трубопровода, м
l — длина, м
$k_э$ — эквивалентная шероховатость, м
Re — число Рейнольдса
ξ – коэффициент местного сопротивления
ρ — плотность, кг/м^3
R удельные линейные потери давления на 1 м трубы, Па/м
S — характеристика гидравлического сопротивления участка, Па/(кг/ч)^2
$Л$ — удельное динамическое давление, Па/(кг/ч)^2
$б$ — поправочный коэффициент, учитывающий влияние изменения естественного давления
X_p - зона пропорциональности клапана, К (°С)
t — температура воздуха, °С
$t_г$ — температура горячей воды, °С
$t_о$ — температура охлажденной воды, °С
h - высота, мм [м]
g — ускорение свободного падения, м/с^2
$a_в$ — внутренний авторитет терморегулятора
a — внешний авторитет терморегулятора
a^* — общий авторитет терморегулятора
k_v — номинальная пропускная способность, (м^3/ч) бар^{0,5}
k_{v_i} то же, при i-той настройке дросселя, (м^3/год) бар^{0,5}
k_{v_N} — то же, при максимальной настройке дросселя в положение «N», (м^3/год) бар^{0,5}
k_{vs} — характеристическая пропускная способность полностью открытого клапана, (м^3/ч) бар^{0,5}
k_{vi} - то же, при i-той настройке дросселя, (м^3/ч) бар^{0,5}
k_{vsN} — то же, при максимальной настройке дросселя в положение «N», (м^3/ч) бар^{0,5}

$k_{vs_{PV(P)}}$ - пропускная способность автоматического регулятора перепада давления ASV-PV(ASV-P), (м³ ч) бар^{0,5}

$A_{o.n}$ — авторитет отопительного прибора

$Q_{o.n}$ — требуемая теплопередача отопительного прибора, Вт

Q_n — теплопотери помещения, Вт

Q_{mp} теплопоступление от труб, Вт

Индексы

м — местная

л — линейная

н - насосный

со — система отопления

в - естественный

е.пр — естественный вследствие охлаждения в отопительных приборах

е.тр то же, в трубопроводах

с подсистема (стояк или приборная ветка)

N номинальная (расчетная) величина

max максимальная величина

min минимальная величина

тр трубопровод

к клапан

PV(P) автоматически поддерживаемый ASV-PV (ASV-P)

о основное циркуляционное кольцо

M вентиль ASV-M

I вентиль ASV-I

T терморегулятор

ш — шум

у — условный

г — горячий

г газовое пространство

1. СОВРЕМЕННЫЕ СИСТЕМЫ ВОДЯНОГО ОТОПЛЕНИЯ

1.1. Классификация и выбор

Отопление, по определению в отечественной нормативной литературе, — поддержание в закрытых помещениях нормированной оптимальной температуры со средней необеспеченностью 50 ч/год. Отличие современного отопления заключается в автоматическом поддержании (регулировании) в помещении температуры воздуха на индивидуальном уровне с целью обеспечения теплового комфорта.

Отопление осуществляют комплексом технических средств, которые называют системой отопления. В ее состав входят средства для получения, транспортирования и передачи теплоты во все обогреваемые помещения. Система отопления обслуживается, как правило, комплексом автоматизированной системы управления. Автоматизированная система управления поддерживает заданную температуру воздуха в помещении независимо от колебаний параметров окружающей среды (атмосферных и т.п.).

Классификация систем водяного отопления весьма разветвленная, что вызвано многовариантностью принципиальных схем, технических и функциональных характеристик, зависящих как от технических возможностей их реализации, так и от объектов применения. В классификационной схеме, представленной на рис. 1, вошли характерные основные признаки, определяющие три принципиальных классификации, на которых будет сосредоточено внимание в нашей работе.

Выбор системы отопления начинают с технико-экономических расчетов с учетом вида теплоносителя, степени обеспеченности потребителя теплом и т.п. Альтернативными вариантами (по одному и тому же объекту) часто являются системы водяного и воздушного отопления. Каждый из этих вариантов имеет свои преимущества и недостатки, которые при проектировании, строительстве, эксплуатации и ремонте могут играть решающую роль при разделении в классификационной схеме.

Например, по принципиальному учету потребления теплоты различают системы отопления с горизонтальными и вертикальными. На квартирных вводах центрального теплового пункта (ЦТП) устанавливают приборы учета расхода теплоты (теплосчетчики), состоящие из расходомера, двух термометров и вычислителя. Такая система позволяет управлять потреблением теплоты в зависимости от погодных условий, при этом учитывается и тепло, поступающее в помещение от внутренних источников (людей, бытовых приборов и т.п.). Такие системы применяются при наличии приборов автоматического учета и регулирования расхода теплоты.

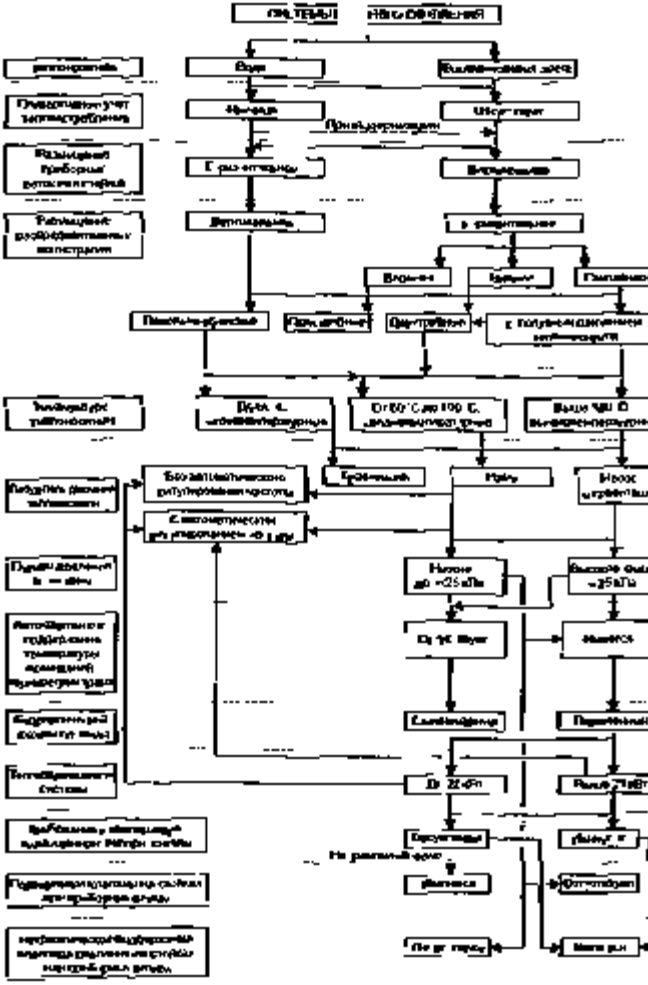


Рис. 1 Классификация потребителей тепла отопления

Применение крышных котелен и подземное строительство привело к проектированию систем с двумя магистральными трубопроводами, расположенными выше отопительных приборов. Такие системы называют *с* верхней разводкой магистралей. При разводке их ниже отопительных приборов — с нижней. При промежуточной разводке и при расположении одного магистрального трубопровода выше, а второго ниже отопительных приборов — со смешанной [2] разводкой (раньше эти системы называли сверхней разводкой). Необходимость такой классификации вызвана также различным влиянием естественного (гравитационного) давления на работу систем.

Отдельную группу составляют панельно-лучистые системы. Наиболее широко применяют отопление в полу и его разновидность — теплый Пол, где используют теплоноситель с температурой ниже 60 °С. Указанное значение ориентировочное и требует уточнения при использовании оборудования того или иного производителя. Кроме того, такая градация связана с тем, что автоматика современных индивидуальных котлов отслеживает четыре контура теплопотребления по максимальным температурам - бассейна, горячего водоснабжения, основной системы отопления и дополнительной в полу Высокотемпературные системы традиционно используются по назначению,

Гравитационные системы проектируют при технико-экономическом обосновании. Наличие маломощных малошумных насосов и автономных источников электроснабжения делает их применение нецелесообразным. Общие подходы при гидравлическом расчете насосных систем — с учетом или без учета естественного давления — разграничили их

Одним из основных элементов современных систем отопления является терморегулятор, который автоматически поддерживает заданную температуру воздуха в помещении за счет количественного регулирования теплоносителя, поступающего в отопительный прибор. Определенные перепады давления на терморегуляторе могут привести к шумообразованию. Поэтому при проектировании необходимо обеспечить такие перепады, при которых уровень шума не превысит допустимых значений за СНиП 11-12-77 [3]. Гидравлические характеристики терморегуляторов производства фирмы «Данфосс» отвечают требованиям данного норматива. При этом для различных терморегуляторов и определенных положений их настройки допустимый перепад давления принимает определенные значения. Практический опыт свидетельствует, что этот перепад должен быть меньше примерно 25 кПа. Если он превышает указанный уровень, устанавливаемый анализом характеристик W'UfB По минимально допустимому для теплообменника расходу теплоносителя или минимальному его расходу при котором система

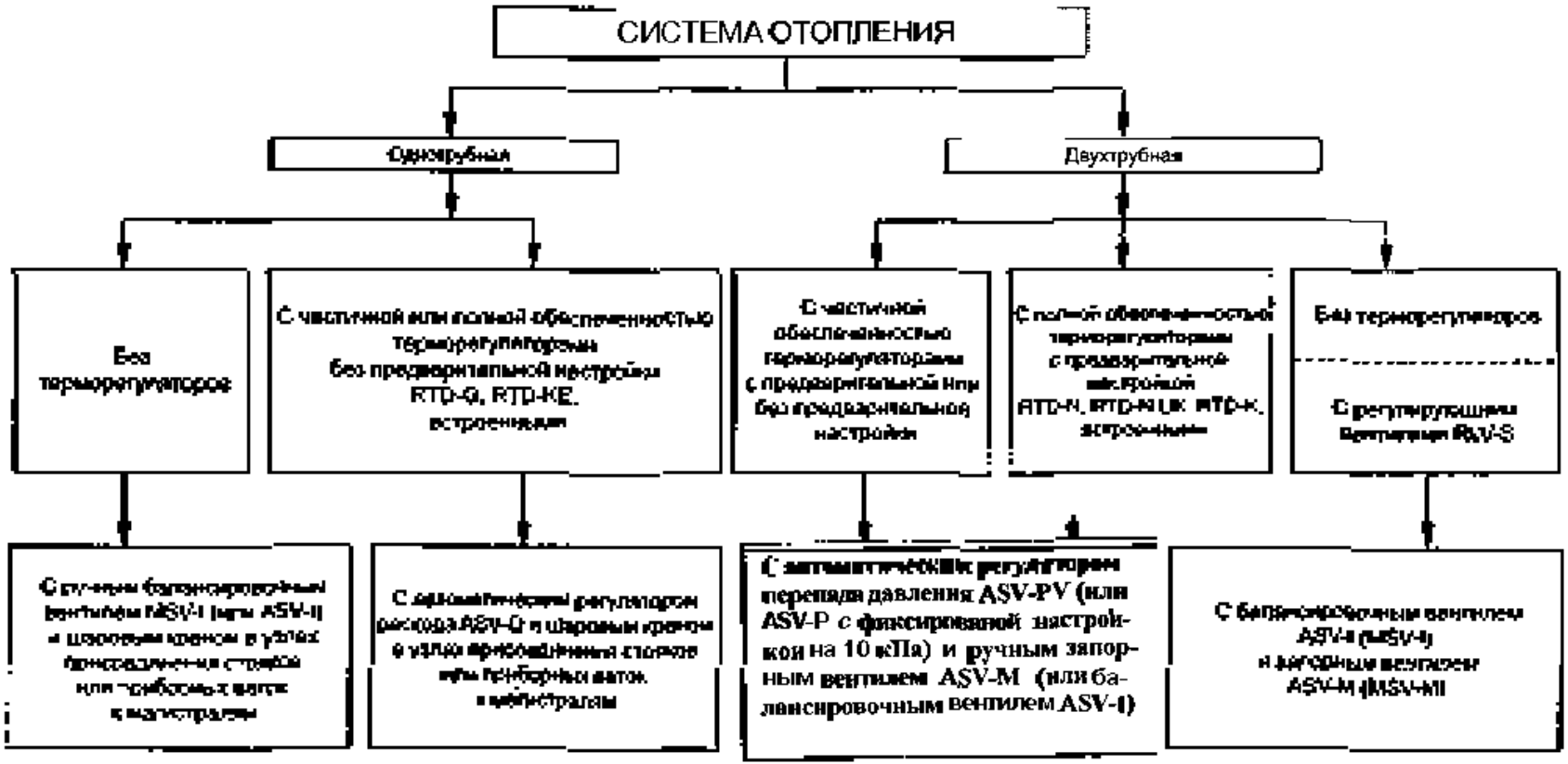


Рис. 2. Классификация систем отопления с запорно-регулирующей арматурой «Данфосс»

регулировании, необходимо применять автоматические устройства стабилизации перепада давления

При наличии требований к температуре обратного теплоносителя (в сети централизованного теплоснабжения, конденсационных котлах и т.п.) необходимо также проектировать на приборных ветках или стояках автоматические регуляторы перепада давления. При отсутствии требований, о чем необходимо обязательно выяснять, привязывая систему к источнику теплоснабжения,— могут быть установлены перемычки (байпасы) с перепускными клапанами на приборных ветках или стояках. «Данфосс» в обоих случаях рекомендует проектировать системы с автоматическими регуляторами перепада давления. На рис. 2 представлена детализированная классификация одно- и двухтрубных систем отопления с использованием запорно-регулирующей арматуры «Данфосс».

Работа терморегуляторов базируется на количественном регулировании, то есть переменном гидравлическом режиме. Такое регулирование лучше всего обеспечивается с использованием насосов, значительно хуже — водоструйных элеваторов с регулируемым сечением сопла, не обеспечивается нерегулируемыми элеваторами. Последние в системах отопления с терморегуляторами неэффективны. При использовании терморегуляторов рекомендуется применять герметичные циркуляционные насосы отопления: в объектах с тепловой мощностью системы 25 кВт и выше (с 01.02.2002 по директиве EnEV)— насосы с регулируемым количеством оборотов или постоянным количеством оборотов, но в последнем случае необходимо обеспечить автоматическое поддержание перепада давления между главными магистралями, например, установкой байпаса между ними с автоматическим регуляционно-перепускным клапаном.

Выбор схем поквартирных систем отопления осуществляют на основании технико-экономического сравнения проектных решений. При приблизительно одинаковых тепловых нагрузках отопительных приборов целесообразно с точек зрения упрощения гидравлических расчетов и обеспечения гидравлической и тепловой устойчивости системы, использовать схему с попутным движением теплоносителя.

Отличие современных систем отопления состоит в переменном гидравлическом режиме, создаваемом работой терморегуляторов. Автоматические регуляторы на стояках или приборных ветках необходимы для обеспечения эффективной работы системы отопления, а не являются же ланием проектировщиков-сантехников. Системы, ранее классифицировавшиеся как с верхней разводкой, сегодня относят к системам со смешанной прокладкой магистралей.

1.2. Особенности системы отопления с водогликолевыми смесями

Требования к теплоносителю систем отопления указанны в СНиП 2.04.07-86 [4]. Так, в закрытых системах с вакуумной деаэрацией необходимо использовать воду по ГОСТ 2874-82, При наличии термической деаэрации допускается использовать техническую воду.

Для систем, работающих периодически и при существовании опасности замерзания теплоносителя, необходимо применять воду с примесями, снижающими температуру кристаллизации. В качестве примесей не следует использовать взрыво- и огнеопасные вещества, а также вещества 1, 2 и 3-го классов опасности по ГОСТ 12.1.005-88 в количествах, от которых могут возникнуть при авариях выделения, превышающие ПДВК и ПДК в воздухе помещения. При использовании примесей, например, гликолевых, и наличии исходных данных, а именно: массовой доли гликоля, кинематической вязкости, плотности, коэффициента объемного расширения, температур кипения и кристаллизации, водородного показателя (pH) необходимо учитывать влияние водогликолевой смеси на гидравлическую и тепловую устойчивость системы, на выбор оборудования, используя рекомендации производителей. При отсутствии — пользоваться ориентировочными данными табл. 1.

Таблица 1.

Влияние водогликолевой смеси на характеристики системы отопления

Характеристики	Массовая доля этиленгликоля, %			
	10	20	30	40
Температура кристаллизации °С	-4	-9	-15	-24
Безопасная минимальная рабочая температура, °С	+1	-4	-10	-19
Относительная теплопроводительность	0,998	0,970	0,950	0,935
Относительные потери давления	1,05	1,11	1,18	1,24

Использование незамерзающего 40% водного раствора этиленгликоля может уменьшить теплопроизводительность котлов и отопительных приборов почти на 7%. Существенно увеличивает увеличение гидравлического сопротивления труб почти на 25% (при средней температуре теплоносителя 60 °С), что заставляет применять более мощные насосы. Увеличение коэффициента объемного расширения водогликолевой смеси приводит к использованию расширительных баков с увеличенным объемом на 40...50%.

Из-за токсичности и значительного влияния на работу систем этиленгликолевые растворы следует ограничивать в применении. Широ-

кое использование необходимо предоставлять, несмотря на большую (почти в 3 раза) стоимость, пропиленгликолевым смесям.

Применение незамерзающих жидкостей следует согласовывать с производителями на взаимосовместимость с запорно-регулирующей арматурой, полимерными трубами, разъемными фитингами и т.п.

Использование теплоносителя с этиленгликолевыми смесями требует корректировки тепловых и гидравлических характеристик оборудования системы отопления, рассчитанной для теплоносителя воды.

2. ГИДРАВЛИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ СИСТЕМЫ ОТОПЛЕНИЯ

2.1. Общие сведения

Гидравлический расчет системы отопления основывается на уравнении

$$\Delta P = \Delta P_л + \sum \Delta P_м \quad . \qquad (1)$$

где $\Delta P_л$ — линейные потери давления, Па, вызванные силами трения в трубах; $\sum \Delta P_м$ — сумма местных потерь давления, Па, обусловленных изменением структуры потока (скорости, направления, слияния...) в фитингах, запорно-регулирующих устройствах и оборудовании.

Потери давления на трение определяют по формуле Дарси

$$\Delta P_л = \lambda \frac{l}{d} P_д .$$

где K — коэффициент гидравлического трения; l и d ~ соответственно длина и внутренний диаметр трубопровода участка системы отопления, м: $P_д$— динамическое давление в трубопроводе, Па,

Под участком системы отопления понимают такую ее часть, которая имеет одинаковый расход теплоносителя и постоянный диаметр трубопровода. В длину трубы участка, как правило, включают длины фитингов и запорно-регулирующей арматуры, и обязательно не включают длину оборудования, такого как отопительные приборы, теплообменники, грязевики...

Из многочисленных зависимостей для определения коэффициента гидравлического трения в отечественной практике применяется формула Альтшуля:

$$\lambda = 0{,}11\left(\frac{68}{Re} + \frac{k_э}{d}\right)^{0.25} .$$

и компьютерных программах, пришедших к нам из-за границы, широко применяют формулу Колбрука-Уайта —

$$\frac{1}{\sqrt{\lambda}} = -2\lg\left(\frac{2{,}51}{\mathrm{Re}\sqrt{\lambda}} + \frac{k_э}{3{,}71d}\right)$$

и ее модифицированный вариант —

$$\lambda = \left[-2\lg\left(\frac{6{,}1}{\mathrm{Re}^{0{,}915}} + 0{,}134\frac{k_э}{d}\right)\right]^2 .$$

где Re - число Рейнольдса; ft, - эквивалентная шероховатость, м.

Анализ формул при граничных условиях показывает на приблизительно 20% расхождение при верхней границе и нижней границе $\frac{k}{d}$ и 10% — при нижней границе $\frac{k}{d}$ и верхней Re.

При использовании стальных труб рекомендуется применять формулу Альтшуля, труб из других материалов — модифицированную формулу Колбрука-Уайта.

Потери давления на трение определяют по каталогам фирм-производителей, представляемых в виде графиков или таблиц. Используя их, следует обращать внимание на единицы измерения и на расчетные параметры теплоносителя, а именно: на осредненную расчетную температуру за отопительный период, которая часто отличается от отечественных условий (60 °С). За этой информацией следует обращаться непосредственно к производителю.

Когерентной единицей измерения давления в Международной системе СИ и соответственно СН 528-80 [5] есть паскаль Па (Ра). Но еще до сих пор применяют в каталогах иностранного оборудования иные единицы измерения. Поэтому вместо кгс/м² и мм вод. ст. целесообразно ввести декапаскаль (1 даПа (daPa) - 10 Па). Тогда 1 кгс/м² = 1 мм вод. ст. = 1 даПа, а вместо мм рт. ст. - гПа (гектопаскаль - 1 гПа (hPa) = 10^2 Па)

Особое место среди применяемых единиц в настоящее время занимает единица давления бар (bar), которая имеет размер, кратный размеру Па (1 бар = 10^5 Па), но без предусмотренного системой СИ коэффициента десятичной кратности. К тому же указанная единица имеет собственные наименования и вместе с ее дольными и кратными единицами (мбар, кбар) образует формально независимый от Па ряд, который противоречит системе СИ. Невзирая на это, единица бар за границей будет использоваться до принятия соответствующих международных решений, поскольку имеет такие преимущества: упрощает переградуирование приборов при изъятии старых единиц (кгс/см²); дольная единица мбар удобнее при измерении высоких и сверхвысоких давлений, чем ГПа.

Местные потери давления определяют по формуле Вейсбаха, Па

$$\Delta P_м = \xi P_д = \xi \frac{\rho v^2}{2},$$

где ξ — коэффициент местного сопротивления; v — средняя по площади скорость теплоносителя, м/с; ρ — плотность теплоносителя, кг/м³.

Значение коэффициентов местных сопротивлений следует принимать только по каталогам фирм-производителей данного оборудования; поскольку, например, расхождение в одинаковых по названию, но изготовленных разными производителями, фитингах может составлять порядок и даже учитываться с разным знаком («плюсом» или «минусом»).

Нормативом [6] предусмотрен запас к расчетному давлению системы отопления в размере 10% имеющейся разности давлений на неучтенные расчетом сопротивления. В особенности эта норма актуальна при использовании соединений разного типа, поскольку не всеми производителями указано о необходимости проектировщику на стадии гидравлических расчетов предусматривать технологию монтажа трубопроводов и знать тип применяемых соединений. Для тех соединений, где отношение диаметра прохода к внутреннему диаметру трубы составляет меньше 0,8, необходимо учесть как дополнительное местное сопротивление - мгновенное расширение и мгновенное сужение ($\sum\xi = 1{,}5$). При отношении диаметров прохода соединения и трубы в пределах 0,8...1,0 рекомендуется принимать $\sum\xi = 1$. Дополнительно согласовать проектировщику эти значения с фирмами-производителями не помешает.

Динамическое давление, при определении коэффициента местного сопротивления, определяют по средней скорости теплоносителя в наиболее узких поперечных сечениях. Поэтому относить местное сопротивление, которое находится на границе двух участков, следует к участку меньшего диаметра. Динамическое давление в трубопроводе рассчитывают с учетом плотности воды, соответствующей определенной температуре за отопительный период. В отечественной практике плотность принимают по табличным данным, или используют ее среднее приращение при снижении температуры воды на 1 °С, которое тоже определяют по таблицам. Целесообразнее, особенно в компьютерных расчетах, пользоваться формулой, которая с достаточной точностью аппроксимирует зависимость плотности воды ρ, кг/м^3, от температуры t, °С.

$$\rho = 1003{,}1 - 0{,}1511t - 0{,}003t^2,$$

где 1003,1; 0,1511 и 0,003 – размерные коэффициенты [7].

Применение трубопроводов из разных материалов и все более частое их использование в горизонтальной плоскости привело к изменению диапазонов применяемых скоростей теплоносителя.

Допустимую максимальную скорость движения воды в стальных трубопроводах и запорно-регулирующей арматуре определяют по прави-

там [6], исходя из нормативно-допустимого эквивалентного уровня шума в помещении. Ее максимальное значение составляет 1,5 м/с.

Для пластиковых труб, способных гасить как звук, так и гидравлические удары, допускается принимать несколько большие значения скоростей, а именно: в стояках — до 2,5 м/с, в распределительных и сборных трубопроводах — до 2,0 м/с.

Скорость воды в медных трубопроводах не должна превышать максимального значения, при котором разрушается защитная оксидная пленка на внутренней поверхности трубы. Рекомендуемое значение — 1 м/с.

Минимальная граница скорости зависит от направлений движения теплоносителя и всплытия воздушных пузырьков. Для перемещения и сбора воздуха необходимо, чтобы в вертикальных трубах скорость воды превышала 0,2...0,25 м/с, наклоненных и горизонтальных - 0,1...0,15 м/с, кроме горизонтальных труб в полу и в плинтусе, где — 0,2...0,3 м/с. Однако допускается уменьшение этих значений при небольших потоках воды и отсутствии труб меньшего типоразмера в номенклатурном ряду.

Разнообразие материалов, из которых изготовляют современные трубы, не может быть полностью охвачено вышеприведенными границами. Как правило, производители задают эти значения в характеристиках труб, или справочниках, которыми следует пользоваться в каждом конкретном случае. Это касается и диаметров труб, где при одинаковых условных диаметрах площадь живого сечения может отличаться до 60%.

Диапазон рекомендуемых значений скорости теплоносителя зависит от материала изготовления труб. Верхним пределом является условие недопущения шумообразования (для медных труб дополнительно — обеспечение целостности оксидной пленки), нижним — условие обезвоздушивания системы.

Расчет систем отопления по максимально допустимой скорости приводит к шумообразованию в трубах вследствие открывания терморегуляторов в процессе работы и, соответственно, к увеличению реальной скорости потока теплоносителя.

2.2. Способы гидравлического расчета

На основе вышеприведенных зависимостей существует несколько способов гидравлического расчета, основными из которых являются:

1 — по удельным линейным потерям давления;

2 — по характеристикам гидравлического сопротивления

Оба способа получили широкое применение, как в отечественной, так и зарубежной практике проектирования. Единого подхода в представлении гидравлических характеристик производителями элементов систем отопления нет. Поэтому при ручных расчетах и разработке компьютерных программ используют комбинирование способов или адаптацию имеющихся гидравлических характеристик под конкретный расчет.

2.2.1. Гидравлический расчет по удельным потерям давления

Способ гидравлического расчета по удельным потерям базируется на уравнении (1), представленном в виде:

$$\Delta P = Rl + z,$$

где R — удельная линейная потеря давления на 1 м трубы, Па/м; z — местные потери давления, Па.

Параметры R и z производители представляют графиками, таблицами или формулами. При этом следует обращать внимание на параметры теплоносителя, при которых они получены.

Приятие перепадов температур воды в стояках или приборных ветках равными перепаду температур воды в системе, а также наглядность подбора труб в диапазоне экономически рекомендованных удельных линейных потерь давления делает этот способ расчета самым простым.

Исходя из экономических требований, значения параметра R для труб разных производителей имеют диапазон 100...250 Па/м. Соответственно скорость воды — 0,25...0,65 м/с (данные ориентировочны, т.к. зависят от диаметра труб).

Экономические требования базируются на сопоставлении стоимостей трубы и энергии на прокачивание теплоносителя. Однако иногда целесообразно выйти за указанные пределы для предотвращения гидравлического разбалансирования, упрощения монтажа и эксплуатации, обеспечения эффективной работы регулирующей арматуры системы отопления. Следует также учитывать, что увеличение диаметра труб приводит к значительному возрастанию стоимости системы отопления за счет использования соответствующих фитингов и запорно-регулирующей арматуры; повышению водоемкости системы отопления и, как следствие — снижению энергосбережения

Существует проектная практика упрощенного подхода (экспресс-метода) к гидравлическим расчетам на основе данного способа. Окончательное потокораспределение возлагают на автоматические средства регулирования. Но даже они не в состоянии обеспечить равномерное прогревание помещений при запуске системы отопления, при выводе ее в рабочее состояние после ночного режима или внезапного похолодания, если система отопления была гидравлически несбалансирована при расчете. Кроме того, при таком подходе автоматическое управление потокораспределением может выходить за пределы эффективного регулирования, что приводит к проявлению чрезмерной или недостаточной чувствительности автоматической запорно-регулирующей арматуры. Поскольку этот способ существенно снижает более высокий уровень возможностей, в особенности сложных систем отопления, его следует использовать лишь для предварительной спецификации и заказа элементов систем, а также для технико-экономического сравнения проектных решений.

Применение экспресс-методов расчета по удельным потерям давления и возложение задач окончательного потокораспределения только на средства автоматического регулирования не обеспечивает в полной мере энергосберегающего и санитарно-гигиенического эффектов систем отопления.

2.2.2. Гидравлический расчет по характеристикам сопротивления

Способ гидравлического расчета по характеристикам сопротивления базируется на уравнении (1), представленном в виде:

$$\Delta P = SG^2,$$

где G — массовый расход воды на расчетном участке, кг/ч; S — характеристика гидравлического сопротивления участка, Па/(кг/ч)^2, определяемая по формуле:

$$S = A\left(\frac{\lambda}{d}l + \sum\xi\right),$$

где A — удельное динамическое давление на участке, Па/(кг/ч)^2, рассчитанное по формуле:

$$A = 6{,}25/10^8 \rho d^4.$$

Этот способ получил широкое применение в отечественной практике проектирования благодаря сходимости результатов расчета [illegible]

ными эксплуатационными условиями. Страны Западной Европы используют его в виде:

$$\Delta P^* = \frac{1}{k_v^2} Q^2,$$

где ΔP^* — потери давления, бар; Q — объемный расход воды, м^3/ч; k_v ~ пропускная способность, (м^3/ч)·бар^{0,5}.

Разъяснение особенностей между параметрами k_v, k_{v_i} и k_{vs_i} приведены далее при рассмотрении запорно-регулирующей арматуры. Эти параметры численно равны объемному расходу воды в м^3/ч, которая проходит через элемент системы отопления при номинальном перепаде давления на нем 10^5 Па (1 бар). Поэтому часто в каталогах и справочниках пренебрегают знаменателем при указании единиц измерения, и представляют их как м^3/ч.

Определение параметра k_v для условий, отличающихся от номинальных, при заказе и спецификации клапанов осуществляют по формуле:

$$k_v = \frac{Q}{\sqrt{\Delta P}} = \frac{G}{\rho\sqrt{10^{-5}\Delta P}},$$

или, принимая плотность воды, равной 10^3 кг/м^3,

$$k_v = 0{,}316\frac{G}{\sqrt{\Delta P}}.$$

Параметр k_v является аналогом проводимости О (кг/ч)/Па^{0,5}, используемой отечественными проектантами и связанной с характеристикой сопротивления:

$$\sigma = \frac{1}{\sqrt{S}} = \frac{G}{\sqrt{\Delta P}}.$$

При $\rho = 10^3$ кг/м^3, с учетом единиц измерения,

$$S = \frac{0{,}1}{k_v^2}, \text{ а } \Delta P = \frac{0{,}1G^2}{k_v^2}. \qquad (2)$$

Расчет систем отопления по пропускной способности аналогичен применяемому в отечественной практике гидравлических расчетов через проводимости, являющемуся вследствие широкого использования метода характеристик сопротивления

2.3. Расчетное циркуляционное давление системы отопления

Расчетное циркуляционное давление $\Delta P_{c\,o_i}$ представляет собой разность давлений, расходуемую в системе отопления на преодоление гидравлических сопротивлений движению теплоносителя в циркуляционных кольцах.

Циркуляция воды насосных систем отопления происходит за счет одновременного действия естественного давления ΔP_{e_i}, вызванного охлаждением воды, и давления ΔP_{n_i}, создаваемого насосом или элеватором с регулируемым сечением сопла для обеспечения необходимого расхода воды в системе, то есть:

$$\Delta P_{c.o_i} = \Delta P_{n_i} \pm B\Delta P_{e_i},$$

где B — поправочный коэффициент, который учитывает влияние изменения естественного давления на протяжении отопительного периода при разных способах регулирования системы.

В отечественной практике проектирования двухтрубных систем отопления принимали значение B=0,4 [8] или B=0,5...0,7 [9]. Различие в значениях объясняется выбором разных промежутков времени отопительного периода для гидравлического расчета. По мнению автора, нивелирование влияния естественного давления необходимо осуществлять по средней температуре наружного воздуха наиболее холодного периода, равной для Украины приблизительно минус 9 °С. Данное значение является также приблизительно средним при определении температур теплоносителя по температурным графикам для большинства городов Украины для расчета минимального и максимального влияния естественного давления. При таком подходе и учете переохлаждения теплоносителя в отопительном приборе с нормативно увеличенной номинальной площадью теплопередачи [10] следует принимать B=0,7 [11]. Для однотрубных систем при качественном регулировании B=1, при автоматическом качественно-количественном — 0,7.

Влияние естественного давления со знаком «плюс» следует учитывать при расположении условного центра нагревания (середина высоты котла или теплообменника, точки смешивания воды элеватора или на перемычке) ниже условного центра охлаждения отопительного прибора, обозначенного кружочком на рис. 3. Условным центром охлаждения вертикального участка трубопровода находится на расстоянии 2/3 его высоты. При расположении условного центра нагревания выше условного

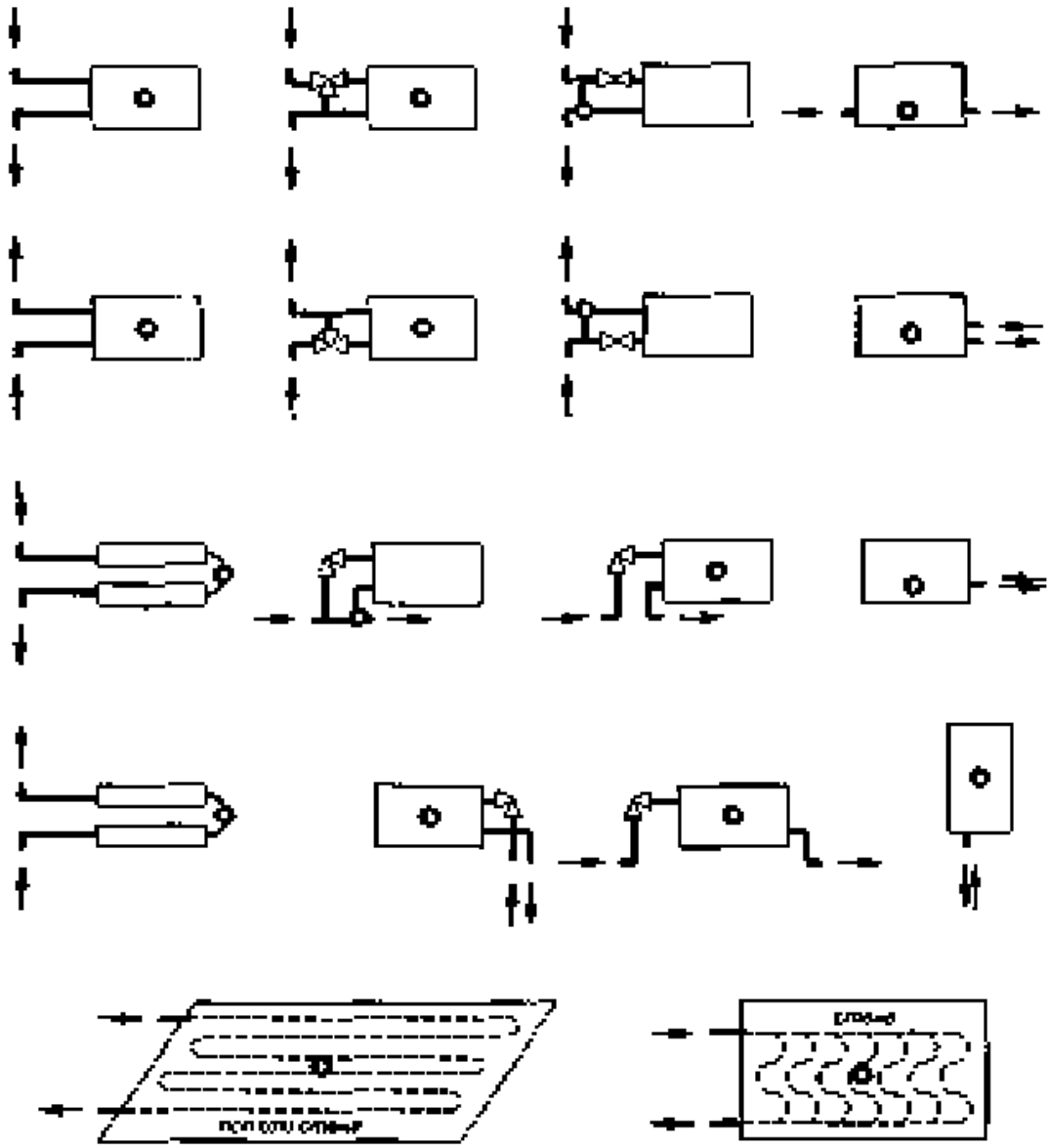


Рис. 3. Определение условных центров охлаждения

центра охлаждения — со знаком «минус». В промежуточном положении — соответственно «плюс» и «минус».

Расчетное давление для однотрубных вертикальных систем следует определять лишь для максимального значения высот между указанными центрами. Для двухтрубных и однотрубных горизонтальных — между всеми.

Естественное циркуляционное давление, возникающее в расчетном циркуляционном кольце системы вследствие охлаждения воды в отопительных приборах $\Delta P_{г.пр}$, Па, и охлаждения воды в трубах $\Delta P_{г.тр}$, Па,

$$\Delta P_г = \Delta P_{г.пр} + \Delta P_{г.тр}.$$

Для вертикальных однотрубных систем

$$\Delta P_{e.np.} = \Delta\rho g h_{max},$$

где $\Delta\rho$ — разность плотностей воды при расчетной разности ее температур в системе, кг/м^3; g - ускорение свободного падения, м/с^2; h_{max} — максимальное вертикальное расстояние вверх или вниз от условных центров охлаждения к центру нагревания, м.

Для вертикальных и горизонтальных двухтрубных, а также горизонтальных однотрубных:

$$\Delta P_{e.np.} = \Delta\rho g h_i,$$

где h_i — вертикальные расстояния между всеми условными центрами охлаждения в горизонтальных приборных ветках, или отопительных приборах, и условным центром нагревания, м.

Естественное циркуляционное давление, возникающее в расчетном кольце вследствие охлаждения воды в трубах:

$$\Delta P_{e.w} = g\sum_{i=1}^{n} h_i(\rho_i - \rho_{i+1}),$$

где h_i — вертикальное расстояние между условными центрами охлаждения i-того участка и нагревания, м; ρ_i и ρ_{i+1} — плотность воды в начале и конце этого участка, кг/м^3.

В насосных системах с нижней и верхней разводками (см. новую классификацию) величиной $\Delta P_{e.np}$ пренебрегают. Допустимо также не учитывать влияние естественного давления при соотношении

$$\Delta P_{e_{max}} < 0{,}1\Delta P_n, \quad \text{или} \quad \Delta P_{e_{max}} < 0{,}1\Delta P_c,$$

где ΔP_c — автоматически поддерживаемый перепад давления на стояке или приборной ветке.

Проектирование систем отопления осуществляют с или без учета естественного давления. Оба подхода правомерны. Их выбор основан на следующем:

- чрезмерное завышение давления, развиваемого ... м. тем уменьшения влияния сил гравитации приводит к потере точности погрешности расхода теплоносителя в регулирующих и запорных и, соответственно, погрешности перепада давления в отключению перепада давления на терморегуляторах ... роятности их шумообразования. В таких системах целесообразно димость применения дополнительных мероприятий по стабилизации перепада давления, что увеличивает капитальные

расходы. При этом упрощается методика гидравлического расчета системы;

- использование естественного давления для обеспечения так называемой «сбалансированности стояка» состоит в таком подборе его диаметра, чтобы выполнялось условие: падение давления в стояке по уравнению (1) не превышало прирост естественного давления; это условие вызывает увеличение диаметров труб, тем не менее, приводит к уменьшению напора насоса и обеспечению равномерности потокораспределения;
- естественное давление в системах отопления с автоматическими регуляторами перепада давления рассчитывают для подсистем (см. рис. 43); его влияние на магистральные участки нивелируется работой этих регуляторов;
- использование отопительных приборов с увеличенной поверхностью нагревания для обеспечения авторитета теплоты в помещении (см. п.р. 10.2) приводит к росту естественного давления вследствие переохлаждения теплоносителя;
- применение всех уровней количественного регулирования тепловой мощности системы отопления повышает влияние естественного давления теплоносителя вследствие его переохлаждения.

Рекомендуется подбирать диаметры стояков такими, чтобы потери давления в них равнялись доле (соответствующей принятому значению коэффициента *Б)* учитываемого естественного давления. Такой подход приведет к упрощению подбора настроек на терморегуляторах и балансировочных вентилях приборных веток; уменьшению продолжительности монтажных и наладочных работ; равномерности прогревания помещений при запуске системы или выходе ее в режим после централизованного ночного регулирования.

Естественное давление является составляющей частью циркуляционного давления системы отопления, влиянием которого невозможно по иностью пренебречь в пределах рабочих перепадов температур теплоносителя и потерь давления на терморегуляторах Рациональное использование гравитационных сил экономит энергоресурсы и обеспечивает тепловой комфорт помещений

3. ЗАПОРНО-РЕГУЛИРУЮЩАЯ АРМАТУРА

3.1. Общие сведения

Особенность современных систем отопления состоит в широком применении автоматической (активной) запорно-регулирующей арматуры. К ней относят, прежде всего, терморегуляторы, регуляторы перепада давления, регуляторы расхода, перепускные клапаны (рис 4 и 5). Ручная (пассивная) запорно-регулирующая арматура — вентили, краны, клапаны «Баттерфляй» (рис. 6 и 7) - тоже повсеместно используется в этих системах. Существует также арматура с возможностью дальнейшей поэтапной модернизации - изменения функциональности. Так, например, комплект арматуры ручного регулирования USV-I + USV-M, путем дополнения мембранным элементом и импульсной трубкой, превращают в комплект арматуры автоматического регулирования перепада давления USV-I + USV-PV.

Одни из главных отличий современной арматуры — это многофункциональность, повышенная надежность эксплуатации, высокая точность регулирования заданных параметров. Изменились и функциональные требования к ней, перечень которых представлен *и* табл. 2.

Наличие автоматической арматуры требует несколько иных подходов и проектировании. Отечественная практика применения арматуры основывалась на обеспечении квазистационарного гидравлического режима работы системы отопления. Современные системы имеют переменный гидравлический режим, в условиях которого следует обеспечить управляемость потоками теплоносителя. В заграничной практике проектирования обеспечение эффективной работы автоматической арматуры осуществляют путем соблюдения рекомендованных значений авторитета. Аналогом данного термина может быть коэффициент управления, который показывает долю регулируемого потока от имеющегося (см. п, 3.2.4).

В отечественной практике проектирования центрального отопления устанавливали на трубах до 50 мм муфтовую запорно-регулирующую арматуру, при больших диаметрах фланцевую, что было вызвано, прежде всего, возникающей нагрузкой на соединения и обеспечением их герметичности. Сегодня при использовании пластиковых труб такой тенденции не существует; поэтому любой тип арматуры представлен широким спектром диаметров и соединений. Характерной чертой *шестью крупногабаритной арматуры является уменьшение* ее массы и емкости. К ней относят бесфланцевую, устанавливаемую между трубными фланцами. Так, например, клапаны (дисковые поворотные затворы) Данфосс «Баттерфляй» при диаметре 150 мм имеют массу 8,7 кг, почти в 9 раз меньше задвижек клиновых с выдвижным шпинделем,



RTD-N прямой



RTD-N угловой



RTD-N UK



RTD-C прямой



RTD-G угловой



встроенный



RTD-K
Подключение снизу

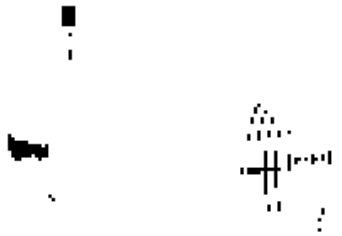
RTD-K
Подключение обоку

RTD-KE
Подключение снизу

RTD-KE
Подключение обоку

Рис. 4. Общий вид термостатических клапанов «Данфосс»

а диаметр присоединения находится в диапазоне 25...300 мм. Применение запорной арматуры с пониженным сопротивлением улучшает условия регулирования терморегуляторами потоков теплоносителя (смотри дальше разъяснение относительно авторитетов терморегуляторов), поскольку основные потери давления должны приходиться на них, и уменьшаются эксплуатационные затраты.



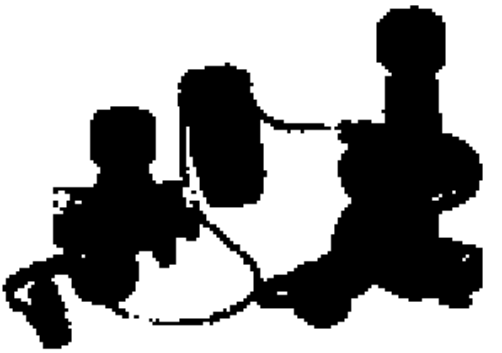
ASV-PV+ASV-M



ASV-P+ASV-M



ASV-PV+ASV-I



USV-I + USV-PV



ASV-Q



AVDO



Теплоизоляционная оболочка



Измерительное устройство PFM 2000

Рис. 5. Общий вид автоматических регуляторов «Данфосс»



RLV прямой



RLV угловой



RLV-S прямой



RLV-S угловой



RLV-S прямой



RLV-K угловой



RLV-KS прямой



RLV-KS угловой

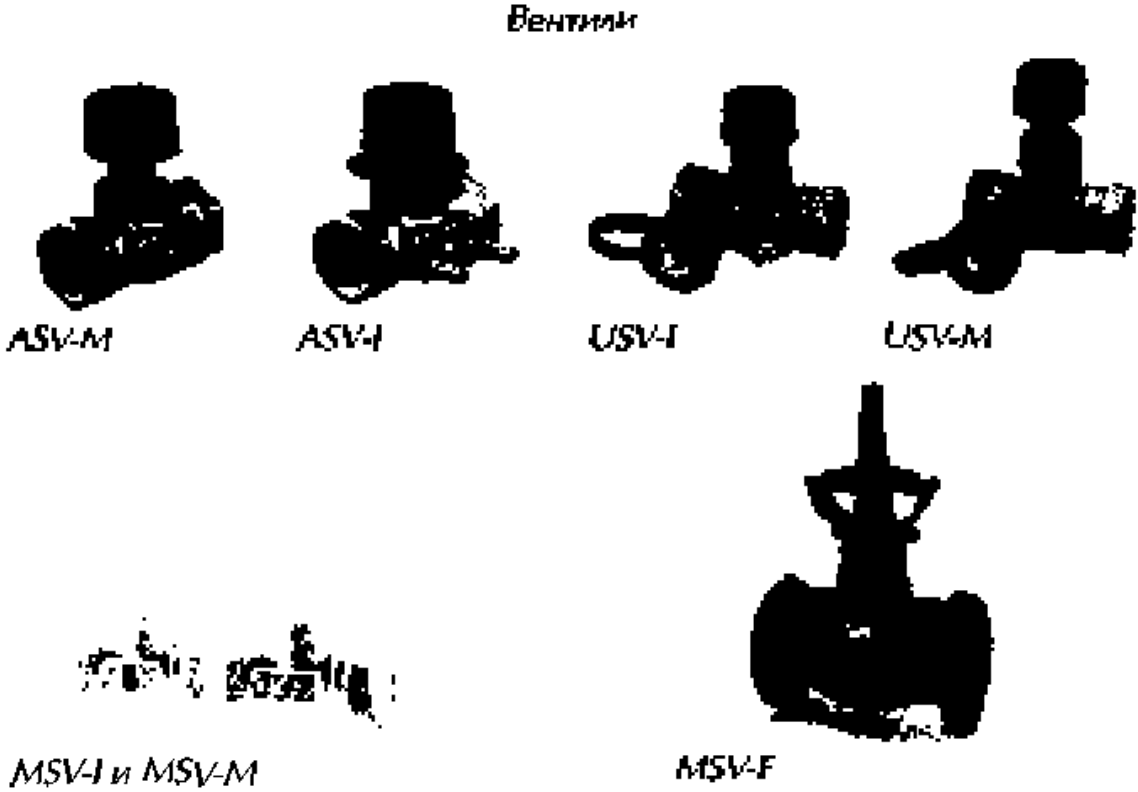


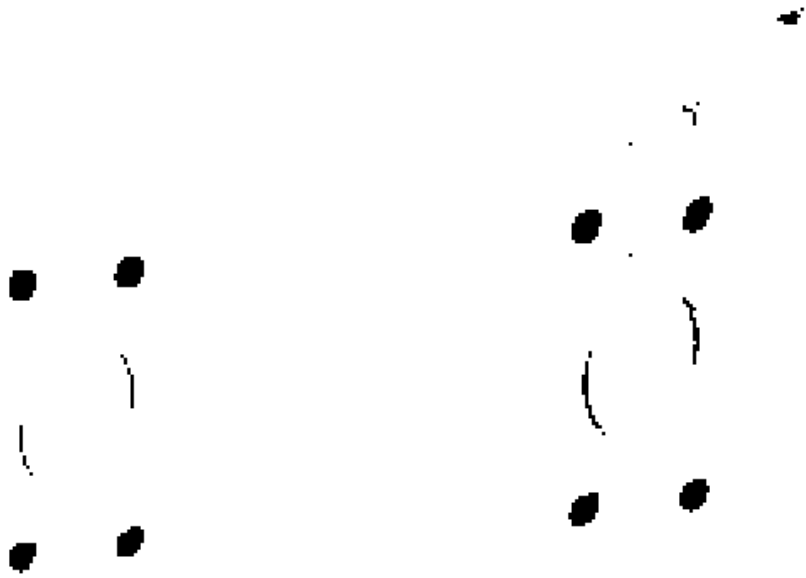
С ограничителем хода



Сервисный ручной вентиль

Рис. 6. Описание внешних деталей отсечных вентилей





Клапаны
«Баттерфляй», тип «SYLAX»

Рис. 7. Общий вид пассивной арматуры «Данфосс»

Таблица 2.

Функциональность электронно-пневматических клапанов

Окончание таблицы 2.

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24	25
5. Автоматическая модификация диапазона теплосъема после выполнения предыдущего:																								
• увеличение	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–		–	–	–	–	•	•	•	•	•	•
• уменьшение	–	–	–		–	–	–		–	–		–	–	–	–		–	–	•	•	•	•	•	–
при настройке: • визуальной	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–		–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	•	•
• инструментальной	–	–	–	–	–	–		–	–	–	–	–	–		–	–	–	–	•	•	•	•	–	
6. Автоматическая подстройка заданного расчетного теплосъема		–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–		–	–	–	–	–	–	•	–

Многофункциональность арматуры упрощает проектирование, монтаж и эксплуатацию систем, уменьшает их металлоемкость и инерционность. В особенности это касается спускной арматуры. Почти вся запорно-регулирующая арматура, предлагаемая фирмой «Данфосс», выполняет данную функцию, реализуемую тремя способами

- специально предусмотренными отверстиями в корпусе, изначально укомплектованными пробками, вентильками или краниками значительно меньшего размера от основной арматуры (в табл. 2 функция указана без скобок);
- специально предусмотренными отверстиями в корпусе с закрытыми пробками, которые могут быть заменены спускной арматурой по заказу (эта и другие функции, предусмотренные дополнительной комплектацией, в табл. 2 указаны в одинарных скобках);
- дополнительным спускным устройством, поставляемым по заказу, например, спускным вентилем для вентилей RLV и RLV-K или сервисным устройством шлангового типа для терморегуляторов всех типов (в табл. 2 функция обозначена двойными скобками).

При необходимости использования запорно-регулирутощейарматуры без спускной функции используют спускной шаровой кран, присоединяемый к трубопроводу через тройник.

Отличнем ручной регулирующей арматуры вентильного типа, например, RLV, RLV-S, RLV-K, ASV-I, MSV-I и MSV-F, является градуирование ее гидравлических характеристик (создаваемого сопротивления) по подъему штока. Отсчет настройки начинают от закрытого положения. Каждый полный оборот открытия отвечает изменению значения настройки на единицу, неполный — на доли единицы. Наличие такой арматуры позволяет отказаться от практики применения диафрагм (дроссельных шайб).

Повышения надежности работы запорно-регулирующей арматуры достигают за счет использования высокоточных технологий и конструктивного упрощения, применения высококачественных уплотнителей. Так, например, в арматуре ASV-P, ASV-PV RLV всех типов, ASV-M, ASV-I, MSV-M, MSV-I регулирование или запирание осуществляется без промежуточных элементов (тарелки с уплотнительной прокладкой), а непосредственно специально подготовленной торцевой поверхностью штока, которая точно подогнана к поверхности седла. Это дает возможность также обеспечить точность поддержания гидравлических параметров на протяжении всего срока эксплуатации.

Широкий диапазон температур теплоносителя определяет соответствующие условия эксплуатации. Так, для разных конструкций шаровых кранов максимально рабочие температуры составляют 80...200 °С, кла-

панов «Баттерфляй» — 85...200 °С, терморегуляторов и автоматических регуляторов 120 °С. Следует отметить, что запорно-регулирующая арматура «Данфосс» для стояков и приборных веток поставляется в упаковке, которая используется как теплоизоляционная оболочка при температуре теплоносителя до 80 °С, при теплоносителе с температурой до 120 °С заказывается теплоизоляционная оболочка из стиропора EPP.

Размещение арматуры на стояках, приборных ветках, подводках к отопительным приборам многовариантное, что рассмотрено в дальнейших соответствующих разделах.

Современная запорно-регулирующая арматура многофункциональна, что упрощает проектирование, монтаж и эксплуатацию систем отопления.

Запорно-регулирующая арматура имеет конкретное назначение и взаимоувязку между собой. Использование арматуры не по назначению выводит систему отопления из строя. Так, например, применение шаровых кранов (запорной арматуры быстрого действия) для регулирования теплопередачи отопительных приборов повышает вероятность образования гидравлического удара.

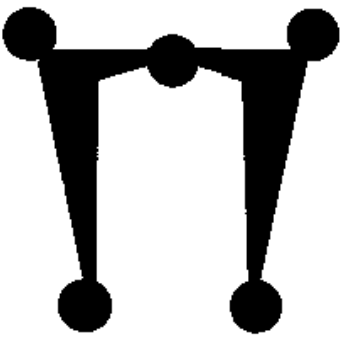
3.2. ТЕРМОРЕГУЛЯТОРЫ

3.2.1. Конструкции и установка

Терморегулятор автоматический отопительного прибора системы водяного отопления здания (сокращенно терморегулятор или термостат) — запорно-регулирующая арматура автоматического регулирования теплоотдачи отопительного прибора на уровне, соответствующем установленной потребителем температуры воздуха. Он автоматически поддерживает заданную температуру воздуха в помещении путем количественного регулирования теплоносителя, поступающего в отопительный прибор. Стабильность и точность поддержания необходимой температуры воздуха в помещении на уровне индивидуального теплового комфорта является принципиальным отличием от вентилей и кранов ручного (пассивного) регулирования, традиционно используемых в отечественных системах отопления. Выбор качественных терморегуляторов и обеспечение на стадии проектирования системы оптимальных условий для их эффектиной работы экономят в процессе эксплуатации здания 15...25% тепловой энергии.

В Украине отсутствуют нормативы, регламентирующие характеристики терморегуляторов. До принятия соответствующих

ных стандартов рекомендуется при выборе терморегуляторов ориентироваться на европейскую норму EN 215 [12]. Терморегуляторы, отвечающие данной норме, имеют знак, изображенный на рис. 8, и на термостатическом клапане, и на термостатической головке. Конструктивные составляющие терморегулятора показаны на рис. 9.



соответствия нормам CEN

Датчик - часть терморегулятора, отслеживающая температуру воздуха. Представляет собой, как правило, сильфон, заполненный у каждого производителя эксклюзивным веществом. Изменение температуры воздуха вызывает соответствующее изменение объема сильфона — удлинение или сокращение. Через передаточное звено сильфон двигает шток и конус клапана. Изменение расстояния между седлом и конусом клапана приводит к количественному регулированию теплоносителя.

Типы терморегуляторов изображены на рис. 10. На рис. 10,а — терморегулятор со встроенным датчиком. В нем смонтированы в одном корпусе датчик, передаточный механизм и регулятор температуры. Устанавливают такие регуляторы при наличии свободного обтекания термостатической головки потоком воздуха, а также при условии невлияния на нее облучения от торцевой части отопительного прибора (радиатора) и конвективных потоков от труб его обвязки. Схема установки таких терморегуляторов показана на рис. 11,а.

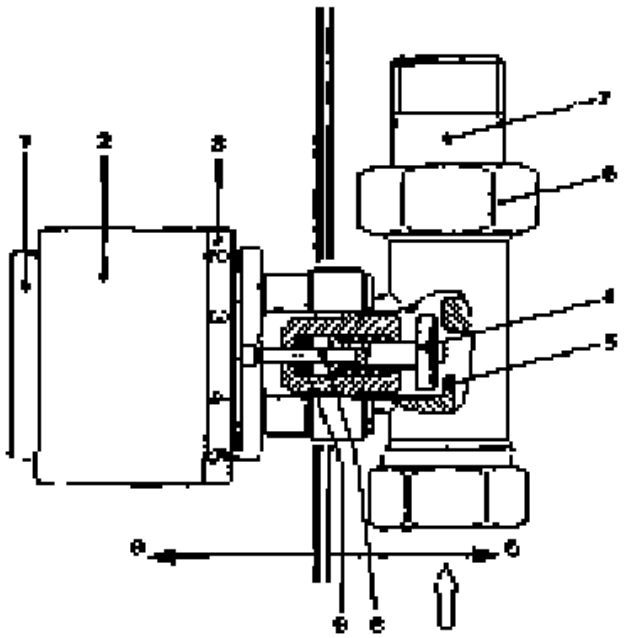


Рис. 9. [12] Терморегулятор со встроенным датчиком:
а - *термостатическая головка:*
1 - датчик(сенсор);
2 - регулятор температуры;
3 - шкала температурной настройки;
б - термостатический клапан:
4 - диск (конус) клапана;
5 - седло;
6 - накидная гайка;
7 - патрубок (хвостовик);
8 - шток;
9 - уплотнитель

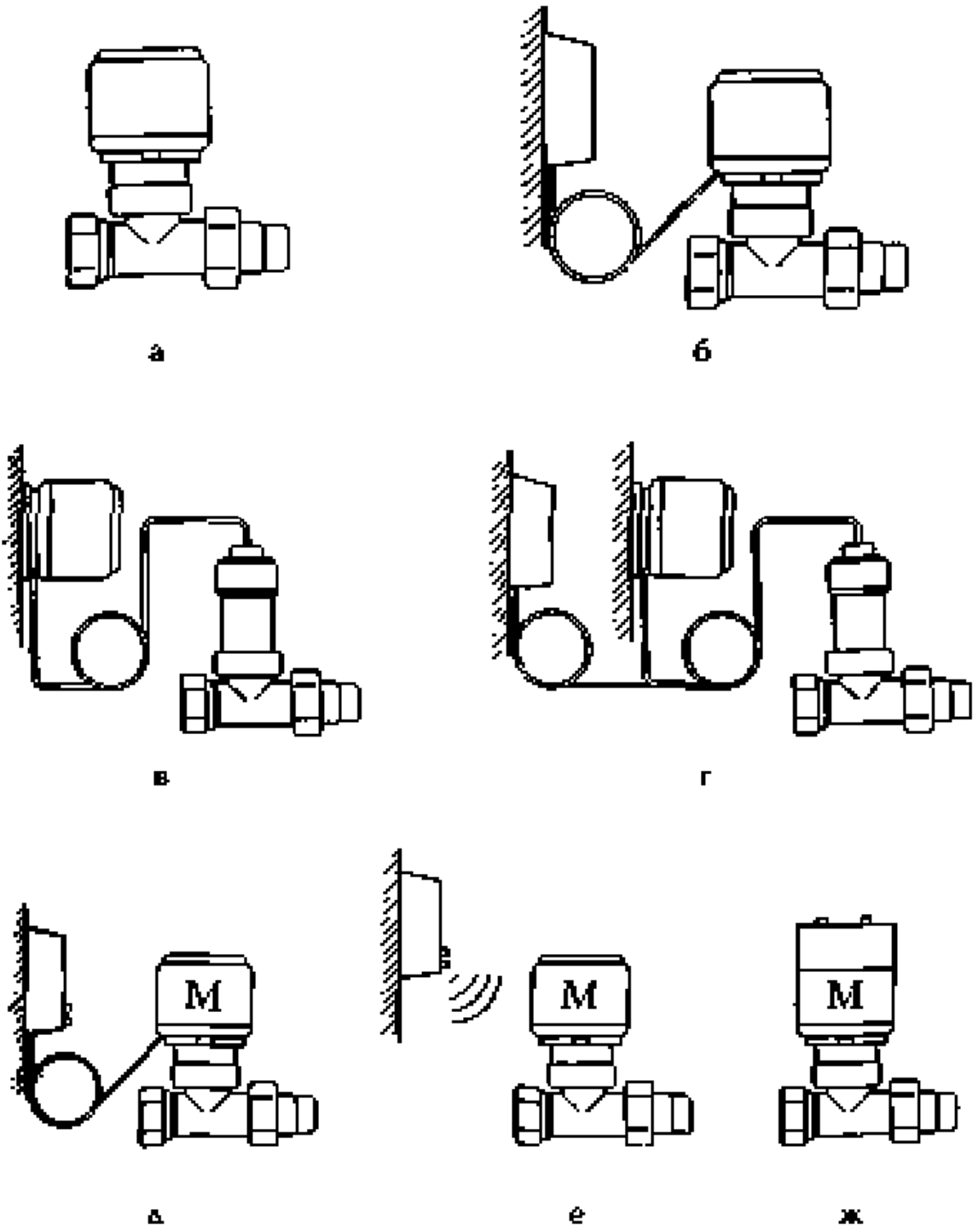


Рис. 10. Типы терморегуляторов [21]

При возможности свободного доступа к терморегулятору, но несоответственном его восприятии температуры воздуха помещения (закрытии занавесками, чрезмерной стропильной глубине отопительного прибора...), применяют терморегулятор со встроенным ретулятором температуры и выносным датчиком, изображенным на рис. 10,6. Он имеет ретулятор температуры, объединенный с передаточным механизмом и термостатическим клапаном в одном корпусе. Датчик отдален от передаточного механизма и сообщается с ним передаточным звеном (*капиллярной трубкой). Схема* установки *показана* на рис. 11,б и в.

Терморегулятор с выносным регулятором температуры и датчиком в одном корпусе (рис. 10,в) используют при невозможности доступа к термостатическому клапану (рис. 11,г). Они соединены между собой передаточным звеном (капиллярной трубкой).

Терморетулятор с отдельными выносными датчиком и ретулятором температуры (рис. 10,г), каждый из которых соединен с термостатическим клапаном посредством передаточного звена (капиллярной трубкой), применяют при ограниченности доступа к помещению, удобств обслуживания ретулятора в нехарактерной температурной зоне помещения, централизации обслуживания...

Схемы установки терморегуляторов, не рекомендованных к использованию, изображены на рис. 11 перечеркнутыми накрест.

Применение программаторов, соединенных передаточным звеном (электропроводами) с микромотором (М) на термостатическом клапане (рис. 10,д), регуляторов температуры с волновым управлением микромотором (рис. 10,е) и комбинированных электромеханических терморетуляторов (рис 10,ж) осуществляют для удобств обслуживания и получения дополнительного энергосберегающего эффекта.

Датчик терморегулятора должен реагировать на характерную температуру воздуха в помещении. Его не следует устанавливать:

- вблизи источников теплоты любого типа - ламп, компьютеров, электронных приборов...;
- вместе прямого *попадания* излучения от солнца *или* других источников;
- в опускающихся холодных потоках воздуха — конвективных и вынужденных охлажденных струях систем кондиционирования и вентиляции;
- в восходящих конвективных и нагретых вынужденных струях систем кондиционирования и вентиляции;
- за занавесками, мебелью и т.п.;
- вблизи внешней двери, балконной двери, внешних окон;
- на стене с камином...;
- на внешней стене

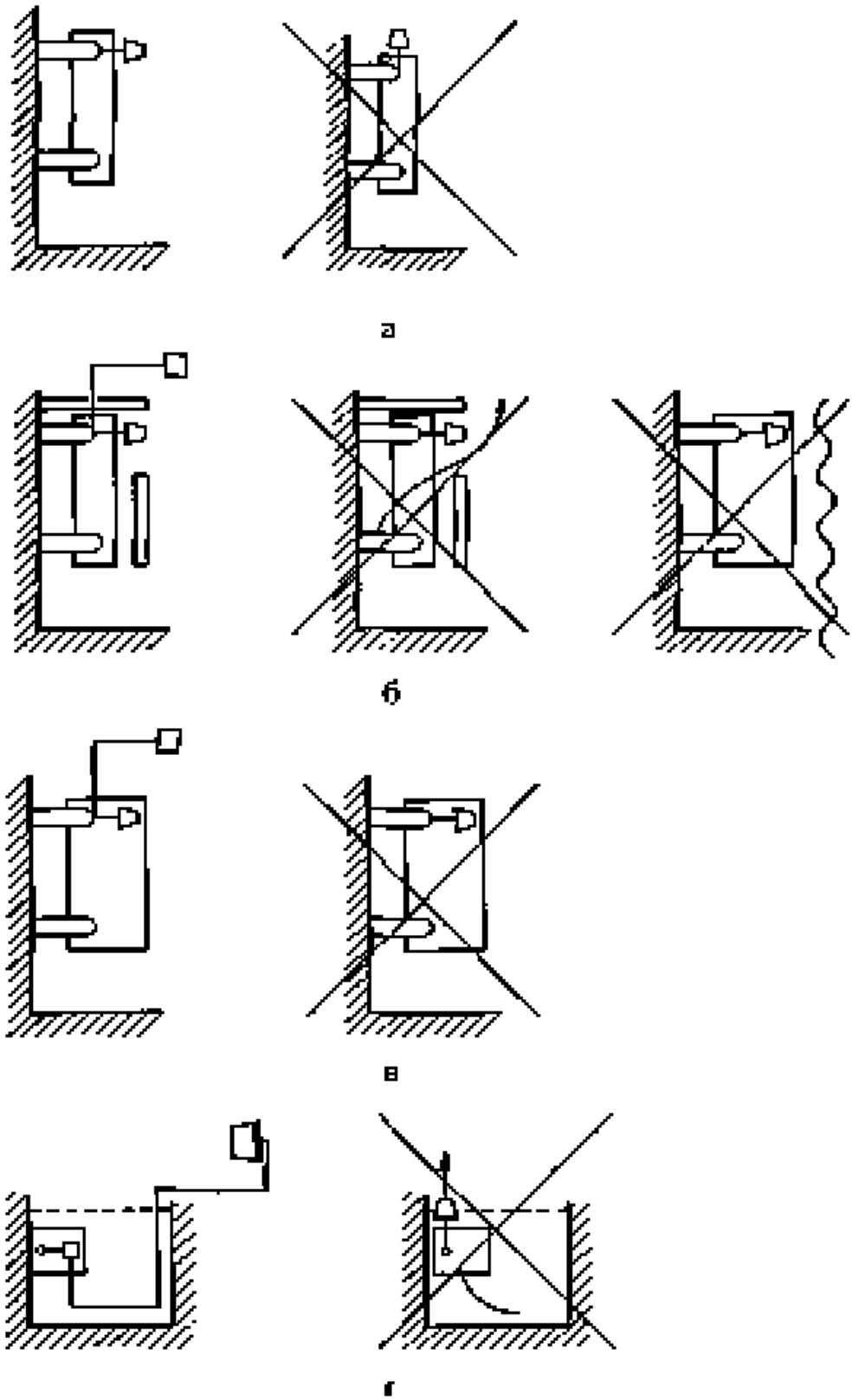


Рис. 11. Схемы установки термостатических [...]

Выносные датчики устанавливают на стене на высоте приблизительно 1,5 м над уровнем пола. Желательна установка на внутренней стене на некотором расстоянии от внутренней двери.

Термостатические элементы (головки) и программаторы фирмы «Данфосс» показаны на рис. 12. Они охватывают все типы терморегуляторов. *Головки* RTD относятся к *пропорциональным* регуляторам прямого действия с вмонтированными или выносными датчиками, с защитой от несанкционированного вмешательства. Все модели защищают систему отопления от замерзания (блокировки) теплоносителя.

При подборе терморегуляторов необходимо обращать внимание на конструкцию термостатического клапана — прямоточную или угловую и проектировать таким образом, чтобы термостатические головки находились вне влияния конвективных потоков от труб.

Терморегуляторы размещают на подающей подводке к отопительному прибору при схеме движения теплоносителя «сверху — вниз». Остаточной теплопередачей отопительного прибора приблизительно 20...35% при закрытом термостатическом клапане в однотрубных системах, возникающей вследствие расслоения циркуляции теплоносителя в обратной подводке, пренебрегают. Остаточная теплопередача отопительного прибора, вызванная механическим закрытием терморегулятора потребителем, обеспечивает незамерзание теплоносителя и уменьшает несанкционированный отбор теплоты от других приборов через внутренние ограждения помещения. Если эта теплопередача избыточна для всех терморегуляторов, происходит соответствующая реакция автоматики погодного регулятора в тепловом пункте на уменьшение тепловой мощности системы отопления.

Термостатические клапаны различают по назначению — для однотрубных и двухтрубных систем отопления. Первые, по сравнению со вторыми, характеризуются повышенной пропускной способностью. Вторые, как правило, объединяют в себе функцию гидравлического увязывания циркуляционных колец, осуществляемую, чаще всего, встроенным дросселирующим механизмом предварительной настройки. Настройку определяют на стадии проектирования и устанавливают при монтаже системы отопления. Клапаны первого и второго типов поставляют с колпачками (на месте термостатической головки) разного цвета. Клапаны «Данфосс», отнесенные к первому типу, - RTD-G с колпачками серого цвета, второго типа — RTD-N с колпачками красного цвета.

Колпачки предназначены для защиты штока от повреждений и загрязнений. Их используют при пусковых испытаниях системы отопления.



RTD 3640



KTD 3642



RTD 3120



RTD Inova™ 3130



KTO Inova™ 3132



RTD 3560









Программаторы

Рис. 12. Термостатические элементы и программаторы фирмы «Данфос»



Терморегулятор — устройство индивидуального поддержания теплового комфорта в помещении и обеспечения энергосбережения. Эффективное реагирование терморегулятора температуровоздуха в помещении зависит от его конструктивных особенностей и места установки.

3.2.2. Характеристики терморегуляторов

Характеристики терморегуляторов разделяют на механические (прочностные) и рабочие (эксплуатационные). Эти характеристики регламентирует EN 215 ч.1.



В условиях эксплуатации терморегуляторов в Украине следует выбирать такие их конструкции, характеристики которых превосходили бы требования европейских норм.

3.2.2.1. Механические характеристики

Механические характеристики получают стендовыми испытаниями под влиянием внешних факторов: сопротивляемости давлению и течеустойчивости терморегулятора под давлением на 6×10^5 Па больше от номинального давления – 10^6 Па; течеустойчивости прокладки штока при $\Delta P \geq 20$ кПа; сопротивляемости термостатического клапана на изгиб (рис. 13,а) при использовании стальной трубы с приложенной к ней силой F≥80 И Ц, = 8 мм), 100 Н (d_y - 10мм), 120 Н (d_y = 15 мм), 180 Н (d_y- 20 мм), 220 Н (d_y= 25 мм), медной - 20 Н (d_y = 15 мм); сопротивляемости термостатической головки вращательному моменту (рис. 13,б) при М>8 Нм; сопротивляемости термостатической головки изгибающему моменту (рис. 13,в) при F>250 Н. К механическим свойствам относят также возможность замены прокладки без перекрытия трубы, на которой установлен терморегулятор.

3.2.2.2. Рабочие характеристики

Рабочие характеристики - совокупность параметров, определяющих надежную и точную работу терморегулятора на протяжении длительного срока эксплуатации.

В данном подпункте рассмотрены основные рабочие характеристики терморегуляторов, влияющие на гидравлическую и тепловую устойчивость системы.

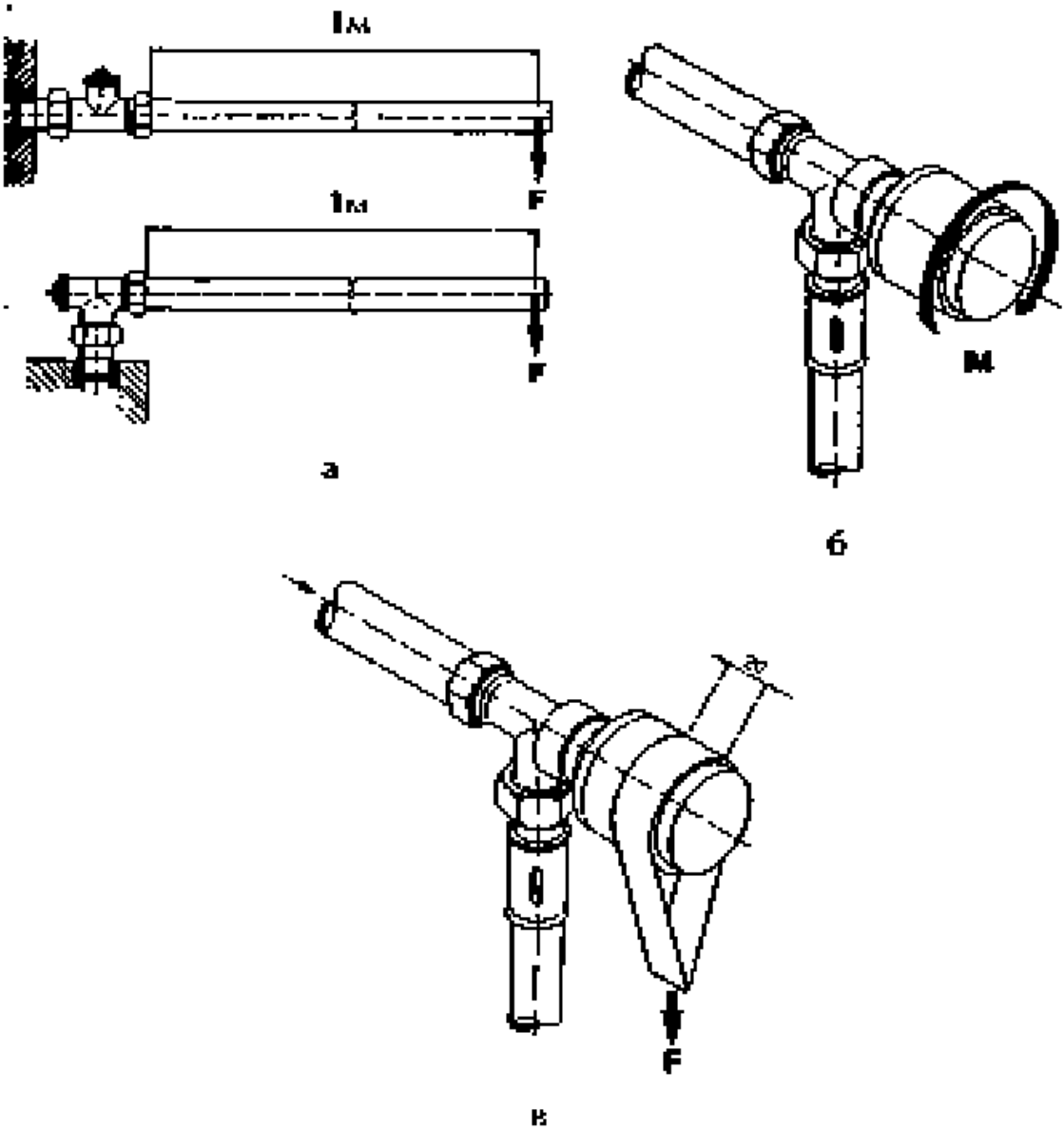


Рис.13. Схемы тестирования механических характеристик терморегулятора:

а - сопротивляемости термостатического клапана изгибающей нагрузке,

б - сопротивляемости термостатической головки вращательному моменту;

в - сопротивляемости термостатической головки изгибающему моменту.

Номинальная пропускная способность k_v — величина, размер которой отображает объем воды в м³ с плотностью 1000 кг/м³, проходящей через термостатический клапан за час при перепаде давления на нем 10^5 Па (1 бар).

Данная величина является основной для определения потерь давления на терморегуляторе в расчетных условиях (см. п. 2.2.2). Конус клапана при этих условиях находится в промежуточном положении и изображен на рис. 14,а поднятым над седлом на высоту h_v.

В процессе эксплуатации системы при расчетных условиях расход теплоносителя будет меньше расчетного (соответственно h_v), что вызвано увеличением поверхности нагревания отопительного прибора на обеспечение авторитета теплоты в помещении (см. п.р. 10.2). При данных условиях конус клапана будет находиться ниже номинального положения (рис. 14,б) — на высоте h'_v.

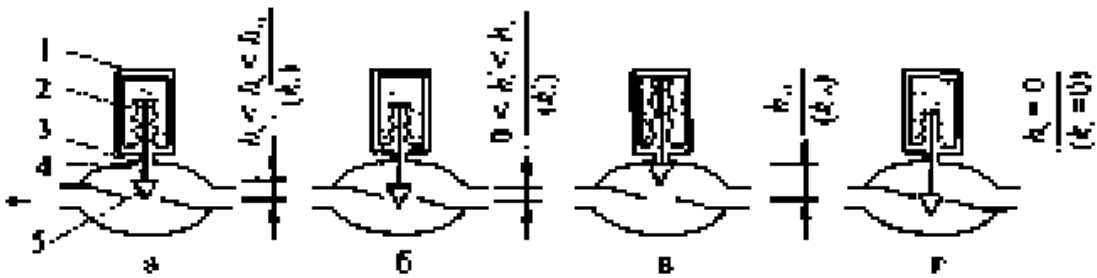


Рис. 14. Зависимость пропускной способности терморегулятора без предварительной настройки от высоты подъема конуса клапана. *а - конус клапана в расчетном положении; б - конус клапана при расчетных температурных условиях в рабочем положении; в - клапан полностью открыт; г - клапан закрыт; 1 - термостатическая головка; 2 - сильфон; 3 - термостатический клапан; 4 - шток; 5- конус клапана*

Таким образом, при расчетных температурах внутреннего и наружного воздуха расчетные гидравлические параметры системы будут отличаться от эксплуатационных — в этом состоит разница между системами отопления с и без терморегуляторов. При повышении температуры воздуха в помещении конус клапана из положения, соответствующего h_v, будет опускаться, перекрывая проход теплоносителю.

Характеристическая пропускная способность k_{vs} — величина, размер которой отображает объем воды в м³, проходящей через полностью открытый термостатический клапан за час при перепаде давления на нем 10^5 Па (1 бар). Данная величина потока теплоносителя возникает в

процессе эксплуатации системы при недостаточном количестве теплоты, получаемой от отопительного прибора, для достижения заданной на термостатической головке температуры воздуха. Такое может быть как при центральном или местном, так и индивидуальном регулировании (терморегулятором). Таким образом, данная величина для терморегуляторов достижима лишь при эксплуатации, а не является расчетной. В то же время аналогичной величиной, но уже расчетной, есть максимальная пропускная способность максимально открытой запорно-регулирующей арматуры при расчетных условиях. В отечественной практике проектирования систем со средствами автоматизации такой величиной является коэффициент идеальной (условной) пропускной способности полностью открытого клапана K_{vy} [13].

Движение конуса клапана с максимально открытого (рис. 14,в) к максимально закрытому (рис. 14,г) положению образует соответствующие колебания перепада давления и расхода теплоносителя в системе, что приводит к перераспределению теплоносителя. Для уменьшения максимального расхода теплоносителя на клапанах типа RTD-N конструктивно ограничена высота поднятия штока.

Номинальная пропускная способность k_{v_i} – величина, размер которой отображает объем воды в м^3, проходящей через термостатический клапан за час при перепаде давления на нем 10^5 Па (1 бар) и i-той настройке дросселя. Эта величина характеризует термостатические клапаны с предварительной настройкой. Все вышеприведенные разъяснения относительно видоизменений, вызванных расположением конуса, относятся и к данной величине. На пропускную способность клапана будет дополнительно влиять установка дросселя (рис. 15). Для терморегуляторов типа RTD-N она изменяется от 1 до 7 с шагом 0,5 и до N. Буквой «N» обозначено положение дросселя при максимально открытом дросселирующем отверстии h_{max}, цифрой 1 — минимальное, другими цифрами – промежуточное. При этом работа конуса клапана соответствует рис. 14. В данной конструкции терморегулятора дроссель представляет собой цилиндр со срезанной нижней кромкой определенной конфигурации. Положение дросселя устанавливают путем фиксированного его вращения вокруг штока.

Пропускная способность клапана зависит также от зоны пропорциональности (см. ниже), при которой она была определена.

Гистерезис — температурная разность между кривыми открывания и закрывания терморегулятора при одинаковом расходе теплоносителя (рис.16).

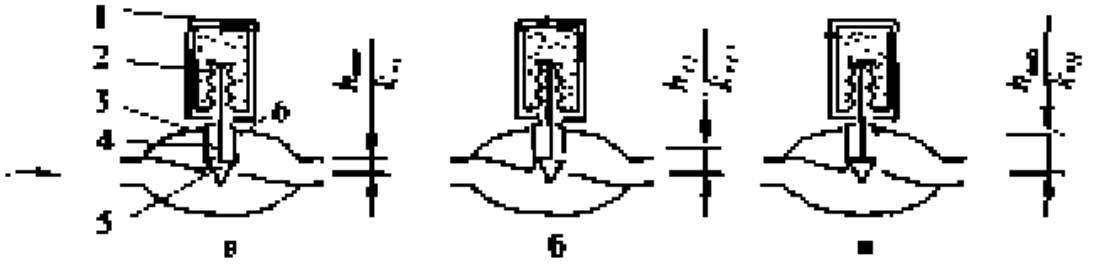


Рис. 15. Зависимость пропускной способности терморегулятора с предварительной настройкой от ее положения: *а - минимальное открытие дросселя (настройка 1); б - среднее открытие дросселя (настройка 4.5); в - максимальное открытие дросселя (настройка N); 1...5 - см. обозначение к рис. 14; 6 - дроссель*

Кривые закрывания и открывания показывают изменение потока теплоносителя G при закрывании и открывании клапана и зависимости от температуры датчика при постоянном перепаде давлений между входом и выходом термостатического клапана и фиксированном положении термостатической головки. Гистерезис возникает вследствие механического трения подвижных частей терморегулятора. Максимально допустимое значение гистерезиса не должно превышать 1 °С. Чем ниже это значение, тем меньше отклонение от заданной температуры воздуха в помещении. Кроме того, на шкале G показаны точки отклонения пропорционального регулирования — 0,8 и 0,25 G_{max}, на основе которых базируется понятие внутреннего авторитета терморегулятора (см. п.3.2.4).

На рис. 16 гистерезис построен для зоны пропорциональности X_p = 2К (°С). *Зона пропорциональности клапана* — величина, размер которой отображает превышение над установленной на терморегуляторе температурой воздуха помещения, приводящее к его полному закрытию, при условии соответствия расчетной теплопередачи отопительного прибора расчетным тепловым потерям помещения. Это превышение пропорционально расстоянию, проходящему конусом клапана.

Экономически целесообразный диапазон значений зоны пропорциональности 1...2К. При больших значениях не обеспечивается тепловой комфорт в помещении и снижается энергосбережение, при меньших — возрастают потери энергии на перекачивание теплоносителя. Выбор терморегуляторов осуществляют по характеристике 2К. В реальных условиях это превышение будет меньшим, поскольку проектируют отопительные приборы с повышающим множителем на установку терморегулятора (см. разъяснение к h_v и h_v на рис. 14).

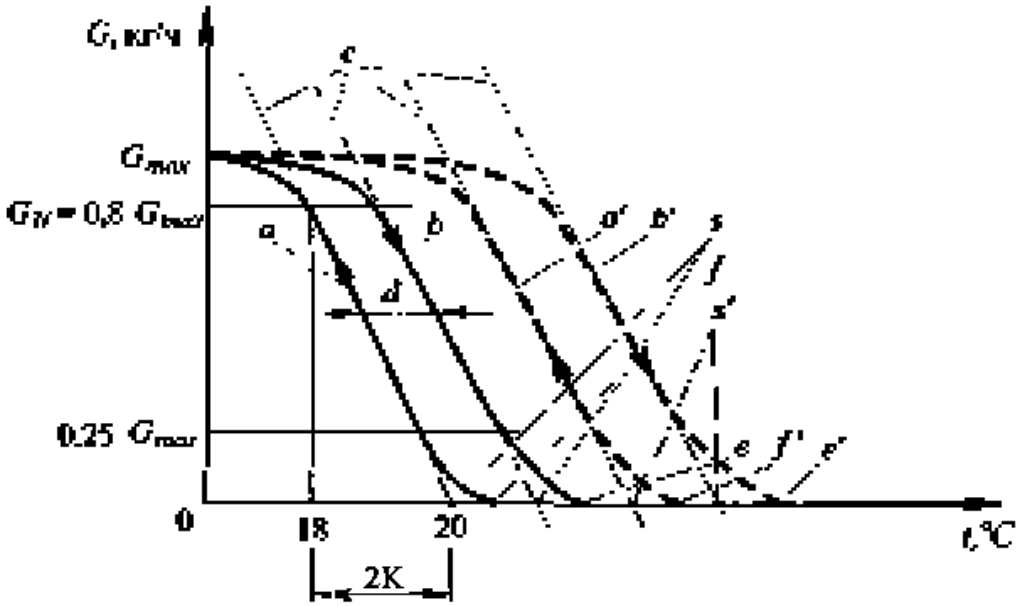


Рис. 16. Характеристические кривые:
a и b - кривые соответственно открывания и закрывания терморегулятора; a' и b' - кривые открывания и закрывания терморегулятора под действием изменения внешних факторов; c - теоретическая прямая; d - гистерезис; e и e', f и C - температуры соответственно закрывания и открывания; s и s' - температурные точки.

Разность температур воздуха между точками 5 и соответствующими *f* И *e* не должна превышать 0,8 °С. Такое отклонение вызвано непропорциональностью регулирования незначительных потоков теплоносителя и конструктивными особенностями терморегулятора. Регулированные значения температур воздуха в помещении должны находиться в пределах:

- при максимальной температурной настройке термостатической головки не более 32 °С;
- при минимальной — не меньше 5 °С и не больше 12°С.

На гистерезис, кроме трения, влияют внешние факторы (кривые *a'* И *b'* на рис. 16), а именно: перепад давления теплоносителя, статическое давление теплоносителя, температура теплоносителя, температура воздуха. Минимизация этих факторов в терморегуляторах приводит к увеличению энергосбережения и уменьшению колебаний температуры воздуха в помещении *(улучшению теплового комфорта).*

Влияние указанного производителем максимально допустимого перепада давления теплоносителя между входом и выходом терморегулятора не должно превышать 1 °С между температурными точками *s* и *s'* на двух теоретических кривых закрывания *b* и *b'*.

Влияние указанного производителем максимального рабочего давления не должно превышать 1 °С между двумя кривыми закрывания *s* и *s'*, построенными под действием разных статических давлений для одной величины потока теплоносителя. Изменение перепада давления на термостатическом клапане в реальных условиях возникает при центральном или качественном местном и количественном регулировании и работе терморегуляторов. Влияние перепада давления в значительной мере зависит от обтекаемости формы конуса клапана. Терморегуляторы «Данфосс» изготовлены именно со специально профилированными клапанами.

Смещение температурной настройки терморегулятора вследствие увеличения температуры теплоносителя на 30 °С не должно превышать 1,5 °С для терморегуляторов, объединенных в одном корпусе с датчиком температуры (сильфоном) и 0,75 °С для терморегуляторов с передаточным звеном (рис. 10,б...г). Полностью избежать данного влияния технически сложно, поскольку теплота от теплоносителя, труб, отопительного прибора передается к датчику теплопроводностью, конвекцией и излучением, вследствие чего терморегулятор воспринимает температуру помещения как более высокую. Поэтому на температурной шкале терморегулятора указывают не конкретные значения настройки температуры воздуха в помещении, а метки. На рис. 17 показаны шкалы терморегуляторов «Данфосс» и соответствующие меткам ориентировочные значения температуры воздуха в помещении.

Влияние температуры воздуха помещения на терморегулятор с передаточным звеном не должно превышать 1,5 °С между кривыми открывания *a* и *a'*, полученными при одинаковом расходе теплоносителя, но в первом случае при разных температурах датчика и передаточного механизма, а во втором — при одинаковых.

Терморегулятор, как любой теплотехнический элемент, инерционен. Период, истраченный на изменение потока теплоносителя, после изменения температуры воздуха в помещении называют *временем запаздывания (постоянной времени) терморегулятора*. Его значение не должно превышать 40 мин. Оно представляет собой промежуток времени между моментом изменения температуры воздуха в помещении до момента прохождения конусом клапана 63% пути, соответствующего этому изменению температуры. Время запаздывания характеризует способность терморегулятора реагировать на избытки тепловой энергии в помещении. Чем меньше это время, тем на большую часть избыточной тепловой энергии от посторонних источников теплоты будет снижена теплопередача отопительного прибора (тем больший энергосберегающий эффект).

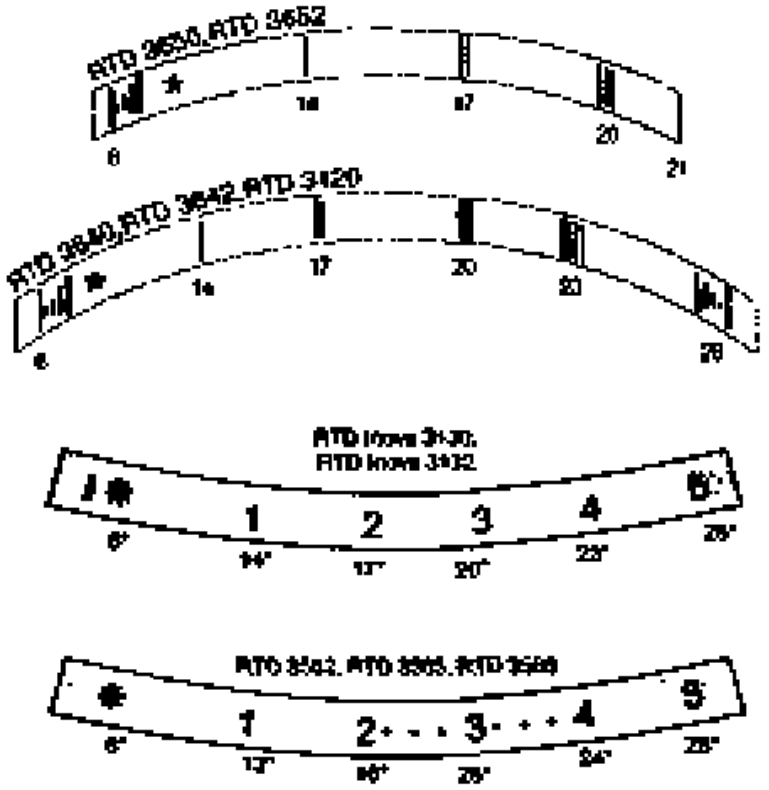


Рис. 17. Шкалы настройки терморегуляторов «Данфосс»

Долговечность и температурная устойчивость (стабильность) терморегулятора характеризуются количеством циклов проверки механической прочности, температурной долговечности, стойкости к температурным нагрузкам.

Механическую прочность определяют поворотом термостатической головки в разных направлениях не менее 5000 раз. Смещение температурной настройки термостатической головки и изменение номинального расхода теплоносителя не должны превышать после тестирования соответственно 2 °С и 20%.

Температурную долговечность проверяют изменением не менее 5000 раз окружающих термостатическую головку температур с 15 °С до 25 °С. Смещение температурной настройки термостатической головки не должно превышать после тестирования соответственно 2 °С, а изменение номинального расхода — 20%.

Стойкость к температурным нагрузкам проверяют в условиях быстросменных температур с +50 °С на -20 °С, потом на +40 °С. Смещение температурной настройки термостатической головки и изменение номинального расхода теплоносителя не должны превышать соответственно 1,5 °С и 20%.

б) допустимые значения расходов для каждой предварительной настройки;

- максимально допустимую температуру теплоносителя, если она ниже 120 °С;
- диаграмму потерь давления ΔP в зависимости от расхода G (рис.18)

$$\Delta P = f(G)$$

по меньшей мере для двух зон пропорциональности 1К и 2К при промежуточном положении температурной настройки термостатической головки. Для терморегуляторов с предварительной настройкой эти зависимости должны быть указаны для каждой настройки. Кроме того, должна быть зависимость $\Delta P = f(G)$ характеризующая потери давления на терморегуляторе без учета потери давления в регулировочном сечении от расхода теплоносителя (при максимально полностью открытом положении конуса клапана). Она определяется измерением максимального расхода теплоносителя (для терморегуляторов без предварительной настройки — соответственно параметра fc_w; для терморегуляторов с предварительной настройкой — путем ограничения хода штока или ограничения при помощи дросселя — соответственно параметра k_{vs_i}, где i — значение настройки);

- применение защитного колпачка;
- значение внутреннего авторитета a_v регулируемого сечения при номинальном расходе или при характеристическом расходе для терморегуляторов с предварительной настройкой.

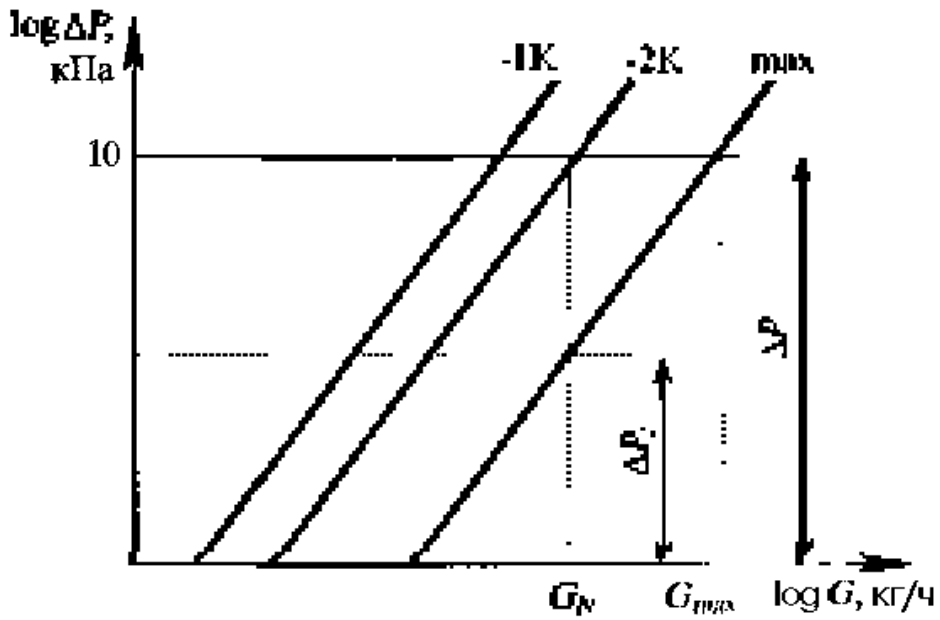


Рис. 18. Зависимость потерь давления от расхода теплоносителя в терморегуляторе

3.2.4. Авторитеты терморегулятора

В стандартах и технической литературе по радиаторным терморегуляторам используются три понятия авторитета:

- $a_в$ — (внутренний) авторитет терморегулятора, определяемый по EN 215 ч.1;
- a — внешний авторитет терморегулятора (рекомендованный диапазон которого, соответственно польской технической литературе [141, - 0,3...0,7);
- a^* — общий авторитет терморегулятора, являющийся результатом умножения параметра $a_в$ на a,

Сегодня все больше распространение приобретает метод гидравлического расчета с учетом лишь внешнего авторитета терморегулятора. Этот метод хотя и не имеет однозначного теоретического подхода, однако проверен практикой проектирования в западных и восточноевропейских странах и дает хорошие показатели энергосбережения. Базовые уравнения данного метода в тексте ограничены рамками.

Дальнейшие теоретические исследования автора дискуссионные. Они основаны на тех же базовых уравнениях, но определяют другие диапазоны авторитетов терморегуляторов и потому могут применяться после практического подтверждения. По мнению автора, они глубже раскрывают физический смысл гидравлических и тепловых явлений в системе отопления. Альтернативные уравнения в тексте далее указаны без рамок.

Ни одна методика гидравлического расчета с учетом авторитетов терморегуляторов не является нормативной в Украине.

3.2.4.1. Внутренний авторитет терморегулятора

Регулирование трубопроводных систем и управление потоками теплоносителя в них осуществляют запорно-регулирующей арматурой, в том числе терморегуляторами, которые имеют отверстия переменного проходного сечения. От их размеров зависит гидравлическое сопротивление (давление) за ними.

При малых проходных сечениях самые незначительные их изменения приводят к значительному возрастанию сопротивления, и наоборот, — при более открытых отверстиях сопротивление изменяется незначительно. Отсюда следует: закрывание термостатического клапана из максимально открытого положения сначала имеет незначительное влияние; закрывание больше чем на половину — становится влиятельным

ней; в конце концов, при закрывании более чем на 2, 3 - незначительные изменения положения конуса клапана вызывают значительное изменение сопротивления и соответствующее изменение количественного регулирования теплоносителя, который поступает в отопительный прибор. Эта зависимость всегда используется проектировщиками регулирующих и управляющих гидравлических устройств, а также эксплуатационниками при манипулировании запорно-регулирующей арматурой. Относительно терморегуляторов она определяется понятием внутреннего авторитета, которое с конструктивной точки зрения характеризует степень (меру) открытия проходного отверстия.

А. Определение по EN215 ч.1

Внутренний авторитет терморегулятора $a_в$ — отношение потерь давления, вызванных изначальным (конструктивным) перекрытием конусом клапана проходного сечения отверстия (щели между седлом и конусом клапана при его промежуточном положении), которые характеризуются разностью $\Delta P_1 - \Delta P_2$ (см. рис. 18), к потерям давления ДР, на термостатическом клапане

$$a_в = \frac{\Delta P_1 - \Delta P_2}{\Delta P_1}, \qquad (3)$$

где ΔP_1 — общие потери давления на терморегуляторе, кПа, производители принимают равными 10 кПа в соответствии с европейской методикой тестирования EN 215 ч.1; ΔP_2 — потери давления при номинальном расходе G_N на терморегуляторе без потерь давления в регулируемом отверстии (при максимально открытом клапане)

Значение внутреннего авторитета в соответствии EN 215 ч. 1 определяют по формуле (3), при этом диапазон значений не регламентируют.

Данный параметр в явном виде существующих европейских методик гидравлического расчета не применяют. Поэтому в технических характеристиках терморегуляторов его преимущественно не предоставляют. В особенности это касается терморегуляторов с предварительной настройкой для двухтрубных систем отопления.

Б. Практика внутреннего авторитета, предпочтения авторов

По мнению автора, неиспользование внутреннего авторитета в европейских методиках существенно упрощает расчет, но может иметь место лишь при принципиально одинаковых конструктивных реше-

виях различными производителями настроек терморегуляторов для двухтрубных систем отопления, что в действительности не так. Поэтому в дальнейшем внутренний авторитет терморегуляторов рассмотрен более подробно.

Зависимость (3), с учетом уравнения (2), принимает вид:

$$a_v = \frac{\frac{0{,}1G_N^2}{k_v^2} - \frac{0{,}1G_N^2}{k_{vs}^2}}{\frac{0{,}1G_N^2}{k_v^2}} = \frac{\frac{1}{k_v^2} - \frac{1}{k_{vs}^2}}{\frac{1}{k_v^2}} = 1 - \left(\frac{k_v}{k_{vs}}\right)^2 = 1 - \left(\frac{G_N}{G_{max}}\right)^2.$$

Из приведенного уравнения следует, что при начальном (заводском) размещении конуса клапана в положении, которое распределяет регулируемые 100% (характеризуемые параметром k_{vs}) потока в пропорции — 70% (характеризуемые параметром k_v) на закрывание клапана и 30% (характеризуемые разностью $k_{vs} - k_v$) на открывание (см. рис. 19), внутренний авторитет будет составлять $a_v = 0{,}5$. Из уравнения (3) это означает, что из общих потерь давления ΔP_1 на терморегуляторе 50% теряется за счет отдаления конуса клапана от максимально открытого положения, характеризуемого разностью $\Delta P_1 - \Delta P_2$, а остаток 50% (ΔP_2) — на конструктивных внутренних особенностях прохода через термостатический клапан. Таким образом, изначально конус клапана находится в определенном промежуточном положении между позициями «полностью открыто» и «закрыто».

Распределение потоков в пропорции примерно 50% на 50% достижимо при авторитете $a_v = 0{,}7$, являющемся рекомендованным верхним пределом. При высших значениях работа терморегулятора не в полной мере отвечает его основному назначению с гидравлической точки зрения — пропорциональному перекрытию поступления теплоносителя к отопительному прибору. В таком случае терморегулятор в большей мере начинает управлять потоком при открывании, чем при закрывании. Приближение значений авторитета к единице ведет к возрастанию потерь давления на терморегуляторе; возникновению вероятности шумообразования, поскольку конус клапана находится очень близко к седлу и регулирование происходит при больших скоростях теплоносителя в регулируемом сечении; возрастанию вероятности кавитации и гидравлических ударов и, как следствие, — разрушению клапана; к выходу из зоны пропорционального регулирования и сведению его работы к регулированию пропусками — положению «открыто» или «закрыто»; увеличению погрешности регулирования; увеличению скорости в трубо-

проводах выше границы шумообразования при открывании терморегулятора. Таким образом, при выборе терморегулятора необходимо, чтобы выполнялась зависимость $k_{vs} < 2k_v$.

Распределение потоков в пропорции примерно 80% на закрывание и 20% на открывание возможно при авторитете a_n – ОД. При меньших значениях работа терморегулятора сводится только к закрыванию, причем не совсем эффективному. Конус клапана находится очень близко к позиции «полностью открыто», то есть начинается регулирование отверстия из неэффективной зоны и нарушается пропорциональность регулирования.

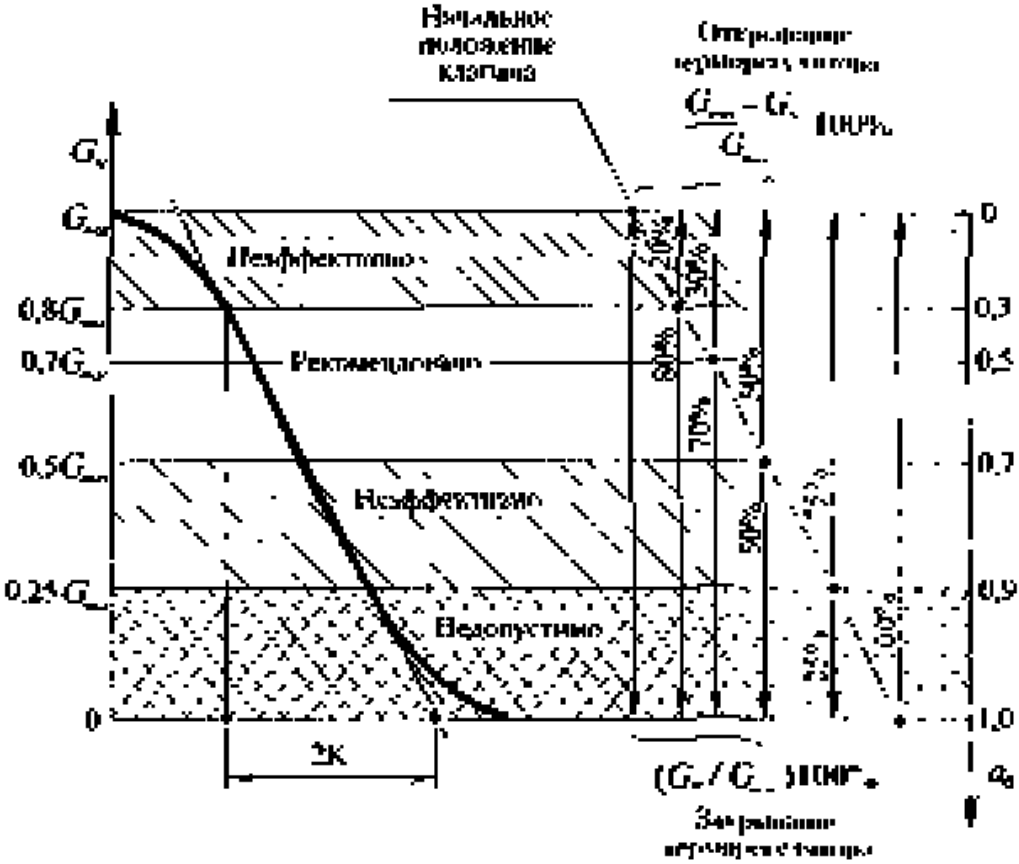


Рис. 19. Влияние внутреннего авторитета терморегулятора для двухтрубных систем на потокораспределение

Терморегулятор должен в равной мере работать на закрывание и на открывание. В первом случае происходит недопущение перегревания помещения, во втором — переохлаждения. Анализ влияния внутреннего авторитета на эффективность поддержания заданной температуры в помещении осуществляют по пропорциональности между гидравлической характеристикой терморегулятора и теплотехнической характери-

стикой отопительного прибора. Ощутимое нарушение пропорциональности (отклонения от теоретических прямых) начинается примерно при расходах меньших, чем 20%, ибольших, чем 80% от максимального, соответствующего k_{vs}. Превышение указанного диапазона приводит к возрастанию несоответствия регулирования температуры помещения, а, следовательно, снижению энергосберегающих и санитарно гигиенических показателей.

Результирующее влияние потокораспределения терморегулятором на эффективность работы системы отопления в зависимости от его внутреннего авторитета (*определяющего положение конуса клапана*) показано на рис. 19. Основой определения эффективного диапазона значений внутреннего авторитета являются характерные значения расхода теплоносителя на кривой регулирования терморегулятора в соответствии с EN 215 ч. 1 (см. рис. 16).

При выборе терморегулятора диапазон внутреннего авторитета должен входить в рекомендуемый диапазон зоны пропорциональности Xp =1...2К, который определяет изначальную пригодность терморегулятора к эффективной работе. Но выбор такого регулятора не означает его эффективную работу в реальных условиях. Для этого надо обеспечить сохранение конструктивно заложенных функциональных качеств, создав благоприятные условия для его работы, которые определяются внешним я и проверяются общим я* авторитетами терморегулятора.

Следует обратить внимание на то, что для конструкций терморегуляторов с предварительной настройкой путем смещения положения штока для каждой позиции настройки имеется соответствующее значение внутреннего авторитета. Это накладывает определенные гидравлические ограничения на возможность уменьшения циркуляционных колец и усложняет проектирование с обеспечением условий эффективной работы терморегуляторов.

Для терморегуляторов «Данфосс» с предварительной настройкой дросселем внутренний авторитет остается практически постоянным, что создает взаимосвязь между гидравлическими характеристиками настроек

$$1-\left(\frac{k_{v_N}}{k_{vs_N}}\right)^2 \approx 1-\left(\frac{k_{v_i}}{k_{vs_i}}\right)^2 = a_i = \text{const},$$

где k_{v_N} и k_{vs_N} номинальная и максимальная пропускные способности при настройке терморегулятора, соответствующие максимально открытому положению дросселя (К); k_{vs} и k_{vs_i} - то же, соответствующие i-тому положению дросселя (от 1 до 7 с шагом 0,5).

Внутренний авторитет терморегулятора характеризует доли максимально возможного расхода теплоносителя, которые приходятся на процессы закрывания и открывания клапана от номинального положения при обеспечении постоянной потери давления, равной 10 кПа.

3.2.4.2. Внешний авторитет терморегулятора

Эффективная работа терморегулятора зависит как от декларируемых производителем его характеристик, так и от условий, в которых он работает. Данные условия создают не только при эксплуатации, но и при проектировании. Главная цель последнего – достижение пропорциональности регулирования теплоотдачей отопительного прибора, то есть соответствующей реакции терморегулятора на смену температуры воздуха в помещении. Пропорциональность, прежде всего, характеризуют определенными гидравлическими соотношениями. Изначально они заданы производителем. Задача проектанта – обеспечить их достижение в реальной системе отопления.

Потокораспределение терморегулятора в системе отопления зависит от потерь давления в циркуляционном кольце [15,16]. Подтверждением изменения потокораспределения при разных значениях внешних авторитетов может быть также рис. 20. На нем показаны диаграммы потерь давления от расхода теплоносителя, аналогично рис. 18, для одинаковых терморегуляторов (у всех внутренний авторитет a_i = 0,5 и равные номинальные расходы G_N и потери давления ΔP_1), но размещенных в трех циркуляционных кольцах системы отопления с разными потерями давления, обозначенными $\Delta P'$, $\Delta P''$ и $\Delta P'''$, и соответственно с разными внешними авторитетами a', a'' и a'''. Активная составляющая потерь давления от расположения штока в номинальном (промежуточном) положении характеризуется разностью ΔP_1—ΔP_2, а пассивная – потерей давления и остальных элементах кольца, в том числе ΔP_2.

Логарифмическая система координат дает наглядность смещения гидравлических характеристик, обозначенных G'_{max}, G''_{max} и G'''_{max} максимально открытых конструктивно одинаковых терморегуляторов относительно характеристик -2К, расположенных в разных зонах порядковых значений $\Delta P'$, $\Delta P''$ и $\Delta P'''$, и наглядность изменения соотношения потокораспределения. Характеристика a_{max} данного рисунка, в отличие от рис. 18, определяет все пассивные потери давления в циркуляционном кольце, в том числе и пассивную составляющую терморегулятора.

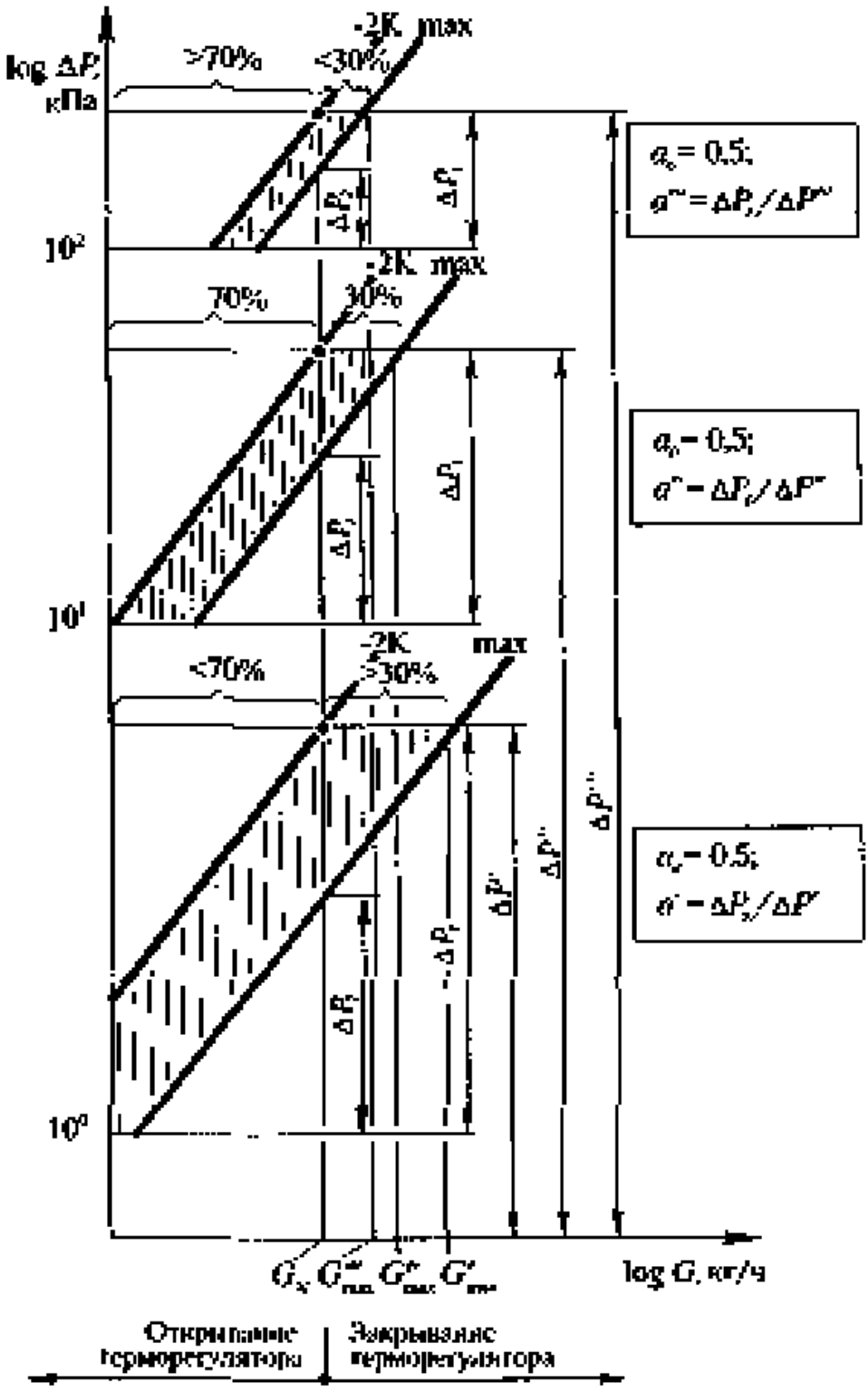


Рис. 20. Влияние внешнего авторитета терморегулятора на потокораспределение

Продуктивная управляемость потоками теплоносителя происходит при оперировании 50+20% располагаемого давления. Такой диапазон должен быть обеспечен относительно потерь давления циркуляционного кольца ДР, в котором установлен терморегулятор (см. рис. 21), то есть a - 0,3...0,7.

Для наглядности расчетов и оперативности манипулирования при увязывании циркуляционных колец, сохранении изначальных регулировочных характеристик терморегулятора в системе отопления, в предлагаемых компьютерных программах используют лишь понятие внешнего авторитета a терморегулятора

$$a = \frac{\Delta P_1}{\text{ДР}}. \qquad (4)$$

Он характеризует отношение потерь давления на терморегуляторе при номинальном расходе к гидравлическому сопротивлению кольца— сопротивлению системы в целом, или подсистемы (стояка или приборной ветки со стабилизированным перепадом давления). Схемы к определению внешнего авторитета терморегулятора при использовании запорно-регулирующей арматуры «Данфосс» показаны на рис. 21.

В двухтрубных системах отопления по европейским методикам рекомендованные потери давления на терморегуляторах должны составлять 30...70% располагаемого циркуляционного давления системы или подсистемы, что отвечает диапазону значений внешнего авторитета 0.3...0.7.

По мнению автора, постоянный диапазон значений внешнего авторитета не учитывает конструктивных особенностей терморегуляторов разных производителей и не дает возможности максимально реализовать их положительные качества.

3.2.4.3. Общий авторитет терморегулятора

Общий авторитет терморегулятора a^*, по определению западноевропейской литературы, - произведение его внутреннего и внешнего авторитетов

$$a^* = a_i a, \qquad (5)$$

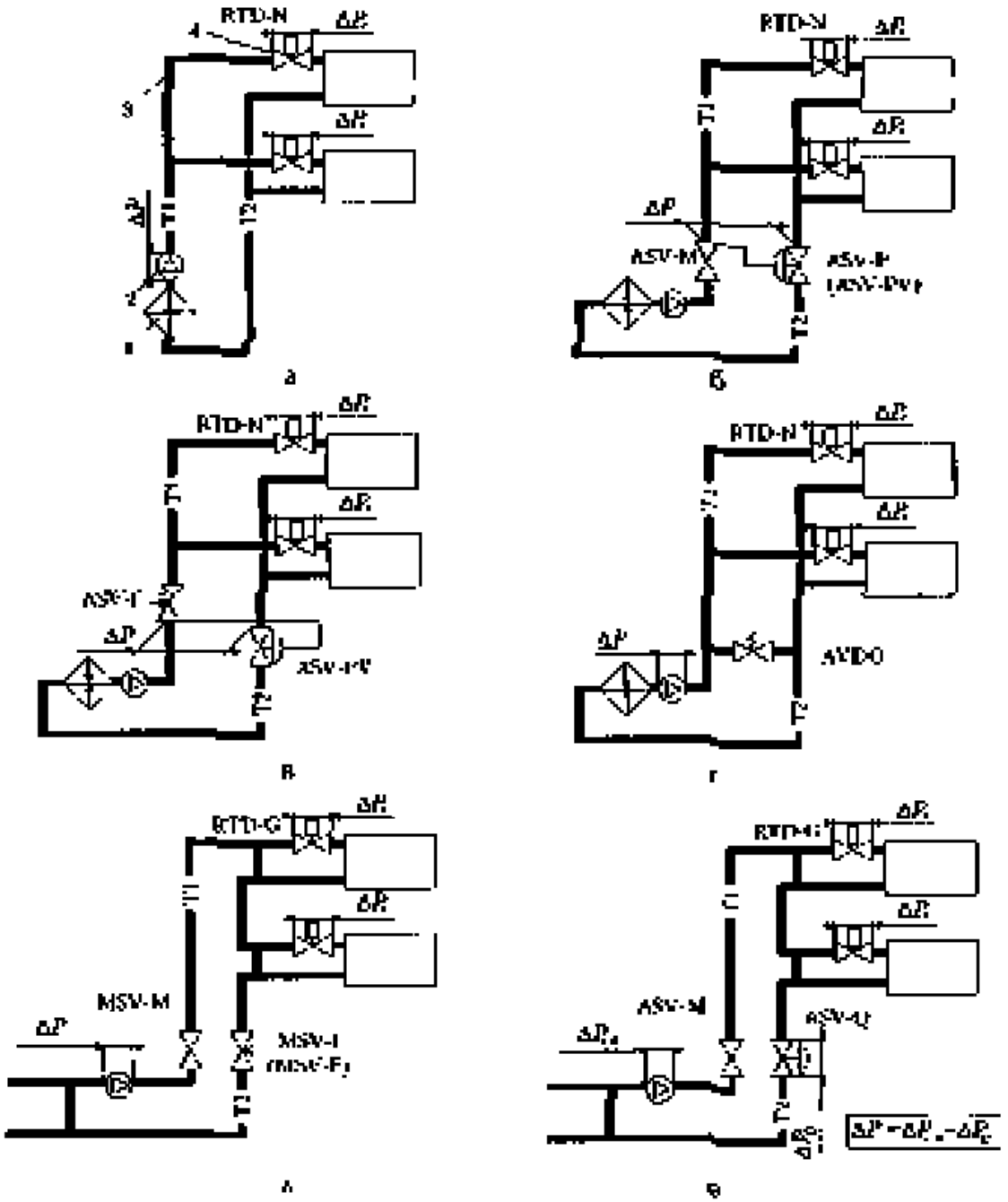


Рис. 21. Схемы к определению внешнего авторитета терморегуляторов: *а - насосная независимая, б и в - насосные независимые с автоматическим регулятором перепада давления; г - насосная независимая с перепускным клапаном; д - насосная зависимая, е - то же, с автоматическим регулятором расхода теплоносителя; 1 - теплообменник (котел); 2 - насос; 3 - трубопроводы, 4 - терморегулятор*

при этом отсутствуют физическое толкование данного параметра и диапазон изменения его значений. Он так же, как и внутренний авторитет, не используется в предлагаемых компьютерных программах

Значение внешнего авторитета неявно связывает распределение потерь давления в циркуляционном кольце с потерями давлении ΔP_1 - ΔP_2 в уравнении (3). Для их явного определения необходимо найти произведение внутреннего и внешнего авторитетов

$$a_e a = \frac{\Delta P_1 - \text{ДР}_-}{\Delta P_1} \times \frac{\text{ДР}_-}{\text{ДР}} = a^*,$$

являющееся общим авторитетом терморегулятора по уравнению (5). Итак, общий авторитет — доля распределения потерь давления на регулируемом сечении терморегулятора. вызванная положением штока и обозначенная как ДР, - ΔP_2, от располагаемого давления в системе или подсистеме отопления. Сравнивая уравнения внутреннего и общего авторитетов, приходим к выводу об идентичности: отличие состоит лишь в отнесении их к разным перепадам давлений. Причем уравнение общего авторитета приобретает вид уравнения внутреннего авторитета при условии обеспечения в системе или подсистеме отопления перепада давления, равного 10 кПа, то есть такого же, как и при определении внутреннего авторитета производителями, что является несогласованностью западноевропейских подходов. Предлагаемый автором метод дает возможность утверждать, что общий авторитет определяет расчетное потокораспределение терморегулятора при его инсталляции в систему отопления. Поэтому все толкования относительно потокораспределения терморегулятора, характерные для его внутреннего авторитета, и тем в большей мере относящиеся к потокораспределению в системе отопления, выполненного уже общим авторитетом. Именно поэтому автор утверждает, что диапазон общего авторитета составляет 0,3...0,7. Таким образом

$$a^* = \frac{\Delta P_1 - \Delta P_2}{\Delta P} = 0{,}5 \pm 0{,}2 \,. \qquad (6)$$

Данное соотношение можно охарактеризовать как коэффициент управляемости потоками, определяющий долю располагаемого давления системы или подсистемы отопления, приходящуюся на конус клапана при его движении с номинального к полностью открытому положению. Для проектировщика это соотношение является проверкой верности гидравлического расчета при определении располагаемого давления в циркуляционном кольце, половину которого необходимо потерять на терморегуляторе при номинальном потоке без потерь давления в регулируемом сечении отверстия. Диапазон значении внешнего авто-

ритета при этом зависит от конструктивных особенностей терморегулятора, характеризуемых его внутренним авторитетом. С помощью варьирования внешнего авторитета появляется возможность достижения оптимального общего авторитета.

Из данных уравнений следует, что в конечном счете нет значения, какие составляющие изначально входят в потери давления ΔP_t. Ими могут быть потери, создаваемые либо конструктивными внутренними особенностями термостатического клапана, как в RTD-G, либо вместе взятого с дросселем, как в RTD-N, либо вместе взятого с комплектом присоединения, как в RTD-K. Главное, чтобы при расчетах и проверках рассматривался данный элемент в целом.

Предлагаемый подход, в конце концов, дает возможность обосновать рекомендуемые перепады давления на терморегуляторе, что для проектировщика является главнейшим из всего вышесказанного.

Исходя из значения внутреннего и предлагаемых значений общего авторитета, находят допустимый диапазон проектного выбора потерь давления на терморегуляторе. Для этого необходимо определить потери давления в системе или автоматически поддерживаемый перепад давления в ее части (см. п.п. 11.6.1 и 11.6.2), а также верхний предел рабочего диапазона терморегулятора из условия бесшумности (см. п.р. 11.1).

Пример. *Исходные данные: двухтрубная система отопления жилого дома с терморегуляторами; номинальная пропускная способность терморегулятора при максимальной настройке* $k_v = 0{,}6 (м^3/ч)/бар^{0,5}$; *максимальная характеристическая пропускная способность при данной настройке* $k_{vs} = 0{,}9 (м^3/ч)/бар^{0,5}$; *максимальный перепад давления на терморегуляторе, при котором обеспечивается эквивалентный уровень звука по шуму 30 дБА (см. п.р. 11.1),* $\Delta P_{T_{III}} = 27$ *кПа; максимальный развиваемый напор нерегулируемого насоса* $\Delta P_{H_{max}} = 25$ *кПа; располагаемое давление системы отопления* $\Delta P = 20$ *кПа (принято ориентировочно для заданного насоса по максимальному коэффициенту полезного действия (кпд)).*

Необходимо определить диапазон потерь давления на терморегуляторе для проектного подбора.

Решение. Расчетная схема системы отопления на рис. 21,а: поскольку $\Delta P_{H_{max}} < \Delta P_T$ (детальнее см. р. 11).

1 Внутренний авторитет терморегулятора

$$n_v = 1 - \frac{k_{vs}^2}{k_v^2} = 1 - \frac{0{,}6^2}{0{,}9^2} = 0{,}56 .$$

2. Внешний авторитет терморегулятора

$$a = \frac{a'}{a_v} = \frac{0,3...0,7}{0,56} = 0,54...1.$$

Исходя из области допустимых значений внешнего авторитета $0 < a < 1$, определяем для данного терморегулятора верхнюю границу общего авторитета $a' - a_v = 0,56$. Полученное при этом $a = 1$ означает, что все располагаемое давление в системе отопления может быть утраченным на терморегуляторе данной конструкции без нарушения его эффективной работы. Такое возможно при близком расположении терморегулятора к насосу (в других схемах — к регулятору перепада давления).

Полученный диапазон значений внешнего авторитета означает долю располагаемого давления, которая должна быть потеряна на терморегуляторе, или в процентах — 54...100%. Остаток потерь, а именно: 0...46%, должен быть распределен между остальными элементами системы отопления циркуляционного кольца.

3. Проектный диапазон потерь давления на терморегуляторе

$$\Delta P_1 = a \times \Delta P = (0,54...1) \times 20 = 10,8...20 \text{ кПа}.$$

Верхняя граница рабочего диапазона отвечает максимально развиваемому давлению насосом $\Delta P_{нас} = 25$ кПа, нижняя — рабочей точке на характеристике насоса при характеристике системы отопления, определяемой по k_{VS} терморегулятора (см. рис. 34).

При использовании наименьших насосов или наименьших настроек регуляторов перепада давления ASV-PV ($\Delta P = 5$ кПа), диапазон проектного выбора рассматриваемого терморегулятора будет составлять 2,7...5 кПа. Таким подходом определяют минимальное значение проектного выбора перепада давления на терморегуляторе в насосной системе. При выборе насоса с максимально развиваемым давлением или автоматически поддерживаемым в узле его обвязки, превышающим верхнюю границу шумообразования терморегулятора, необходимо обязательно применять автоматические устройства стабилизации перепада давления на стояках или приборных ветках на уровне, который не превышает этот предел. Этот уровень не следует увеличивать за счет неиспользования терморегуляторов с максимальными настройками, поскольку с уменьшением настройки возрастают относительная погрешность регулирования и вероятность засорения. Итак, диапазон проектных (расчетных) потерь давления для обеспечения бесшумности и эффективной работы терморегуляторов в процессе эксплуатации является переменным и зависит от конкретного типа терморегулятора, назначения помещения и системы отопления.

Рассмотренный выше пример идеализирован, так как не учитывает несовершенства технологии изготовления терморегуляторов и, следовательно, погрешности регулирования. Для практического использования полученные производителями значения могут корректироваться с учетом вероятности сочетания отрицательных факторов.

Установка терморегуляторав систему отопления приводит к изменению конструктивно заложенной в нем пропорции распределения теплоносителя на процессы закрывания и открывания клапана, определяемой внутренним авторитетом. Корректирование окончательного потокораспределения в терморегуляторе характеризуемого общим авторитетом, осуществляют путем варьирования потерями давления в циркуляционном кольце — внешним авторитетом.
Рабочий диапазон потерь давления на терморегуляторе отличается от диапазона его проектного выбора.

3.2.5. Выбор терморегуляторов

1. *Выбор терморегуляторов осуществляют по характеристикам, которые отвечают рекомендованным значениям, приведенным в табл. 3. Для двухтрубных систем отопления выбирают терморегуляторы Данфосс типов RTD-N, RTD-K и встроенный; для однотрубных RTD-G, RTD-KE.*
2. *Определение гидравлических характеристик терморегулятора следует осуществлять согласно предоставляемым производителем диаграммам*
3. *Зона пропорциональности не должна превышать 2К и быть ниже 1К. Выбор осуществляют при 2К.*
4. *Диапазон потерь давления на терморегуляторах определяют по рекомендованному диапазону внешнего авторитета — $a = 0,3...0,7$.*
5. *Использование настроек терморегуляторов от 1 до 2 в гидравлически зависимых от тепловой сети системах отопления и несоответствующем качестве теплоносителя является нежелательным.*

Указанные параметры выбора терморегуляторов по п.п. 4 отображают западноевропейские методики и не в полной мере отвечают предлагаемому автором подходу, согласно которому диапазон потерь давления на терморегуляторах определяют по рекомендованному диапазону общего авторитета, равного для двухтрубных систем отопления — $a^* = 0,3...0,7$.

4. ОТОПИТЕЛЬНЫЕ ПРИБОРЫ

4.1. Классификация

Отопительные приборы предназначены для передачи теплоты от теплоносителя к воздуху и ограждающим конструкциям помещения, в котором они установлены.

К отопительным приборам выдвигают ряд требований, по которым их классифицируют, анализируют степень совершенства и проводят сравнение.

Санитарно-гигиенические требования. Отопительные приборы должны иметь по возможности более низкую температуру корпуса для обеспечения непригорания пыли, уменьшения нейтрализации неустойчивых ионов с отрицательным зарядом, безопасности пользования (предотвращения ожогов), снижения скорости движения воздуха и соответственно скорости движения пылевидных частичек, иметь наименьшую площадь для уменьшения откладывания пыли; иметь свободный доступ для удаления пыли из корпуса и ограждающих конструкций за ними.

Экономические. Отопительные приборы должны иметь наименьшие приведенные расходы на изготовление, монтаж, эксплуатацию; наименьший расход металла; наименьшую удельную стоимость, отнесенную к 1 м^2 площади поверхности или к 1 кВт конвективного потока.

Архитектурно-строительные. Внешний вид (форма, размеры, покраска...) отопительных приборов должны отвечать интерьеру помещения, а их объем, отнесенный к единице теплового потока, быть наименьшим.

Производственно-монтажные. Должна обеспечиваться максимальная механизация работ при производстве и монтаже отопительных приборов. Отопительные приборы должны иметь достаточную механическую прочность.

Эксплуатационные. Отопительные приборы должны пропорционально реагировать на автоматическую управляемость их теплоотдачей; обеспечивать авторитет теплоты в помещении (см. п.р 10.2); быть долговечными, температуроустойчивыми.

Теплотехнические. Отопительные приборы должны обеспечивать наибольшую плотность удельного теплового потока, отнесенную к единице площади.

Бытовые. Отопительные приборы могут иметь дополнительное оснащение для удовлетворения потребностей потребителя – зеркала, вешалки, увлажнители воздуха и т.п.

По преобладающему виду теплоотдачи все отопительные приборы подразделяют на три группы, а именно:

1. *Радиационные,* передающие излучением не менее 50% суммарного теплового потока. К ним относят потолочные бетонные отопительные панели и излучатели;
2. *Конвективно-радиационные,* передающие конвекцией от 50% до 75% суммарного теплового потока. В эту группу включают секционные и панельные радиаторы, отопительные панели в полу и стене, гладкотрубные отопительные приборы;
3. *Конвективные,* передающие конвекцией свыше 75% общего теплового потока. К ним отиосят конвекторы и ребристые трубы.

По материалу отопительные приборы разделяют на металлические (чугунные, стальные, алюминиевые, медные и т.п.), биметаллические (омедненные, сталеалюминиевые и т.п., причем первым словом обозначают металл, который контактирует с водой), неметаллические (керамические, пластмассо-бетонные) и комбинированные (металло-керамические, металло-бетонные и т.п.).

По высоте вертикальные отопительные приборы разделяют на высокие (высотой свыше 650 мм), средние (от 400 до 650 мм), низкие (от 200 до 400 мм) и плинтусные (до 200 мм).

По строительной глубине — малой (до 120 мм), средней (от 120 до 200 мм) и большой глубины (свыше 200 мм).

По величине тепловой инерции выделяют отопительные приборы малой тепловой инерции, имеющие малую массу металла, малую водоемкость, высокий коэффициент теплопроводности (конвекторы, листовые штампованные радиаторы) и большой тепловой инерции соответственно с большой массой металла или бетона, большой водоемкостью, низким коэффициентом теплопроводности (чугунные радиаторы, отопительные панели в полу и т.п.).

При технико-экономическом обосновании выбора отопительных приборов особое внимание следует уделять их инерционности. От нее в современных системах отопления с терморегуляторами зависят показатели экономической эффективности и санитарной гигиеничности. Если терморегулятор перекроет подачу теплоносителя (при ночном или дежурном режимах, под влиянием инсоляции...), отопительный прибор некоторое время будет отдавать теплоту в помещение, поскольку нет возможности моментальной остановки (охлаждения) или вывода на меньший уровень его тепловой мощности. Чем больше масса отопительного прибора и масса воды в нем, а также чем меньше коэффициент теплопроводности материала, из которого он изготовлен, тем большее количество непроизводительной (лишней) теплоты будет передано помещению. При обратном процессе - для прогревания значительной массы отопительного прибора и воды в нем необходим длительный про-

межуток времени τ до достижения теплового комфорта. Сравнение инерционности отопительных приборов показано на рис. 22.

Ориентировочное сравнение при выборе отопительных приборов по теплопроводности материала λ, удельной водоемкости W и удельному тепловому напряжению q приведено на рис. 23, рис. 24 и рис. 25 соответственно. *Первыми двумя графиками оценивают инерционность прибора.* **Малой инерционности соответствуют приборы с высокими значениями λ и низкими W.** По последнему графику оценивают материалоемкость прибора – **высокой материалоемкости соответствуют низкие q.**

Тепловая инерционность отопительного прибора является одним из основных параметров энергосбережения и обеспечения санитарно-гигиенических требований.

Зона периода охлаждения отопительного прибора (непроизводительных потерь теплоты)



Зона периода разогревания отопительного прибора (несоответствия санитарно-гигиеническим требованиям)

Рис. 22. Тепловая инерционность отопительных приборов:
1 – медных; 2 – стальных; 3 – чугунных

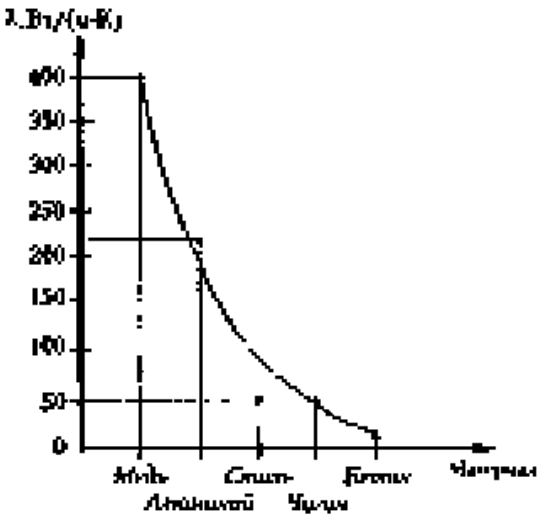


Рис. 23. Теплопроводность материалов

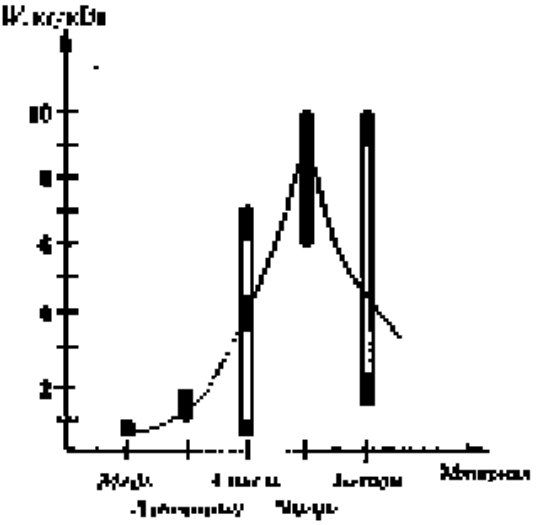


Рис. 24. Сравнение отопительных приборов по удельной

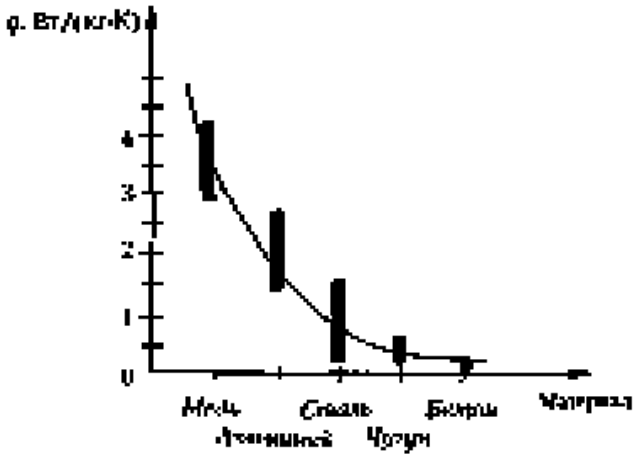


Рис. 25. Сравнение отопительных приборов по удельной тепловой напряженности

4.2. Выбор отопительных приборов

Чугунные секционные радиаторы наиболее подходят для высоких помещений. Радиационная составляющая теплового потока в них равна приблизительно 30%, а конвективная — 70%. За счет конвективной составляющей обеспечивается быстрое прогревание верхней, а за счет радиационной — хорошее прогревание нижней частей помещения. Данные приборы надежны в эксплуатации, имеют значительную толщину стенок, что делает их устойчивыми против коррозии и зарастания накипью, в особенности при низких качествах теплоносителя и обслуживания. Имеют большое сечение каналов, уменьшая тем самым потери энергии на перекачивание теплоносителя. Собирают такие приборы из отдельных секций, подбирая достаточно точно площадь поверхности нагревания. Кроме оребренных моделей они довольно гигиеничны. Однако имеют большую водоемкость, металлоемкость, неэстетичный внешний вид, трудоемкость производства и монтажа, относительно большую строительную глубину. Главный недостаток — большая тепловая инерционность, что снижает энергосберегающий эффект, в особенности при использовании терморегуляторов.

Стальные штампованные радиаторы имеют общие для радиаторов преимущества. Отличаются от чугунных меньшей металлоемкостью (0,55...0,6 Вт (кг×К)), вдвое меньшей водоемкостью (средняя затемненная зона на рис. 24), лучше отвечают интерьеру помещения. Однопанельные конструкции легче очищаются от пыли, более технологичны в производстве и при монтаже, малоинерционны, а, следовательно, лучше поддаются автоматическому управлению тепловой мощности. Имеют небольшую строительную глубину. Основным недостатком является

подверженность внутренней коррозии, поскольку толщина стенки составляет приблизительно 1,2...1,5мм. Применение таких приборов ограничивается закрытыми системами отопления, системами со специально подготовленной (деаэрированной) водой, коттеджными системами, в которых легко обеспечить высокое качество теплоносителя. К недостаткам относят также то, что они имеют относительно небольшую площадь нагревательной поверхности. Поэтому часто применяют в двух- и трехрядном исполнении с дополнительным оребрением, что снижает санитарно-гигиенические показатели (для удаления пыли необходимо применять меховые специальные ершики) и ухудшает процесс теплообмена приблизительно на 15%.

Гладкотрубные радиаторы отличаются от других типов радиаторов и конвекторов наилучшими санитарно-гигиеническими показателями. Современные приборы — стальные круглотрубные регистры (полотенцесушители) применяют во вспомогательных помещениях квартир, отелей и т.п. Плоскотрубные радиаторы — в любых помещениях. Тепловое напряжение имеет диапазон 0,7... 1,5 Вт/кгхК, водоемкость находится в верхней затемненной зоне (рис. 24); толщина труб радиатора равна приблизительно 1,5 мм, поэтому их применяют с такими же ограничениями, как и стальные штампованные радиаторы.

Алюминиевые радиаторы имеют по сравнению с чугунными более привлекательный дизайн и лучшие теплотехнические показатели. Сложность удаления пыли с внутренней поверхности снижает санитарно-гигиенические характеристики. Кроме того, такие радиаторы могут испытывать кислотную коррозию, вызванную примесями против солей жесткости в теплоносителе. Коррозия усиливается образованием в системах отопления гальванических пар алюминия с другими металлами например, латунью. При использовании таких радиаторов необходимо еще на стадии проектирования провести противокоррозионные мероприятия в соответствии с требованиями производителей. Эти радиаторы имеют удельное тепловое напряжение 1,3.. 2,5 Вт/(кг×К), завышенную строительную глубину. Некоторые конструкции изготовлены с искривленным выходом для конвективной струи, что оказывает положительное воздействие на сохранность геометрии подоконников из натуральной древесины.

Стальные конвекторы — отопительные приборы, которые передают помещению большую часть теплоты за счет конвекции (90...95%). Вследствие этого характеризуются заниженным комфортом и низкими теплотехническими показателями, в особенности при использовании в двухтрубных системах отопления. Конвекторы плохи подходят для обогрева высоких помещений, так как перегревают верхнюю зону, а у пола

ощутимо недогревание. В большей мере, сравнительно с радиаторами, содействуют переносу пылевидных частичек. Их основными преимуществами являются простота изготовления, малая металлоемкость (0,8...0,13 Вт/(кг×К)) и водоемкость (нижняя затемненная зона на рис. 24), а, следовательно, малая инерционность. Просты и надежны в эксплуатации. Современные коннекторы с кожухом имеют привлекательный дизайн, сопоставимый с радиаторами евростандарта. Конвекторы без кожуха имеют небольшие габариты по высоте и глубине. Их размещение у пола вдоль ленточного остекления или вдоль всей длины окон и внешних стен предотвращает распространение по полу ниспадающих холодных потоком воздуха, но при этом ухудшается дизайн помещения.

Конвекторы-радиаторы сочетают форму конвекторов и составную теплового потока, передаваемого помещению, радиаторов. К ним относят медные отопительные приборы с алюминиевым оребрением, которые по удельному тепловому напряжению (2,5...4,2 Вт/(кг×К)), инерционности, эксплуатационным и другим характеристикам превышают остальные отопительные приборы. В итоге достигается наибольший теплосберегающий эффект при использовании терморегуляторов. Главный недостаток — стоимость, а также необходимость на стадии проектирования проявлять заботу об антикоррозионных мероприятиях согласно требованиям производителя.

Отопительные панели что *полов и внешних стен* — наиболее комфортные, но и наиболее дорогие элементы системы отопления. Распределение температуры *воздуха по высоте помещения* при *использовании* отопительных панелей и полу близко к идеальному — на уровне ног тепло, а на уровне головы — комфортно. При этом почти отсутствует конвективный перенос пыли в помещении, поскольку средняя температура пола за время использования помещения поддерживается на уровне 26 °С, повышается эстетичный вид помещения. Долговечность современных панелей соизмерима с долговечностью эксплуатации здания. Однако из-за необходимости использования теплоносителя с низкой температурой такие панели экономически целесообразно использовать в домах с хорошей теплозащитой. Данные панели имеют большую тепловую инерционность, что делает возможности в полной мере использовать дополнительные теплопоступления — бытовое и солнечное. Поэтому используют теплые полы, предназначенные лишь для обеспечения теплового комфорта на уровне ног, а остаток теплопотерь помещения компенсируют радиаторами или конвекторами. Выбор вариантов проектирования теплого пола или отопления полом осуществляют технико-экономическим сравнением проектных решений.

Кроме перечисленных преимуществ и недостатков разных типов отопительных приборов при обосновании их выбора необходимо учитывать качество теплоносителя и схему теплоснабжения; рабочие параметры теплоносителя (температуру, давление) в системе отопления; категорию производства в помещении по пожаро-взрывобезопасности.

При повышенных санитарно-гигиенических, противопожарных и взрывобезопасных требованиях выбирают приборы с гладкой поверхностью — радиаторы панельные или гладкотрубные (при обосновании), а также бетонные отопительные панели. Для промышленных зданий применяют приборы с повышенной тепловой плотностью по длине. В административно-бытовых — конвекторы без кожухов в общественных — радиаторы и конвекторы с кожухами. В помещениях с долговременным пребыванием людей — радиаторы или конвекторы с кожухами. Для уменьшения стоимости заготовительных и монтажных работ рекомендуется подбирать радиаторы с одинаковой монтажной высотой.

Разные типы отопительных приборов имеют свойственные им преимущества и недостатки, оценку влияния которых осуществляют технико-экономическими сравнением. Во всех случаях, при использовании терморегуляторов преимущество отдают малоинерционным отопительным приборам.

4.3. Теплотехнические и гидравлические характеристики отопительных приборов

Тепловой расчет отопительных приборов осуществляют по существующим методикам с применением основных расчетных зависимостей, изложенным в специальной справочной литературе с учетом приведенных ниже рекомендаций.

Предоставленные в проспектах и справочниках теплотехнические характеристики отопительных приборов не всегда адаптированы к отечественной практике проектирования. Различие, прежде всего, состоит в расхождении методик испытаний EN 442 и DIN 4704 с отечественной [17], что приводит к несоответствию значений номинального теплового потока. Следует обращаться к производителю отопительных приборов за предоставлением адаптированных теплотехнических характеристик или поправочных коэффициентов к ним. Отечественная методика лучше отвечает реальным условиям эксплуатации отопительных приборов. Расхождение теплотехнических характеристик, определенных разными методиками, составляет приблизительно 10%.

Для обеспечения авторитета теплоты в помещении необходимо при использовании терморегулятора увеличить расчетный тепловой поток отопительного прибора на 10% (см. п.р. 10.2).

При использовании незамерзающих жидкостей необходимо учитывать их влияние на тепловой поток отопительного прибора по рекомендациям производителей или по п.р. 1.2.

Необходимый тепловой поток отопительного прибора должен быть уменьшен на количество теплоты $Q_{тр}$, Вт, от трубопроводов в рассматриваемом помещении. Его определяют по формуле [18]:

$$Q_{тр} = ql(1-n),$$

где q — тепловой поток открыто проложенных вертикальных либо горизонтальных труб, Вт/м; l — длина вертикальных и горизонтальных труб в помещении, м; n — доля неучтенного теплового потока, ориентировочно составляющая:

- для открыто проложенных вертикальных и горизонтальных труб 0,10;
- для труб, проложенных под плинтусом 0,50;
- для теплоизолированных стояков 0,90;
- для труб, проложенных внутри пола и изолированных полиуретановой пеной или вспененным полиэтиленом толщиной более 13 мм 0,95;
- для труб, проложенных в изолированных толщей пола в защитной трубе «гильзе» ..... 0,60.

Уточнение параметра n осуществляют для конкретной технологии укладки труб, которую предлагают производители и монтажники.

Гидравлические характеристики отопительных приборов определяют существующими методиками при известном коэффициенте местного сопротивления или известной пропускной способности, или известной характеристике сопротивления

$$\Delta P = S^* \times G^m,$$

где ΔP — потери давления воды, Па; S^* — характеристика сопротивления, Па/(кг/ч)^m; m — показатель степени.

Значение S^* и m представляются производителями для разных типов отопительных приборов. Обычно m=2, но из зависимости от длины отопительного прибора, которая влияет на характер движения теплоносителя, этот показатель может изменяться. Параметр S^* иногда представляют в виде:

$$S^* = S_0 + nS_1,$$

где S_0 и 5 — характеристики сопротивления отопительного прибора, которые указаны в каталогах для более точного определения потерь давления при количестве n секций (модулей) отопительного прибора.

Наиболее удобное определение потерь давления — по графикам зависимости $\Delta P = f(G)$.

Теплотехнические характеристики импортных отопительных приборов следует адаптировать к отечественным условиям эксплуатации.

5. НАСОСЫ

5.1. Общие сведения

Насосы предназначены для обеспечения подачи необходимого количества теплоносителя к отопительным приборам. В системах отопления жилых и общественных зданий рекомендуется, чтобы они были бесшумными бесфундаментными центробежными.

Сегодня изменились некоторые аспекты их выбора. Прежде всего, это связано с обеспечением переменного гидравлического режима работы системы отопления и с требованиями энергосбережения.

Современные насосы различают по функции контроля над давлением в соответствии с рис. 26.

Насос — действенное устройство обеспечения эффективной работы терморегуляторов

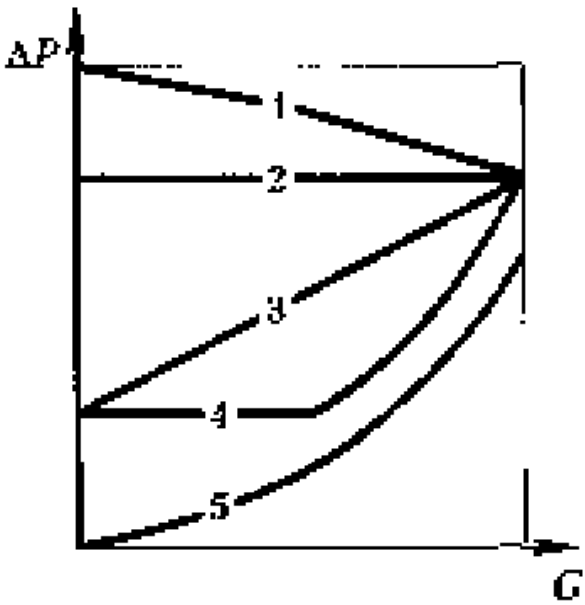


Рис. 26. Характеристики насосов:
1 - нерегулируемого;
2 - постоянного изменения давления;
3 - пропорционального изменения давления;
4 - параллельного изменения давления;
5 - гидравлическая характеристика системы отопления

5.2. Выбор

Для систем отопления с терморегуляторами рекомендуется применять:

- в объектах с большой тепловой мощностью системы — 25 кВт и более (по образцу Германии) насосы с регулируемым количеством оборотов, *управляемым разницей давления между* подающими и обратным (главными магистральными) трубопроводами;
- в небольших объектах с мощностью системы до 25 кВт — насосы с регулируемым количеством оборотов или насосы с постоянным количеством оборотов и обязательной за насосом перемычкой магистралей с автоматическим перепускным клапаном, обеспечивающим постоянный перепад давления.

При использовании насосов с напором приблизительно большим 25 кПа необходимо обеспечить условия бесшумности на терморегуляторах.

Рекомендуется отдавать преимущество насосам с автоматическим регулированием мощности.

Все системы отопления должны иметь два циркуляционных насоса, соединенных параллельно (один из них резервный), или спаренный насос. Подбор этих насосов осуществляют двумя методами:

- стопроцентного резервирования;
- пиковой нагрузки.

По первому способу один насос рабочий, второй — резервный. Переключение с одного на второй осуществляется автоматически через 24 часа для равномерного накопления. Каждый насос при данном режиме эксплуатации подбирается по полному расчетному расходу теплоносителя. Для работы в системах отопления со сменным гидравлическим режимом оба насоса рекомендуется оснащать устройствами автоматического изменения частоты вращения для наиболее полного соответствия параметрам гидравлической характеристики системы отопления в режиме работы с частичной нагрузкой.

По второму спаренные насосы подбирают по пятидесятипроцентной расчетной тепловой нагрузке на каждый насос. При относительно высоких температурах внешнего воздуха и в ночном режиме (по необходимости) работает один насос в 24-часовом сменном режиме с другим при помощи оснащения устройством автоматического переключения и регулирования частоты вращения. В пиковом режиме оба насоса работают параллельно.

В небольших системах отопления (например, коттеджах) резервировать насос необязательно.

Насосы переменной частоты вращения поддерживают стабильные перепады давления в системе, обеспечивая ее гидравлическую и тепловую стойкость. При этом экономится до 70% электрической и 40% тепловой энергии. Кроме того, применение таких насосов иногда достаточно для обеспечения шумонеобразования терморегуляторов. Так, например, на клеммной доске насоса с контролем пропорционального изменения давления задают соответствующие работе системы отопления режимы, отвечающие пропорциональности между развиваемым давлением и расходом теплоносителя.

Использование автоматического регулирования производительности насоса не заменяет его правильного выбора. При этом следует учитывать такие критерии:

- расчетная точка (обозначенная кольцом на рис. 27) не должна находиться ниже, чем на 25% (определяемой по расходу теплоносителя) от рабочей точки (обозначенной жирной точкой) на максимальной характеристике автоматически регулируемого насоса и 10% нерегулируемого насоса;
- расчетная точка может находиться выше не более, чем на 10% от рабочей точки для регулируемых и нерегулируемых насосов;
- автоматически регулируемые насосы выбирают с плавно-пологой характеристикой;
- рабочая точка должна всегда находиться в зоне максимальных кпд, а при отсутствии его значений в правых второй и третьей третях диаграммы насоса;
- если несколько насосов отвечают данным критериям, необходимо выбирать насос меньшей мощности.

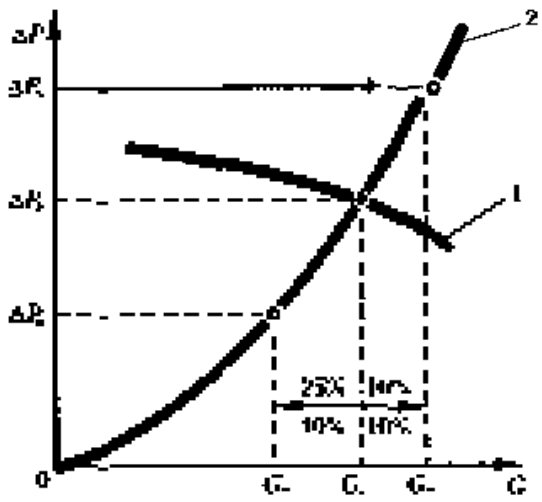


Рис. 27. Допустимые отклонения между расчетными (обозначенными индексом N) и рабочими (обозначенными индексом P) параметрами при подборе насоса:
1 - характеристика насоса;
2 - гидравлическая характеристика системы отопления

Допуски на рис. 27 для номинального (полученного расчетом) расхода G_N и номинальной потери давления ΔP_N теплоносителя определены из незначительности влияния расхода теплоносителя на

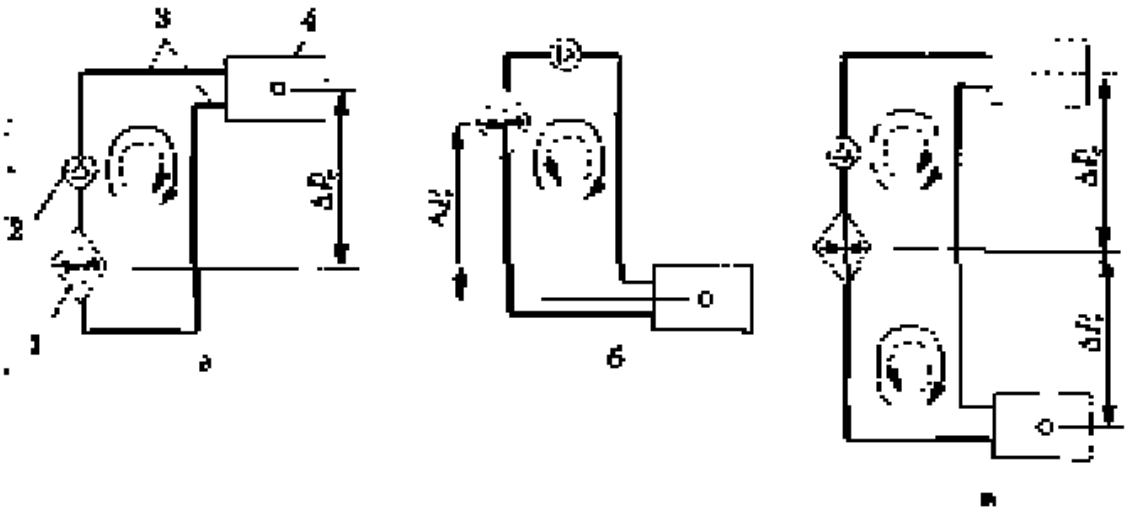


Рис. 28. Схемы направлений циркуляции теплоносителя насосной системы отопления: *а - совпадающая; б - несовпадающая; в - взаимокомпенсирующая; 1 - источник ТЕПЛОТЫ; 2 - насос; 3 - теплопровод; 4 - отопительный прибор*

теплопередачу отопительного прибора с терморегулятором и значимости влияния возрастания напора насоса на потребление электрической энергии.

В системе отопления насосная циркуляция происходит вместе с гравитационной. Поэтому циркуляционное давление насоса $\Delta P_н$ должно быть уменьшенным или увеличенным на величину естественного давления

$$\Delta P_н = 1{,}1\Delta P_{co} \pm B\Delta P_e,$$

где 1,1 — добавка на местные потери циркуляционного давления в системе отопления; ΔP_{co} — потери давления в основном циркуляционном кольце; ΔP_e — естественное давление, учитываемое в основном циркуляционном кольце; B — 0,1 или 1, или 2,3.

В данном уравнении знак «минус» принимают при совпадении воздействия естественной и направления насосной циркуляции, знак «плюс» — при несовпадении. Схематично это изображено на рис. 28, где сплошной стрелкой обозначено направление насосной, а пунктирной — воздействие естественной циркуляции.

Для систем отопления по схеме на рис. 28,в принимают в качестве *циркуляционного давления* большее из расчетных значений по совпадающей и несовпадающей циркуляциям.

Применяя водогликолевые смеси, необходимо учитывать их влияние на характеристики насоса по рекомендациям производителей или по п.р. 1.2.

При использовании насосных станций, обеспечивающих подачу необходимого количества теплоносителя к потребителям и представляющих собой законченный агрегат, который включает циркуляционные насосы, расширительный бак, запорно-регулирующую арматуру и автоматику необходимы следующие данные:

- расчетное циркуляционное давление насоса,
- расчетный расход теплоносителя;
- характеристику теплоносителя (рабочие температуры, коэффициент объемного расширения, вязкость, плотность, коэффициент теплопроводности, теплоемкость и т.п.);
- режим работы отопительных приборов (при наличии терморегуляторов - переменный);
- требования надежности (резервирования), предъявляемые к системе для определения количества насосов,
- диапазон изменения расхода теплоносителя;
- водоемкость системы отопления без учета аккумулирующего бака насосной станции;
- емкость аккумулирующего бака (при необходимости);
- взаимное расположение насосной станции и конечных отопительных приборов;
- перепад высот между насосной станцией (отметки размещения расширительного бака) и наиболее высоко и низко расположенными отопительными приборами

Если насосная станция является составляющей частью теплового пункта, добавляют исходные данные относительно источника теплоты

Насосная станция может иметь свою систему управления, которая обеспечивает контроль состояния, переключение насосов, периодическое их включение в теплый период года для предотвращения залипания вала, аварийную сигнализацию в случае падения давления или потери теплоносителя и т.п.

Насос — потребитель энергии от правильного выбора которого зависит энергосбережение основывающееся не только на мощности но и на эффективности работы системы в целом. Чрезмерное увеличение мощности насоса например для компенсации влияния естественного давления увеличивает погрешность регулирования потоков теплоносителя терморегуляторами и другими автоматическими клапанами приводит к шумообразованию труб при открывании терморегуляторов а следовательно и ухудшает санитарно-гигиенические показатели системы отопления

6. МЕМБРАННЫЕ РАСШИРИТЕЛЬНЫЕ БАКИ

6.1. Общие сведения

Мембранные расширительные баки применяют в водяных гидравлически независимых закрытых системах с расчетной температурой теплоносителя в подающем трубопроводе до 100...120 °С (в зависимости от характеристики бака), оборудованных автоматическим регулированием и защитой от превышения расчетных температур. Они предназначены для предотвращения возрастания статического давления в системе вследствие объемного расширения воды при повышении ее температуры, защиты оборудования от чрезмерного давления и коррозии, компенсации эксплуатационных потерь теплоносителя. Кроме того, упрощения конструирования и эксплуатации системы.

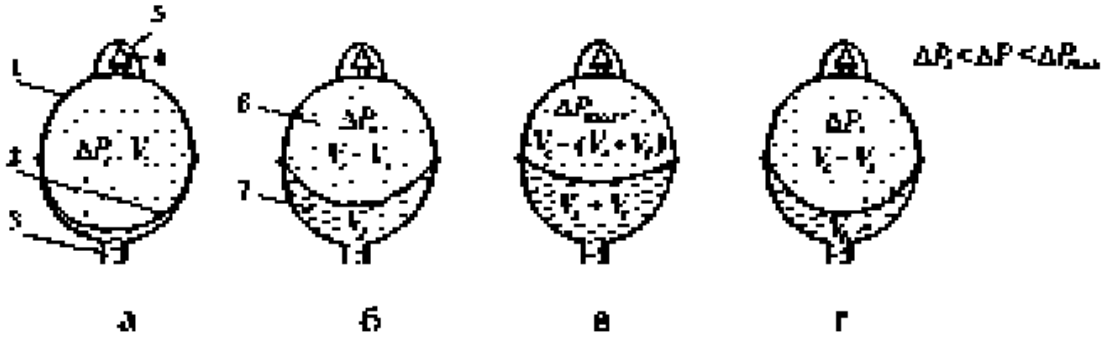


Рис. 29. Схема работы расширительного мембранного бака.
1 - корпус; 2 - мембрана; 3 - присоединительный патрубок; 4 - ниппель (в зависимости от конструкции); 5 - декоративный колпак; 6 - газовое пространство; 7 - водное пространство; а - система отопления в нерабочем состоянии; б - система отопления в начальном состоянии; в - система отопления в рабочем состоянии при максимальной тепловой нагрузке; г - то же, после возмещения эксплуатационных потерь

Конструкция бака изображена на рис. 29. Он состоит из стального корпуса, разделенного по экватору эластичной мембраной. Одна часть предназначена для воды системы отопления, вторая — заполнена газом (воздухом, азотом ...) под давлением. Их поставляют с избыточным начальным давлением газа $\Delta P_г$, который заполняет все внутреннее пространство $V_г$ (рис. 29,а). Такое состояние мембраны сохраняется при заполнении системы водой для того, чтобы в водное пространство не проникал воздух. При выводе системы в начальный режим (превышении давления воды над гидростатическим и соответственно над $\Delta P_г$) в бак поступает вода в объеме, равном эксплуатационным потерям $V_э$. В газо-

вом пространстве уменьшается объем на величину $V_э$ и устанавливается начальное эксплуатационное давление ΔP_0. Вследствие нагревания теплоносителя по расчетной температуры объем водного пространства бака увеличивается на V_t (рис. 29,в) за счет возрастания статического давления в системе, а в газовом пространстве устанавливается максимальное значение избыточного давления ΔP_{max}. Из-за эксплуатационных потерь, которые приводят к снижению статического давления в системе, мембрана выталкивает необходимый объем теплоносителя и в газовом пространстве устанавливается избыточное давление ΔP.

Работоспособность мембранного бака зависит от равновесия давлений в его газовой и водной пространствах.

6.2. Выбор

Расчет расширительного бака заключается в подборе его объема, определении начального давления газового пространства и минимально допустимых диаметров присоединительных патрубков для бака и для предохранительного клапана. При занижением объеме бака давление в нижних точках системы может превысить максимально допустимое, что приведет к аварийному истечению воды через резьбовые соединения или образованию трещин. Для предотвращения обязательно предусматривают установку предохранительного клапана, при этом теплоноситель теряется в систему канализации, либо накапливается в специальных баках. Снижение температуры воды приводит к уменьшению ее объема в баке и падению давления в системе. При этом давление в высших точках системы может стать меньше минимально допустимого по условиям невскипания воды и недопущения проникновения атмосферного воздуха. Поэтому объем бака должен быть четко обусловлен допустимым диапазоном гидравлического давления в системе. Для этой цели обязательно на уровне присоединения бака устанавливают манометр с нижним диапазоном, не превышающим гидростатическое давление, и верхним диапазоном, не меньшим от максимально допустимого давления системы. Завышение емкости бака не имеет отрицательных последствий, но возрастает его стоимость. Полная вместительность V — сумма полезной минимальной V_t и резервной $V_э$ (эксплуатационной) емкости в дм^3 [19] —

$$V = V_t + V_э,$$

где полезная минимальная емкость бака

$$V_t = k V_{co} \beta_t \Delta t,$$

k — коэффициент запаса, V_{co} - емкость системы отопления, м³; р, - плотность воды в системе отопления при ее заполнении, принимают равной 999,6 кг, м³ для $t_1 = +10$ °С; ΔV - приращение удельного объема, дм³/кг, воды в системе при ее нагревании от начальной t_1 к средней между расчетными горячей $t_г$ и охлажденной t_o температурами воды, которые определяют по табл. 5 или формуле"

$$\Delta V = \frac{1}{\rho_1} - \frac{1}{\rho_2}.$$

В данной формуле р, подставляют в кг/дм³, а ρ_2 — плотность воды, кг/дм³, принимают при температуре $(t_г + t_o)/2$.

Емкость системы отопления V_{co} определяют одним из методов:

- точным;
- приблизительным.

Точный метод состоит в суммировании емкостей всех составных элементов системы отопления — котла (теплообменника), труб, отопительных приборов...

Приблизительный — в суммировании емкостей всех составных элементов системы отопления, определенных по удельным показателям, отнесенным к расчетной тепловой мощности (см. табл. 10.3 [8]). При использовании данного метода для определения емкости импортного оборудования следует учитывать несовпадение подходов к проектированию. В нашей практике, как правило, используют трубы с большими диаметрами, что требует увеличения емкости бака.

Эксплуатационная емкость $V_э$, дм³, предназначена для компенсации эксплуатационных потерь, возникающих на протяжении отопительного периода вследствие промывки фильтров, замены прокладок, отопительных приборов... Для современных систем отопления такие потери не должны превышать 5% вместительности системы. При двукратном за отопительный период восполнении эксплуатационных потерь — 2,5%.

Таблица 5. *Приращение удельного объема* воды

Расчетный перепад температур $t_г/t_o$, °С/°С	Средняя температура $(t_г + t_o)/2$, °С	Приращение удельного объема воды ΔV, дм³/кг
1	2	3
—	90	0,0356
100/70	85	0,0321
95/70	82,5	0,0304
90/70	80,0	0,0287
85/70	77,5	0,0271
90/60	75,0	0,0255

$$У, = 0{,}025\ V_{со}\ 10^3$$

Начальное давление $\Delta P_г$, Па, газового пространства бака

$$\Delta P_г = \Delta P_з + \Delta P_с$$

где $\Delta P_з$ — избыточное давление, принимаемое равным 10...30 кПа, для недопущения нагнетания воды в бак при заполнении системы отопления; $\Delta P_с$ — гидростатическое давление воды, Па, действующее на бак при отсутствии циркуляции

$$\Delta P_с = \rho g h,$$

где g — ускорение свободного падения, м/с^2; ρ, — плотность воды в системе отопления при ее заполнении, кг/м^3; h — высота между точкой присоединения бака и наивысшей точкой системы отопления, м.

Максимальное значение давления ΔP_{max} при расчетных условиях не должно превышать величину рабочего давления для всех элементов системы отопления и максимально допустимого давления для бака. С двух условий выбирают наименьшую величину и настраивают по ней предохранительный клапан. Допускается уменьшать это давление при соответствующем указании в инструкции по эксплуатации системы

Начальное эксплуатационное давление системы ΔP_0 определяют из условия необходимости обеспечения заполнения пика резервным объемом воды, что достигается при $\Delta P_0 > \Delta P_с$. Определяют ΔP_0, Па, по уравнению:

$$\Delta P_0 = \left(\frac{\Delta P_{пуст} + \Delta P^*}{1 + \dfrac{V_г}{V\left(\dfrac{\Delta P_{раб}}{\Delta P_{max}} + \dfrac{\Delta P^*}{\Delta P_{max} - \Delta P_с} - 1 \right)}} \right) - \Delta P^*,$$

где ДР* — расчетное атмосферное давление, принимаем равным 10^5 Па.

Минимальную емкость газового пространства $V_г$ находят по формуле:

$$V_г \geq V_г \frac{\Delta P_{пуст} + \Delta P^*}{\Delta P_{раб} - \Delta P_с},$$

а с учетом резервной емкости —

$$V_г \geq V \frac{\Delta P_{пр} + \Delta P^*}{\Delta P_{max} - \Delta P_с}$$

Таблица 6. *Определение общей емкости бака*

Избыточное начальное давление газового пространства, ΔP_0, бар	Максимально допустимое избыточное давление в системе отопления ΔP_{max}, бар	Общая емкость V_0, дм³, определенная по полезной минимальной емкости V_p, дм³ (или по полной полезной емкости V, дм³)	
		Обычный расширительный мембранный бак	Расширительный мембранный бак с компрессорным регулятором
1	2	3	4
1,0	1,2	500,0% (V)	11,00% (V)
1,0	2,0	102,0% (V)	3,00% (V)
1,0	3,0	51,5% (V)	2,00% (V)
1,0	4,0	34,7% (V)	1,67% (V)
1,0	5,0	26,3% (V)	1,50% (V)
1,0	6,0	21,2% (V)	1,40% (V)
2,0	2,2	511,0% (V)	16,00% (V)
2,0	3,0	103,0% (V)	4,00% (V)
2,0	4,0	52,0% (V)	2,50% (V)
2,0	5,0	35,0% (V)	2,00% (V)
2,0	6,0	26,5% (V)	1,75% (V)
3,0	4,2	516,0% (V)	21,00% (V)
3,0	5,0	104,0% (V)	5,00% (V)
3,0	6,0	52,5% (V)	3,00% (V)
3,0	7,0	35,4% (V)	2,33% (V)

Стоимость расширительного бака зависит от его общей емкости. Уменьшения достигают путем увеличения максимального значения избыточного давления ΔP_{max} в системе, что следует из данных уравнений, а также путем конструктивного усовершенствования бака.

Расширительные мембранные баки с компрессорно-спускными регулирующими блоками имеют значительно меньшую общую емкость по сравнению с вышерассмотренными, что показано в табл. 6. В ней приведены уравнения расчета общей емкости V_0 (в обычных мембранных баках $V_0 = V_p$) по полезной минимальной емкости V_p, либо по полной полезной емкости V. Для первого случая в системе отопления необходимо предусмотреть автоматическую подпитку системы.

Бак с компрессорно-спускным блоком поддерживает давление в системе отопления путем автоматического регулирования давления в газовом пространстве бака. Он дополнительно имеет напорную емкость, компрессор, управляемый давлением, блок управления и спускной клапан, срабатывающий от перепада давления. Такие баки позволяют удерживать разность $\Delta P_{max} - \Delta P_i$ в пределах избыточного давления ΔP_0, например, 20 кПа.

Применение незамерзающих жидкостей требует увеличения вместительности расширительных баков; для водоэтиленгликолевых смесей — на 40...45%. При превышении V_0 для максимального типоразмера устанавливают параллельно несколько одинаковых баков с общей емкостью, не меньшей расчетного значения V_0.

Расширительные мембранные баки присоединяют к главной обратной магистрали в индивидуальном тепловом пункте. При установке бака выше самой низкой точки системы необходимо снизить расчетное значение ΔP_{max} на величину гидростатического давления столба воды между отметками установки бака и наиболее низкой точкой системы. При использовании крышных котелен и размещении в них бака минимальное давление возле него принимают по рекомендациям производителей котелен, как правило, оно превышает 15 кПа. Все это отображают в инструкции по эксплуатации системы отопления.

Внутренний диаметр трубы ответвления, соединяющего бак с главной сборной магистралью, должен быть не меньше 20 мм. Его определяют по формуле

$$d \geq 0{,}7\sqrt{V_0}, \text{ или } d \geq 0{,}7\sqrt[3]{V_0},$$

где 0,7 — размерный коэффициент.

При параллельном соединении нескольких баков диаметры присоединяющих труб должны быть одинаковы, а суммарная площадь поперечных сечений труб — не меньше рассчитанной по диаметру из указанных формул.

Внутренний диаметр главного магистрального участка, к которому присоединяют ответвление, должен быть не меньше рассчитанного по этой же формуле.

Объем бака обусловлен гидравлическими давлениями системы отопления в нерабочем и рабочем состоянии, ее емкостью и наличием незамерзающих примесей. Неверный подбор давления газового пространства бака приводит к периодическому протеканию резьбовых соединений, вскипанию теплоносителя, разрушению оборудования.

7. ФИЛЬТРЫ



Рис. 30. Фильтры сетчатые

Для обеспечения работоспособности и избежания повреждений терморегуляторов, автоматической запорно-регулирующей арматуры, трубопроводов и т. п. используют сетчатые фильтры Особенно важно их применение при использовании чугунных радиаторов, из которых в течение многих лет эксплуатации вымываются частички формовочной массы. В системе отопления устанавливают фильтры с количеством ячеек на 1 см^2 не меньше 200. Частички оседают на сетку, которая находится под углом к потоку теплоносителя, и собираются в камере. Камера может быть оснащена шаровым краном для возможности промывки фильтра под напором воды в трубопроводе. При открывании крана вода промывает сетку и выносит накопленную грязь. Если конструктивно такой кран не предусмотрен, устанавливают и используют запорную арматуру для его отключения. Во всех фильтрах имеется возможность снятия сетки для регенерации без демонтажа корпуса. Сетка выполнена из нержавеющей стали, корпус — из латуни при резьбовом соединении, или чугуна — фланцевом. Условный диаметр соединений от 8 до 300 мм. Размеры ячеек 0.3, 0.5, 0.8, 1.25, 1.6 мм. Общий вид фильтров показан на рис, 30.

Эффективная функциональность современного оборудования систем отопления зависит от качества теплоносителя.

8. АВТОМАТИТЧЕСКИЕ ВОЗДУХООТВОДЧИКИ



Рис. 31. Автоматический воздухоотводчик MATIC

Отопительные системы, как правило, являются закрытыми. К традиционным путям попадания воздуха в систему отопления при использовании пластиковых труб добавилась кислородная диффузия, которая происходит через их стенки. Таким образом, в систему все время поступает дополнительный кислород, часть которого расходуется на коррозию металлов, а другая удаляется воздухоотводчиками. Производители пластиковых труб разными методами препятствуют такому процессу, конструктивно усовершенствуя их стенки путем нанесения защитных слоев и улучшения качества пластиков. Трубы, которые отвечают стандарту DIN 4726/29 (Deutches Institut fiiT Normung). Имеют кислородную диффузию меньше 0,1 г/м^3 за 24 часа.

Для удаления воздуха по мере накопления в системе используют автоматические воздухоотводчики. Они состоят из корпуса и поплавка, который перемещается при накоплении воздуха, открывая и перекрывая через передаточный механизм выпускное отверстие. Кроме того, воздухоотводчик оснащен обратным клапаном, позволяющим демонтировать корпус без отключения системы. Имеется также пробка для закрытия воздуховыпускного отверстия. Условный диаметр присоединения 10 мм (при необходимости - 15 мм) Общий вид воздухосборника показан на рис. 31

Такие воздухоотводчики устанавливают в верхнем торце стояков, Их небольшой диаметр обеспечивает значительное уменьшение площади контакта воды и воздуха по сравнению с традиционными отечественными проточными конструкциями, предотвращая обратный процесс — проникновение кислорода в воду.

Новыми подходами для нашей практики проектирования является использование запорно-регулирующей арматуры с пробками или вентильками в корпусе, которыми осуществляют ручное удаление воздуха; отводов на 90° для торца верхней части стояка (с встроенным краном Маевского; автоматических воздухоотводчиков на отопительных приборах и т. п.

Автоматический вертикальный воздухоотводчик — самое действенное устройство продления срока эксплуатации системы отопления.

9. ТРУБЫ И ФИТИНГИ

Сегодня для проектирования систем отопления существует большой выбор материалов, из которых изготовляют трубы, — сталь, медь, PVC, CPVC, PB, PEX, многослойные и др. Каждый из них имеет как преимущества, так и недостатки, поэтому выбор должен быть технически обоснованным.

Проектируя системы отопления из различных труб, необходимо обращать внимание на такие понятия как внутренний и внешний диаметры и не подменять их диаметром условного прохода. В особенности это касается выбора теплоизоляции и гидравлических расчетов. Сравнение геометрических характеристик некоторых труб с условным проходом 40 мм приведено в табл. 7.

Таблица 7.

Геометрические характеристики труб

Характеристика	[illegible]	Материал			
		[illegible]	[illegible]	сталь	медь
1. Внешний диаметр, мм	50,0	50,0	50,0	48,0	42,0
2. Внутренний диаметр, мм	43,4	36,2	42,6	42,0	39,0
3. Толщина стенки, мм	3,3	6,9	3,7	3,0	1,5
4. Площадь живого сечения трубы, мм²	876	1029	1425	1385	1194

Шероховатость стенок трубы зависит от материала изготовления; характера механической обработки внутренней поверхности; времени эксплуатации и т. и. Ориентировочные значения коэффициента эквивалентной шероховатости $k_э$, мм, для труб:

новых цельнотянутых стальных	0,03...0,05;
новых сварных стальных	0,03...0,10;
старых сварных стальных	0,15...0,5;
оцинкованных стальных	0,1...0,2;
стальных (для гидравлических расчетов)	0,2;
медных	0,01;
полипропиленовых	0,007;
полиэтиленовых	0,005;
поливинилхлоридных	0,001.

Характеристики труб принимают по данным производителей. Ориентировочные их значения приведены в табл. 8.

Соединения пластиковых труб осуществляют эксклюзивными фитингами. Соединения труб разных производителей требуют соответ-

Таблица 8

Характеристики труб

Характеристика	Материал труб						
	сталь	медь	PP	PB	PVC	CPVC	VPE (PEX)
1. Плотность, г/см³	7,850	8,930	0,930	0,925	1,410	1,570	0,940
2. Коэффициент теплопроводности, Вт/(м·К)	58,2	320... 325	0,18... 0,24	0,22	0,14... 0,22	0,14... 0,16	0,43... 0,48
3. Коэффициент линейного удлинения, (мм/м·К)	0,011	0,018	0,09... 0,15	0,13	0,07	0,06... 0,07	0,18

ствующих адаптеров (переходников). «Данфосс» для соединения запорно-регулирующей арматуры с трубами из меди, стали, PEX, VPE, PEX-Al-PEX изготовляет фитинги, которые показаны на рис. 32.



а б в

Рис. 32. Фитинги «Данфосс» для труб:

а - стальных и медных, б - PEX-AL-PEX, в - VPE/PEX

При скрытой прокладке труб (в штрабах, полу..) используют только неразъемные соединения

Использование труб и фитингов с диффузионным ограничением не только экономит энергию на прокачку теплоносителя, но и улучшает управляемость потоков терморегуляторами и другими автоматическими клапанами.

10. ТЕПЛОВАЯ УСТОЙЧИВОСТЬ СИСТЕМЫ ОТОПЛЕНИЯ

Под тепловой устойчивостью системы отопления понимают свойство пропорционально изменять теплопередачу отопительных приборов, поддерживая заданную температуру воздуха в помещении при отклонении от расчетных значений параметров, характеризующих теплоноситель, воздушную внутреннюю и внешнюю среду. Обеспечение тепловой устойчивости на наиболее низком уровне управления (индивидуальном) в процессе работы системы возлагают на терморегулятор. Ее характеристиками являются авторитет отопительного прибора и авторитет теплоты в помещении.

10.1. Авторитет отопительного прибора

Основная теплотехническая задача терморегулятора — управление тепловым потоком отопительного прибора, а основная санитарно-гигиеническая – обеспечение теплового комфорта в помещении. Объединение этих задач нужд ается в оценке достаточности управляемой терморегулятором теплопередачи отопительного прибора для изменения температуры воздуха в помещении. Критерием такой оценки является авторитет отопительного прибора.

Авторитет отопительного прибора [20] — доля необходимой теплопередачи отопительного прибора $Q_{o.n}$ от тепловой потребности помещения Q_n

$$A_{o.n} = \frac{Q_{o.n}}{Q_n}.$$

Если суммарное значение $\Sigma A_{o.n}$ отопительных приборов помещения меньше 0,5, установка терморегуляторов на них необязательна. Такое возможно при существовании одновременно действующей другой приоритетной системы обеспечения микроклимата данного помещения, например, электрической, воздушной и т. п. с обязательным наличием автоматических средств поддержания теплового комфорта. При этом инерционность такой системы должна быть ниже инерционности водяной системы отопления.

При $\Sigma A_{o.n} > 0{,}5$ терморегуляторы устанавливают на всех отопительных приборах помещения. Исключения являются небольшие помещения с двумя отопительными приборами, в которых терморегулятор устанавливают на приборе с большей теплопередачей. В помещениях со значительными площадями необходимость установки терморегуляторов на каждом приборе или одного общего на приборную ветку определ

ляют технико-экономическим и санитарно-гигиеническим (обеспечением равномерности распределения температурных полей воздуха на уровне рабочей или обслуживаемой зоны) обоснованиями. Наибольшего энергосберегающего эффекта от использования терморегуляторов достигают при стремлении $\Sigma A_{o.n}$ к единице.

Авторитет отопительного прибора относительно других приборов помещения, подсистемы или системы является также одним из критериев гидравлической оценки выбора основного циркуляционного кольца системы или подсистемы отопления

$$A_{o.n} = \frac{Q_{o.n}}{Q_{mp} + \Sigma Q_{o.n}},$$

где Q_{mp} - теплопоступление в помещение от труб; $\Sigma Q_{o.n}$ - сумма необходимых теплопередач отопительных приборов системы (здания в целом) или подсистемы (помещений, обслуживаемых стояком, или квартиры, обслуживаемой поквартирной приборной веткой, или помещений со значительной площадью, обслуживаемой приборной веткой).

Основное циркуляционное кольцо выбирают через наиболее отдаленный отопительный прибор с наибольшим значением $A_{o.n}$, то есть с наибольшей теплопередачей [21]. Такой подход есть формализацией компьютерных расчетов.

Авторитет отопительного прибора определяет необходимость установки терморегулятора и является критерием оценки гидравлической нагрузки циркуляционных колец.

10.2. Авторитет теплоты в помещении

Тепловой комфорт помещения требует своего обеспечения при разнообразных изменениях внешних факторов, которые объединяют по двум признакам: положительным и отрицательным. К положительным признакам относят те, при которых терморегулятор обеспечивает тепловой комфорт в помещении и экономит энергоресурсы. Это касается дополнительных, не учтенных в тепловом балансе, бытовых теплопоступлений, теплопоступлений от солнечного излучения, уменьшения теплопотерь помещения при резком повышении внешней температуры воздуха и т. п. Терморегулятор перекрывает поступление теплоносителя в отопительный прибор, поддерживая заданную температуру воздуха в помещении. К отрицательным признакам относят признаки, которые приводят к

необеспеченности установленной терморегулятором температуры воздуха в помещении — резкое снижение внешней температуры воздуха, снижение расхода теплоносителя...

Тепловой комфорт помещения требует устранения отрицательных признаков. Этого требует также гидравлическая устойчивость системы. Устранения таких признаков достигают обеспечением авторитета теплоты в помещении.

Авторитет теплоты в помещении [22; 23] — доля достижимого потребителем избытка теплопередачи отопительного прибора над его необходимой расчетной теплопередачей.

Обеспечение авторитета теплоты в помещении осуществляют четырьмя способами:

- увеличением расхода теплоносителя G сверх номинального G_N в системе отопления;
- повышением температуры горячей воды $t_г$ в системе отопления над расчетной;
- переохлаждением теплоносителя ниже расчетной температуры охлажденной воды $t_о$ в системе отопления;
- комбинированным.

Все способы показаны на графике (рис. 33) зависимости относительной теплопередачи Q/Q_N отопительного прибора с показателем степени $n = 1,3$ от относительного расхода теплоносителя G/G_N к нем. Индексом «N» обозначены параметры, соответствующие номинальным их значениям. На этом же графике по оси ординат отмечено изменение температуры воздуха в помещении t от ее расчетного значения 20 °С. Расчет данных изменений приведен для г. Киева. Для городов с расчетной внешней температурой воздуха ниже минус 22 °С изменения t будут незначительно большими, выше данного значения - незначительно меньшими. При расчетной $t = 18$ °С изменения будут отличаться на долю, найденную соотношением (18-(-22))/(20-(-22)).

Достичь температуры воздуха в помещении, например, на уровне 24 °С первым способом возможно путем повышения подачи насоса в 1,6 раза, что увеличит потери давления в $1,62^2 = 2,6$ раза. Такой способ энергоемок. При наличии терморегулятора на отопительном приборе этим способом может воспользоваться потребитель, открыв полностью терморегулятор. Увеличение номинального расхода ($G/G_N = 100\%$) в 1,2...1,8 раза за счет открытия терморегулятора с общим авторитетом $a^*_{100} = 0,5 \pm 0,2$ (заштрихованная зона от точки а до точки б) повышает температуру воздуха до 21...25 °С. При этом повышается температура охлажденной воды с 70 °С до 73...81 °С, что является нежелательным для эффективной работы котлов.

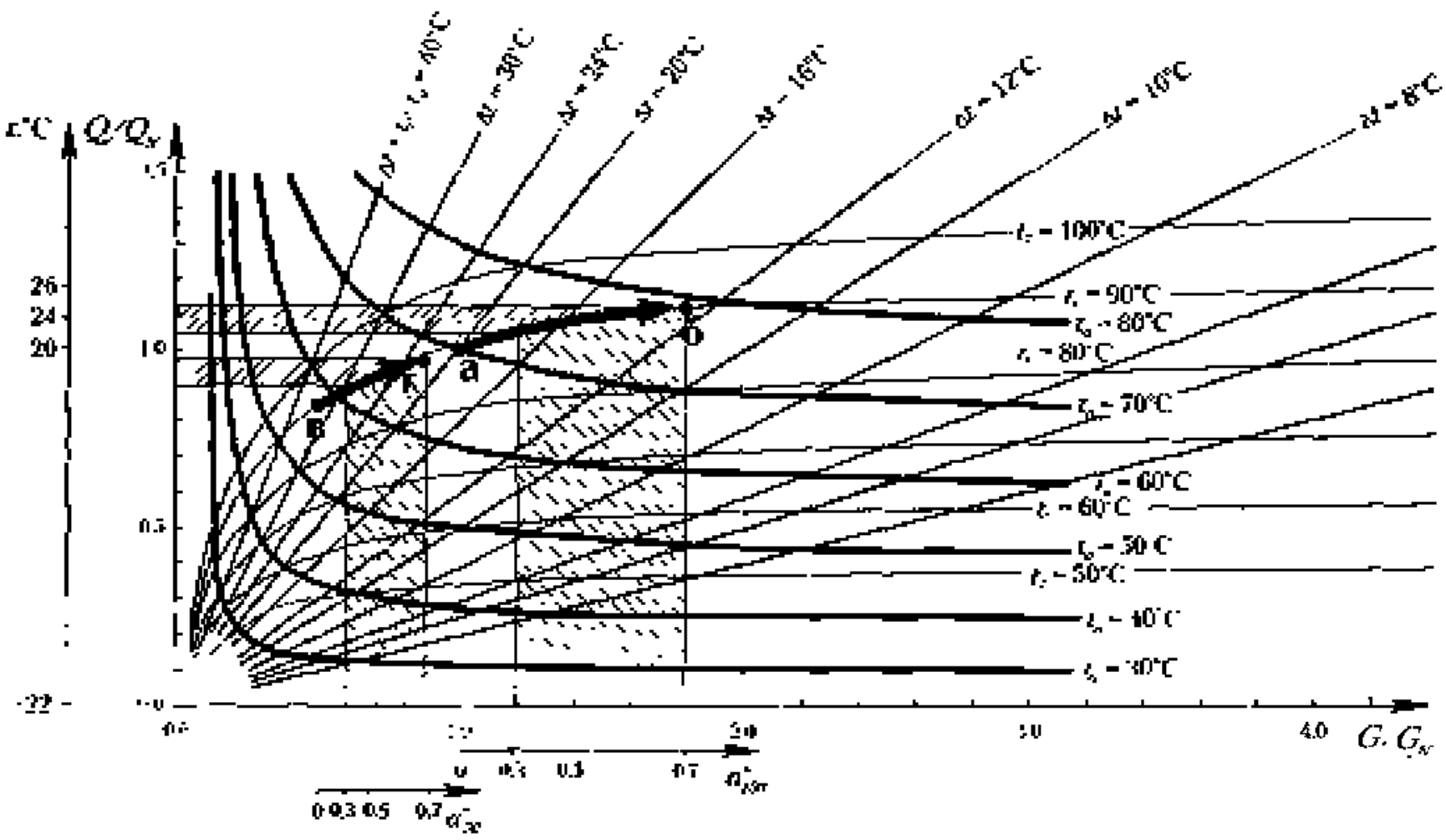


Рис. 33. Обеспечение авторитета теплоты в помещении

Повышение температуры горячей воды в системе отопления не является рекомендованным подходом, поскольку ухудшаются санитарно-гигиенические показатели системы, увеличиваются непроизводительные (в неотапливаемых помещениях) теплопотери в трубопроводах, ухудшается гидравлическая стабильность системы из-за возрастания влияния естественного давления. На такой подход накладываются эксплуатационные возможности источника теплоты. Для данного примера необходимо увеличить $t_г$ с 90 °С до 93 °С.

Третий способ реализуют путем увеличения разности температур Δt горячей и охлажденной воды. Для данного примера — от 20 °С до 22 °С. Технически достигают применением отопительного прибора большей номинальной поверхности теплоотдачи. Теплоотдача и температура отопительного прибора взаимосвязаны линейно, но они нелинейно зависят от теплоотдающей поверхности прибора. Так, для г. Киева увеличение поверхности прибора на 10% повышает его теплоотдачу приблизительно на 6%, что позволяет повысить температуру в помещении с 18 °С до 20,2 °С или с 20 °С до 22,5 °С.

Установкой терморегулятора на отопительном приборе с увеличенной площадью реализуется комбинированный способ обеспечения авторитета теплоты в помещении. Этот способ воплощен в западноевропейских странах путем введения коэффициента 1,15 [14, 24] при подборе отопительного прибора, в Украине сегодня — 1,1. Совместно с увеличением расхода теплоносителя за счет общего авторитета терморегулятора можно повысить температуру воздуха в помещениях г. Киева с 18 °С до 21...25 °С. Увеличение расхода теплоносителя происходит за счет уменьшения сопротивления системы при открытии терморегулятора.

Данные расчеты являются ориентировочными, поскольку учет положительного влияния общего авторитета терморегулятора зависит от кривизны характеристики насоса, показателя степени отопительного прибора, перепада температур на нем... Приближения к приведенным значениям достигают использованием насосов с пологой характеристикой или автоматических регуляторов перепада давления.

Приведенный пример относится к двухтрубным системам отопления. В однотрубных – следует ожидать изменения влияния общего авторитета терморегулятора из-за изменения пологости характеристики каждого отопительного прибора стояка либо приборной ветки и влияния замыкающего участка.

Целесообразность использования комбинированного способа обусловлена также взаимокомпенсирующим влиянием двух способов на температуру охлажденной воды. С этой точки зрения коэффициент 1,1 не удовлетворяет в полной мере.

Наличие терморегулятора на отопительном приборе дает возможность потребителю повысить температуру воздуха в помещении сверх расчетного значения, а, следовательно, увеличить сверхноминальное теплопотребление. Такая возможность должна предоставляться с обязательным индивидуальным учетом — установкой тепломеров или горячеводных счетчиков.

Необходимость увеличения мощности источника теплоты для обеспечения предоставленной возможности решается в конкретных случаях индивидуально, учитывая следующие факторы:

- систему отопления проектируют при расчетной температуре внешнего воздуха по параметрам Б; при этом вероятность ожидания внешних температур воздуха в холодный период года ниже за расчетную составляет меньше 8% периода статистических наблюдений, как правило, в ночные часы, когда по санитарно-гигиеническим исследованиям необходимо на несколько градусов снижать температуру воздуха в помещении;
- запас мощности котлов, сравнительно с тепловой мощностью системы отопления, составляет 20...30% и предназначен для горячего водоснабжения, которое в ночной период времени минимально;
- инерционность здания и системы отопления способна сглаживать незначительные колебания внешней температуры воздуха;
- котлы с баками-аккумуляторами способны гасить пиковые нагрузки системы отопления.

При данных подходах мощность источника теплоты может быть даже меньше расчетной. Необходимость повышения мощности котлов в 1.1 (1,15) раза с учетом действия терморегуляторов возникает при использовании чисто отопительных котлов (без расхода на горячее водоснабжение, бассейн...) без баков аккумуляторов. Решение этих вопросов согласовывают с производителями котлов так, чтобы недостаточность мощности котла не стала отрицательным признаком необеспеченности теплового комфорта помещения.

К отрицательным признакам необеспеченности теплового комфорта относят несовпадение действия центрального или местного с индивидуальным количественным регулированием. Эта ситуация возникает при нежелании потребителя снижать температуру воздуха в помещении ночью, при наличии центрального регулирования (уменьшения) расхода теплоносителя, то есть настройка терморегулятора на температуру воздуха круглые сутки находится в одинаковом положении. Как правило, данный признак рассматривают при пятидесятипроцентном уменьшении расхода. График работы терморегулятора при таких условиях показан также на рис. 33. Увеличение расхода от G/G_N=50% в ото-

нительном приборе с номинальной теплопередачей до 60...90% за счет открытия терморегулятора с общим авторитетом a^*_{50} = 0,5+0,2 (заштрихованные зоны изменения параметров от точки в до точки г) не позволяет достичь расчетного значения температуры воздуха в помещении (t = 20 °С). Аналогично происходит и при t = 18 °С, если ее принимают как расчетную. Достичь расчетных температур можно увеличением номинальной площади теплопередачи отопительного прибора в 1,1 (1,15) раза. Увеличение в 1,1 раза позволяет выйти на среднестатистические санитарно-гигиенические показатели, при нормативной t = 18 °С достичь приблизительно 19 °С. Увеличение в 1,15 раза позволит в некоторой степени удовлетворить индивидуальные пожелания потребителя и обеспечить гидравлическую стабильность системы отопления.

При полностью открытых терморегуляторах в условиях влияния отрицательных факторов потокораспределение становится неуправляемым ими и осуществляется за счет самоуравновешивания. Немаловажную роль начинает играть и начальная проектная точность гидравлического расчета и увязки циркуляционных колец. В особенности это касается запуска системы отопления, выхода ее в рабочее состояние из сберегающего режима и т. п. В обеспечению неуправляемости потокораспределением оказывает содействие именно этот множитель к номинальной площади отопительного прибора. Конечно, чем большим будет его значение, тем гидравлически стабильнее будет система.

Обеспечение теплового комфорта после сберегающего режима (дежурного, ночного и т. п.) требует времени вследствие инерционности ограждающих конструкций. Увеличение поверхности нагревания отопительного прибора сокращает этот период. Энергетическая эффективность применения ночных режимов и индивидуального режимов отопления должна быть обоснована. При этом учитывают, что количество теплоты, сэкономленное при снижении температуры, должно быть затраченным на ее восстановление, а также электрической энергии, потребляемой насосами, циркуляционной и тепловой системы отопления, особенно в насосах с мокрым ротором. Такой режим имеет целесообразность при централизованном регулировании. Его энергоэффективность основана на снижении мощности насосов.

Таким образом, увеличения поверхности нагрева отопительных приборов требуют в первую очередь системы отопления с местным или центральным количественным регулированием ее мощности. Обеспечение при этом авторитета теплового позволяет

- удовлетворить индивидуальные потребности потребителя в увеличении температуры воздуха сверх ее расчетного значения при номинальном режиме работы системы,

- достичь расчетных значений температуры воздуха, при необходимости, во *время сберегающего* режима работы системы;
- гидравлически стабилизировать систему;
- ускорить выход системы в рабочее состояние после сберегающего режима либо при ее запуске.

Авторитет теплоты в помещении обеспечивают только на стадии проектирования системы отопления за счет использования терморегуляторов с контролируемым увеличением расхода теплоносителя и отопительных приборов с увеличенной номинальной площадью теплопередачи. Надномінальное потребление теплоты, достигаемое при том, должно обязательно учитываться.

11. ПОТОКОРАСПРЕДЕЛЕНИЕ СИСТЕМЫ ОТОПЛЕНИЯ

11.1. Анализ терморегуляторов на шумообразование

Наличие терморегуляторов приводит к отклонению расчетных параметров G_{co} и ΔP_{co}, то есть к переменному режиму работы системы, при котором происходят колебания давления и расхода воды (рис. 34). Максимальное значение перепада давления в системе отопления $\Delta P_{co\,max}$ достигается при стремлении расхода теплоносителя к нулю: при закрывании термостатических клапанов. Перепад давления на терморегуляторе может увеличиваться в данном случае от расчетного ΔP_T (в р. 3 обозначено ΔP, как в EN 215 ч. 1) до максимального $\Delta P_{T\,max} = \Delta P_{co\,max}$. Данные Колебания допускаются при условии необразования шума термостатическими клапанами –

$$\Delta P_{T\,max} \quad \Delta P_{n\,max} \pm \Delta P_e < \Delta P_{T\,ш}\,; \qquad (6)$$

где $\Delta P_{n\,max}$ – максимальный перепад давления, создаваемый насосом; ΔP_e – естественный перепад давления, принимают максимальным $\Delta P_{e\,max}$ как слагаемое, при совпадающих (рис. 28,а), или минимальным, как вычитаемое, при противодействующих циркуляциях (рис. 28,б), причем $\Delta P_{e\,max}$ определяют по минимальной высоте между центрами нагревания и охлаждения и по минимальным перепадам температур теплоносителя на протяжении отопительного периода; $\Delta P_{T\,ш}$ – максимальный перепад давления на терморегуляторе, который удовлетворяет по обеспечению нормативного эквивалентного уровня звука по шуму для данного помещения.

При $\Delta P_{e\,max} < 0{,}1\,\Delta P_{n\,max}$ или $\Delta P_{e\,max} < 0{,}1\,\Delta P_{n\,max}$ влиянием естественного давления в анализе терморегуляторов на шумообразование пренебрегают.

Пример. *Проектируют систему отопления с терморегуляторами «Данфосс». Нормативные эквивалентные уровни звука по шуму для отапливаемых помещений и характеристики терморегуляторов представлены в табл. 9. Выбирают минимальное $\Delta P_{T\,ш} = \Delta P_{co\,max}$ для принятых в проекте типов терморегуляторов. Из формулы (6) находят максимальный перепад давления насоса $\Delta P_{n\,max}$.*

Перепад давления на терморегуляторе $\Delta P_{T\,ш}$ не должен превышать максимального значения, определяемого производителями из условий надежной эксплуатации. Для терморегуляторов «Данфосс» это значение составляет 60 кПа.

Если в системе отопления есть ограничение относительно минимального расхода воды, вызванного условиями эксплуатации котлов, насосов,

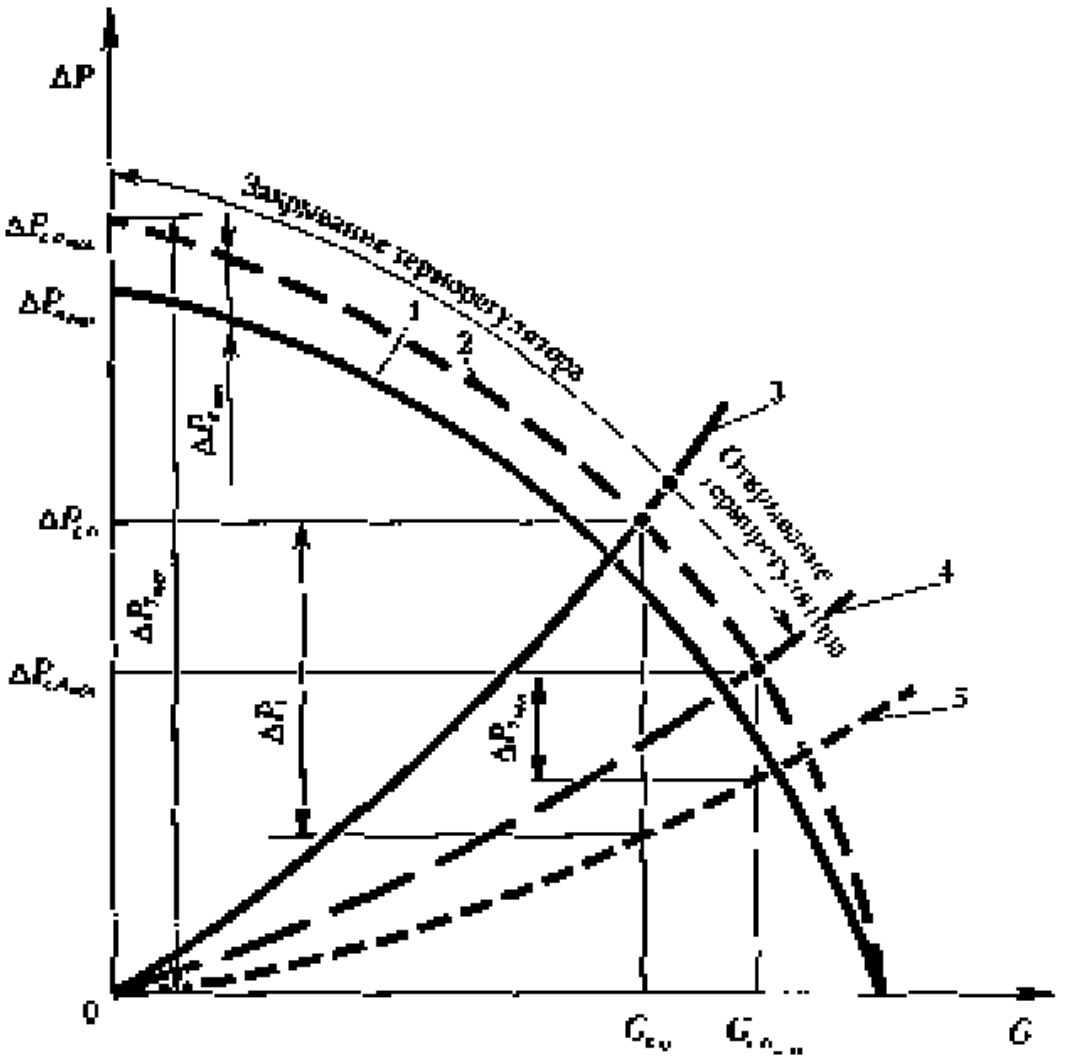


Рис. 34. Определение максимального перепада давления на терморегуляторе в системе отопления с положительным влиянием естественного давления:

1 -характеристика нерегулируемого насоса; 2 -характеристика влияния естественного давления; 3 - номинальная (расчетная) характеристика системы отопления; 4 - характеристика системы отопления при полностью открытых терморегуляторах; 5 - характеристика системы отопления за исключением сопротивления терморегуляторов

режимов работы теплосети и т. п., — анализ на шумообразование осуществляют по максимально возможному перепаду давления в системе при данном расходе. Например, ограничение минимального расхода достигнуто установкой на байпасе насоса перепускного клапана AVDO, настроенного на перепад давления $\Delta P_{c.o.}$ Максимально возможное давление такой системы $\Delta P_{д}$, что показано на рис. 35.

Таблица 9.

Анализ на шумообразование терморегуляторов «Данфосс»

Нормативные данные по СНиП II-12-77		Характеристики терморегуляторов	
Помещение	Эквивалентный уровень звука по шуму $L_{A_{экв}}$, дБА	Тип терморегулятора (настройка)	Перепад давления на терморегуляторе, образующий эквивалентный уровень звука по шуму $\Delta P_{T_{ш}}$, кПа
1	2	3	4
Палаты больниц и санаториев, операционные больных	25	RTD-N10(N)	27
		RTD-N15(N)	17
		RTD-N20, 25(N)	16
		RTD-K(N)	20
Жилые комнаты квартир, жилые помещения домов отдыха и пансионатов, спальные помещения детских дошкольных заведений и школ-интернатов	30	RTD-N10(N)	40
		RTD-N15(N)	27
		RTD-N20, 25(N)	27
		RTD-K(N)	30

На рис. 34 и рис. 35 показаны также параметры системы отопления $G_{T\,max}$ и $\Delta P_{C\,max}$, которые возникают при открывании термостатического клапана до достижения параметра k_{vs} и, соответственно, $\Delta P_{T\,min}$.

Упрощенное изображение (без учета естественного давления) схем анализа шумообразования терморегуляторов в насосных системах показано на рис. 36. Перепад давления между двумя жирными точками на характеристике насоса не должен превышать перепад давления на терморегуляторах при условии гидравлического регулирования. При невозможности подбора такого насоса в системах отопления применяют средства автоматического обеспечения заданного перепада давления $\Delta P_{T_{ш}}$ на стояках или приборных ветках – регуляторы перепада давления, регуляторы расхода, перепускные клапаны. Схемы и принцип работы таких устройств с нерегулируемыми насосами рассмотрены в пп. 11.3, 11.4 и 11.5, а с автоматически регулируемыми насосами, характеристики которых представлены на рис. 26, – в пп. 11.6 и 11.7.

Указанные в данном разделе приемы показывают также, что в процессе работы системы отопления перепад давления на терморегуляторе может достигать максимальной величины, создаваемой насосом, или

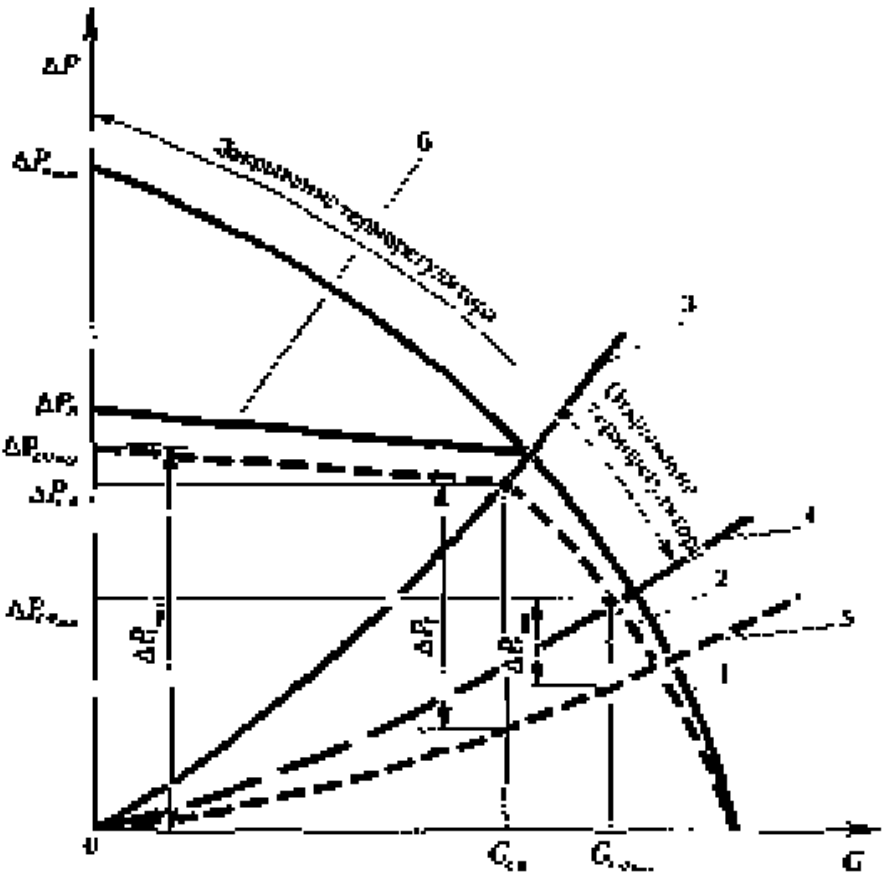


Рис. 35. Определение максимального перепада давления на терморегуляторе в системе отопления с отрицательным влиянием естественного давления и ограничением расхода теплоносителя; обозначение см. к рис. 34; 6 — характеристика перепускного клапана *AVDO, установленного на байпасе насоса*

поддерживаемой автоматическим регулятором. При такой работе системы основную роль в манипулировании потоком теплоносителем начинает играть конструктивно заложенное значение внутреннего авторитета. Если оно находится в диапазоне 0,3...0,7, то наиболее эффективный перепад давления на нем составляет 10 кПа, согласно методике определения внутреннего авторитета. Именно поэтому автоматические регуляторы перепада давления на 10 кПа создают отдельный конструктивный типоряд.

Если анализ на шумообразование показал нецелесообразность использования устройств автоматического обеспечения заданного перепада давления, необходимо провести дальнейший анализ системы отопления на целесообразность этих устройств в обеспечении требований к температуре охлажденного теплоносителя.

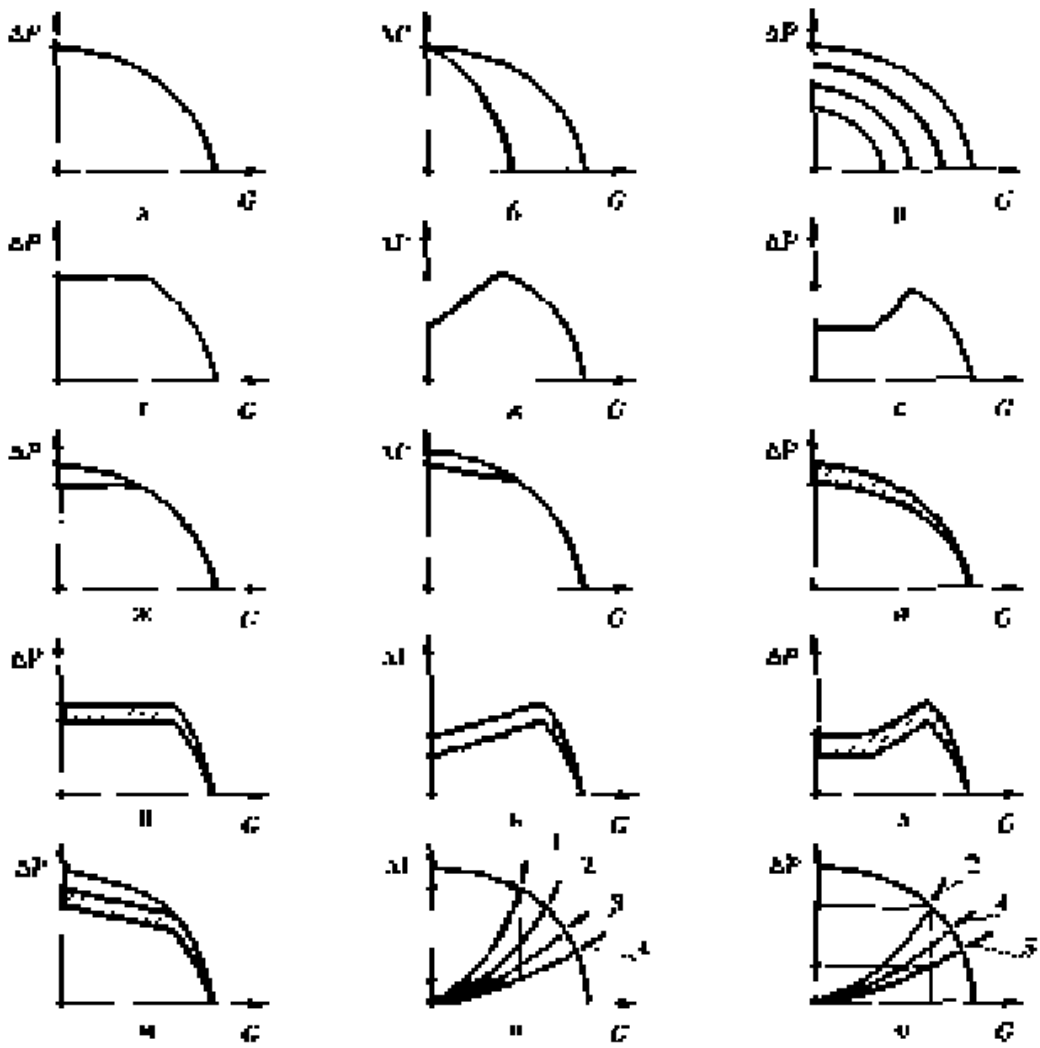


Рис. 36. Анализ характеристик насосов на шумообразование терморегуляторов: а - *перегулируемая; б - параллельная; в - ступенчато регулируемая; г - постоянного перепада давления; д - пропорционального перепада давления; е - параллельного перепада давления; ж - нерегулируемая с автоматическим регулятором перепада давления за насосом; з - то же, с перепускным клапаном; и...м - все вышеупомянутые с автоматическими регуляторами перепада давления на стояках или приборных ветках; н, о - перегулируемые в однотрубных системах соответственно по* и с автоматическим регулятором расхода теплоносителя; *1 - характеристика сопротивления системы при закрытых терморегуляторах; 2 - то же, при номинальных (по k_v) параметрах; 3 - то же, при пиковых при открытых терморегуляторах (по k_{vs}); 4 - то же, без учета сопротивления терморегуляторов; 5 - то же, без учета сопротивления терморегулятора и регулятора расхода*

В процессе работы системы отопления, на терморегуляторах возникает максимальный перепад давления, равный максимальному развиваемому давлению насоса. Он может значительно превышать проектные параметры выбора терморегуляторов. В таком случае для предотвращения шумообразования терморегуляторов обязательно устанавливают на стояках или приборных ветках автоматические регуляторы перепада давления.

11.2. Оценка системы отопления на обеспечение требований по температуре охлажденного теплоносителя

При соблюдении условий шумонеобразования терморегуляторов и при обеспечении авторитетов терморегуляторов рекомендуется провести оценку двухтрубных систем отопления на влияние перераспределения теплоносителя в отопительных приборах, стояках и пофасадных ветках, вызванного закрытием части терморегуляторов. Поскольку системы отопления инерционны и ограждающие конструкции здания также инерционны, при закрытии части терморегуляторов на отопительных приборах в остальные будет поступать чрезмерное количество теплоносителя до тех пор, пока не среагируют терморегуляторы. Даже использование терморегуляторов с незначительным временем запаздывания (см. таблицу 3) не в состоянии предотвратить в полной мере снижение энергосбережения и уменьшение перепада температур теплоносителя за счет повышения ее на выходе отопительных приборов (см. рис. 33).

Ориентировочную оценку проводят для систем отопления с отсутствующим пофасадным автоматическим регулированием. Для этого разбивают магистральные ветки или стояки, или отопительные приборы (в зависимости от схемы системы) на пофасадные группы и находят для них общий расход теплоносителя G_1 и G_2. На основе построения графика по рис. 37 определяют максимальный дополнительный приток теплоносителя ΔG_{max}, поступающий в необлученную солнцем первую Группу. Такой приток является следствием полного закрытия терморегуляторов второй группы на облученной солнцем стороне здания. Параметры, которые отвечают данным группам, обозначены соответственно индексами 1 и 2, а параметры, которые приобретает система отопления при закрытии первой группы, — штрихом.

Относительное увеличение притока отвечает уменьшению расчетного перепада температур от Δt до $\Delta t'$ за счет увеличения температуры охлажденной воды t_o'. То есть

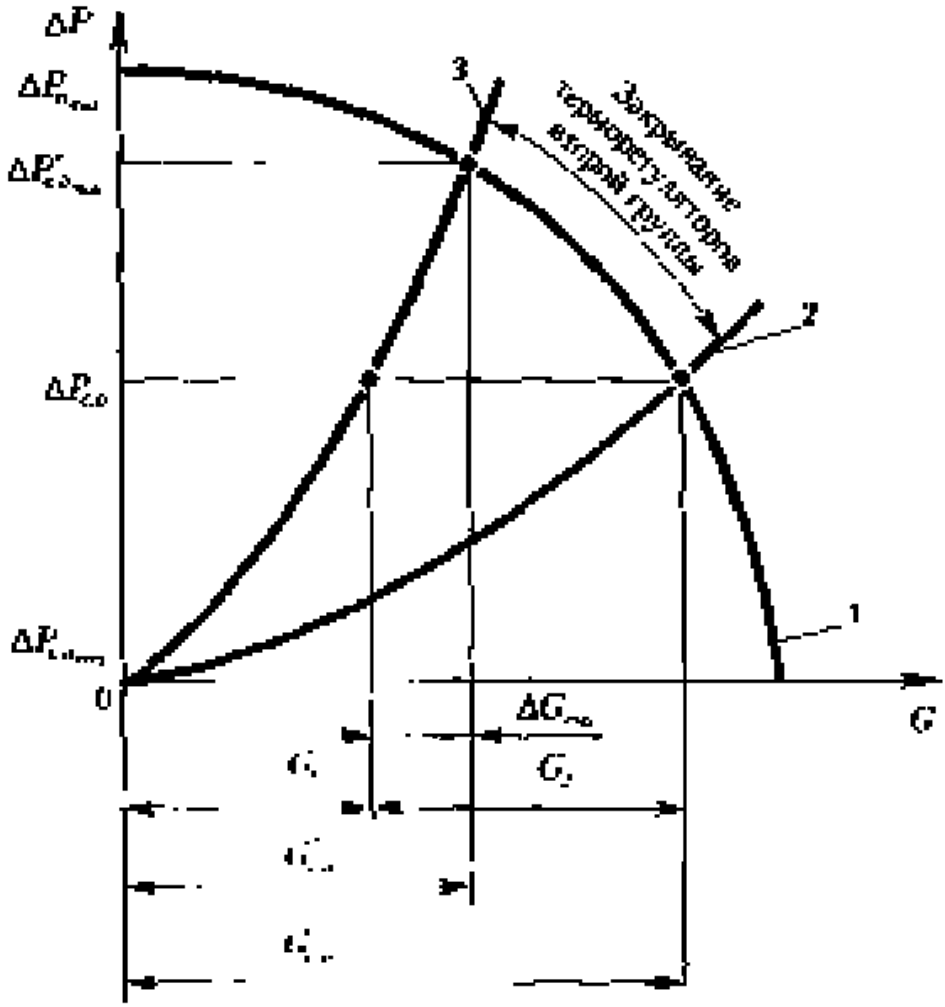


Рис. 37. Перераспределение циркуляционного давления в системе отопления:

1 – характеристика циркуляционного давления;

2 – характеристика циркуляционного давления (двух групп, вместе взятых);

3 – расчетная характеристика циркуляционного давления первой группы

$$N = \frac{G_1 \Delta t}{G_1 + \Delta G_{пр}},$$

или

$$G_1 = \frac{G_1 N}{G_1 + \Delta G_{пр}}.$$

Данные отклонения температуры на протяжении отопительного периода должны быть минимальными за исключением из условий энергосбережения и эффективной эксплуатации системы теплоты. При невыполнении этого условия необходимо применять либо автоматическое авторегулирование, либо изменять характеристику

кой, либо устройства автоматического обеспечения перепада давления или расходы на стояках (приборных ветках)

Установка автоматических регуляторов перепада давления в двухтрубных или автоматических регуляторов расхода в однотрубных системах отопления на стояках (приборных ветках) для предотвращения перетоков теплоносителя дает энергосберегающий эффект приблизительно 5%. Базируется он на том, что при срабатывании части терморегуляторов на закрывание сразу же реагируют автоматические регуляторы и не допускают чрезмерного увеличения расхода теплоносителя в остальных терморегуляторах. При отсутствии этих регуляторов такая задача ложится на терморегуляторы, время срабатывания которых значительно больше, поскольку зависит от их конструктивных особенностей, инерционности здания и системы отопления.

Автоматические регуляторы перепада давления кроме создания условий энергоэффективной работы терморегуляторов путем обеспечения их авторитетов и шумообразования предотвращают несанкционированные перетоки теплоносителя в системе отопления и увеличение его температуры в обратной магистрали что дает дополнительный энергосберегающий эффект оцениваемый приблизительно в 5 %.

11.3. Работа автоматических регуляторов перепада давления

Регуляторы перепада давления предназначены для поддержания заданного перепада давления на стояках (приборных ветках), предотвращения шумообразования терморегуляторов, предотвращения чрезмерных перетоков теплоносителя и шумообразования при этом труб, обеспечения управляемости потокораспределения терморегуляторами. Такие регуляторы являются аффективным средством энергосбережения и создания теплового комфорта помещения. Кроме того, они упрощают гидравлические расчеты, разбивая разветвленные системы отопления на подсистемы; в особенности это касается регуляторов с фиксированным значением перепада давления на стояках. Автоматические регуляторы перепада давления применяют в соответствии со схемами на рис. 1 и 2. Их относят к классу регуляторов прямого действия, то есть таким, в которых воздействие измерительного элемента на регулирующий элемент осуществляется непосредственно без применения дополнительного источника энергии. Регулятор перепада давления, отбирая перепад давления из двух точек системы импульсной трубкой и внутренним каналом,

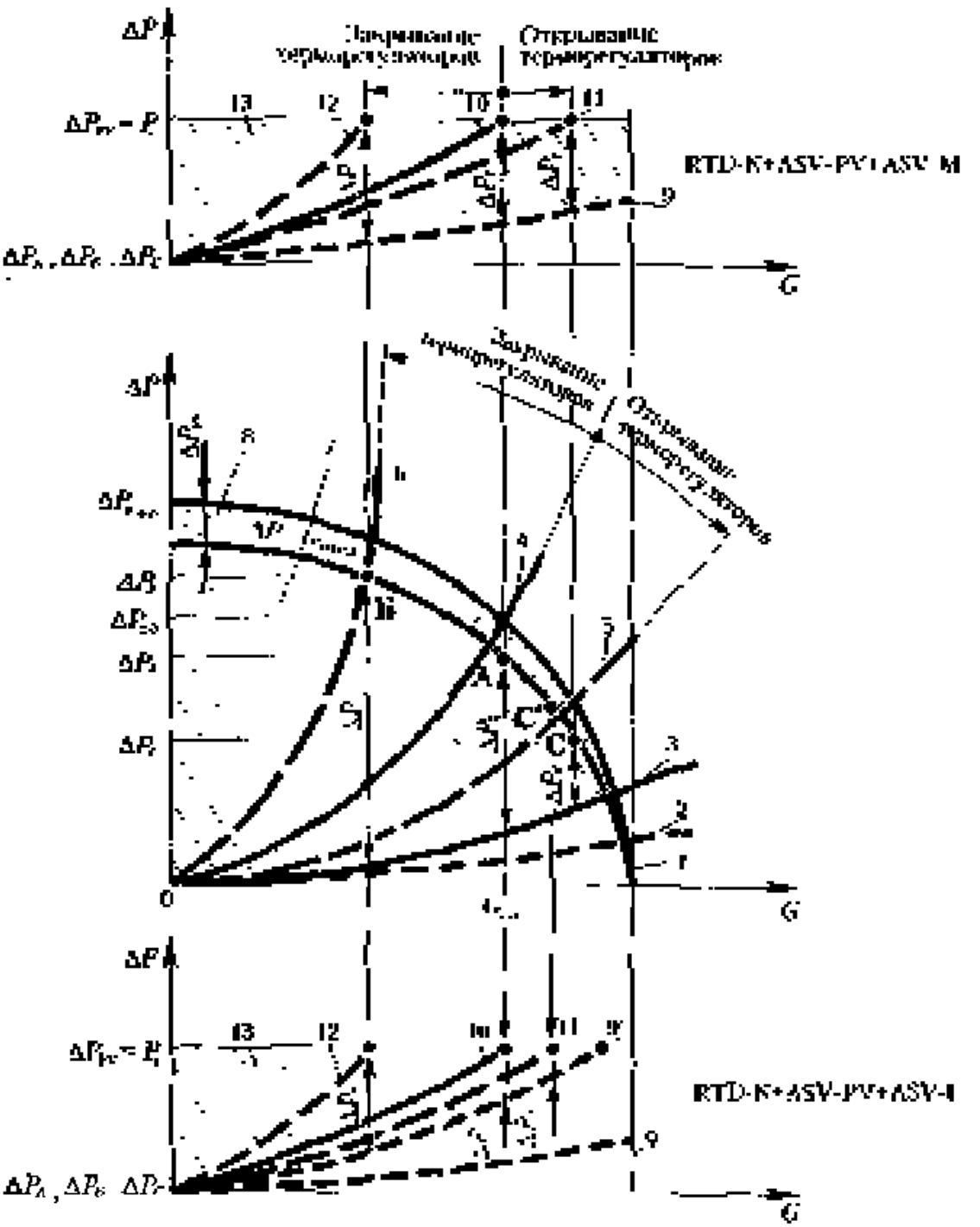


Рис. 38. Работа системы отопления с терморегуляторами и автоматическим регулятором перепада давления:

1 - характеристика нерегулируемого циркуляционного кольца; 2 - характеристика системы до точки присоединения циркуляционного кольца с автоматического регулятора перепада давления; 3 - то же, с учетом дополнительных потерь давления в автоматическом регуляторе перепада давления, определяемой по параметру k_{vs}; 4 - характеристика системы отопления с расчетным

режиме; 5 и 6 - характеристики системы отопления соответственно при полностью открытых и при частично закрытых, сравнительно с расчетным положением. терморегуляторах; 7 - зона диапазона изменения активной составляющей потерь давления на автоматическом регуляторе перепада давления; 8 - зона постоянного диапазона потерь давления на стояке; 9 - характеристика стояка без учета терморегуляторов; 9' - то же, с учетом ASV-I; 10- характеристика стояка в расчетном режиме; 11 и 12 - характеристика стояка соответственно при полностью открытых и частично закрытых терморегуляторах, 13 - зона изменения диапазона потерь давления на терморегуляторах

сравнивает его с заданным перепадом, путем активации диафрагмы передает поступательное движение на регулирующий клапан. Любые изменения перепада давления до точек их отбора компенсируются перепадом давления на клапане ΔP_K, не нарушая заданного перепада давления на регуляторе $\Delta P_{PV(P)}$, соответствующего потерям давления на стояке (приборной ветке) ΔP_C и максимально возможному перепаду давления на терморегуляторах. Таким образом, $\Delta P_{PV(P)}=\Delta P_C$, где индекс PV соответствует регулятору ASV-PV, а индекс P - ASV-P.

Взаимодействие терморегуляторов, например, RTD-N и автоматического регулятора перепада давления, например, ASV-PV с ASV-M(ASV-I) показано на рис. 38. Закрывание терморегуляторов ведет к росту перепада давления на них ΔP_T, изменению характеристики стояка из положения 10 к положению 12 (на верхней части рисунка при использовании ASV-PV+ASV-M) и уменьшению расхода теплоносителя; при этом изменяется характеристика системы отопления из положения 4 к положению 6 (на среднем рисунке) и возрастают потери давления ΔP_K на ASV-PV соответственно точек А и Б. Открывание терморегуляторов (кривая 11 верхней части рисунка) уменьшает сопротивление на них ΔP_T и на ASV-PV соответственно точки С. При работе ASV-PV+ASV-M поддерживаемый им перепад давления всегда равен потерям давления (без учета влияния естественного давления) на стояке (приборной ветке), то есть $\Delta P_{PV}=\Delta P_C$. Однако потери давления в системе отопления для данного автоматического клапана изменяются соответственно точек А, Б и С. Поэтому для наглядности в верхней части рисунка основание оси ординат общее для указанных точек (ΔP_A, ΔP_B, ΔP_C). При рассмотрении кривой 12 за основу следует принимать ΔP_B, кривой 10 – ΔP_A, кривой 11 – ΔP_C.

При невозможности обеспечения желаемою значения внешнего авторитета терморегуляторов относительно перепада давления на стояке, что иногда случается при близком расположении отопительного прибо-

как ASV-PV, применяют комплект ASV-PV+ASV-I. Его совместная работа с терморегуляторами показана внизу рис. 38 и аналогична верхней части. Однако при этом уменьшается зона 13 за счет гидравлического сопротивления клапана ASV-I, поскольку отбор импульса для ASV-PV осуществляется до него, что ограничивает максимальный расход теплоносителя относительно точки С".

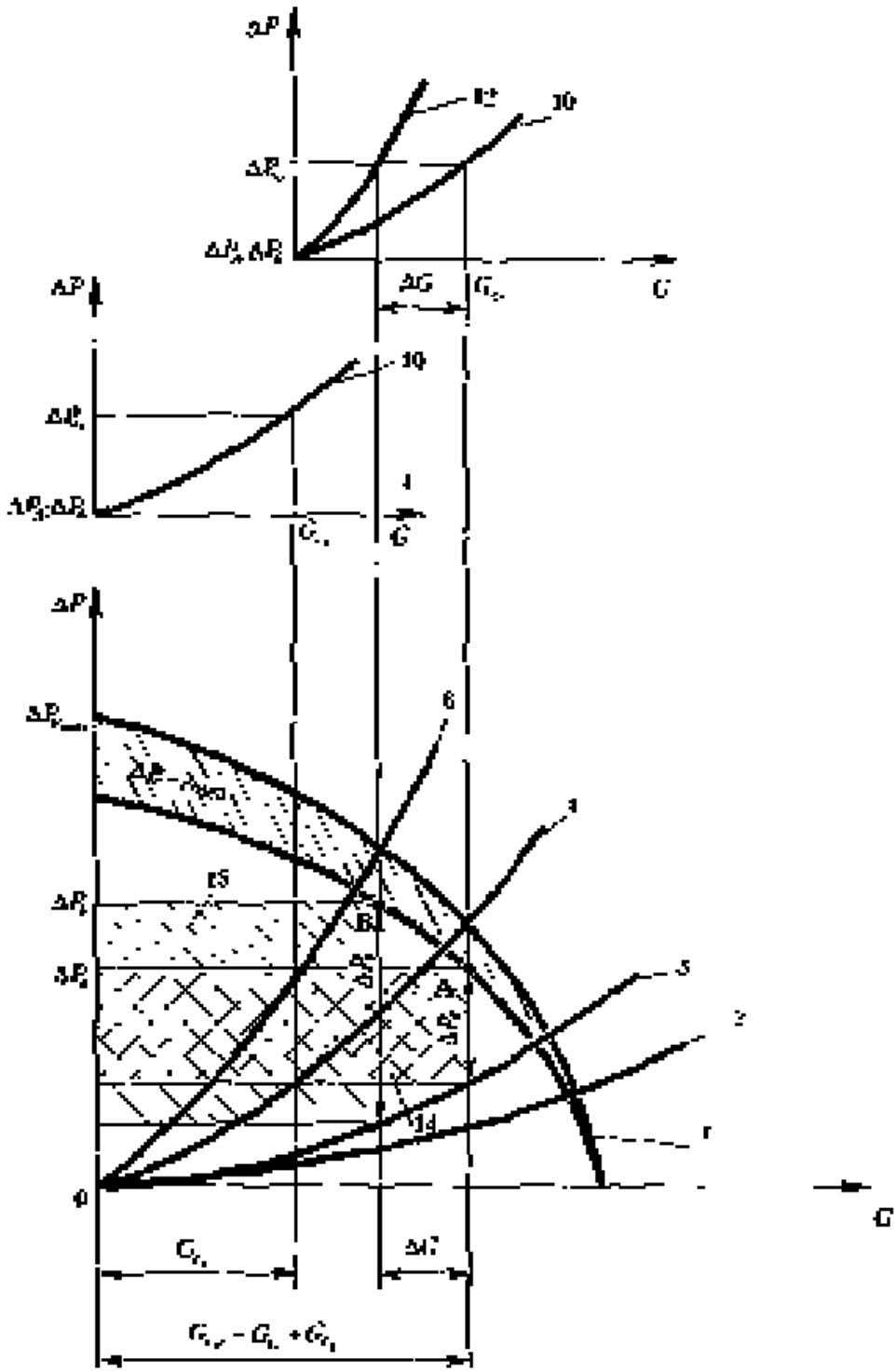
Совместная работа автоматических регуляторов перепада давления, установленных на двух стояках, показана на рис. 39. В данном случае рассмотрено одновременное действие группы терморегуляторов. Аналогичную оценку распространяют и на совместную работу групп автоматических регуляторов перепада давления, установленных на стояках разных фасадов здания. Если система отопления состоит из двух стояков с одинаковыми характеристиками 10, тогда при параллельном соединении их суммарной характеристике отвечает кривая 4. Частичное закрытие группы терморегуляторов одного из стояков (верхний график) уменьшает расход теплоносителя на ΔG как в данном стояке, так и в системе в целом, что приводит к изменению ее характеристики, обозначенной кривой 1. Поскольку при этом возрастает давление в системе питания, автоматические регуляторы перепада давления на обоих стояках, пропорционально реагируя, прикрывают клапанами проходные сечения и увеличивают потери давления ΔP_K относительно точек А и В. Таким образом, любые изменения режима работы одного или группы стояков не влияет на гидравлические режимы стояков, что делает их автономными подсистемами.

На рис. 38 и рис. 39 показано, что ΔP_C = const. Ее размер зависит от применяемых конструкций автоматических регуляторов перепада давления. ASV-PV имеет настраиваемый диапазон 5...25 кПа, ASV-P имеет фиксированное значение 10 кПа.

Обеспечение стабильности поддержания заданного перепада давления на стояке (приборной ветке) достигается подбором типоразмера автоматического регулятора перепада давления в комплекте с ASV-M по максимальному расходу стояка, который определяют суммарным значением характеристических максимальных пропускных способностей терморегуляторов

$$k_{VS_{PV(P)}} = 1{,}1 \cdot \sum_{1}^{n} k_{VS_n} \qquad (7)$$

где $k_{VS_{PV(P)}}$ – характеристическая пропускная способность автоматического регулятора перепада давления; $\sum_{1}^{n} k_{VS_n}$ – сумма характеристических пропускных способностей терморегуляторов, расположенных между ним



Рис, 39. Взаимодействие группы автоматических регуляторов перепада давления: *условные обозначения см. к рис 38;* И - зона потерь *давления на автоматических регуляторах перепада давления в расчетном режиме системы отопления, ;5 то же при уменьшении расхола теплоносителя*

ками отбора импульсов давления автоматическим регулятором перепада давления; c — поправочный коэффициент влияния перепада давления на пропускные способности автоматического регулятора и терморегуляторов

$$c = \sum_{i=1}^{n} \sqrt{\frac{\Delta P_i (1 - a_{i-1})}{\Delta P_K (1 - a_1 \ldots a_{i-1})}} \quad \text{или} \quad c = \sum_{i=1}^{n} \sqrt{\frac{\Delta P_i (a_i - a_i')}{\Delta P_K (1 - a_i')}} .$$

ΔP_i - потерн давления ил стояке (приборной ветке); ΔP_K потери давления на регуляторе ASV(PV) или ASV(P) при максимальном расходе стояка $G_{c_{max}}$ (см. уравнение (8) в п.11.6.2).

Б частном случае — при равенстве осредненных потерь давления на терморегуляторах и потерь давления на автоматическом регуляторе — $c = 1$.

Ориентировочное определение на стадии конструирования системы отопления максимального количества терморегуляторов одного типоразмера на стояке (приборной ветке), приходящихся на один автоматический регулятор перепада давления, осуществляется по видоизменным вышеприведен ..... м уравнениям (см. формулу (9) в п. 11.6.2)

Автоматический регулятор перепада давления поддерживает постоянство перепада давления на стояке (приборной ветке.) во всех режимах работы терморегуляторов и насоса. Этим обеспечиваются оптимальные условия эффективной работы терморегуляторов.

,11.4. Работа автоматических регуляторов расхода

Автоматические регуляторы расхода теплоносителя применяют в соответствии со схемой на рис. 2 < Они предназначены для поддержания заданного расхода на стояке либо приборной ветке, то есть гидравлической стабилизации системы. Такой регулятор, отбирая перепад давления теплоносителя на себя, сравнивает его с заданным и путем активации диафрагмы управляет движением регулирующего клапана. Любое увеличение (уменьшение) перепада давления и системе приводит к пропорциональному уменьшению (увеличению) перепада давления на клапане путем его открывания (закрывания)

Автоматические регуляторы расхода теплоносителя поддерживают его расчетное значение на стояках (приборных ветках) с учетом работы терморегуляторов. Их взаимодействие м ыстемой показано на рис. 40. Такая работа возможна при использовании терморегуляторов RTD-G или RTD-KE и автоматических регуляторов расхода ASV-Q Прн закрывании терморегуляторов на ΔP_T характеристика системы ото-

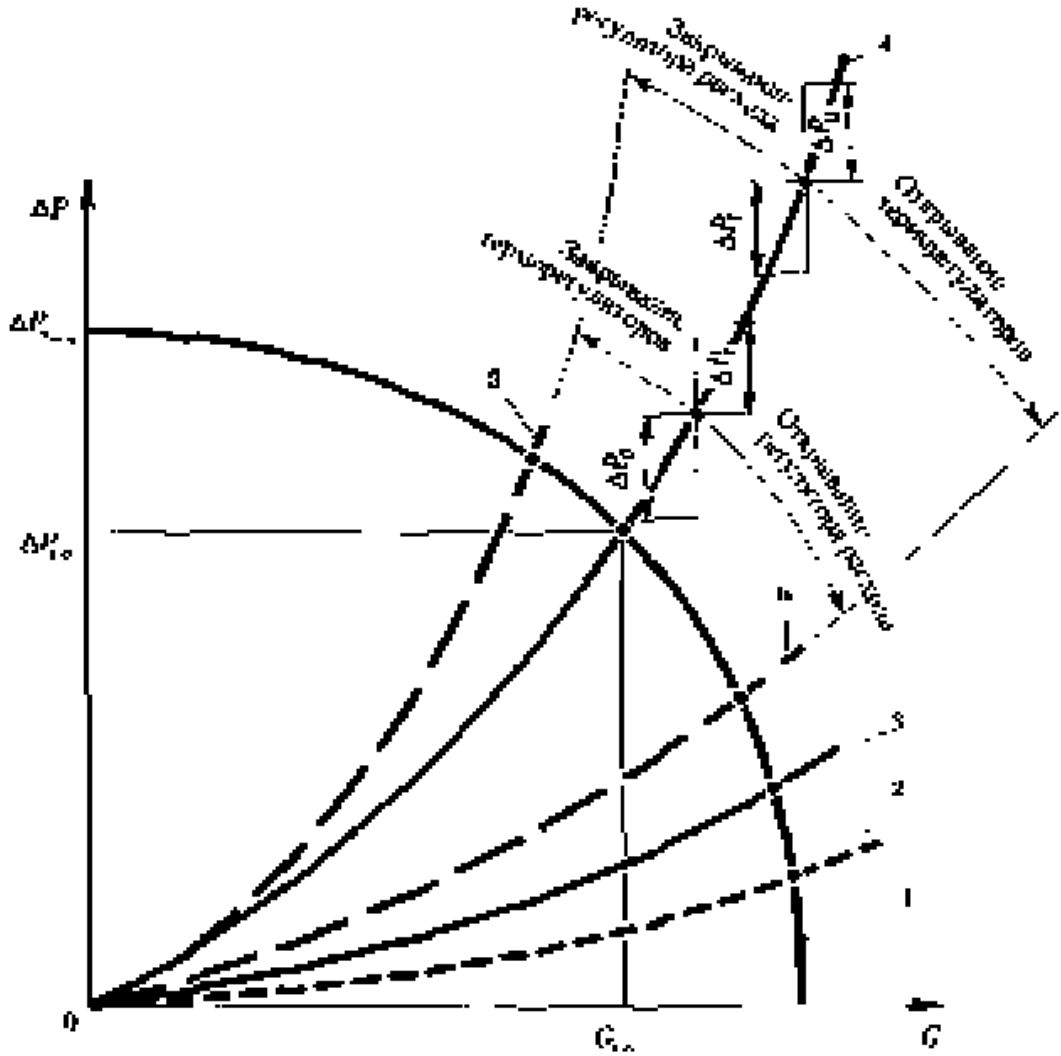


Рис. 40. Работа терморегуляторов и автоматическою регулятора расхода в системе отопления:

1 - характеристика нерегулируемого насоса; 2 - характеристика системы без учета потерь давления в автоматическом регуляторе расхода и терморегуляторах; 3 - то же, с учетом пассивной составляющей потерь давления в автоматическом регуляторе расхода, определяемой по параметру k_{vy}; 4 - характеристика системы отопления в расчетном режиме; 5 и 6 - характеристики системы отопления соответственно при полностью закрытых и полностью открытых терморегуляторах без учета действия автоматического регулятора расхода

ления 4 должна была бы направляться к кривой 1, которая характеризует систему отопления при закрытых терморегуляторах, то есть характеристику сопротивления системы при 100% протекании теплоносителя через замыкающие участки на узлах обвязки отопительных приборов. Но пропорциональное уменьшение потерь давления на клапане ASV-Q

$\Delta P_Q = \Delta P_T$ оставляет характеристику 4 неизменной. При открывании терморегулятора происходит аналогично противоположная работа. Таким образом, на стояках в отдельности и в системе отопления в целом расход теплоносителя G_{co} и перепад давления ΔP_{co} остаются постоянными.

В однотрубных системах отопления потеря давления на терморегуляторах не может равняться потере давления в системе отопления, поскольку при их закрывании расход теплоносителя будет зависеть от сопротивления стояков через замыкающие участки и не будет равняться нулю, как в двухтрубных. Это дает возможность производителю терморегуляторов несколько выходить за рекомендуемые пределы значений внутреннего авторитета. Задача проектировщика — подкорректировать его внутренний авторитет внешним авторитетом при конструировании этажестояков (приборных веток).

Автоматический регулятор расхода теплоносителя обеспечивает постоянство расхода и перепада давления на однотрубном стояке (приборной ветке) во всех режимах работы терморегуляторов и насоса.

11.5. Работа перепускных клапанов

Перепускные клапаны применяют в соответствии со схемой на рис. 1. Их относят к классу регуляторов прямого действия. Предназначены для недопущения превышения заданного перепада давления на стояках или приборных ветках с целью предотвращения шумообразования терморегуляторов.

Принцип действия перепускных клапанов основан на уравновешивании давления теплоносителя усилием пружины клапана, создаваемого пружиной. Клапан нормально закрыт. При превышении установленного на перепускном клапане перепада давления он открывается и пропускает теплоноситель.

Работа перепускного клапана, например, AVDO, установленного на перемычке распределительного и обратного стояка двухтрубной насосной системы отопления с терморегуляторами RTD-N, показана на рис. 41. В расчетных условиях характеристика системы отопления обозначена кривой 2. Закрывание терморегуляторов приводит к теоретическому уменьшению расхода на $\Delta G_t'$ и соответственному подъему теоретической характеристики системы, отображенной кривой 4. При этом открывается перепускной клапан и пропускает через себя теоретический расход $G_K' = \Delta G_t'$ (ось расхода перепускного клапана OG_t)

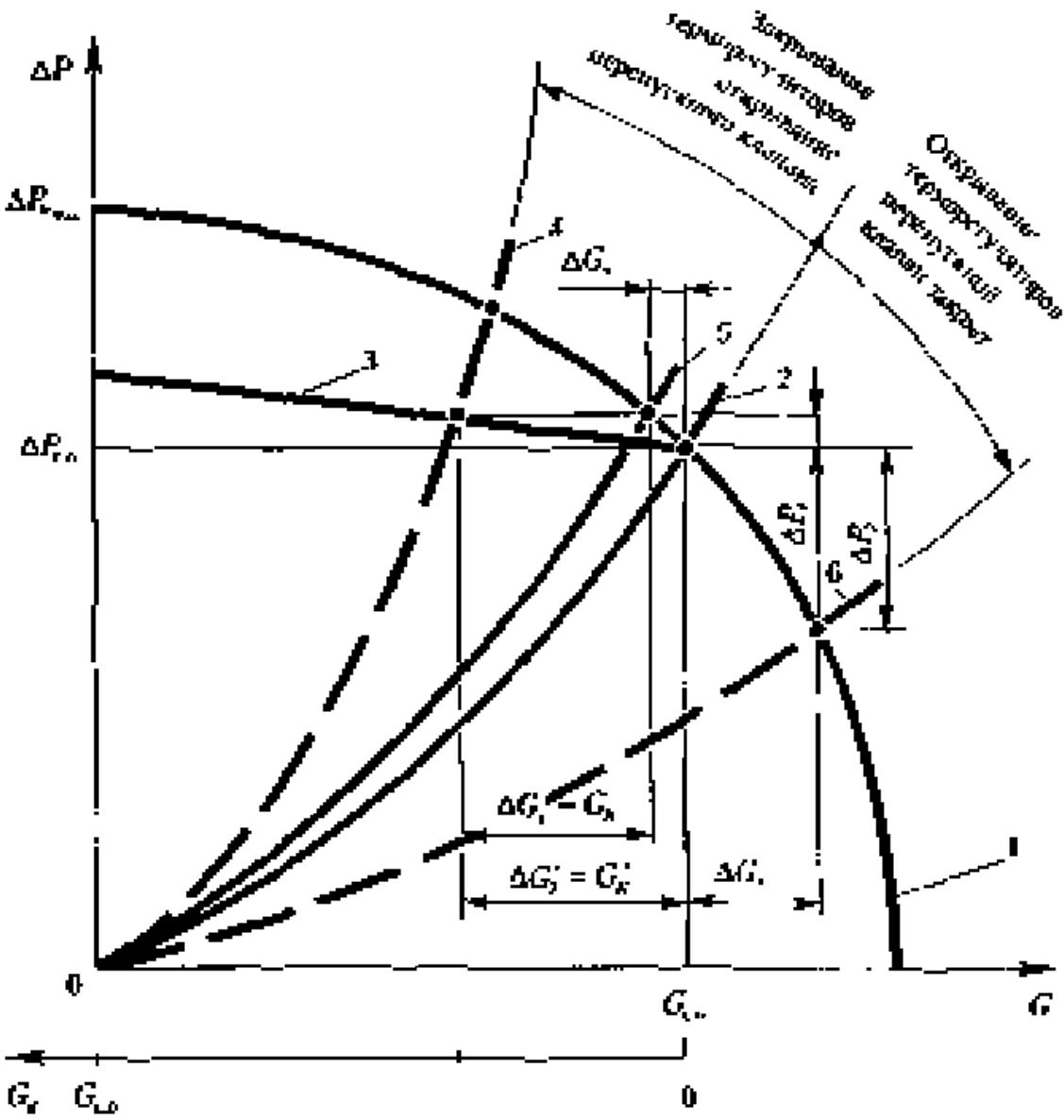


Рис. 41. Работа перепускного клапана в системе отопления с терморегуляторами:

1 - характеристика нерегулируемого насоса; 2 - характеристика системы отопления в расчетном режиме; 3 - характеристика перепускного клапана; 4 - характеристика системы с частично закрытыми терморегуляторами при отсутствии перепускного клапана; 5 характеристика системы отопления с частично закрытыми терморегуляторами и частично открытым перепускным клапаном; 6 - характеристика системы отопления с открытыми терморегуляторами

Поскольку перепускной клапан присоединен параллельно к стояку, сложение их характеристик даст новую характеристику системы отопления, соответствующую кривой 5. Реальный расход на перепускном клапане будет составлять $G_к = \Delta G_т$. При открывании терморегуляторов перепускной клапан находится в закрытом положении и не вносит изменений в работу системы отопления.

В системах отопления с перепускными клапанами на стояках происходят колебания давления ΔР, и расхода $\Delta G_т$ при закрывании терморегуляторов, а также $\Delta P_к$ и $\Delta G_к$ при их открывании. Это приводит к перераспределению теплового поля между стояками и некоторому колебанию теплопередачи отопительных приборов с незакрытыми терморегуляторами до тех пор, пока последние не начнут соответственно реагировать. Запаздывание регулирования терморегуляторов в полной мере будет зависеть от инерционности здания и системы отопления, что не лучшим образом отражается на энергосбережении. Кроме того, основным недостатком данных клапанов является смешивание горячей и охлажденной воды, что недопустимо для систем отопления с наличием требований к температуре охлажденного теплоносителя. Автоматические регуляторы перепада давления устраняют указанные недостатки.

Автоматический перепускной клапан обеспечивает приблизительное постоянство перепада давления на стояке (приборной ветке) только в режиме закрывания терморегуляторов. Использование таких клапанов на стояках (приборных ветках) не рекомендуется

11.6. Обеспечение гидравлической устойчивости системы отопления

Обеспечение устойчивости системы отопления — главная задача увязывания циркуляционных колец с гидравлической точки зрения, но наличие терморегуляторов в системе отопления делает ее гидравлический режим переменным, поэтому возникает необходимость обеспечения управляемого перераспределения в системе. Устойчивость системы достигают грамотной увязкой — увязыванием гидравлических колец, что необходимо при выходе системы в рабочий режим после запуска, пониженных режимах и т.п.; управляемости — путем обеспечения авторитетов терморегуляторов, что необходимо для эффективной работы системы в рабочем режиме.

Система отопления — разветвленная сеть трубопроводов, начало которой находится в индивидуальном тепловом пункте (ИТП). С данного пункта вода доносит теплоту к каждому отопительному прибору и возвращается обратно, образуя циркуляционные кольца. Кольца в пределах системы отопления (в границах здания) могут быть гидравлически замкнутыми или разомкнутыми. Первые характерны для систем с гидравлически независимым присоединением к сети централизованного теплоснабжения и для систем с местным теплоснабжением. Вторые — для систем с гидравлически зависимым присоединением к сети централизованного теплоснабжения. В первых и вторых кольцах началом и окончанием являются точки побуждения движения теплоносителя, в которых обеспечивается располагаемый перепад давления (точки присоединения насоса, элеваторного узла...). Относительно этих точек теплоноситель, который проходит любым путем системы, теряет одинаковое количество энергии, равное располагаемому давлению, то есть потери давления равняются располагаемому давлению.

Количество циркуляционных колец в системе отопления равно количеству путей, проходимых теплоносителем: в двухтрубной - количеству отопительных приборов; однотрубной - количеству стояков или приборных веток. При гидравлическом расчете малыми циркуляционными кольцами в колонках отопительного прибора пренебрегают, считая, что через него проходит одно кольцо. Создаваемые циркуляционные кольца в замыкающих или обводных участках узлов обвязки отопительных приборов однотрубных систем учитывают характеристикой сопротивления или пропускной способности (проводимостью) узлов в целом, в дальнейшем учитывая как одно циркуляционное кольцо через стояк или приборную ветку. Иной вариант циркуляционного кольца в этом случае — циркуляция лишь через замыкающие или обводные участки - рассматривают при анализе терморегуляторов на шумообразование.

Циркуляционные кольца между собой только параллельны. Конструктивно они образованы участками системы отопления, которые могут быть соединены как параллельно, так и последовательно. Исключением являются системы с СРТ, которые могут иметь лишь одно циркуляционное кольцо.

Участок системы отопления может состоять из запорно-регулирующей арматуры, оборудования, трубопроводов и фитингов. Началом и концом участка являются тройники и крестовины, хотя иногда его разбивают на составляющие. Исключением являются главные участки (главные магистрали), которые присоединены к точкам побуждения движения теплоносителя, и участки, которые начинаются

ниш заканчиваются автоматическими регуляторами перепада давления и регуляторами расхода теплоносителя. По количеству циркуляционных колец, проходящих через участок, он может быть лишь концевым, либо общим. Концевой участок в двухтрубных системах находится между точками присоединения трубопроводов обвязки отопительного прибора к стояку или приборной ветки; в однотрубных между точками присоединения стояка или приборной ветки к магистральным трубопроводам. Общий участок всегда обслуживает (по расходу теплоносителя), как минимум, два конечных участка. Им может быть часть приборной ветки, стояка, магистрали. Главный участок является общим и обслуживает все конечные участки. Расход теплоносителя в нем равен расходу в системе отопления. Им может быть только главная магистраль. Схема образования участков показана на рис. 42.

Увязывание циркуляционных колец может осуществляться относительно ИТП, но это усложняет расчеты. Поэтому большей частью его делают пошаговым относительно общих точек, которыми являются точки присоединения труб в тройниках и крестовинах.

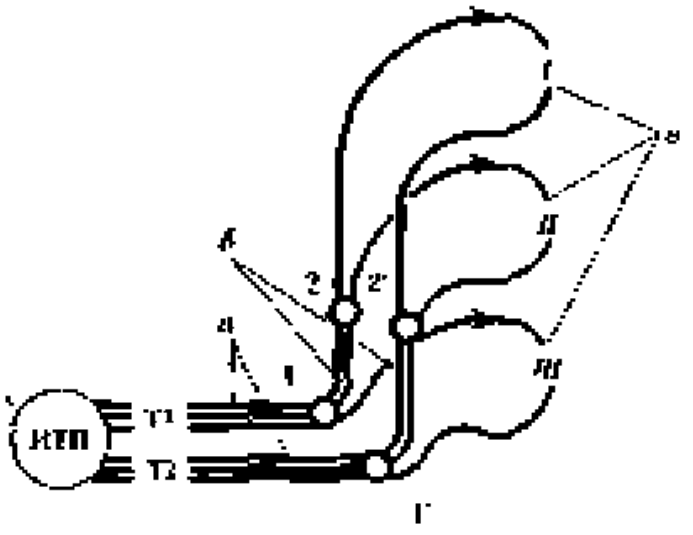


Рис. 42. Схема разделения системы отопления на участки:
а - главные участки (ИТП-1 и ИТП-1'); б - общие участки (1-2 и 1'-2'); в - концевые участки (2-2' через I; 2-2' — II, и 1-1' — III); I, I', 2 и 2' - общие точки присоединения участков (тройники, крестовины); I, Ч и III - циркуляционные кольца

Сегодня существует тенденция приближенного увязывания циркуляционных колец с возложением окончательной гидравлической балансировки системы терморегуляторами. Такой подход может иметь место и в тупиковых системах отопления без местного или центрального количественного регулирования расхода теплоносителя. Конечно, и в данном случае системы отопления с термостатическими регуляторами не могут претендовать на высокое качество работы из-за критических помех, возникающих при работе термостатических регуляторов, однако применение их

здания и системы. Сначала прогреется помещение, через которое проходит циркуляционное кольцо с меньшим гидравлическим сопротивлением. После достижения установленной на терморегуляторе температуры воздуха помещения он начнет закрываться, увеличивая сопротивление циркуляционного кольца, и теплоноситель в больших количествах будет поступать в остальные отопительные приборы. Таким образом, происходит неравномерный выход в тепловой режим помещений, характеризуемый изначальной гидравлической несбалансированностью, возникающей при запуске системы отопления, после режима сбережения (ночного, дежурного...).

Для избежания разбалансирования системы в вышеуказанных случаях рекомендуется осуществлять гидравлическое увязывание колец по потерям давления в них между точками присоединения концевых участков. Погрешность потерь давления в циркуляционных кольцах не должна превышать ±15% при тупиковой укладке трубопроводов и ±5% при попутной. Современные компьютерные программы увязывают тупиковые схемы с погрешностью +10% и -5%. При такой погрешности расчетный дисбаланс в кольцах по расходу теплоносителя будет составлять $\sqrt{15} \approx 4\%$. Реально он будет меньшим за счет самобалансирования системы.

Под дисбалансом понимают несоответствие реальных гидравлических параметров циркуляционного кольца расчетным. По законам гидравлики система отопления всегда самобалансируется. Основной задачей гидравлического расчета в отечественной практике проектирования было расчетное ограничение самобалансирования системы в заданных рамках. Такой подход остается действующим лишь на момент выхода системы с терморегуляторами в рабочий режим. В начальный момент все терморегуляторы открыты или, по крайней мере, неработающие (имеется в виду стабильное положение штока термостатического клапана). Постепенно терморегуляторы прикроются согласно выставленным на них температурам. При этом распределение теплоносителя в циркуляционных кольцах никогда, даже при полном совпадении всех исходных параметров, характеризующих систему отопления, с реальными, не будет соответствовать расчетному. Вызвано это не только увеличением поверхности теплообмена отопительных приборов (см. пр. 10.2), а и работой терморегуляторов (см. рис. 14 и 15). Таким образом, расчетный и реальный режимы работы системы отопления с терморегуляторами не совпадают. Работа такой системы связана, прежде всего, с самобалансированием, причиной которого является автоматическое количественное регулирование теплоносителя термостатическими клапанами.

Обычные в отечественной практике подходы к проектированию систем с квазистационарными (с учетом изменений, вызванных колебаниями естественного давления) режимами работы не в полной мере отвечают принципам расчета систем отопления с переменными гидравлическими режимами (систем с терморегуляторами). Основной задачей гидравлического расчета таких систем является обеспечение условий контролируемого самобалансирования. Контролируемости достигают в два этапа: первый — при изготовлении терморегулятора, заключающийся в промежуточном расположении конуса клапана (между предельными положениями открыто и закрыто); второй — при проектировании, заключающийся в обеспечении эффективного гидравлического реагирования терморегулятора на изменение параметров теплоносителя (перепада давления), что вызвано работой остальных терморегуляторов. Эффективность гидравлического регулирования состоит в способности клапана пропускать теплоноситель в границах заданных пропорций при его закрывании и открывании от номинального (расчетного) положения конуса клапана без образования шума. Заданные пропорции называют внутренним и общим авторитетами терморегулятора, которые должны быть обеспечены соответственно на первом и втором этапах. По европейским методикам - только внешним авторитетом.

Проектные подходы увязывания гидравлических колец систем отопления с терморегуляторами остались такими же. Но распределение давления в гидравлическом кольце не регламентируется жестко, как раньше (не менее 70% на стояках и на подводках к отопительным приборам), а зависит от конструктивных особенностей терморегулятора — его внутреннего авторитета. Мерой распределения давления в циркуляционном кольце является внешний авторитет терморегулятора. Он образовывает промежуточное звено цепи: последовательной - проектной - рабочей обеспеченности управляемости потоками в системе отопления.

При невозможности эффективного обеспечения распределения давления (потокораспределения) в циркуляционных кольцах системы с помощью терморегуляторов используют автоматические регуляторы перепада давления. Наличие в системе отопления таких устройств разделяет ее на независимые подсистемы, количество которых равно количеству автоматических регуляторов, что показано на рис. 43. Такой подход является новым в отечественной практике проектирования. Он требует дополнительных обеспечения условий эффективной работы этих регуляторов.

В подсистемах А и Б показаны два варианты обеспечения общего авторитета терморегулятора. Если, например, в циркуляционном кольце VI распределение давления между терморегулятором и остальными

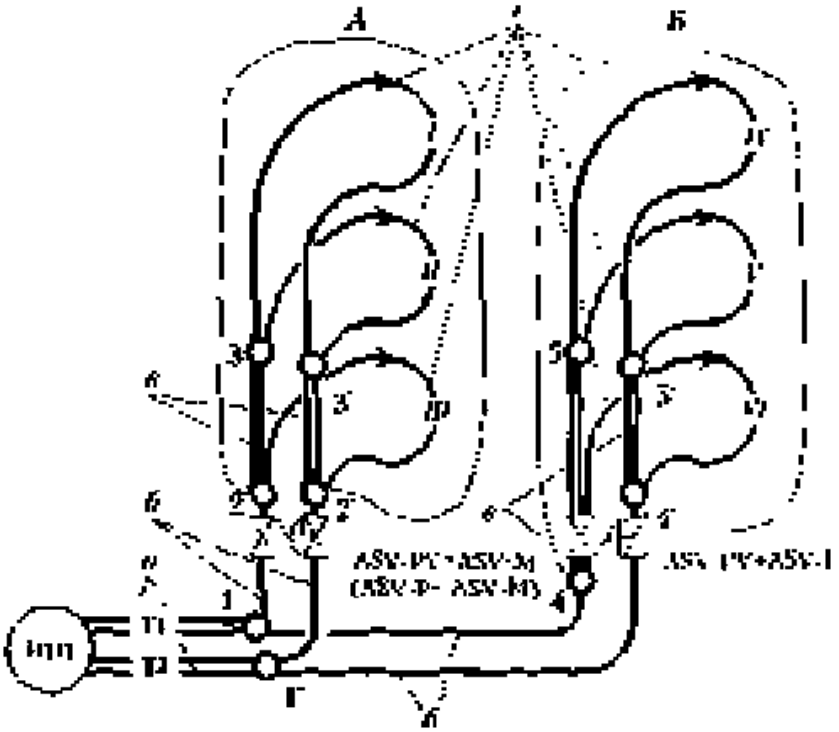


Рис. 43. Образование подсистем: *а - главные участки системы (ИТП-1 и ИТП-1'); б - общие участки системы (1-2, 1'-2', 1-4 и 1'-4'); в - общие участки* подсистем *(2-3, 2'-3', 4-5 и 4'-5'); г - конечные участки подсистем (2-2'(III), 3-3'(II), 3-3'(I), 4-4'(VI), 5-5'(V) и 5-5'(IV); I...VI - циркуляционные кольца: А и Б - подсистемы*

ной частью кольца (отопительным прибором, трубами, запорной арматурой...) не является оптимальным, то одним из вариантов осуществления перераспределения является использование ASV-I, в котором отбирается импульс давления на входе. Тогда этот вентиль становится составной частью всех гидравлических колец подсистемы Б. Подбор настройки данного вентиля иногда позволяет подкорректировать общий авторитет терморегулятора.

Достигают необходимого потокораспределения, прежде всего, подбором соответствующего автоматически поддерживаемого перепада давления путем настройки ASV-PV. В регуляторе ASV-P нет возможности варьирования перепадом давления, поскольку он имеет постоянную настройку на 10 кПа, что упрощает гидравлические расчеты системы отопления пятиэтажных зданий, являющихся приоритетными в странах Западной Европы.

Увязывание подсистем в границах рекомендуемых погрешностей относительно точек 1 и 1' не осуществляют. В процессе работы системы, гидравлическое увязывание обеспечивается автоматически. Главное

чтобы в любых условиях эксплуатации избыток давления перед автоматическим регулятором был не меньше суммы потерь давления и тем и автоматически поддерживаемого перепада давления в подсистеме.

Данное требование касается центрального и местного количественного регулирования (уменьшением расхода теплоносителя), сопровождаемого уменьшением развиваемого насосного давления. При максимальном открывании терморегуляторов перепад давления в системе ВДКже падает, уменьшая снос значение перед автоматическими регуляторами. Такие случаи должны проверяться на стадии проектирования. Иначе автоматические регуляторы будут полностью открытыми, и произойдет перераспределение теплоносителя согласно сопротивлениям циркуляционных колец подсистем.

Слишком большого запаса давления перед автоматическим регулятором следует избегать. Это связано с несущественным повышением погрешности регулирования регулятора, хотя она и значительно ниже (≈2%) от рекомендованных допустимых погрешностей задания (уменьшения колеи (15%). Уменьшения запаса давления перед регулятором достигают за счет увеличения потерь в трубах общих участков системы, где считаясь с рекомендациями экономически целесообразными значениями удельных потерь давления. Минимальным пределом уменьшения диаметров есть максимально допустимые скорости теплоносителя из условия шумонеобразования труб. Такой подход касается, прежде всего, магистральных веток. Он упрощает систему и уменьшает ее инерционность за счет применения труб меньших диаметров. При этом следует убедиться, не экономичнее ли применить насос с меньшей по давлению характеристикой.

Обеспечение эффективной работы автоматических регуляторов осуществляют также за счет соблюдения их авторитетов. Но они представлены в скрытом виде методик подбора. Это могут быть или указания относительно поддержания рекомендуемых значений перепада давления на них, или их подбор не по расчетному расходу стояка (приборной ветки), а да его расходу при максимально открытых терморегуляторах ($\sum k_{vs}$) и т. п.

Увязывание циркуляционных колец осуществляют относительно основного циркуляционного кольца, под которым понимают наиболее протяженное или наиболее нагруженное, либо одно и другое вместе взятые. Последнее – однозначный алгоритм определения. В первых двух случаях из-за предварительной неопределенности есть вероятность ошибочного решения, начто в до наиболее расчете укажет необеспеченность общего авторитета. Увязывание остальных гидравлических колец относительно основного приводит к необходимости увеличения потерь давления на терморегуляторах (уменьшение показателя настройки) за.

следовательно, и лучшего обеспечения для них управляемости потокораспределением.

Неоднозначность выбора основного циркуляционного кольца может возникнуть при расчете двухтрубных стояков с непосредственным присоединением к ним отопительных приборов либо двух, либо однотрубных приборных веток. Она основана на разных подходах к гидравлическому расчету. Если влияние естественного давления составляет меньше 10% от располагаемого давления и не учитывается — основное циркуляционное кольцо вероятнее всего пройдет через наивысший прибор или ветку. Если естественное давление учитывается — выбор зависит от ею сопоставимости с потерями давления в стояке. Рекомендуется, чтобы они были равными Тогда обеспечивается так называемая «сбалансированность стояка». Для этого следует рассчитывать потери давления в стояках не по экономическим, а по эксплуатационно-целесообразным удельным показателям *R*, Па/м. Их находят из уравнения:

$$R = \frac{БΔp_{ж}}{2},$$

где двойка учитывает количество труб стояка. Остальные обозначения см. в п.р. 23.

Приведенная формула может быть применена в системах отопления или се частях при совпадении циркуляций теплоносителя, которые побуждают насос и сила гравитации. Рассчитанные значения ориентировочно находятся в диапазоне от 50 до 100 Па м, что приводит к незначительному увеличению диаметра стояка. Тем не менее, достигается одинаковость настроек терморегуляторов на всех приборах или идентичность настроек приборных веток, по крайней мере, от второю до предпоследнего этажа при равенстве их тепловых нагрузок, а, следовательно, — равенство общих авторитетов терморегуляторов. Это обеспечивает синхронность реагирования терморегуляторов (без значительных перераспределений) на общие возбуждающие факторы, например, такие как изменение внешней температуры воздуха, нагревание внешних ограждений инсоляцией, увлажнение ограждений дождем, запуск системы выход в рабочий режим после режима сбережения...

Учитываемая доля *Б* естественного давления является переменной величиной при эксплуатации системы. Причина тому - качественное по температурному графику и количественное регулирование всех уровней системы отопления. Возникающие изменения естественного давления не будут влиять на разрегулирование циркуляционных колец, поскольку их подкорректируют терморегуляторы. В стояках без терморегуляторов также будет возникать самобалансирование, но вызванное

лишь свойством естественного давления — в кольце с меньшим сопротивлением увеличится расход теплоносителя, что приведет к увеличению его температуры в обратке, а, следовательно, — дальнейшему уменьшению естественного давления и соответственному уменьшению расхода теплоносителя.

При обеспечении «сбалансированности стояков» основное циркуляционное кольцо пройдет через наиболее нагруженный отопительный прибор (приборную ветку) первого или последнего этажа при условии равенства остальных IY III удельное приращение естественного давления превышает удельные потери давления в стояке — основное циркуляционное кольцо пройдет через прибор или ветку с наименьшим располагаемым давлением, то есть первого этажа.

Естественное давление является переменной величиной для приборов и веток каждого этажа, что следует учитывать при увязывании циркуляционных колец. Различие учета для схем на рис. 42 и 43 состоит в том, что соответственно в первой оно является слагаемым к насосному, а во втором — слагаемым к поддерживаемому перепаду давления автоматическим регулятором. Для разных подсистем будут свои располагаемые давления. При конструктивном совпадении стояков они также будут совпадать.

Подстояковые или подъездные (на перемычке верхних участков подающего и обратного стояков) автоматические перепускные клапаны AVDO не вносят никаких изменений в традиционный процесс увязывания циркуляционных колец. Схема циркуляционных колец для данного случая показана на рис. 11. Их увязывание осуществляют либо относительно ИТП, или попарно в каждых точках. Перемычка с AVDO в гидравлических расчетах не учитывается. Диаметр ее принимают равным диаметру AVDO, а потери подбирают по расходу теплоносителя на участке присоединения.

Однотрубные системы с замыканием, схема которых показана на рис.45, также имеют традиционные подходы к увязыванию циркуляционных колец независимо от использования или не использования подстояковых автоматических регуляторов расхода ASV-Q. Сопротивление, создаваемое этими регуляторами, учитывают при гидравлическом увязывании циркуляционных колец.

Разнообразие схем систем отопления и вариантов их гидравлических изменений в конкретных зданиях требует многообразия и самого процесса увязывания циркуляционных колец: на первом — конечных; на остальных — общих участков. Разветвленность таких систем и многоступенчатость увязывания требуют структурирования учебников для их быстрого визуального нахождения и корректирования. Обозначение участков начинают,

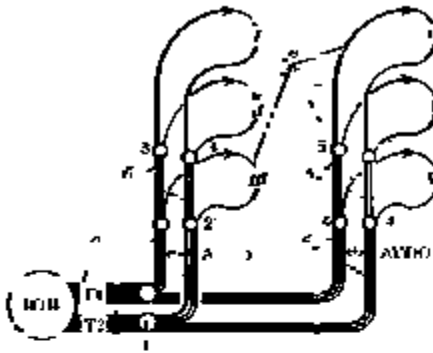


Рис. 44. Схема подключения водяных тепловых сетей с элеваторными системами отопления и горячего водоснабжения
а – тепловые сети для системы ИТП-1 и ИТП-1'; б – общие участки системы (1-2, 1'-2', 2-3, 2'-3', 1-4, 1'-4', 4-5, 4'-5'); в – внешние сети для систем (1-2ИТП, 3-ИТП, 4-3ИТП, 4-4ИТП, 5-5ИТП и 5-ТИТП); I...VI – вертикальные стояки

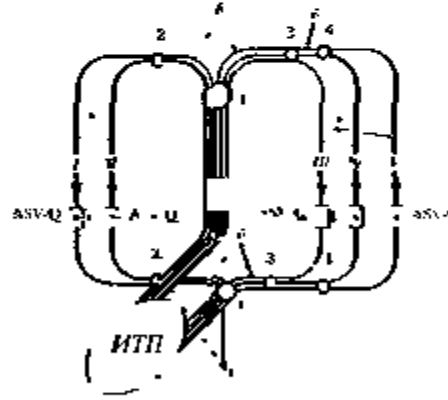


Рис. 45. Схема подключения к тепловой сети системы отопления
а – тепловые сети для системы ИТП-1 и ИТП-1'; б – общие участки системы (1-2, 1-3, 3-4, 1'-2', 1'-3', 3'-4'); в – внешние сети для систем (2-2ИТП, 3-ИТП, 4-ИТП и 4-4ИТП); I-V – вертикальные стояки

как правило, от индивидуа- от теплового пункта по мере удаления от него. Рекомендуется для каждой ветки, стояка, приборной ветки иметь свою иерархическую подструктуру. Обозначение комплементарных участков рекомендуется делать одинаковым с отличием, например, посредством штриха, подающего и обратного участков (А–Б и А'-Б', 1032-1033 и 1032'-1033') Под комплементарными понимают дополняющие друг друга независимые общие участки циркуляционного кольца с одинаковыми расходами, но разными назначениями: подачи и возврата теплоносителя.

Эффективной работы системы отопления во всех режимах достигают применением циркуляционных колец и обеспечением гидравлической устойчивости циркуляционных колец.

11.6.1. Однотрубные системы отопления

Наиболее простой способ обеспечения гидравлической устойчивости системы отопления – это переход к гидравлическому дросселированию диафрагмами труб. Его реализуют в системах отопления с терморегуляторами без предварительной настройки. К ним относят однотрубные вертикальные либо горизонтальные без регулирующей арматуры на стояках, или приборных ветках, схема к увязыванию циркуляционных колец которых показана на рис. 46.

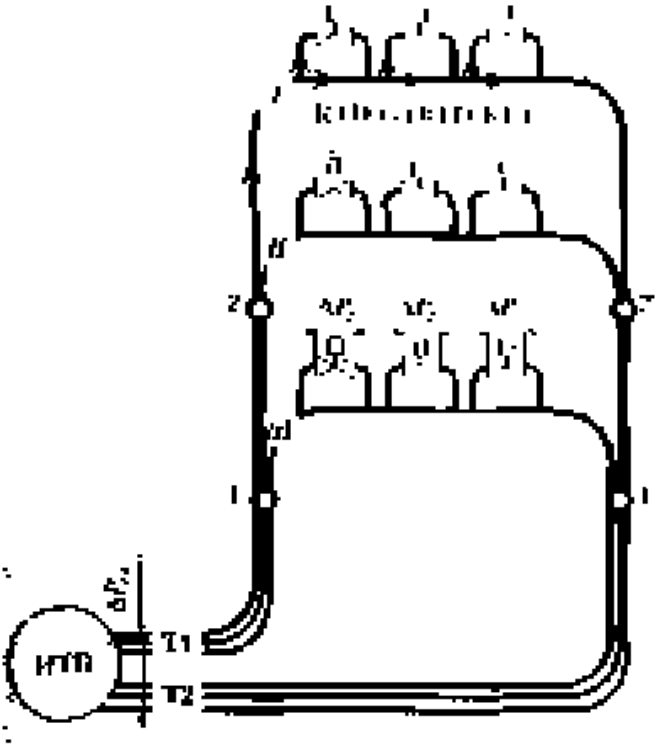


Рис. 46. Схема к увязыванию циркуляционных колец однотрубной системы отопления

Увязку кольца I с кольцом II осуществляют в точках 2 и 2', с кольцом III – в точках 1 и 1'. Изменением диаметров труб достигают равенства потерь давления в любом циркуляционном кольце относительно точек 1 и 1'. При этом обеспечивают

управляемость потоками в каждом трубном узле обвязки отопительного прибора с терморегулятором. Достигают ее в два этапа: первый — при конструировании узлов обвязки приборов, второй — при увязывании циркуляционных колец.

На первом этапе конструируют узел обвязки с обеспечением потокораспределения терморегулятором относительно точек присоединения замыкающего участка и определяют потери давления в нем. На этом же этапе определяют коэффициент затекания и диапазон изменения потокораспределения узла с учетом влияния замыкающего участка. При использовании *комплектов* RTD-KE — *только приведенный* диапазон. На втором этапе обеспечивают распределение давления между стояком (прибором ной веткой) и остальными элементами циркуляционного кольца с учетом рассчитанного диапазона потокораспределения узла.

Отсутствие такого подхода как в Украине, так и за ее пределами, вероятно, является одной из причин низкой энергоэффективности однотрубных систем с терморегуляторами по сравнению с двухтрубными.

При невозможности увязывания концевых участков и точках 2 и 2 или 1 и 1' устанавливают регулировочные вентили — либо ASV-I (d_y = 15...40), либо MSV-I (d_y = 15...50), либо MSV-F (d_y = 65...400) согласно схеме на рис. 47.

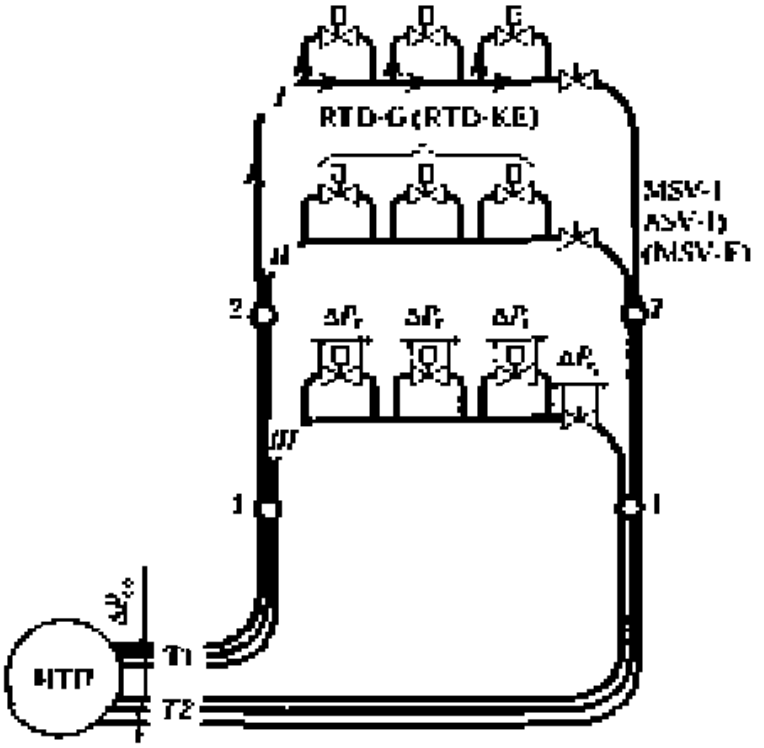


Рис. 47. Схема к увязыванию циркуляционных колец регулировочными вентилями в однотрубной системе отопления

Для увязывания циркуляционных колец предварительно определяют потери давления ΔP_O в основном кольце, начиная от ИТП, без учета потери давления ΔP_{K_n} в регулировочном вентиле, например, MSV-I данного кольца. Потом находят ΔP_{K_n} из *условия* обеспечения общего авторитета с учетом влияния замыкающего участка.

По найденному ΔP_{K_O}, Па, и расходу теплоносителя в конечном участке основного циркуляционного кольца (стояку или приборной ветке) G_O, кг/ч, из графика, который прилагается к технической информации регулировочного вентиля, находят значение его настройки. Если значение настройки попадает между /шумя показателями, преимущество предоставляют наибольшему и. \. Настройку также можно определить для основного и любою i того кольца по таблицам пропускных способностей k_{v_j}, (м³ ч). бар¹ -', регулировочного вентиля для j-тых настроек

$$k_{v_j} = \frac{0{,}316 G_i}{\sqrt{\Delta P_i}},$$

где G_i — расход теплоносителя в регулированном контуре (концевом участке i-того циркуляционного кольца — стояка или приборной ветки), кг/ч; ΔP_{K_i} -- потери давления на регулировочном вентиле данного контура, Па.

Настройку остальных регулировочных вентилей находят аналогично. При этом потери давления в них ΔP_K, рассчитывают по уравнению

$$\Delta P_{K_i} \quad \Delta P_{K_n} \quad \Delta P_i = \Delta P_0 + \Delta P_{K_0} - \Delta P_i,$$

где ΔP_i - потери давления в i-том циркуляционном кольце, начиная от ИТП, без учета потери давления в регулировочном вентиле данного кольца.

Упрощения подсчетов не вносят увязки давлений в концевых участках относительно общих точек (1 и 1', 2 и 2'). В любом случае обеспечивают общие авторитеты по располагаемой разности потерь давления ΔP_{co} в системе отопления.

При невозможности достижения полученных в результате расчета узлов обвязки отопительных приборов значений общего авторитета, к при других условиях, рекомендуется ..... ки ..... ке, применяют однотрубную систему отопления с автоматическими регуляторами расхода ASV-Q. Схема циркуляционных колец такой системы показана на рис. 48. Регуляторы ASV-Q устанавливают ..... онцевых участках - в узлах присоединения стояков или приборных веток к магистральному обратному трубопроводу. Конструкция ..... а позволяет разместить ASV-Q и На подающих участках стояков или приборных веток. Для этого в нем Переставляют местами стопор и пробку.

Увязывание циркуляционных колец осуществляют при помощи этих регуляторов, для чего определяют потери давления в концевых участках ΔP_{c_i} (стояках или приборных ветках). Остаток потерь давления Δ кольце распределяют между общими участками труб ΔP_{mp} и регулято

ром расхода ΔP_Q. Настройку регулятора выбирают по графикам за расходом G_i и потерей давления ΔP_{G_i} на концевом участке

$$\Delta P_Q = \Delta P_{г.о} - \Delta P_{тр} \quad \Delta P_{г.}$$

Для основного циркуляционного кольца, если изначально не задан перепад $\Delta P_{с.о}$, настройку автоматического регулятора принимают максимально возможной из условия обеспечения расчетного общего авторитета с учетом влияния замыкающего участка

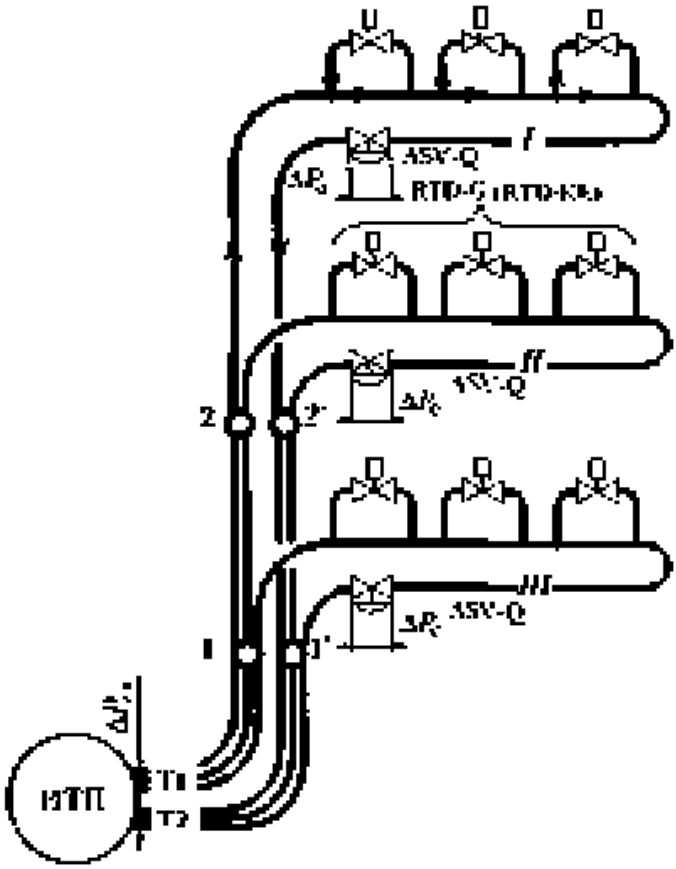


Рис. 48. Схема к увязыванию циркуляционных колец автоматическими регуляторами расхода

Проверку управляемости терморегуляторами потоков теплоносителя осуществляют относительно разности потерь давления в системе отопления и на i-том регуляторе ΔP_{Q_i} стояка или приборной ветки (см. рис. 21)

Поскольку современным однотрубным системам следует уделять особое внимание, а сегодня такие системы с поквартирными приборными вводами не приобрели широкого применения в Украине и модернизация существующих вертикальных систем не осуществляется, теоретическое определение влияния замыкающего участка на работу терморегуляторов (потокораспределение) в данной работе не приводится.

При модернизации однотрубных систем отопления необходимо учитывать влияние замыкающего участка узла обвязки отопительного прибора на управляемость потоками терморегуляторами

11.6.2. Двухтрубные системы отопления

В двухтрубных системах отопления увязывание концевых участков осуществляют запорно-регулирующей арматурой узлов обвязки отопительных приборов. Циркуляционные кольца системы отопления либо отдельного стояка (приборной ветки) без терморегуляторов на отопительных приборах увязывают запорно-регулировочными вентилями RLV-S или RLV, которые устанавливают на выходных патрубках отопительных приборов. В таких системах, схема циркуляционных колец которых показана на рис. 49, увязывание осуществляют, прежде всего, уменьшением диаметров труб к минимальным, а потом — настройкой RLV-S. Это дает возможность удешевить систему, а также более точно обеспечить потокораспределение в кольцах, поскольку погрешность регулирования увеличивается с уменьшением настройки. Сначала определяют потери давления в основном кольце ΔP_0 от ИТП без учета потерь давления в RLV-S. Потом потери давления в RLV-S, которые принимают по расчетному расходу теплоносителя G_0 концевого участка основного циркуляционного кольца и при максимальном значении настройки (максимальной пропускной способности k_{vs}, (м³ ч)/бар[1/2], RLV-S. Потери давления в системе отопления ΔP_{co}, Па, будут составлять

$$\Delta P_{co} = \Delta P_0 + \frac{0{,}1 G_0^2}{k_{vs}^2}.$$

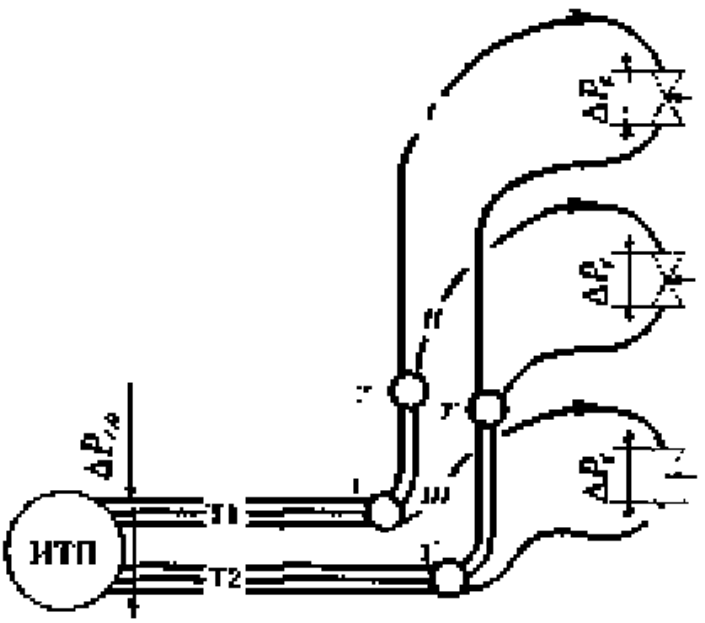


Рис. 49. Схема к увязыванию циркуляционных колец двухтрубной системы отопления запорно-регулирующими вентилями узлов обвязки отопительных приборов

Настройки RLV-S остальных циркуляционных колец определяют по известному расходу теплоносителя на концевых участках G_i и потерям

давления $\Delta P_{к_i}$ в RLV-S. Последние рассчитывают по уравнению:

$$\Delta P_{к_i} = \Delta P_{с.о} - \Delta P_i,$$

где ΔP_i — потери давления в i-том циркуляционном кольце, начиная от ИТП без учета потерь давления в RLV-S данного кольца.

Настройку находят по графикам или таблицам. В последнем случае необходимо определять пропускную способность k_{v_i} при j-той настройке из уравнения (2).

Если значение настройки попадает в зону между двумя показателями, то отдается предпочтение большему из них.

Поскольку в данной системе отсутствуют терморегуляторы, обеспечение гидравлической устойчивости системы осуществляют традиционным для отечественной практики проектирования методом, а именно: проверкой, чтобы потери давления в концевых участках были не меньше 70% от потерь давления в системе отопления без учета потерь давления в главных общих участках. Для данной схемы—

$$\frac{\Delta P_{1\text{-}2(III)}}{\Delta P_{с.о} - (\Delta P_{ИТП\text{-}1} + \Delta P_{ИТП\text{-}1})} \geq 0{,}7;$$

$$\frac{\Delta P_{2\text{-}2(III)}}{\Delta P_{с.о} - (\Delta P_{ИТП\text{-}1} + \Delta P_{ИТП\text{-}1})} > 0{,}7;$$

$$\frac{\Delta P_{1\text{-}1(III)}}{\Delta P_{с.о} - (\Delta P_{ИТП\text{-}1} + \Delta P_{ИТП\text{-}1})} > 0{,}7.$$

Кроме того, потери давления в циркуляционных кольцах через верхние приборы (ветки) следует принимать не меньше естественного давления $\Delta P_{e_{max}}$ в них при расчетных параметрах теплоносителя.

При невыполнении указанных условий уменьшают значение настройки RLV-S основного циркуляционного кольца и повторяют процедуру увязывания. Для избежания повторного увязывания предварительно сопоставляют естественное максимальное давление $\Delta P_{e_{max}}$ с потерями давления верхнего циркуляционного кольца. При уменьшении настройки RLV или RLV-S следует помнить о возрастании вероятности их засорения.

Увязывают циркуляционные кольца во всех системах отопления с учетом влияния естественного давления согласно п. 2.3.

В двухтрубных системах отопления с терморегуляторами по схеме на рис. 50 увязывание циркуляционных колец осуществляют сначала путем использования труб меньшего диаметра, потом настройкой терморегуляторов. Полагаться только на последние нецелесообразно,

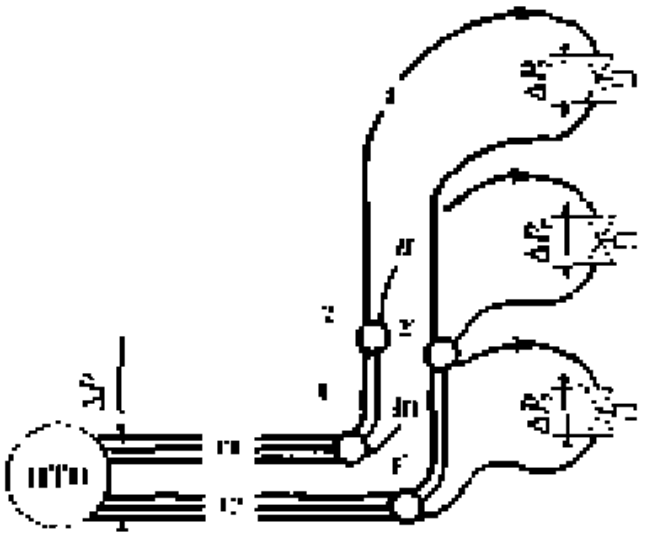


Рис. 50. Схема к увязыванию циркуляционных колец двухтрубной системы отопления терморегуляторами с предварительной настройкой

поскольку погрешность регулирования потоками теплоносителя терморегуляторами увеличивается с уменьшением значения настройки и увеличивается достоверность их засорения *а* процессе эксплуатации.

Терморегуляторы двухтрубных систем отопления, в сравнении с терморегуляторами однотрубных, изготовляют с завышенным гидравлическим сопротивлением. Кроме того, они имеют возможность изменять свое сопротивление в зависимости от положения дросселя, которое характеризуется настройкой. К таким терморегуляторам относят RTD-N и RTD-K.

Потери давления в основном циркуляционном кольце ΔP_o, без учета потерь давления в термостатическом вентиле ΔP_{t_0} данного кольца определяют по западноевропейским методикам (А. с. м.) из условия обеспеченности внешнего авторитета термостатического вентиля

$$\left| \frac{\Delta P_{t_0}}{\Delta P_{t_0}} \right| = 0,5 \pm 0,2.$$

По предлагаемой автором методике из условия обеспеченности общего *авторитета*

$$\frac{a_t \Delta P_{t_0}}{\Delta P_{t_0}} = \frac{a_t \Delta P_{t_0}}{\Delta P_{t_0} + \Delta P_{t_0}} = 0,5 \pm 0,2.$$

Определение потерь давления ΔP_{t_0} основного циркуляционного кольца зависит от способа гидравлического расчета: при известном располагаемом давлении ΔP_{t_0} их рассчитывают по первой части уравнения и подбирают настройку на расход теплоносителя в терморегуляторе

G_{T_0}, кг/ч, при неизвестном $\Delta P_{c.v}$ параметр ΔP_{T_0}, Па, находят по графику терморегулятора на пересечении прямой G_{T_0} = const с характеристикой максимальной настройки (N). При табличном определении настроек по первому способу используют уравнение*:

$$k_v = \frac{0{,}316 G_{T_0}}{\sqrt{(0{,}5 \pm 0{,}2)\Delta P_{c.v}}} \text{ либо } k_v = \frac{0{,}316\, a_n}{\sqrt{(0{,}5 \pm 0{,}2)\Delta P_{T_0} / a_n}};$$

за вторым — при известном значении пропускной способности терморегулятора fc_{T_0}, $(м^3/ч)/бар^{1/2}$, по максимальной настройке N —

$$\Delta P_{T_0} = \frac{0{,}1 G_{T_0}^2}{k_{v_{T_0}}^2}.$$

Увязывание остальных циркуляционных колец осуществляют путем подбора соответствующих настроек терморегуляторов. Их определяют по известным расходам теплоносителя G_{T_i} к потерям давления ΔP_{T_i} в терморегуляторах. Последние находят по уравнению:

$$\Delta P_{T_i} = \Delta P_{c.v} - \Delta P_i,$$

где ΔP_i — потери давления в i-том циркуляционном кольце, начиная от ИТП, без учета потерь давления в терморегуляторе ΔP_{T_i} данного циркуляционного кольца.

Положение настройки выбирают по графикам или таблицам аналогично вышеприведенным рекомендациям. При этом убеждаются не является ли целесообразным уменьшить диаметр трубопроводов.

Для терморегуляторов «Данфосс» в двухтрубных системах отопления проверку на обеспеченность общих авторитетов терморегуляторов, по методике автора, не осуществляют, если это было сделано для терморегулятора основного циркуляционного кольца, поскольку они всегда будут находиться в диапазоне рекомендованных значений. По з.е.м. необходимо для любого терморегулятора обеспечить выполнение рекомендованных значений внешнего авторитета — 0,3 ..0,7.

Несколько иначе могут быть увязаны циркуляционные кольца системы отопления при наличии на трубных узлах обвязки отопительных приборов двух запорно-регулирующих устройств. К таким узлам относят комплекты RTD-K; RTD-N (RTD-N UK) + RLV (RLV-S); RLV-KS (RLV-K) + встроенный в отопительный прибор терморегулятор. Предлагаемый вариант увязывания более сложный в расчетах и наладке си

---

* *Примечание разъяснение относительно применения уравнений для ручного расчета см. в п. 3.2.4*

стемы, но обеспечивает меньшую погрешность регулирования терморегулятором потока теплоносителя и большую надежность от засорения. Необходимость такого подхода основывается на том, что с увеличением перепада давления на терморегуляторах при малых расходах теплоносителя — малых настройках возрастает в реальных условиях эксплуатации вероятность отклонения расчетных значений параметров от декларированных производителем. Для предотвращения несанкционированного перераспределения теплоносителя между циркуляционными кольцами увязывание осуществляют консолидированно дросселем терморегулятора и запорно-регулирующим вентилем на выходном патрубке отопительного прибора. Наилучшим вариантом с рассмотренной выше точки зрения, является регулирование только вентилем на подводке при установке всех настроек терморегуляторов в положение N, но при этом вероятность обеспечения общего (по з.е.м. — внешнего) авторитета терморегуляторов снижается.

Расчетные подходы к увязыванию циркуляционных колец и обеспечению общих (по з.е.м. — внешних) авторитетов терморегуляторов объединяют в соответствии с рассмотренными принципами по схемам на рис. 49 и 50. Простейший вариант увязывания таких систем — установка всех регулировочных вентилей на подводках в максимально открытое положение и учет их в циркуляционных кольцах как дополнительных сопротивлений $Z_к$. В этом случае увязывание осуществляют по методике, рассмотренной для схемы рис. 50.

Вариант установки терморегулятора без конструктивной возможности предварительной настройки вместе с регулировочными вентилями на выходном патрубке отопительного прибора фирмой «Данфосс» не предусмотрен. Целесообразность таких подходов с гидравлической точки зрения может быть оправдана только для терморегуляторов с высокими (приближенными к единице) внутренними авторитетами, что не является наилучшим ни экономически, ни эксплуатационно. Принцип расчета таких систем аналогичен рассмотренному выше варианту. Различие состоит лишь в том, что терморегулятор на подводке и остальных циркуляционных кольцах учитывается как дополнительное сопротивление, а настройку регулировочного вентиля на подводке ΔP_1 определяют из условия обеспечения общего (по з.е.м. — внешнего) авторитета терморегулятора

$$\frac{\Delta P_{т_1}}{\Delta P_1 + \Delta P_{к_1} + \Delta P_{т_1}} = 0{,}5 \pm 0{,}2 \quad \text{или} \quad \frac{a_1 \Delta P_{т_1}}{\Delta P_1 + \Delta P_{к_1} + \Delta P_{т_1}} = 0{,}5 \pm 0{,}2.$$

Следующими вариантами увязывания циркуляционных колец является двухступенчатые схемы. Их применяют при разветвленной

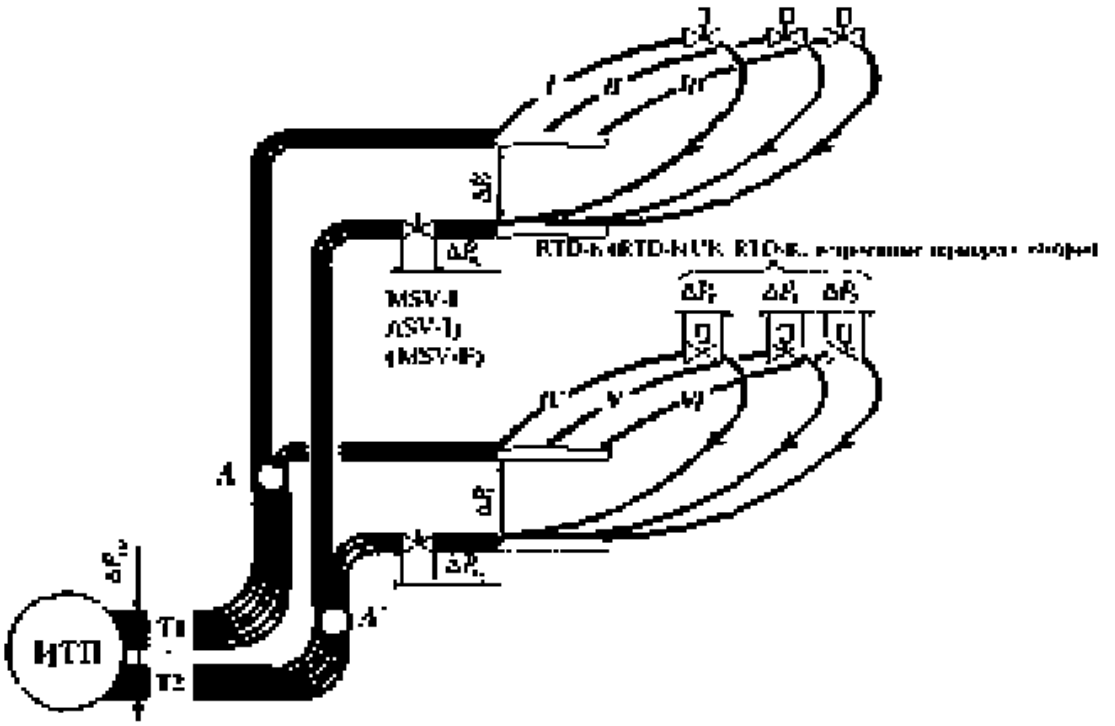


Рис. 51. Схема к двухступенчатому увязыванию циркуляционных колец терморегуляторами и регулирующими вентилями в узлах присоединения стояков (приборных веток)

системы отопления, например, на отдельные стояки, приборные ветки и т.п. Необходимость конструирования таких схем диктуется условиями шумонеобразования терморегуляторов, значительно отличающимися тепловыми нагрузками стояков (веток), предусмотренной эксплуатационной компьютерной диагностикой и т.п. Для первой ступени увязывания используют запорно-регулирующую арматуру узла присоединения отопительных приборов, второй — запорно-регулирующую арматуру узлов присоединения стояков или приборных веток к магистральным трубопроводам.

Схема с использованием регулирующих вентилей для стояков (приборных веток) показана на рис. 51. Особенность увязывания таких схем состоит в том, что терморегуляторами сначала уравновешивают между собою части циркуляционных колец, которые находятся в границах приборной ветки (стояка), а потом регулировочными вентилями — приборные ветки (стояки) в целом. Таким образом, расхождение в потерях давления между кольцами консолидированно распределяются между регулировочной арматурой разных ступеней.

В каждой приборной ветке (стояке) выбирают свое основное циркуляционное подкольцо, проходящее через наиболее удаленный и наиболее нагруженный отопительный прибор. Началом и окончанием его являются точки присоединения к коллектору как на данной схеме; могут

быть также точки присоединения ветки системы отопления, приборной ветки (стояка) и т.п. Потери давления ΔP_o в терморегуляторе основного подкольца определяют по известному расходу теплоносителя в нём при максимальном значении настройки (N). Потом находят потерю давления в основном подкольце ΔP_i и к ней увязывают остающиеся подкольца приборной ветки (стояка) настройками терморегуляторов по общим правилам

Настройку регулировочного вентиля основного циркуляционного кольца находят из графиков или таблиц по расходу и потере давления $\Delta P_{к_o}$ в нем. Последний параметр - из уравнения общего (по з.е.м. — внешнего) авторитета терморегулятора основного подкольца

$$\left| \frac{\Delta P_{т_o}}{\Delta P_o + \Delta P_{к_o} + \Delta P_{т_o}} \right| 0,5 \pm 0,2 \quad \text{или} \quad \frac{a_в \Delta P_{т_o}}{\Delta P_o + \Delta P_{к_o} + \Delta P_{т_o}} = 0,5 \pm 0,2,$$

где $a_в$ — внутренний диаметр терморегулятора; ΔP_o -- потери давления в основном циркуляционном кольце системы отопления без учета потерь давления в терморегуляторе и регулировочном вентиле. Знаменатели этих уравнений составляют $\Delta P_{т_o}$.

Наилучший случай — малое и данном вентиле будет максимальное значение настройки, точно, соответствующее минимальным потерям давления. Если возникает необходимость установки меньшей настройки, то экономичным подходом будет уменьшение диаметра труб магистральных участков в соответствии с равностью давлений при данной и максимальной настройках. При невозможности достижения рекомендованных значений общего (по з.е.м. — внешнего) авторитета рассматривают вариант замены регулировочного вентиля в основном кольце на запорный шаровой кран. В любом случае уточняют потери давления в системе отопления $\Delta P_{с.о} = \Delta P_o + \Delta P_{к_o} + \Delta P_{т_o}$, к которым за общими подходами увязывают потери длин ветвей наиболее нагруженных приборных веток, стояков...

Вариантом двухступенчатого регулирования циркуляционных колец являются системы отопления с автоматическими регуляторами перепада давления на стояках или приборных ветках по схеме на рис. 52. На первой ступени увязывания подбирают настройки терморегуляторов в подсистемах относительно поддерживаемого перепада давления регуляторами. Второй практически полностью обязность автоматических регуляторов.

Практика проектирования таких систем имеет два подхода: по первому — принимают автоматически поддерживаемый перепад давления регулятором, потом - увязывают циркуляционные кольца подсистемы; по второму — определяют потери. В первом способе для упрощ

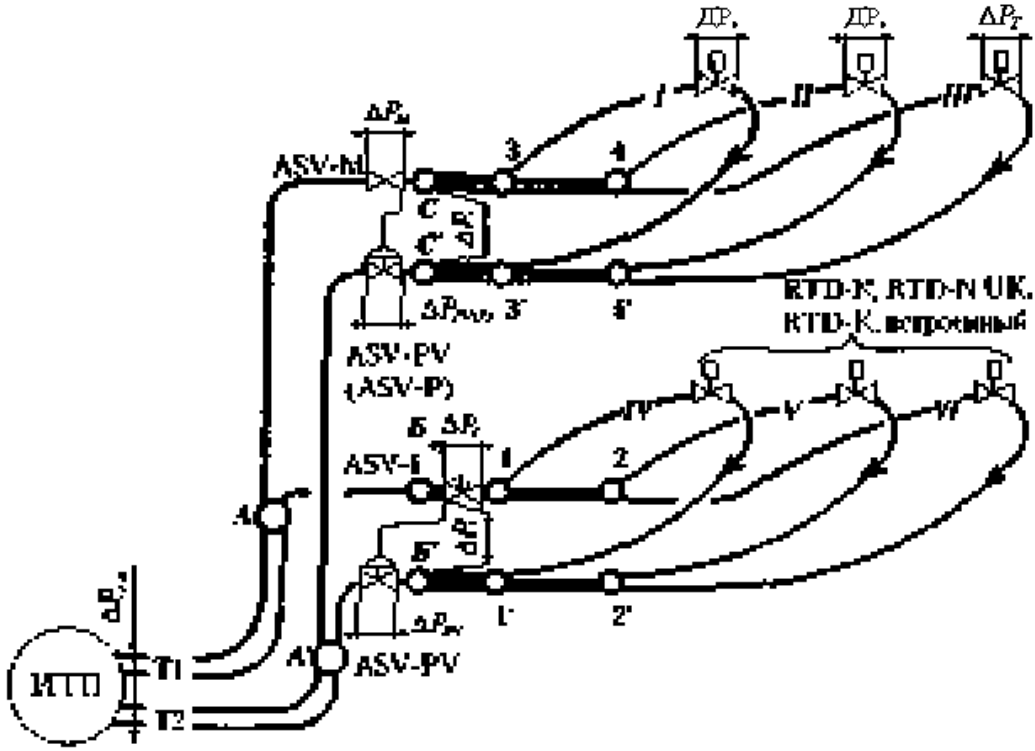


Рис. 52. Схема к двухступенчатому увязыванию циркуляционных колец терморегуляторами и автоматическими регуляторами перепада давления теплоносителя

ния расчетов задают значение поддерживаемого перепада давления ΔP_c одинаковым для всех подсистем, например, 10 кПа, что рекомендовано для большинства западноевропейских новостроек. Для этого используют комплект ASV-P+ASV-M с постоянной заводской настройкой на 10 кПа. Во втором — для каждой подсистемы находят свои соответствующий автоматически поддерживаемый перепад давления комплектом ASV-PV + ASV-M или ASV-PV + ASV-I. В них настройку ASV-PV устанавливают по таблице, где количеству оборотов штока против часовой стрелки из закрытого положения отвечает определенный автоматически поддерживаемый перепад давления ΔP_c в подсистеме. Этот подход целесообразен при значительно отличающихся тепловых нагрузках подсистем. Расчетные подходы обоих вариантов почти одинаковы. В первом случае потери давления на терморегуляторе основного кольца ΔP_{T_0} подсистемы находят по уравнению:

$$\Delta P_{T_0} = (0{,}5 \pm 0.2)\Delta P_c \quad \text{или} \quad \Delta P_{T_0} = (0.5 + 0.2)\frac{\text{ДР}_c}{\omega_c}.$$

Наилучшим случаем решения является вариант максимальной настройки N терморегулятора. Достигают его варьированием диаметрами

труб. Во втором случае изначально находят потери давления ΔP_{tr} терморегулятора при настройке N по известному расходу теплоносителя и нем, а ΔP_c – из данного уравнения.

Для обоих вариантов расчет по вышеприведенным уравнениям обеспечивает общие (по з.е.м. – внешние) авторитеты терморегуляторов основных колец подсистем в отношении к автоматически поддерживаемым перепадам ΔP_c. Для остальных терморегуляторов «Данфосс» (по методике автора) и подсистемах проверку на обеспеченность общего авторитета не проводят, поскольку она будет соблюдена. Не проводят также эту проверку относительно потерь в системе в целом, поскольку терморегулятор управляет располагаемым перепадом давления в подсистеме, а не в системе. По з.е.м. необходимо в подсистеме обеспечить соблюдение рекомендованных значений внешнего авторитета 0,3...0,7 для каждого терморегулятора.

При определении ... ср. давления в стояках рекомендуется обеспечивать их «сбалансированность», при которой настройки почти всех терморегуляторов будут одинаковыми (см. п.р. 11.6). Кроме того, при конструировании стояка (приборной ветки) целесообразность расположения фильтра или в передней подсистемой, или в ней (между точками отбора импульса давления автоматическим регулятором), определяют условием обеспечения общих (по з.е.м. – внешних) авторитетов терморегуляторов подсистемы.

Один из конструктивных вариантов комплектации автоматических регуляторов перепада давления – ASV-PV+ASV-I. Различие с ASV-PV+ASV-M заключается в том, что у вентиля ASV-M импульс давления теплоносителя для ASV-PV отбирается после клапана, а в ASV-I – до него. Соответственно поддерживаемый перепад давления при использовании ASV-M будет обеспечиваться после него, а при ASV-I – до него. Для гидравлического расчета это означает, что потери давления ΔP_v, создаваемые ASV-I, следует учитывать в циркуляционных кольцах подсистем, а ... ряльвентиля ΔP_{tr}, создаваемые ASV-M, – в потерях давления от ИТП до подсистемы. Такой подход позволяет для некоторых конструктивных исполнений стояков или приборных веток улучшить общие (по з.е.м. – внешние) авторитеты терморегуляторов. Например, при благоприятном перепаде терморегулятора от автоматического регулятора. Для клапана ASV-I предусмотрена возможность индивидуальной настройки, которую производят по известному расходу стояка (приборной ветки) и перепаду давления теплоносителя на нем ΔP_I. Последний параметр из уравнения общего (по з.е.м. – внешнего) авторитета терморегулятора, записанного в виде:

$$\frac{\Delta P_{\text{п}}}{\Delta P_i + \Delta P_{T_r} + \Delta P_I} \approx 0{,}5 \pm 0{,}2 \quad \text{или} \quad \frac{a_e \Delta P_{\text{п}}}{\Delta P_i + \Delta P_{T_r} + \Delta P_I} = 0{,}5 \pm 0{,}2,$$

где знаменатель — автоматически поддерживаемый перепад давления $\Delta P_{\text{п}}$ в подсистеме системы отопления: ΔP_i — потери давления в циркуляционном кольце без учета потерь давления в терморегуляторе ΔP_{T_r} данного кольца и потерь давления ΔP_I в ASV-I данной подсистемы.

Анализ уравнения (по методике автора) показывает, что необходимость применения ASV-PV+ASV-I может возникнуть при использовании терморегуляторов с внутренним авторитетом $a_e > 0{,}7$, то есть терморегуляторов других производителей.

Выбор типоразмера ASV-M определяют по графику при известном расходе теплоносителя в подсистеме. Одновременно находят потери давления в нем ΔP_M. Рабочее положение ASV-M — максимально открытое.

Типоразмер ASV-I находят по диаграмме при известном расходе теплоносителя в подсистеме и потере давления ΔP_I в нем. Одновременно определяют положение настройки. При графическом подборе настройки, если ее положение находится между двумя показателями, значение определяют интерполяцией.

Увязывание подсистем к ИТП не осуществляют: будет сделано автоматическим регулятором перепада давления. Потери давления в магистральных трубопроводах ΔP_{mp} от ИТП к подсистемам определяют по экономически целесообразным удельным потерям давления. При этом второй этап гидравлической увязки колец заключается в необходимости обеспечения запаса давления перед автоматическими регуляторами для их эффективной работы — 8...10 кПа и запас давления ΔP_M на потери в ASV-M при данной комплектации автоматического регулятора. Таким образом, потери давления ΔP_{co} системы отопления при комплектации ASV-PV+ASV-M равны

$$\Delta P_{co} \approx (0{,}8...1)10^4 + \Delta P_c + \Delta P_M + \Delta P_{mp},$$

при комплектации ASV-P+ASV-M

$$\Delta P_{co} \approx (0{,}8...1)10^4 + 10^4 + \Delta P_M + \Delta P_{mp},$$

при комплектации ASV-PV+ASV-I –

$$\Delta P_{\text{п}} \approx (0{,}8...1)10^4 + \Delta P_c + \Delta P_{mp}.$$

В приведенных формулах значения давлений следует подставлять в [Па]. Заданные перепады являются рекомендованными, но необязательными. Обязателен диапазон от верхней до нижней границы перепада давления, при котором происходит гарантированная работа автоматиче-

ского регулятора. Верхняя граница технически обусловлена и составляет 120 кПа. Определяют максимально допустимый перепад $\Delta P_{c\,o}$ из приведенных уравнений, подставляя указанный перепад давления вместо рекомендованных 8...10 кПа. Нижнюю границу — из условия сохранения регулировочных автоматических свойств в этих регуляторах, то есть недопущения работы мембраны в крайнем верхнем положении. Такая ситуация может иметь место при превышении расхода теплоносителя G_i в подсистеме над максимально допустимой $G_{c\,max}$ для данного типоразмера автоматического регулятора, определенного по его k_{VS}, что является следствием одновременного максимального открытия терморегуляторов подсистемы. Для недопущения неконтролированной работы выбор типоразмера ASV-PV и ASV-P осуществляют по $G_{c\,max}$

$$G_i \quad G_{c\,max} \frac{\Sigma k_{VS}}{\Sigma k_V} \approx 1{,}3...1{,}7 G_{c\,N}, \qquad (8)$$

где $G_{c\,N}$ — номинальный расход теплоносителя в подсистеме; k_{VS_i} и k_{V_i} характеристические пропускные способности терморегуляторов в подсистеме.

Правую часть уравнения применяют при комплектации подсистемы терморегуляторами одного типоразмера. Значение 1,3 принимают для RTD-N10 и RTD-K, 1,5 — RTD-N15 и RTD-N UK 20; 1,7 — RTD-N20 и RTD-N UK 25.

Выполнение приведенного условия дает возможность оценить максимальное количество терморегуляторов n, шт, которое может обслужить автоматический регулятор заданного типоразмера

$$n \quad \frac{k_{VSPV(P)}}{c\,k_{VS}} \quad \frac{k_{VSPV(P)}}{c(1{,}3...1{,}7)k_V},$$

где $k_{VSPV(P)}$ — максимальная пропускная способность автоматического регулятора перепада давления ASV-PV или ASV-P; k_{VS} и k_V — осредненные (за количеством) пропускные способности терморегуляторов подсистемы; c — поправочный коэффициент к уравнению (7) в п.р. 11.3, который для данного случая следует принимать по среднему значению рекомендованного диапазона вместо авторитета.

Таким образом, минимальный перепад давления в системе отопления $\Delta P_{c\,o}$ по вышеприведенным данным и по уравнениям определяют подставляя, вместо рекомендованного диапазона, отношение $0{,}1 G^2_{c\,max}/k^2_{VSPV}$, где расход принимают в кг/ч, а максимальную пропускную способность — в $(м^3/ч)\ бар^{1/2}$.

Потерю давления $\Delta P_{c\,o}$ по приведенным уравнениям принимают максимальную из рассчитанных для каждой подсистемы $\Delta P_{c\,o_i}$. Как правило, соответствующую основному циркуляционному кольцу системы

отопления $\Delta P_{стр}$. Возникающие при этом избытки давления перед подсистемами будут автоматически погашены регуляторами. Рекомендуется эти излишки определить из разницы между $\Delta P_{стр}$ и $\Delta P_{стр}$ и выяснить, не является ли экономичным уменьшение диаметра труб на присоединении подсистемы, например, на участках А-С и А'-С' или А-Б и А'-Б'. При этом следует проверить скорость теплоносителя на шумообразование в трубах по G_{max}.

Вышеприведенные методы увязывания циркуляционных колец распространяют на любые схемы систем водяного отопления. Многоступенчатое увязывание пошагово сводят к одноступенчатому иерархическим путем или упрощением, например, при комбинации запорно-регулирующей арматуры ASV-P+ASV-M, RTD-N+RLV-S. Где с трех- к двухуровневой схеме переходят установкой настроек RTD-N или RLV-S на отопительных приборах в максимально открытое положение.

Несколько упрощению увязывают циркуляционные кольца систем отопления с попутным движением теплоносителя. В пределах ветки однотрубных систем увязывают лишь одну из характерных групп (на группы разбивают по приблизительно ($\pm 2°C$) одинаковым расходам теплоносителя в кольцах) и остальные циркуляционные кольца. В границах групп настройки терморегуляторов будут такими же, как в рассчитанном кольце. При использовании подстояковых автоматических регуляторов перепада давления и регуляторов расхода отпадает необходимость применения систем отопления *с.* попутным движением теплоносителя в магистралях. Однако, такая схема движения теплоносителя может быть приемлема в границах стояка или приборной ветки.

В современной системе отопления должна быть обеспечена управляемость потокораспределением терморегуляторами и автоматическими регуляторами перепада давления при любых режимах работы.

12. КОНСТРУИРОВАНИЕ ВОДЯНОЙ СИСТЕМЫ ОТОПЛЕНИЯ

Взаимное расположение нагревательных и отопительных элементов системы водяного отопления влияет на управляемость теплоотдачей системы в циркуляционном кольце.

12.1. Разводка трубопроводов

При проектировании систем водяного отопления преимущество предоставляют насосным двухтрубным системам с терморегуляторами на подводках к отопительным приборам или с терморегуляторами, встроенными в отопительные приборы. Двухтрубные системы применяют как вертикальные, так и горизонтальные.

Для поквартирного учета потребления теплоты проектируют двухтрубные системы отопления с приборными поквартирными ветками. Счетчики устанавливают на узлах присоединения веток к магистральным стоякам. Данные узлы рекомендуется размещать в специальных шкафах и располагать в пределах квартиры (в коридорах, лестничных площадках...). Такой подход упрощает эксплуатацию системы (промывку, гидравлическое балансирование...) и обеспечивает контроль потребляемой теплоты (учет, отключение в случае неуплаты). Исключением, по технико-экономическому обоснованию, могут быть вертикальные двухтрубные системы в зданиях с малокомнатными квартирами, где учет потребления теплоты осуществляют счетчиками на подводках к отопительным приборам, присоединенными к стоякам, или счетчиком в индивидуальном тепловом пункте. В последнем случае обязательно наличие методики консолидированного расчета теплопотребления жильцами.

Однотрубные вертикальные и горизонтальные системы отопления с терморегуляторами на подводках к отопительным приборам проектируют при отсутствии требований к температуре охлаждения теплоносителя, при наличии — с обязательным соответствующим автоматическим обеспечением теплового пункта. Для поквартирного учета потребляемой теплоты проектируют однотрубные системы отопления с поквартирными приборными ветками и рекомендованным расположением теплосчетчиков за пределами квартир.

Однотрубные системы водяного отопления без терморегуляторов на подводках к отопительным приборам, либо отдельные стояки и приборные ветки применяют для зданий и групп помещений, имеющих другие приоритетные системы обеспечения микроклимата (электроотопление, вентиляцию, кондиционирование...) с компенсацией теплопо-

тель более 50°С; для вспомогательных помещений, например, лестничных клеток; при использовании нормативно разрешенного теплоносителя с температурой, превышающей границу рабочих температур терморегуляторов.

Системы отопления, в которых реализуют поквартирный учет потребляемой теплоты с помощью горячеводных счетчиков или тепломеров, могут быть периметральными двухтрубными тупиковыми, периметральными двухтрубными с попутным движением теплоносителя (за границей их называют системами Тишельманна), периметральными однотрубными, лучевыми, панельно-лучевыми и смешанными [2].

Схема системы отопления с периметральной тупиковой поквартирной веткой показана на рис. 53.

Магистральные стояки в таких системах лучше всею располагать для удобства обслуживания и контроля потребления тепловой энергии за пределами квартиры — в коридорах, лестничных площадках и т.п. Стояки рекомендуется прокладывать в специальных шахтах или желобах. Прокладывание труб квартирной ветки осуществляют по перимет-

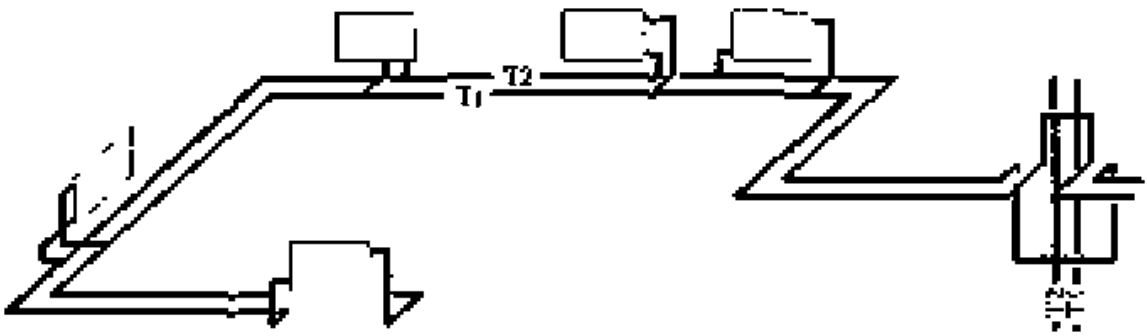


Рис. 53. Схема периметральной поквартирной двухтрубной тупиковой ветки системы отопления

тру квартиры. Трубы прокладывают над обычным плинтусом или под декоративным специальным плинтусом высотой 70...100 мм и шириной до 40 мм, предназначенным либо только для трубопроводов, либо для трубопроводов и электрических коммуникаций. Обвязку отопительных приборов применяют односторонней боковой либо двусторонней по схеме «сверху-вниз». Терморегуляторы располагают на противоположной от балконной двери стороне отопительного прибора. Недостатком плинтусной прокладки труб является сложность прохождения внутрикомнатных дверных проемов (при некоторых планировках квартир) и необходимость образования порогов в проемах балконных дверей высотой не меньше высоты декоративного плинтуса. Решение сходных проблем требует и прокладывание труб в штрабах стен.

Предотвращают это укладыванием труб в штрабах или монолитно пола. При любом прокладывании труб необходимо уменьша п. их теп- ,да чу в помещение путем теплоизоляции для обеспечения приорит ,а управления терморегулятором теплового потока отопительного прибо ра. Для теплоизоляции труб расстояние между ними должно быть не менее 5 см, между трубой и поподком — не менее 6 см, между трубой и стеной — не менее 3 см. Приведенные значения ориентировочны и уточняются после подбора теплоизоляции. Подающий вертикальный трубопровод размещают справа от обратки, горизонтальный — над обраткой. При прокладывании труб и полу - ближе к внешней стене прокладывают обратный трубопровод.

Систему отопления с попутным движением теплоносителя, изображенную на рис. 54, целесообразно применять при приблизительно одинаковых по теплоотдаче отопительных приборах. Прокладку труб осуществляют аналогично вышерассмотренной схеме. При этом для сокращения протяжен ст и последнего участка ветки иногда ее возвращают в обратном направлении к месту узла присоединения распре-

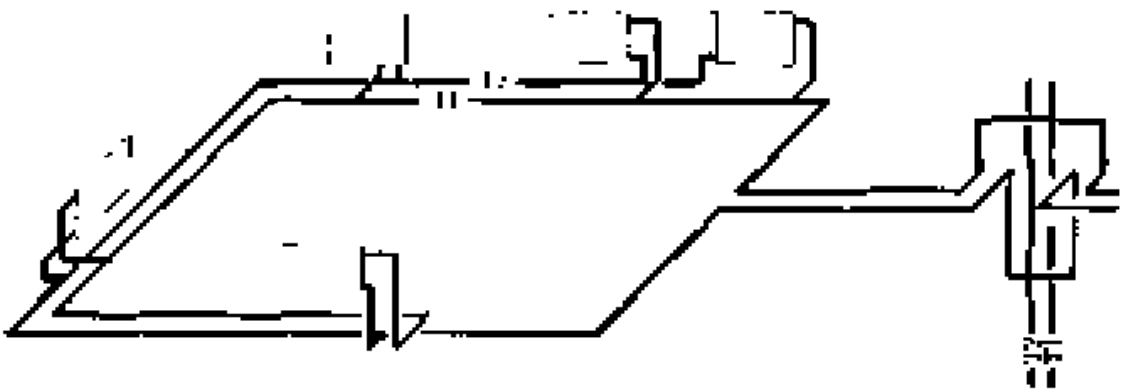


Рис. 54. Схема периметральной поквартирной двухтрубной с попутным движением теплоносителя ветки системы отопления

делительного участка, но чаще применяют, так называемую, трехтрубную параллельную укладку.

Однотрубные периметральные поквартирные приборные ветки показаны на рис. 55. Прокладывают трубы в них так же, как в вышеприведенных схемах.

Расположение магистральных стояков в разных точках (вспомогательных помещениях) для схем по рис. 54 и рис. 55 двух- и больше квартирных секциях должно экономически обосновываться. Основой расчета является стоимость труб и фитингов. По приблизительной оценке при увеличении диаметра в 2 раза стоимость труб возрастает в 2,5 ..3 раза, фитингов — в 3...10 раз в зависимости от материала изготовления

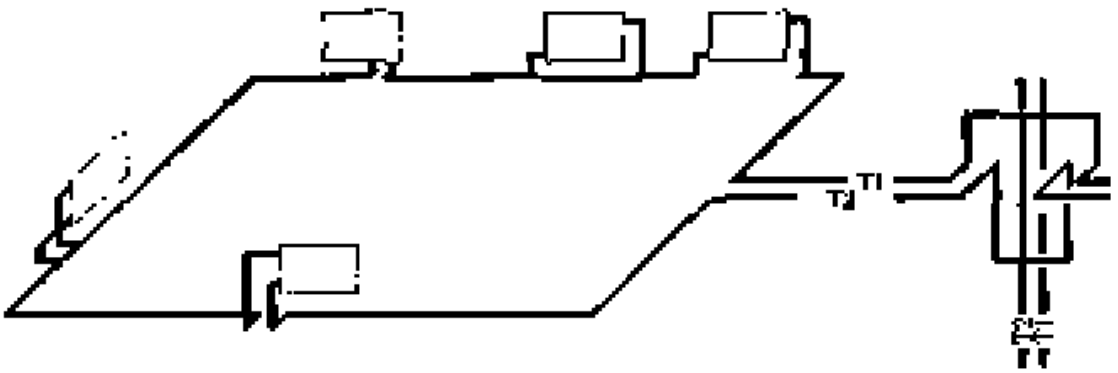


Рис. 55. Схема периметральной поквартирной однотрубной приборной ветки системы отопления

Лучевая схема на рис. 56 наиболее дорогостоящая. Трубопроводы прокладывают от коллектора кратчайшим путем в штрабах пола или в монолите пола. Компенсацию линейного удлинения решают следующим образом: за счет изгиба трубы в теплоизоляционном слое; в гофрированной трубе (шпель); в оболочке с ребристой поверхностью, в которой поставляются трубы. Длинные участки труб рекомендуется прокладывать по небольшой дуге.

Из *панельно-лучистых* систем (за границей *иногда называют* иодштукатурных, гипокаустических) наиболее часто применяют отопление в полу (рис. 57) или теплый пол. Разность между ними состоит в том,

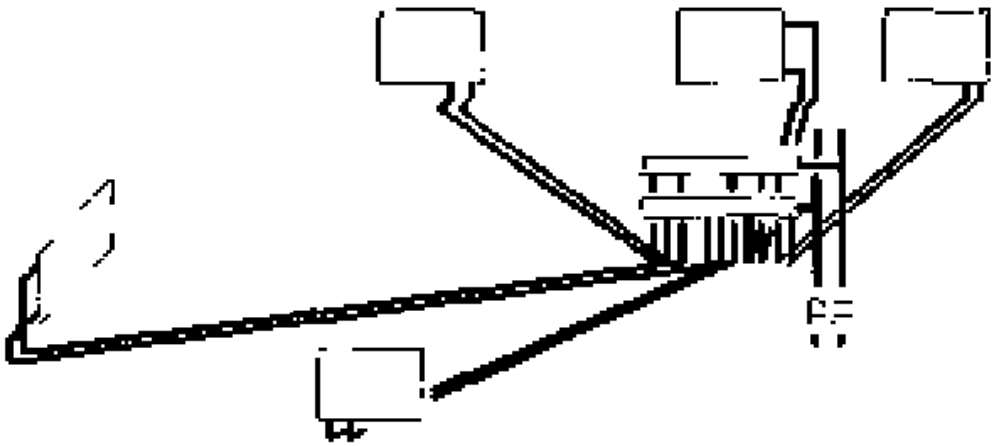


Рис. 56. Схема лучевой поквартирной двухтрубной приборной ветки системы отопления

что первые приоритетно (*больше 50%*) *компенсируют* теплопотери помещения, а вторые — предназначены для создания дополнительного теплового комфорта и обязательно применяются с отопительными прибо-

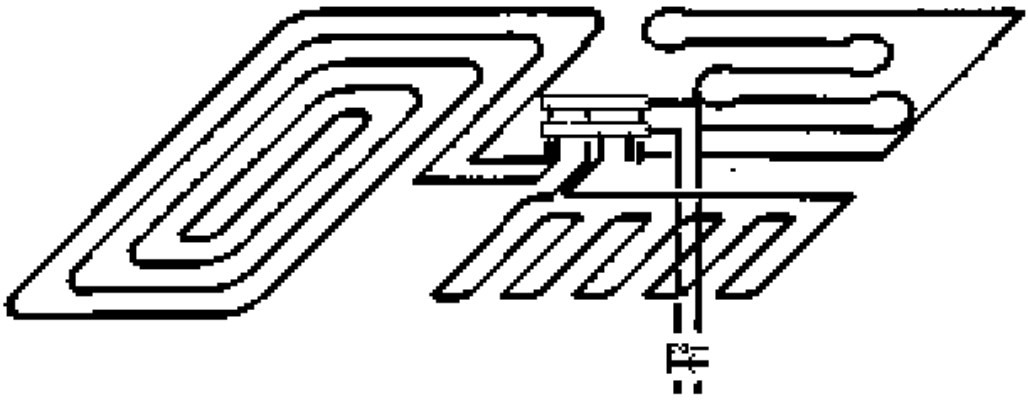


Рис. 57. Схема поквартирной системы отопления в полу

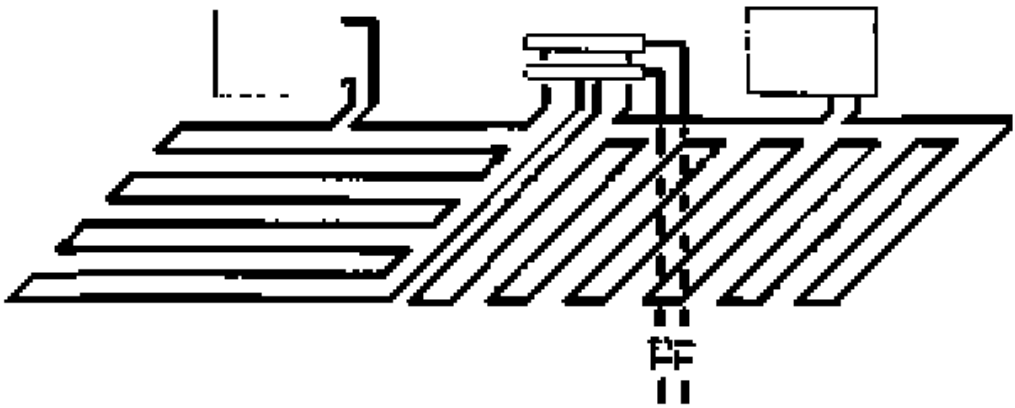


Рис. 58. Схема поквартирной системы отопления с монолитным полом приборной ветки

рами других типов. Пример выполнения этих систем показан на рис. 58. Схемы укладки труб в монолитном полу разнообразны. При расчете таких систем необходимо пользоваться методиками, предлагаемыми производителями труб. Необходимо проектировать их в плавающих полах (окруженных теплоизоляционным слоем снизу и по бокам монолита) для предупреждения разрушения конструкций здания вследствие объемного расширения. Надо также учитывать дополнительную нагрузку на здание веса монолитного слоя.

Смешанные системы являются комбинацией рассмотренных схем.

Проектирование систем отопления по вышеприведенным схемам приводит к уменьшению протяженности магистральных труб, которые всегда являются наибольшего диаметра (наиболее дорогими); снижению непроизводительных потерь теплоты в необогреваемых помещениях (подвалах, чердаках, технических этажах), в которых они проложены; упрощению поэтажного и посекционного ввода в эксплуатацию

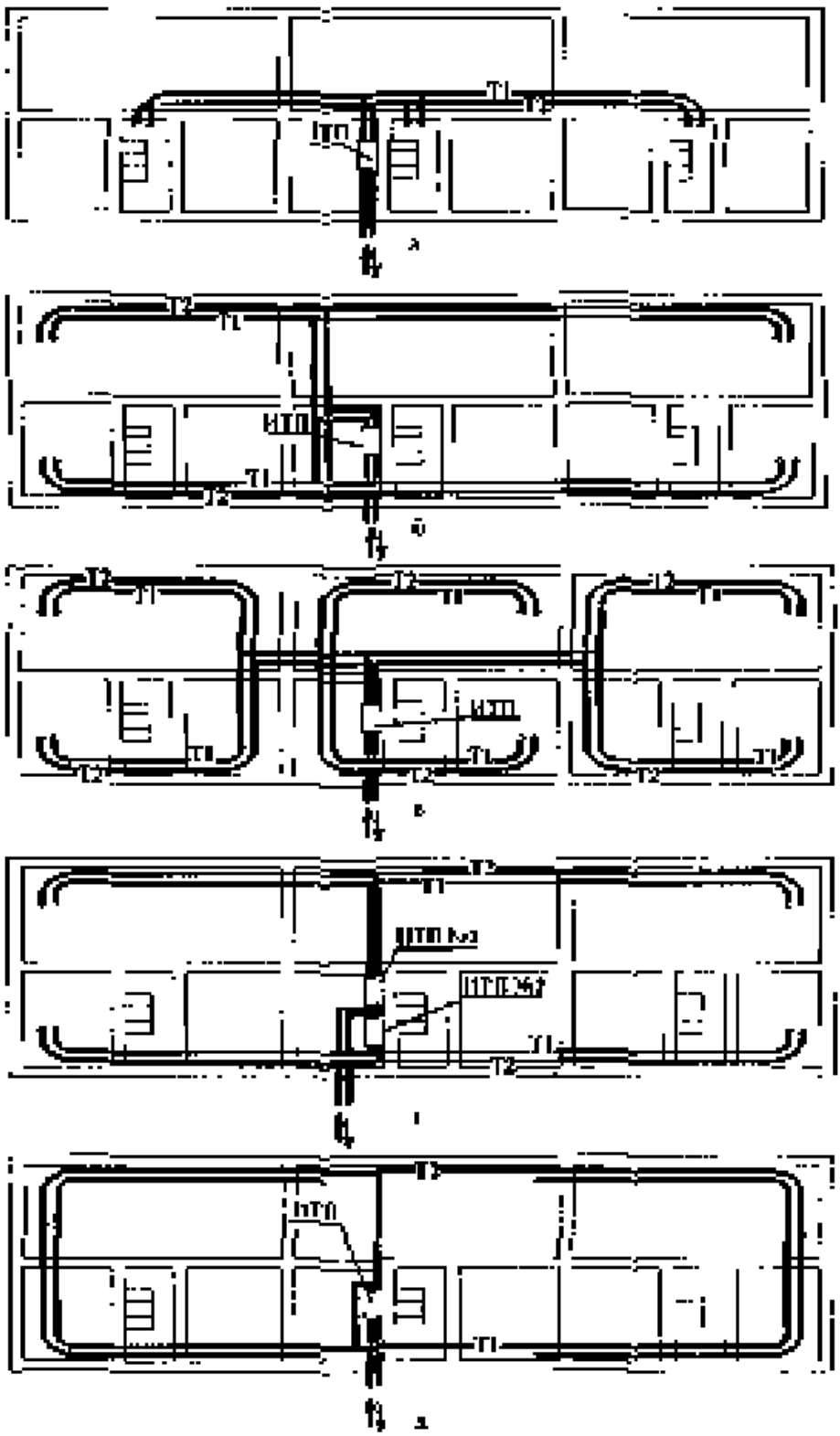


Рис. 59. Схемы нижней (верхней) разводки магистралей систем отопления [25]: *а - тупиковой с поквартирными ветками; б - тупиковой; в - тупиковой посекционной; г - тупиковой пофасадной; д - с попутным движением теплоносителя*

здания. Схема прокладывания магистральных труб в подвале либо на техническом этаже (при использовании крышной котельной) для таких систем показана на рис. 59,а.

Магистральные трубы вертикальных систем водяного отопления прокладывают с верхней (обе магистрали находятся на чердаке или на техническом этаже), смешанной (ранее их называли с верхней) и нижней разводками. Такие магистрали рекомендуется проектировать, как правило, тупиковыми (рис. 59,б, в и г), поскольку они более экономичны, чем магистрали с попутным движением теплоносителя (рис. 59,д).

Для девяти- и более этажных зданий с одинаковыми секциями (блоками) применяют посекционную схему прокладывания магистралей согласно рис. 59,в с общим тепловым пунктом (ИТП), или несколькими ИТП, что определяют технико-экономическим сравнением вариантов.

При соответствующей ориентации фасадов здания дополнительной экономии тепловой энергии, в особенности при неиспользовании подстояковых автоматических регуляторов перепада давления и регуляторов расхода, достигают применением систем отопления с пофасадным автоматическим регулированием расхода теплоносителя. Схема разводки магистралей таких систем показана на рис. 59,г.

При одинаковых тепловых нагрузках стояков магистрали могут прокладывать с попутным движением теплоносителя по схеме на рис. 59,д. Таких систем следует избегать из-за повышенной протяженности магистральных трубопроводов.

Отдельные ветви системы топления для помещений разного назначения проектируют согласно действующим нормативам.

12.2. Присоединение стояков и приборных веток к магистралям системы топления

Присоединением стояков к магистралям решают, кроме основной — подачи теплоносителя, следующие задачи: обеспечение работоспособности автоматической запорно-регулирующей арматуры, компенсацию линейных удлинений, обслуживаемость оборудования и арматуры.

Необходимость обеспечения надежной работы терморегуляторов, автоматических регуляторов перепада давления, автоматических регуляторов расхода теплоносителя, ограничивающих кавитацию, вызвана тем, что автоматическое регулирование потоками теплоносителя осуществляется в отверстиях, открытых на несколько миллиметров, дросселирование потока настройкой терморегулятора тоже находится в этих границах, а отбор импульса давления регуляторами проходит через каналы, диаметр кот-

рых меньше миллиметра. Поэтому производители данной арматуры, а также насосов, поквартирных расходо- и тепломеров рекомендуют использовать теплоноситель соответствующего качества. Обеспечение качества теплоносителя по необходимости осуществляют путем дополнительного фильтрования в стояках и приборных ветках для гидравлически зависимых систем отопления от централизованного теплоснабжения. В системах гидравлически независимых, присоединенных через теплообменник к трубопроводам централизованного теплоснабжения, и в системах с местным теплоснабжением, которые состоят из стальных трубопроводов и чугунных радиаторов, дополнительное фильтрование теплоносителя в стояках и приборных ветках также не помешает.

Устанавливают фильтры на трубном узле стояка или приборной ветки в месте присоединения к подающей магистрали. При централизованном теплоснабжении необходимо обеспечить его двухстороннее отключение, дающее возможность промывки сетки под напором теплоносителя (при наличии промывочного крана на фильтре) а также полностью снимать ее для регенерации. В двухтрубных системах с автоматическими регуляторами перепада давления размещение фильтра в или после подсистемы решается при обеспечении общих авторитетов терморегуляторов. В однотрубных системах со смешанной разводкой магистралей (прежде их называли с верхней разводкой) фильтр может выполнять роль завоздушивателя стояка (вместо тройника с пробкой) при его опорожнении.

Монтаж системы отопления могут осуществлять при низких температурах воздуха, а ее эксплуатацию — при температуре теплоносителя до 120 °С (соответствующей максимальному рабочему значению для терморегуляторов «Данфосс»). Возникающее удлинение труб вызывает дополнительное напряжение, которое при определенных обстоятельствах становится разрушительным. Поэтому при конструировании предусматривают компенсацию линейного удлинения труб, прежде всего, за счет их изгибов, обусловленных геометрией здания, затем за счет их дополнительных изгибов (П, Z-подобных и т.п.), в последнюю очередь за счет специальных компенсаторов (сальниковых, линзовых и т.п.). Особое внимание следует уделять компенсации удлинения стояков и приборных веток, выполненных из полимерных материалов, поскольку они имеют в несколько раз больший коэффициент линейного удлинения. Расчет компенсации удлинения стальных труб делают по традиционным методикам, иных — по методикам производителей.

Обслуживаемость оборудования и арматуры, находящихся на стояке (приборной ветке), состоит в обеспечении их отключения от действующей системы отопления для замены уплотнителей, прокладок.

промывки и т.п. Следует заметить, что терморегуляторы «Данфосс», в соответствии с EN 215 ч. 1, для замены прокладок не требуют их отключения от системы. Для такой операции используют сервисное устройство шлюзового принципа действия. Отключение предусматривают, чаще всего, на трубных узлах присоединения к подающей и обратной магистралям. При этом обязательно обеспечивают возможность самостоятельного или принудительного (с помощью компрессора, или ручного насоса) выпускания воды из них и их завоздушивание через специальные краны, вентили и пробки. В отличие от отечественной практики решения поставленных задач, запорно-регулирующая арматура «Данфосс» кроме выполнения основных функций, обеспечивает опорожнение и завоздушивание стояков и приборных веток. Для этого в ее корпусе предусмотрены специальные отверстия с установленными либо пробкой, либо вентилем, либо краном. Данные средства являются как основной комплектацией (автоматические регуляторы ASV-P, ASV-PV, ASV-Q поставляют с дренажными кранами и штуцерами для присоединения шлангов), так и дополнительной комплектацией (вентили MSV-I и MSV-M — при необходимости комплектуют шаровыми кранами со штуцерами). Все эти дополнительные средства являются значительно меньшими от основной арматуры, что снижает металлоемкость системы отопления, упрощает ее монтаж, а, в целом, и стоимость.

Кроме того, арматуры «Данфосс» с обозначением ASV и MSV может комплектоваться на стадии проектирования штуцерами отбора импульсов давления для определения гидравлических параметров теплоносителя на специальном компьютере PFM 2000 с целью их проверки и при необходимости корректирования.

Основные принципы проектирования узлов присоединения стояков и приборных веток к магистралям систем отопления заложены в схемах на рис. 60...62. Приведенные схемные решения могут совершенствоваться для конкретной системы отопления с учетом опыта проектанта и предлагаемой производителями продукции, в которой приведенные выше функции могут объединяться в одном элементе системы отопления, например, шаровой кран и фильтр в одном корпусе, автоматический воздухоотводчик и сливной кран в одном корпусе и т.п.

Присоединение двухтрубных приборных веток к магистральным стоякам систем отопления осуществляют по схемам на рис. 60. Горячеводные расходомеры устанавливают по рекомендации производителей с учетом их максимальной рабочей температуры как на распределительных, так и на сборных приборных ветках. При дополнительном фильтровании теплоносителя рекомендуется устанавливать расходомеры за фильтрами. Следует предусматривать демонтаж счетчиков для их

метрологической поверки, то есть возможность их отключения с наименьшей потерей теплоносителя. Установка счетчиков в наивысшей точке приборной *ветки* позволяет *отказаться* от запорной арматуры *непосредственно* за ним, что возможно реализовать по схемам на рис. 60,а и л, хотя при этом увеличивается длина труб. Для таких случаев не рекомендуется использовать фильтры без промывочных кранов для завоздушивания при опорожнении приборных веток, поскольку создаются неудобства выкачивания теплоносителя с ветки. Необходимо предусматривать выше счетчика запорный шаровой кран со встроенным вентилем (*при* отсутствии *в* фильтре), через который *с помощью* насоса (компрессора) завоздушивают приборную ветку и вытесняют воду через встроенный сливной вентиль на шаровом кране сборного участка. Опорожнение приборных веток поквартирных систем отопления может быть вызвано необходимостью промывки, отключением потребителя при неуплате за пользование тепловой энергией, временным неиспользованием квартиры...

Схему по рис. 60,а применяют для систем отопления с максимальным развиваемым давлением насоса, не превышающим границу шумообразования терморегуляторов (отсутствующая потребность установки автоматических регуляторов перепада давления), и в которых реализуется возможность увязывания гидравлических колец терморегуляторами с предварительной настройкой (обеспечивается рекомендованное потокораспределение); а также, для систем отопления с автоматическими регуляторами перепада давления, установленными в узле присоединения распределительных стояков к горизонтальным магистралям.

Схему по рис. 60,б используют аналогично схеме по рис. 60,а с отличием в том, что распределительную приборную ветку прокладывают под подоконниками (открыто или в штрабе), а гидравлическое увязывание приборных веток осуществляют с помощью регулировочных вентилей. Перпендикулярное присоединение ветки к стояку возможно при допустимости их взаимного влияния, вызванного линейным удлинением труб.

Автоматическое поддержание постоянного перепада давления в приборных ветках осуществляют реализацией схем по рис. 60,в...е. Обеспечение рекомендованного потокораспределения терморегуляторов приборной ветки достигают комбинированием использования вентилей ASV-M и ASV-I в комплекте с ASV-P (ASV-PV), размещением фильтров и счетчиков в, или за пределами подсистемы. Увязывание приборных веток относительно друг друга для системы по схеме на рис. 60,е осуществляют, при необходимости, регулировочными вентилями MSV-I, устанавливаемыми вместо шаровых кранов.

Используя схемы на рис. 60,д...ж, необходимо обеспечивать возможность параллельною размещения оборудования и запорно-регулирующей арматуры в пределах расстояния между осями выходных отверстий распределителей. Для коллекторов используют, например, шаровые краны уменьшенных габаритов. Спускные и завоздушивающие вентили на данных схемах показаны условно не на всей арматуре. При больших габаритах оборудования или маховиков (рычагов) запорно-регулиру-

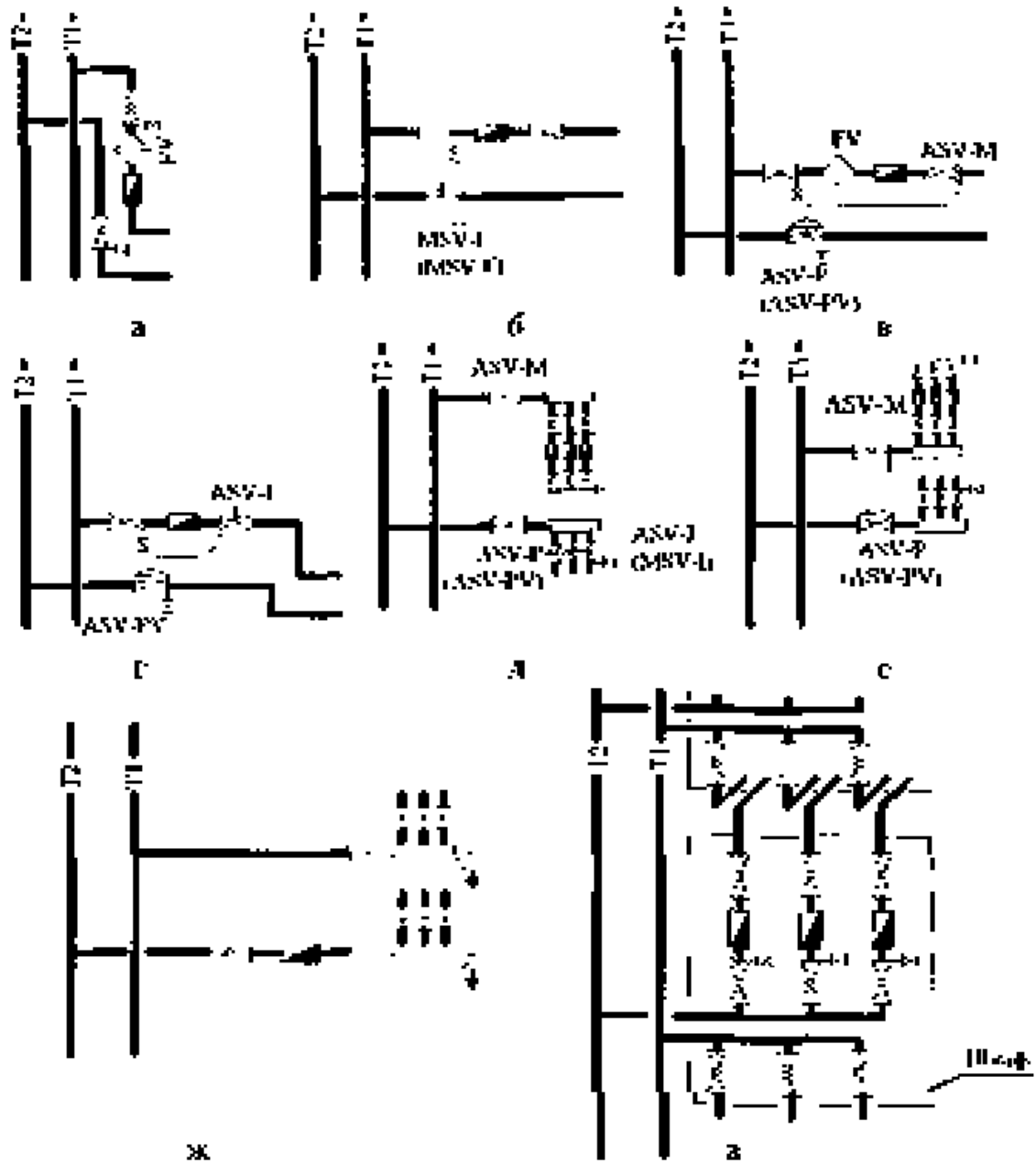


Рис. 60. Схемы присоединения двухтрубных приборных (поквартирных) веток к магистральным стоякам систем отопления

щей арматуры используют сварные (клееные и т.п.) коллекторы (гребенки) по схеме на рис. 60,з.

В отличие от схем на рис. 60,а...с и з, которые используют для тупиковых периметральных (по периметру квартир) или с попутным движением теплоносителя приборных веток, схему по рис. 60,ж применяют при лучевом или смешанном (периметрально-лучевом) отоплении и при отоплении полом одной квартиры со счетчиком перед коллектором.

Отсутствие учета теплопотребления приборных веток, например, в общественных и административно-бытовых зданиях значительно упрощает *вышеприведенные* схемы.

Для повышения эстетичного вида помещений и сохранности оборудования (при расположении его на лестничных клетках или междуквартирных коридорах) рекомендуется размещать узлы присоединения поквартирных приборвых веток в специальных шкафах. Последние изготовляют внешними, устанавливаемыми вплотную к стене, и внутренними, встроенными в стену. Использование тех или иных шкафов зависит от способа прокладывания стояков, габаритов оборудования и характеристик стены. Вариантом применения шкафа служит схема на рис. 60,з. Такой узел отличается тем, что подающий коллектор располагают на этаже, который обслуживается его приборными ветками, а обратный — этажом ниже. Размещение счетчиков в конце приборных веток уменьшает протяженность труб за счет высоты узла присоединения. Таком узел наиболее удобен для монтажа и обслуживания. Незначительного сокращения высоты шкафа при соответствующем увеличении протяженности труб достигают подъемом распределительных коллекторов над сборными и их размещении за последними.

Особенность присоединения двухтрубных приборных веток с попутным движением теплоносителя для вышеприведенных схем заключается иногда в целесообразности возврата сборного трубопровода приборной ветки к месту присоединения распределительного трубопровода по, так называемой, трехтрубной схеме укладки. Для сокращения протяжности трубопроводов, то есть уменьшения длины последнего сборного участка приборной ветки, магистральные стояки могут размещаться в разных частях помещения (здания). Такое размещение стояков не допускает использование автоматического регулятора перепада давления из-за ограниченности длины его капиллярной трубки.

Отдаленное расположение между собой подающего и обратного магистральных стояков характерно для однотрубных приборных веток, схемы, присоединения которых показаны на рис. 61. В данных схемах возможны варианты подключения квартир к одному подающему и нескольким обратным магистральным стоякам.

Присоединение по схеме на рис. 61,а рекомендовано для приборной ветки с решенными вопросами гидравлического увязывания (например, за счет диаметров труб), стабилизации потоков теплоносителя (например, за счет установки автоматического регулятора на стояке), компенсации линейного удлинения труб (например, за счет конфигурации). Первый по ходу движения теплоносителя спускной вентиль, если он конструктивно предусмотрен в фильтре (например, Y 222), используют для опорожнения всей ветки или ее части при прочистке фильтра и демонтаже счетчика. Если в фильтре нет такого вентиля, его предусматривают в первом шаровом кране. Завоздушивание приборной ветки осуществляют через отопительные приборы

Схему по рис. 61,б используют при расположении фильтра и тепломера в наивысшей точке приборной ветки, что позволяет несколько упростить узел присоединения за счет отказа от одного шарового крана. При этом возрастает протяжность труб. Гидравлическое увязывание осуществляют регулировочным вентилем MSV-I, который комплектуют спускным краном. Завоздушивание приборной ветки осуществляют путем откручивания крышки фильтра или крана в нем.

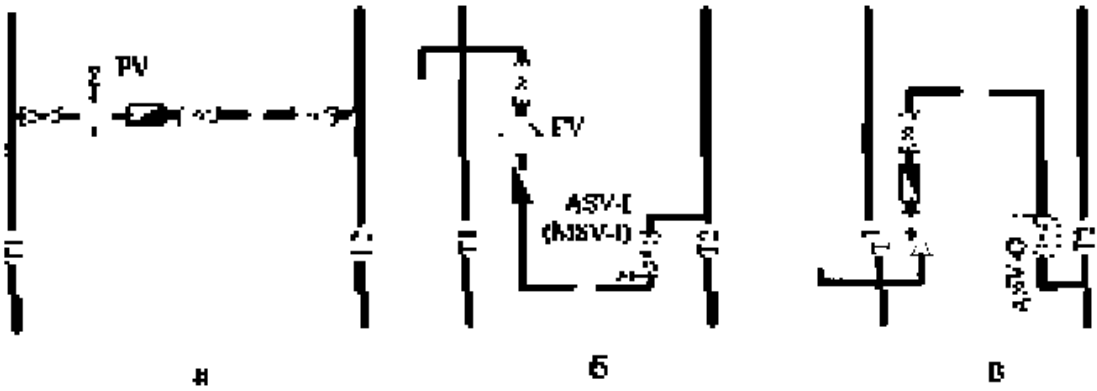


Рис. 61. Схемы присоединения однотрубных приборных (поквартирных) веток к магистральным стоякам систем отопления

При стабилизации расхода в приборной ветке и размещении тепломеров на нижнем от обслуживаемого помещения этаже используют схему по рис. 61,в. Такая схема и схема на рис 60,е при наличии тепломеров, которые желательно устанавливать на уровне 1,5 м, нуждается в увеличении протяженности труб и датчика температуры обратной воды от тепломера. При этом обслуживаемость системы улучшается. В данной схеме тепломер и фильтр, при его наличии, иногда проектируют с предусмотренного спускного вентиля на одном из шаровых кранов. Это можно, но не рекомендовано, поскольку при их демонтаже и ремонте

возникает вероятность протекания, как правило, загрязненного теплоносителя на ограждающие конструкции. Кроме того, при установке автоматического регулятора расхода ASV-Q или иной вместо него запорно-регулирующей арматуры под этажным перекрытием, что возможно с целью уменьшения протяженности труб, необходимо предусмотреть опорожнение приборной ветки с обеих сторон. При необходимости фильтрования теплоносителя вариантом данной схемы может быть следующая комбинация узла присоединения к подающей магистрали по ходу движения теплоносителя: шаровой кран, фильтр со спускным краном, тепломер, регулятор ASV-Q с переставленными местами пробкой и сливным краном; в узле присоединения к стояку устанавливают шаровой кран со спускным вентилем.

Двухтрубные стояки присоединяют к магистралям систем отопления по схемам на рис. 62.

Присоединение стояков к системам отопления двух- трехэтажных зданий со смешанной разводкой магистралей без фильтрования и с фильтрованием теплоносителя показано на рис. 62,а и б. Такие схемы применяют при возможности увязывания гидравлических колец лишь подбором настроек терморегуляторов, а также при обеспечении шумообразования последними. При необходимости уменьшения перепада давления на терморегуляторах проектируют системы отопления с нижней разводкой магистралей в соответствии со схемами на рис. 62,в и г. Разность между двумя последними схемами состоит в вариантах комплектования автоматической арматурой, которая требует разных точек отбора импульса давления капиллярной трубкой. На ASV-M (ASV-I) показано наличие штуцеров компьютерного контроля.

Используя медные и пластиковые трубы в системах отопления домов любой этажности, рекомендуется присоединять стояки *с* Z-подобной компенсацией линейного удлинения труб, как по схеме на рис 62,д. Данную схему применяют также для систем из стальных стояков без дополнительной линейной компенсации в четырех-семиэтажных зданиях; при большей этажности должны быть предусмотрены на стояках П-подобные компенсаторы. Компенсацию линейного удлинения медных и пластиковых стояков рассчитывают по методикам производителей.

Разводку магистралей на расстоянии 1...1,5 м от стояков (внешних стен здания) делают для удобства обслуживания на чердаках. Такие отступы выполняют также функцию компенсатора. Для технических этажей они могут быть заменены на узлы присоединения с Z-подобными компенсаторами, что даст возможность, при необходимости, рационально использовать объем технического этажа.

Стояки из медных и пластиковых труб систем отопления с

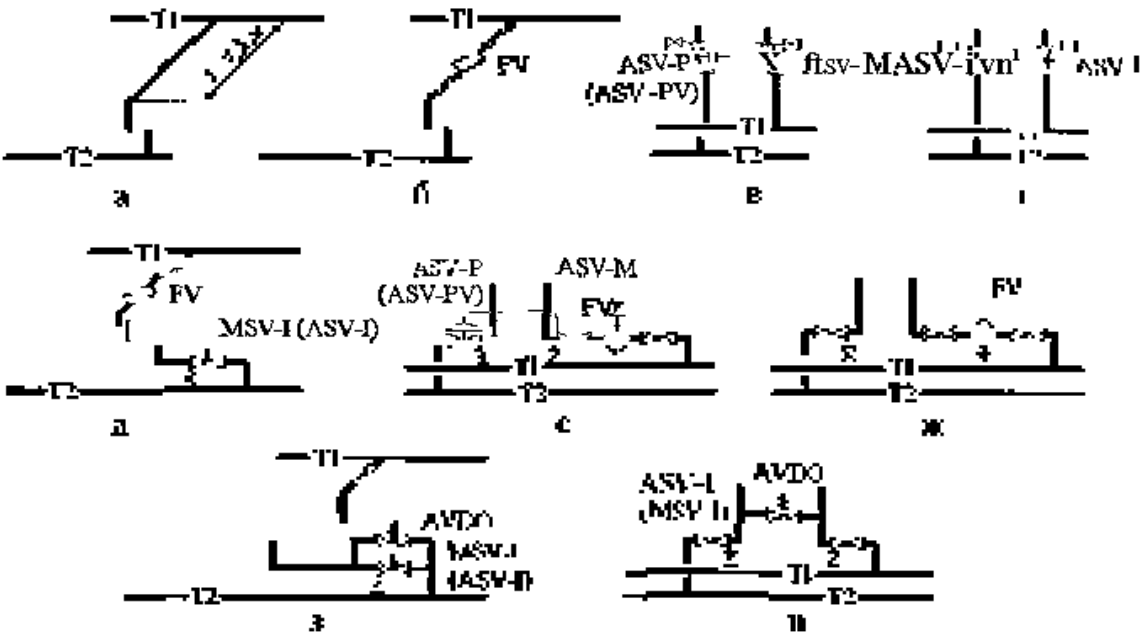


Рис. 62. Схемы присоединения двухтрубных стояков к магистралям систем отопления

нижней разводкой магистралей для домов двух и более этажей, из металлических и металлопластиковых труб — четырех и более этажей присоединяют по схемам на рис. 62,с и ж. Приведенные схемы применяют также для подключения магистральных стояков с поквартирными одно- и двухтрубными приборными нетками. При установке автоматических регуляторов перепада давления следует учитывать, что они комплектуются импульсными трубками длиной 1,5 м или 5 м, что ограничивает их использование в системах с отдаленными распределительными и сборными магистралями (смешанной разводкой).

Схемы по рис. 62,з и 62,и являются наиболее дешевым решением устранения шумообразования терморегуляторов. Но их применение не является рекомендованным, поскольку ограничивается следующими причинами: невозможностью стабилизации перепада давления теплоносителя в стояках при открывании терморегуляторов; неполностью удовлетворительной совместной работой перепускного клапана с терморегуляторами при их закрывании (см. п.р. 11.5); в последней схеме смешиванием горячего и охлажденного теплоносителей.

Однотрубные стояки систем отопления в узлах подключения к магистралям проектируют с использованием схем на рис. 63.

Схемы узлов, выполненных из стальных и металлопластиковых труб в двух-трехэтажных зданиях при смешанной разводке магистралей, показаны на рис. 63,а и б соответственно без и с дополнительным фитингом

трованием теплоносителя.

Медные и пластиковые стояки присоединяют к магистралям со смешанной разводкой по схемам на рис 63,в, г и д. По этим же схемам присоединяют стояки из стальных и металлопластиковых труб в домах с четырех и более этажностью. Отличительность схем состоит в вариантах применения запорно-регулирующей арматуры. Кроме того.

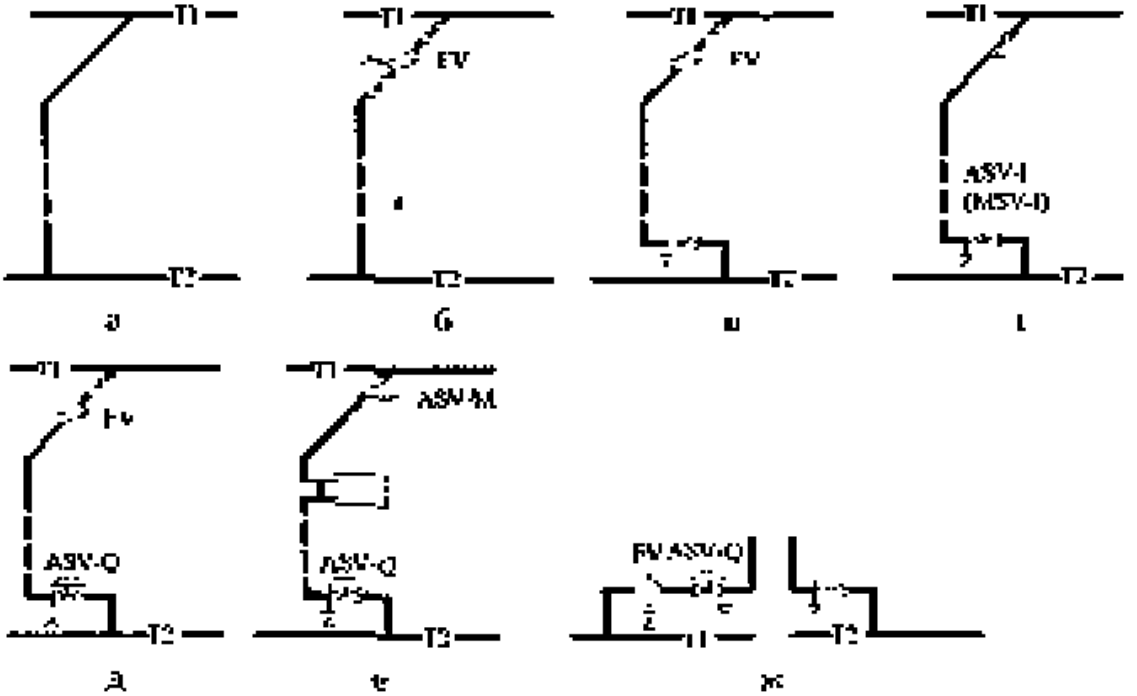


Рис. 63. Схемы присоединения однотрубных стояков к магистралям системы отопления

стальные и металлопластиковые стояки с осевыми замыкающими участками возле отопительных приборов применяют в домах до семи этажей, медные и пластиковые с такими участками — до трех этажей. При большей этажности используют смещенные замыкающие или обводные участки на узлах трубной обвязки отопительных приборов согласно схеме на рис. 63,е.

В четырех- и более этажных домах с системе отопления с нижней разводкой магистралей стояки к ним присоединяют соответственно схемы на рис. 63,ж. Особенность данной схемы состоит в том, что регулятор ASV-Q установлен в узле присоединения к подающей магистрали. Для этого в нем переставлены местами пробка и спускной кран. Такое размещение целесообразно при дополнительном фильтровании теплоносителя. Размещение ASV-Q за фильтром уменьшает вероятность его загрязнения. Фильтр данного узла имеет спускной кран. При его отсутствии следует предусматривать перед фильтром шаровой кран.

Этот кран рекомендуется устанавливать при гидравлически зависимом присоединении системы отопления к сети централизованного теплоснабжения. Он предоставляет возможность полного отключения фильтра для ревизии и регенерации сетки.

Приведенная этажность домов для нестальных стояков ориентировочна и требует уточнения при использовании конкретного типа труб. Кроме того, указанная арматура и оборудование является вариантными и применяется в зависимости от гидравлических характеристик системы отопления. Использование конкретной запорно-регулирующей арматуры осуществляют соответственно схем на рис. 1 и 2

12.3. Присоединение теплопроводов к отопительным приборам

Присоединение труб к отопительным приборам может быть с одной (одностороннее) и с противоположных сторон (разностороннее). При разностороннем присоединении увеличивается теплопередача и равномерней распределяется поле температур прибора. Разностороннее — рекомендуется применять к насосных системах при количестве секций отопительного прибора больше 20, конструктивно целесообразно также в системах с горизонтальными приборными ветками, которые проложены в или над плинтусом. При этом в тупиковых приборных ветках сокращается протяженность труб на суммарную длину отопительных приборов; для приборных веток с попутным движением теплоносителя — на длину первого отопительного прибора.

Одностороннее боковое — рационально использовать для уменьшения строительных работ (уменьшения количества отверстий и штраб в стенах, полу...) и для предусмотрения возможности в дальнейшем замены отопительных приборов другим типом либо другой тепловой мощностью. Одностороннее нижнее присоединение осуществляют к отопительным приборам со встроенными терморегуляторами. Следует помнить, что вход теплоносителя в такой отопительный прибор всегда расположен *вторым от ближнего торца прибора*, выход - первым. Для замены такого порядка подключения используют, при необходимости, специальные перекрестные присоединяющие комплекты. Кроме того, не все отопительные приборы имеют конструктивную возможность нижнего правого или левого присоединения. Односторонним нижним присоединением подключают также гладкотрубные радиаторы.

Однотрубковое (конструктивно выполненное трубами и прессованными присоединение отопительных приборов осуществляют с двух сто-

специальных комплектов и используют, в основном, для гладкотрубных радиаторов. Целесообразнее — в полотенцесушителях с установкой во втором патрубке альтернативного электронагревателя.

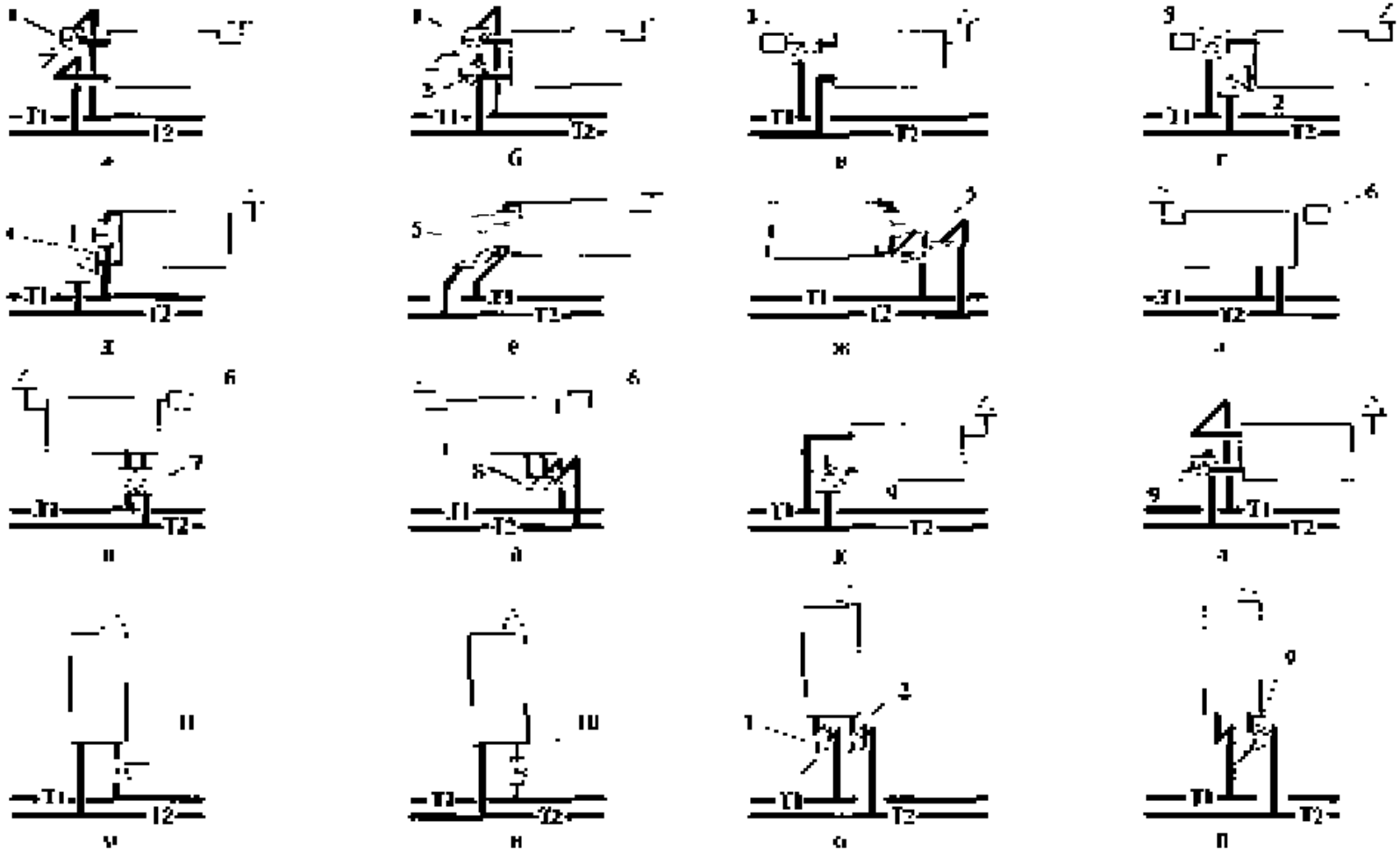


Рис. 64. Хвостовики

Вся арматура, рассмотренная в данном подразделе, имеет *патрубки (хвостовики)* с конической трубной резьбой для непосредственного соединения с отопительным прибором. Коничность резьбы позволяет осуществлять соединение без использования уплотнителей. Второй конец хвостовика выполнен в форме сферы и имеет накидную гайку, дающую возможности соединения с арматурой и необходимого расположения термостатической головки или маховика относительно горизонта. Кроме того, арматура имеет *внутреннюю коническую выточку, образовывающую со сферой* хвостовика соединение типа «конус-сфера», которое не требует дополнительного использования уплотнителей. Хвостовики арматуры «Данфосс», кроме основной комплектации, поставляют по заказу удлиненными или укороченными. Их применяют при замене арматуры на арматуру «Данфосс». Общий вид хвостовиков показан на рис. 64.

На рис. 65...G8 изображены основные схемы приборных узлов с использованием запорно-регулирующей арматуры «Данфосс» для разных схем системотопления. С помощью рассмотренных примеров, проектировщик на основе собственного опыта в конкретных случаях подключения может значительно их расширить. На рисунках условно, для упрощения графического изображения, показан участок трубопровода между отопительным прибором и запорно-регулирующей арматурой, хотя реально он отсутствует.

В двухтрубных приборных ветках как тупиковых, так и с попутным движением теплоносителя применяют схему по рис. 65,а при несовпадении осей присоединительных патрубков отопительного прибора с трубопроводами, что возможно при разводке последних в штрабе стены; по рис. 65,б — см. пояснение к рис. 65,а, кроме того, при необходимости полного отключения отопительного прибора для замены панной, покраске, *клейке* обоев за ним и т.п. *без* отключения приборной ветки; по рис. 65,в — при незначительном несовпадении осей присоединительных патрубков отопительного прибора и трубопроводов приборной ветки, что возможно при прокладывании последних в плинтусах над полом, под потолком нижнего этажа, в массиве или штробе пола; по рис. 65,г —



Схемы присоединения отопительных приборов к двухтрубным приборным веткам: *1* – терморегулятор *RTD-N*; *2* – запорный клапан *RLV* угловой; *3* – терморегулятор *RTD-N UK*; *4* – комплект *RTD-K* для подключения снизу; *5* – комплект *RTDA* для подключения сбоку; *6* – встроенный терморегулятор; *7* – вентиль прямой *RLV-A* или *RLV-KS*; *8* – вентиль угловой *RLV-K* или *RLV-KS*; *9* и *10* – регулировочные вентили *RLV-S* соответственно угловой и прямой; *11* – термостатическая головка *RTD-N* горизонтальная

то же, что по рис. 65,в *с дополнительной возможностью полного отключения отопительного прибора*; по рис. 65,д — при унификации монтажных работ и прокладывании веток соответственно пояснений к рис. 65,в; данные комплекты предоставляют возможность полного отключения *отопительных приборов; по рис. 65,е — при унификации монтажных* работ и значительном углублении отопительного прибора, что возможно при их скрытой установке; по рис. 65,ж — при унификации монтажных работ и прокладывании труб в штрабе стен; по рис, 65,з, и, й — при использовании отопительных приборов со встроенными термостатическими клапанами для разных схем прокладывания трубопроводов ветки, что рекомендуется при повышенных эстетичных требованиях к интерьеру помещения, как правило, при лучевом прокладывании приборных веток; по рис. 65,к и л — при отсутствии необходимости установки терморегуляторов; по рис. 65,м...п — при подключении гладкотрубных радиаторов с и без терморегуляторов (полотенцесушителей). Последние две схемы — для наиболее применяемых присоединений высоко расположенных полотенцесушителей к трубопроводам в штрабе стены. Плоскотрубные радиаторы присоединяют в зависимости от размещения (вдоль или по высоте стены) по любой из приведенных схем.

Принципом присоединения отопительных приборов к двухтрубным системам является обязательное использование запорно-регулирующей арматуры с предварительной настройкой — терморегуляторов RTD-N, RTD-N UK, RTD-K, встроенных, или регулировочных вентилей RLV-S. Выбор и установку терморегуляторов осуществляют таким образом, чтобы на термостатическую головку по возможности меньше влияли конвективные потоки и излучение от труб и отопительных приборов. На некоторых дальнейших рисунках, например, рис. *66,а* и *ft для упрощения изображения* ось термостатической головки направлена вертикально, хотя реально для данных случаев она горизонтальна. Терморегуляторы могут комплектоваться запорной арматурой для полного отключения отопительных приборов с целью удобства демонтажа, обслуживания... без отключения остальных приборов. Такой арматурой являются вентили типа RLV. Они также имеют дополнительную возможность, при необходимости, гидравлического увязывания циркуляционных колец предварительной настройкой. При отсутствии необходимости установки терморегулятора, отопительный прибор присоединяют с использованием как минимум одного запорно-регулирующего вентиля RLV-S или RLV. Особенность RLV-K заключается в том, что он может быть использован для двух- и однотрубных систем отопления путем соответствующего Перекрытия (заводская установка) или открытия перемычки. RLV-KS отличается

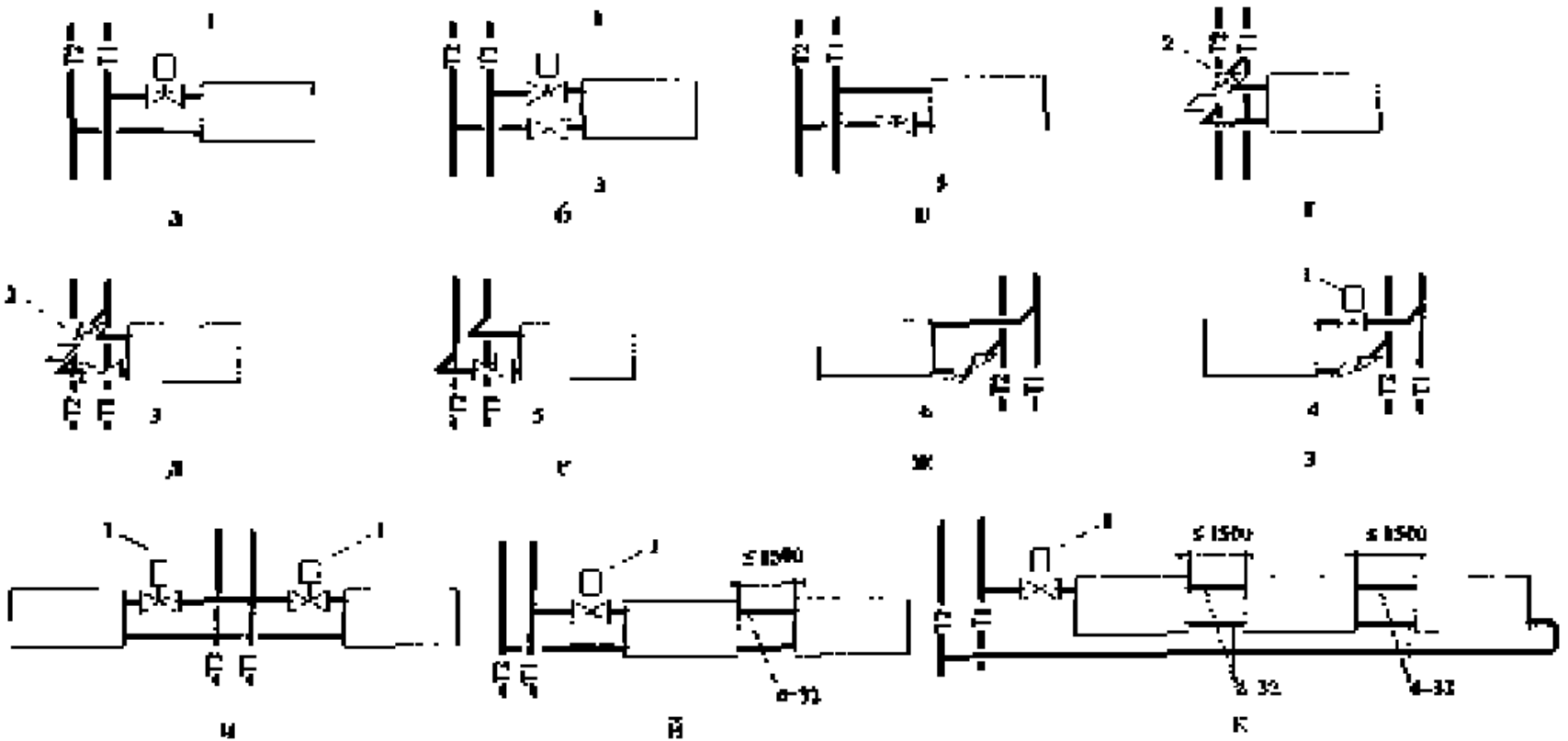


Рис. 66. Схемы присоединения отопительных приборов к двухтрубным стоякам: *1 и 2 - терморегуляторы RTD-N соответственно прямой и угловой; 3 и 4 - запорные вентили RLV соответственно прямой и угловой; 5 и 6 - настроечные вентили RLV-S соответственно прямой и угловой*

отсутствием гидравлической перемычки. Посредством RLV-K или RLV-KS осуществляют присоединение к отопительным приборам со встроенными терморегуляторами, которые имеют название — компактрадиаторы. Коэффициент затекания в RLV-K устанавливают путем настройки бокового вентиля.

Узлы присоединения отопительных приборов с помощью комплектов RTD-K и RTD-KE показаны на схемах для принципиального понимания. Их графическое изображение требует общепринятого упрощения.

Присоединение отопительных приборов к двухтрубным стоякам реализуют по схемам на рис. 66. Схемы по рис. 66,а, б и в применяют при открытой прокладке стояков для разных вариантов использования запорно-регулирующей арматуры (возможные изгибы отводов - «утки» условно не показаны); по рис. 66,г...ж — при прокладке стояков в штрабах стен и при длине отопительных приборов больше длины окон; по рис. 66,в,е,ж — при отсутствии необходимости установки терморегулятора; конструирование узлов с угловой арматурой следует согласовывать с монтажными организациями, поскольку возникает необходимость использования патрубков определенной длины, из-за их отсутствия возможны лишь левые или правые варианты схем, изображенные соответственно на рис. 66,г, д и 66,ж, з, что вызвано обязательным размещением распределительного стояка справа от сборного; такие схемы требуют обеспечения жесткого крепления стояков для предотвращения влияния их движения, вследствие теплового удлинения, на раскручивание арматуры; по рис, 66,и — при двустороннем присоединении, что не является желательным из-за сложности унификации, но рекомендовано при близком расположении окон; по рис. 66,й — при одностороннем присоединении только одного прибора на сцепке длиной до 1,5 м и диаметром 32 мм допускается применять в границах одного помещения, что дает возможность уменьшения количества стояков, а также присоединять отопительные приборы гардеробных, коридоров, туалетов, умывальных, кладовок к приборам смежных помещений; по рис. 66,ж — в границах одного помещения при количестве приборов больше двух рекомендуется применять сцепку с разносторонним присоединением; такая схема может быть реализована только при обеспечении равномерности температурного поля воздуха в помещении.

Отопительные приборы однотрубных горизонтальных систем присоединяют по схемам на рис. 67. Схему по рис. 67,а используют при разводке магистрали в или над плинтусом, в штрабе пола; по рис. 67,б - аналогично пояснениям предшествующей схемы, но с возможностью

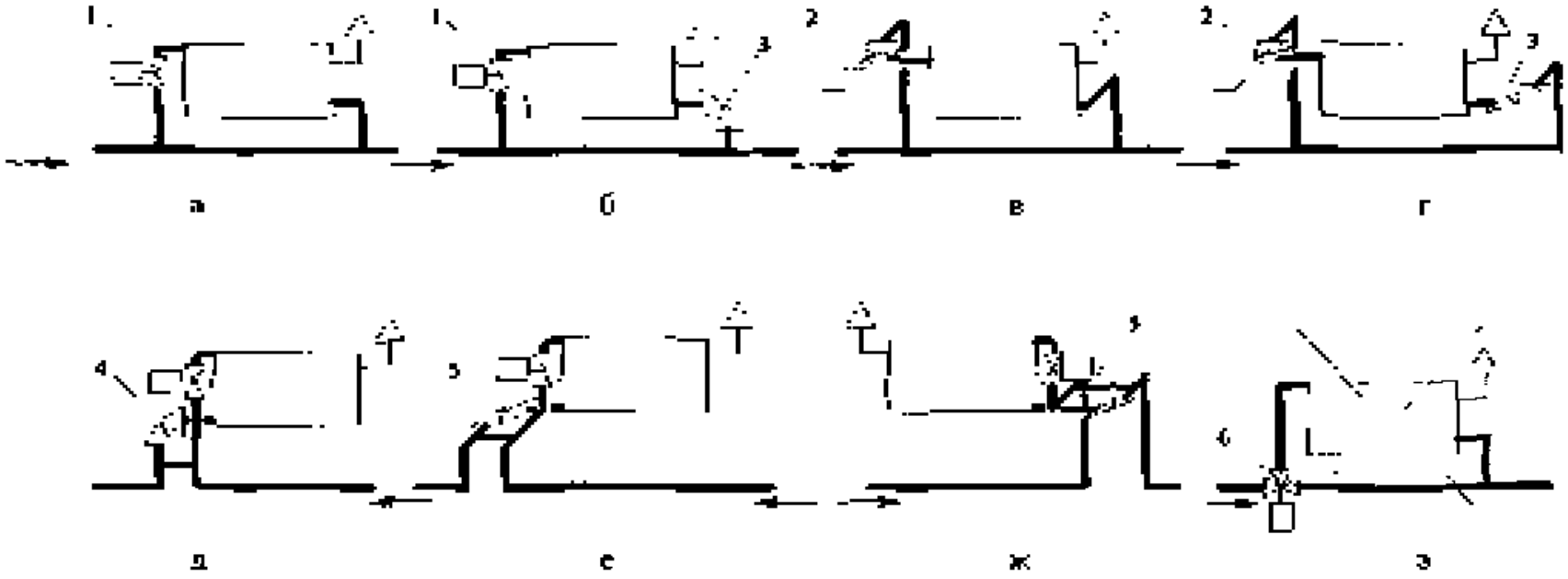


Рис 67 Схемы присоединения отопительных приборов к однотрубным приборным веткам: 1 и 2 - терморегуляторы *RTD-G* соответственно прямой и угловой; 3 - запорный клапан *RLV* угловой; 4 и 5 - комплекты присоединения *RTD-K* соответственно для подключения снизу и сбоку; 6 - терморегулятор трехходовой

полного отключения отопительного прибора; по рис 67,в,г — при прокладывании приборной ветки в штрабе стены; по рис. 67,д,е,ж — при унификации монтажных работ и незначительном несовпадении оси приборной ветки с осью соединительных патрубков прибора (разводке ветки в или над плинтусом или в штрабе пола), со значительным углублением отопительного прибора (скрытым разметчением или углубленным *расположением), с разводкой приборной ветки в штрабе стены; по* рис. 67,з применять не рекомендуется, так как термостатическая головка размещается в нижней зоне помещения и неадекватно реагирует на изменение температуры воздуха в нем, кроме того трехходовые терморегуляторы являются самыми дорогими. Термостатическая головка у этих клапанов направлена горизонтально, в отличие от условного изображения.

Присоединение отопительных приборов к однотрубным стоякам показано на рис. 68. Схемы по рис. 68,а,б используют для систем отопления при допустимом линейном удлинении стояков; по рис. 68,в,г — при компенсации линейного удлинения стояка; по рис. 68,д,е не являются рекомендуемыми из-за большей стоимости узла в сравнении со схемами на рис. 68,а,в. При использовании скрытых в штрабе стен стояков возможны варианты присоединения отопительных приборов с помощью угловых терморегуляторов RTD-G и вентилей RLV,

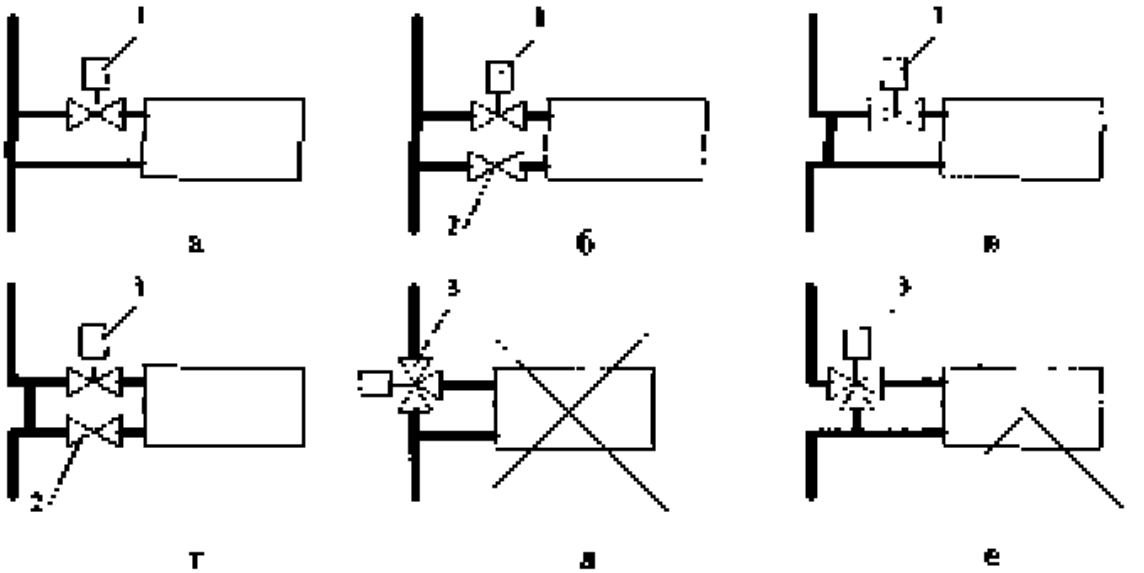


Рис. 68. Схемы присоединения отопительных приборов к однотрубным стоякам *1 - терморегулятор RTD-C прямой; 2 - запорный вентиль RLV прямой; 3 - трехходовой терморегулятор*

12.4. Присоединение мембранных расширительных баков

Расширительный бак размещают в тепловом пункте у источника теплоты либо в доступном близлежащем помещении, либо при обособлении — ином помещении с температурой воздуха выше плюс 5 °С.

Присоединяют бак с помощью ответвления к одному из главных участков — подающему или обратному — соответственно после и до запорной арматуры, отсекающей источник (источники) теплоты (рис. 69). Как правило, присоединяют на обратном участке до насоса.

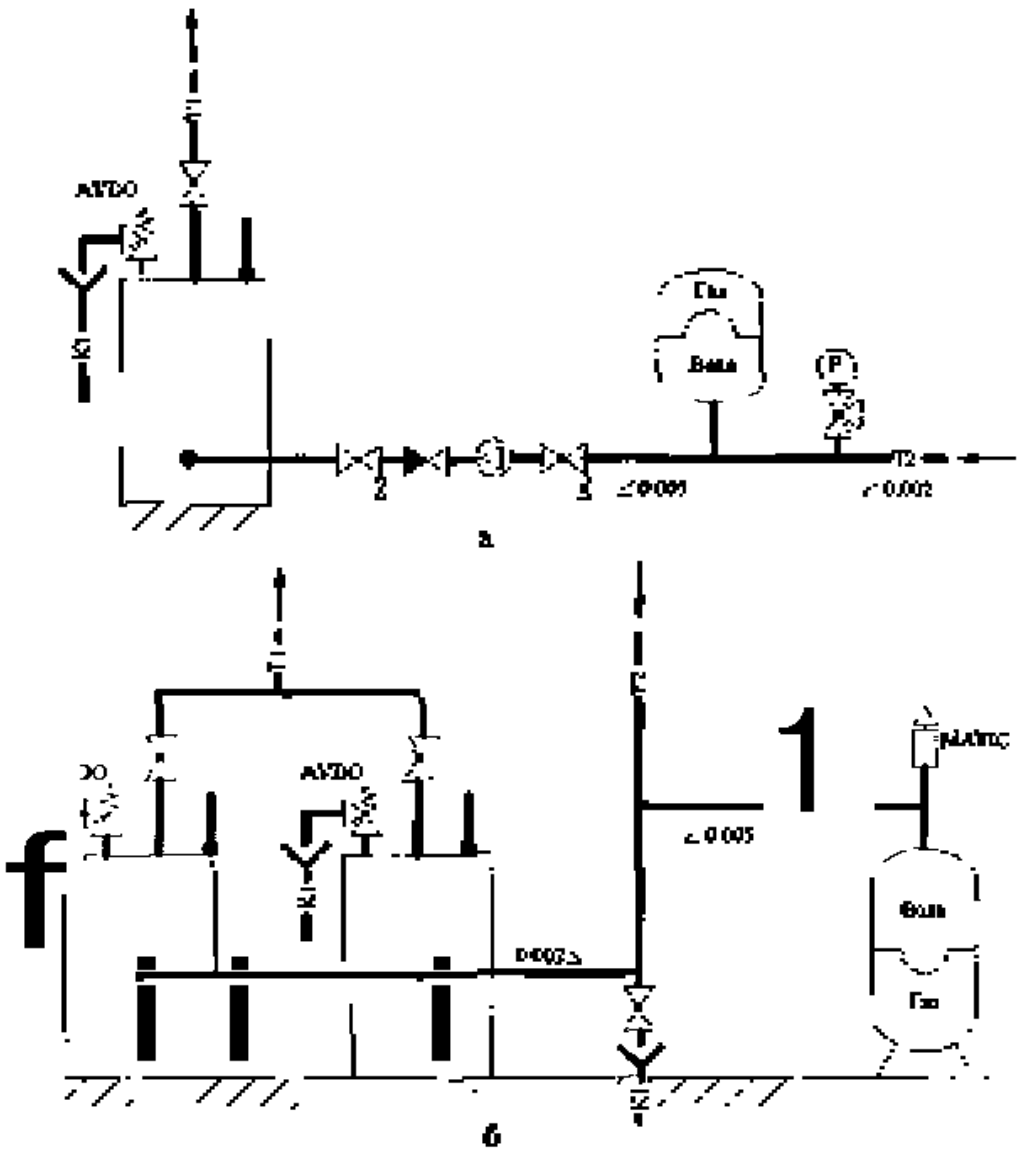


Рис. 69. Схемы присоединения расширительных мембранных баков:
а и б - соответственно с верхним и нижним расположением газового пространства

Диаметр ответвления рассчитывают по п.р. 6.2. Его уклон в сторону самоопорожнения системы должен составлять не меньше 0,005 (5‰).

Обвязка трубами и запорно-регулирующей арматурой котлов и насосов на рис. *69* показана принципиальной. Ее выполняют по рекомендациям производителей данного оборудования. «Данфосс» для этого имеет весь спектр запорно-регулирующей арматуры.

Для надежного функционирования системы с баком в процессе проектирования необходимо предусмотреть обязательную установку предохранительного клапана избыточного давления, например, AVDO. соединенного с системой канализации или специальным сборным баком, и предохранительного клапана избыточной температуры, например, IVT. Как правило, их устанавливают у источника теплоты. Кроме того, бак должен быть оснащен: манометром, воздуховыпускным клапаном из газового пространства (конструктивно предусмотренным) и с ответвления (при необходимости); спускным краном для опорожнения ответвления и бака. На ответвлении к баку рекомендуется устанавливать запорную арматуру только с защитой от несанкционированного закрывания. Положение бака в пространстве не имеет значения, если это не обусловлено его конструкцией.

13. ТЕХНИКО-ЭКОНОМИЧЕСКОЕ СОПОСТАВЛЕНИЕ ОДНОТРУБНЫХ И ДВУХТРУБНЫХ СИСТЕМ ОТОПЛЕНИЯ

Технико-экономическое сравнение однотрубных систем водяного отопления с двухтрубными системами на экспериментальных объектах в Украине не проводилось. Приведенные в разделе данные основаны на опыте практических исследований, сделанных в Германии [26] и практических расчетов — в России [27].

В рамках «Проекта по оптимизации теплоснабжения» Техническим университетом Дрездена и теплосетью Берлина («Бевач Тепло») проведено сравнение жилых домов одинаковой серии, ДОс разными схемами систем отопления. Получено увеличение стоимости новой однотрубной системы почти на 10% за счет использования отопительных приборов повышенной тепловой мощности, что вызвано протеканием части теплоносителя через замыкающие участки их обвязки. В то же время, хотя и уменьшается количество междуэтажных отверстий для стояков, стоимость общестроительных работ при двухтрубных системах несколько выше. По результатам МНИИТЭП и МГСУ (г. Москва) материалорасходы и стоимость не обнаружили существенных преимуществ одного из схемных решений. Расхождение по материалорасходам составляет 10%.

Более существенное отличие имеют эксплуатационные расходы, что определило однозначный выбор двухтрубных систем. Эти системы потребляют на 10...15% меньше тепловой энергии от однотрубных. Основными причинами такого выбора являются следующие недостатки однотрубных систем с терморегуляторами:

- крутая регулировочная характеристика отопительного прибора, что не позволяет ее эффективно совместить с расходной характеристикой терморегулятора, и как результат – релейное двухпозиционное регулирование, обеспечивающее лишь предельные расходы теплоносителя в отопительном приборе – максимальный либо нулевой;
- большие теплопоступления в отапливаемых и теплопотери в неотапливаемых помещениях от труб при закрывании терморегулятора;
- наличие остаточной тепловой мощности отопительного прибора, составляющее 20...35%, при закрытом терморегуляторе, установленном на верхнем трубопроводе обвязки, за счет расчетных потоков в ее нижнем трубопроводе; нижняя установка терморегулятора со встроенным сенсором приводит к несвоевременному реагированию на изменение температуры воздуха в помещении и

- завышенная температура обратного потока теплоносителя, что снижает КПД источника теплоты;
- более сложная реализация поквартирного учета тепло потребления.

Таким образом, однотрубные системы отопления с терморегуляторами требуют усовершенствования. Для их использования необходимо устранить вышеуказанные недостатки.

Мировая практика отопления зданий достигла наилучших показателей энергосбережения и обеспечения теплового комфорта двухтрубными системами с терморегуляторами на отопительных приборах, а также с комплексом автоматических регуляторов в индивидуальном тепловом пункте и на стояках (приборных ветках).

14. АВТОМАТИЧЕСКОЕ ОБЕСПЕЧЕНИЕ ТЕПЛОВОГО КОМФОРТА

Значительная часть жизнедеятельности человека происходит в помещении. От состояния микроклимата помещения во многом зависит его здоровье и работоспособность (рис. 70), что отражается на собственном бюджете, бюджете семьи и государства. Поэтому поддержание теплового комфорта является как государственной задачей, так и задачей каждого человека.

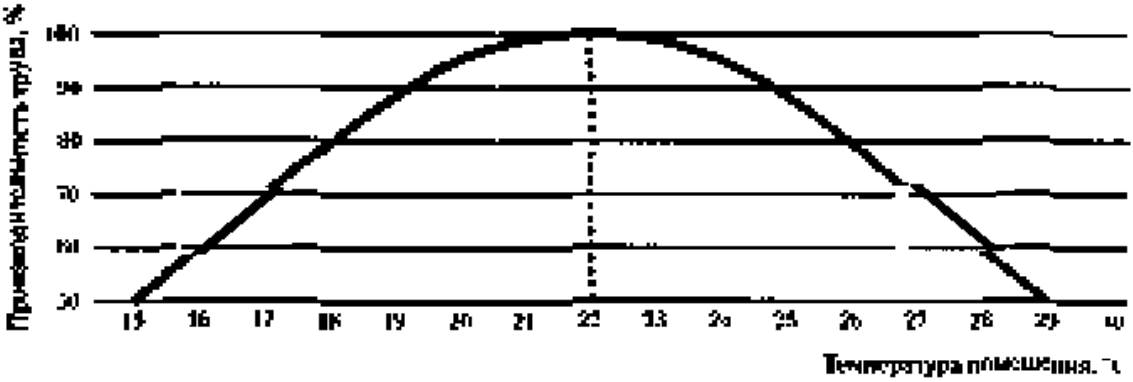


Рис. 70. Влияние температуры помещения на производительность труда человека

Повышение общего уровня жизни ставит перед специалистами все новые требования к системам обеспечения микроклимата. Эти требования имеют некоторые отличия, вызванные этническими, национально-географическими и социально-экономическими особенностями. Однако существуют тенденции сближения в понимании и выработке общепринятых основных требований к тепловому комфорту помещений. Результатом международного сотрудничества правительственных и общественных организаций стал норматив ISO 7730:1994(E) [28], определяющий тепловые условия окружающей среды, к которой привыкли люди (рис. 71). Приведенные оптимальные температуры помещения предназначены для здоровых мужчин и женщин. Они основаны на северо-американских и европейских показателях, хорошо согласуются с японскими исследованиями, сопоставляются с российскими нормативами. Однако для больных и недееспособных людей эти данные могут иметь отклонения.

Указанный стандарт предназначен для производственных помещений, но в равной степени допускается его применение и к другим помещениям. Для экстремальных тепловых сред используются международные стандарты [29; 30].

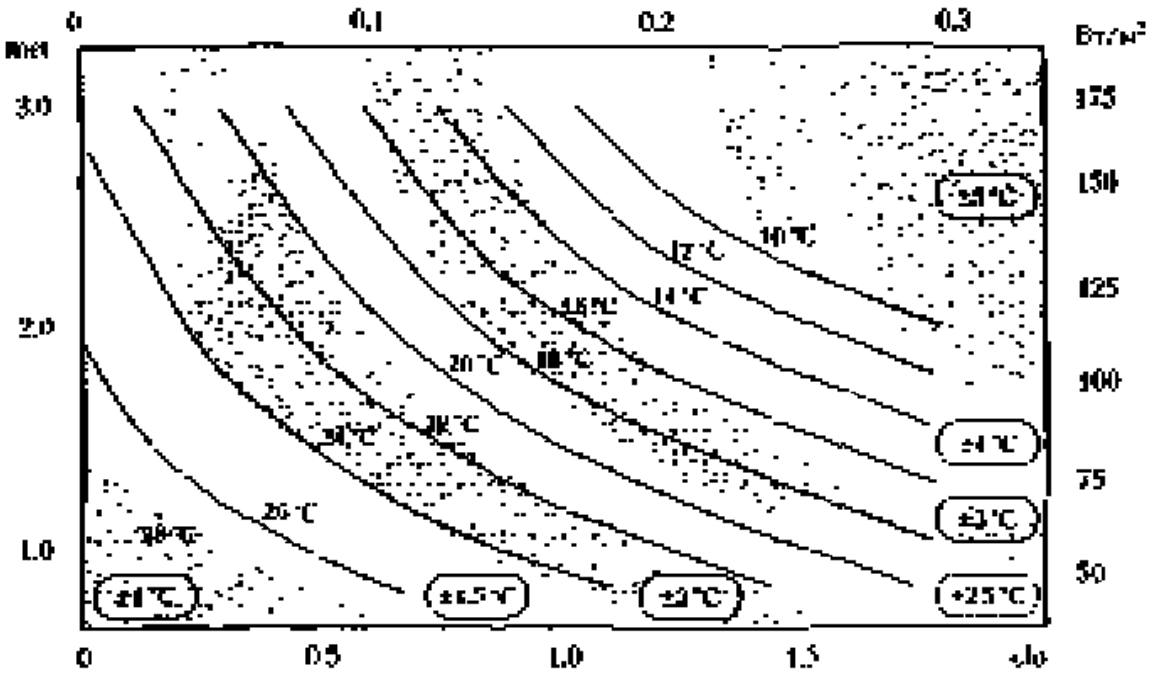


Рис. 71. Зависимость оптимальной температуры помещения (при PMV = 0) от одежды и активности человека

В основу диаграммы *на рис. 71* положены исследования О. Фангера по теплоощущению большинства людей при разнообразных видах деятельности (сне, отдыхе, умственной работе, физической нагрузке разной интенсивности) и при различных температурных условиях помещения с учетом теплоизоляционных свойств одежды.

Зависимость состояния организма от вида деятельности определена через тепловыделения человека. Этот процесс оценивается показателем «met» (метаболизм — выделение теплоты внутри организма). В соответствии с ISO 8996 активность человека, находящегося в расслабленном состоянии либо в положении сидя характеризуется 1 met, равном 58 Вт·м² (W/m²); в наклонном положении при наличии опоры - 0,8 met; в сидячем положении при выполнении офисной или домашней работы — 1,2 met и т.д.

Выделение теплоты человеком и окружающую среду с учетом теплоизоляционных свойств одежды характеризуют показателем «clo» (clothing — одежда). 1 clo равен 0,155 м²К Вт (м²К W) и соответствует рабочей одежде, состоящей из легкого нижнего белья, носок, рубашки, брюк, костюма, туфель.

Человеческий организм находится в постоянном взаимодействии с окружающей средой. Изменение ее тепловых условий приводит к автоматическому приспособлению температурного и влажностного состояния кожи вследствие действия системы терморегуляции организма. Но

каждый организм индивидуален. Тепловые ощущения могут в большей или меньшей степени отличаться от нормативных среднестатистических показателей микроклимата в помещении. Неудовлетворенность является результатом теплого или прохладного дискомфорта тела в целом, который характеризуют ожидаемым значением теплоощущения PMV (predicted mean vote) и прогнозируемым процентом неудовлетворенности PPD (predicted percentage of dissatisfied). Субъективное состояние психологического теплоощущения человека оценивают следующей шкалой значений PMV:

Холодно	Прохладно	Слегка прохладно	Нормально	Слегка тепло	Тепло	Жарко
-3	-2	-1	0	+1	+2	+3

Эти показатели могут использоваться совместно с нормированными параметрами микроклимата для оценки работоспособности системы отопления и необходимости реагирования на жалобы потребителей. Кроме того, традиционное сочетание параметров теплового комфорта помещения — температуры воздуха, радиационной температуры помещения, скорости движения и влажности воздуха — в ISO 7730 дополнено моделью оценки сквозняка, влиянием степени турбулентности воздушных потоков, радиационной ассиметрией. Но EN 1264 [31] нормируется перепад температур воздуха между лодыжкой и головой человека посредством предельной температуры пола. Но, сколько бы не нормировалось влияющих параметров теплового комфорта, удовлетворить каждого человека невозможно. Одни люди здоровы, другие — больны, третьи — молоды, четвертые — пожилые... Поэтому предлагаемые условия теплового комфорта считаются приемлемыми для 90% людей с условием, что 85% из них не обеспокоены сквозняком.

Несмотря на сложность и неоднозначность подходов к обеспечению теплового комфорта, специалистам по системам микроклимата необходимо создавать и поддерживать его, удовлетворяя требования большинства людей в помещении. В то же время следует дать возможность человеку, находящемуся в предназначенном для него помещении, изменить *тепловые условия по собственному теплоощущению*. При этом нужно осознавать, что тепловой комфорт является дорогостоящим товаром, который не должен снижать жизненный уровень человека.

Поставленную задачу решают путем создания гибких в управлении систем микроклимата. Таковыми являются автоматически управляемые системы с индивидуальными регуляторами температуры помещения (терморегуляторами). Основное функциональное [illegible]

ним определяется условием теплового комфорта — поддержание заданной оптимальной температуры помещения в допустимых пределах ее отклонения по диаграмме на рис. 71. Однако такой подход сегодня является нереализуемым. Причиной тому — техническая сложность определения температуры помещения.

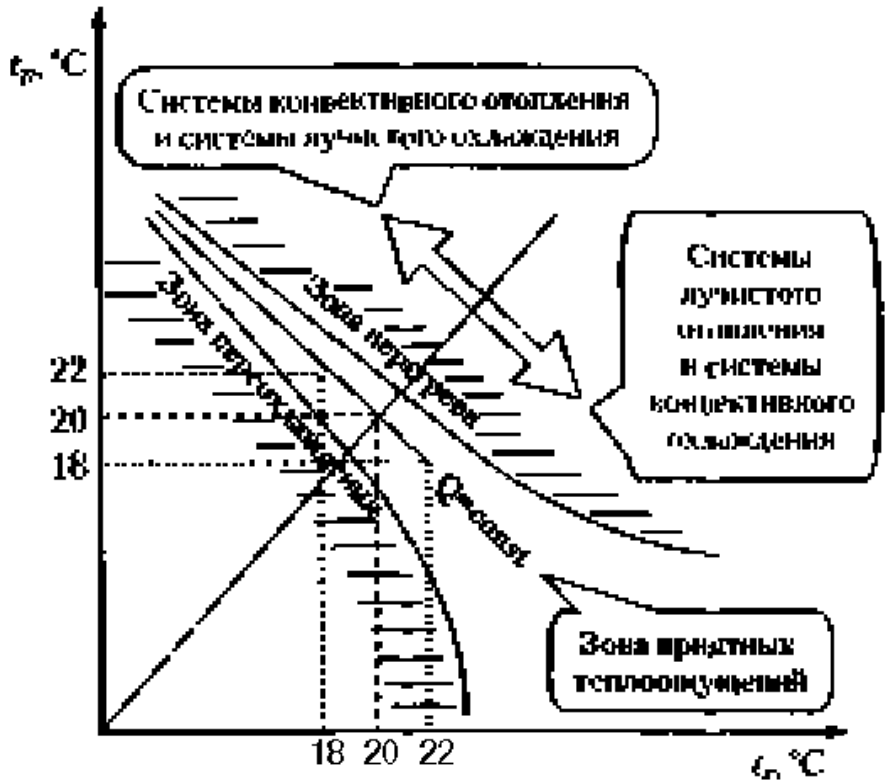


Рис. 72. Влияние микроклимата на теплоощущения человека

Под оптимальной температурой помещения t_{so} подразумевают комплексный показатель радиационной температуры помещения t_r и температуры воздуха в помещении t_p, позволяющий прогнозировать удовлетворенность тепловым комфортом не менее 90% людей при умеренной (рекомендуемой) подвижности воздуха. Для большинства помещений этот показатель определяют уравнением:

$$t_{so} \approx (t_r + t_p)/2 .$$

Физиологический смысл уравнения заключается в поддержании стабильного теплообмена между человеком и окружающей средой (Q = const). Для человека, выполняющего легкую работу с расходом тепловой энергии примерно до 170 Вт (W), данное уравнение представлено в графическом виде на рис. 72 [32; 33]. Линейная зависимость между t_r и t_p позволяет производить терморегуляторы, реагирующими только

на температуру воздуха. Этот подход приемлем для большинства помещений с конвективным нагревом или охлаждением, где $t_r \approx t_в$. В помещениях со значительной площадью наружных ограждений либо с системой отопления (охлаждения), встроенной в ограждающие строительные конструкции, пользователь может настроить терморегулятор под свои теплоощущения с учетом несовпадения t_r с $t_в$. Такая особенность поддержания теплового комфорта является одной из причин нанесения производителем на температурную шкалу терморегулятора не конкретных значений температуры воздуха в помещении, а определенных меток. Их ориентировочное соответствие показано на рис. 17.

Учет влияния температуры воздуха и температуры ограждающих конструкций на теплоощущения человека даст возможность дополнительной экономии энергоресурсов лучистыми и конвективно-лучистыми системами отопления (охлаждения) по сравнению с конвективными системами. Тепловой комфорт обеспечивается такими системами при меньших температурах воздуха в холодный период года (например, при $t_в$ = 18 °С, если t_r = 22 °С) и больших температурах воздуха в теплый период года (например, при $t_в$ = 22 °С, если t_r = 18 °С). Получаемое уменьшение разности температур наружного и внутреннего воздуха сокращает теплопотери в холодный период и теплопоступления в теплый период года через ограждения. Происходит также сокращение энергопотерь с вентиляционным, эксфильтрационным и инфильтрационным воздухом.

Терморегулятор реагирует на изменение температуры воздуха в помещении. Поле температур в помещении очень неравномерно. Особенно в больших помещениях с несколькими отопительными приборами. Обойтись одним общим терморегулятором, который воспринимал бы осредненное значение температуры воздуха невозможно. Поэтому лучшим проектным решением является установка терморегуляторов на всех отопительных приборах помещения.

Распределение температуры воздуха по высоте помещения показано на рис. 73. На всех графиках сплошной линией изображено идеальное распределение. Температура у ног человека равна примерно 26 °С, а у головы — примерно 20 °С.

При использовании радиаторов для отопления перегревается верхняя зона помещения, что увеличивает теплопотери через наружные ограждающие конструкции. Увеличиваются также теплопотери с вентиляционным воздухом, т.к. решетки для его удаления располагаются в зоне перегрева. Еще больший перегрев верхней зоны наблюдается при использовании конвекторов. Примерно такое же распределение температур в помещении с системой отопления, выполненной по потолку

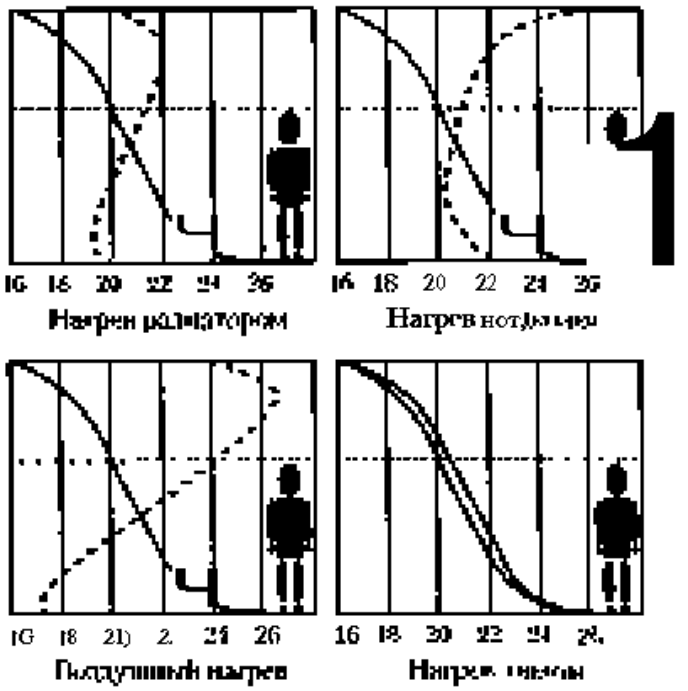


Рис. 73. Влияние способа отопления на распределение температуры воздуха по высоте помещения

мого потолка, либо с воздушным отоплением, в том числе и фенкойлами.

Наиболее близкими к обеспечению идеального распределения температур являются системы с нагреваемым полом в холодный период года и с охлаждаемым потолком в теплый период года. В первых системах теплый поток воздуха поднимается от пола вверх и охлаждается за счет теплопотерь помещения. Во вторых системах прохладный поток воздуха опускается от потолка и нагревается за счет теплопоступлений помещения. В обоих случаях создаются комфортные условия для человека.

Тепловой комфорт в помещении достигается только при использовании автоматизированных систем микроклимата, основным элементом которых является терморегулятор.

Автоматическое поддержание теплового комфорта в помещении должно обеспечиваться в пределах отклонения, нормируемого ISO 7730, либо другими аналогичными санитарно-гигиеническими нормами.

ЛИТЕРАТУРА

1. Табунщиков Ю. А, Новый *пек* ОВК: проблемы и перемен ...ы Библиотека научных статей АВОК. - М.: АВОК, 2002.
2. Тершкович В. Ф. Пособие по проектированию систем под... о отопления к СНиП 2,04.05-91 «Отопление, вентиляция и конди... пионирование» - К.: ЗНИИЭП, 2001. - 63 с.
3. СНиП II-12-77 Защита от шума. - М.: Стройиздат, 1977.
4. СНиП 2.04.07-86 Тепловые сети. - М.: ЦИТП Госстроя СССР, 1987. - 48 с.
5. СН 528-80 Перечень единиц физических величин, подлежащих применению в строительстве. — М.: Стройиздат. 1981. — 34 с.
6. СНиП 2.04.05-91 Отопление, вентиляция и кондиционирование воздуха. - М.: ЦИТП Госстроя СССР, 1991. - 65 с.
7. Тершкович В. Ф. Расчеты систем отопления на Excel. - К.: ЗНИИЭП, 2000.
8. Внутренние санитарно-технические устройства. Ч. I. Отопление • В. Н. Богословский, Б. А. Крупнов, А. П. Скамави и др.: Под ред. И. Г. Староверова и Ю. И. Шиллера, - М.: Стройиздат, 1990. - 344 с.
9. Справочник по теплоснабжению и вентиляции. Книга 1-я. Р. В. Щекин, С. М, Кореневский, Г. Е. Бем и др. - К Будівельник, 1976. - 416 с.
10. Зміна № 2 до СНиП 2.04.05-91 «Отоплення, вентиляция м кондиционирование» за наказом Держбуду України № 273 від 15.11.1999 р.
11. Wytyczne projektowama instalacji centralnego ogrzewania COBRTI «INSTAL», «UNIA CIEPLOWNICTWA». - Warszawa, 1993, — 49p.
12. EN 215-1: 1987 Thermostatic radiator valves. Part 1, Requirements and test methods
13. ГОСТ 14770-69 Устройства исполнительные. ГСП. Технические требования. Методы испытаний. — М.: Изд. стандартов. 1988 40с
14. Wytyczne projektowania instalacji centralnego ogrzewania COBRTI «INSTAL», «UNIA CIEPLOWNICTWA». Suplement do wydania II. 1993. - Warszawa, 1994. - 43 p.
15. Нудлер Г. И., Тульчин И. К. Автоматизация оборудов... ... жилых и общественных зданий, — М.: Стройиздат, 1988. 22...
16. Petitjean R. Total hydronic balancing: A handbook for design I troubleshooting of hydronic HVAC systems. Gothenburg: I.\ AB 1994.

17. Методика определения номинального теплового потока отопительных приборов при теплоносителе воде / Г. А. Бершидский, В. И. Сысин, В. А. Сотченко. - М.; НИИсантехники, 1984.
18. Современное внутреннее оборудование горячего и холодного водоснабжения, центрального отопления и подпольного отопления: Справочник проектировщика системы KAN-therm. – Варшава: KAN s.c., 1999. -- 121 с.
19. VDI 2035-2: 1998 Prevention of damage in water corrosion in water heating systems.
20. Графическая программа для проектирования оборудования центрального отопления по системе KAN-therm: Инструкция пользователя KAN c.o. - GRAF. -- Варшава: KAN s.c., 1999. 193 с.
21. Jablonowski H. Termostatyczne zamory grzejnikowe: Poradnik [Pomiar. Regulacja. Montaz. Hydraulika]. - Warszawa: Polski instalator, 1992. – 267 с.
22. 8 steps-control of heating systems. -- Nordborg: Danfoss A/S.— 185 p.
23. Balancing of differential pressure in heating systems: Danfoss Hydronic Balancing. - Nordborg: Danfoss A/S.
24. DIN 4701 / Teil 3 Regeln für die Berechnung des Warmebedarfs von Gebauden. Auslegung der Raumheizeinrichtungen.
25. Еремкин А. И., Королева Т. И. Тепловой режим зданий. — М.: Изд-во АСВ, 2000. - 368 с.
26. Дросте Д. Однотрубная или двухтрубна система отопления. Что лучше и дешевле? Опыт реконструкции однотрубных отопительных систем и внедрения поквартирного учета тепла в зданиях бывшей ГДР в рамках правительственной программы ТРАНСФОРМ. - М.: АВОК. - С, 34-35.
27. Грановский В. Л., Прижижецкий С. И., Петров Н. А. Применение двухтрубных систем отопления с комплексным авторегулированием. - М.: АВОК, 6/2001. - С. 30-31.
28. ISO 7730:1994(E). Ambiances thermiques moderes - Determination des indices PMV et PPD et specifications de comfort thermique.
29. ISO 7243:1989. Hot environments - Estimation of the heat stress on working man, based on the WBGT-index (wet bulb globe temperature).
30. ISO 7933:1989. Hot environments - Analytical determination and interpretation of thermal stress using calculation of required swent rate.
31. EN 1264:1997. Part 1...4. Floor heating Systems and components.
32. Macskásy A., Bánhidi L. Sugárzó fütések. Budapest, 1982.
33. Inle Claus. Erläuterungen zur DIN 4701,83 mit Beispielen: einschließlich Watermedammung und Wärmeschutzverordnung.— Düsseldorf Werner, 1984

Пырков Виктор Васильевич

ОСОБЕННОСТИ СОВРЕМЕННЫХ СИСТЕМ ВОДЯНОГО ОТОПЛЕНИЯ

Підписано до друку 23.01.2003. Формат 60x90/16. Папір офсетний.
Друк офсетний. Ум. друк. арк. 11,0.
Зам. № 301-115-0770.

Видавець і виготовник
ТОВ ДП «Інкі-сервіс».
Свідоцтво про внесення суб'єкта видавничої справи до державного реєстру видавців,
виготівників і розповсюджувачів видавничої продукції,
серія ДК, № 0001 від 10.10.2002 р.
Адреса видавництва: м. Київ, Будівельний узвіз, 4, оф. 43
Місцезнаходження: 03067, м. Київ, вул. Виборзька, 85
Тел.: 458-0125; тел./факс: 458-0130.