

Рис. 2.109. Чугунные радиаторы: М-140А(а); М-90(б); МС-140(в); РД-90(г) и М-140-АО(д)

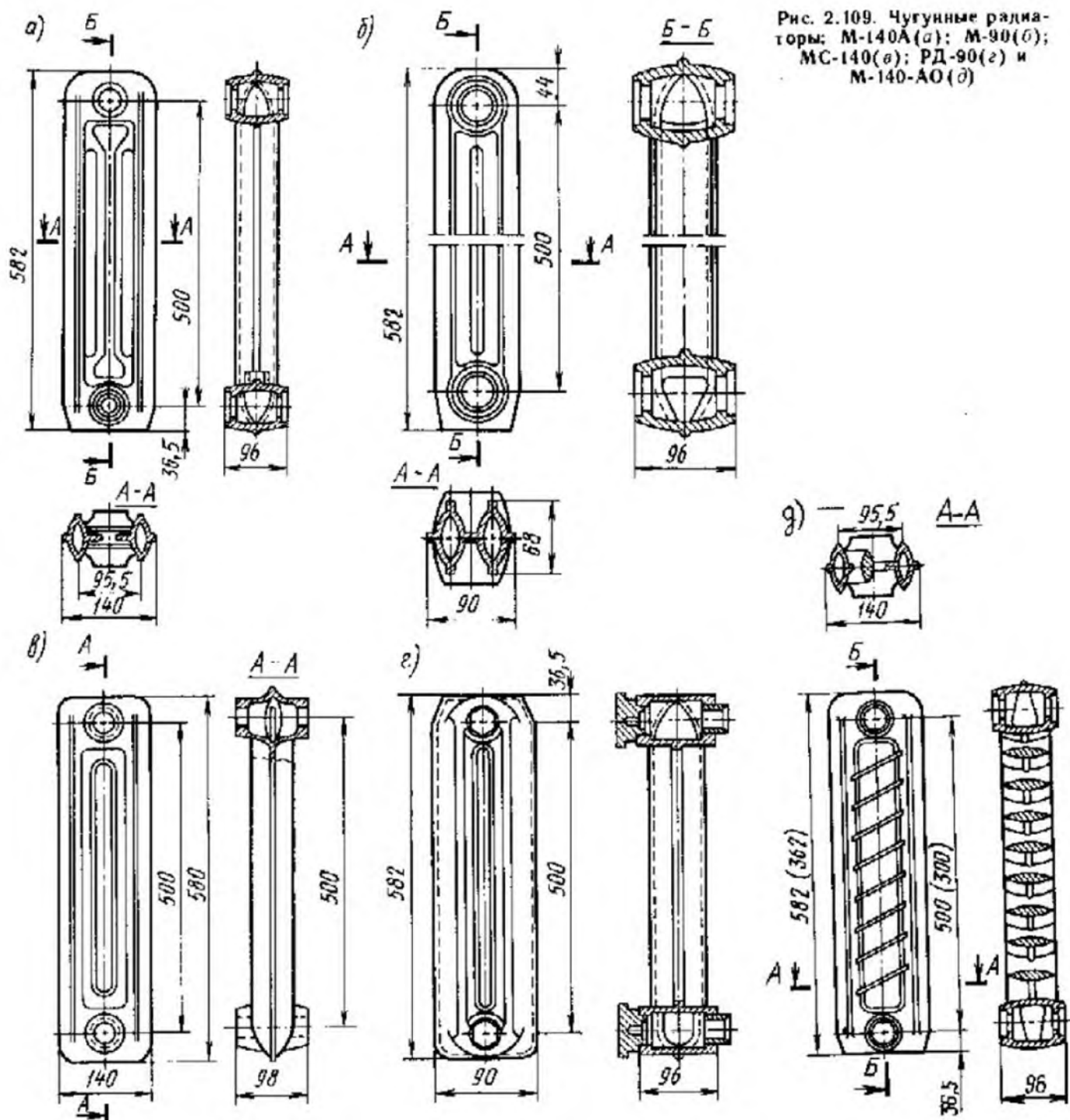


Таблица 2.62. ПЛОЩАДИ ПОВЕРХНОСТИ НАГРЕВА РЕГИСТРОВ, СОСТОЯЩИХ ИЗ РЕБРИСТЫХ ТРУБ, ЭКМ

Число рядов труб по вертикали	Длина регистра одного ряда труб, м						
	0,5	0,75	1	1,5	2	3	4
1	0,69	1,03	1,38	2,07	2,76	4,14	5,52
2	1,38	1,92	2,57	3,85	5,14	7,7	10,03
3	1,6	2,38	3,18	4,79	6,38	9,56	12,75

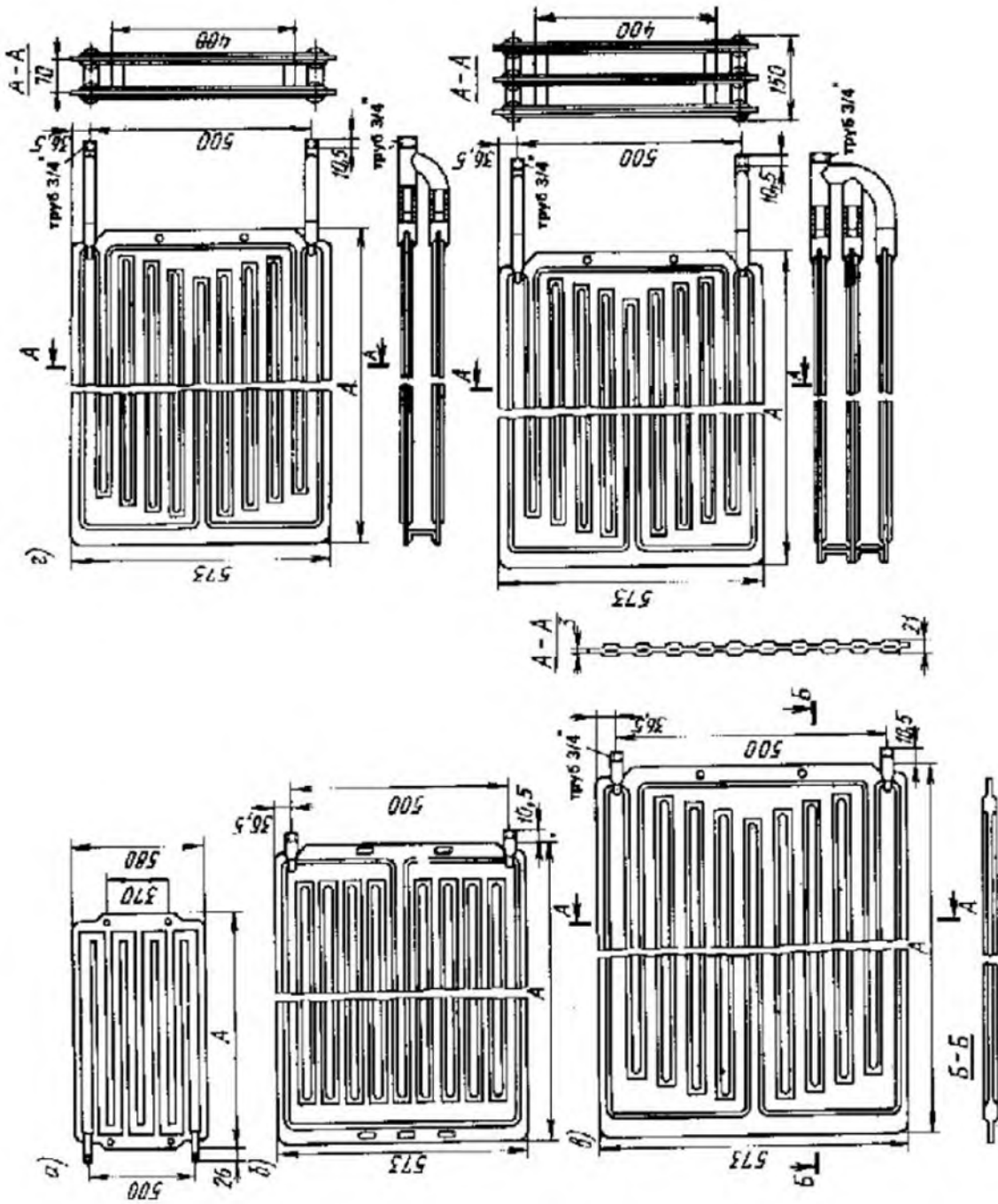


Рис. 2.110. Стальные радиаторы РСТ

а — однорядный концевой; б — однорядный двухконцевой; в — однорядный четырехконцевой; г — двухрядный четырехконцевой; д — трехрядный четырехконцевой

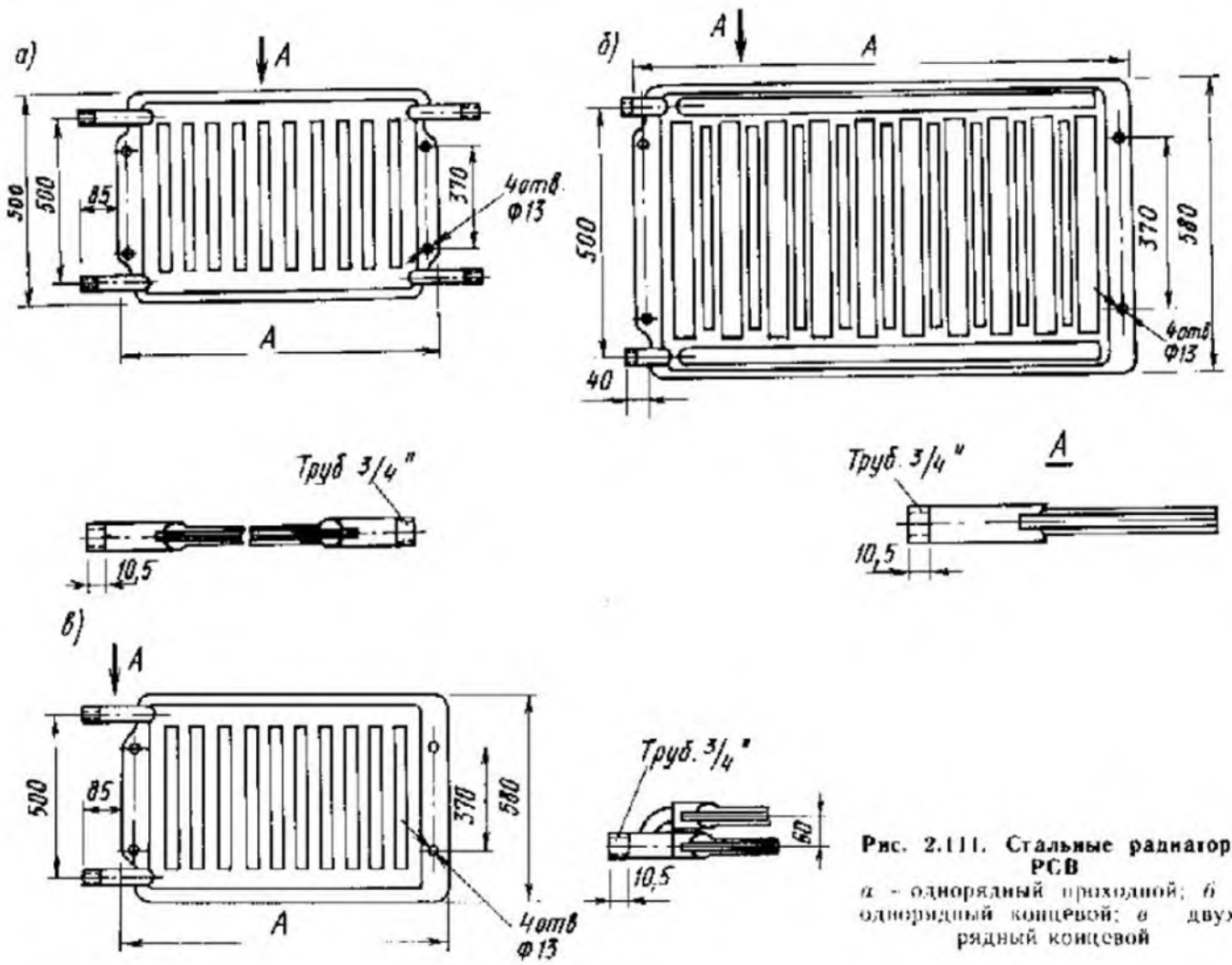


Рис. 2.111. Стальные радиаторы РСВ
 а - однорядный проходной; б - однорядный концевой; в - двухрядный концевой

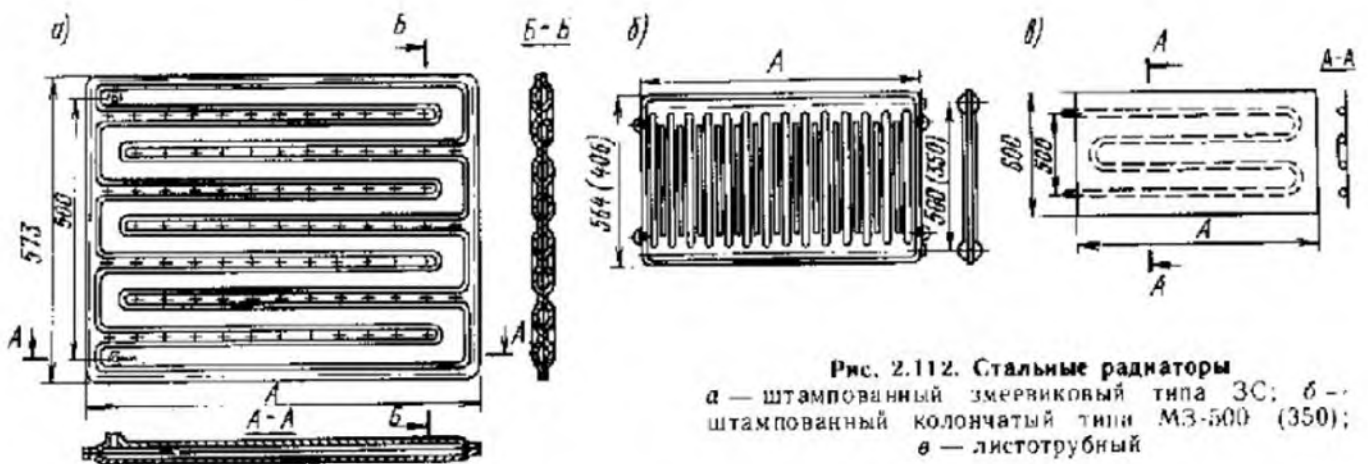


Рис. 2.112. Стальные радиаторы
 а - штампованный змеевиковый типа ЗС; б - штампованный колончатый типа МЗ-500 (350); в - листотрубный

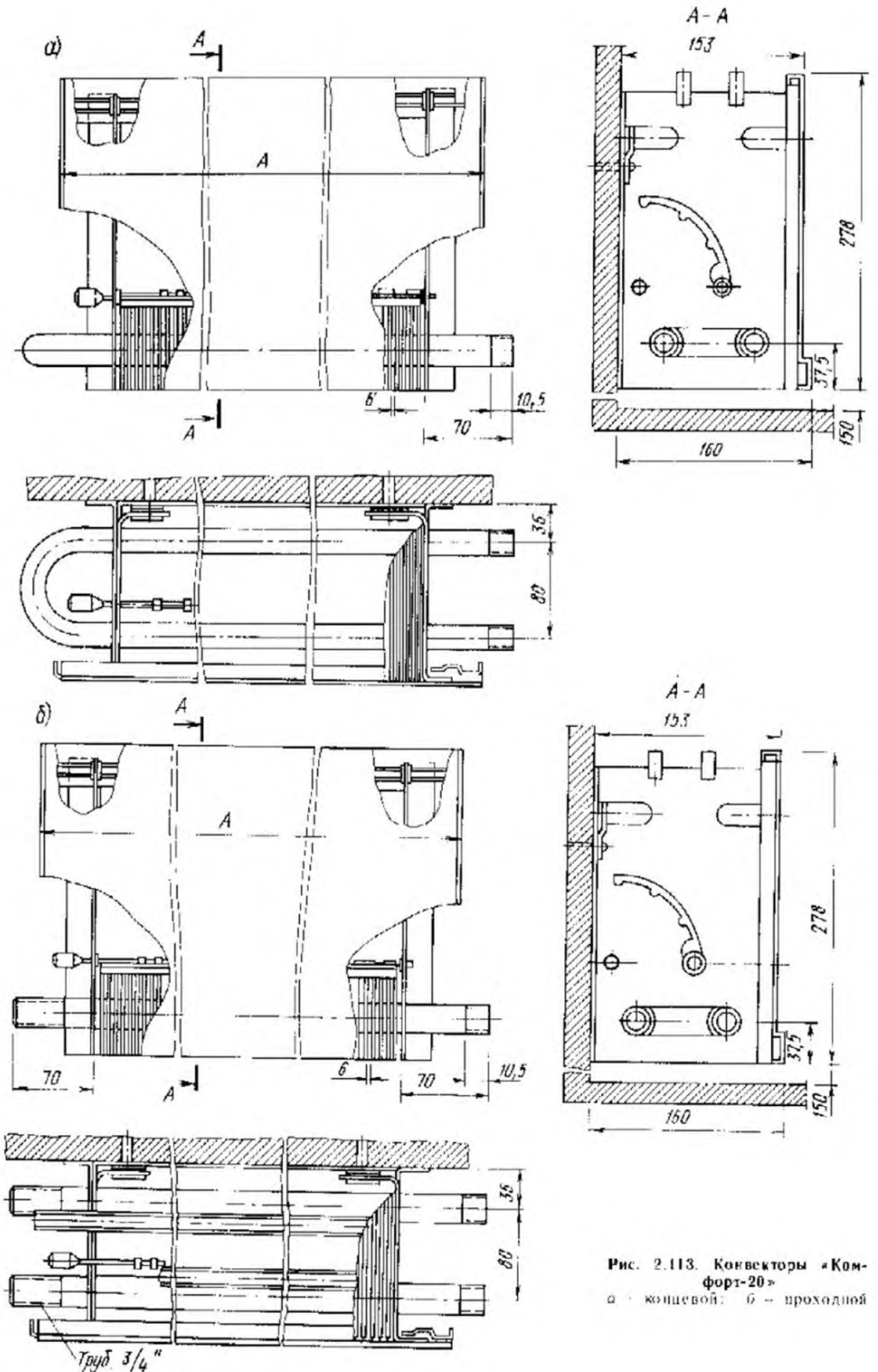
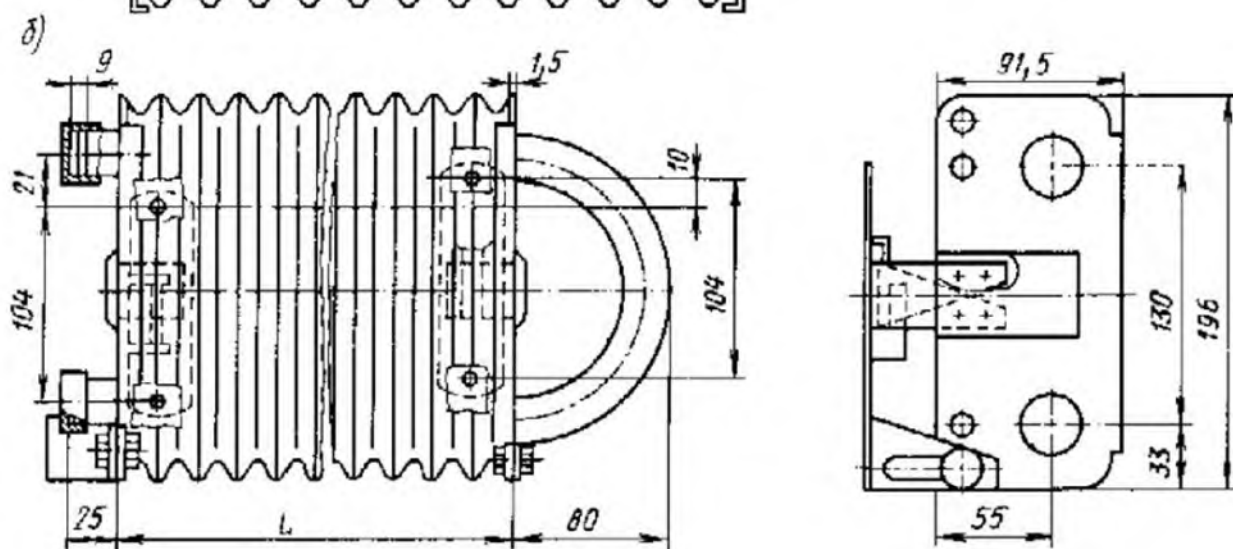
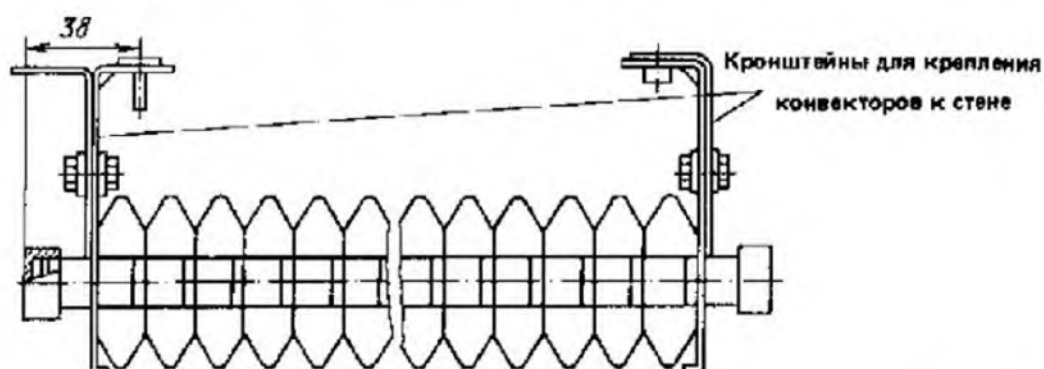
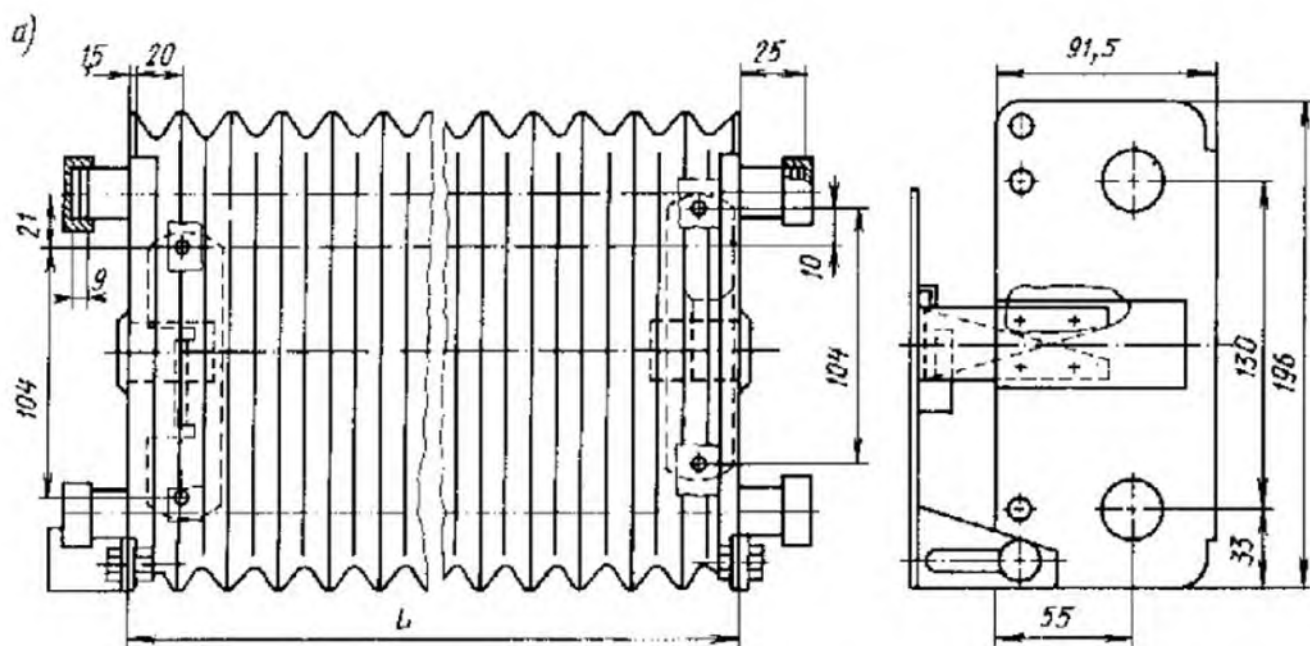


Рис. 2.113. Конвекторы «Комфорт-20»
 а - концевой; б - проходной



Кронштейны для крепления конвекторов к стене

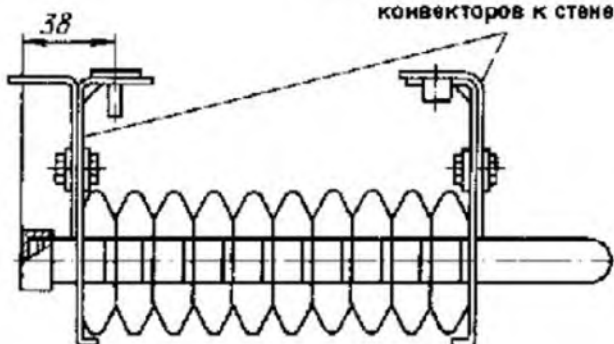


Рис. 2.114. Конвекторы «Прогресс»
а — проходной; б — концевой

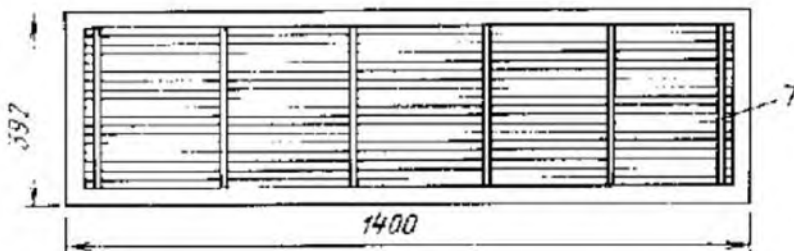
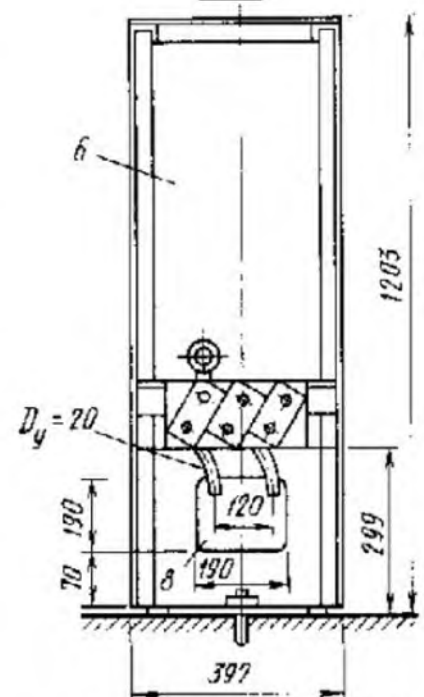
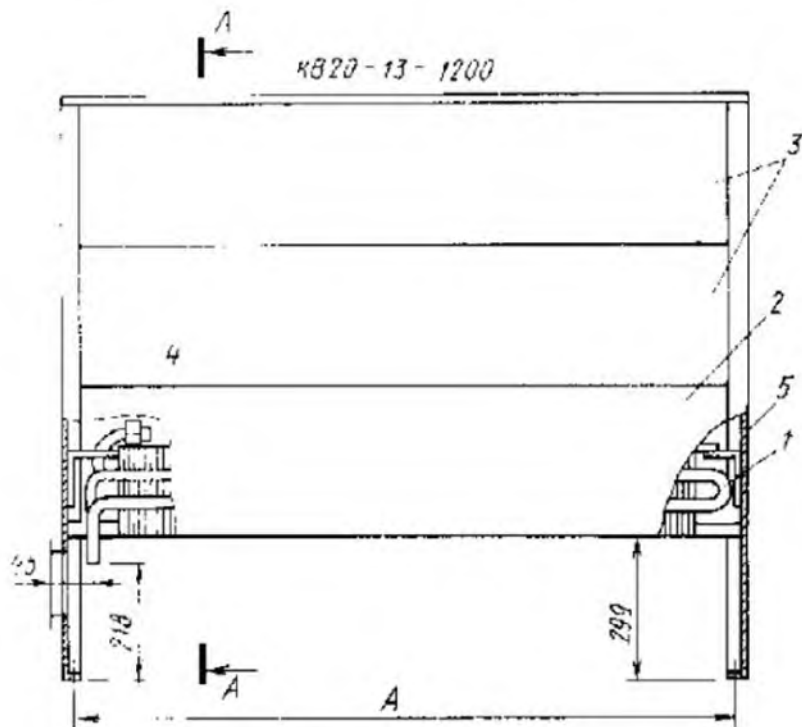
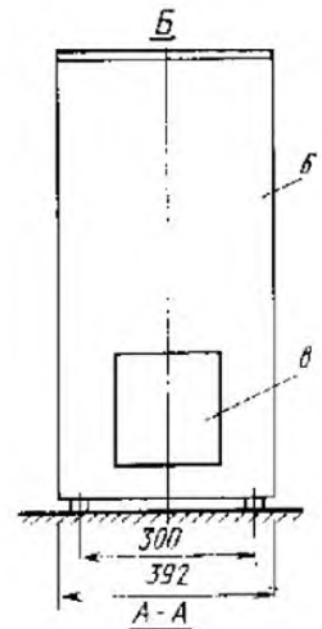
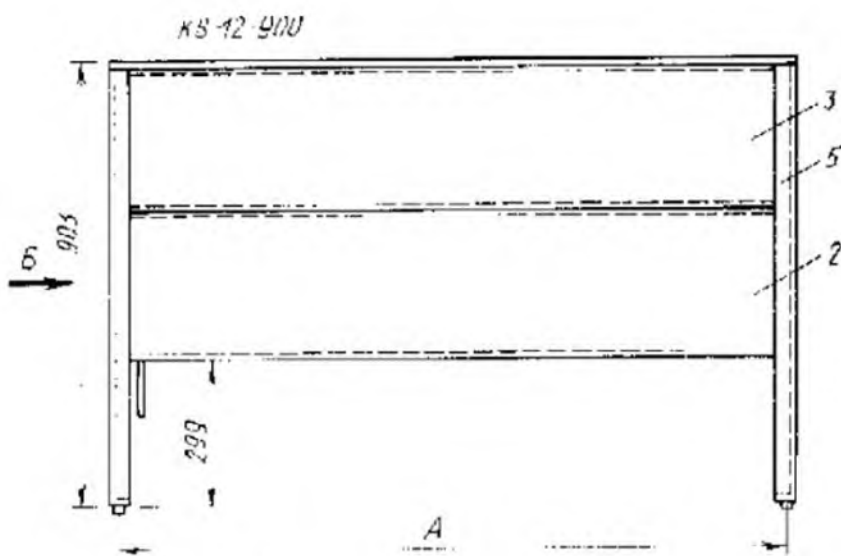
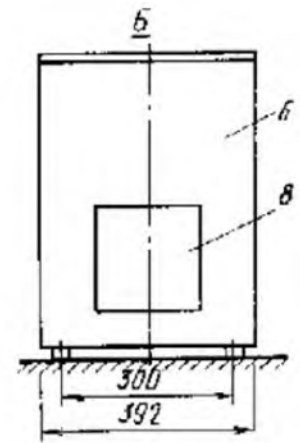
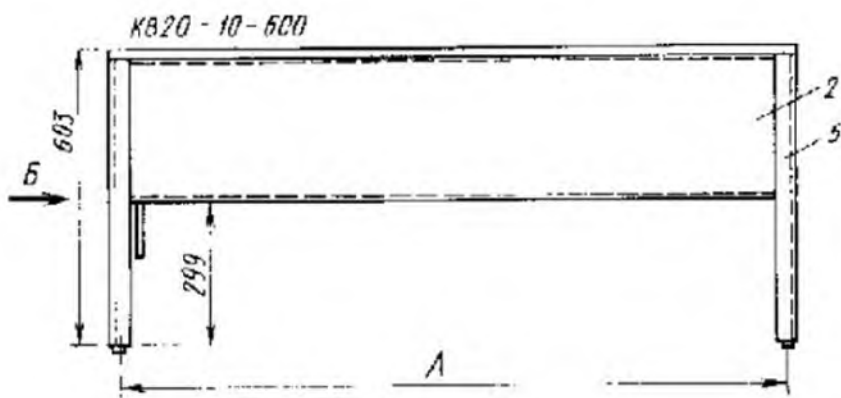


Рис. 2.115. Конвектор KB
 1 — теплообменник; 2 — панель подвижная; 3 — панели неподвижные; 4 — кран выпуска воздуха; 5 — стенка боковая глухая; 6 — стенка боковая с отверстием; 7 — решетка; 8 — крышка

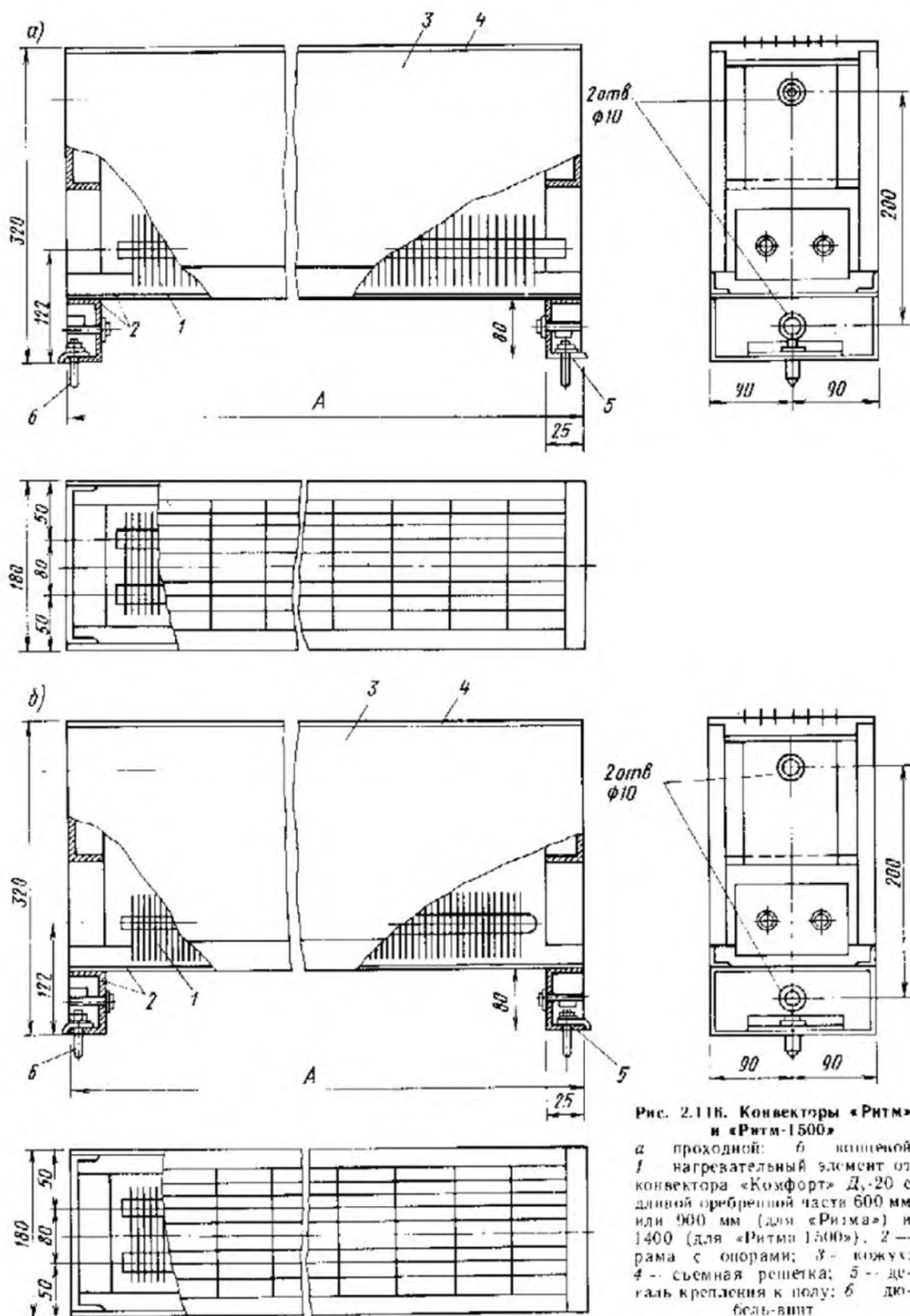
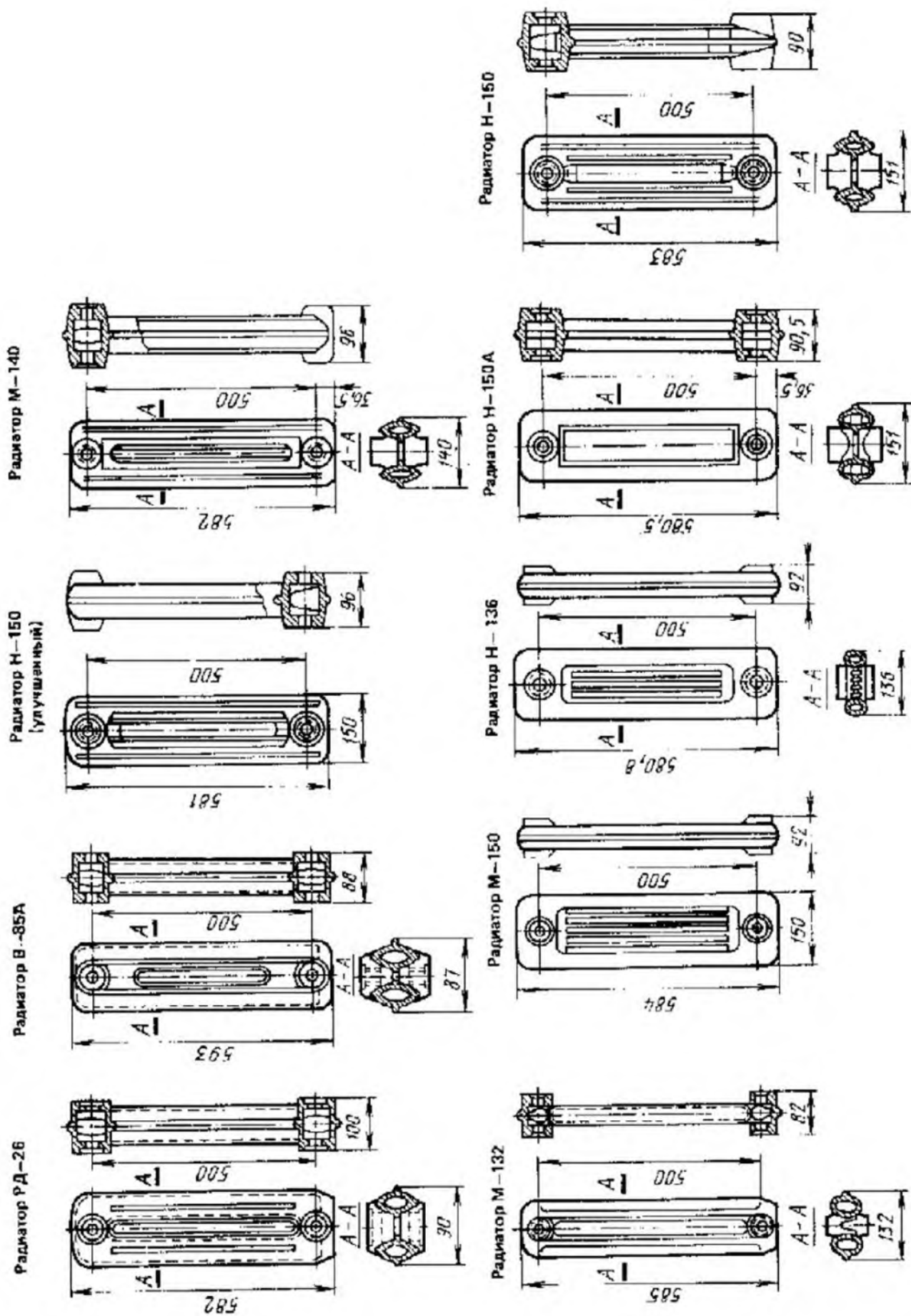


Рис. 2.116. Конвекторы «Ритм» и «Ритм-1500»
 а) проходной; б) кощевой
 1 — нагревательный элемент от конвектора «Кожфорт» Д.-20 с длинной оребренной частью 600 мм или 900 мм (для «Ризма») и 1400 (для «Ритма 1500»). 2 — рама с опорами; 3 — кожух; 4 — съемная решетка; 5 — деталь крепления к полу; 6 — дюбель-винт



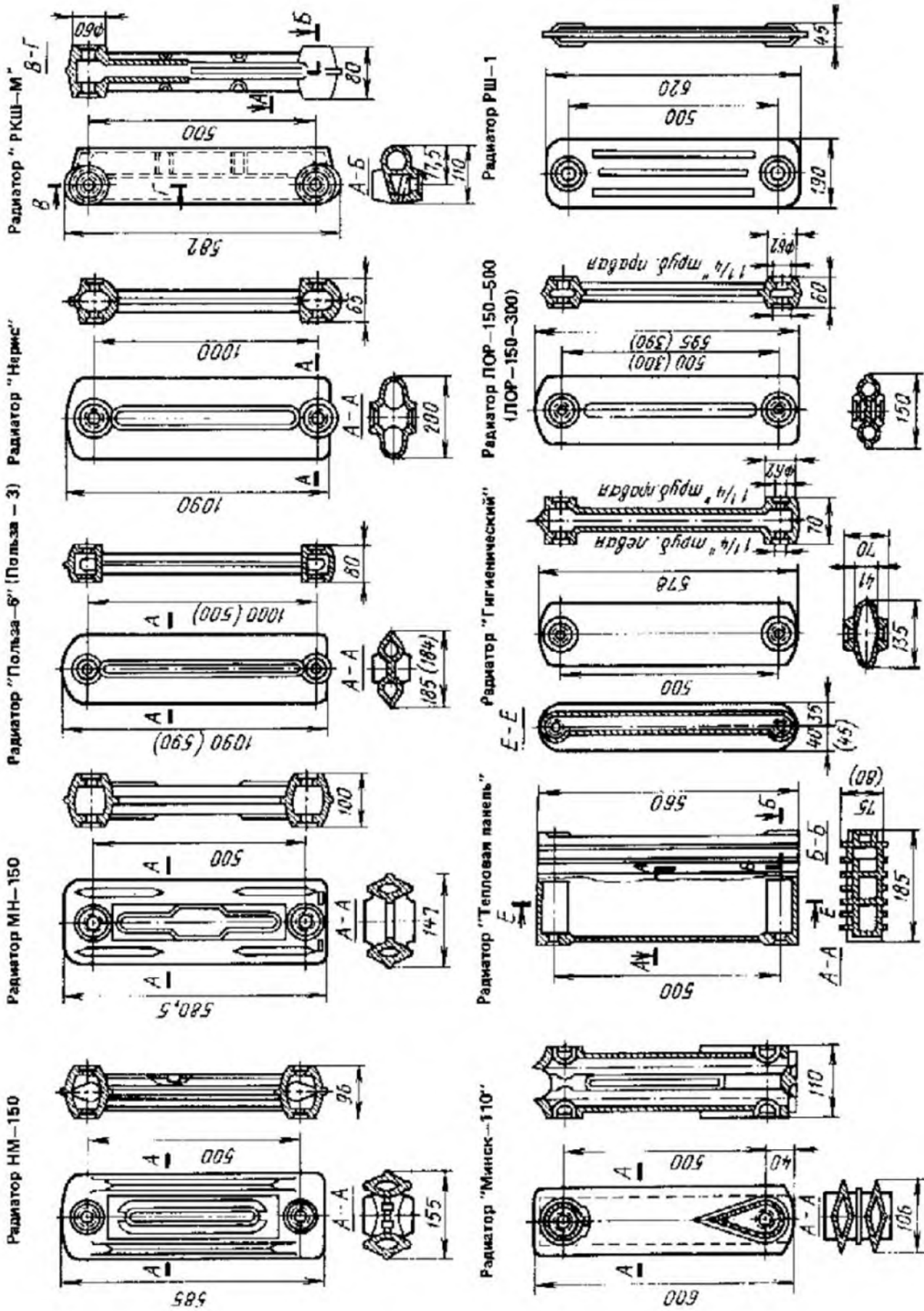


Рис. 2.117. Чугунные радиаторы, снятые с производства

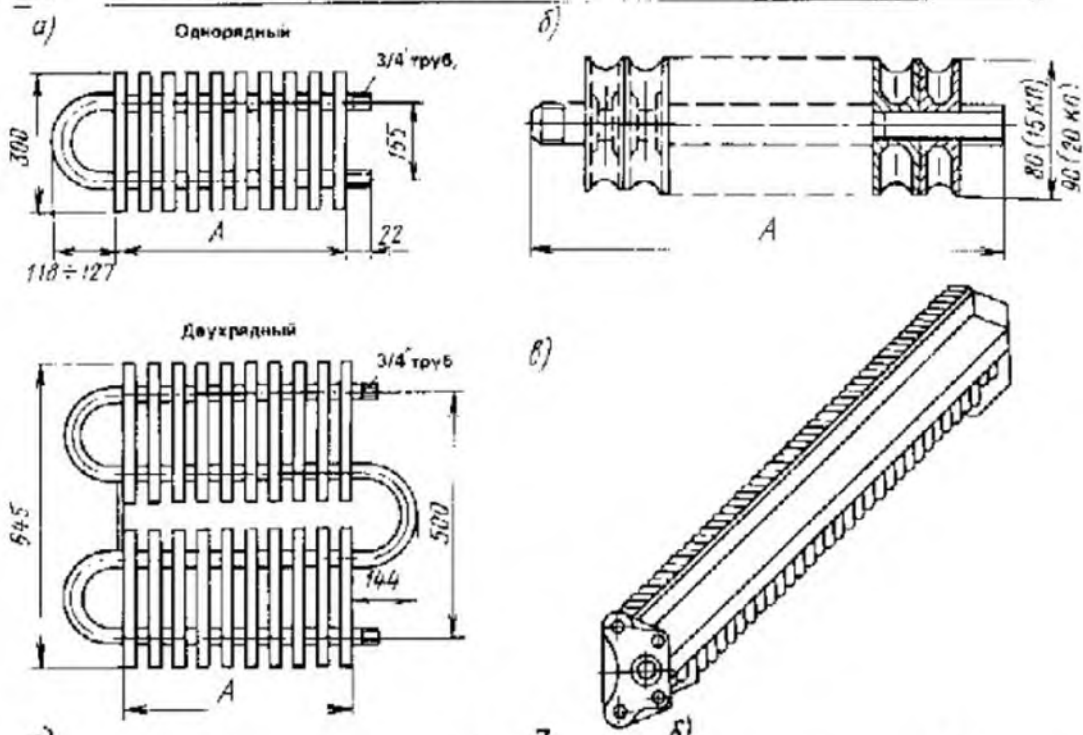


Рис. 2.118. Конвекторы
 а — «Аккорд»;
 б — плитусный типа КП; в — чугунный плитусный типа ЛТ
 Рис. 2.119. Воздуонагреватели рециркуляционные типа РВ

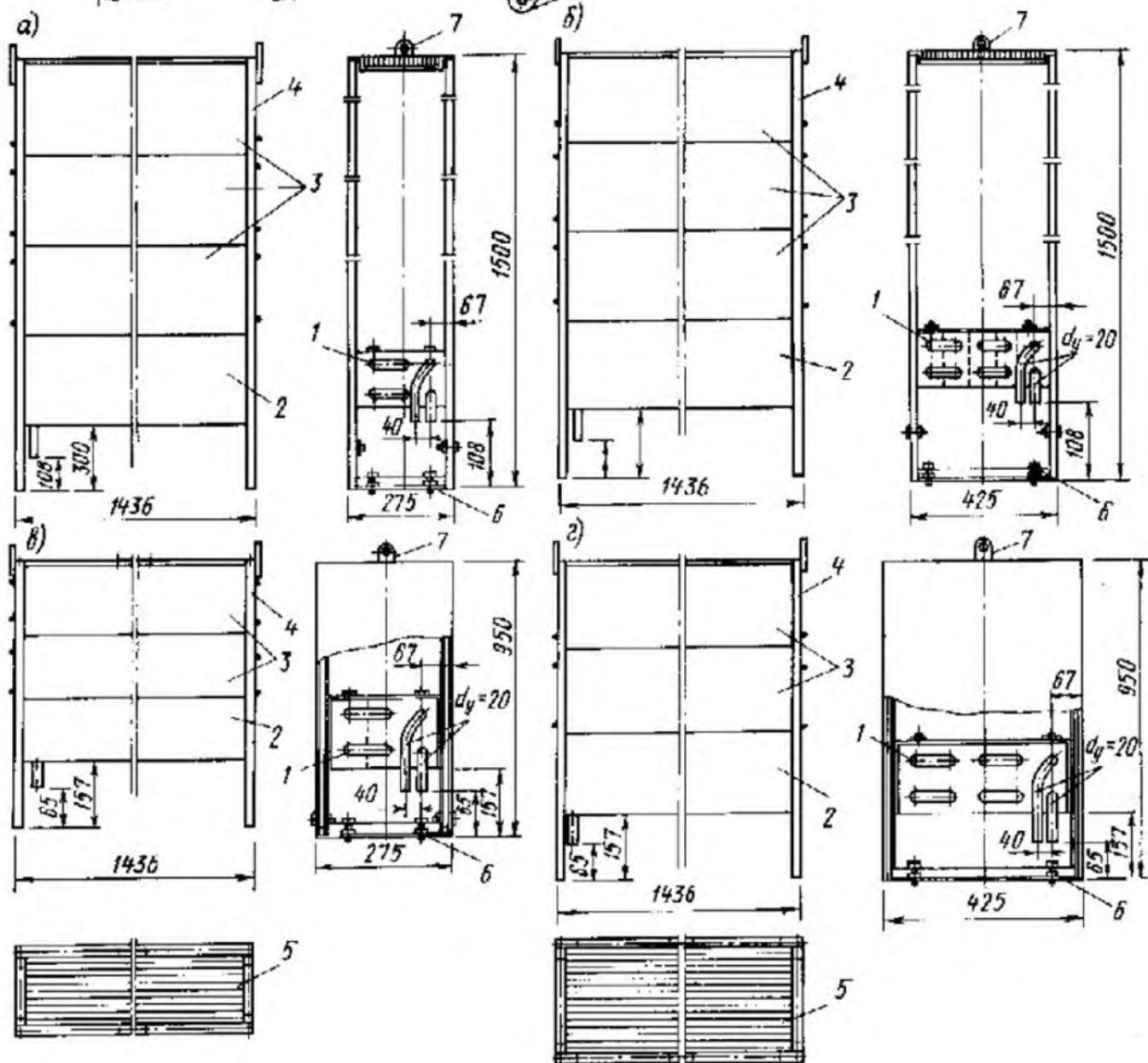


Таблица 2.63. ТЕХНИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ РЕЦИРКУЛЯЦИОННЫХ ВОЗДУХОНАГРЕВАТЕЛЕЙ

Обозначение	Площадь поверхности нагрева $F_{\text{н}}$, экм	Тепловая мощность Q , ккал/ч, (кДж/ч)
PВ1М	10,1	4400 (18423)
PВ2М	16,8	7300 (30565)
PВ5М	9,0	3900 (16329)
PВ6М	15,17	6600 (27634)

Воздухонагреватели рециркуляционные типа РВ предназначены преимущественно для отопления лестничных клеток, вестибюлей и других помещений большого объема. Воздухонагреватели состоят из нагревательного элемента, собранного из конвекторов «Комфорт-20», стального ограждения и верхней решетки (рис. 2.119). Основные размеры и технические характеристики воздухонагревателей приведены в табл. 2.63.

2.10. НЕСТАНДАРТНОЕ ОБОРУДОВАНИЕ

Передвижная бойлерная установка (ПБУ) разработана и применяется в объединении «Мосинжремонт» (рис. 2.120). Предназначена

для временного отопления жилых зданий или снабжения их горячей водой в период капитального ремонта тепловых пунктов. ПБУ представляет собой водо-водяной подогреватель из четырех секций $D_0 = 300$ мм, смонтированный на металлическом каркасе, который обшит досками и утеплен минеральной ватой. Установка оснащена регулятором температуры и необходимым числом манометров и термометров; масса установки 4000 кг. К месту временного монтажа она перевозится автотранспортом: к оборудованию подключается с помощью гибких металлорукавов из нержавеющей стали. ПБУ устанавливают рядом с тепловым пунктом и четырьмя металлорукавами присоединяют ее к оборудованию. Циркуляционный трубопровод горячей водоснабжения с помощью тройника T_p подключают на входе водопроводной воды в ПБУ. Для создания необходимого давления и циркуляции воды используют установленное на тепловом пункте насосное оборудование. Применение ПБУ позволяет перейти на круглогодичный ремонт тепловых пунктов.

Автоматизированный дренажный агрегат (рис. 2.121) предназначен для периодической

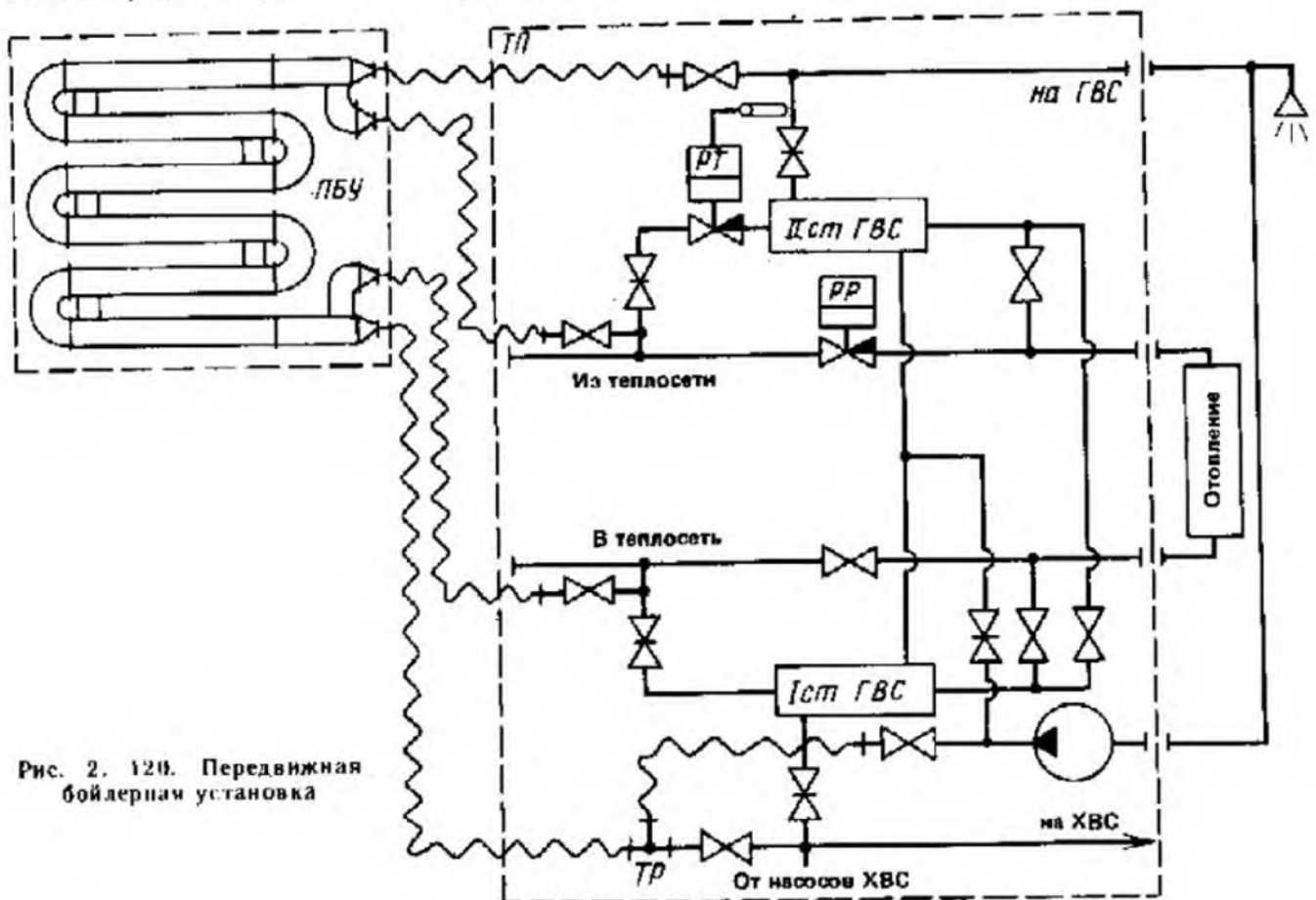


Рис. 2. 120. Передвижная бойлерная установка

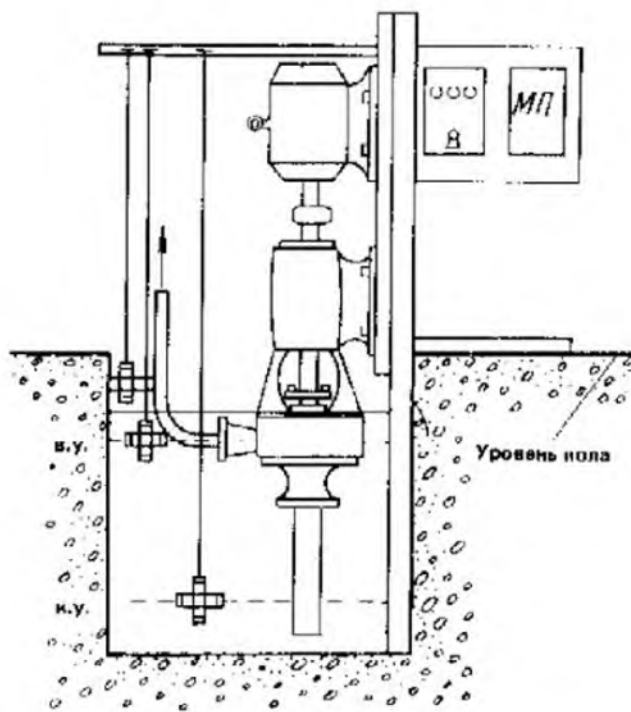


Рис. 2.121. Автоматизированный дренажный агрегат НУ — датчик нижнего уровня; ВУ — датчик верхнего уровня; МП — магнитный пускатель

автоматической откачки дренажных вод из ЦТП или других инженерных сооружений. Агрегат состоит из консольного насоса (обычно ЦНШ-80), установленного вертикально на металлической конструкции, где размещены магнитный пускатель электродвигателя насоса, полупроводниковый блок автоматики и датчики уровня. Вся конструкция крепится к полу ЦТП. Агрегат снабжен тремя поплавковыми датчиками уровня. Средний датчик, установленный на уровне насоса, дает команду на его включение. Нижний датчик, установленный несколько выше всасывающего патрубка, дает команду на выключение насоса. Верхний датчик, расположенный несколько выше среднего датчика, посылает аварийный сигнал в схему сигнализации при отказе дренажного насоса или аварийной ситуации, когда поступление дренажных вод превышает производительность насоса.

Агрегат поступает на объект полностью смонтированным и отлаженным, что значительно снижает трудоемкость работ на объекте. В монтаж агрегата входит его установка, подключение к электросети и вывод дренажных вод в канализацию дренажного трубопровода, так как насос включается в тот момент, когда его рабочее колесо затоплено водой, что обеспечивает возможность автоматического включения дренажных насосов. Опыт эксплуатации вертикально установленных дренажных насосов доказал высокую надежность этого метода.

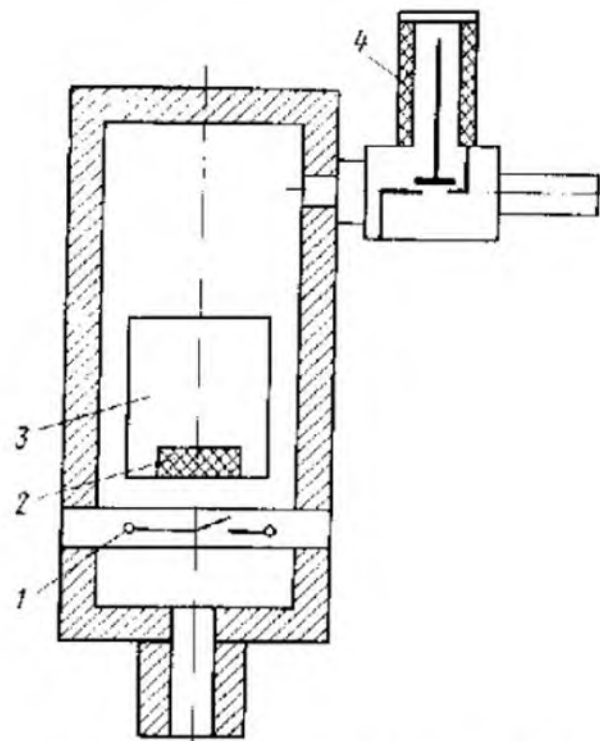


Рис. 2.122. Удалитель воздуха автоматический 1 — геркон; 2 — магнит; 3 — поплавок; 4 — соленоид

Устройство автоматического удаления воздуха УВ-1 предназначено для удаления воздуха из систем центрального отопления и предупреждения воздушных пробок. Устройство УВ-1 предназначено для работы в зданиях с теплыми чердаками при температуре окружающей среды от 4 до 35 °С. Питание устройства осуществляется от сети переменного тока напряжением 220 В. Давление водо-воздушной смеси в приборе до 6 кгс/см² (0,6 МПа) при температуре до 90 °С. Габаритные размеры: 169 × 112 × 274 мм; масса 2,13 кг.

Устройство состоит из корпуса, поплавка с магнитом, геркона и соленоидного клапана (рис. 2.122). УВ-1 устанавливают в верхней точке проточных воздухоотборников или магистралей системы отопления в вертикальном положении. При отсутствии в системе воздуха (устройство заполнено водой) поплавок находится в верхней части корпуса, контакт геркона разомкнут, обмотка клапана обесточена, клапан закрыт. При попадании воздуха в систему отопления поплавок опускается в нижнюю часть корпуса, геркон замыкается и дает команду на открытие соленоидного клапана. Воздух через клапаны и сливной штуцер выходит из системы отопления. После удаления воздуха поплавок всплывает, клапан обесточивается, удаление воздуха (водо-воздушной смеси) из системы прекращается. Изготавливает УВ-1 Объединение «Мосжилпромкомплект».

ГЛАВА 3

ПРИСОЕДИНЕНИЕ ПОТРЕБИТЕЛЕЙ ТЕПЛОТЫ К ВОДЯНЫМ ТЕПЛОВЫМ СЕТЯМ

Схему присоединения систем теплоснабжения к тепловым сетям определяют видом тепловой нагрузки, температурным и пьезометрическим графиками работы тепловой сети. Теплопотребителей присоединяют к тепловым сетям

через центральные и индивидуальные тепловые пункты.

Условные обозначения приборов и оборудования, установленных на тепловых пунктах, приведены ниже.

УСЛОВНЫЕ ОБОЗНАЧЕНИЯ ОБОРУДОВАНИЯ ТЕПЛОВЫХ ПУНКТОВ

Водо-водяной подогреватель		Клапан регулятора непрямого действия	
Насос			
Элеватор			
Грязевик		Трехходовый клапан смешения шунта	
Задвижка		Дроссельный регулировочный клапан	
Обратный клапан		Предохранительный клапан	
Патрубок для выемки пробы элеватора		Постоянный импульс давления	
Дроссельная диафрагма		Периодический импульс давления	
Сужающее устройство, счетчик жидкости		Импульс температуры	
Манометр		Электроконтактный манометр	
Штуцер для манометра			
Термометр		Спускник	
Клапан регулятора прямого действия		Воздушник	

3.1. ПРИСОЕДИНЕНИЕ СИСТЕМ ОТОПЛЕНИЯ И ВЕНТИЛЯЦИИ

Системы отопления присоединяют к тепловым сетям (работающим на перегретой воде) непосредственно без смещения (рис. 3.1), если температура воды в системе отопления не ограничена (вокзалы, бассейны, бани, прачечные, торговые помещения, здания общественного питания, производственные помещения). Если расчетная температура воды в местной системе ниже расчетной температуры воды в тепловой сети, в тепловом пункте предусматривают смесительные устройства — элеваторы или насосы (рис. 3.2). Расчетные температуры воды в системах отопления в зависимости от назначения зданий и помещений приведены в табл. 1.12.

Тепловой пункт промышленного здания

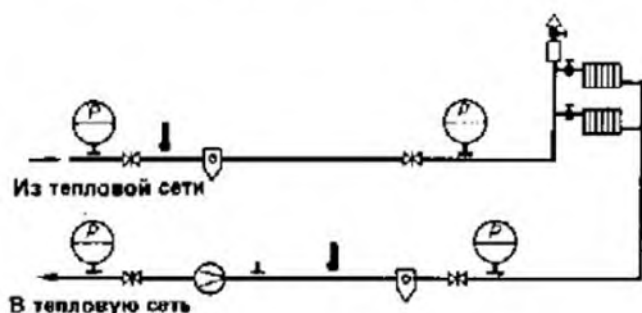


Рис. 3.1. Схема непосредственного присоединения систем отопления жилых и общественных зданий

включает в себя распределительные коллекторы, от которых питаются системы отопления с конвективно-излучающими приборами, системы воздушного отопления и системы вентиляции (рис. 3.3.). Схемы присоединения систем отопления (вентиляции) должны соответствовать гидравлическому режиму, разработанному в процессе проведения наладочных работ, и учитывать характер пьезометрического графика и рельефа местности.

3.2. ПРИСОЕДИНЕНИЕ СИСТЕМ ГОРЯЧЕГО ВОДОСНАБЖЕНИЯ

При закрытой системе теплоснабжения системы горячего водоснабжения потребителей присоединяют к двухтрубным водяным тепло-

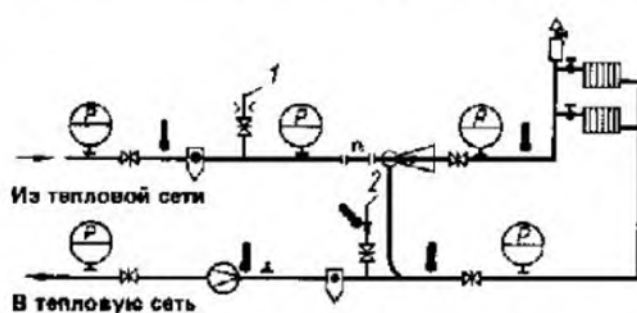


Рис. 3.2. Схема элеваторного присоединения жилых и общественных зданий
1 — отводление на калориферы; 2 — отводление от калориферов

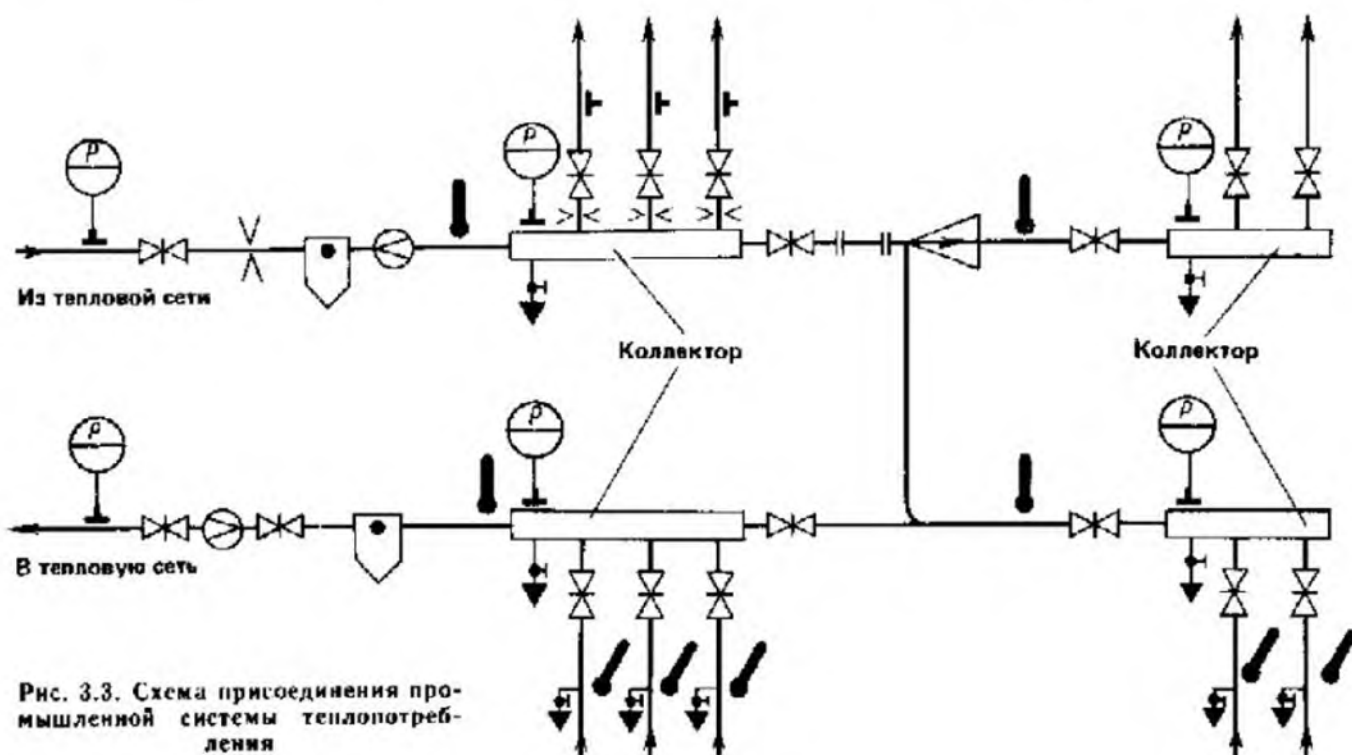


Рис. 3.3. Схема присоединения промышленной системы теплоснабжения

вым сетям через водонагреватели. Водонагреватели в зависимости от величины отношения максимального часового расхода теплоты на горячее водоснабжение $Q_{г.г.}^{max}$ и максимального часового расхода теплоты на отопление $Q_{от.г.}^{max}$ (в центральном или индивидуальном тепловом пункте) присоединяют следующим образом:

а) при $0,2 < Q_{г.г.}^{max}/Q_{от.г.}^{max} < 1,0$ — по двухступенчатой последовательной и смешанной схемам (рис. 3.4, 3.5) в зависимости от принятого режима регулирования отпуска теплоты в тепловых сетях;

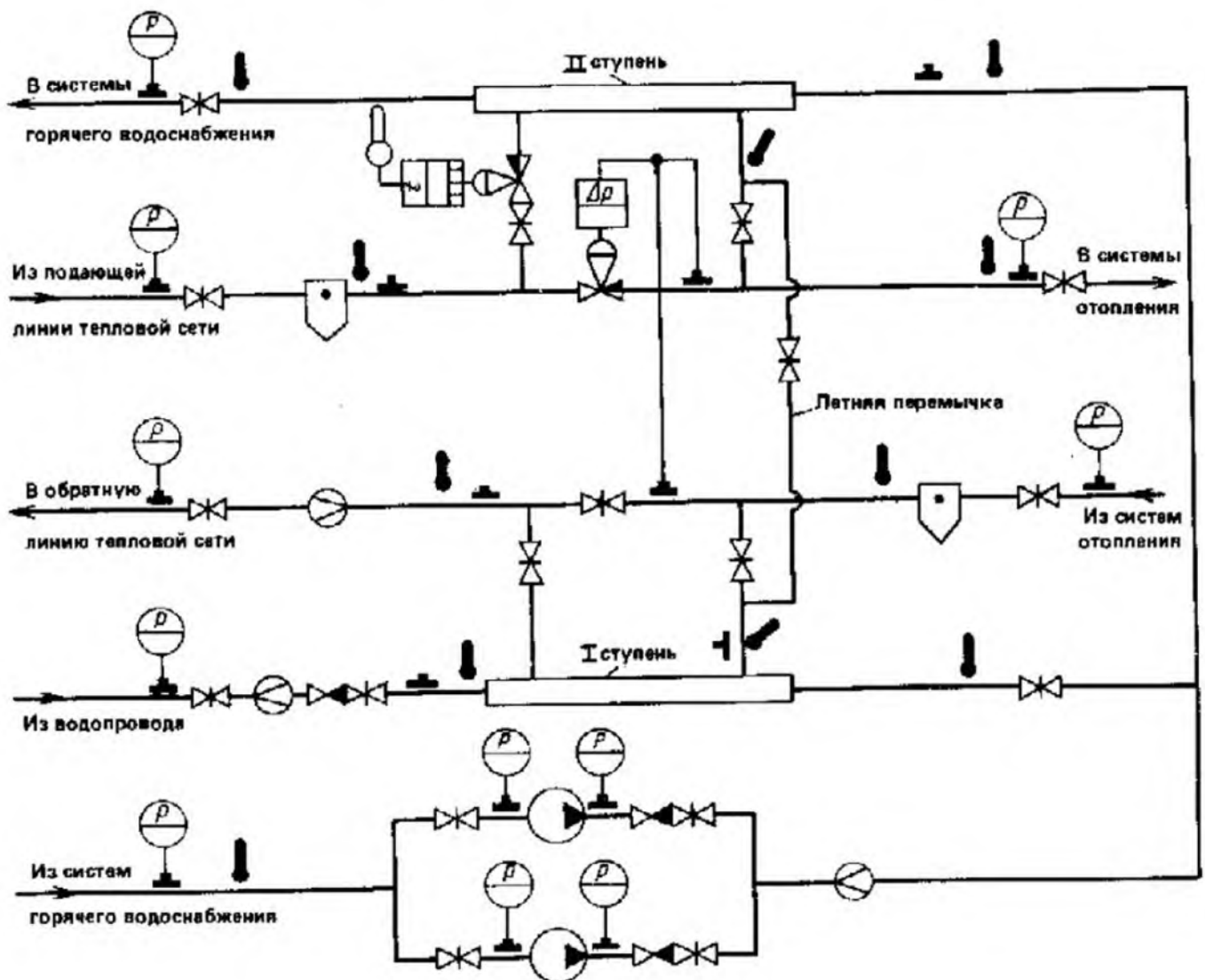
б) при $Q_{г.г.}^{max}/Q_{от.г.}^{max} \geq 1,0$ по параллельной схеме (рис. 3.6). По этой же схеме присоединяются мелкие потребители с нагрузкой $Q_{г.г.}^{max} \leq 0,2$ Гкал/ч (детские учреждения, предприятия общественного питания и т. п.).

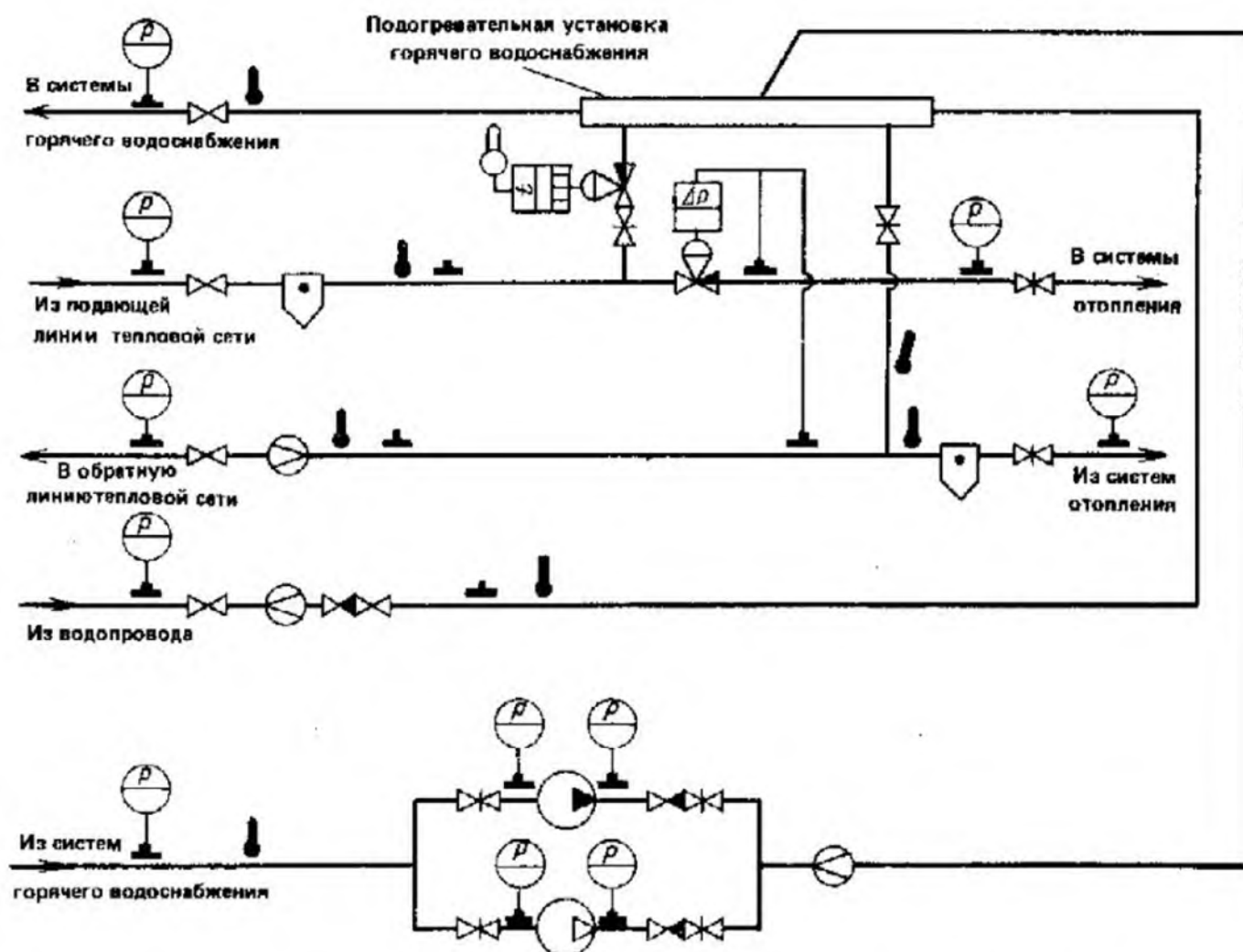
Отличительной особенностью работы двухступенчатого подогревателя горячего водоснабжения, включенного по последовательной схеме, является то, что вода из подающего трубопровода, пройдя подогреватель II ступени, поступает в систему отопления. Вода из системы отопления проходит через I ступень, при этом задвижка на обводной линии подогревателя закрыта (см. рис. 3.4). Регулятор постоянства расхода настроен так, чтобы через систему отопления проходил суммарный расход сетевой воды на отопление и горячее водоснабжение. Последовательную схему включения подогревателей можно применять только с регулятором постоянства расхода.

Для непосредственного соединения II и I ступеней подогревателя при работе в летний период между ними ставят перемычку с задвижкой, которая в период работы системы отопления закрыта.

Двухступенчатый подогреватель горячего

Рис. 3.4. Схема присоединения горячего водоснабжения с включением подогревателей по двухступенчатой последовательной схеме





водоснабжения, включенный по смешанной схеме (см. рис. 3.5), отличается от предыдущего тем, что сетевая вода, отдав часть своей теплоты на подогрев до необходимой температуры водопроводной воды во II ступени подогревателя, поступает в обратный трубопровод и затем вместе с обратной водой от системы отопления -- в I ступень подогревателя. Установка регулятора постоянства расхода, настраиваемого на расчетный расход воды для системы отопления, необязательна. Необходимость его установки определяется принципами автоматизации всей системы теплоснабжения. В летний период система отопления отключается и сетевая вода последовательно проходит через I и II ступени подогревателя.

При параллельной схеме присоединения работа подогревателя горячего водоснабжения не зависит от работы системы отопления. Как и при смешанной схеме включения подогревателей, необходимость в регуляторе постоянства расхода определяется принципами автоматизации системы теплоснабжения.

Рис. 3.5. Схема присоединения горячего водоснабжения с включением подогревателей по двухступенчатой смешанной схеме

При открытой схеме теплоснабжения (непосредственный подоразбор) система горячего водоснабжения присоединяется непосредственно к подающей и обратной линиям на вводе (рис. 3.7).

3.3. СХЕМЫ ТЕПЛОВЫХ ПУНКТОВ

Гидравлический режим тепловых пунктов. Для нормальной работы потребителей гидравлический режим тепловой сети на вводе в тепловой пункт (ТП) должен удовлетворять следующим условиям (рис. 3.8, потребитель I):

1) $H_0 > H_{н.с.}$, $P_0 < P_{доп}$ — напор в обратной линии достаточен для залива местных систем, но в то же время давление в этой линии меньше допустимого для нагревательных приборов систем отопления;

2) $H_0 - \Delta H_p > H_{н.с.}$ — напор в подающей ди-

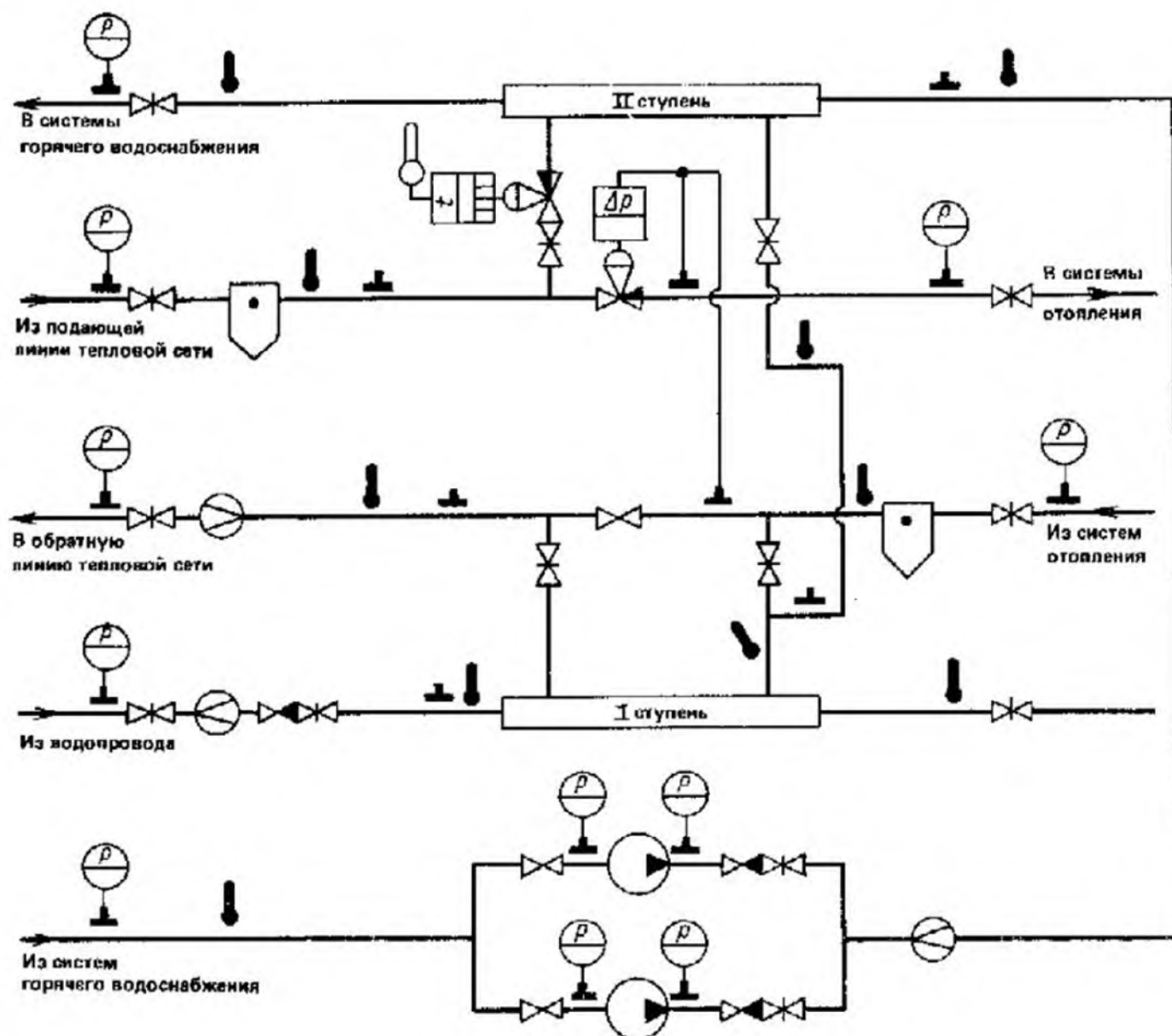
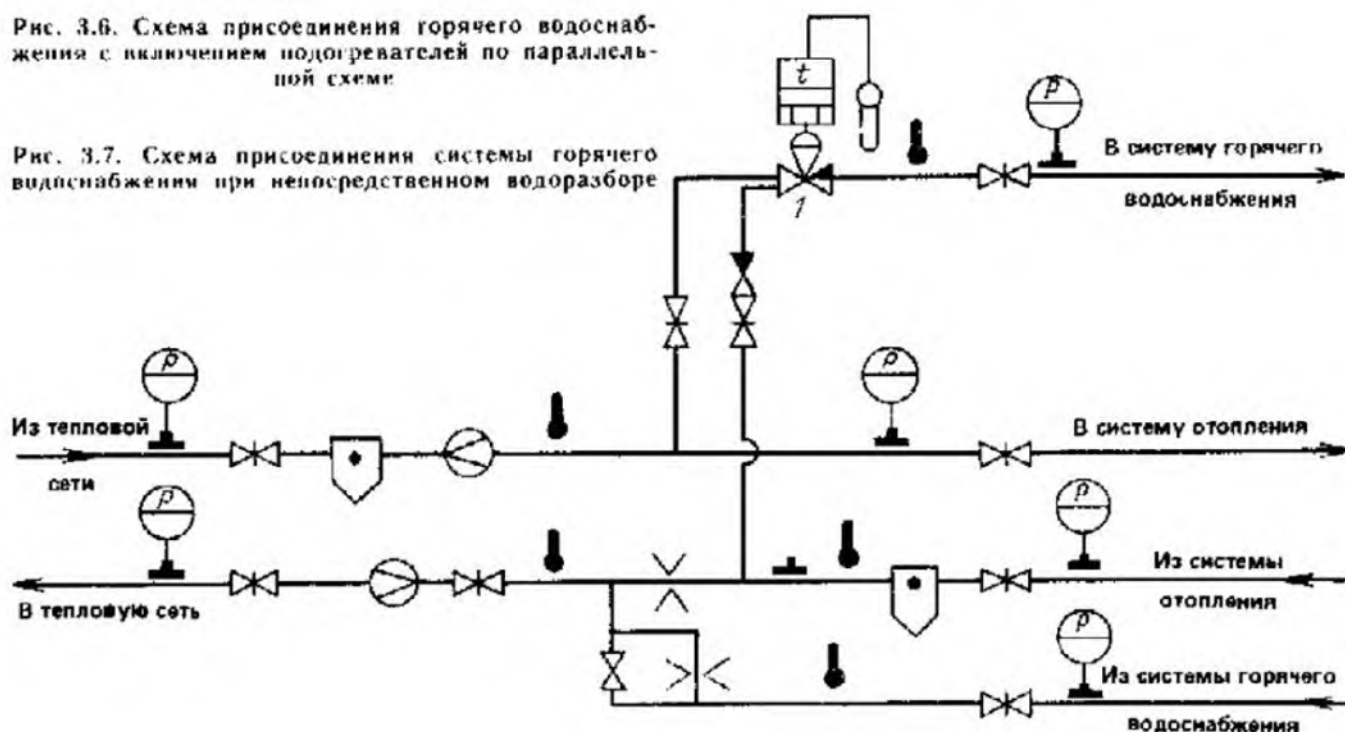


Рис. 3.6. Схема присоединения горячего водоснабжения с включением подогревателей по параллельной схеме.

Рис. 3.7. Схема присоединения системы горячего водоснабжения при непосредственном водоразборе



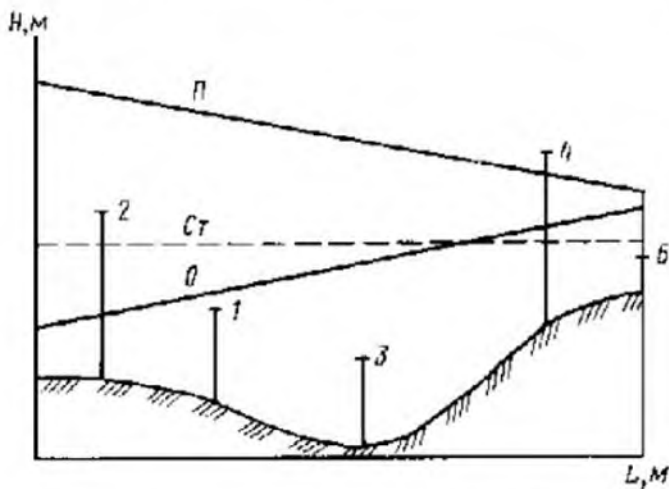


Рис. 3.8. Пьезометрический график тепловой сети: P — линия напора в подающем трубопроводе тепловой сети; $Ст$ — линия статического напора в системе теплоснабжения; $П$ — линия напора в обратном трубопроводе тепловой сети; $1-5$ — потребители

нии за вычетом необходимого располагаемого напора ΔH_p достаточен для подачи воды в верхние точки местных систем;

3) $\Delta H > \Delta H_p$ — располагаемый напор в ТП превышает напор, необходимый для преодоления гидравлического сопротивления разводящих сетей и местных систем;

4) $H_{ст} > H_{н.с.}$, $P_{ст} < P_{доп}$ — напор в тепловой сети при статическом режиме обеспечивает залив местных систем, но в то же время статическое давление оказывается меньше допустимого для нагревательных приборов систем отопления.

Если напоры (давления) в тепловой сети удовлетворяют указанным выше требованиям, в схему ТП и принципиальную схему автоматизации не надо вводить дополнительные элементы, изменяющие величины напоров в тепловом пункте.

Пьезометрический график тепловой сети в точке подключения ТП не всегда удовлетворяет одному или нескольким требованиям нормальной работы. При этом в зависимости от характера отклонений гидравлического режима необходимы следующие мероприятия:

1) если $H_{н.с.} < H_{н.с.}$, т. е. напор в обратной линии не обеспечивает залив местных систем (см. рис. 3.8, потребитель 2), необходимо повысить напор в этой линии (подкачка);

2) если $P_{об} > P_{доп}$, т. е. давление в обратной линии превышает допустимое по условиям прочности нагревательных приборов системы отоп-

ления (потребитель 3), следует снизить давление в обратной линии (подкачка);

3) если $H_{н.с.} - \Delta H_p < H_{н.с.}$, т. е. напор в подающей линии не обеспечивает подачу воды к верхним точкам местных систем (потребитель 4), необходимо повысить напор в подающей линии (подкачка);

4) если $\Delta H < \Delta H_p$, т. е. располагаемый напор в ТП недостаточен для пропуска расчетного расхода воды по разводящим сетям и местным системам (потребитель 5), следует повысить располагаемый напор (подкачка на обратной или подающей линиях) или заменить эжекционное подмешивание насосным;

5) если $H_{ст} < H_{н.с.}$, т. е. напор в тепловой сети при статическом режиме не обеспечивает залив местных систем, что вызывает их опорожнение (потребитель 2), необходимо ТП отсоединить (отсечь) от тепловой сети;

6) если $P_{ст} > P_{доп}$, т. е. давление в тепловой сети при статическом режиме превышает допустимое для нагревательных приборов, что может вызвать их разрушение (потребитель 3), также следует автоматически отключить ТП от тепловой сети.

При указанных отклонениях гидравлического режима на ТП можно применить независимую схему присоединения систем отопления.

Схемы ТП при недостаточном напоре в обратной линии. Если напор в обратной линии ТП при расчетном или каком-либо переменном режиме оказывается меньше высоты местных систем и не может обеспечить их залив, необходимо увеличить напор путем установки на обратной линии регулятора давления «до себя» (регулятора подпора). Давление, поддерживаемое этим регулятором, назначают обычно на $0,3-0,8 \text{ кгс/см}^2$ ($0,03-0,08 \text{ МПа}$) больше, чем статическое давление местных систем. Меньшую величину избыточного давления ($0,3-0,5 \text{ кгс/см}^2$) ($0,03-0,05 \text{ МПа}$) назначают при регуляторе подпора непрямого действия.

Для индивидуальных тепловых пунктов (ИТП) целесообразно использовать простую схему, показанную на рис. 3.9а. В этой схеме регулятор подпора отсеки поддерживает необходимое давление в обратной линии ИТП при работе сети. При наступлении статического режима регулятор подпора, стремясь поддержать давление настройки, закрывается. Уход воды из местных систем по подающей

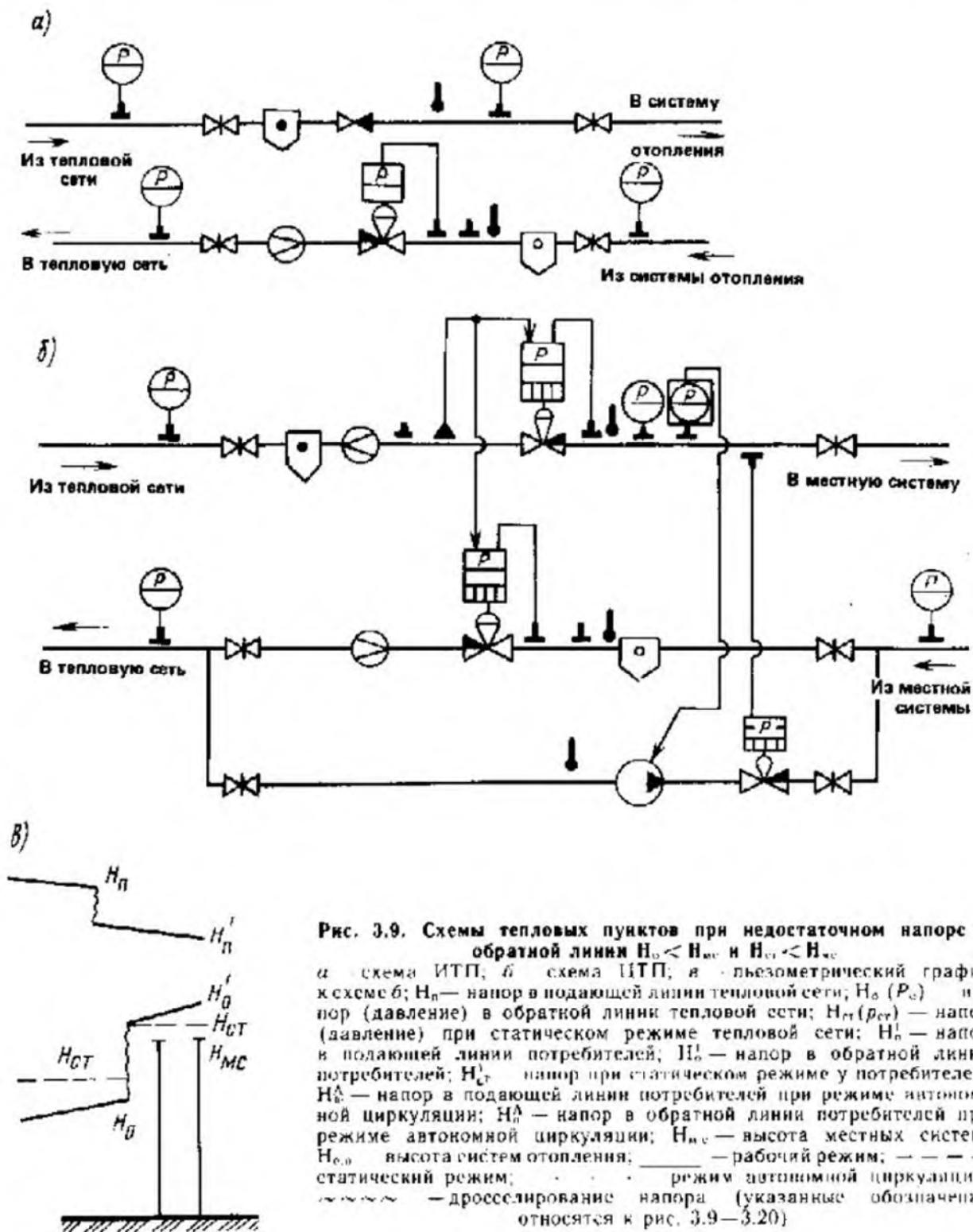


Рис. 3.9. Схемы тепловых пунктов при недостаточном напоре в обратной линии $H_{0.0} < H_{мс}$ и $H_{ст.0} < H_{ст.0'}$

а — схема ИТП; *б* — схема ЦТП; *в* — пьезометрический график к схеме *б*; H_n — напор в подающей линии тепловой сети; H_0 (P_0) — напор (давление) в обратной линии тепловой сети; $H_{ст.0}$ ($P_{ст.0}$) — напор (давление) при статическом режиме тепловой сети; H_0' — напор в подающей линии потребителей; H_0' — напор в обратной линии потребителей; $H_{ст.0}'$ — напор при статическом режиме у потребителей; H_0' — напор в подающей линии потребителей при режиме автономной циркуляции; H_0' — напор в обратной линии потребителей при режиме автономной циркуляции; $H_{мс}$ — высота местных систем; $H_{0.0}$ — высота систем отопления; — — — — рабочий режим; - - - - статический режим; ······ режим автономной циркуляции; ~~~~~ дросселирование напора (указанные обозначения относятся к рис. 3.9—3.20)

линии предотвращается обратным клапаном. В этой схеме требования к плотности отключения потребителей при статическом режиме связаны. Поэтому на подающей линии ЦТП допустима установка обратного клапана, а на обратной линии регулятора давления прямого действия.

Для крупных центральных тепловых пунктов (ЦТП) с повышенными требованиями к

заполнению местных систем при $H_{ст.0} < H_{мс}$ необходимо обеспечить высокую герметичность (отсеки) потребителей в период статического режима. С этой целью в ЦТП устанавливают на подающей и обратной линиях регуляторы давления непрямого действия (рис. 3.9, б). При работе сети регулятор подпора (отсеки), установленный на обратной линии, поддерживает необходимое давление в ней. Поддерживает

ные давления в подающей линии необходимо лишь для того, чтобы обеспечить постоянную деятельность клапана отсечки на подающей линии и готовность его срабатывания к моменту отсечки. При совместной работе обоих клапанов располагаемый напор на входе ЦТП поддерживается постоянным.

При статическом режиме оба клапана закрываются по импульсу падения давления в подающей линии. С падением давления у потребителей за отсечными клапанами включается подпиточный насос и открывается регулятор подпитки, который обеспечивает залив местных систем. Установка подпиточного насоса в ЦТП особо необходима при непосредственном подзоре у потребителей.

Пьезометрический график к схеме 3.9, б показан на рис. 3.9, а.

Схема ТП при недопустимо высоком давлении в обратной линии. Если давление в обратной линии ТП при работе тепловой сети превышает допустимое для нагревательных приборов систем отопления, на этой линии следует установить подкачивающие насосы. Напор насосов выбирают таким, чтобы давление на их всасывающей стороне было ниже допустимого для приборов, но вместе с тем не приводило к опорожнению систем отопления. Схема ИТП при невысоких требованиях к герметичности отсечения системы отопления показана на рис. 3.10, а. Схему применяют в случаях, когда изменения давления на всасывающей стороне подкачивающих насосов при переменных гидравлических режимах тепловой сети не приводят к опорожнению систем отопления. В этих условиях нет необходимости стабилизировать давление в обратной линии.

При аварийном останове подкачивающих насосов для предотвращения недопустимого повышения давления у потребителя производится отсечка ИТП от тепловой сети. Отсечка по обратной линии осуществляется установкой специального обратного клапана, поскольку клапаны, расположенные за насосами, теряют плотность посадки при переходах с рабочего насоса на резервный.

Отсечка по подающей линии выполняется установкой клапана, которому в целях поддержания его работоспособности придают функцию регулятора давления «после себя». Импульсом на отсечку подающей линии служит исчезновение напора подкачивающих насосов.

Для предотвращения повышения давления у потребителя в момент отсечки, а также на случай неплотности отсечных клапанов устанавливают предохранительный клапан, который срабатывает при давлении, несколько меньшем, чем допустимое для нагревательных приборов.

При статическом режиме тепловой сети необходим останов подкачивающих насосов. В противном случае возможен опорожнение потребителя ИТП (при невысоком статическом напоре) и опрокидывание циркуляции в системах отопления соседних потребителей. Импульсом на останов подкачивающих насосов служит падение напора в подающей линии тепловой сети. Если напор в подающей линии тепловой сети при ее работе мало отличается от величины статического напора, останов подкачивающих насосов следует производить по импульсу исчезновения располагаемого напора на входе в ИТП. При останове подкачивающих насосов происходит отсечка системы отопления.

Для повышения срока службы системы отопления при статическом режиме тепловой сети в схеме применяют переключку с двумя нормально закрытыми задвижками и открытым спускником между ними. Эта переключка позволяет создать автономную циркуляцию воды в системе отопления и существенно отдалить тем самым момент необходимого слива воды из системы при нарушении работы тепловой сети. Подпитку отключенной системы отопления осуществляют открыванием задвижки на подающей линии тепловой сети, при этом задвижка на обратной линии закрыта. Принципиальная схема автоматизации крупного ЦТП показана на рис. 3.10, б. В этом случае разность между напором на всасывающей стороне подкачивающих насосов и высотой местных систем велика, и при переменном режиме тепловой сети системы могут опорожниться. Эту схему применяют и для ИТП, если напор в обратной линии потребителей при переменном режиме тепловой сети не может обеспечить залив систем отопления, и в связи с этим необходимо стабилизировать напор во всасывающих патрубках подкачивающих насосов.

При останове подкачивающих насосов отсечка подающей и обратной линий осуществляется соответствующими регуляторами давления, срабатывающими при исчезновении напо-

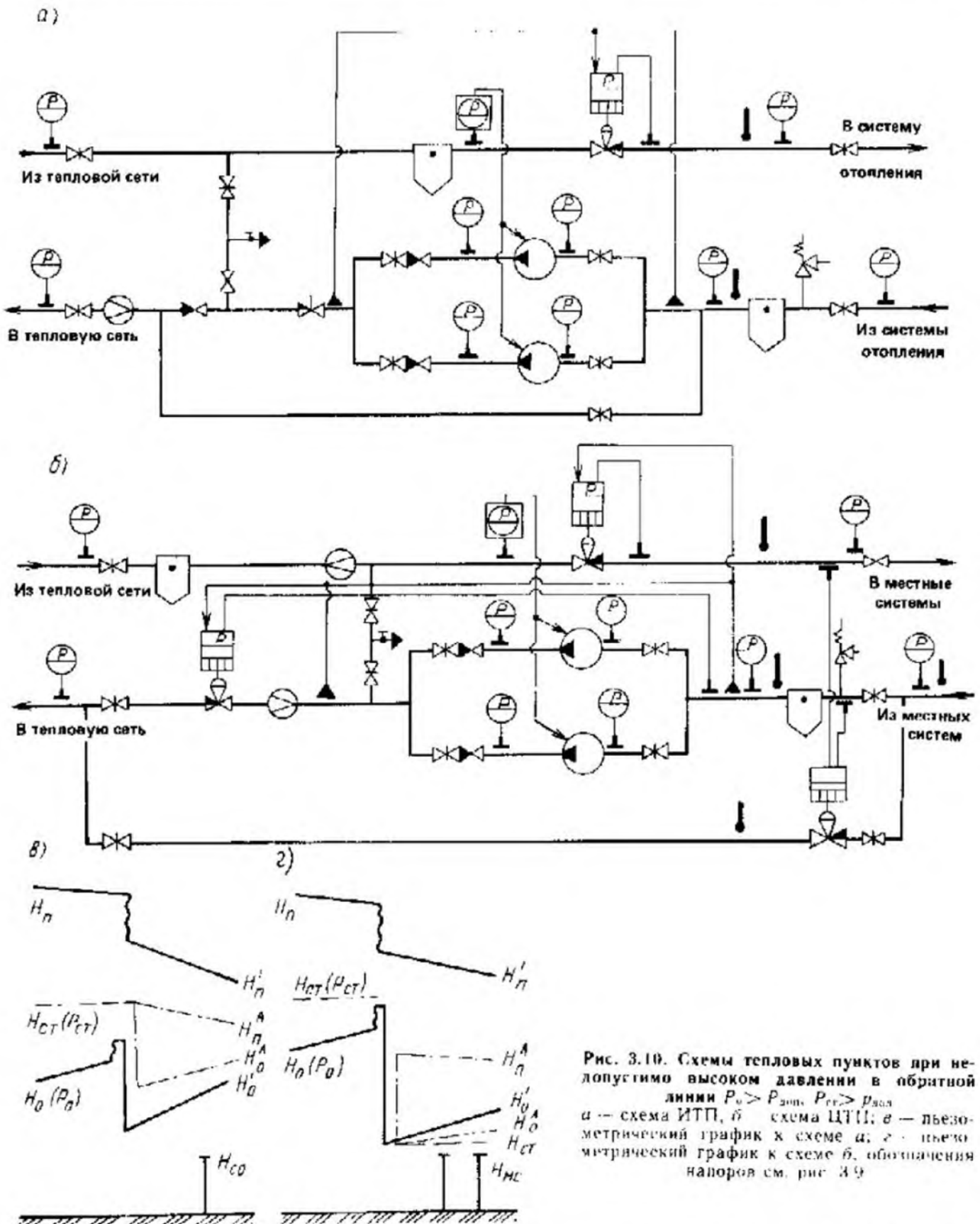


Рис. 3.10. Схемы тепловых пунктов при недопустимо высоком давлении в обратной линии $P_0 > P_{доп}$, $P_{ст} > P_{доп}$
 а — схема ИТП, б — схема ЦТП; в — пьезометрический график к схеме а; г — пьезометрический график к схеме б, обозначения напоров см. рис. 3.9

ра подкачивающих насосов. При статическом режиме останавливаются насосы, а затем производится отсечка потребителей.

Для крупных ЦТП, а тем более при непосредственном водоразборе у потребителей не-

обходима подпитка отключенных от тепловой сети потребителей. Подпитка осуществляется по подпиточной линии, оборудованной регулятором подпитки. Импульс для регулятора подпитки принимается из подающей линии разво-

дящих тепловых сетей за клапаном отсечки. В нормальном режиме регулятор подпитки закрыт вследствие высокого давления в импульсной точке. При отсечке потребителей и постепенном падении давления в разводящих сетях за ЦТП регулятор подпитки вступает в работу, поддерживая давление у потребителей, не допускающее опорожнение их местных систем.

При организации автономной циркуляции теплоносителя у потребителей величину импульса регулятора подпитки следует сохранить по сравнению со статическим режимом, однако точку отбора импульса необходимо перенести на обратную линию (см. рис. 3.10, б).

Схемы ТП при недостаточном напоре в подающей линии. Если напор в подающей линии тепловой сети оказывается меньше высоты местных систем, в ТП устанавливают регулятор подпора на обратной линии и насос на подающей линии. Давление, поддерживаемое регулятором подпора, выбирают таким, чтобы обеспечить залив местных систем, а напор насоса должен быть достаточным для преодоления сопротивления разводящих трубопроводов и местных систем при указанном давлении в их обратной линии. Такое же оборудование применяют и в том случае, если напор в подающей линии достаточен для залива местных систем, но при работе регулятора подпора не хватает располагаемого напора на выходе из ТП для преодоления сопротивления разводящих трубопроводов и местных систем.

Простейшая схема ИТП, в которой понижены требования к заливу системы отопления при аварийных режимах, показана на рис. 3.11, а. На обратной линии в этой схеме устанавливают регулятор подпора прямого действия, который закрывается при останове подкачивающих насосов. Слив воды из системы отопления по подающей линии предотвращается обратным клапаном.

При статическом режиме для предупреждения опрокидывания циркуляции у соседних потребителей подкачивающие насосы останавливаются. Это происходит по импульсу падения давления в подающей линии. Если напор подкачивающего насоса оказывается достаточным при статическом режиме для подачи воды к верхним точкам системы отопления ($H_{ст} + H_{н.л} - H_{н.п} > 6 - 10$ м), целесообразно устраивать переключки между подающей и обратной

линиями, позволяющие организовать автономную циркуляцию теплоносителя при нарушении работы тепловой сети (рис. 3.11, а). Подпитку автономно работающего потребителя осуществляют через обратную линию.

Для крупных ЦТП с большим числом потребителей и особенно при непосредственном водоразборе применяют схему, показанную на рис. 3.11, б. Для создания необходимого давления в обратной линии потребителей в ЦТП устанавливают регулятор подпора непрямого действия, который поддерживает регулируемое давление с высокой точностью и, главное, обеспечивает герметичность отсечки потребителей по обратной линии. При останове подкачивающих насосов отсечка потребителей от внешней сети осуществляется регулятором давления и обратным клапаном, а их подпитка — включением подпиточного насоса. Необходимое давление подпиточной воды обеспечивает регулятор подпитки. Величина настройки этого регулятора определяется высотой присоединенных местных систем, а при непосредственном водоразборе у потребителей дополнительно учитывают потери напора по разводящей сети. При непосредственном водоразборе приходится мириться с опрокидыванием циркуляции в отсеченных системах отапливания в теплый период отопительного сезона. При наступлении статического режима подкачивающие насосы останавливаются и происходит отсечка потребителей от тепловой сети.

В отличие от схемы, показанной на рис. 3.11, а, в рассматриваемой схеме организация автономной циркуляции теплоносителя возможна независимо от величины напора подкачивающих насосов и статического напора. Принципы осуществления автономной циркуляции аналогичны изложенным при рассмотрении схемы «подкачка по обратной линии» (см. рис. 3.10, б).

Схемы ТП при недостаточном располагаемом напоре у потребителей. Увеличить располагаемый напор в ТП можно установкой подкачивающих насосов на обратной или подающей линии. Увеличение располагаемого напора с помощью подкачивающих насосов на обратной линии предпочтительнее, чем установка их на подающей. На обратной линии можно устанавливать насосы «холодной» воды ($t < 100^\circ\text{C}$), и кроме увеличения располагаемого напора эти насосы будут несколько снижать напор

нормальным значениям напоров в обратной линии ТП как при работе сети, так и при статическом режиме: $H_{ст} > H_{об}$; $P_{ст} < P_{об}$ и $H_{ст} > H_{об}$; $P_{ст} < P_{об}$. Кроме того, разность между напором в обратной линии и высотой местных систем при переменных режимах в тепловой сети для этой схемы не должна становиться меньше минимально допустимой величины (5–8 м). По этой причине в схеме не стабилизируется давление на всасывающей стороне подкачивающих насосов.

При указанном гидравлическом режиме ТП останов подкачивающих насосов и статический режим тепловой сети не вызывают недопустимых нарушений гидравлического режима потребителей, присоединенных к ТП. Для пропускания воды помимо остановившихся насосов необходима перемычка с обратным клапаном, закрытым при их работе. Отсутствие перемычки вызовет большие гидравлические потери в остановившихся насосах и может привести помимо резкого сокращения циркуляции воды к недопустимому повышению давления в обратной линии потребителей.

При статическом режиме в тепловой сети работа подкачивающих насосов на ТП может привести к опорожнению местных систем потребителей этого ТП и, кроме того, вызовет опрокидывание циркуляции у соседних потребителей. Это связано с поступлением холодной воды из обратной линии в подающую магистраль и с недопустимо резким скачком температуры в ней.

По этой причине подкачивающие насосы должны быть остановлены, если в сети возникает статический режим. Импульс на их останов может быть принят по падению напора в подающей сети ТП.

б) *Схема ТП с насосами на подающей линии.* Подкачивающие насосы на подающей линии, служащие для увеличения располагаемого напора на ТП, следует применять лишь в том случае, если величина напора в верхних точках местных систем недостаточна для установки насосов на обратной линии. Схема ТП с насосами на подающей линии показана на рис. 3.12, б. При этой схеме при расчетной температуре воды свыше 100 °С применяют горячеводные насосы.

При останове подкачивающих насосов пропуск воды к потребителям по подающей линии обеспечивают установкой перемычки с обрат-

ным клапаном. При статическом режиме насосы останавливаются.

Независимо от местоположения подкачивающих насосов, увеличивающих располагаемый напор у потребителей, автономную циркуляцию осуществляют при подпитке из той линии, где при работе насосов будет обеспечен залив местных систем (на рис. 3.12, а — из подающей, на рис. 3.12, б — из обратной линии).

Схемы ТП с увеличением располагаемого напора и защитой местных систем. Недостаток располагаемого напора у потребителей может сочетаться с необходимостью защиты их местных систем от опорожнения или от недопустимого давления в обратной линии. В первом случае увеличения располагаемого напора достигают только установкой подкачивающих насосов на подающей линии. Для небольших ТП применяют схему, показанную на рис. 3.11, а, в которой должна быть исключена перемычка между подающей и обратной линиями, расположенная на наветренной стороне, подкачивающих насосов, и добавлен байпас насосов с задвижкой и обратным клапаном. При такой схеме при нормальной работе ТП поддерживается постоянное давление в обратной линии. При останове подкачивающих насосов системы отопления продолжают работать, но при сокращенном расходе воды. Вода к системам отопления поступает по перемычке вокруг насосов. При наступлении статического режима в тепловой сети останавливаются подкачивающие насосы и закрывается регулятор подпора.

Автономную циркуляцию теплоносителя по местным системам можно организовать и в случае, когда $H_{ст} < H_{об}$, но для ее осуществления необходимо выполнение следующего условия (см. рис. 3.11, в):

$$H_{ст} + H_{нап} - H_{об} > 6 - 10 \text{ м.} \quad (3.1)$$

Для ЦТП увеличение располагаемого напора и напора в обратной линии осуществляют по схеме, показанной на рис. 3.11, б, в которой должна быть установлена перемычка с обратным клапаном вокруг подкачивающих насосов. При работе тепловой сети и останове подкачивающих насосов схема выполняет те же функции, что и схема а (см. рис. 3.11). При статическом режиме потребители автоматически отключаются от тепловой сети и по подпиточной линии производится их подпитка. Автономную циркуляцию теплоносителя осуществляют при работе подпиточного насоса, и по-

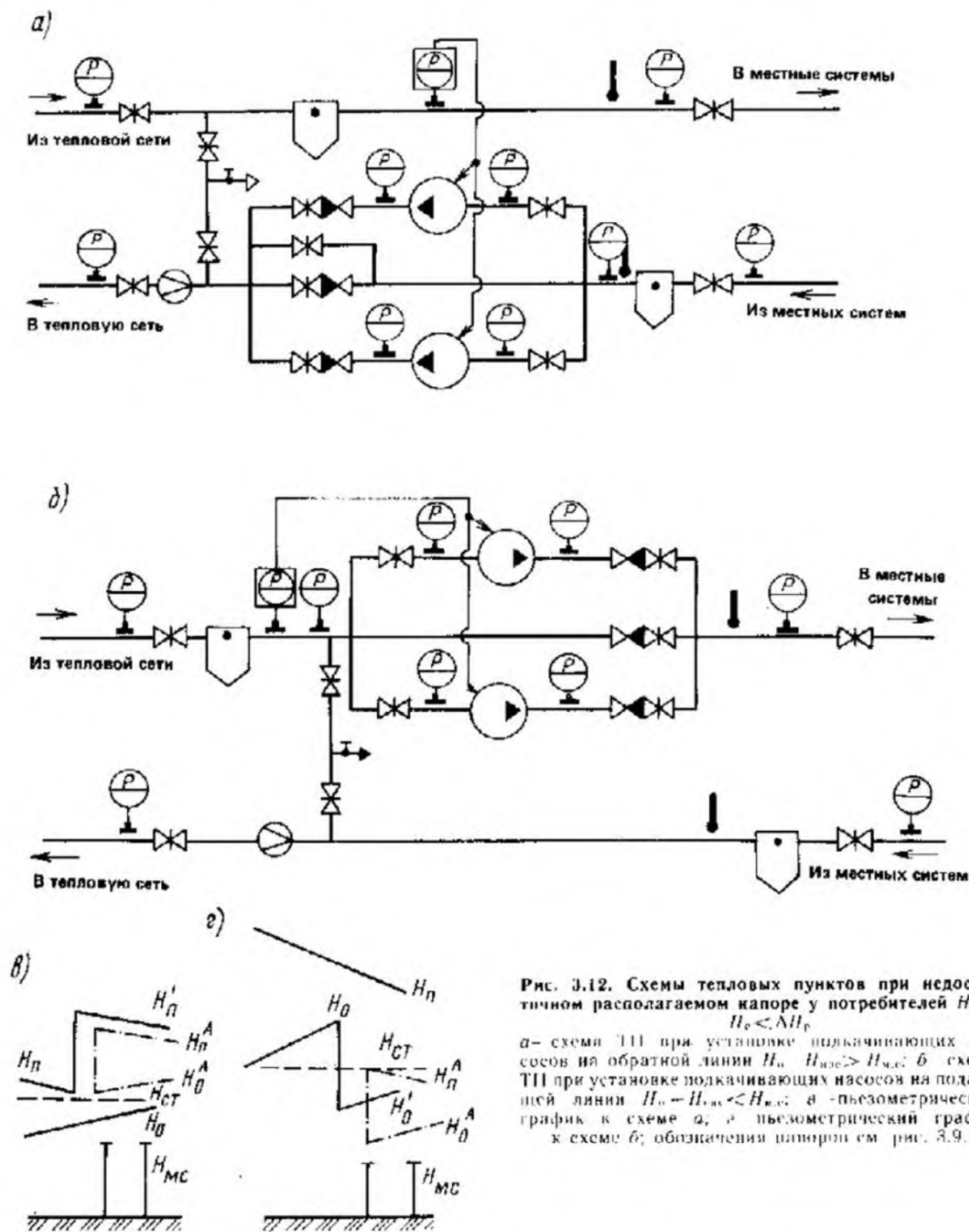


Рис. 3.12. Схемы тепловых пунктов при недостаточном располагаемом напоре у потребителей $H_{\text{д.с.}} < H_{\text{н.с.}}$
 $H_0 < \Delta H_p$
 а — схема ТП при установке подкачивающих насосов на обратной линии $H_{\text{д.с.}} > H_{\text{н.с.}}$; б — схема ТП при установке подкачивающих насосов на подающей линии $H_{\text{д.с.}} < H_{\text{н.с.}}$; в — пьезометрический график к схеме а; г — пьезометрический график к схеме б; обозначения шрифтом см. рис. 3.9.

этому ее возможность не зависит от величины статического напора в тепловой сети (рис. 3.11, з)

При сочетании защиты от недопустимого давления в обратной линии и увеличения располагаемого напора подкачивающие насосы

на обратной линии могут одновременно выполнять обе функции. Поэтому схемы, показанные на рис. 3.10, а и б, обеспечивающие защиту потребителей, используют и для увеличения располагаемого напора.

Схемы ТП при независимом присоединении

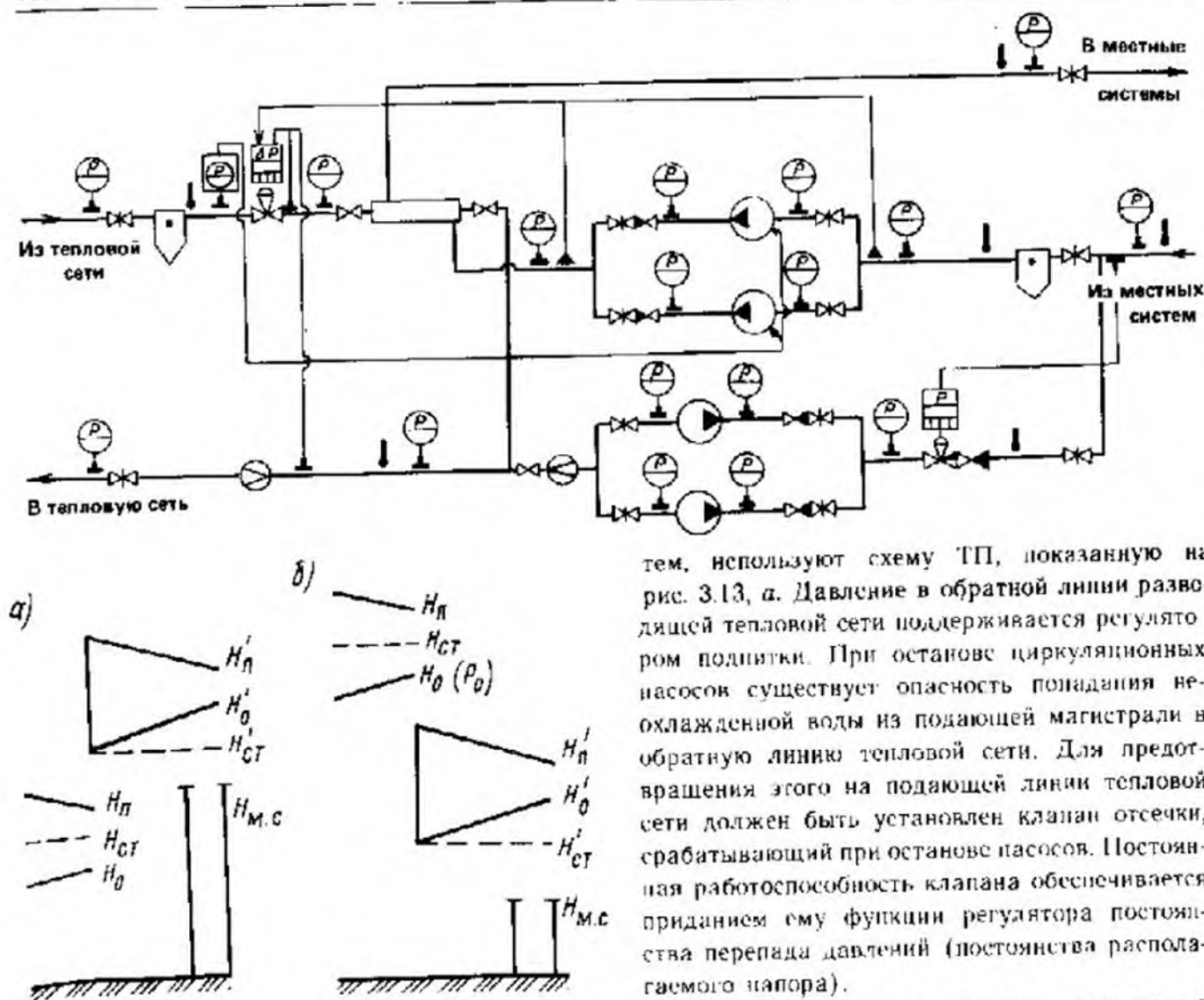


Рис. 3.13. Схема теплового пункта при независимом присоединении местных систем $H_n - \Delta H_p < H_{м.с.}$
 а) — пьезометрический график при $H_n - \Delta H_p < H_{м.с.}$;
 б) — пьезометрический график при $P_0 > P_{доп.}$; обозначения напоров см. рис. 3.9.

местных систем. Независимое присоединение местных систем применяют обычно в целях повышения надежности их работы. Эту схему ТП используют для присоединения к тепловой сети уникальных сооружений или местных систем со сложным переменным режимом. Кроме того, местные системы могут быть присоединены к тепловой сети с помощью подогревателей в тех случаях, при которых необходима установка подкачивающих или подменивающих насосов. Независимое присоединение может быть применено взамен подкачивающих насосов на подающей или обратной линии соответственно при $H_n - \Delta H_p < H_{м.с.}$ и $P_0 > P_{доп.}$

При напоре в подающей (или обратной) линии, недостаточном для залива местных сис-

тем, используют схему ТП, показанную на рис. 3.13, а. Давление в обратной линии разводящей тепловой сети поддерживается регулятором подпитки. При останове циркуляционных насосов существует опасность попадания неохлажденной воды из подающей магистрали в обратную линию тепловой сети. Для предотвращения этого на подающей линии тепловой сети должен быть установлен клапан отсечки, срабатывающий при останове насосов. Постоянная работоспособность клапана обеспечивается приданием ему функции регулятора постоянства перепада давлений (постоянства располагаемого напора).

При температурном графике разводящей тепловой сети $95 (105) - 70^\circ\text{C}$ быстрое падение температуры в ее подающей линии с $95 (105)$ до 70°C считается допустимым. Однако при расчетной температуре воды в подающей линии разводящей сети $130-140^\circ\text{C}$ резкое падение температуры в этой линии, наступающее при останове циркуляции во внешней сети, недопустимо. Поэтому во втором случае при переходе тепловой сети в статическое состояние необходимо остановить циркуляционные насосы систем отопления.

Если независимую схему присоединения местных систем применяют в условиях недопустимо высокого давления в обратной линии $P_0 > P_{доп.}$, принципиальную схему автоматизации ТП не изменяют, но подпитку разводящей тепловой сети и местных систем потребители осуществляют без подпиточного насоса. На обратной линии разводящей тепловой сети устанавливают предохранительный клапан. Пьезометрический график теплового пункта с

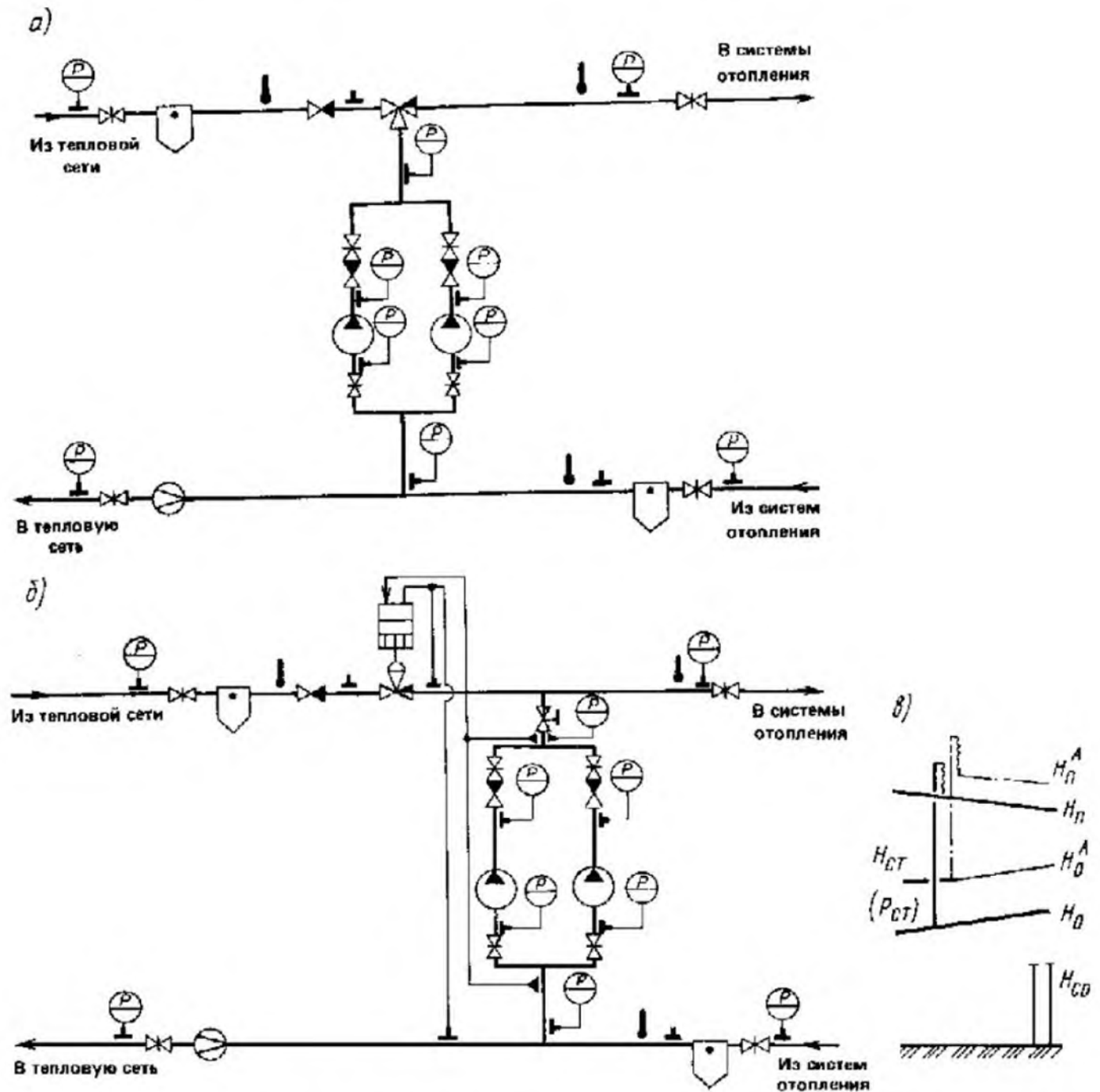


Рис. 3.14. Схемы тепловых пунктов при снижении расчетной температуры воды у потребителей до 95—105 °С

а—схема ТП при стабильном гидравлическом режиме тепловой сети; б—схема ТП при нестабильном гидравлическом режиме тепловой сети; в—пьезометрический график к схеме а; обозначения напоров см. рис. 3.9.

независимой схемой при $P_0 > P_{зип}$ показан на рис. 3.13, а.

Схемы ТП при пониженном температурном графике у потребителей. Если расчетная температура воды в подающей линии разводящей тепловой сети принята меньшей, чем в подаю-

щей линии магистральной тепловой сети, в ТП применяют насосное подмешивание обратной воды в подающую линию (так называемую схему с насосами на перемычке). При недостатке располагаемого напора в ИТП устанавливают подмешивающие насосы взамен элеватора. Схема ИТП с регулятором смешения-защиты показана на рис. 3.14, а. Схему применяют при снижении температуры воды у потребителя до 95—105 °С.

Необходимый коэффициент подмешивания получают прикрытием клапана регулятора смешения—защиты. Схему можно применять при

относительно стабильно располагаемом напоре в тепловой сети перед ИТП. Для уменьшения колебаний коэффициента подмешивания увеличивают крутизну характеристики системы подмешивания, для чего устанавливают насосы с большим запасом напора и значительно прикрывают клапан при расчетном режиме.

Аварийный останов подмешивающих насосов очень опасен вследствие проникания воды с высокой температурой в системы отопления, тепловая компенсация которых рассчитана на температуру 95—105 °С. В этих условиях необходимо отсечь в ИТП подающую линию системы отопления от подающей линии тепловой сети. Отсечка осуществляется клапаном регулятора смещения — защиты, который при исчезновении давления в нагнетательных патрубках насосов перекрывает подающую линию тепловой сети.

Малый температурный перепад в системе отопления позволяет не останавливать подмешивающие насосы при статическом режиме в тепловой сети. В этих условиях возрастает надежность местных систем. Для предотвращения попадания обратной воды в подающую линию тепловой сети на этой линии в ИТП устанавливают обратный клапан. При нестабильном гидравлическом режиме тепловой сети и для крупных ЦТП с большим числом потребителей снижение температуры воды в подающей линии до 90—105 °С целесообразно осуществлять при постоянном коэффициенте подмешивания.

Поскольку при невысокой расчетной температуре воды у потребителей на вводах не могут быть присоединены системы горячего водоснабжения (с регуляторами температуры), сопротивление разводящей тепловой сети не меняется в течение суток или на протяжении отопительного сезона. В этих условиях достаточно поддерживать постоянным располагаемый напор в ЦТП, чтобы коэффициент подмешивания оказался неизменным, что обеспечивают установкой регулятора постоянства располагаемого напора (см. рис. 3.14, б). При этой схеме коэффициент подмешивания устанавливают с помощью дроссельного органа, расположенного на нагнетательной стороне подмешивающих насосов. При статическом режиме тепловой сети подмешивающие насосы могут оставаться в работе, а при их останове отсекается подающая линия тепловой сети с помощью клапана регулятора.

Если такую схему применяют при незначительном снижении расчетной температуры воды у потребителей (при большом температурном перепаде у них), подмешивающие насосы целизи оставаться в работе при наступлении статического режима. Их останов осуществляется по импульсу падения давления в подающей линии тепловой сети.

При нестабильном гидравлическом режиме как в тепловой, так и разводящей сети используют схему, показанную на рис. 3.15. Переменный гидравлический режим разводящей тепловой сети обычно связан с работой регуляторов температуры в системах горячего водоснабжения потребителей. В течение суток и на протяжении отопительного сезона гидравлическая характеристика системы за станцией подмешивания меняется, что вызывает колебания расхода воды из тепловой сети и резкие изменения коэффициента подмешивания. Для стабилизации температурного режима потребителей применяют регулятор постоянства коэффициента подмешивания. В схему регулирования коэффициента подмешивания входят клапан и два сужающих устройства, потери напора в которых при расчетном расходе воды приняты одинаковыми. Импульсы давления на регулирующий клапан отбирают до сужающих устройств.

Регулятор постоянства коэффициента подмешивания воспринимает разность давлений в импульсных точках и поддерживает ее равной нулю. При изменении расхода воды через какое-либо сужающее устройство меняются потери в нем и давление в соответствующей импульсной точке, вследствие чего клапан срабатывает и восстанавливается равенство давлений в импульсных точках, а следовательно, и равенство потерь в обоих сужающих устройствах. Очевидно, что в этих условиях и расходы воды через сужающие устройства находятся в том же соотношении, что и при настройке регулятора. Расход сетевой воды на ЦТП и одновременно расход подмешиваемой воды устанавливается дроссельным органом, располагаемым на нагнетательной стороне подмешивающих насосов.

В схеме на рис. 3.15 защиту разводящей сети и потребителей осуществляет клапан регулятора постоянства коэффициента подмешивания. Клапан срабатывает при аварийном останове подмешивающих насосов, которые прекращают работу также и при наступлении статического режима.

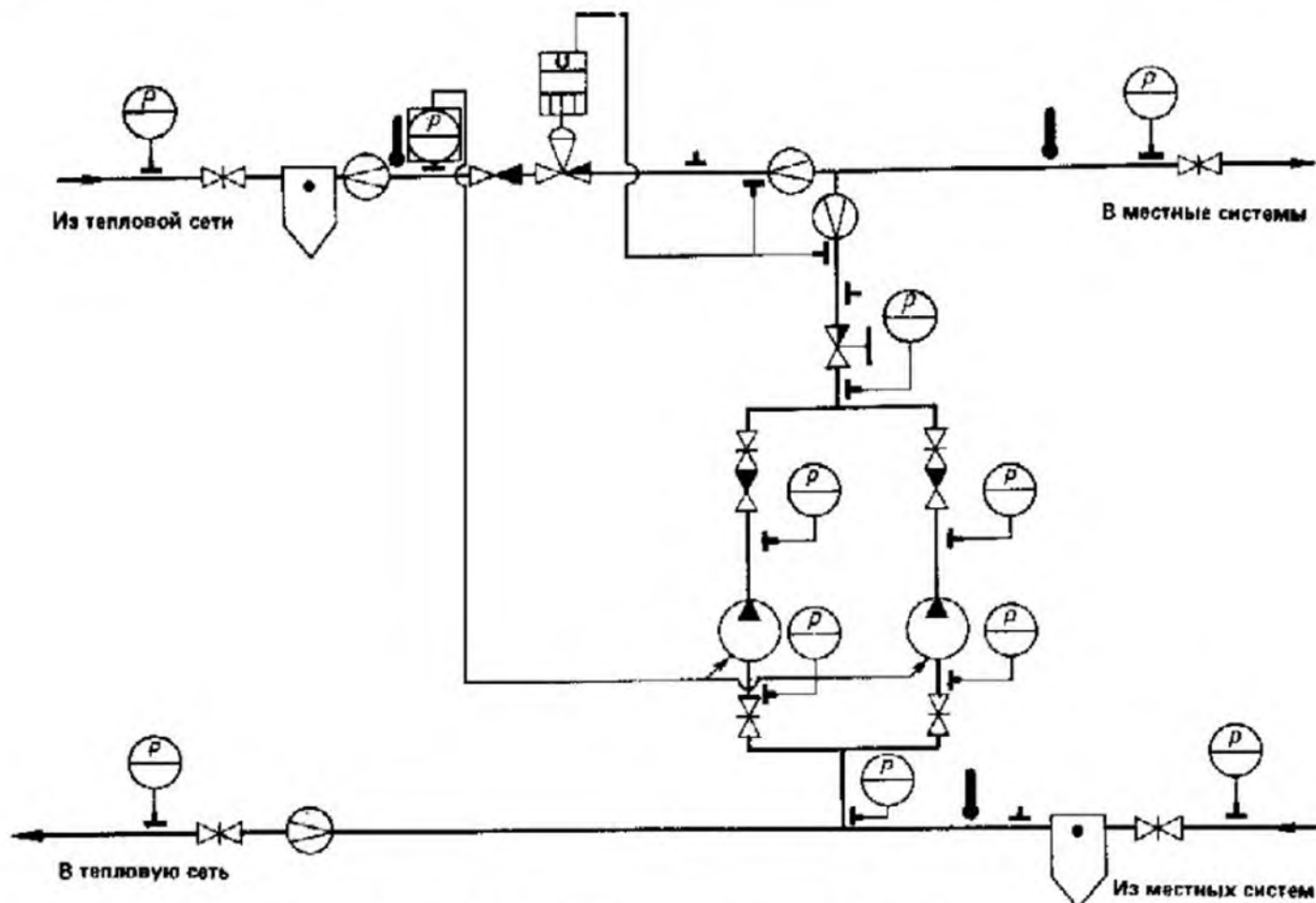


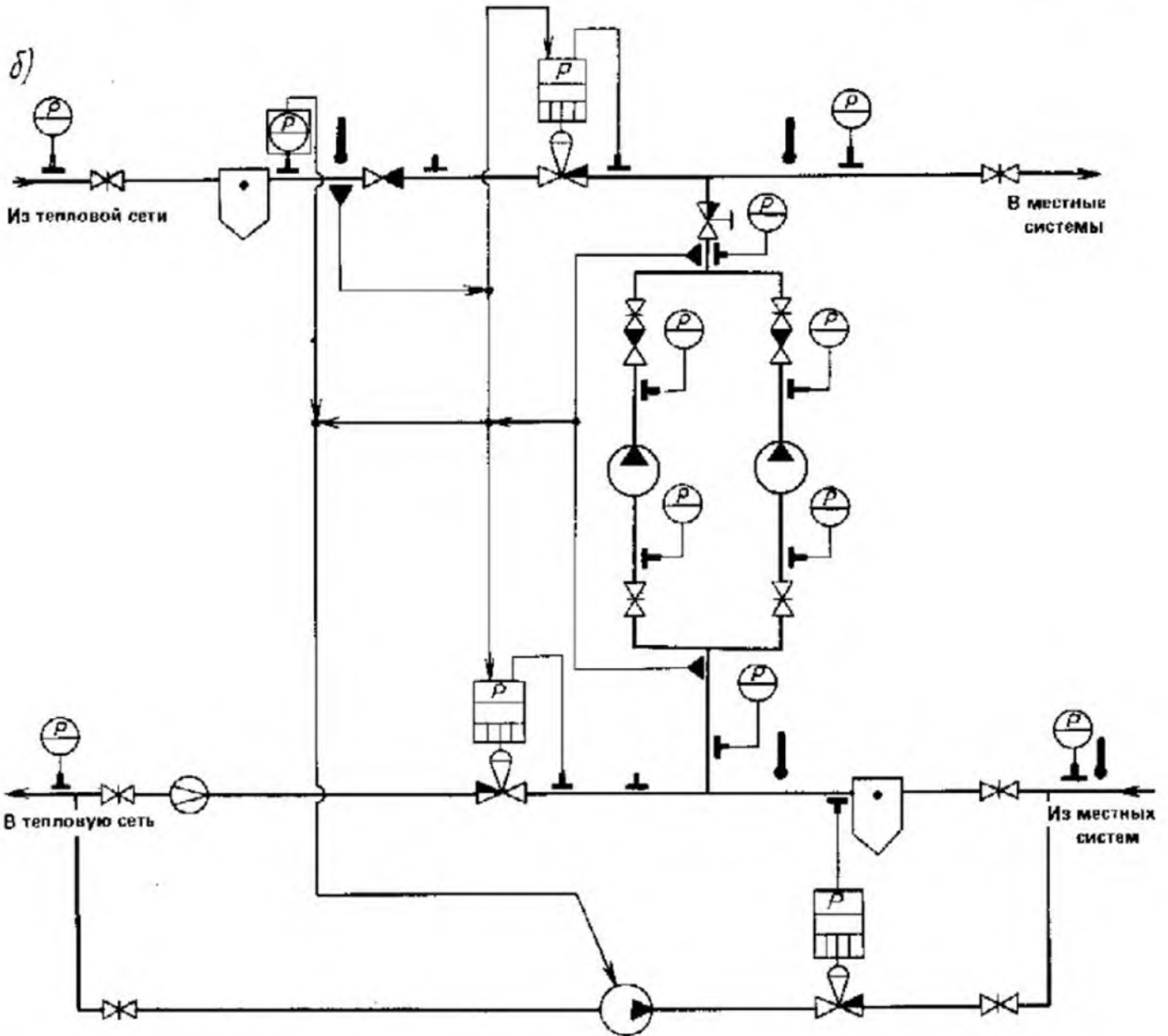
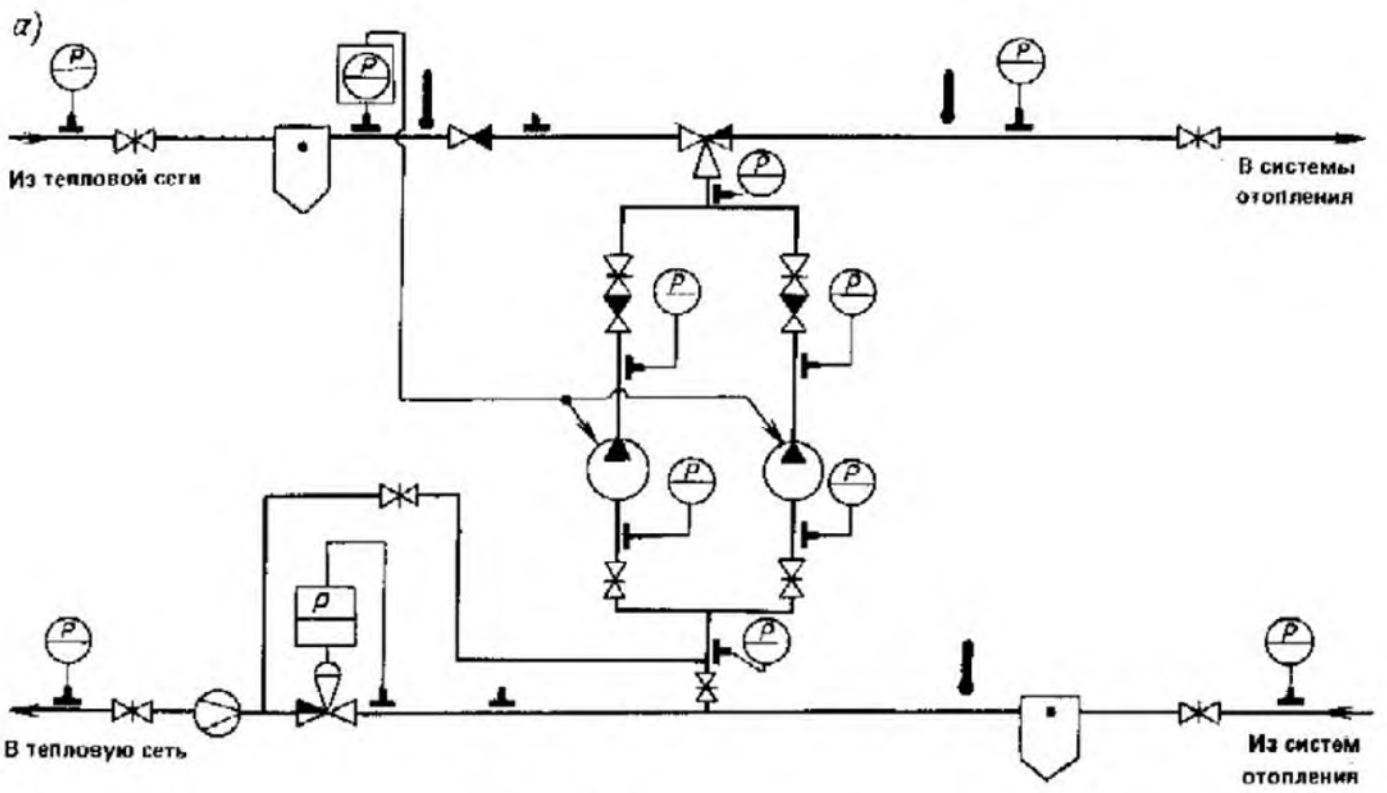
Рис. 3.15. Схема теплового пункта при снижении расчетной температуры воды у потребителей до 130–140 °С

Схема ТП с подмешиванием при недостаточном напоре в обратной линии. Для небольших ТП при малых колебаниях располагаемого напора применяют схему, показанную на рис. 3.16, а. В период статического режима подмешивающие насосы останавливаются, при этом потребители оказываются отключенными от тепловой сети. Если для ТП выполняется условие (3.1), то на ТП устанавливают переключатель Б и задвижку на всасывающей стороне подмешивающих насосов, которые используют в этом случае для организации автономной циркуляции теплоносителя у потребителей ИТП. При нормальной работе ТП задвижка на переключателе Б закрыта, а задвижка на всасывающей стороне насосов открыта. В режиме автономной циркуляции обе задвижки должны менять свое положение на обратное. Пьезометрический график ТП при рабочем и автономном режимах показан на рис. 3.16, в.

Для крупных ЦТП и при нестабильном

располагаемом напоре в тепловой сети устанавливают два регулятора давления и подпиточную переключку с подпиточным насосом и регулятором подпитки (рис. 3.16, б). В этом случае при наступлении статического режима независимо от величины статического напора подмешивающие насосы могут быть оставлены в работе (при расчетной температуре воды у потребителей 95–105 °С). Если расчетная температура воды у потребителей существенно превышает эти величины, рекомендуется при статическом режиме остановить подмешивающие насосы и лишь затем осуществить автономную циркуляцию теплоносителя у потребителей.

Схемы ТП с подмешиванием при недопустимо высоком давлении в обратной линии требуют установки насосов на этой линии, работающих в режиме «подмешивание-подкачка». Для регулирования сниженного давления в обратной линии на нагнетательной стороне насосов устанавливают дроссельный орган, а на переключке — клапан, с помощью которого может быть отрегулирован необходимый коэффициент подмешивания. При расчетной темпера-



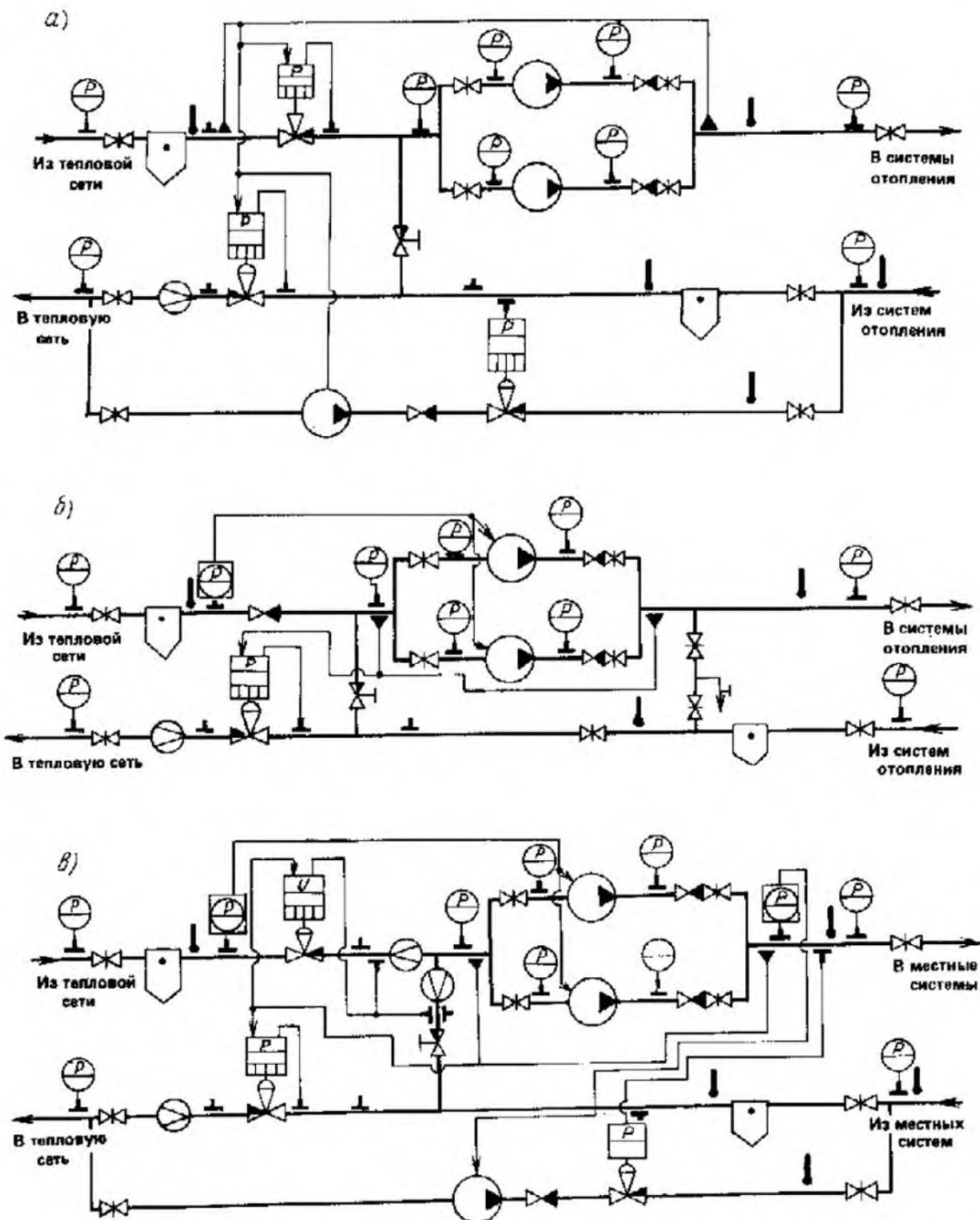
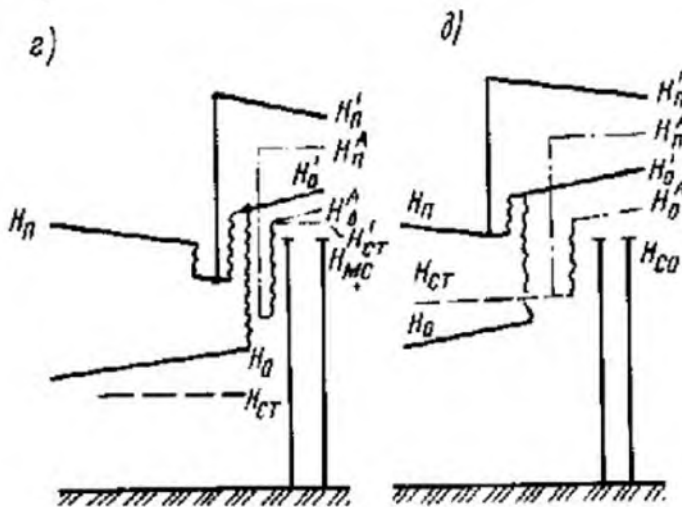


Рис. 3.18. Схемы тепловых пунктов при недостаточном напоре в подающей линии $H_p < \Delta H_p < H_{\text{н.с.}}$ и снижении расчетной температуры до $95-105^\circ\text{C}$: а — схема ТП при снижении расчетной температуры до $95-105^\circ\text{C}$; б — схема ИТП; в — схема ЦТП; г — пьезометрический график к схемам а и в; д — пьезометрический график к схеме б; обозначения изпорв см. рис. 3.9.



туре воды в подающей линии разводящей сети 95—105 °С у потребителей отсутствует нагрузка горячего водоснабжения. Поэтому гидравлический режим разводящей сети можно считать стабильным и не оказывающим влияния на величину коэффициента подмешивания.

Небольшой перепад температур в разводящей сети позволяет не выключать насосы при статическом режиме тепловой сети, что соответствует схеме ТП, показанной на рис. 3.17, а. Первоначальную регулировку коэффициента подмешивания производят дроссельным клапаном, установленным на перемычке. Постоянство давления на всасывающей стороне насосов обеспечивает регулятор подпора, постоянство располагаемого напора — совместная работа регуляторов давления на подающей и обратной линиях.

Регулятор подпора на обратной линии необходим главным образом при статическом режиме, когда насосы работают в качестве циркуляционных. При этом регулятор подпора, как и регулятор давления на подающей линии, принудительно закрывается, обеспечивая отсечку ТП от тепловой сети.

Замена регулятора подпора обратным клапаном приводит к установлению циркуляции через подпиточную перемычку, что снижает расход воды по системам отопления потребителей.

При останове насосов также необходима отсечка ТП вследствие повышения до недопустимых пределов давления у потребителей. При отсечке ТП подпитка разводящей сети и потребителей обеспечивается подпиточной перемычкой. Устанавливаемый на ней регулятор под-

питки настраивается на поддержание меньшего давления, чем это имеет место при нормальном режиме.

Схема ТП, показанная на рис. 3.17, б, применима независимо от величины расчетной температуры воды после подмешивания. Она характеризуется пониженными требованиями к регулированию и защите, и поэтому ее следует применять для ИТП. Схему можно применять при стабильном гидравлическом режиме тепловой сети и отсутствии автоматически регулируемой нагрузки у потребителей. Режим автономной циркуляции устанавливают вручную.

При нестабильном гидравлическом режиме тепловой сети клапан смещения — защиты заменяют регулятором постоянства располагаемого напора у потребителей. Клапан регулятора закрывается при останове подкачивающих насосов. Для установления коэффициента подмешивания на перемычке размещают дроссельный орган. Для крупных ЦТП с автоматически регулируемой нагрузкой у потребителей используют схему, показанную на рис. 3.17, в.

Схемы ТП с подмешиванием при недостаточном напоре в подающей линии. Для схем ТП с подмешиванием при $H_n - \Delta H_p < H_{м.с.}$ устанавливают насос на подающей линии для подъема воды к верхним точкам местных систем и преодоления их гидравлического сопротивления. Кроме того, на обратной линии ТП повышают напор, чтобы обеспечить залив местных систем и подмешивание обратной воды в подающую линию. При статическом режиме в тепловой сети необходима отсечка потребителей ТП для предотвращения опорожнения их местных систем, а также возможного повышения давления сверх допустимого у остальных потребителей.

Схема ТП с сохранением циркуляции в системах отопления при статическом режиме, применяемая при снижении расчетной температуры воды у потребителей до 95—105 °С, показана на рис. 3.18, а. Эту схему используют при нестабильном гидравлическом режиме тепловой сети. Залив местных систем обеспечивает регулятор подпора, причем разность между регулируемым напором и напором в подающей линии дросселируется в регулировочном клапане, установленном на подмешивающей перемычке. С помощью этого клапана устанавли-

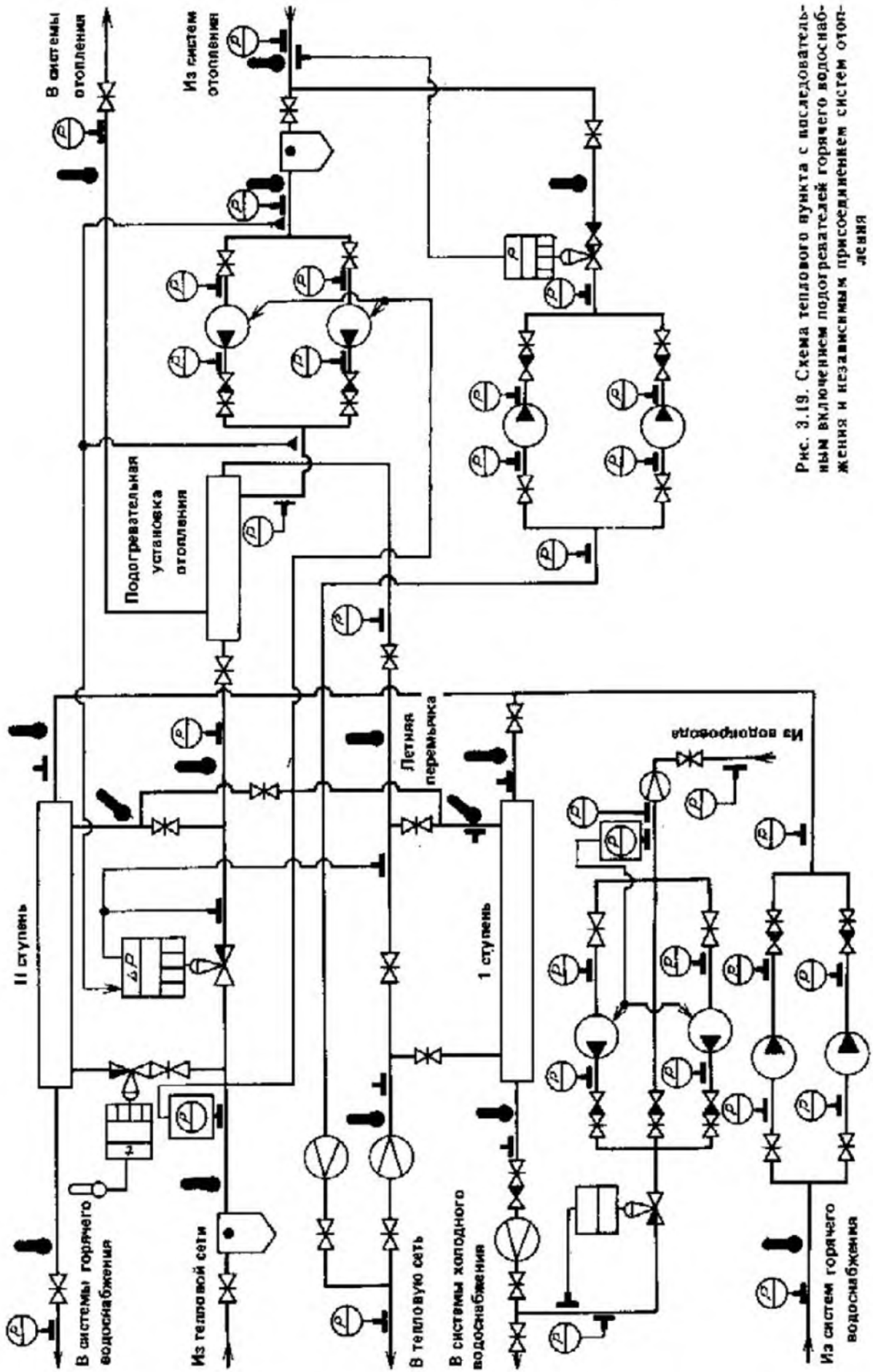


Рис. 3.19. Схема теплового пункта с последовательным включением подогревателей горячего водоснабжения и независимым присоединением систем отопления

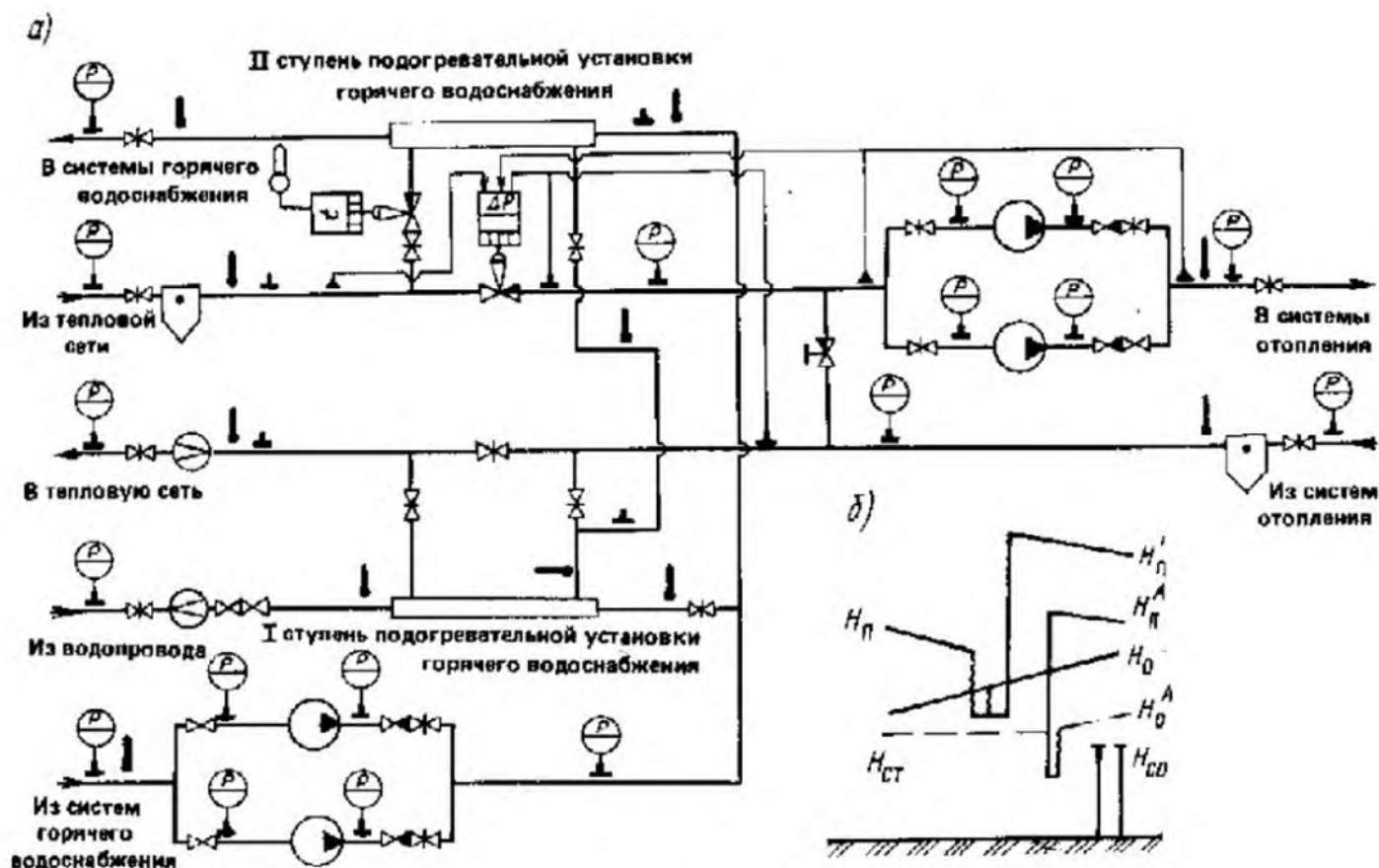


Рис. 3.20. Схема теплового пункта (а) со смешанным включением подогревателей горячего водоснабжения при недостаточном располагаемом напоре у потребителей с пьезометрическим графиком (б) (обозначения напоров см. рис. 3.9)

вают необходимый коэффициент подмешивания.

При наступлении статического режима $H_{ст} < H_{св}$, а также при останове подкачивающих насосов автоматически отключаются подающая и обратная линии и включается подпиточный насос. Регулирование подпитки отсеченной разводящей сети и местных систем обеспечивает регулятор, настроенный на поддержание несколько меньшего давления в обратной линии, чем при нормальной работе ТП (рис. 3.18, г).

При стабильном гидравлическом режиме тепловой сети на подающей линии ТП взамен регулятора давления «после себя» устанавливают обратный клапан, отключающий потребителей по подающей линии при останове подкачивающих насосов. Если величина статического напора в тепловой сети достаточно высока и условие (3.1) соблюдается, то можно отказаться от подпиточной перемычки с насосом и регулятором подпитки.

При наступлении статического режима под-

качивающие насосы можно оставлять в работе, а подпитку автономно работающих потребителей осуществлять по подающей линии (рис. 3.18, д). Для заполнения местных систем в этой схеме дополнительно необходимо устанавливать перемычку между подающей и обратной линиями с двумя задвижками и спуском между ними, которую следует располагать на нагнетательной стороне подкачивающих насосов. Простая схема ИТП при $H_{п} - \Delta H_{р} < < H_{ст}$, не зависящая от величины расчетной температуры воды у потребителей, показана на рис. 3.18, б. Условия ее применения аналогичны указанным при рассмотрении схемы на рис. 3.17, б, а пьезометрический график показан на рис. 3.18, д.

При нестабильном гидравлическом режиме тепловой сети обратный клапан на подающей линии заменяют регулятором давления «после себя», на который подается импульс на отсечку от остановки подкачивающих насосов. Для крупных ЦТП с автоматически регулируемой нагрузкой у потребителей применяют схему, показанную на рис. 3.18, в. Пьезометрический график для этой схемы приведен на рис. 3.18, г.

Схемы ТП в закрытой системе теплоснабжения. Примеры схем ТП при двух ступенях

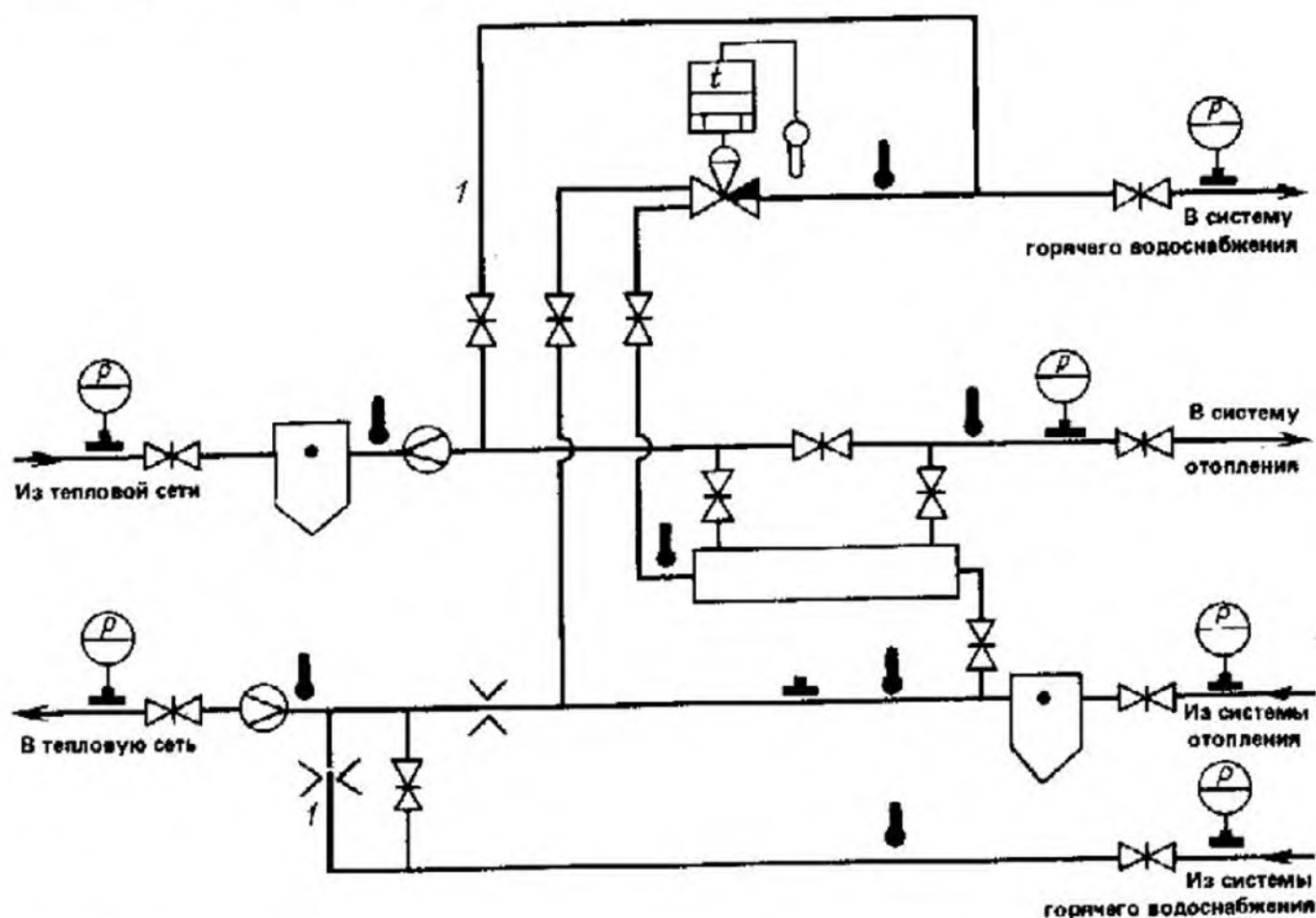


Рис. 3.21. Схема теплового пункта при непосредственном водоразборе только из обратной линии
1 — перемычки для работы в летний период

нагрева водопроводной воды и отклонениях гидравлического режима тепловой сети в точке подключения ТП от нормальных значений показаны на рис. 3.19 и 3.20. Схема ТП с последовательным включением подогревателей горячего водоснабжения и независимым присоединением систем отопления изображена на рис. 3.19. Схема ТП отвечает условию недостатка напора в подающей линии тепловой сети для подачи воды к верхним точкам систем отопления $H_n - \Delta H_p < H_{c.н.}$. Схема предусматривает элеваторное присоединение систем отопления.

Схема ТП со смешанным включением подогревателей при недостаточном располагаемом напоре у потребителей показана на рис. 3.20. Схема соответствует варианту гидравлического режима, при котором подкачивающие насосы

устанавливают на подающей линии, и предусматривает снижение расчетной температуры воды у потребителей до 95—105 °С.

Схема ТП в открытой системе теплоснабжения с разбором воды только из обратной линии. Для обеспечения такой схемы отбора воды на протяжении всего отопительного сезона устанавливают предвключенный подогреватель, из которого греющая вода поступает в систему отопления (рис. 3.21). Схема с предвключенным подогревателем при непосредственном водоразборе позволяет сократить расход сетевой воды и способствует увеличению циркуляции ее в отопительных системах.

ГЛАВА 4

НАЛАДКА ВОДЯНЫХ ТЕПЛОВЫХ СЕТЕЙ

4.1. ОСНОВНЫЕ ПОЛОЖЕНИЯ

Наладку водяных тепловых сетей осуществляют для обеспечения нормального теплоснабжения потребителей. В результате наладки создаются необходимые условия для работы систем отопления, приточной вентиляции, кондиционирования воздуха и горячего водоснабжения и повышаются технико-экономические показатели централизованного теплоснабжения за счет увеличения пропускной способности тепловых сетей, ликвидации перегрева потребителей, снижения расхода электроэнергии на перекачку теплоносителя.

Наладку выполняют во всех звеньях централизованного теплоснабжения: в подогревательной установке источника теплоты, тепловой сети, тепловых пунктах и системах теплоснабжения. Наладочные работы выполняют в три этапа: 1) обследуют и испытывают систему централизованного теплоснабжения с последующей разработкой мероприятий, обеспечивающих эффективность ее работы; 2) осуществляют разработанные мероприятия; 3) регулируют систему.

В результате обследования выявляют фактические эксплуатационные режимы, уточняют тип и состояние оборудования системы теплоснабжения, определяют характер и величину тепловых нагрузок, необходимость и объем испытаний тепловых сетей и оборудования.

В процессе наладочных работ испытывают пропускную способность теплосети и коммуникаций источника теплоты, определяют фактическую характеристику сетевых насосов, испытывают калориферные установки. При необходимости тепловые сети испытывают на теплотехнику, прочность и компенсирующую способность при максимальной температуре сетевой воды.

Режимы и мероприятия, обеспечивающие эффективность работы тепловой сети, разрабатывают на основе данных обследования и испытаний в следующем порядке: рассчитывают фактические тепловые нагрузки; устанавливают режим отпуска теплоты; определяют расчетные расходы сетевой воды; производят гидравлический расчет наружных тепловых се-

тей, а при необходимости — систем теплоснабжения промышленных зданий; разрабатывают гидравлический режим работы тепловых сетей; рассчитывают дроссельные и смешительные устройства для тепловых пунктов потребителей и отдельных теплоиспользующих установок; определяют места установки автоматических регуляторов на источнике теплоты, тепловых сетях и у потребителей; составляют перечень мероприятий, выполнение которых должно предшествовать регулировке.

При выполнении мероприятий по наладке производят следующие работы: устраняют дефекты строительных конструкций и оборудования; приводят схемы и оборудование водо-подогревательной установки, тепловых сетей, подкачивающих насосных станций, тепловых пунктов и систем теплоснабжения в соответствии с рекомендациями, основывающимися на выполненных расчетах и разработанных тепловых и гидравлических режимах; оснащают все звенья системы теплоснабжения необходимыми контрольно-измерительными приборами в соответствии с требованиями нормативных документов; автоматизируют отдельные узлы системы теплоснабжения; устраняют насосные и дроссельные станции; устанавливают дроссельные и смешительные устройства.

К регулировке систем централизованного теплоснабжения приступают только после выполнения всех разработанных мероприятий по наладке. В процессе регулировки проверяют прогрев теплоиспользующих установок при работе источника теплоты в разработанных тепловых и гидравлических режимах, а также соответствие фактических расходов теплоносителя расчетным, корректируют диаметры отверстий силовых элеваторов и дроссельных диафрагм, настраивают автоматические регуляторы.

Эффективность наладки тепловых сетей характеризуется следующими показателями: сокращением расходов топлива за счет ликвидации перегрева систем теплоснабжения; сокращением расхода электроэнергии на перекачку теплоносителя за счет снижения удельного расхода сетевой воды и отключения излишних насосных станций; обеспечением возможности

подключении к сетям дополнительных теплопотребителей; сокращением расходов топлива на выработку электроэнергии за счет снижения температуры воды в обратных трубопроводах тепловой сети (в теплофикационных системах).

4.2. ОБСЛЕДОВАНИЕ СИСТЕМЫ ЦЕНТРАЛИЗОВАННОГО ТЕПЛОСНАБЖЕНИЯ

Наладку системы централизованного тепло снабжения начинают с обследования всех элементов системы — источника теплоты, тепловых сетей, систем теплоотребления. При обследовании системы знакомятся с проектной документацией и эксплуатационными материалами, выявляют отклонения от проектных решений, а также дефекты проекта и монтажа; уточняют технические характеристики установленного оборудования и определяют его техническое состояние; анализируют фактические режимы работы системы и условия эксплуатации; собирают и составляют исходную техническую документацию для выполнения наладочных работ; намечают предварительные мероприятия по повышению уровня эксплуатации системы и обеспечению возможности проведения наладочных работ.

Обследование источника теплоты. При обследовании по паспортным и эксплуатационным данным устанавливают:

тепловые мощности котлов, теплофикационных отборов и конденсаторов турбин, которые используют для подогрева сетевой воды;

технические характеристики водоподогревателей и охладителей конденсата (допустимые давления и температуры пара и воды, поверхности нагрева, расчетные расходы сетевой воды и гидравлические сопротивления);

технические характеристики сетевых, подпиточных и рециркуляционных насосов (частоту вращения, мощность электродвигателя, расход воды, развиваемый напор, максимальный и минимальный напоры во всасывающем патрубке);

схему и производительность водоподогревательной установки для подпитки тепловой сети;

типы и схемы включения автоматических регуляторов (подпитки, температуры и т.д.),

а также наличие контрольно-измерительной аппаратуры.

При рассмотрении проектной документации по теплоприготовительной установке ТЭЦ или котельной выявляют отклонения в схеме оборудования источника теплоты от проектных решений, дефекты монтажа, а также техническое состояние оборудования. По результатам обследования составляют принципиальную схему теплоприготовительной установки с указанием на ней всего оборудования, коммуникаций и контрольно-измерительных приборов.

Обследование тепловых сетей и вспомогательного оборудования. При обследовании необходимо выявить: типы и места установки запорной арматуры, компенсаторов, воздушников, спускников, перемычек, контрольно-измерительных приборов; состояние тепловых камер, строительных конструкций, тепловой и антикоррозионной изоляции, попутных дренажей; технические характеристики оборудования насосных станций, типы и схемы включения автоматических регуляторов. После рассмотрения проектной документации и данных обследования выявляют отклонения от проектных решений, а также дефекты проектирования и монтажа. По имеющимся проектным и исполнительным документам, а также результатам обследования составляют схему сети. На схему наносят данные и диаметры всех участков, места подключения потребителей, местные сопротивления (повороты, компенсаторы, запорную арматуру и т.д.), контрольно-измерительные приборы, геодезические отметки узловых камер и характерных тепловых пунктов потребителей.

Обследование тепловых пунктов и систем теплопотребления. При обследовании индивидуальных и центральных тепловых пунктов выявляют схемы подключения систем теплопотребления к тепловым сетям, наличие контрольно-измерительных приборов и автоматических регуляторов, а также технические характеристики установленного оборудования. В процессе обследования систем теплопотребления жилых и административно-общественных зданий выявляют тип схем отопления и виды установленных нагревательных приборов.

При обследовании систем теплопотребления промышленных потребителей составляют и корректируют имеющиеся схемы тепловых пунктов

и систем теплоснабжения с указанием на них длины и диаметров трубопроводов, теплоснабляющих приборов, контрольно-измерительных приборов; выявляют типы, число и схемы обвязок калориферов и конвективно-излучающих приборов. После рассмотрения проектной документации и данных обследований выявляют отклонения от проектных решений, а также дефекты проекта и монтажа.

Анализ режимов работы системы теплоснабжения выполняют по эксплуатационным данным. Выявляют следующие данные, характеризующие гидравлический и тепловой режимы работ системы: расходы сетевой и подпиточной воды в суточном и сезонном разрезах; напоры в подающем и обратном трубопроводах у источника теплоты, в характерных точках сети и на тепловых пунктах потребителей; фактический температурный график регулирования отпуска теплоты и фактический отпуск теплоты потребителям; качество работы систем теплоснабжения.

Сравнивая фактические и расчетные параметры работы системы теплоснабжения, выявляют основные причины некачественного теплоснабжения и определяют главные направления наладочных работ. По материалам обследования системы централизованного теплоснабжения составляют перечень мероприятий по нормализации работы системы и повышению уровня ее эксплуатации.

4.3. ОПРЕДЕЛЕНИЕ ТЕПЛОВЫХ НАГРУЗОК ПОТРЕБЛЕНИЯ

Тепловые нагрузки принимают по проектным данным, если в результате обследования установлено соответствие проектам систем отопления, вентиляции, кондиционирования воздуха и горячего водоснабжения. При отсутствии проектов или их несоответствии фактическим данным тепловые нагрузки для промышленных зданий определяют расчетным путем с учетом выявленных при обследовании технических характеристик отопительных приборов, калориферов, водоподогревателей, а для жилых зданий — по удельным характеристикам.

Расход теплоты на отопление (на системы, оборудование конвективно-излучающими приборами). Расчетные расходы теплоты (Гкал/ч)

на отопление жилых, общественных и административных зданий определяют по укрупненным показателям

$$Q_{от} = \alpha q V (t_{в} - t_{н,р}) 10^{-6},$$

где q — удельная отопительная характеристика здания при $t_{н,р} = -30^\circ\text{C}$; кал/(м³·ч·°C), α — поправочный коэффициент, учитывающий климатические условия района и применяемый в случаях, когда расчетная температура наружного воздуха отличается от -30°C ; V — объем здания по наружному обмеру, м³; $t_{в}$ — расчетная температура воздуха внутри отапливаемого здания, °C; $t_{н,р}$ — расчетная температура наружного воздуха для проектирования отопления, °C.

Удельные отопительные характеристики зданий, поправочный коэффициент α и расчетные температуры внутреннего и наружного воздуха приведены в гл. 1 (табл. 1.3, 1.7, 1.8, 1.10).

Отопительные характеристики жилых зданий с учетом естественной вентиляции для климатического пояса с расчетной температурой наружного воздуха $t_{н,р} = -30^\circ\text{C}$ можно также определить по эмпирической формуле ВТИ им. Ф. Э. Дзержинского:

$$q = a/\sqrt{V},$$

где V — объем зданий по наружному обмеру, м³; $a=6$, $a=1,6$ — для зданий, возведенных до 1958 г.; $a=8$; $a=1,3$ — для зданий, построенных после 1958 г. (из сборного железобетона).

Расход теплоты на отопление общественных, административных и промышленных зданий нетиповой конструкции или сложной конструкции в плане, а также имеющих различные расчетные температуры внутреннего воздуха в отдельных отапливаемых помещениях определяют по поверхности фактически установленных нагревательных приборов в каждом помещении. Технические данные отопительных приборов приведены в гл. 2 (табл. 2.57—2.62). Теплоотдача чугунных радиаторов, ребристых труб, регистров из гладких труб и плитусных конвекторов КП приведена в табл. 4.1.

Теплоотдачу радиаторов КЛТ определяют по монограмме (рис. 4.1) в зависимости от температурного напора:

$$\Delta t = t_{1p} + t_{2p}/2 - t_{в},$$

где t_{1p} и t_{2p} — температуры воды соответственно входящей и выходящей из прибора, °C; $t_{в}$ — расчетная температура в помещении, °C.

Теплоотдачу установленных конвекторов «Аккорд» и «Комфорт», плитусного чугунного конвектора ЛТ-10 с достаточной для наладоч-

Таблица 4.1. ТЕПЛООТДАЧА 1 ЭКМ НАГРЕВАТЕЛЬНЫХ ПРИБОРОВ В ДВУХТРУБНЫХ СИСТЕМАХ ОТОПЛЕНИЯ, ККАЛ/(Ч·ЭКМ)

Температура воздуха в помещении, °С	Температура теплоносителя $t_{1,2}$, °С							
	85—65	90—70	95—70	100—70	115—70	130—70	140—70	150—70
<i>Чугунные радиаторы при подаче воды по схеме сверху вниз</i>								
5	482	552	541	587	599	641	668	700
10	441	482	500	542	554	601	624	657
12	424	465	484	526	537	594	610	640
14	408	448	467	511	520	567	595	623
15	400	441	459	493	511	558	587	615
16	392	433	451	486	503	549	579	607
18	375	416	435	470	487	531	565	592
20	359	400	417	455	471	514	550	576
23	334	375	392	432	446	488	528	552
25	317	359	373	417	429	472	514	536
<i>Регистры из гладких и ребристых труб, панельные конвекторы типа КИ</i>								
5	479	519	539	599	618	678	718	758
10	439	479	499	559	579	638	678	718
12	423	463	483	543	563	622	662	702
15	399	439	459	519	539	598	638	678
16	391	431	451	511	531	590	630	670
18	375	415	435	495	515	575	614	654
20	359	399	419	479	499	559	598	638
25	319	359	379	439	469	519	558	598

ных работ точно (без учета фактического расхода воды) находят по формуле

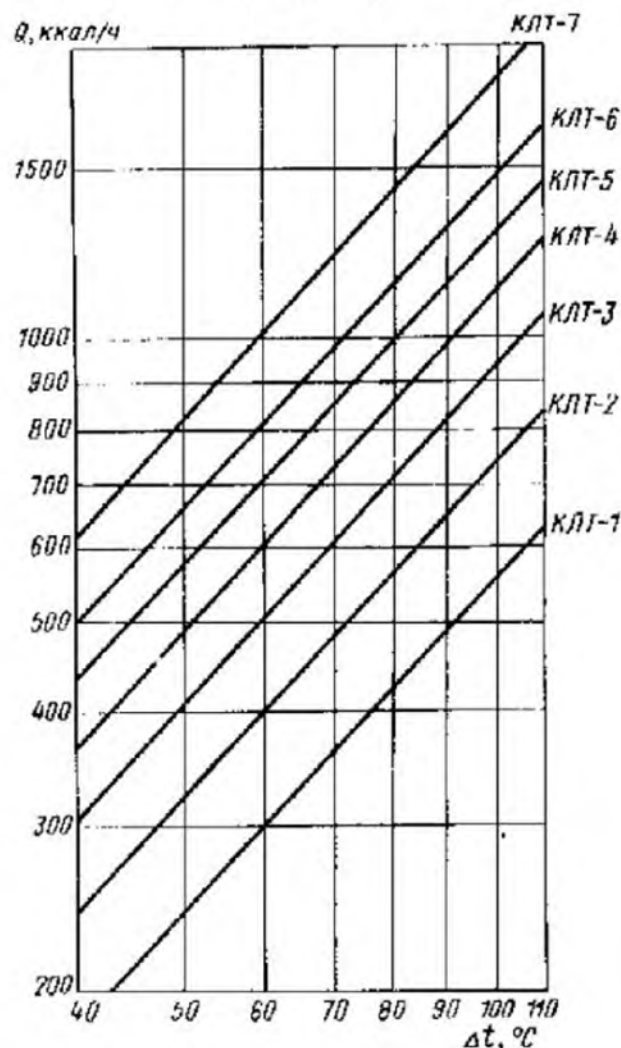
$$Q = 435 F_{\text{экм}} \varphi_1$$

где φ_1 — коэффициент, учитывающий изменение температурного напора (см. график на рис. 4.2).

Теплоотдачу стальных панельных змеевиков радиаторов типа ЗС и конвекторов «Прогресс» находят с помощью графиков на рис. 4.3—4.7. Теплоотдача спаренных стальных листотрубных радиаторов КЛТ или стальных панельных змеевиков радиаторов ЗС-11-(3-7), состоящих из двух одиночных, соединенных параллельно, на 15% ниже теплоотдачи одиночных. При определении расходов теплоты на отопление кроме теплоотдачи отопительных приборов учитывают теплоотдачу в помещении от неизолированных трубопроводов (табл. 4.2 и 4.3).

Расход теплоты калориферными установками. Теплотехнические параметры калориферных установок находят по результатам воздушных испытаний установок и техническим характеристикам применяемых калориферов. При

Рис. 4.1. Теплоотдача стальных листотрубных радиаторов КЛТ в зависимости от температурного напора



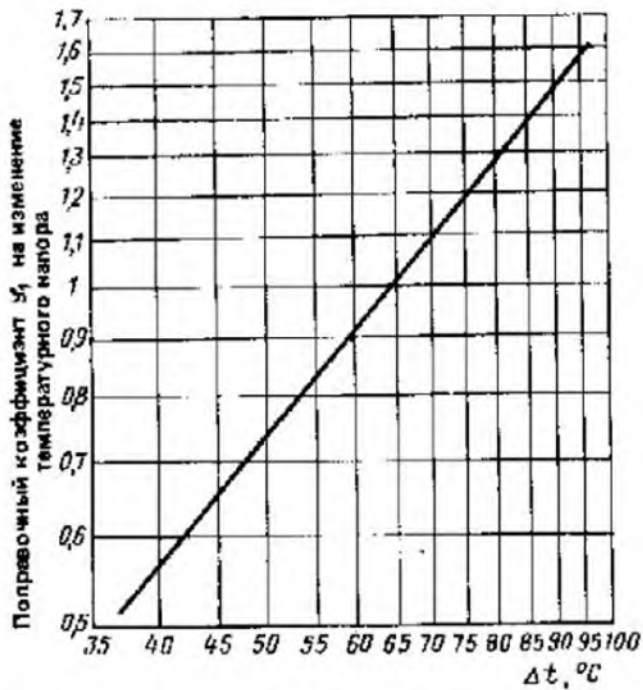


Рис. 4.2. График для определения поправочного коэффициента ψ_1 в зависимости от изменения температурного напора Δt конвекторов ЛТ-10, «Аккорд», «Комфорт» ($d_1 = 15$ мм)

Таблица 4.2. ТЕПЛОТДАЧА ОТ НЕИЗОЛИРОВАННЫХ ТРУБ ДЛИНОЙ 1 М ПРИ РАЗНОСТИ ТЕМПЕРАТУРЫ ТЕПЛОНОСИТЕЛЯ И ОКРУЖАЮЩЕГО ВОЗДУХА, РАВНОЙ 1 °С

Диаметр трубопровода, мм	Теплоотдача, ккал/ч	Диаметр трубопровода, мм	Теплоотдача, ккал/ч
15	0,78	70	2,51
20	0,97	80	2,68
25	1,22	100	3,4
32	1,54	125	4,23
40	1,75	150	5,6
50	2,09	200	7,19

Поправочный коэффициент для расчета теплоотдачи труб

Наименование и расположение трубопровода	Коэффициент
Сток	0,5
Подводка (подающая и обратная)	0,9
Трубопровод, проложенный у потолка	0,25
Трубопровод, проложенный у пола	0,75

известной проектной тепловой производительности caloriferной установки последнюю принимают за основу при определении расчетной температуры обратной воды от установки. При неизвестной проектной тепловой производительности caloriferной установки в качестве основного исходного данного принимают расчет-

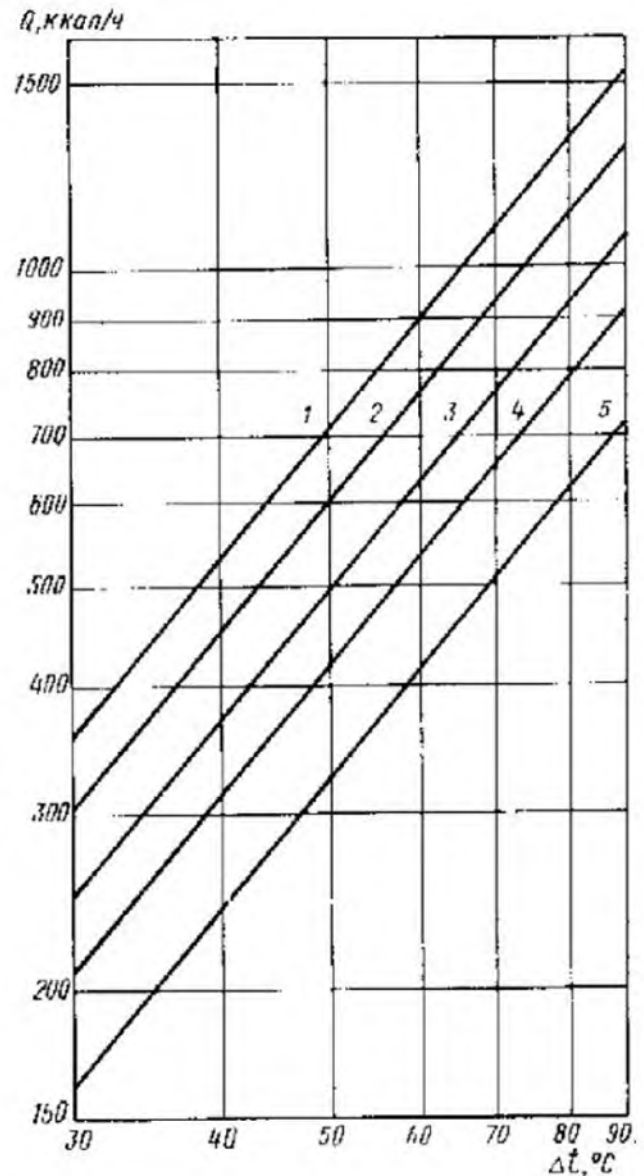


Рис. 4.3. Теплоотдача различных марок стальных панельных змеевиковых радиаторов в зависимости от температурного напора
1—ЗС-11-7; 2—ЗС-11-6; 3—ЗС-11-5; 4—ЗС-11-4; 5—ЗС-11-3

ную температуру обратной воды, по которой определяют расчетную тепловую производительность установки и расчетную температуру нагретого воздуха на выходе из установки.

Результат расчета caloriferной установки при известной ее проектной теплопроизводительности позволяет вычитать запас поверхности нагрева установки для использования его в целях снижения расчетной температуры обратной воды по сравнению с нормативной. Это предопределяет большую эффективность указанного метода расчета caloriferных установок, чем расчет теплопроизводительности установки на нормативную температуру обрат-

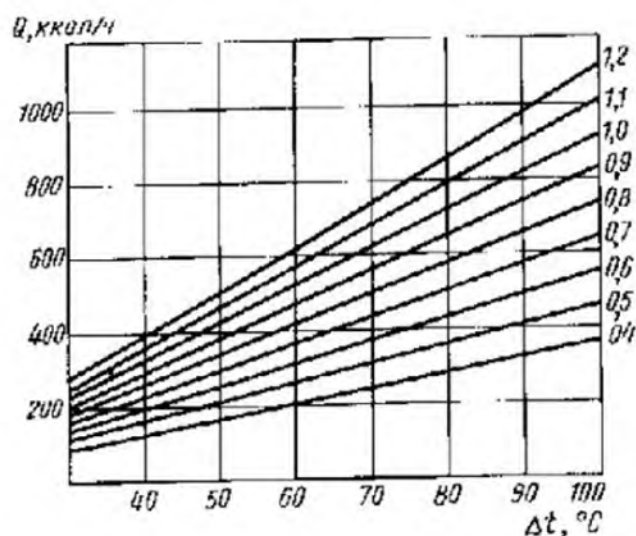


Рис. 4.4. Теплоотдача однорядного конвектора «Прогресс» при различных длинах нагревательного элемента ($d_n = 15$ мм)

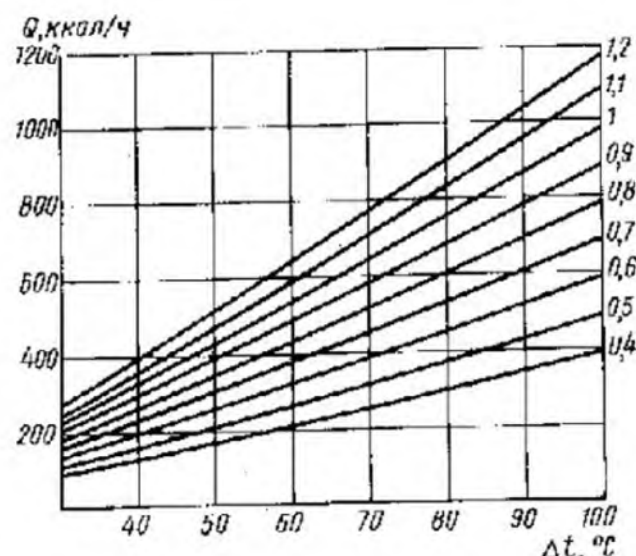


Рис. 4.5. Теплоотдача однорядного конвектора «Прогресс» при различных длинах нагревательного элемента ($d_n = 20$ мм)

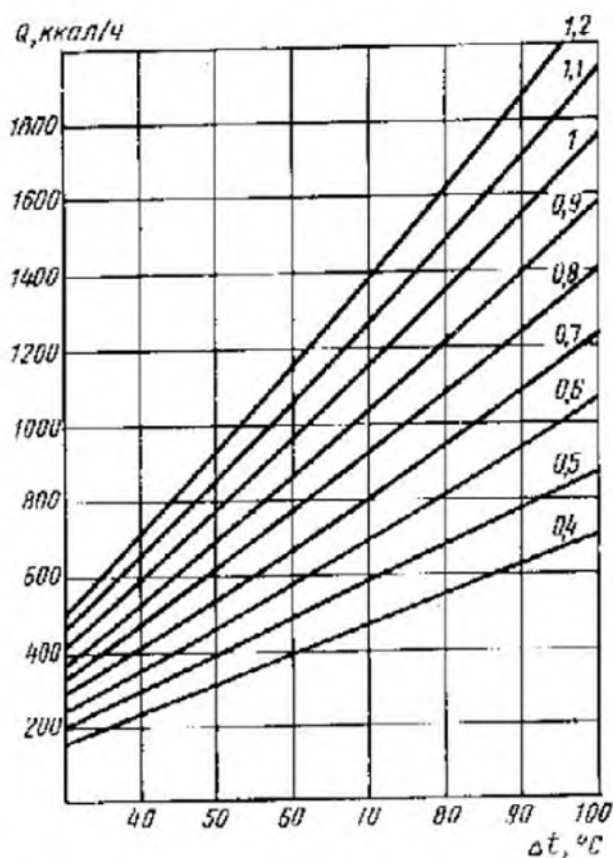


Рис. 4.6. Теплоотдача двухрядного конвектора «Прогресс» при различных длинах нагревательного элемента ($d_n = 20$ мм)

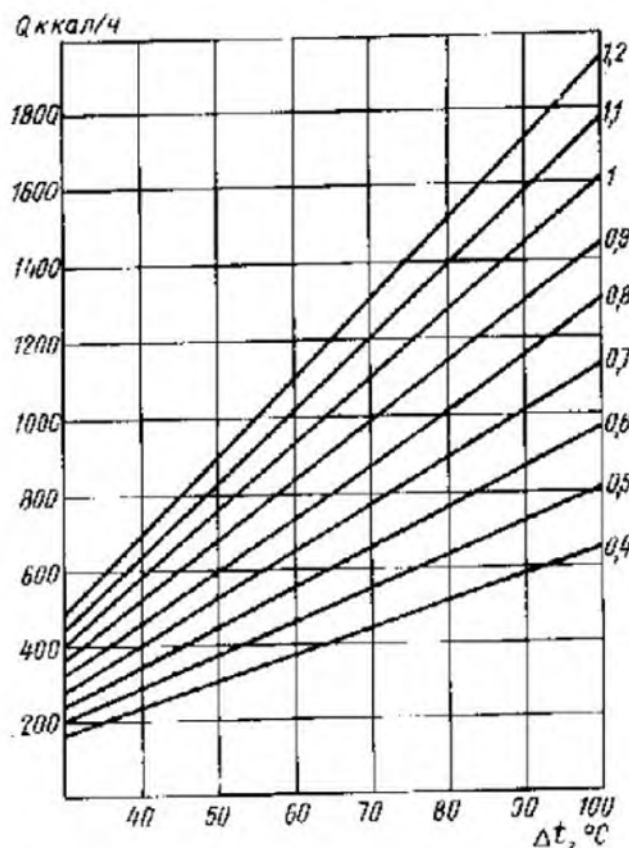


Рис. 4.7. Теплоотдача двухрядного конвектора «Прогресс» при различных длинах нагревательного элемента ($d_n = 15$ мм)

ной воды. Поэтому расчет caloriferной установки при заданной расчетной температуре обратной воды рекомендуется выполнять только при отсутствии данных о проектной тепловой производительности установки.

Определение расчетной теплопроизводительности caloriferной установки при заданной температуре воды в обратном трубопроводе. Расчетную теплопроизводительность caloriferной установки находят методом последова-

тельных приближений следующим образом.

1. Принимают вероятную расчетную температуру воздуха на выходе из calorиферной установки t_{1p} .

2. Определяют весовую скорость воздуха $V_{\gamma p}$, кг/(м²·с), проходящего через calorиферную установку в расчетных условиях, по формуле:

$$(V_{\gamma})_p = L_{\kappa} \gamma_p / 3600 f_p, \quad (4.1)$$

где L_{κ} — объемный расход воздуха через вентилятор, полученный в результате воздушных испытаний установки, м³/ч; γ_p — плотность воздуха, проходящего в расчетных условиях через вентилятор, кг/м³ (при установке вентилятора по ходу воздуха после calorиферов $\gamma_p = \gamma_{t_{1p}}$, при установке вентилятора до calorиферов $\gamma_p = \gamma_{t_{2p}}$); f_p — площадь живого сечения calorиферов для прохода воздуха, м².

3. Находят тепловую производительность Q_p , Гкал/ч, установки при расчетных условиях

$$Q_p = 0,24 L_{\kappa} \gamma_p (t_{1p} - t_{2p}) 10^{-6}, \quad (4.2)$$

где t_{1p} и t_{2p} — соответственно расчетные температуры воздуха на входе и выходе из calorиферной установки, °С.

4. Определяют скорость воды w , м/с, в трубах calorиферов:

$$w = \frac{0,278 Q_p}{f_1 (t_{1p} - t_{2p})}, \quad (4.3)$$

где t_{1p} и t_{2p} — соответственно расчетные температуры воды на входе и выходе из calorиферной установки, °С; f_1 — площадь живого сечения труб calorиферов для прохода воды, м².

5. Определяют теоретический коэффициент теплопередачи K , ккал/(м²·ч·°С), calorиферов в зависимости от весовой скорости воздуха $(V_{\gamma})_p$ и скорости воды w .

6. Проверяют определенную по формуле (4.2) расчетную тепловую производительность установки

$$Q_p = \alpha K F \left(\frac{t_{1p} + t_{2p}}{2} - \frac{t_{1p} + t_{2p}}{2} \right) 10^{-6} \quad (4.4)$$

где F — поверхность нагрева calorиферов, м²; K — коэффициент теплопередачи calorиферов, ккал/(м²·ч·°С); α — коэффициент, учитывающий степень загрязнения поверхности calorиферов и влияющий на снижение коэффициента теплопередачи (принимают в пределах 0,7—0,9).

7. Если полученные по формулам (4.2) и (4.4) расчетные теплопроизводительности calorиферной установки отличаются более чем на ±3%, принимают новую температуру воздуха на выходе из calorиферной установки, и расчет производят заново. Для приточно-вентиляционных установок при отличии новой

температуры нагретого воздуха от первоначальной менее чем на 5 °С, плотность воздуха, входящую в формулы (4.1) и (4.2), не пере считают из-за незначительности вносимой погрешности. Для ускорения сходимости расчета рекомендуется новую величину принимать приблизительно равной температуре, определяемой по формуле:

$$t_{1p} = t_{2p} + \frac{Q_p \cdot 10^6}{0,24 L_{\kappa} \gamma_p},$$

где значение Q_p принимают по результатам предыдущего расчета по формуле (4.4).

8. Если величина температуры нагретого воздуха на выходе из установки t_{1p} , окончательно найденная в результате расчета, лежит в пределах между максимально и минимально допустимыми значениями этой температуры $t_{1p}^{\text{макс}}$ и $t_{1p}^{\text{мин}}$, определяют расход сетевой воды G_p , т/ч, на calorиферную установку:

$$G_p = Q_p \cdot 10^3 / (t_{1p} - t_{2p}). \quad (4.5)$$

На этом расчет заканчивают.

9. Если величина температуры нагретого воздуха на выходе из установки, окончательно найденная в результате расчета, окажется больше или меньше допустимого значения этой температуры, производят расчеты, приведенные ниже.

Продолжение расчета при недопустимо высокой температуре нагретого воздуха.

10. Принимают $t_{1p} = t_{1p}^{\text{макс}}$ и определяют новую расчетную теплопроизводительность установки $Q_p^1 < Q_p$:

$$Q_p^1 = 0,24 L_{\kappa} \gamma_p (t_{1p}^{\text{макс}} - t_{2p}) 10^{-6}. \quad (4.6)$$

11. Определяют по пп. 21—25 новую расчетную температуру обратной воды, идущей от установки $t_{2p}^1 < t_{2p}$, где в качестве основного исходного данного принята расчетная теплопроизводительность установки Q_p^1 .

12. Если полученная величина t_{2p}^1 окажется меньше минимально допустимого значения $t_{2p}^{\text{мин}}$, необходима реконструкция calorиферной установки с уменьшением площади поверхности нагрева.

13. Если полученная величина t_{2p}^1 окажется больше минимально допустимого значения $t_{2p}^{\text{мин}}$, определяют расчетный расход сетевой воды на calorиферную установку

$$G_p = Q_p^1 \cdot 10^3 / (t_{1p} - t_{2p}^1). \quad (4.7)$$

На этом расчет заканчивают.

Продолжение расчета при недопустимо низкой температуре нагретого воздуха.

14. Принимают $t_{1p} = t_{1p}^{min}$ и определяют новую расчетную теплопроизводительность установки $Q_p^1 > Q_p$

$$Q_p^1 = 0,24L_{0V}(t_{1p}^{min} - t_{2p})10^{-6}$$

15. Определяют по пп. 21—25 новую расчетную температуру обратной воды, идущей от установки $t_{2p}^1 > t_{2p}$, где в качестве основного исходного данных принимают расчетную теплопроизводительность установки Q_p^1 .

16. Если полученная величина t_{2p}^1 окажется больше максимально допустимого значения t_{2p}^{max} , необходима реконструкция caloriferной установки с увеличением площади поверхности нагрева.

17. Если полученная величина t_{2p}^1 окажется меньше максимально допустимого значения t_{2p}^{max} , по формуле (4.7) определяют расчетный расход сетевой воды на caloriferную установку. На этом расчет заканчивают. Схема расчета caloriferной установки при заданной расчетной температуре обратной воды приведена на рис. 1.8.

Определение расчетной температуры обратной воды от caloriferной установки при заданной ее теплопроизводительности. Расчетную температуру обратной воды от caloriferной установки находят методом последовательных приближений следующим образом.

18. При заданной проектной теплопроизводительности Q_{0p} , Гкал/ч, определяют расчетную температуру нагретого воздуха на выходе из установки t_{1p} , °С:

$$t_{1p} = t_{2p} + \frac{Q_{0p} \cdot 10^6}{0,24L_{0V}}$$

19. Если величина температуры нагретого воздуха на выходе из установки t_{1p} окажется больше максимально допустимого значения этой температуры t_{1p}^{max} , выполняют пп. 34—38; если меньше минимально допустимого значения t_{1p}^{min} пп. 41—45.

20. Если величина температуры нагретого воздуха t_{1p} лежит в пределах между максимально и минимально допустимыми значениями этой температуры t_{1p}^{max} и t_{1p}^{min} , то по формуле (4.1) определяют весовую скорость воздуха, проходящего через caloriferную установку в расчетных условиях.

21. Принимают вероятную расчетную температуру обратной воды, идущей от caloriferной установки t_{2p} , °С.

22. Определяют скорость воды в трубках caloriferов

$$w = \frac{0,278Q_{0p}}{[F_1(t_{1p} - t_{2p})]} \quad (4.8)$$

23. Находят теоретический коэффициент теплопередачи caloriferов K , ккал/(м²·ч·°С), в зависимости от весовой скорости воздуха $(V_{0p})_p$ и скорости воды w .

24. Проверяют принятую расчетную температуру обратной воды от caloriferной установки

$$t_{2p} = \frac{2Q_{0p} \cdot 10^6}{\alpha KF} - t_{1p} + t_{1p} + t_{2p} \quad (4.9)$$

25. Если полученная по формуле (4.9) расчетная температура обратной воды отличается от принятой более чем на 3 °С, принимают новую вероятную величину t_{2p} , приблизительно равную определенной по формуле (4.9), и расчет проводят заново, начиная с п. 22.

26. Если величина температуры обратной воды от caloriferной установки t_{2p} , окончательно найденная в результате расчета, лежит в пределах между максимально и минимально допустимыми значениями этой температуры t_{2p}^{max} и t_{2p}^{min} , определяют расчетный расход сетевой воды, идущей на caloriferную установку

$$G_p = \frac{Q_{0p} \cdot 10^6}{t_{1p} - t_{2p}}$$

На этом расчет заканчивают.

27. Если величина температуры обратной воды, идущей от caloriferной установки, окончательно найденная в результате расчета, окажется больше или меньше соответственно максимально или минимально допустимого значения этой температуры t_{2p}^{max} или t_{2p}^{min} , производят расчеты, приведенные ниже.

Продолжение расчета при недопустимо высокой температуре нагретого воздуха и недопустимо высокой температуре обратной воды.

28. Принимают $t_{2p} = t_{2p}^{max}$ и по пп. 1—7 определяют новую расчетную теплопроизводительность установки $Q_p < Q_{0p}$ и температуру нагретого воздуха t_{1p} .

29. Если полученная величина t_{1p} окажется меньше минимально допустимого значения

t_{1p}^{max} , установку реконструируют с уменьшением ее поверхности нагрева.

33. Если полученная величина t_{1p}^1 окажется меньше максимально допустимого значения t_{1p}^{max} , определяют расчетный расход сетевой воды на calorиферную установку:

$$G_p = \frac{Q_p \cdot 10^3}{t_{1p} - t_{2p}^{min}} \quad (4.11)$$

Продолжение расчета при недопустимо высокой температуре нагретого воздуха.

34. Принимают $t_{1p} = t_{1p}^{max}$ и определяют новую расчетную теплопроизводительность calorиферной установки $Q_p < Q_{пр}$:

$$Q_p = 0,24 L_{np} \gamma_p (t_{1p}^{max} - t_{2p}) 10^{-6},$$

где величину γ_p находят в соответствии с п. 2.

35. Определяют по пп. 21—25 расчетную температуру обратной воды на выходе из установки t_{2p} . В формулах (4.8) и (4.9) принимают $Q_{пр} = Q_p$.

36. Если величина температуры обратной воды от calorиферной установки, окончательно найденная в результате расчета, лежит в пределах между максимально и минимально допустимыми значениями этой температуры t_{2p}^{max} и t_{2p}^{min} , по формуле (4.5) определяют расчетный расход сетевой воды на установку. На этом расчет заканчивают.

37. Если величина температуры обратной воды от calorиферной установки, окончательно найденная в результате расчета, окажется меньше минимально допустимого значения этой температуры, установку реконструируют с уменьшением площади поверхности нагрева.

38. Если величина температуры обратной воды от calorиферной установки, окончательно найденная в результате расчета, окажется больше максимально допустимого значения этой температуры, выполняют расчет, приведенный ниже.

Продолжение расчета при недопустимо высокой температуре нагретого воздуха и недопустимо высокой температуре обратной воды.

39. Принимают $t_{2p} = t_{2p}^{max}$ и по пп. 1—7 определяют новую расчетную теплопроизводительность установки $Q^1 < Q_p$ и новую температуру нагретого воздуха $t_{1p}^1 < t_{1p}^{max}$.

40. Определяют по формуле (4.10) расчет-

ный расход сетевой воды на calorиферную установку. На этом расчет заканчивают.

Продолжение расчета при недопустимо низкой температуре нагретого воздуха.

41. Принимают $t_{1p} = t_{1p}^{min}$ и определяют расчетную теплопроизводительность calorиферной установки $Q_p > Q_{пр}$:

$$Q_p = 0,24 L_{np} \gamma_p (t_{1p}^{min} - t_{2p}) 10^6,$$

где величину γ_p находят в соответствии с п. 2.

42. Определяют расчетную температуру обратной воды на выходе из установки t_{2p} , выполняя пп. 21—25.

43. Если величина температуры обратной воды от calorиферной установки, окончательно найденная в результате расчета, находится в пределах между максимально и минимально допустимыми значениями этой температуры t_{2p}^{max} и t_{2p}^{min} , по формуле (4.5) определяют расход сетевой воды на установку. На этом расчет заканчивают.

44. Если величина температуры обратной воды от calorиферной установки, окончательно найденная в результате расчета, окажется больше максимально допустимого значения этой температуры, установку реконструируют с увеличением площади поверхности нагрева.

45. Если величина температуры обратной воды от calorиферной установки, окончательно найденная в результате расчета, окажется меньше минимально допустимого значения этой температуры, выполняют расчет, приведенный ниже.

Продолжение расчета при недопустимо низкой температуре нагретого воздуха и недопустимо низкой температуре обратной воды.

46. Принимают $t_{2p} = t_{2p}^{min}$ и по пп. 1—7 определяют новую температуру нагретого воздуха $t_{1p}^1 > t_{1p}^{min}$ и теплопроизводительность установки $Q^1 > Q_p$.

47. Определяют по формуле (4.11) расчетный расход сетевой воды на calorиферную установку. На этом расчет заканчивают. Схема расчета calorиферной установки при заданной теплопроизводительности показана на рис. 4.9.

Пример 1. Определить расчетную теплопроизводительность отопительно-рециркуляционного аг-

регата, состоящего из вентилятора, поднимает 10 000 м³/ч воздуха, и двух калориферов КФБ-8. Вода и воздух в калориферы подаются по последовательной схеме. Расчетные температуры воды t_{1p} и t_{2p} равны соответственно 150 и 70 °С. Температура воздуха в отапливаемом помещении $t_a = t_{2p} = 16$ °С. Коэффициент $\alpha = 0,9$.

Решение 1. По табл. 2.30 находят поверхность нагрева калориферов КФБ-8 $F = 2,45,7$ м²; живое сечение для прохода воздуха $f_a = 0,416$ м²; живое сечение для прохода воды $f_w = 0,0092$ м².

2. Определяют весовую скорость воздуха $(Vy)_p$. Для этого принимают температуру воздуха на выходе из агрегата $t_{1p} = 50$ °С и находят по табл. 1.6 плотность воздуха, проходящего в расчетных условиях через вентилятор, установленный до калориферов по ходу воздуха, $\gamma_p = \gamma_{t_{1p}} = 1,222$ кг/м³ (пп. 1 и 2) $(Vy)_p = 10000 \cdot 1,222 / 3600 \cdot 0,416 = 8,16$ кгс/(м²·с).

3. Находят тепловую производительность установки в расчетных условиях (п. 3)

$$Q_p = 0,24 \cdot 10000 \cdot 1,222 (t_{1p} - 16) 10^{-6} = 2,93 \cdot 10^{-3} \times (t_{1p} - 16) = 2,93 \cdot 10^{-3} (50 - 16) = 0,0997 \text{ Гкал/ч.}$$

4. Определяют скорость воды в трубках калориферов (п. 4)

$$w = \frac{0,278 Q_p}{0,0092 (150 - 70)} = 0,378 Q_p = 0,378 \cdot 0,0997 = 0,0377 \text{ м/с.}$$

5. Определяют теоретический коэффициент теплопередачи калориферов по номограмме (см. рис. 2.)

$$K = 15,7 \text{ ккал/(м}^2 \cdot \text{ч} \cdot \text{°С).}$$

6. Проверяют теплопроизводительность установки и определяют процент погрешности расчета (пп. 6 и 7)

$$Q_p = 0,9 K 2 \cdot 45,7 \left(\frac{150 + 70}{2} - \frac{t_{1p} + 16}{2} \right) 10^{-6} = 0,0823 \cdot 10^{-3} K \left(102 - \frac{t_{1p}}{2} \right) = 0,0823 \cdot 10^{-3} \times 15,7 \left(102 - \frac{50}{2} \right) = 0,0995 \text{ Гкал/ч.}$$

$$\Delta = \frac{0,0997 - 0,0995}{0,0997} 100 = 0,2 \%$$

7. Определяют расчетный расход сетевой воды на калориферную установку (п. 8)

$$G_p = \frac{0,0995 \cdot 10^3}{150 - 70} = 1,24 \text{ т/ч.}$$

8. Расчетные данные установки

$$t_{1p} = 150 \text{ °С; } t_{2p} = 70 \text{ °С; } t_{2p} = 16 \text{ °С; } t_{1p} = 50 \text{ °С; } Q_p = 0,0995 \text{ Гкал/ч; } G_p = 1,24 \text{ т/ч.}$$

Пример 2. Определить расчетную теплоотдачу отопительно-рециркуляционного агрегата при условиях примера 1, но при расходе воздуха 7000 м³/ч и максимально допустимой температуре нагретого воздуха $t_{1p}'' = 50$ °С.

Решение 1. Определяют весовую скорость воздуха $(Vy)_p$. Для этого принимают температуру воздуха на выходе из агрегата $t_{1p} = 45$ °С и находят по табл. 1.6 объемный вес воздуха $\gamma_p = 1,222$ кг/м³ при $t_{2p} = 16$ °С. (пп. 1 и 2).

$$(Vy)_p = \frac{7000 \cdot 1,222}{3600 \cdot 0,416} = 5,71 \text{ кгс/(м}^2 \cdot \text{с).}$$

2. Находят теплопроизводительность установки в расчетных условиях (п. 3)

$$Q_p = 0,24 \cdot 7000 \cdot 1,222 (t_{1p} - 16) 10^{-6} = 2,05 \cdot 10^{-3} (t_{1p} - 16) = 2,05 \cdot 10^{-3} (45 - 16) = 0,0595 \text{ Гкал/ч.}$$

3. Определяют скорость воды в трубках калориферов (п. 4)

$$w = \frac{0,278 Q_p}{0,0092 (150 - 70)} = 0,378 Q_p = 0,378 \cdot 0,0595 = 0,0225 \text{ м/с.}$$

4. Определяют теоретический коэффициент теплопередачи калориферов по номограммам рис. 2.88: $K = 13,0$ ккал/(м²·ч·°С).

5. Проверяют теплопроизводительность установки и определяют процент погрешности расчета (пп. 6 и 7)

$$Q_p = 0,9 \cdot 45,7 \left(\frac{150 + 70}{2} - \frac{t_{1p} + 16}{2} \right) 10^{-6} = 0,085 \text{ Гкал/ч.}$$

$$\Delta = \frac{0,0595 - 0,085}{0,0595} 100 = -42,4\%.$$

6. Полученный результат отличается от теплопроизводительности, определенной по формуле (4.2), более чем на 3%, поэтому выбирают новую температуру воздуха на выходе из калориферов (п. 7)

$$t_{1p} = 16 + \frac{Q_p}{2,05 \cdot 10^{-3}} = 16 + \frac{0,085}{2,05 \cdot 10^{-3}} = 57,3 \text{ °С}$$

7. Принимают новое значение температуры воздуха на выходе из калориферов $t_{1p} = 57$ °С и расчет производят заново.

$$8. Q_p = 2,05 \cdot 10^{-3} (57 - 16) = 0,084 \text{ Гкал/ч.}$$

$$9. w = 0,378 \cdot 0,084 = 0,0318 \text{ м/с.}$$

$$10. K = 13,6 \text{ ккал/(м}^2 \cdot \text{ч} \cdot \text{°С).}$$

11. Производят проверку:

$$Q_p = 0,0823 \cdot 10^{-3} 13,6 \left(102 - \frac{57}{2} \right) = 0,082 \text{ Гкал/ч.}$$

$$\Delta = \frac{0,084 - 0,082}{0,084} 100 = 2,4 \%$$

12. Подбор величин расчетной теплопроизводительности установки завершен, однако полученная температура нагретого воздуха $t_{1p} = 57^\circ\text{C}$ оказывается больше максимально допустимой величины (50°C). Расчет продолжают по пп. 10–13.

13. Расчетную температуру нагретого воздуха принимают равной максимально допустимой и по формуле (4.6) определяют новую, сниженную расчетную теплопроизводительность установки (п. 10):

$$Q_p^1 = 2,05 \cdot 10^{-3} (50 - 16) = 0,07 \text{ Гкал/ч.}$$

14. Принимают вероятную расчетную температуру обратной воды, идущей от caloriferной установки: $t_{2p}^1 = 50^\circ\text{C}$ (п. 21).

15. Определяют скорость воды в трубках caloriferов (п. 22)

$$w = \frac{0,278 \cdot 0,07}{0,0092 (150 - t_{2p}^1)} = \frac{2,12}{150 - t_{2p}^1} = \frac{2,12}{150 - 50} = 0,021 \text{ м/с.}$$

16. Теоретический коэффициент теплопередачи равен $12,9 \text{ ккал}/(\text{м}^2 \cdot \text{ч} \cdot ^\circ\text{C})$ (п. 23).

17. Проверяют по формуле (4.9) принятую расчетную температуру обратной воды от caloriferной установки (п. 24)

$$t_{2p} = \frac{2 \cdot 0,07 \cdot 10^6}{0,9K \cdot 45,7} - 150 + 50 + 16 - \frac{1702}{K} = 84 - \frac{1702}{12,9} - 84 = 48^\circ\text{C.}$$

18. Полученная по формуле (4.9) расчетная температура обратной воды отличается от принятой менее чем на 3°C (п. 25).

19. Определяют расчетный расход сетевой воды на caloriferную установку (п. 26)

$$G = \frac{0,07 \cdot 10^3}{150 - 48} = 0,69 \text{ т/ч.}$$

20. Расчетные данные установки:

$$t_{1p} = 150^\circ\text{C}; t_{2p}^1 = 48^\circ\text{C}; t_{2p} = 16^\circ\text{C}; \\ t_{1p} = t_{1p}^{\text{расч}} = 50^\circ\text{C}; Q_p^1 = 0,07 \text{ Гкал/ч}; \\ G_p = 0,69 \text{ т/ч.}$$

Пример 3. Определить расчетную температуру обратной воды от приточно-вентиляционной установки, состоящей из вентилятора, подающего $14000 \text{ м}^3/\text{ч}$ воздуха, и четырех caloriferов КВС 10-П, расположенных в один ряд по ходу воздуха. По воде caloriferы соединены последовательно по два. Расчетные температуры воды и воздуха на входе в установку равны соответственно 150 и -30°C . Проектная теплопроизводительность установки $0,22 \text{ Гкал/ч}$, коэффициент $\pi = 0,9$.

Решение I. Расчет проводят для половины caloriferной установки с последовательно соединенными по ходу воды двумя caloriferами.

2. По табл. 2.43 находят площадь поверхности

нагрева двух caloriferов $F = 2 \cdot 25,08 = 50,2 \text{ м}^2$, живое сечение для прохода воздуха $f_a = 2 \cdot 0,303 = 0,606 \text{ м}^2$, живое сечение для прохода воды $f_r = 0,00116 \text{ м}^2$.

3. Определяют расчетную температуру нагретого воздуха на выходе из установки (п. 18)

$$t_{1p} = -30 + \frac{0,11 \cdot 10^6}{0,24 \cdot 7000 \cdot 1,205} = 24,3^\circ\text{C}$$

Величину γ_p определяют для случая установки вентилятора по ходу воздуха после caloriferов, предварительно принимают $t_{1p} = 20^\circ\text{C}$. Уточненная температура нагретого воздуха $t_{1p} = 25^\circ\text{C}$.

4. Определяют весовую скорость воздуха при расчетных условиях (п. 20)

$$(V\gamma)_p = \frac{7000 \cdot 1,185}{3600 \cdot 0,606} = 3,8 \text{ кг}/(\text{м}^2 \cdot \text{с}).$$

5. Принимают вероятную расчетную температуру обратной воды от установки $t_{2p} = 50^\circ\text{C}$ (п. 21).

6. Определяют скорость воды в трубках caloriferов (п. 22)

$$w = \frac{0,278 \cdot 0,11}{0,00116 (150 - t_{2p})} = \frac{26,4}{150 - t_{2p}} = 0,264 \text{ м/с.}$$

7. Находят теоретический коэффициент теплопередачи caloriferов по номограмме (см. рис. 2.89):

$$K = 23 \text{ ккал}/(\text{м}^2 \cdot \text{ч} \cdot ^\circ\text{C}).$$

8. Проверяют принятую расчетную температуру обратной воды от caloriferной установки (п. 24)

$$t_{2p} = \frac{2 \cdot 0,11 \cdot 10^6}{0,9K \cdot 50,2} - 150 + 25 - 30 = \frac{4869}{K} - 155 = \frac{4869}{23} - 155 = 56,7^\circ\text{C.}$$

9. Полученный результат отличается от принятого значения более чем на 3°C , поэтому принимают новую вероятную расчетную температуру обратной воды от установки $t_{2p} = 56^\circ\text{C}$ (п. 25, 21).

$$10. W = \frac{26,4}{150 - 56} = 0,281 \text{ м/с.}$$

11. $K = 23,2 \text{ ккал}/(\text{м}^2 \cdot \text{ч} \cdot ^\circ\text{C})$.

12. Производят проверку:

$$t_{2p} = \frac{4869}{23,2} - 155 = 54,8^\circ\text{C.}$$

13. Полученная величина расчетной температуры обратной воды отличается от принятой менее чем на 3°C .

14. Определяют расчетный расход сетевой воды на caloriferную установку (п. 26)

$$G_p = \frac{0,11 \cdot 10^4}{150 - 55} = 1,16 \text{ т/ч.}$$

15. Расчетные данные установки:

$$t_{1p} = 150^\circ\text{C}; t_{2p} = 55^\circ\text{C}; \tau_{2p} = -30^\circ\text{C};$$

$$\tau_{1p} = 25^\circ\text{C},$$

$$Q_{np} = 0,22 \text{ Гкал/ч}; G_p = 2 \cdot 1,16 \cdot 2,32 \text{ т/ч}.$$

Пример 4. Определить расчетную температуру обратной воды от приточно-вентиляционной установки при условиях примера 3, но при проектной теплопроизводительности установки 0,16 Гкал/ч и минимально допустимой температуре нагретого воздуха $\tau_{1p}^{min} = 20^\circ\text{C}$.

Решение 1. Расчет проводят для половины caloriferной установки с последовательно соединенными по ходу воды двумя calorиферами.

2. Определяют расчетную температуру нагретого воздуха на выходе из установки (п. 18):

$$\tau_{1p} = -30 + \frac{0,08 \cdot 10^6}{0,24 \cdot 7000 \cdot 1,205} = 9,5^\circ\text{C}.$$

3. Найденная температура нагретого воздуха оказалась меньше минимально допустимого значения, и в связи с этим принимают $\tau_{1p} = \tau_{1p}^{min} = 20^\circ\text{C}$ и определяют новую расчетную теплопроизводительность caloriferной установки (п. 41):

$$Q_p = 0,24 \cdot 7000 \cdot 1,205 (20 + 30) 10^{-6} = 0,101 \text{ Гкал/ч}.$$

4. Принимают вероятную расчетную температуру обратной воды от caloriferной установки $t_{2p} = 45^\circ\text{C}$ (п. 21):

$$W = \frac{0,278 \cdot 0,101}{0,00116 (150 - t_{2p})} = \frac{24,2}{150 - t_{2p}} = 0,23 \text{ м/с}.$$

5. Находят теоретический коэффициент теплопередачи calorиферов (п. 23):

$$K = 22,6 \text{ ккал}/(\text{м}^2 \cdot \text{ч} \cdot ^\circ\text{C}).$$

6. Проверяют принятую расчетную температуру обратной воды от caloriferной установки (п. 24):

$$t_{2p} = \frac{2 \cdot 0,101 \cdot 10^6}{0,9K50,2} - 150 + 20 - 30 =$$

$$\frac{4471}{K} - 160 = \frac{4471}{22,6} - 160 = 38^\circ\text{C}.$$

7. Принимают новую вероятную расчетную температуру обратной воды от caloriferной установки $t_{2p} = 39^\circ\text{C}$.

$$8. W = \frac{24,2}{150 - 39} = 0,218 \text{ м/с}.$$

9. $K = 22,5 \text{ ккал}/(\text{м}^2 \cdot \text{ч} \cdot ^\circ\text{C}).$

10. Производит проверку:

$$t_{2p} = \frac{4471}{22,5} - 160 = 38,7^\circ\text{C}.$$

11. Полученная величина расчетной температу-

ры обратной воды отличается от принятой менее чем на 3°C .

12. Определяют расчетный расход сетевой воды на установку (п. 43):

$$G_p = \frac{0,101 \cdot 10^3}{150 - 39} = 0,91 \text{ т/ч}.$$

13. Расчетные данные установки

$$t_{1p} = 150^\circ\text{C}; t_{2p} = 39^\circ\text{C}; \tau_{2p} = -30^\circ\text{C}; \tau_{1p} = \tau_{1p}^{min} = 20^\circ\text{C}; Q_p = 2 \cdot 0,101 = 0,202 \text{ Гкал/ч}; G_p = 2 \cdot 0,91 = 1,82 \text{ т/ч}.$$

Расход теплоты на горячее водоснабжение. Расчетные расходы горячей воды и теплоты на горячее водоснабжение определяют по проектным данным. При их отсутствии нормативный расход горячей воды для жилых зданий определяют по формулам:

среднечасовой за сутки наибольшего водопотребления

$$G_{г.ч}^{ср} = \frac{aN}{24} 10^{-3},$$

максимально часовой

$$G_{г.ч}^{max} = KG_{г.ч}^{ср},$$

где a — норма расхода горячей воды на одного потребителя, принимаемая по табл. 1.13; N — расчетное число потребителей;

K — коэффициент часовой неравномерности потребления горячей воды, принимаемый по табл. 1.14; 10^{-3} — коэффициент перевода расхода воды из л/ч в $\text{м}^3/\text{ч}$.

Среднечасовой и максимально-часовой расчетные расходы теплоты на горячее водоснабжение (Гкал/ч) определяют умножением соответствующих расходов воды на коэффициент $(55 - t_c) 10^{-3}$ (где 55 — принятая температура горячей воды, t_c — температура холодной воды, которая при отсутствии данных принимается равной 5°C).

Расчетный среднечасовой расход горячей воды для жилых зданий находят по формуле

$$G_{г.ч}^{ср} = G_{г.ч}^{ср} \frac{55 - t_c}{t_r - t_c},$$

где t_r — принятая температура горячей воды в системах горячего водоснабжения, $^\circ\text{C}$, принимается не ниже 60°C для закрытой системы теплоснабжения и не ниже 60°C для открытой системы.

Расчетный максимально-часовой расход горячей воды находят умножением расчетного среднечасового расхода на коэффициент часовой неравномерности водопотребления для жилого здания. При определении расчетного максимального расхода воды на горячее водоснабжение города (жилого района) коэффи-