

быть открытым, сообщаящимся с атмосферой, и закрытым, находящимся под переменным, но ограниченным избыточным давлением. Часто в качестве такого элемента применяют открытые расширительные баки.

В крупных системах водяного отопления группы зданий — системах районного отопления — утечка воды через неплотные соединения труб, в арматуре, приборах и других местах ограничивает повышение внутреннего гидравлического давления при увеличении температуры воды и вызывает частое, а иногда и постоянное использование подпиточных насосов. Расширительные баки применяют в системах водяного отопления

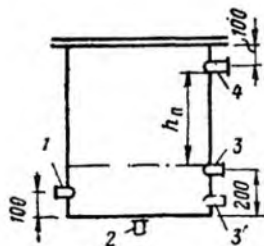


Рис. III.25. Открытый расширительный бак с патрубками для присоединения труб

1 — расширительной; 2 — циркуляционной; 3 — контрольной; 3' — трубы реле уровня; 4 — переливной

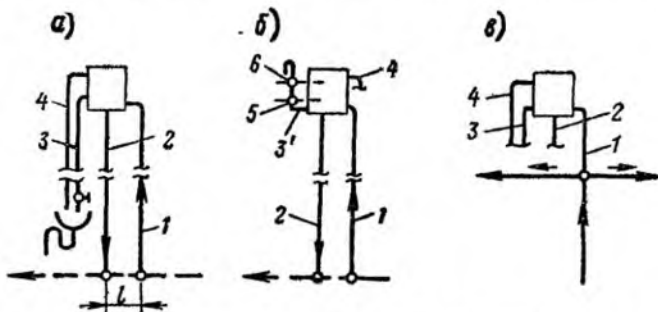


Рис. III.26. Присоединение открытого расширительного бака к магистралям

а — обратной в насосной системе с ручным контролем; б — тоже, с автоматизированными сигнализацией и регулированием уровня воды в баке; в — подающей в системе с естественной циркуляцией воды; 1—4 — трубы соответственно расширительная, циркуляционная, контрольная, переливная, 5 и 6 — реле соответственно нижнего и верхнего уровня воды в баке

одного или нескольких зданий при их тепловой мощности, ограниченной 6 МВт (5 Гкал/ч), когда утечка воды еще не вызывает постоянного действия подпиточных насосов.

Основное назначение расширительного бака — прием излишков объема воды в системе, образующихся при ее нагревании. Кроме того, открытый расширительный бак предназначен для восполнения убыли объема воды в системе при утечке и при понижении ее температуры, ограничения гидравлического давления в системе, сигнализации об уровне воды в системе, удаления воды в канализацию при переполнении системы, управления действием подпиточных приборов и, наконец, в отдельных случаях (см. рис. III.23, б, в и III.24, е) он может служить воздухоотделителем и воздухоотводчиком. Благодаря непрерывному и безотказному выполнению этих разнообразных функций открытый расширительный бак является необходимым и надежным прибором, чем объясняется его широкое распространение.

Открытые расширительные баки вместе с тем имеют недостатки: они громоздки, в связи с чем затрудняется их размещение в зданиях и увеличивается бесполезная потеря тепла через их стенки. При открытых баках вследствие излишнего охлаждения воды в них возможно поглощение воздуха и усиление внутренней коррозии труб и отопительных приборов. Наконец, в большинстве случаев требуется прокладка специальных соединительных труб.

Закрытые расширительные баки, располагаемые непосредственно в тепловых пунктах зданий или на тепловых станциях, лишены многих из

перечисленных недостатков. Однако их емкость значительно превышает емкость открытых баков, а для уменьшения объема путем искусственного увеличения внутреннего давления требуются дополнительное оборудование и затрата электрической энергии.

Открытые расширительные баки размещают над верхней точкой систем в чердачном помещении, в лестничной клетке или на кровле зданий и покрывают тепловой изоляцией. Их изготавливают цилиндрическими или прямоугольными из листовой стали и сверху снабжают люком для осмотра и окраски.

В корпусе бака имеется несколько патрубков (рис. III 25): патрубок 1 для присоединения расширительной трубы, по которой вода поступает в бак; патрубок 2 — для циркуляционной трубы, через которую частично отводится охладившаяся вода, создавая циркуляцию и обеспечивая определенный тепловой режим бака (в отапливаемом помещении бак соединяется с системой одной трубой, присоединяемой к патрубку 2); патрубок 3 для контрольной (сигнальной) трубы $d_y=20$ мм и патрубок 4 для соединения бака с переливной трубой, сообщающейся с атмосферой у раковины для удаления воды в канализацию.

В насосной системе отопления расширительную и циркуляционную трубы присоединяют к общей обратной магистрали (рис. III.26, где трубы помечены теми же индексами, как и патрубки на рис. III.25), как правило, вблизи всасывающего патрубка циркуляционного насоса (см. главу IV) на некотором расстоянии одна от другой l (рис. III.26, а). Это расстояние в малоэтажных зданиях рекомендуется выдерживать не менее 2 м для создания разности давления в точках присоединения, достаточной для обеспечения надежной циркуляции воды через бак. В многоэтажных зданиях расстояние l может быть сокращено до минимального, конструктивно приемлемого, без заметного ущерба для циркуляции воды (изменение в пределах 1%), которая происходит прежде всего под влиянием гравитационного давления.

В зданиях повышенной этажности гравитационное давление, возникающее при охлаждении воды в соединительных трубах и в расширительном баке, настолько велико, что не только расстояние l , но и диаметры соединительных труб могут быть доведены до минимума. Расчетами установлено, что при обычном диаметре соединительных труб 25—32 мм расход воды через открытые баки достигает 350—500 кг/ч, вследствие чего возрастают бесполезные теплотери¹. Для сохранения надлежащего теплового режима расширительных баков емкостью до 4 м³, устанавливаемых в неотапливаемом помещении в 10—16-этажных зданиях, достаточно проложить расширительную и циркуляционную трубы диаметром 20—15 мм. Расход воды через баки при этом снижается до 100—150 кг/ч и уменьшаются бесполезные теплотери, причем не только из-за понижения температуры воды, но и вследствие уменьшения площади внешней поверхности труб.

Тепловая изоляция поверхности баков также уменьшает бесполезные потери тепла и использование ее экономически целесообразно, а для крупных баков необходимо также во избежание опасного понижения температуры воды в циркуляционной трубе. При распространенной установке неизолированных баков в утепленных боксах повышается стоимость монтажа и увеличиваются теплотери (вследствие развития пло-

¹ Расчеты выполнены инж. Л. Н. Помазковой.

щади поверхности охлаждения), поэтому этот способ размещения баков не может быть рекомендован.

Контрольная труба 3 (рис. III.26, а) выводится к раковине в тепловом пункте и снабжается запорным краном. Вытекание воды при открытии крана должно свидетельствовать об уровне воды в баке, а следовательно, и в системе (он не должен быть ниже уровня, показанного на рис. III.25 штрих-пунктирной линией).

В малоэтажных зданиях короткая контрольная труба действительно сигнализирует о наличии или отсутствии воды в расширительном баке. В многоэтажных зданиях, особенно при удалении бака от теплового пункта, протяженная контрольная труба дает искаженную информацию о действительном уровне воды в системе: когда бак переполнен, контрольная труба может быть еще не заполнена водой или, наоборот, при опустошенном баке может сигнализировать о наличии в нем воды. Поэтому в многоэтажных зданиях вместо контрольной трубы устанавливают на расширительном баке два реле уровня, соединенных последовательно трубой 3' (см. рис. III.25 и III.26, б) с баком и атмосферой. Реле нижнего уровня 5 сигнализирует (светом или звуком) о падении уровня воды в баке и включает подпиточную установку (клапан или насос), реле верхнего уровня 6 сигнализирует о заполнении бака и прекращает подпитку системы. Иногда на крупных баках устанавливают еще третье контрольное реле промежуточного (нормального) уровня только для световой сигнализации.

Полезный объем расширительного бака, ограниченный высотой $h_{\text{п}}$ (см. рис. III.25), должен соответствовать увеличению объема воды, заполняющей систему отопления, при ее нагревании до средней расчетной (предельной) температуры. Изменение объема воды при нагревании в небольшом температурном интервале выражается линейным уравнением:

$$V_t = V_0 (1 + \beta t). \quad (\text{III.57})$$

Отсюда увеличение объема воды в системе отопления составит:

$$\Delta V_0 = \beta \Delta t V_0. \quad (\text{III.58})$$

где V_0 — общий внутренний объем арматуры, труб, отопительных приборов и теплообменника системы отопления или, что то же, объем воды в системе при начальной температуре;

Δt — изменение температуры воды от начальной до средней расчетной;

β — среднее значение коэффициента объемного расширения воды, возрастающее с увеличением температуры:

Температура воды, °С	5—10	10—20	20—40	40—60	60—80	80—90	90—100	100—110
$\beta \cdot 10^5 (1/\text{K})$	5,3	15	30,2	45,8	58,7	70	76	80

Если принять за начальную температуру воды $+5^\circ\text{C}$ (при заполнении системы водопроводной водой), то при повышении средней температуры воды в системе до 80°C ее объем увеличится на 0,0287, до 90° — на 0,0356, до 100° — на 0,0433 и до 110°C — на 0,0513 первоначального объема.

Принимая увеличение объема воды в системе отопления с некото-

рым запасом, полезный объем расширительного бака можно определять по формулам:

$$\text{при } t_r < 100^\circ \text{C} \quad V_{\text{пол}} = 0,045 V_c; \quad (\text{III.59a})$$

$$\text{при } t_r > 100^\circ \text{C} \quad V_{\text{пол}} = 0,06 V_c. \quad (\text{III.59б})$$

Объем расширительного бака в значительной степени зависит от вида отопительных приборов.

В системе отопления с чугунными радиаторами объем воды получается наибольшим, при конвекторах, бетонных отопительных панелях и калориферах — наименьшим. В табл. III.9 приведены данные, характеризующие объем воды, приходящийся на 1160 Вт (1000 ккал/ч) тепловой мощности отопительных приборов.

Таблица III.9

Объем воды, л, на 1160 Вт (1000 ккал/ч) тепловой мощности отопительных приборов

Отопительный прибор	$t_r < 100^\circ \text{C}$	$t_r > 100^\circ \text{C}$
Радиатор чугунный типа М-140	10	7,5
Панель стальная колончатая	8,25	6,2
Ребристая труба чугунная	6,5	5
Панель бетонная змеевиковая	2	1,5
Конвектор:		
без кожуха типа 20 КП	1,3	1
с кожухом	0,8	0,6
Калорифер пластинчатый	0,5	0,4

В однотрубных системах насосного водяного отопления с трубчатыми отопительными приборами емкость расширительных баков в 2—3 раза меньше емкости баков в двухтрубных системах с радиаторами. Это обусловлено уменьшением объема воды как в отопительных приборах, так и в трубах в связи с уменьшением их диаметра при увеличении скорости движения воды.

Закрытый расширительный бак с воздушной «подушкой» (или газовой, если используется азот или другой газ, отделенный от воды мембраной) герметичен и может обеспечить в широком диапазоне переменное давление в системе отопления. Когда избыток объема воды при повышении ее температуры поступает в бак, воздух

(или газ), находящийся в нем, сжимается и давление в системе повышается. Если объем бака или воздуха в нем окажется слишком мал, давление в системе может превысить максимально допустимое, в связи с чем потребуются выпустить часть воды из системы через предохранительный клапан либо произойдет аварийная утечка воды через сальники, резьбовые соединения или образовавшиеся трещины.

Когда температура воды понижается, давление в высших точках системы может оказаться ниже минимально необходимого для предупреждения вскипания воды или подсоса воздуха из атмосферы. Следовательно, размеры закрытого расширительного бака строго обуславливаются возможным диапазоном изменения гидравлического давления в системе. Этот диапазон определяется в зависимости от объема и расчетной температуры воды, давления циркуляционного насоса и места его включения в трубы системы по отношению к теплообменнику и точке присоединения бака (см. главу IV).

Полезный объем закрытого расширительного бака может быть найден по формуле

$$V_{\text{пол}} = \frac{\Delta V_c}{\frac{p_a}{p_{\text{мин}}} - \frac{p_a}{p_{\text{макс}}}}, \quad (\text{III.60})$$

- где ΔV_0 — увеличение объема воды в системе при нагревании, определяемое по формуле (III.58);
 p_a — абсолютное давление в баке до первого поступления воды (обычно атмосферное давление);
 $p_{\text{мин}}$ — абсолютное давление при первоначальном наполнении бака (минимально необходимое давление воды в баке);
 $p_{\text{макс}}$ — абсолютное давление при заполнении бака водой (максимально допустимое давление воды в баке).

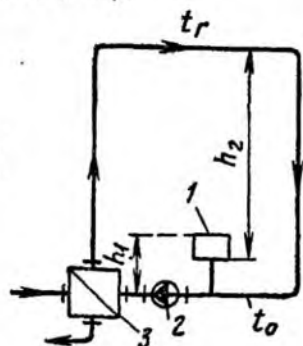


Рис. III.27. Присоединение закрытого расширительного бака 1 к обратной магистрали системы водяного отопления перед циркуляционным насосом 2 и теплообменником 3

Минимально необходимое давление воды в закрытом расширительном баке равняется гидростатическому давлению на уровне установки бака с некоторым запасом для создания избыточного давления в верхней точке системы $p_{\text{верх}}$, которое позволит избежать подсоса воздуха из атмосферы и вскипания воды (особенно при $t_r > 100^\circ \text{C}$):

$$p_{\text{мин}} = p_a + p_2 + p_{\text{верх}}. \quad (\text{III.61})$$

Максимально допустимое давление воды в баке при обычном присоединении его к обратной магистрали системы перед всасывающим патрубком циркуляционного насоса (рис. III.27) принимается в зависимости от предельного рабочего давления для элементов системы отопления в низшей ее точке (обычно для такого теплообменника, как чугунный котел, или для его арматуры), уменьшенного на величину давления насоса и гидростатического давления от уровня воды в баке до низшей точки системы:

$$p_{\text{макс}} = p_a + p_{\text{раб}} - (\Delta p_{\text{нас}} + p_1). \quad (\text{III.62})$$

Давления p_1 и p_2 пропорциональны вертикальным расстояниям h_1 и h_2 на рис. III.27.

Использование сжатого воздуха для повышения давления p_a сверх атмосферного (для «зарядки» бака) позволяет уменьшить объем закрытого бака. Объем закрытого расширительного бака уменьшается также при переносе его в верхнюю часть здания и присоединении там к магистрали системы отопления.

Для создания демпфирующей «подушки» в закрытом расширительном баке вместо воздуха, растворяющегося в воде и вызывающего коррозию стали, может быть использован инертный в этом отношении газ (например, азот). Место присоединения закрытого расширительного бака к трубам выбирается с учетом сохранения его гидравлической связи с действующей частью системы при нормальном использовании клапа-

нов, задвижек и прочей запорной арматуры в другой отключаемой части системы отопления.

§ 36. ИЗОЛЯЦИЯ ТРУБ

Трубы систем отопления могут вызвать заметное снижение потенциала теплоносителя до помещения, что связано с прокладкой их в неотапливаемых помещениях. Возможны также повышение уровня звукового давления и вибрации в самом помещении в результате действия циркуляционных и подпиточных насосов, а также связанные со скоростью движения теплоносителя в трубах.

Снижение температуры греющей воды, а также частичная потеря пара (при попутной его конденсации) вызываются теплопотерями, бесполезными с точки зрения обогрева помещений. При этом соответственно увеличиваются площадь нагревательной поверхности приборов в отапливаемых помещениях и расход топлива.

Экономически целесообразно покрывать трубы в неотапливаемых помещениях тепловой изоляцией, оптимальная толщина слоя которой определяется минимумом эксплуатационных расходов, связанных с наличием изоляции и бесполезных теплопотерь. Понятно, что экономия тепла достигается при увеличении стоимости тепловой изоляции. Практически толщина слоя изоляции определяется исходя из его сопротивления теплопроводности не менее $0,86 \text{ К} \cdot \text{м}^2/\text{Вт}$ ($1^\circ\text{С} \cdot \text{м}^2 \cdot \text{ч}/\text{ккал}$) для труб $d_y \leq 25 \text{ мм}$ и $1,22 \text{ К} \cdot \text{м}^2/\text{Вт}$ ($1,42^\circ\text{С} \cdot \text{м}^2 \cdot \text{ч}/\text{ккал}$) для труб $d_y > 25 \text{ мм}$.

Качество тепловой изоляции оценивается ее коэффициентом полезного действия:

$$\eta_{\text{из}} = \frac{Q_{\text{тр}} - Q_{\text{из}}}{Q_{\text{тр}}}, \quad (\text{III.63})$$

выражающим отношение количества тепла, сэкономленного при наложении изоляции ($Q_{\text{тр}} - Q_{\text{из}}$), к величине теплопотерь неизолированной трубой $Q_{\text{тр}}$. Теплопотери изолированной трубой $Q_{\text{из}}$ длиной l определяют по выражению

$$Q_{\text{из}} = \frac{\pi l (t_{\text{г}} - t_{\text{в}})}{\frac{1}{\alpha_{\text{н}} d_{\text{из}}} + \frac{1}{2\lambda_{\text{из}}} \ln \frac{d_{\text{из}}}{d_{\text{тр}}}}, \quad (\text{III.64})$$

где $d_{\text{из}}$ — наружный диаметр изоляции;

$d_{\text{тр}}$ — наружный диаметр трубы;

$\lambda_{\text{из}}$ — теплопроводность изоляции, зависящая от температуры теплоносителя $t_{\text{г}}$.

Остальные обозначения приведены на стр. 101 и 106 (см. формулы III.12; III.22).

В выражении (III.64) не учтены относительно малые сопротивления внутреннему теплообмену и теплопроводности стенки трубы.

В современных конструкциях тепловой изоляции при использовании материалов теплопроводностью до $0,1 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot \text{К})$ оптимальная толщина слоя обеспечивает к. п. д. изоляции, близкий к 0,8.

Тепловая изоляция труб применяется, кроме того, в местах, опасных в отношении замерзания воды в трубах малого диаметра (вблизи наружных дверей, ворот и других открываемых проемов), воспламенения и взрыва газов и пыли, ожогов людей, а также в искусственно охлажда-

емых помещениях. Толщина слоя изоляции в этих случаях определяется в зависимости от технологических требований.

Существуют следующие конструкции тепловой изоляции, различающиеся по способу монтажа:

- а) мастичная, наносимая на трубу вручную;
- б) набивная или засыпная под каркас из сетки или в канал;
- в) оберточная из лент, жгутов и матов;
- г) сборная из штучных колец, скорлуп и сегментов;
- д) литая, наносимая на трубу механизированным способом.

Конструкции тепловой изоляции перечислены в порядке, соответствующем уменьшению затраты ручного труда при производстве изоляционных работ. Распространенные в настоящее время оберточная и сборная конструкции начинают вытесняться литой тепловой изоляцией (например, из пенобетона), заранее наносимой на трубы в заводских условиях.

При выборе конструкции изоляции предпочтение отдается теплоизоляционным материалам экономичным, надежным в эксплуатации, позволяющим сокращать затраты труда при монтаже.

Теплоизоляционная конструкция, помимо основного изоляционного слоя и крепежных элементов (если они необходимы), имеет покровно-защитный слой, придающий изоляции правильную форму и защищающий ее от внешних механических повреждений. Защитный слой может быть штукатурным и листовым (асбестоцементным, алюминиевым и т. п.).

При наличии нескольких изолированных труб в одном помещении на поверхности защитного слоя делают цветовые обозначения для каждой трубы.

Вибрация и шум действующих насосов могут передаваться по отопительным трубам в помещения, если не будут приняты меры по их изоляции. В отдельных помещениях и зданиях временного использования эти мероприятия излишни. В системах водяного отопления гражданских зданий прежде всего рекомендуется применять бесшумные бесфундаментные циркуляционные насосы. Однако в системах и водяного и парового отопления могут быть использованы также насосы общепромышленного назначения, вызывающие, как правило, вибрацию и шум.

Фундаменты таких насосов не связывают с конструкциями помещений и дополняют виброизолирующими амортизаторами. Каждый насос отделяют от отопительных магистралей двумя гибкими вставками из армированной резины (см. рис. IV.7). Гибкие виброизолирующие вставки длиной 900 мм состоят из внутреннего и наружного слоев резины и нескольких тканевых прокладок с проволоочной спиралью между ними. Проволоочная спираль, не влияя на продольную гибкость вставки, придает ей жесткость в радиальном направлении и позволяет противостоять внутреннему гидростатическому давлению.

Отопительные магистрали в местах прохода стены и перекрытия помещений снабжаются амортизирующими прокладками из резинового полотна или асбестового картона. Зазоры между трубами, прокладками и строительными конструкциями заделывают упругой мастикой.

Указанные мероприятия, а также балансировка рабочего колеса насоса, центровка осей насоса и электродвигателя, акустическая обработка стен и потолка значительно снижают уровень звукового давления в насосном помещении и препятствуют передаче вибрации и шума в окружающие помещения.

В тех случаях, когда вибрация и шум в здании недопустимы даже на низком уровне, насосное помещение устраивают за пределами здания или предусматривают систему отопления с естественной циркуляцией теплоносителя.

СПИСОК ДОПОЛНИТЕЛЬНОЙ ЛИТЕРАТУРЫ

Отопительные приборы в СССР и за рубежом. М., изд. ВНИИ информации и экономики промышленности строительных материалов, 1970.

Туркин В. П. Отопление гражданских зданий. Челябинск, Южно-Уральское изд-во, 1974.

Козлов Н. А. Удаление воздуха из систем центрального водяного отопления. — «Отопление и вентиляция», 1936, № 7—8, с. 8—12.

Югенэн Р. Удаление воздуха и защита от шума и коррозии (пер. с фр. Ц—32501). М., ВЦП, 1974.

Пахомов П. А. Воздухоудаление из систем водяного отопления. Киев, Госстройиздат УССР, 1961.

Гусев В. М. Перемещение воздушных скоплений в системах водяного отопления. — В сб. трудов ЛИСИ № 66: Исследования в области отопления, вентиляции и кондиционирования воздуха. Л., изд. ЛИСИ, 1971, с. 16—27.

Отопление, вентиляция, кондиционирование воздуха, справочное руководство (пер. с англ.). М., Госстройиздат, 1963, с. 112—115.

Вода широко используется как теплоноситель в системах отопления, что обусловлено ее преимуществами, подробно рассмотренными в главе I, а также развитием теплофикации, основанной на нагревании воды попутно с выработкой электрической энергии. Водяное отопление применяется почти повсеместно в гражданских зданиях и внедряется в промышленных зданиях.

Практика подтвердила гигиенические и технические достоинства водяного отопления. При водяном отоплении отмечаются относительно невысокая температура поверхности приборов и труб, равномерная температура помещений при качественно-количественном регулировании теплопередачи приборов, значительный срок службы, экономия топлива, бесшумность действия, простота обслуживания и ремонта.

Водяное отопление с искусственным побуждением циркуляции воды при помощи насоса — насосное водяное отопление — получило широкое распространение, а водяное отопление с естественной циркуляцией воды — гравитационное в настоящее время применяется сравнительно редко и при специальном обосновании. Это положение нашло свое отражение в дальнейшем изложении сведений о системах водяного отопления.

§ 37. ПРИНЦИПИАЛЬНЫЕ СХЕМЫ СИСТЕМЫ ОТОПЛЕНИЯ ПРИ ВОДЯНОМ ТЕПЛОСНАБЖЕНИИ

Принципиальная схема системы насосного водяного отопления при местном теплоснабжении от водогрейной котельной в отапливаемом здании дается на рис. IV.1, а.

Охлажденная вода нагревается в котле 2 от температуры t_0 до температуры t_r . Горячая вода с температурой t_r распределяется по стоякам. Движение воды создается циркуляционным насосом 1, включенным в общую обратную магистраль, куда собирается охлажденная вода из всех приборов. Расширительный бак 4 присоединяется к общей обратной магистрали. Первоначальное заполнение и пополнение системы вследствие утечки воды, аварии и ремонта производятся холодной водой из водопровода 5 через обратный клапан.

Принципиальная схема теплопроводов местной водогрейной котельной изображена на рис. IV.2 для случая, когда местным теплоснабжением обеспечиваются системы отопления (О), вентиляции и кондиционирования воздуха (В), а также горячего водоснабжения (Г В.) здания. В котле 1 нагревается вода для систем отопления, вентиляции и кондиционирования воздуха по температурному графику качественного регулирования теплопередачи отопительных приборов. В котле 2 вода (первичная) нагревается до постоянной температуры, достаточной для последующего нагревания в теплообменнике 8 водопроводной (вторичной) воды от температуры t_x до температуры $t_{r.в.}$. Котел 2 предназначен также для резервирования котла 1 (соединительная задвижка 7 обычно за-

крыта) Охлажденная вода из всех систем собирается в коллекторе 5 и направляется к циркуляционному насосу 3. Циркуляционный насос развивает давление, достаточное для преодоления сопротивления движению воды в циркуляционном кольце любой системы, например в кольце теплоснабжения системы горячего водоснабжения, показанном на рис. IV.2. В это кольцо включены последовательно котел 2, регулирующий клапан 9, теплообменник 8, сборный коллектор 5 и грязевик 10. Расшири-

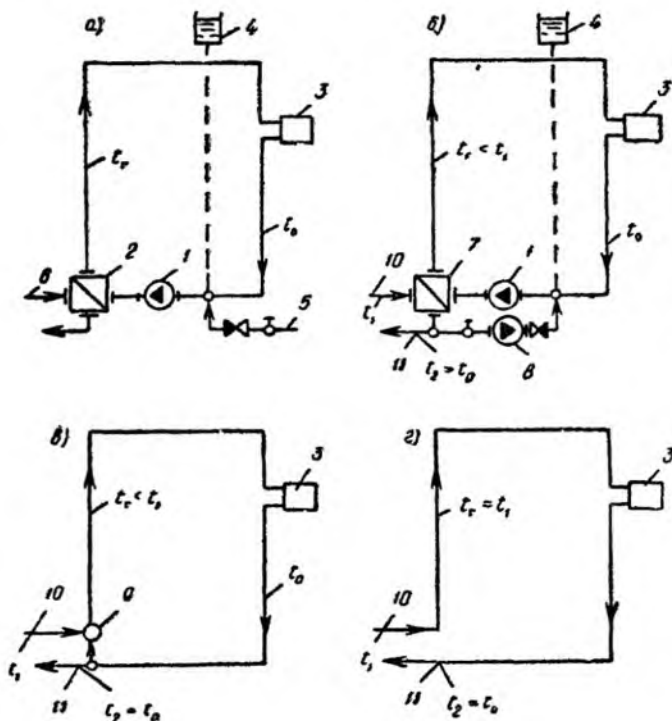


Рис IV.1 Принципиальные схемы насосных систем водяного отопления при теплоснабжении

а — местном; б, в, г — централизованном водяном, 1 — циркуляционный насос, 2 — котел, 3 — отопительный прибор; 4 — расширительный бак 5 — водопровод, 6 — подача топлива; 7 — теплообменник; 8 — подпиточный насос, 9 — смесительная установка, 10 и 11 — наружные подающий и обратный теплопроводы

тельный бак 6, общий для всех теплоснабжаемых систем, присоединяется к общей обратной магистрали между сборным коллектором и циркуляционным насосом.

При централизованном водяном теплоснабжении (от тепловой станции или от ТЭЦ) применяют три основные схемы системы насосного водяного отопления (рис. IV.1, б, в, г).

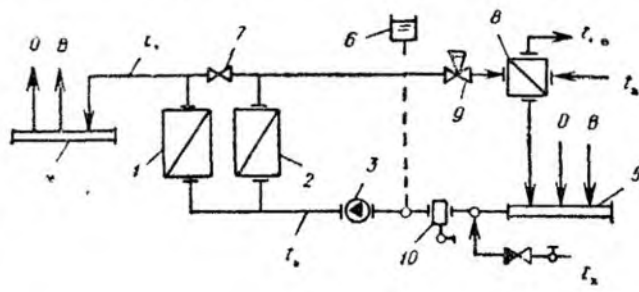
Первая из схем системы насосного водяного отопления при централизованном теплоснабжении, называемая **независимой** (рис. IV.1, б), наиболее близка по своим элементам к схеме при местном теплоснабжении. Лишь котел 2 заменяется теплообменником 7 и заполнение системы производится деаэрированной водой при помощи подпиточного насоса 8. В теплообменнике первичная вода из подающего теплопровода 10 нагревает через стенку вторичную — местную воду (не смешиваясь с ней) от температуры t_0 до температуры t_r , охлаждается от температуры t_1 до температуры t_2 (естественно, что $t_2 > t_0$) и удаляется в обратный теплопровод 11.

Независимая схема применяется для создания местного теплогидравлического режима в системе отопления при пониженной температуре

греющей воды ($t_r < t_1$). Ее преимуществом является также сохранение циркуляции с использованием теплоемкости воды при аварии в наружных теплопроводах. Однако система отопления по этой схеме наиболее сложна и дорога.

Вторая из схем системы насосного водяного отопления при централизованном теплоснабжении (рис. IV.1, в), называемая **зависимой** со смешением воды, применяется в том случае, когда в системе требуется

Рис. IV.2 Принципиальная схема теплопроводов местной водогрейной котельной



$t_r < t_1$ и допускается гидростатическое давление, имеющееся в наружном обратном теплопроводе 11. В этой схеме температура воды t_1 в подающем теплопроводе 10 понижается до температуры t_r в смесительной установке 9. Местная обратная вода с температурой t_0 смешивается с высокотемпературной при помощи смесительного насоса или водоструйного элеватора (см. ниже).

Преимуществами этой зависимой схемы являются простота конструкции и обслуживания, снижение стоимости системы отопления благодаря устранению таких элементов, как теплообменник, расширительный бак и подпиточный насос, функции которых выполняются централизованно на тепловой станции. При наличии смесительного насоса возможно местное качественно-количественное регулирование, а также сохранение циркуляции воды в системе отопления при прекращении ее в наружных теплопроводах. Недостаток второй схемы — возможность повышения гидростатического давления, непосредственно передающегося через обратный теплопровод в обратную магистраль системы отопления, до величины, опасной для целостности отопительных приборов и арматуры.

Третья схема системы насосного водяного отопления при централизованном теплоснабжении (рис. IV.1, з) также **зависимая**, но **прямоточная**, без смешения воды используется в том случае, когда в системе допускаются высокотемпературная вода ($t_r = t_1$) и значительное гидростатическое давление. Эта система отопления наиболее простая по конструкции и в обслуживании и, кроме того, наиболее дешевая. Недостатками ее являются отсутствие местного качественного регулирования и зависимость теплового режима от «обезличенного» режима в наружных теплопроводах. Высота здания, в котором может применяться система отопления по третьей схеме, ограничивается необходимостью сохранения в системе достаточного гидростатического давления для предохранения от вскипания высокотемпературной воды.

Местный тепловой пункт для контроля действия и учета расхода тепла в системе отопления по третьей схеме приведен на рис. IV.3.

Расход воды и тепла в системе отопления регулируется клапаном 4 и проверяется по показаниям термометров 2 и тепломера 7. Грязевик 6

предохраняет тепломер от засорения. Гидростатическое и циркуляционное давление в системе проверяется по показаниям манометров 3 и поддерживается регулятором давления 8 типа «до себя» (т. е. до регулятора, если учитывать направление движения воды), который также запирает воду в системе, как и обратный клапан 5, при опорожнении наружных теплопроводов.

При централизованном водяном теплоснабжении с применением любой из трех схем в системе отопления циркулирует деаэрированная вода (воздух почти целиком удаляется на тепловой станции). Это не только

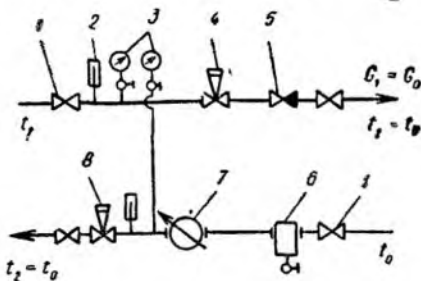


Рис. IV.3. Принципиальная схема местного теплового пункта системы отопления при $t_1 = t_2$

1 — задвижка; 2 — термометр; 3 — манометр; 4 — регулятор расхода; 5 — обратный клапан; 6 — грязевик; 7 — тепломер; 8 — регулятор давления

упрощает организацию движения воздушных скоплений для удаления их из системы (фактически только в пусковой период после монтажа и ремонта), но и увеличивает срок службы ее элементов.

Общим для всех четырех схем, изображенных на рис. IV.1, является использование насоса для искусственного побуждения циркуляции воды в системе отопления. Побуждение циркуляции воды поначалу осуществлялось различными средствами, в том числе впуском пара в воду. Однако наиболее рациональным оказалось включение в систему отопления специального циркуляционного насоса.

В первых двух схемах (см. рис. IV.1, а, б) циркуляционный насос 1 включается непосредственно в теплопроводы системы отопления. В двух последних схемах (см. рис. IV.1, в, г) циркуляционный насос размещается на тепловой станции и развивает давление, достаточное для создания циркуляции воды как в наружных теплопроводах, так и в местной системе отопления.

Для насосной системы водяного отопления характерно многообразие применяемых конструктивных схем, значительный радиус действия, относительно большая скорость движения воды, а также своеобразное соединение ее с расширительным баком, если он имеется.

Большая скорость движения воды позволяет применять теплопроводы с минимальной площадью поперечного сечения (минимального диаметра) и использовать силу течения воды для перемещения и удаления воздушных скоплений из системы в атмосферу. В верхней подающей магистрали, как уже известно, осуществляется попутное движение воды и пузырьков свободного воздуха. В вертикальном однотрубном стояке при нижней разводке магистралей возможны не только унос и абсорбция, но и удаление свободного воздуха в атмосферу в основании стояка.

§ 38. ЦИРКУЛЯЦИОННЫЙ НАСОС

Насос, действующий в замкнутом контуре системы отопления, воду не поднимает, а только ее перемещает, искусственно усиливая циркуляцию, и поэтому называется *циркуляционным*. В процессе заполнения или возмещения потери воды в системе отопления циркуляционный насос также не участвует; заполнение происходит под действием давления в наружных теплопроводах, в водопроводе или при помощи подпиточного насоса.

Бездействующий циркуляционный насос в отопительной системе затоплен водой и испытывает равное гидростатическое давление (если вода не нагревается) с двух сторон — со стороны входного (всасывающего) и выходного (нагнетательного) патрубков, соединенных с теплопроводами. Циркуляционный насос включается, как правило, в обратную магистраль системы отопления. Это обусловлено чисто технической причиной — при перемещении более холодной воды увеличивается срок службы подшипников, ротора и сальниковой набивки, через которую проходит вал насоса. С точки зрения создания искусственной циркуляции воды в замкнутом контуре местоположение циркуляционного насоса безразлично — в системе отопления он может быть включен и в подающую магистраль, где, кстати, обычно меньше гидростатическое давление.

Мощность циркуляционного насоса зависит от расхода и циркуляционного давления.

Расход насоса G_n , кг/ч и т/ч (или подача насоса L_n , м³/ч), определяется количеством воды, перемещаемой насосом за определенный промежуток времени, отнесенным к этому промежутку (обычно к часу). Для циркуляционного насоса, включенного в общую магистраль, расход равен общему расходу воды в системе отопления:

$$G_n = G_o, \quad (IV.1)$$

где

$$G_o = \frac{3,6 Q_c}{c(t_g - t_o)} \text{ (кг/ч) или } G_o = \frac{3,6 \cdot 10^{-3} Q_c}{c(t_g - t_o)} \text{ (т/ч)} \quad (IV.2)$$

$[G_o \text{ (т/ч)} \approx L_o \text{ (м}^3\text{/ч)}$, так как плотность воды в системе отопления близка к 1000 кг/м³ или 1 т/м³];

Q_c — тепловая мощность системы отопления, Вт (ккал/ч без множителя 3,6);

c — массовая теплоемкость воды, кДж/(кг·К) или ккал/(кг·°С);

t_g и t_o — расчетная температура горячей и обратной воды в системе отопления, К(°С).

Циркуляционное давление насоса Δp_n . Удельная энергия, сообщаемая насосом воде, равняется разности полного гидравлического давления при выходе из нагнетательного и при входе во всасывающий патрубок насоса:

$$\Delta p_n = p_n - p_b + \frac{\rho}{2} (w_n^2 - w_b^2) + \rho g (h_n - h_b), \quad (IV.3)$$

где p_n , p_b — гидростатическое давление;

w_n , w_b — скорость движения потока воды, м/с;

h_n , h_b — высота положения оси или сечения потока воды над плоскостью сравнения, м;

ρ — плотность воды, кг/м³ (кг·с²/м⁴);

g — ускорение свободного падения, м/с².

Индексы «н» и «в» относятся соответственно к нагнетательному и всасывающему патрубкам насоса.

Для горизонтального насоса при $\omega_n = \omega_v$

$$\Delta p_n = p_n - p_v, \quad (IV.3a)$$

т. е. Δp_n равняется разности гидростатического давления в нагнетательном и всасывающем патрубках насоса.

Удельную энергию, связанную с подъемом воды водопроводным насосом, называют *напором насоса* и выражают в метрах водяного столба (м вод. ст.).

Удельную энергию, сообщаемую воде отопительным насосом, связанную с преодолением сопротивления движению воды в замкнутом контуре системы отопления, называют *циркуляционным давлением насоса* и выражают в Н/м² или Па — Паскалях (кгс/м²).

Величина циркуляционного давления отопительного насоса определяется сопротивлением движению воды. Так как в системе отопления насосная циркуляция (вынужденное движение воды) накладывается на гравитационную (свободное движение), то циркуляционное давление насоса Δp_n меньше сопротивления движению воды в системе Δp_c на величину естественно возникающего циркуляционного давления Δp_e :

$$\Delta p_n = \Delta p_c - \Delta p_e. \quad (IV.4)$$

Все же основной величиной, определяющей значение Δp_n , остается Δp_c . Сопротивление движению воды в системе отопления (или так называемая потеря давления в системе) пропорционально скорости движения воды в теплопроводах. Скорость движения минимальна при естественной циркуляции воды. В насосной системе вынужденная скорость движения воды значительно больше, однако для теплопроводов по технико-экономическим соображениям устанавливается верхний предел скорости.

Одно из технических условий действия системы отопления, в данном случае водяного, — акустическое требование бесшумности протекания воды. Такое требование ограничивает скорость движения воды в теплопроводах систем отопления гражданских и некоторых промышленных зданий. Допустимы следующие значения скорости движения воды в трубах систем отопления:

для гражданских зданий	1,2-1,5 м/с
» промышленных »	до 3 м/с

В отечественной и зарубежной литературе указывается о возможности повышения предела скорости движения воды в гражданских зданиях до 1,8—2 м/с.

Верхний предел скорости движения воды может быть также установлен путем проведения экономического расчета, и в этом случае, если акустическое ограничение не учитывается, возможно отклонение от указанных значений скорости.

За основу экономического расчета берется положение — годовые расходы по эксплуатации системы отопления должны быть минимальными. С увеличением скорости движения воды уменьшается диаметр труб, вследствие чего сокращаются, с одной стороны, капитальные вложения и, следовательно, затраты на текущий и капитальный ремонт, а также отчисления на восстановление капитальных вложений и увеличиваются, с другой стороны, сопротивление системы и затраты на расходуемую насосом электроэнергию. В результате такого экономического расчета вы-

бирают оптимальные значения скорости и сопротивления движению воды в системе отопления.

На практике для определения Δp_n часто используют, не проводя экономического расчета, соотношение, рекомендованное в свое время проф. В. М. Чаплиным:

$$\Delta p_n = 10^2 \Sigma l \text{ Па} \quad (10 \Sigma l \text{ кгс/м}^2), \quad (\text{IV.5})$$

в котором принимается средняя потеря давления 100 Па (10 кгс/м²) на 1 м длины наиболее протяженного циркуляционного кольца системы (длина кольца Σl м).

Выбор давления насоса по выражению (IV.5) предопределяет уменьшение скорости движения воды в теплопроводах в несколько раз против указанных предельных значений, в связи с чем не только увеличивается металлоемкость, но и возникают отрицательные явления при действии системы отопления — нарушается гидравлический режим и снижается тепловая надежность.

Снижение тепловой надежности обусловлено возрастанием влияния такого переменного фактора, как естественное циркуляционное давление на количество воды, протекающей через отопительные приборы. Поэтому вообще для обеспечения расчетного гидравлического режима при действии системы следует стремиться к увеличению циркуляционного давления насоса.

Вместе с тем нужно отметить, что скорость движения воды в магистральных двухтрубной системы отопления малоэтажных зданий должна быть ограничена по следующей причине: при высокой скорости эжектирующее действие основной струи в фасонных частях может нарушить циркуляцию воды в отдельных малонагруженных стояках системы.

На практике встречается вынужденное ограничение насосного циркуляционного давления (и скорости движения воды) при использовании зависимых схем отопления, изображенных на рис. IV.1, в, г, особенно при незначительной разности давления в наружных подающем и обратном теплопроводах в точке ввода их в конкретное здание.

В системе отопления, схема которой показана на рис. IV.1, а, также возможно ограничение циркуляционного давления насоса в том случае, если в перспективе предполагается ликвидация котельной и зависимое присоединение системы отопления к наружным теплопроводам. При этом учитывается, что в процессе проектирования наружных теплопроводов для будущего присоединения отдельных зданий по зависимой схеме принимается минимальная разность давления в них на уровне, не превышающем $12 \cdot 10^4$ Па ($12 \cdot 10^3$ кгс/м²).

В системе отопления используется специальный отопительный циркуляционный насос, перемещающий значительное количество воды и развивающий при этом относительно небольшое давление. Это — горизонтальный лопастный насос центробежного, осевого или диагонального типа, бесшумный в действии, непосредственно соединенный с электродвигателем, закрепляемый на трубе без фундамента. Например, диагональный отопительный насос, представленный на рис. IV.4, предназначен для перемещения до 22 т/ч воды при циркуляционном давлении всего $(10-25) 10^3$ Па или $(1-2,5) 10^3$ кгс/м².

Каждый тип насоса обладает собственной, только ему присущей характеристикой, получаемой в процессе стендовых испытаний опытного образца при определенной частоте вращения электродвигателя. Характеристика выражает зависимость между расходом насоса и соответ-

венно циркуляционным давлением $G_H - \Delta p_H$, коэффициентом полезного действия (к. п. д.) $G_H - \eta_H$, мощностью насоса $G_H - N_H$.

По характеристике насоса, пример которой дается на рис. IV.5, можно отметить для всех типов отопительных насосов постепенное уменьшение циркуляционного давления и увеличение мощности по мере возрастания расхода, а также получение максимального значения к. п. д. при определенном расходе насоса (точка *Б*). Часть кривой $G_H - \Delta p_H$, соответствующая высоким значениям к. п. д., отмеченная на рис. IV.5 жирной линией 1, носит название *рабочего отрезка характеристики насоса*.

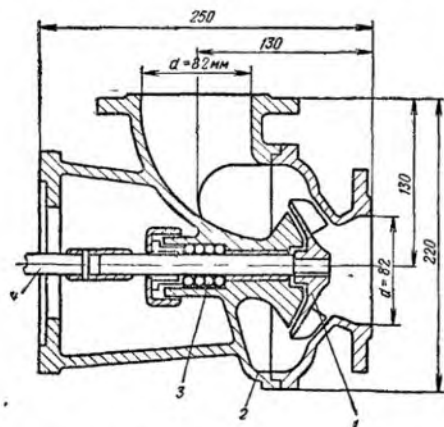


Рис. IV.4. Диагональный отопительный насос

1 — рабочее колесо; 2 — корпус; 3 — сальниковое уплотнение; 4 — вал электродвигателя

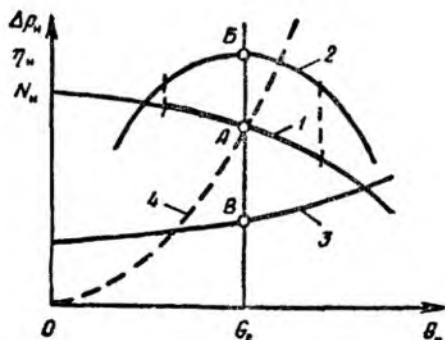


Рис. IV.5. Характеристики отопительного насоса

1 — давления, 2 — к п. д., 3 — мощности; 4 — характеристика системы отопления

Для обеспечения расчетных параметров, бесшумности и экономии электроэнергии при действии насоса рекомендуется при его выборе ориентироваться на одну из точек в пределах рабочего отрезка характеристики. Все такие точки также называются *рабочими*.

Рабочая точка *А* на рис. IV.5 представляет собой точку пересечения рабочего отрезка характеристики насоса $G_H - \Delta p_H$ с характеристикой 4 системы отопления $G_c - \Delta p_c$, выражаемой кривой второго порядка (пунктирная линия). Насос при расходе $G_H = G_c$ создает в рабочей точке *А* определенное циркуляционное давление Δp_H , действует с максимальным к. п. д. η_H (точка *Б*) и обладает мощностью N_H (точка *В*). На рисунке изображен идеальный случай, когда отопительный насос не только действует с максимальным к. п. д. η_H , но и создает циркуляционное давление $\Delta p_H = \Delta p_c$ (без учета гравитационного давления в системе отопления).

При отсутствии отопительных насосов для создания циркуляции в системе отопления используют высоконапорные центробежные насосы общепромышленного назначения. Высоконапорный насос уступает отопительному насосу по ряду монтажных и эксплуатационных показателей: его необходимо устанавливать на фундамент, снабжать электроэнергией от силового кабеля, а не от осветительной сети, при его действии создаются излишний шум и вибрация труб и строительных конструкций, требуется обводная труба для сохранения циркуляции воды при остановке.

Центробежный насос общепромышленного назначения, создающий избыточное для системы отопления давление, по расходу приводится к расходу воды в системе путем погашения излишка его давления.

На рис. IV.6 показан такой случай применения в системе отопления центробежного насоса, создающего давление $\Delta p_n > \Delta p_c$. Характеристика системы, проведенная через точку B с известными координатами G_c и Δp_c (кривая 2), пересекает характеристику насоса 1 в рабочей точке B . Этой точке, общей для насоса и системы отопления, соответствуют увеличенные расход $G_n = G'_n (> G_c)$ и циркуляционное давление $\Delta p_n =$

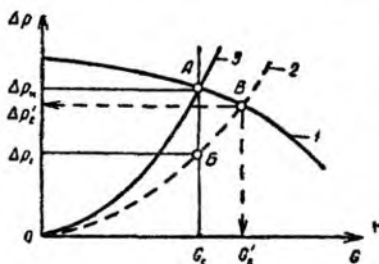


Рис. IV.6. Выбор циркуляционного насоса при $\Delta p_n > \Delta p_c$

1 — характеристика давления, развиваемого насосом; 2 и 3 — характеристики системы отопления до и после регулирования

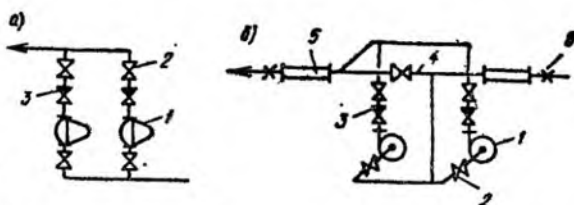


Рис. IV.7. Схемы присоединения теплопроводов к циркуляционным насосам

а — отопительным; б — общепромышленным высоконапорным; 1 — насос; 2 — задвижка; 3 — обратный клапан; 4 — обводная труба с задвижкой (нормально закрыта); 5 — виброизолирующая вставка; 6 — неподвижная опора

$= p'_c (> \Delta p_c)$. Значительное увеличение расхода воды в системе отопления против расчетного нежелательно, так как при этом, помимо возрастания расхода электроэнергии, возникает тепловое разрегулирование системы. Поэтому путем введения дополнительного сопротивления, выраженного на рисунке ординатой $A-B$ (в виде, например, диафрагмы или трубы уменьшенного диаметра), характеристику системы отопления можно изменить таким образом, что получится новая рабочая точка A (в месте пересечения новой характеристики системы 3 с характеристикой насоса 1). В точке A расход насоса равен расчетному расходу воды в системе отопления ($G_n = G_c$), а давление насоса Δp_n соответствует сопротивлению движению воды в системе после регулирования.

В теплопроводы системы отопления включают два одинаковых циркуляционных насоса, действующих попеременно: при работе одного из них второй находится в резерве (резервный отопительный насос может находиться на складе). Присоединение теплопроводов к циркуляционным насосам различно для отопительных (рис. IV.7, а) и для общепромышленных высоконапорных насосов (рис. IV.7, б). Во втором случае на рисунке показано дополнительное оборудование — обводная труба 4 с задвижкой, нормально закрытой, виброизолирующие вставки 5 (резиновые длиной 900 мм, армированные спиральной проволокой), неподвижные опоры 6, препятствующие осевому растяжению резиновых вставок; фундамент насосов также снабжается виброизолирующими вставками.

Задвижки 2 до и после обоих насосов (действующего и бездействующего) постоянно открыты, особенно если предусматривается автоматическое переключение насосов (например, после непрерывного суточного действия); обратный клапан 3 препятствует циркуляции воды через

бездействующий насос (предотвращает, как говорят, работу насоса «на себя»).

Мощность насоса пропорциональна произведению секундного расхода (подачи) на давление. Мощность электродвигателя, Вт, определяется с учетом коэффициентов полезного действия насоса η_n и необходимого запаса k по формуле (в единицах системы СИ):

$$N_э = \frac{k L_n \Delta p_n}{3600 \eta_n}, \quad (IV.6)$$

где подача L_n , м³/ч, и давление насоса Δp_n , Па (Н/м²).

В технической системе единиц мощность электродвигателя, кВт

$$N_э = \frac{k L_n \Delta p_n}{3600 \cdot 102 \eta_n} \quad (IV.6a)$$

при давлении Δp_n , кгс/м².

Коэффициент запаса k , учитывающий пусковой момент, получает наибольшее значение (до 1,5) при минимальной мощности электродвигателя.

§ 39. СМЕСИТЕЛЬНАЯ УСТАНОВКА

Смесительная установка (смесительный насос или водоструйный элеватор) применяется в местной системе отопления для понижения температуры воды в наружном подающем теплопроводе до температуры, допустимой в системе, t_r . Понижение температуры происходит при смешении

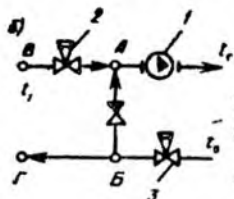
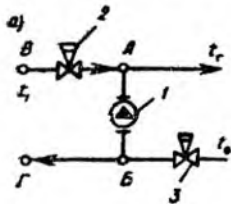


Рис. IV.8 Принципиальная схема смесительной установки с насосом
а — на перемычке; б — на подающей магистрали; 1 — смесительный насос, 2 — регулятор температуры, 3 — регулятор расхода воды в системе отопления

нии высокотемпературной воды t_1 с обратной (охлажденной) водой t_0 местной системы отопления (см. рис. IV.1, в).

Смесительная установка используется не только для понижения температуры, но и для местного регулирования теплопередачи отопительных приборов, дополняющего центральное регулирование на тепловой станции.

Смесительный насос 1 можно устанавливать на перемычке Б—А между обратной и подающей магистралями (рис. IV.8, а) и на обратной или подающей магистрали (рис. IV.8 б) местной системы отопления.

Смесительный насос на перемычке действует в более благоприятных температурных условиях (при температуре t_0) и перемещает меньшее количество воды, чем насос на обратной или подающей магистрали.

$$G_n = G_0, \quad \text{где } G_0 = G_c - G_1. \quad (IV.7)$$

Количество высокотемпературной воды G_1 , кг/ч, при тепловой мощности системы отопления Q_c , Вт, определяется по формуле, подобной выражению (IV.2):

$$G_1 = \frac{3,6 Q_c}{c(t_1 - t_0)} \quad (IV.8)$$

Высокотемпературная вода подается в точку смешения A (рис. IV.8, a) под давлением в точке B наружного теплопровода, созданным центральным циркуляционным насосом на тепловой станции.

Поток охлажденной воды, возвращающейся из местной системы отопления, делится в точке B на два: первый в количестве G_0 направляется ко всасывающему патрубку смесительного насоса, второй в количестве G_1 — в наружный обратный теплопровод.

Смесительный насос подает в точку смешения A воду, повышая ее давление до давления высокотемпературной воды. Таким образом, в точку A поступают два потока воды при равном давлении в результате действия двух различных насосов — центрального и местного, включенных параллельно.

Отношение двух потоков воды

$$u = \frac{G_0}{G_1} \quad (IV.9)$$

носит название *коэффициента смешения*. Коэффициент смешения может быть выражен через температуру воды с использованием формул (IV.2) и (IV.8):

$$u = \frac{G_0}{G_1} = \frac{G_c - G_1}{G_1} = \frac{G_c}{G_1} - 1 = \frac{t_1 - t_0}{t_r - t_0} - 1 = \frac{t_1 - t_r}{t_r - t_0} \quad (IV.10)$$

Для водо-водяной смесительной установки коэффициент смешения редко бывает больше трех. Например, при температуре воды $t_1 = 150^\circ$, $t_r = 95^\circ$ и $t_0 = 70^\circ$ С $u = (150 - 95) : (95 - 70) = 2,2$. Это означает, что на каждую единицу высокотемпературной воды при смешении должно приходиться 2,2 единицы охлажденной.

Давление, развиваемое смесительным насосом на перемычке, ограничено: оно не может быть больше разности давления в точках B и Γ наружных теплопроводов (иначе не будет обеспечено смешение в точке A). Это условие, в свою очередь, ограничивает (в этом недостаток установки смесительного насоса на перемычке) величину циркуляционного давления для местной системы отопления.

Смесительный насос на обратной или подающей магистрали (см. рис. IV.8, b) перемещает всю воду, циркулирующую в системе [$G_n = G_c$ по выражению (IV.1)], при температуре t_0 или t_r . Несмотря на эти недостатки — увеличение расхода и температуры воды (в подающей магистрали), — включение смесительного насоса в главную магистраль местной системы позволяет увеличить циркуляционное давление в ней до необходимой величины независимо от разности давления в наружных теплопроводах. В этом существенное преимущество такой схемы смесительной установки.

Условия смешения двух количеств воды G_1 и G_0 аналогичны рассмотренным для насоса на перемычке. В точку A поступают два потока воды при равном давлении также в результате действия двух насосов — центрального и местного — с той лишь разницей, что насосы включаются последовательно.

На рис. IV.8 показаны также регуляторы температуры 2 и расхода воды 3 для местного качественно-количественного регулирования этих параметров в течение отопительного сезона. Смесительных насосов, как и циркуляционных, устанавливают два с параллельным включением в теплопровод (см. рис. IV.7); действует всегда один из насосов при другом резервном и сменном.

Смешение воды может осуществляться и без местного насоса; в этом случае смесительная установка оборудуется водоструйным элеватором.

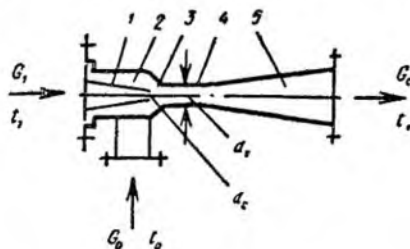


Рис. IV.9. Принципиальная схема водоструйного элеватора

1 — сопло, 2 — камера всасывания; 3 — смесительный конус; 4 — горловина, 5 — диффузор

Водоструйный элеватор получил распространение как дешевый, простой и нетребовательный в эксплуатации аппарат. Благодаря своей конструкции он подсасывает охлажденную воду для смешения с высокотемпературной водой и частично передает давление, создаваемое центральным насосом на тепловой станции, в местную систему отопления для усиления циркуляции воды.

Водоструйный элеватор (рис. IV.9) состоит из конусообразного сопла 1, через которое со значительной скоростью вытекает высокотемпературная вода с температурой t_1 в количестве G_1 ; камеры всасывания 2, куда поступает охлажденная вода с температурой t_0 в количестве G_0 ; смесительного конуса 3 и горловины 4, где происходит смешение воды, и диффузора 5.

Вокруг струи воды, вытекающей из отверстия сопла, создается зона пониженного давления, благодаря чему охлажденная вода перемещается из обратной магистрали системы отопления в камеру всасывания. В горловине струя смешанной воды, двигаясь с меньшей, чем в отверстии сопла, но еще с высокой скоростью, обладает значительным запасом кинетической энергии. В диффузоре при постепенном увеличении площади его поперечного сечения кинетическая энергия преобразуется в потенциальную: по его длине гидродинамическое давление падает, а гидростатическое — нарастает. За счет разности гидростатического давления в конце диффузора и в камере всасывания элеватора создается давление для циркуляции воды в системе отопления.

Одним из недостатков водоструйного элеватора является его низкий коэффициент полезного действия (к. п. д.), который зависит от коэффициента смешения. Достигая наивысшего значения при малом коэффициенте смешения и особой форме камеры всасывания, к. п. д. стандартного элеватора практически при высокотемпературной воде не превышает 10%. Следовательно, в этом случае циркуляционное давление на вводе наружных теплопроводов в здание должно не менее чем в 10 раз превышать насосное циркуляционное давление Δp_n для местной системы отопления. Это условие настолько ограничивает Δp_n , передаваемое через водоструйный элеватор в систему из наружной тепловой сети, что, помимо выражения (IV.5), при использовании элеваторной смеситель-

ной установки и $t_r \leq 95^\circ \text{C}$ часто устанавливается верхний предел циркуляционного давления

$$\Delta p_n = 1,2 \cdot 10^4 \text{ Па} (1,2 \cdot 10^3 \text{ кгс/м}^2). \quad (\text{IV.11})$$

Другим недостатком водоструйного элеватора является постоянство коэффициента смешения, исключающее местное качественное регулирование теплопередачи отопительных приборов. Понятно, что при постоянном соотношении в элеваторе между G_0 и G_1 температура t_r , с которой вода поступает в местную систему отопления, определяется уровнем температуры t_1 , поддерживаемым на тепловой станции для системы теплоснабжения в целом, который может не соответствовать теплотребности конкретного здания.

Водоструйные элеваторы различаются по диаметру горловины d_r . Для использования одного и того же корпуса элеватора при различных давлениях и расходе воды сопло I (см. рис. IV.9) делается сменным. Устанавливая сопло с различным диаметром отверстия, можно изменять общее количество воды G_c , поступающей из элеватора в систему отопления, при неизменном коэффициенте смешения.

Диаметр горловины, мм, водоструйного элеватора вычисляется по формуле

$$d_r = 8,74 \frac{G_c^{0,5}}{\Delta p_n^{0,25}}. \quad (\text{IV.12})$$

где G_c — расход воды в системе отопления, т/ч, определяемый по формуле (IV.2);

Δp_n — насосное давление, передаваемое через элеватор в систему отопления (при подставке в формулу выражается в м вод. ст.).

После выбора стандартного элеватора, имеющего диаметр горловины, ближайший к полученному по расчету, определяется диаметр сопла по следующей приближенной зависимости:

$$d_c = \frac{d_1}{1+u}, \quad (\text{IV.13})$$

где u — коэффициент смешения по выражению (IV.10).

При известном диаметре сопла находится разность давления в наружных теплопроводах на вводе в здание, выраженная в м вод. ст.:

$$\Delta p_1 = 0,64 \frac{G_1^2}{d_c^4}. \quad (\text{IV.14})$$

где G_1 — расход высокотемпературной воды, т/ч, определяемый по формуле (IV.8);

d_c — диаметр сопла, см.

Из последней формулы видно, что вслед за изменением по какой-либо причине Δp_1 в наружной тепловой сети изменяется и G_1 , а также G_c , связанный с G_1 через коэффициент смешения элеватора [из выражения (IV.10)]:

$$G_0 = (1+u)G_1. \quad (\text{IV.15})$$

Как известно, изменение давления и расхода в процессе эксплуатации, не предусмотренное расчетом, вызывает тепловое разрегулирова-

ние системы отопления. Это нежелательное явление, возникающее в системе отопления, непосредственно соединенной с разветвленной сетью наружных теплопроводов (см. рис. IV.1, *г*), возможно и в системе с водоструйным элеватором.

Для устранения теплового разрегулирования системы отопления перед водоструйным элеватором 9, изображенным в схеме на рис. IV.10, устанавливают регулятор расхода 4. На этом же рисунке показаны основные контрольно-измерительные и другие приборы, характерные для местного теплового пункта здания, имеющего системы приточной вен-

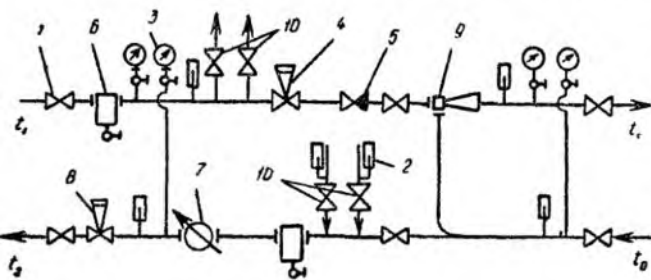


Рис. IV.10. Принципиальная схема местного теплового пункта системы отопления с водоструйным элеватором и ответвлениями к системам вентиляции и кондиционирования воздуха

1 — задвижка, 2 — термометр; 3 — манометр, 4 — регулятор расхода; 5 — обратный клапан; 6 — грязевик; 7 — тепломер; 8 — регулятор давления; 9 — водоструйный элеватор; 10 — ответвления

тиляции и кондиционирования воздуха. Для теплоснабжения этих систем используется высокотемпературная вода, отводимая (поз. 10 на рис. IV.10) до водоструйного элеватора.

Учитывая отмеченные недостатки водоструйного элеватора, предпочтительно использование насосной смесительной установки. Некоторое увеличение капитальных и эксплуатационных затрат, обусловленное применением смесительного насоса в системе отопления здания, компенсируется повышением теплового комфорта помещений и экономией топлива, расходуемого на отопление.

§ 40. ДИНАМИКА ДАВЛЕНИЯ В СИСТЕМЕ ОТОПЛЕНИЯ

Гидравлическое давление в каждой точке замкнутого контура системы отопления в течение отопительного периода подвержено непрерывному изменению. Давление изменяется вследствие непостоянства плотности воды и циркуляционного давления, которое обусловлено качественно-количественным регулированием, т. е. изменением температуры и расхода воды при эксплуатации системы отопления.

Итак, в системе отопления наблюдается динамический процесс изменения гидравлического давления. Исходное значение давления соответствует гидростатическому давлению в каждой точке при покое воды. Наибольшее изменение давления происходит при циркуляции максимального количества воды с температурой, достигающей предельного значения при расчетной температуре наружного воздуха. Рассматривая и сравнивая крайние значения при этих двух гидравлических режимах, можно судить о динамике давления в каждой точке при действии системы отопления в течение отопительного периода.

Анализ динамики гидравлического давления делается с целью выявления в системе отопления мест с чрезмерно низким или высоким давлением, вызывающим нарушение циркуляции воды или разрушение отдельных элементов. На основе такого анализа намечаются мероприятия, обеспечивающие нормальное действие системы отопления.

Для установившегося движения потока воды — капельной несжимаемой жидкости — уравнение Бернулли имеет вид:

$$\rho \frac{w^2}{2} + \rho gh + p = \text{const}, \quad (\text{IV.16})$$

где ρ — плотность воды, кг/м³;

g — ускорение свободного падения, м/с²;

h — высота положения оси или сечения потока воды над плоскостью сравнения, м;

p — давление в потоке воды, Па;

w — средняя скорость движения потока воды, м/с.

По уравнению Бернулли, представляющему собой частный случай записи общего закона сохранения материи в природе, полная энергия потока состоит из кинетической и потенциальной энергии.

Кинетическая энергия движения потока воды измеряется гидродинамическим давлением.

При скорости движения воды в теплопроводах насосной системы отопления 1,5 м/с гидродинамическое давление составляет:

$$\rho \frac{w^2}{2} = 970 \frac{1,5^2}{2} = 1090 \text{ Па (111 кгс/м}^2\text{)}.$$

Потенциальная энергия потока воды складывается из энергии положения потока и энергии давления в потоке.

В каком-либо сечении потока воды энергия положения измеряется высотой положения сечения потока над плоскостью сравнения, энергия давления — пьезометрической высотой, на которую может подняться вода над рассматриваемым сечением. В замкнутой системе отопления проявляется энергия давления, рассматриваемая как гидростатическое давление, вызывающее циркуляцию воды.

Гидростатическое давление в вертикальной трубе при изменении положения потока только на 1 м возрастает или убывает на величину

$$\rho gh = 970 \cdot 9,81 \cdot 1 \approx 9500 \text{ Па (970 кгс/м}^2\text{)}.$$

Очевидно, что изменение гидростатического давления по высоте системы отопления даже одноэтажного здания более чем на целый порядок превышает максимальное значение гидродинамического давления. Поэтому в дальнейшем для характеристики изменения гидравлического давления в системе отопления будем учитывать изменение только гидростатического давления, приближенно считая его равным полному.

Рассмотрение динамики давления проведем в системе водяного отопления с естественной и искусственной циркуляцией воды как при наличии расширительного бака (см. рис. IV.1, а, б), так и без расширительного бака (см. рис. IV.1, в, г).

1. ДИНАМИКА ДАВЛЕНИЯ В МЕСТНОЙ СИСТЕМЕ ОТОПЛЕНИЯ С РАСШИРИТЕЛЬНЫМ БАКОМ

На поверхность воды в открытом расширительном баке действует давление, равное атмосферному. Примем свободную поверхность воды в баке за плоскость отсчета для определения избыточного гидростатического давления и будем считать уровень, на котором находится вода в баке, неизменным при определенных объеме и температуре воды в си-

стеме отопления. Тогда в толще воды в каждой точке системы отопления можно определить избыточное гидростатическое давление в зависимости от высоты столба воды, расположенного над рассматриваемой точкой (в связи с изменением положения точки).

В вертикальной системе отопления (ее замкнутый контур изображается двойными линиями на рис. IV.11) с ненагреваемой водой при бездействии насоса, т. е. с водой равномерной плотности, находящейся в покое, избыточное гидростатическое давление в теплопроводах одинаково на любом рассматриваемом уровне (например, на уровне I—I оно равно ρgh_i , где h_i — высота столба воды или глубина погружения под уровень

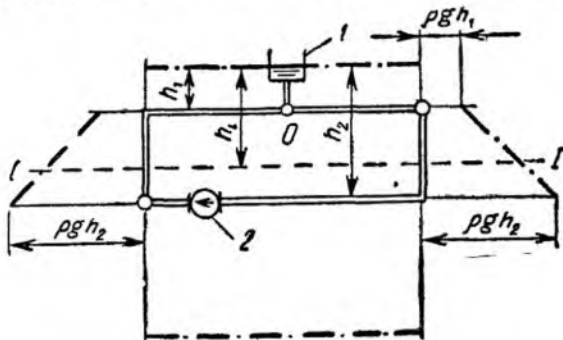


Рис. IV.11. Эюра гидростатического давления в системе отопления с ненагреваемой водой, находящейся в покое

1 — расширительный бак; 2 — циркуляционный насос (бездействует)

воды в расширительном баке 1). Наименьшее гидростатическое давление ρgh_1 действует в верхней магистрали, наибольшее ρgh_2 — в нижней, причем бездействующий насос 2 испытывает, как уже отмечалось, равное давление со стороны как всасывающего, так и нагнетательного патрубка.

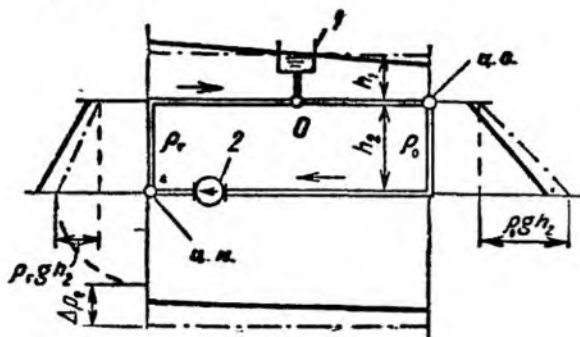


Рис. IV.12. Эюра гидростатического давления в системе отопления с нагреваемой водой при бездействии насоса

1 — расширительный бак; 2 — циркуляционный насос

Величину избыточного гидростатического давления в трубах системы отопления нанесем на рис. IV.11 штрихпунктирными линиями в прямой зависимости от высоты столба воды h и для ясности изображения отложим давление в верхней магистрали над нею, в нижней — под нею, а в вертикальных трубах — слева и справа от них. Показанные на рисунке штрихпунктирные линии называются *пьезометрическими*, а их совокупность — *эюрой гидростатического давления*, в данном случае в статическом режиме.

В системе отопления при циркуляции с постоянной скоростью движения воды — вязкой жидкости — энергия давления изменяется по длине теплопроводов. Вязкость и деформации потока обуславливают сопротивление движению воды. Они вызывают потерю части энергии дав-

ления, имеющейся в движущемся потоке, переходящей в результате трения (линейная потеря) и вихреобразования (местная потеря) в тепло.

Следовательно, в горизонтальной трубе гидростатическое давление уменьшается в направлении движения воды.

В вертикальной трубе при движении воды снизу вверх гидростатическое давление значительно убывает не только из-за линейной и местной потери давления, но и вследствие уменьшения высоты столба воды. В вертикальной трубе при движении воды сверху вниз гидростатическое давление возрастает по мере увеличения высоты столба воды, несмотря на попутную потерю давления. Гидростатическое давление в трубе с восходящим потоком изменяется интенсивнее, чем в трубе с нисходящим потоком.

Рассмотрим изменение гидростатического давления в системе отопления с нагреваемой водой при бездействии насоса — фактически в **гравитационной** системе отопления. Представим, что вода в системе отопления, нагреваемая в одной точке (ц. н. — центр нагревания на рис. IV.12), охлаждается в другой (ц. о. — центр охлаждения). При этом плотность воды в левом стояке составит ρ_r , в правом — ρ_o . В системе отопления при неравномерном распределении плотности воды должно возникнуть свободное движение — естественная циркуляция воды.

Для определения гидростатического давления предположим, что вода в системе на какое-то мгновение неподвижна. Тогда максимальное гидростатическое давление в нижней точке правого стояка с охлажденной водой будет (см. рис. IV.12):

$$g(\rho_r h_1 + \rho_o h_2), \quad (IV.17a)$$

а максимальное гидростатическое давление в левом стояке с нагретой водой

$$g(\rho_r h_1 + \rho_r h_2). \quad (IV.17b)$$

Так как $\rho_o > \rho_r$, то гидростатическое давление в правом стояке при отсутствии циркуляции воды будет больше, чем в левом. Штрихпунктирные линии на рис. IV.12 изображают эпюру давления в статическом режиме. Разность полученных гидростатических давлений, вызывающая циркуляцию воды по часовой стрелке, является естественным циркуляционным (гравитационным) давлением:

$$\Delta p_e = \rho_o g h_2 - \rho_r g h_2, \quad (IV.18)$$

где h_2 — вертикальное расстояние между центрами охлаждения и нагревания воды или высота двух столбов воды — охлажденной и нагретой.

Из уравнения (IV.18) можно сделать выводы:

а) естественное циркуляционное давление возникает из-за различия гидростатического давления двух столбов охлажденной и нагретой воды равной высоты (Δp_e на рис. IV.12);

б) естественное циркуляционное давление не зависит от высоты расположения расширительного бака (h_1 на рис. IV.12).

В общем виде естественное циркуляционное (гравитационное) давление в системе водяного отопления равняется:

$$\Delta p_e = \Delta \rho \cdot g h \quad (IV.19)$$

и его величина зависит от разности плотности воды и вертикального расстояния между центрами охлаждения и нагревания воды.

Под влиянием естественного циркуляционного давления в замкнутом контуре системы отопления устанавливается определенная циркуляция воды, при которой давление Δp_e , вызывающее циркуляцию, равняется сопротивлению движению воды в системе Δp_c :

$$\Delta p_e = \Delta p_c. \quad (IV.20)$$

Гидростатическое давление в точке присоединения трубы расширительного бака к верхней магистрали системы отопления, равное $\rho_f \cdot gh_1$, при рассмотренных ранее условиях измениться не может. Эта точка называется *точкой постоянного давления или «нейтральной» точкой системы*.

Во всех остальных точках теплопроводов системы гидростатическое давление при циркуляции воды должно измениться из-за потери давления. Условно принимая линейную и местную потерю давления в теплопроводах равномерной, нанесем на рис. IV.12 вторую эпюру гидростатического давления уже в динамическом режиме — при естественной циркуляции воды в системе отопления (сплошные линии), начав построение с точки постоянного давления O .

Как видно, гидростатическое давление во всех остальных точках системы при циркуляции воды изменяется следующим образом: перед точкой O (считая по направлению движения воды) оно увеличивается, а после точки O — уменьшается по сравнению с гидростатическим давлением, предполагавшимся при отсутствии циркуляции. В частности, гидростатическое давление в левом подъемном стояке (с восходящим потоком воды) возрастает, а в правом опускном стояке (с нисходящим потоком) убывает.

Можно констатировать, что при циркуляции воды в замкнутом контуре гравитационной системы отопления гидростатическое давление изменяется во всех точках, за исключением одной точки присоединения к контуру трубы расширительного бака.

Перейдем к рассмотрению динамики давления в системе отопления с нагреваемой водой при действии циркуляционного насоса — в *местной насосной* системе отопления.

Насос, действующий в замкнутом контуре системы отопления, усиливает циркуляцию, нагнетая воду в теплопровод с одной стороны и засасывая с другой. Уровень воды в расширительном баке при пуске циркуляционного насоса не изменится, так как равномерно работающий лопастный насос обеспечивает лишь определенную кратность циркуляции в системе неизменного количества воды, практически несжимаемой. Поскольку при этих условиях — равномерности действия насоса и постоянства объема воды в системе — уровень воды в расширительном баке сохраняется неизменным, безразлично, работает ли насос или нет, то гидростатическое давление в точке присоединения бака к трубам системы будет постоянным. Точка эта по-прежнему остается «нейтральной», т. е. на гидростатическое давление в ней не влияет давление, создаваемое насосом (давление насоса в этой точке равно нулю).

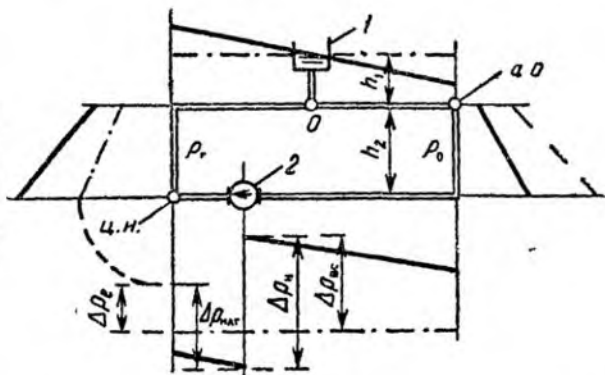
Следовательно, точка постоянного давления будет местом, в котором давление, развиваемое насосом, меняет свой знак: до этой точки насос, создавая компрессию, воду нагнетает, после нее он, вызывая разрежение, воду всасывает. Все теплопроводы системы от насоса до точки постоянного давления (считая по направлению движения воды) будут

относиться к зоне нагнетания насоса; все теплопроводы после этой точки — к зоне всасывания.

Эюра гидростатического давления в динамическом режиме — при насосной циркуляции воды в системе отопления показана на рис. IV.13 (сплошные линии). Видно, что в зоне нагнетания насоса — от нагнетательного патрубка насоса до точки постоянного давления O — гидростатическое давление за счет компрессии насоса увеличивается во всех точках, в зоне всасывания — от точки O до всасывающего патрубка насоса — уменьшается в результате разрежения, вызываемого насосом.

Рис. IV.13. Эюра гидростатического давления в системе отопления с нагреваемой водой при действии насоса

1 — расширительный бак;
2 — циркуляционный насос



Таким образом, можно расширить вывод, сделанный ранее для гравитационной системы: при циркуляции воды в замкнутом контуре системы отопления — и гравитационной и насосной — гидростатическое давление изменяется во всех точках, за исключением одной точки — точки присоединения трубы расширительного бака.

Общую потерю давления при движении воды в замкнутом контуре системы отопления $\Delta p_{\text{с}}$ выразим через потерю давления в зоне нагнетания (обозначим ее $\Delta p_{\text{наг}}$) и в зоне всасывания ($\Delta p_{\text{вс}}$) как:

$$\Delta p_{\text{с}} = \Delta p_{\text{наг}} + \Delta p_{\text{вс}}. \quad (\text{IV.21})$$

С другой стороны, из формулы (IV.4) следует, что $\Delta p_{\text{с}} = \Delta p_{\text{н}} + \Delta p_{\text{е}}$. На рис. IV.13 показано, что $\Delta p_{\text{н}}$ меньше суммы $\Delta p_{\text{наг}}$ и $\Delta p_{\text{вс}}$ на величину $\Delta p_{\text{е}}$.

Общее (насосное и гравитационное) циркуляционное давление при установившемся движении воды будет затрачиваться без остатка на преодоление линейных и местных сопротивлений в зонах нагнетания и всасывания, увеличившихся вследствие роста скорости движения.

Сравнивая рис. IV.13 и IV.11, можно установить степень изменения гидростатического давления, связанную с потерей давления при циркуляции воды в теплопроводах системы отопления:

а) увеличение давления в любой точке теплопроводов в зоне нагнетания насоса равняется величине потери давления в трубах от рассматриваемой точки до точки постоянного давления (например, Δp_{A-O} на рис. IV.14);

б) уменьшение давления в любой точке теплопроводов в зоне всасывания насоса равняется величине потери давления в трубах от точки постоянного давления до рассматриваемой точки (например, Δp_{O-B} на рис. IV.14).

На основании этого вывода напишем формулы для определения избыточного гидростатического давления в любой точке местной системы отопления с расширительным баком при циркуляции воды:

в зоне нагнетания

$$p_{l,нар} = \rho gh_l + \Delta p_{l-0}; \quad (IV.22)$$

в зоне всасывания

$$p_{l,вс} = \rho gh_l - \Delta p_{0-l}; \quad (IV.23)$$

где h_l — высота столба воды от рассматриваемой точки до уровня воды в расширительном баке.

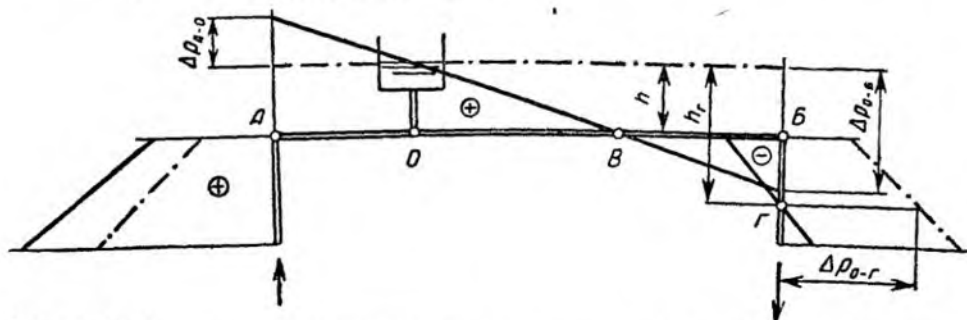


Рис. IV.14. Изменение гидростатического давления в верхней подающей магистрали системы отопления

Очевидно, что в зоне нагнетания насоса следует считаться (это рассматривается ниже) с повышением гидростатического давления по сравнению с давлением воды в состоянии покоя. Напротив, в зоне всасывания насоса необходимо учитывать понижение давления. При этом возможен случай, когда гидростатическое давление не только понизится до атмосферного, но даже может возникнуть разрежение.

Рассмотрим такой случай. На рис. IV.14 изображена динамика давления на отрезке теплопровода от точки O до точки Γ в зоне всасывания насоса. В точке постоянного давления O гидростатическое давление равно ρgh . В промежутке между точками O и B гидростатическое давление убывает в связи с потерей давления при движении воды по зависимости, изображенной на рисунке наклонной пьезометрической линией. В точке B $\rho gh = \Delta p_{O-B}$ и $p_B = 0$, т. е. избыточное давление равно нулю, а полное давление, как и на поверхности воды в расширительном баке, равно атмосферному давлению p_a . В промежутке между точками B и Γ дальнейшая потеря давления вызывает разрежение — давление падает ниже атмосферного (знак минус на рисунке). Наиболее заметно давление понизится и разрежение достигнет наибольшей величины в точке B . Здесь полное давление $p_B = p_a + \rho gh - \Delta p_{O-B} = p_a - \Delta p_{B-B}$.

Затем в промежутке между точками B и Γ давление возрастает в связи с увеличением высоты столба воды от h до h_r , а разрежение уменьшается. В точке Γ , где $\rho gh_r = \Delta p_{O-\Gamma}$, избыточное давление вновь, как в точке B , становится равным нулю — $p_r = 0$, а полное давление — атмосферному. Ниже точки Γ действует избыточное гидростатическое давление, быстро возрастающее по известной уже причине, несмотря на последующую потерю давления при движении воды.

В промежутке между точками *B* и *Г*, особенно в точке *B*, при давлении ниже атмосферного и при температуре воды, близкой к 100° (90—95° С), возможно парообразование. При более низкой температуре воды, исключающей парообразование, возможен подсос воздуха из атмосферы через резьбовые соединения труб и арматуру. Во избежание нарушения циркуляции воды из-за ее вскипания или подсосывания воздуха при конструировании и гидравлическом расчете теплопроводов системы водяного отопления должно соблюдаться правило: **в зоне всасывания в любой точке *i* теплопроводов системы отопления гидростатическое давле-**

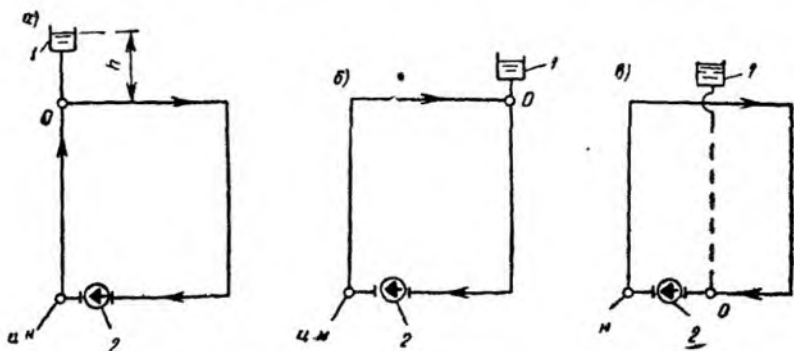


Рис. IV.15. Способы присоединения труб расширительного бака к системе водяного отопления

a — к главному стояку системы; *б* — в верхней точке системы, наиболее удаленной от центра нагревания (ц. н.); *в* — вблизи всасывающего патрубка циркуляционного насоса

ние при действии насоса должно оставаться избыточным $p_i > p_a$; для этого должно удовлетворяться неравенство

$$\rho gh_i > \Delta p_{0-i} \quad (IV.24)$$

Возможны три способа выполнения этого правила:

- поднятие расширительного бака на достаточную высоту *h* (рис. IV.15, *a*);
- перемещение расширительного бака *1* к наиболее опасной верхней точке с целью включения верхней магистрали в зону нагнетания (рис. IV.15, *б*);
- присоединение труб расширительного бака вблизи всасывающего патрубка циркуляционного насоса *2* (рис. IV.15, *в*).

Первый способ вызывает архитектурно-строительные затруднения и применим лишь в отдельных случаях при подходящем архитектурном облике здания. Второй способ целесообразно использовать в системе с «опрокинутой» циркуляцией воды (см. рис. I.7, *в*). В такой системе используется проточный расширительный бак *1* (см. рис. III.23, *в*), присоединяемый в высшей точке верхней обратной магистрали *2* над главным обратным стояком *3* (рис. IV.16). Точка постоянного давления *O* находится в самом баке. Вся верхняя обратная магистраль входит в зону нагнетания насоса. Зона всасывания охватывает главный обратный стояк и нижнюю часть общей обратной магистрали до насоса. Гидростатическое давление в главном обратном стояке превышает атмосферное даже при значительной потере давления в нем (см. пьезометрические линии на рис. IV.16).

Второй способ присоединения расширительного бака применим в одноветвевой системе отопления с верхней подающей магистралью (см. рис. IV.15, б). Бак при этом выполняет также роль воздухоотводчика. Однако в разветвленной системе отопления второй способ присоединения расширительного бака к верхней подающей магистрали может при определенных условиях вызвать нарушение циркуляции воды.

Для выявления этих условий рассмотрим динамику давления воды в двухветвевой системе отопления с расширительным баком 1, присоединенным в наиболее удаленной точке от главного подающего стояка 2.

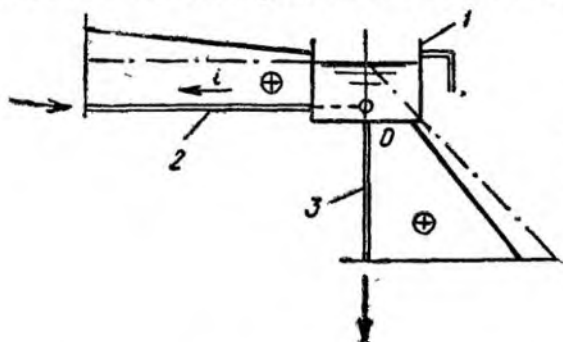


Рис. IV.16 Изменение гидростатического давления в обратных магистрали и главном стояке системы отопления с проточным расширительным баком

В такой точке — выберем ее в левой ветви системы отопления на стояке I (рис. IV.17) — возникает точка постоянного давления O_1 . В подающей магистрали левой ветви, входящей в зону нагнетания, гидростатическое давление при действии насоса 4 повысится, причем наибольшее изменение давления произойдет в точке A [см. сплошную линию с наклоном справа налево и формулу (IV.22)].

В промежуточной точке B повышение давления равняется Δp_{B-O_1} (см. рис. IV.17). При движении воды от точки B по стояку II найдется точка O_2 , для которой справедливо равенство потери давления — $\Delta p_{B-O_2} = \Delta p_{B-O_1}$. Точка O_2 , в которой компрессионное давление насоса равно нулю, является второй точкой постоянного давления системы. Гидростатическое давление в точке O_2 $p_{O_2} = \rho g (h_1 + h_2)$ не изменится как при бездействии, так и при работе насоса.

Проведем пьезометрическую линию для подающей магистрали правой ветви системы (сплошная линия с наклоном слева направо на рис. IV.17) и убедимся, что в каждом циркуляционном кольце этой ветви (их в данном случае два — через стояк III и через стояк IV) существуют свои точки постоянного давления O_3 и O_4 . В каждой из них действует неизменное (но отличающееся по величине) гидростатическое давление и положение их определяется удовлетворением равенству потери давления при циркуляции воды:

$$\Delta p_{A-O_3} = \Delta p_{A-O_4} = \Delta p_{A-O_1} \cdot$$

Это равенство может рассматриваться также как равенство потери давления давлению, создаваемому насосом в точке A. При движении воды по трубам от точки A давление насоса убывает, постепенно расходуясь на преодоление сопротивления течению воды, и, наконец, в некоторой точке в каждом циркуляционном кольце системы оно станет равным нулю. Эта точка и будет точкой постоянного давления. Очевидно, что на

теплопроводы системы до каждой такой точки распространяется зона нагнетания насоса, на теплопроводы после них — зона всасывания.

Таким образом, при присоединении расширительного бака к верхней подающей магистрали в удалении от главного стояка в системе возникают несколько точек постоянного давления. В пределе число таких точек равняется числу параллельных циркуляционных колец системы (в нашем примере — четыре точки постоянного давления в четырех циркуляционных кольцах через стояки I—IV).

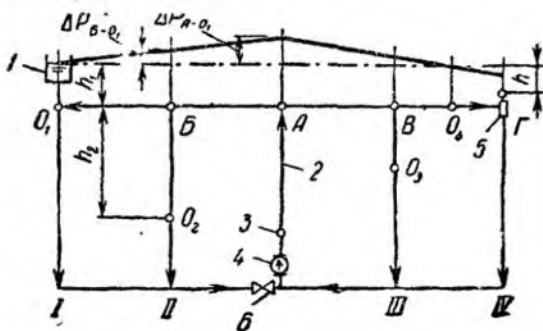


Рис. IV.17. Изменение гидростатического давления в верхней подающей магистрали двухветвевой системы отопления

1 — расширительный бак; 2 — главный подающий стояк; 3 — центр нагревания; 4 — циркуляционный насос; 5 — воздухоотборник с вентузом; 6 — задвижка

В системе отопления, изображенной на рис. IV.17, отметим еще точку Г, в которой установлен воздухоотборник 5 с вентузом. Точка Г находится в зоне всасывания насоса, и гидростатическое давление в ней понижается в соответствии с формулой (IV.23) на величину $\Delta p_{O_4-Г}$.

Вентуз для надежного действия должен находиться под некоторым внутренним избыточным давлением. Допустим, что это давление при конструировании вентуза принято равным $3 \cdot 10^3$ Па (напор 0,3 м вод. ст.). Тогда для обеспечения такого давления в нашем случае потеря давления от точки O4 до точки Г или, что то же, понижение гидростатического давления в точке Г может быть не более

$$\Delta p_{O_4-Г} = 10^4 (h - 0,3) \text{ Па},$$

где h — вертикальное расстояние от верхней точки вентуза до уровня воды в расширительном баке, м.

Покажем, что это условие, выполненное при проектировании, все же может быть нарушено в процессе эксплуатации системы отопления. Действительно, при прекращении циркуляции воды в левой ветви (закрывается задвижка 6 на рис. IV.17) точкой постоянного давления становится точка А, как точка, в которой система соединяется с трубой расширительного бака (попутно заметим, что все четыре точки постоянного давления сольются при этом в одну, общую для циркуляционных колец, оставшихся в действии), а давление в точке Г понижается [см. формулу (IV.23)] до величины

$$p_{Г} = \rho g h_1 - \Delta p_{A-Г}.$$

Это давление не только может оказаться недостаточным для действия вентуза, но может быть даже ниже атмосферного, что нарушит нормальную циркуляцию воды.

Для того чтобы исключить возможность нарушения циркуляции воды, практически широко используется третий способ присоединения труб расширительного бака к системе отопления (см. рис. IV.15, в). Точка по-

стоянного давления при этом возникает в обратной магистрали вблизи насоса как одна, общая для всех циркуляционных колец системы. Зона нагнетания насоса распространяется почти на все теплопроводы системы, в том числе и на наиболее высоко расположенные и удаленные от насоса, как опасные в отношении вскипания воды. Зона всасывания ограничивается отрезком общей обратной магистрали от точки *O* до всасывающего патрубка насоса, в котором гидростатическое давление в покое достаточно велико и существенно не уменьшается при действии насоса.

Расширительный бак, как известно, соединяется с системой отопления двумя трубами — расширительной и циркуляционной (см. рис. III.26), создающими контур циркуляции воды через бак. В нем имеется еще одна верхняя точка постоянного давления, находящаяся непосредственно в расширительном баке. Первая же — нижняя точка постоянного давления размещается между точками присоединения расширительной и циркуляционной труб к обратной магистрали. Положение нижней точки постоянного давления определяется соотношением потери давления в расширительной и циркуляционной трубах. Если их диаметр и длина равны, то точка постоянного давления находится посередине между точками присоединения труб бака. Если диаметр одной из труб больше, то точка постоянного давления смещается в сторону точки присоединения этой трубы.

Точка присоединения расширительной трубы входит в зону нагнетания насоса, и в ней происходит деление общего потока воды на два, один из которых (основной) по-прежнему протекает по обратной магистрали, а другой — по параллельному пути через бак до точки присоединения циркуляционной трубы, относящейся уже к зоне всасывания.

Если применяется несколько соединительных труб, например три, то верхняя точка постоянного давления по-прежнему находится в расширительном баке, а нижняя — между точками присоединения к магистрали системы отопления двух крайних соединительных труб. По одной из них вода из зоны нагнетания направляется в бак, по другой — возвращается из бака в зону всасывания. По средней соединительной трубе вода может двигаться и в бак и из бака в зависимости от положения нижней точки постоянного давления.

Из рассмотрения динамики давления в местной системе отопления с открытым расширительным баком следуют **общие выводы**: во всяком замкнутом контуре движения воды может быть только одна точка постоянного давления, в которой зона нагнетания сменяется зоной всасывания. Двух последовательных точек постоянного давления в одном циркуляционном контуре существовать не может, ибо для движения воды в заданном направлении в системе отопления создается и поддерживается разность давления во всех точках. При этом следует оговориться, что поскольку в самом насосе разрежение переходит в компрессию и в нем существует своя «нейтральная» точка, то при рассмотрении точек постоянного давления имеются в виду лишь точки, возникающие за пределами насоса.

В зоне нагнетания циркуляционного контура, т. е. до точки постоянного давления, гидростатическое давление увеличивается по сравнению с давлением в состоянии покоя; в зоне всасывания, т. е. после точки постоянного давления (по направлению движения воды), оно уменьшается.

Точка постоянного давления может быть единственной во всей системе отопления, если расширительный бак присоединяется к общей по-

дающей или обратной магистрали. Тогда она принадлежит любому циркуляционному кольцу системы.

В системе отопления может быть несколько точек постоянного давления, если имеются циркуляционные кольца, не включающие в себя точку присоединения расширительного бака. При этом одна из них во всяком случае находится в точке присоединения бака.

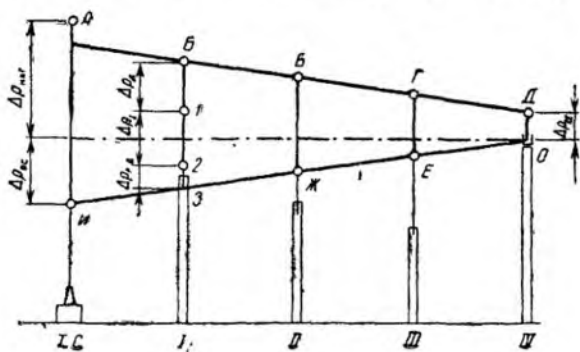
2. ДИНАМИКА ДАВЛЕНИЯ В СИСТЕМЕ ОТОПЛЕНИЯ ГРУППЫ ЗДАНИЙ С РАСШИРИТЕЛЬНЫМ БАКОМ

В системе водяного отопления группы зданий при теплоснабжении от собственной тепловой станции расширительный бак устанавливают в самом высоком здании (с учетом рельефа местности). Соединительные трубы бака подключают к наружному обратному теплопроводу, а не к местной магистрали здания, во избежание отключения бака от остальной части системы при ремонте местных теплопроводов.

Исследуем динамику давления, например, в общей системе отопления четырех зданий, самое высокое из которых удалено от тепловой станции (рис. IV.18).

Гидростатическое давление в этой системе при бездействии циркуляционного насоса, находящегося на тепловой станции (штрихпунктирная

Рис. IV.18. Изменение гидростатического давления в наружных теплопроводах системы отопления группы зданий



линия), определяется положением уровня воды в расширительном баке (точка O), установленном в наиболее высоком здании IV, над рассматриваемой точкой какой-либо части системы. Наибольшим оно будет в наружных теплопроводах и во внутренних теплопроводах в подвалах.

При действии насоса гидростатическое давление, как уже известно, изменяется во всех точках системы, кроме точки постоянного давления в месте присоединения труб расширительного бака; в нашем случае кроме точки O в обратном теплопроводе у здания IV. В зоне нагнетания от нагнетательного патрубка насоса (точка A) до точки O оно увеличивается, в зоне всасывания от точки O до всасывающего патрубка насоса (точка И) уменьшается в зависимости от потери давления в теплопроводах. Изменение давления показано на рис. IV.18 сплошными наклонными пьезометрическими линиями.

Разность между гидростатическим давлением в подающем и обратном наружных теплопроводах на вводе их в каждое здание определяет насосное циркуляционное давление, как располагаемое давление для

создания циркуляции воды в местных теплопроводах. На рисунке это циркуляционное давление выражается сплошными вертикальными линиями. Как видно, для местной системы отопления здания IV насосное циркуляционное давление наименьшее — Δp_{IV} , для здания I — наибольшее.

В местной системе отопления здания I гидростатическое давление должно изменяться от давления в точке Б (на вводе подающего теплопровода в здание) до давления в точке З (в обратном теплопроводе). Давление в точке З в нашем примере оказывается ниже минимального гидростатического давления, необходимого для заполнения водой местной системы отопления здания I (давление в точке 2). Во избежание скопления воздуха и нарушения циркуляции воды необходимо повысить гидростатическое давление в обратной магистрали местной системы до давления в точке 2. Для этого можно поднять расширительный бак (что конструктивно затруднительно), уменьшить наклон обратной пьезометрической линии, увеличив диаметр обратного теплопровода (вследствие чего повысится стоимость его прокладки), или установить на местной обратной магистрали регулятор давления типа «до себя» (см. рис. IV.3). Такой регулятор давления должен понижать давление от p_2 до p_3 ($\Delta p_{р.д.} = p_2 - p_3$) при пропуске расчетного расхода воды в местной системе отопления здания I.

Гидростатическое давление в точке Б не должно превышать предельно допустимого (рабочего) давления для всех элементов (арматуры, отопительных приборов) местной системы отопления. В случае необходимости гидростатическое давление в подающем теплопроводе может быть искусственно снижено до некоторого значения в точке I, при котором обеспечиваются целость этих элементов и вместе с тем циркуляция воды в местных теплопроводах. Давление понижается при помощи, например, регулятора давления «после себя» или диафрагмы, причем расчетная разность давления составляет $\Delta p_{д.} = p_{Б} - p_1$.

В результате понижения давления в местной подающей магистрали до p_1 и повышения давления в местной обратной магистрали до p_2 насосное циркуляционное давление для местной системы отопления здания I составит $\Delta p_1 = p_1 - p_2$.

Циркуляционным насосом на тепловой станции создается давление, как видно из рис. IV.18, равное сумме потери давления в зонах нагнетания $\Delta p_{наг}$ и всасывания $\Delta p_{вс.}$

При значительной величине $\Delta p_{вс.}$ понижение гидростатического давления во всасывающем патрубке насоса может сопровождаться кавитацией.

Кавитация (лат. *cavitas* — пустота) — нарушение сплошности потока — возникает в результате появления пузырей воздуха (переходящего из растворенного состояния в свободное) и пара (вследствие вскипания воды при понижении давления до давления водяного пара при определенной температуре). Кавитационные пузыри, возникая и исчезая, вызывают многократные удары струй воды о стенки насоса. Кавитация сопровождается снижением к. п. д. насоса, шумом и разрушением (изъязвлением) поверхности колеса и корпуса насоса.

Кавитация скорее всего может возникать в циркуляционном насосе протяженной системы отопления группы малоэтажных зданий (например, в сельскохозяйственном строительстве).

Для устранения кавитации величина $\Delta p_{вс.}$ (выраженная в м вод. ст.) ограничивается: практически она должна быть меньше гидростатическо-

применена понизительная насосная подстанция¹ или независимая схема присоединения к наружным теплопроводам (см. рис. IV.1, б).

3. ДИНАМИКА ДАВЛЕНИЯ В МЕСТНОЙ СИСТЕМЕ ОТОПЛЕНИЯ БЕЗ РАСШИРИТЕЛЬНОГО БАКА

Рассмотрим динамику давления в местных теплопроводах здания, непосредственно соединенных с наружными теплопроводами, например, в условиях присоединения здания I на рис. IV.18, для системы отопления которого выше была отмечена необходимость изменения начального давления до p_1 и конечного до p_2 . Местная система отопления изображена на рис. IV.20 двойными линиями и принимается высотой h , м, с верхней подающей магистралью и центром охлаждения в точке В.

Ввиду отсутствия расширительного бака с атмосферным давлением над свободной поверхностью воды требуется иной подход к нахождению местной точки постоянного давления в системе отопления и величины гидростатического давления в ней.

Это давление связывается с предварительным условием: оно должно быть достаточным для создания в наиболее высоко расположенной точке системы некоторого избыточного давления с целью надежного заполнения и удаления воздуха из системы с низкотемпературной водой ($t_r < 100^\circ\text{C}$) и для предотвращения вскипания воды в системе с высокотемпературной водой ($t_r > 100^\circ\text{C}$).

Для выполнения этого условия в статическом режиме, т. е. в случае полного прекращения циркуляции воды, проводим пьезометрическую штрихпунктирную линию на достаточной высоте над верхней подающей магистралью системы отопления на рис. IV.20. Остальные пьезометрические штрихпунктирные линии наносим исходя из выбранного минимального избыточного давления в подающей магистрали и в результате получаем необходимое гидростатическое давление p_2 в точке Д обратной магистрали.

Если давление p_2 поддерживается на заданном уровне при помощи регулятора давления «до себя» (как уже указывалось), то в точке Д возникает искусственная точка постоянного давления местной системы отопления. Давление p_2 является исходным для построения пьезометрических линий в динамическом режиме (сплошные линии на рис. IV.20, выражающие, как и ранее, условно равномерную линейную и местную потерю давления в системе отопления).

Выразим изменение гидростатического давления в трех характерных точках системы отопления (не считая точки Д, в которой давление p_2 принято постоянным): в точке Г нижней обратной магистрали, наиболее удаленной от ввода наружных теплопроводов, точке В верхней подающей магистрали, наиболее высоко расположенной и удаленной от ввода, и точке А в начале подающей магистрали системы.

Гидростатическое давление в точке Г выражает наибольшее давление в нижней обратной магистрали:

$$p_G = p_2 + \Delta p_{Г-Д}, \quad (\text{IV.25})$$

где $\Delta p_{Г-Д}$ — потеря давления при перемещении воды от точки Г до точки Д (см. рис. IV.20).

¹ См. курс «Теплоснабжение».

где $\Delta p_0 = \Delta p_{A-D}$ — потеря давления при движении воды от точки А до точки Д, т. е. общее сопротивление системы отопления;

$$\Delta p_e = gh(\rho_0 - \rho_r) \text{ — по уравнению (IV.18).}$$

Перепишав выражение (IV.27) в виде

$$p_1 - p_2 = \Delta p_0 - \Delta p_e$$

или

$$\Delta p_r = \Delta p_0 - \Delta p_e, \quad (IV.27a)$$

приходим к уравнению (IV.4), которое в данном случае означает, что разность гидростатического давления в подающем и обратном наружных теплопроводах на вводе их в здание, вызывающая необходимую циркуляцию воды в местной системе отопления, меньше сопротивления системы на величину естественного циркуляционного давления. Выражения (IV.27) и (IV.27a) графически показаны на рис. IV.20 слева.

Применение смесительного насоса или водоструйного элеватора на тепловом вводе в здание не изменяет рассмотренной динамики давления в теплопроводах местной системы водяного отопления.

4. ДИНАМИКА ДАВЛЕНИЯ В СИСТЕМЕ ОТОПЛЕНИЯ С ДВУМЯ РАСШИРИТЕЛЬНЫМИ БАКАМИ

Использование в системе отопления двух открытых расширительных баков может быть допущено с соблюдением определенных условий. Для выявления этих условий рассмотрим возможные случаи присоединения двух баков к теплопроводам системы отопления.

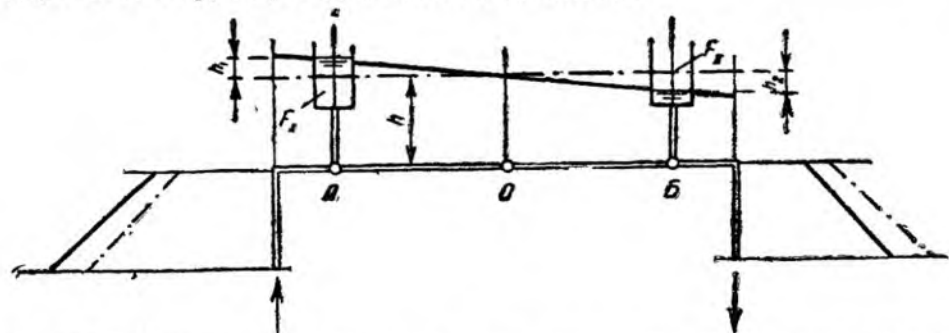


Рис. IV.21. Изменение гидростатического давления в системе отопления при последовательном присоединении двух расширительных баков

1. Два расширительных бака присоединены к одной точке теплопроводов системы отопления. Эта точка является точкой постоянного давления, вода в обоих баках находится на одном уровне. Все ранее сделанные выводы в этом случае остаются в силе.

2. Два расширительных бака присоединены к двум точкам А и Б теплопровода **последовательно** по движению воды (рис. IV.21). На рисунке нанесены пьезометрические линии в статическом (штрихпунктирные) и динамическом (сплошные линии) режимах.

В этом случае до пуска циркуляционного насоса в действие вода в баках по закону сообщающихся сосудов находится на одном уровне. Помня

о постоянстве объема воды в системе и о существовании только одной точки постоянного давления в замкнутом циркуляционном кольце, приходим к заключению, что при работе насоса «нейтральная» точка O располагается между точками A и B . Тогда в точке A , попавшей в зону нагнетания насоса, гидростатическое давление увеличивается, а в точке B — в зоне всасывания — уменьшается. Соответственно уровень воды в баке I повышается, а в баке II понижается (баки уподобляются водяным манометрам). Разность уровней воды в баках по установленной выше зависимости пропорциональна потере давления в теплопроводе между точками A и B [см. формулы (IV.22) и (IV.23)].

Если площади поперечных сечений баков F_I и F_{II} равны и трубы к бакам и между точками A и B одинакового диаметра, то величина поднятия уровня воды в первом баке h_1 равна величине его понижения h_2 во втором, а точка постоянного давления O находится посередине участка $A-B$.

При разных площадях поперечного сечения баков меньше изменится уровень воды в баке, имеющем большую площадь поперечного сечения. Эта зависимость, например, для расширительного бака I может быть выражена уравнением

$$h_1 = \frac{\Delta p_{A-B}}{\rho g} \frac{F_{II}}{F_I + F_{II}}, \quad (\text{IV.28})$$

где Δp_{A-B} — потеря давления в теплопроводе от точки A до точки B .

Аналогичный вид будет иметь уравнение для определения величины h_2 .

Положение точки постоянного давления O , как и изменение уровня воды в баках, при прочих равных условиях зависит от соотношения площадей поперечного сечения расширительных баков. При увеличении размеров одного из баков (например, бака II) точка O перемещается по направлению к точке его присоединения (к точке B). Если бак II сделать столь большим, что можно пренебречь изменением уровня воды в нем, то точка O сольется с точкой B , а поднятие уровня в баке I малых размеров достигнет максимальной величины:

$$h_{1,\text{макс}} = \frac{\Delta p_{A-B}}{\rho g}. \quad (\text{IV.29})$$

Практически это случай, когда в расширительный бак, присоединенный к общей обратной магистрали, выводится воздушная труба от верхней точки подающей магистрали системы отопления (рис. IV.22). Такая воздушная труба фактически является вторым расширительным баком весьма незначительного поперечного сечения, присоединенным в точке A зоны нагнетания. При действии насоса в воздушной трубе произойдет поднятие уровня воды, пропорциональное величине потери давления от точки A до точки постоянного давления O , почти совпадающей с точкой присоединения расширительного бака. При этом потеря давления может оказаться столь большой, что в воздушной трубе вода будет не только подниматься, но и выливаться в бак, а затем по соединительным трубам I возвращаться в систему. Такое добавочное циркуляционное кольцо может нарушить нормальное действие системы. Следовательно, этот способ удаления воздуха из системы допустим лишь при предварительном рассмотрении изменения давления.

3. Два расширительных бака присоединены к двум точкам A и B в системе отопления **параллельно**. Следовательно, точки A и B находятся в различных циркуляционных кольцах системы. В каждом параллельном

циркуляционном кольце, как уже установлено, существует своя точка постоянного давления (точки O_1 и O_2 на рис. IV.23). Из условия постоянства объема воды в системе следует, что если после пуска насоса уровень воды в одном расширительном баке (например, в баке I) поднимется, то в другом (баке II) он опустится. Баки, как водяные манометры, присоединенные в точках A и B , показывают создаваемое насосом дополнительное давление в точке A и разрежение в точке B . В нашем примере это означает, что точка A находится перед точкой постоянного давления

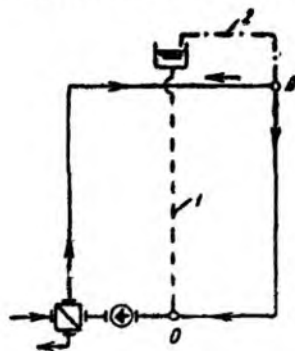


Рис. IV.22. Присоединение воздушной трубы к системе водяного отопления

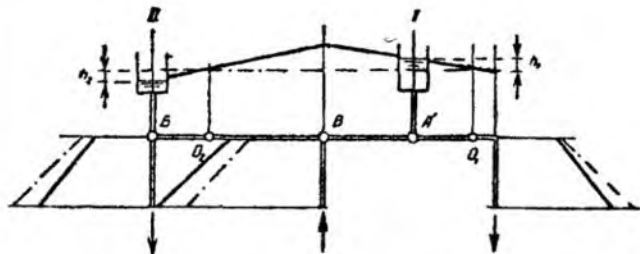


Рис. IV.23. Изменение гидростатического давления в системе отопления при параллельном присоединении двух расширительных баков

O_1 своего циркуляционного кольца, т. е. в зоне нагнетания, а точка B — после точки постоянного давления O_2 , т. е. в зоне всасывания.

На рис. IV.23 нанесены пьезометрические линии, выражающие изменение давления в зонах нагнетания и всасывания и уровни воды в расширительных баках.

Изменение уровня воды в баках I и II по-прежнему будет пропорционально потере давления в теплопроводах от точек их присоединения A и B до соответствующих точек O_1 и O_2 . Положение последних и изменение уровня воды связано также с соотношением площадей поперечных сечений баков F_I и F_{II} . Отсюда можно выразить высоту подъема воды h_1 в баке I, ближнем к общей точке B системы отопления:

$$h_1 = \frac{\Delta p_{A-O_1} + \Delta p_{O_2-B}}{\rho g} \frac{F_{II}}{F_I + F_{II}} \quad (IV.30)$$

или в более удобном для вычислений виде

$$h_1 = \frac{\Delta p_{B-B} - \Delta p_{B-A}}{\rho g} \frac{F_{II}}{F_I + F_{II}} \quad (IV.30a)$$

Аналогичный вид будет иметь и формула для определения величины опускания воды h_2 в баке II.

Если площадь одного из баков (например, бака II) весьма велика по сравнению с площадью другого, то точка постоянного давления O_2 переместится к точке B , а положение «нейтральной» точки O_1 будет зависеть от разности потери давления на отрезках теплопроводов $B-B$ и $B-A$. Когда эта разность положительна, уровень воды в баке I повысится, а точка O_1 расположится после точки A (по направлению движения во-

ды); когда она отрицательна, уровень воды в баке *I* понизится, а точка O_1 будет находиться перед точкой *A*.

В частном случае при равной потере давления $\Delta p_{B-B} = \Delta p_{B-A}$ точки постоянного давления совпадут с точками *A* и *B* и уровень воды в баках при действии насоса не изменится, каковы бы ни были площади их поперечного сечения.

Практически возможен случай, когда при наличии одного расширительного бака потребуются параллельное присоединение второго допол-

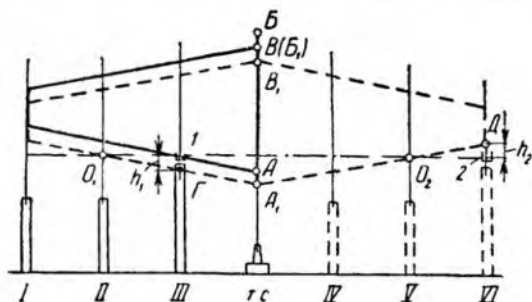


Рис. IV.24 Изменение гидростатического давления в теплопроводах системы отопления при присоединении второго расширительного бака

нительного бака к новой ветви системы отопления. Наличие второго бака влияет на гидростатическое давление в теплопроводах ранее существовавшей системы отопления.

Рассмотрим изменение гидростатического давления в системе отопления в этом случае. На рис. IV.24 показано гидростатическое давление в теплопроводах системы отопления группы зданий в статическом режиме (штрихпунктирная линия) и в динамическом режиме, когда к ранее существовавшей ветви системы слева от тепловой станции (т.с.) с тремя зданиями *I—III* и расширительным баком *1* добавлена новая ветвь справа с тремя зданиями *IV—VI* и вторым баком *2*. Первый бак установлен в здании *III*, изменение гидростатического давления в одной левой ветви показано сплошными линиями. Второй дополнительный бак помещен в здании *VI* на одном уровне с первым. Характер изменения гидростатического давления в обеих ветвях системы изображен пунктирными линиями.

Из рисунка видно, что точки постоянного давления O_1 и O_2 не совпадают с точками присоединения расширительных баков к теплопроводам. При этом происходит понижение уровня воды в баке *1* на величину h_1 и повышение уровня в баке *2* на величину h_2 , что может привести к утечке воды через бак *2* и нарушению отопления здания *III*.

Следует отметить недостаток установки двух расширительных баков в удалении друг от друга. При этом почти всегда происходит изменение уровня воды в них, а это вызывает уменьшение полезной емкости того бака, в котором уровень воды повышается. Потеря полезной емкости одного из баков связана с потерей давления в теплопроводах между точками присоединения к ним баков. Чем больше потеря давления в теплопроводах между двумя последовательными (по движению воды) точками присоединения [см. формулу (IV.28)] или чем больше различие в потере давления до двух параллельных точек присоединения [см. формулу (IV.30a)], тем значительно уменьшится полезный объем одного из баков.

Следовательно, при использовании двух расширительных баков их суммарный объем почти всегда должен приниматься больше объема одного общего бака, и это различие в объеме будет возрастать по мере удаления второго бака от первого.

Из рассмотрения динамики давления в насосной системе водяного отопления с двумя расширительными баками можно сделать вывод о необходимости проверки изменения уровня воды в баках. Без такой предварительной проверки колебание уровня воды в баках, даже при точном монтаже и правильной эксплуатации системы отопления, может вызывать нарушение циркуляции воды.

Очевидно, что предпочтение следует отдавать присоединению к системе отопления одного расширительного бака. Однако и при использовании одного открытого бака место его присоединения к теплопроводам, особенно в системе отопления группы зданий, необходимо выбирать с учетом динамики давления.

Система водяного отопления может быть и без открытого расширительного бака в том случае, когда обеспечивается необходимое гидростатическое давление во всех ее элементах при различных режимах эксплуатации. При этом на тепловой станции можно применить закрытый расширительный бак, находящийся под естественным или искусственно повышенным гидростатическим давлением, а также специальный насос или клапан, одновременно восполняющий потерю воды в системе.

§ 41. СХЕМЫ СОВРЕМЕННОЙ СИСТЕМЫ ОТОПЛЕНИЯ

При классификации систем (см. § 6) было установлено, что системы водяного отопления применяются с различной прокладкой магистралей, с тупиковым и попутным движением воды в них, с последовательным и параллельным (по направлению движения воды) присоединением отопительных приборов к стоякам. Схема системы отопления составляется при проектировании применительно к конкретному зданию, причем в каждой схеме различным образом сочетаются магистрали и стояки с отопительными приборами и прочими элементами системы, известными из главы III. Примеры простейших схем даются при рассмотрении гидравлического расчета систем водяного отопления в главе V.

Общей и многократно повторяющейся частью каждой системы отопления является стояк. В стояке отдельные узлы соединения отопительных приборов с трубами (см., например, рис. I.8) — приборные узлы связываются промежуточными теплопроводами и создается основа системы отопления, определяющая принцип ее конструкции и действия.

Следовательно, перед составлением схемы системы отопления, всегда необходимо выбрать схему стояка в зависимости от назначения, конструкции, высоты и длины здания.

Рассмотрим подробнее различные схемы стояков и определим область их применения в современной системе водяного отопления.

1. СХЕМЫ ВЕРТИКАЛЬНЫХ СТОЯКОВ СИСТЕМЫ ВОДЯНОГО ОТОПЛЕНИЯ

Вертикальные стояки присоединяют к горизонтальным магистралям (см. рис. I.7, а, б, в) и устраивают однотрубными и двухтрубными. Сравнивая однотрубные стояки с двухтрубными в системе водяного отопле-

ния, можно установить экономическое и производственное преимущества однотрубных стояков (особенно проточных), возрастающие по мере увеличения высоты зданий (табл. IV.1).

Эксплуатационное достоинство однотрубных стояков — их тепловая надежность (см. § 43 и главу IX) объясняет их преимущественное использование в современной насосной системе водяного отопления.

Таблица IV.1

Относительные расход труб и площадь отопительных приборов, %, в насосной системе водяного отопления 5-этажного жилого здания

Вертикальные двухсторонние стояки	Длина труб	Масса труб	Площадь отопительных приборов
Двухтрубные	100	100	100
Однотрубные:			
с замыкающими участками	73	84	104
проточные	70	80	98

Вертикальная однотрубная система. Вертикальные однотрубные стояки при верхней разводке подающей магистрали, применявшиеся еще в XIX в., получили широкое распространение 20—25 лет назад (с начала 50-х годов). На рис. IV.25 даны схемы такого стояка с одно- и двухсторонним присоединением отопительных приборов. Стояк представлен для 4-этажного здания с различными типами приборных узлов, известными по рис. I.8, а, б, в и рис. III.15, а: в верхнем этаже — с проточным движением воды через отопительные приборы, в третьем этаже — с осевыми замыкающими участками, во втором этаже — со смещенными замыкающими участками и в нижнем этаже — проточно-регулируемого типа с трехходовыми кранами на смещенных обходных участках. Здесь (и далее) однотрубный стояк для наглядности и компактности изображения условно показан сборным, состоящим из приборных узлов различного типа. Обычно в стояке преобладает какой-либо один тип обвязки трубами отопительного прибора.

Вертикальные однотрубные стояки при верхней разводке подающих магистралей применяют в многоэтажных зданиях, имеющих четыре—девять и более этажей.

Вертикальные однотрубные стояки при нижней прокладке обеих магистралей, так называемые П-образные стояки, стали распространяться около 15 лет назад (с 1960 г.) в связи с массовым строительством бесчердачных зданий. На рис. IV.26, а приведена общеупотребительная схема П-образного стояка для 3-этажного здания при теплогоснабжении деаэрированной водой. В нижнем этаже показано проточное движение воды через отопительные приборы, в среднем этаже изображены узлы со смещенными замыкающими участками по рис. III.17, б и в верхнем — проточно-регулируемые узлы с трехходовыми кранами. На отопительных приборах верхнего этажа устанавливают воздушные краны, как показано на рис. III.24, б.

На рис. IV.26, б показана схема вертикального бифилярного П-образного стояка, который получил распространение в последние годы в панельном строительстве жилых зданий. В этом стояке отопительный прибор каждого помещения делится на две части — одна (слева) с количественным регулированием теплопередачи, другая (справа) нерегулируемая, проточная. В верхнем этаже предусматривается воздушное регулирование теплопередачи проточного отопительного прибора.

В схеме П-образного однотрубного стояка, изображенной на рис. IV.26, в, сочетаются преимущества движения воды в отопительном приборе сверху вниз и нижней прокладки обеих магистралей. Восходящую (холостую) часть стояка при этом можно замоноличивать в строительные конструкции здания и превращать в дополнительный панельный проточный отопительный прибор. Присоединение труб к прибору в верхнем этаже показано по схеме на рис. III.17, в.

Вертикальные П-образные однотрубные стояки применяют в бесчердачных многоэтажных (три—семь этажей) зданиях, имеющих техническое подполье или подвал. Бифилярные стояки преимущественно ис-

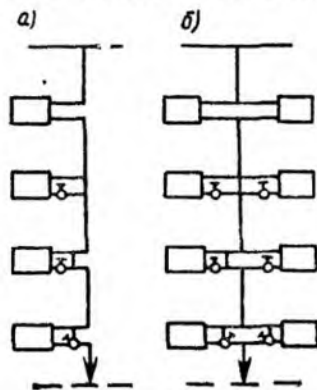


Рис. IV.25. Схемы вертикальных однотрубных стояков при верхней разводке подающей магистрали с односторонним а и двухсторонним б присоединением отопительных приборов

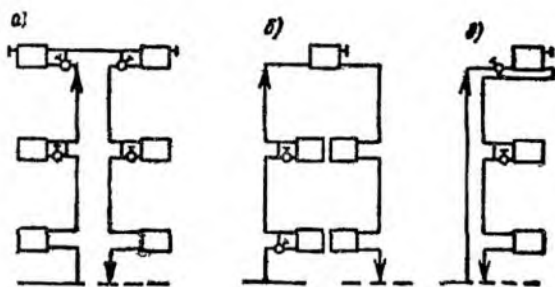


Рис. IV.26. Схемы вертикальных однотрубных стояков при нижней прокладке обеих магистралей а — П-образный, б — П-образный бифилярный, в — П-образный с «холостой» восходящей частью

пользуют в полносборном строительстве при внедрении бетонных отопительных панелей, совмещенных со строительными конструкциями, и пофасадного автоматического количественного регулирования их теплотеплопередачи. При строительстве здания в зимнее время система отопления с П-образными стояками может включаться в действие постепенно — поэтажно по мере начала внутренних отделочных работ.

Вертикальные однотрубные стояки при нижней разводке подающей магистрали и верхней прокладке обратной, так называемые стояки с «опрокинутой» циркуляцией воды, стали применять около 10 лет назад (с 1965 г.) в зданиях повышенной этажности (девять и более этажей). На рис. IV.27 показана схема однотрубного стояка с «опрокинутой» циркуляцией воды с проточным узлом в нижнем этаже, со смещенным замыкающим участком во втором этаже и с проточно-регулируемым узлом в верхнем этаже. Преимуществом применения этой схемы является улучшение теплового режима высоких зданий и возможность стандартизации размеров отопительных приборов (когда темп охлаждения воды в стояке соответствует степени уменьшения теплотерь однотипных помещений по вертикали). Недостатком является некоторое увеличение площади поверхности отопительных приборов при движении воды в них снизу вверх по сравнению с площадью при подаче воды сверху, а также возможность нарушения циркуляции воды при незначи-

тельном сопротивлении стояков (под влиянием различного естественного циркуляционного давления в стояках).

Для большинства рассмотренных схем вертикальных однотрубных стояков характерно одностороннее присоединение отопительных приборов к стояку. Хотя при этом и увеличивается число стояков, однако это позволяет унифицировать узлы обвязки отопительных приборов как по диаметру, так и по длине труб, что необходимо для интенсификации производства при массовом обезличенном изготовлении. Следует также

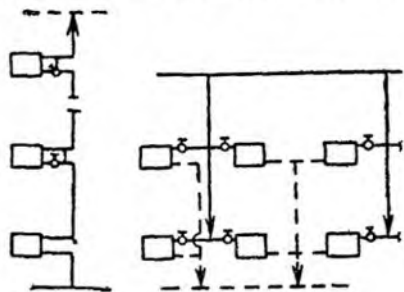


Рис. IV.27. Схема вертикального однотрубного стояка при нижней разводке подающей и верхней прокладке обратной магистрали

Рис. IV.28 Схемы вертикальных двухтрубных стояков при верхней разводке подающей магистрали (слева — столбовая, справа — цепочечная)

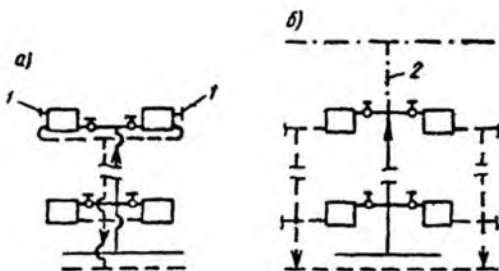


Рис. IV.29. Схемы вертикальных двухтрубных стояков при нижней прокладке обеих магистралей

а — столбовая с воздушными кранами 1 в отопительных приборах верхнего этажа; б — цепочечная с воздушной трубой 2

учитывать, что отопительные приборы из гладких труб малого диаметра (здесь им уподобляются трубы стояков) обладают максимальным коэффициентом теплопередачи в сравнении с отопительными приборами других видов. Следовательно, при увеличении числа открыто прокладываемых стояков уменьшаются размеры основных отопительных приборов.

Вертикальная двухтрубная система. Вертикальные двухтрубные стояки при верхней разводке подающей магистрали применяют в основном при естественной циркуляции воды в системе отопления. При насосной циркуляции воды из-за тепловой ненадежности их используют в системе отопления малоэтажных зданий (два-три этажа).

На рис. IV.28 приведены схемы вертикальных двухтрубных стояков при верхней разводке с односторонним (см. рис. III.15, б) (столбовая) и двухсторонним (цепочечная) присоединением труб к отопительным приборам. При столбовой (более распространенной) схеме подающий и обратный стояки прокладывают рядом (на рисунке — слева), при цепочечной — разобщенно (справа).

Вертикальные двухтрубные стояки при нижней прокладке обеих магистралей (наиболее распространенная схема вертикальных стояков в зарубежной практике) применяют в малоэтажных (с кранами двойного регулирования у отопительных приборов) и в многоэтажных (с кранами повышенного сопротивления) зданиях. Расширенная об-

ласть применения объясняется большей гидравлической и тепловой надежностью. таких стояков по сравнению с двухтрубными стояками при верхней разводке подающей магистрали.

На рис. IV.29 даны схемы вертикальных двухтрубных стояков при нижней прокладке магистралей также с односторонним (столбовая) и двухсторонним (цепочечная) присоединением труб к отопительным приборам. В верхнем этаже присоединение труб показано в столбовой схеме по рис. III.17, *г* с использованием воздушных кранов, в цепочечной схеме — по рис. III.24, *г* при наличии воздушной трубы. Столбовая схема отличается обособлением парных стояков и применением скоб на них для огибания горизонтальных подводов к приборам.

2. СХЕМЫ ГОРИЗОНТАЛЬНЫХ ВЕТВЕЙ СИСТЕМЫ ВОДЯНОГО ОТОПЛЕНИЯ

Распространение горизонтальных систем отопления обусловлено увеличением протяженности зданий, внедрением сборных каркасно-панельных конструкций, применением удлиненных световых проемов. В таких зданиях отсутствие простенков и отверстий в перекрытиях затрудняет размещение вертикальных стояков; отопительные приборы уже не группируются, а растягиваются вдоль ленточного остекления для сокращения зоны теплового дискомфорта в помещениях. Понятно, что, соединив отопительные приборы увеличенной длины короткими трубными вставками, можно получить последовательное горизонтальное соединение приборов, характерное для однотрубного стояка. В такой системе с горизонтальными ветвями сокращается по сравнению с вертикальной системой протяженность как стояков, так и магистралей.

Стояки для горизонтальных ветвей прокладывают вертикально (см. рис. I.7, *г*, *д*) во вспомогательных помещениях здания (например, в лестничной клетке или коридоре). Горизонтальные ветви устраивают, как и вертикальные стояки, однотрубными и двухтрубными. В современной насосной системе водяного отопления используют преимущественно горизонтальные однотрубные ветви.

Горизонтальная однотрубная система. На рис. IV.30 даны различные схемы (опять-таки условно) горизонтальных однотрубных ветвей в системе отопления 3-этажного здания. В нижнем этаже показана проточная схема движения воды (см. рис. III.24, *а*) через последовательно соединенные отопительные приборы; воздушные краны устанавливаются на каждом приборе (на рисунке слева) или на конечном приборе при наличии воздушной трубы в верхней части группы приборов (справа).

В среднем этаже ветвь изображена с замыкающими участками под отопительными приборами. Приборы присоединяют по схеме снизу — вниз (см. рис. III.17, *д*) для того, чтобы при случайном скоплении воздуха в верхней их части циркуляция воды не прекращалась. При деаэрированной воде возможно присоединение отопительных приборов по схеме сверху — вниз (см. рис. III.24, *в*), способствующей повышению коэффициента теплопередачи при ограниченном расходе воды. Как видно из рисунка, длина замыкающего участка в этих двух случаях определяется длиной отопительного прибора, что усложняет заготовку и монтаж труб. Замыкающий участок стандартной длины получается при одностороннем присоединении труб к отопительному прибору (на рисунке справа). Такой короткий замыкающий участок может выполнять-

ся внутри суженным для повышения сопротивления движению воды в обход отопительного прибора и, следовательно, для увеличения расхода воды в приборе.

В верхнем этаже приведена проточно-регулируемая схема (слева). В горизонтальных системах эта схема распространения не получила вследствие затруднений при установке и пользовании трехходовыми кранами у пола, а также при спуске воды из стояка. В горизонтальные однотрубные ветви часто включаются конвекторы плитнусного типа (на

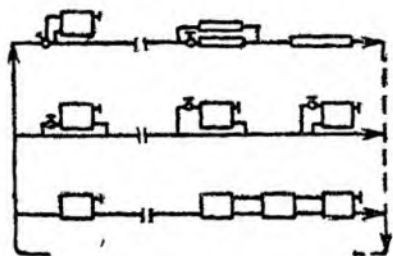


Рис. IV.30. Схемы горизонтальных однотрубных ветвей системы отопления

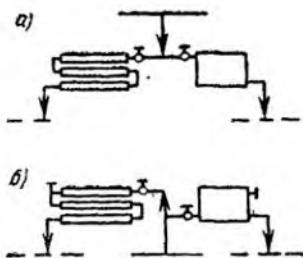


Рис. IV.31. Фрагменты горизонтальной двухтрубной системы отопления с верхней и нижней прокладкой подающей магистрали

рисунке посередине). Перед нижним конвектором устанавливают кран для регулирования теплопередачи и для «продувки» верхнего конвектора в случае скопления воздуха путем местного повышения скорости движения воды. Наконец, при использовании конвектора с воздушным клапаном (например, типа «Комфорт») горизонтальная однотрубная ветвь вновь делается проточной и нерегулируемой (справа).

Схема горизонтальной бифилярной ветви становится ясной из рис. I.7, д, если представить, что сначала все верхние, а потом все нижние отопительные приборы последовательно соединяются одной трубой. В таком стояке теплопередачу можно регулировать путем установки приборов с воздушными клапанами или общего (на этаж) регулирующего крана. Схему начали применять около 5 лет назад (приблизительно с 1970 г.).

При проточной схеме необходимо обращать особое внимание на компенсацию теплового удлинения труб, так как каждый закрепленный отопительный прибор фактически является неподвижной опорой.

Горизонтальные однотрубные системы целесообразно применять, помимо указанных выше зданий, для отопления одноэтажных зданий, зданий с периодическим отоплением помещений на разных этажах (например, в зданиях бань и автоматических телефонных станций), старинных зданий со сводчатыми перекрытиями.

Горизонтальная двухтрубная система. Горизонтальное двухтрубное распределение воды по отопительным приборам в каждом этаже применяется в многоэтажных зданиях лишь в тех случаях, когда использование однотрубной схемы невозможно или нецелесообразно. Горизонтальная двухтрубная система отопления чаще предусматривается в одноэтажных зданиях, причем тогда магистрали и стояки функционально совмещаются.

Присоединение труб к отопительным приборам выполняется преимущественно разносторонним (см. рис. III.16, а), движение воды в приборах предусматривается по схемам сверху — вниз или снизу — вниз. На рис. IV.31, а изображен фрагмент горизонтальной двухтрубной системы отопления одноэтажного здания с верхней разводкой подающей магистрали, на рис. IV.31, б — с нижней. При нижней разводке греющей воды в верхней части отопительных приборов устанавливаются воздушные краны.

Система по схеме на рис. IV.31, а в первую очередь используется при естественной циркуляции, возникающей в основном вследствие охлаждения воды в неизолированных разводящих теплопроводах.

Горизонтальная двухтрубная система с насосной циркуляцией воды по схеме на рис. IV.31, б применяется при значительных протяженности и тепловой нагрузке. При этом гидравлическое сопротивление отопительных приборов по возможности увеличивают, используя змеевиковое движение воды в них (на рисунке слева) или краны повышенного сопротивления.

§ 42. ЕСТЕСТВЕННОЕ ЦИРКУЛЯЦИОННОЕ ДАВЛЕНИЕ

Нагревание и охлаждение воды в замкнутом контуре системы отопления, как уже отмечалось, вызывает неоднородное распределение ее плотности. В строго горизонтальной системе отопления это явление не вызывает циркуляции воды. В вертикальной системе под действием гравитационного поля возникает свободное движение, названное *естественной, или гравитационной циркуляцией воды*. Величина естественного циркуляционного, или гравитационного давления, вызывающего циркуляцию воды, *определяется разностью гидростатического давления двух столбов воды равной высоты*.

Охлаждение воды в системе отопления при $t_{\text{т}} > t_{\text{в}}$ происходит непрерывно по мере удаления от теплообменника, на выходе из которого температура воды имеет максимальное значение, и заканчивается при возвращении ее к теплообменнику. Постепенное охлаждение воды в теплопроводах сочетается с резким охлаждением ее в отопительных приборах. Поэтому общее естественное циркуляционное давление в системе можно рассматривать как сумму двух величин: естественного циркуляционного давления, возникающего из-за охлаждения воды в отопительных приборах, $\Delta p_{\text{е.пр}}$ и естественного циркуляционного давления, возникающего вследствие охлаждения воды в трубах, $\Delta p_{\text{е.тр}}$:

$$\Delta p_{\text{е}} = \Delta p_{\text{е.пр}} + \Delta p_{\text{е.тр}} \quad (\text{IV.31})$$

В большинстве случаев — в системах отопления многоэтажных зданий — первое слагаемое является основным по величине, второе — дополнительным. В частном случае — в одноэтажных зданиях — основным является $\Delta p_{\text{е.тр}}$.

Величина $\Delta p_{\text{е.пр}}$ зависит от типа приборного узла и схемы стояка. Ниже рассматривается ее определение в различных системах отопления.

1. ЕСТЕСТВЕННОЕ ЦИРКУЛЯЦИОННОЕ ДАВЛЕНИЕ, ВОЗНИКАЮЩЕЕ ВСЛЕДСТВИЕ ОХЛАЖДЕНИЯ ВОДЫ В ОТОПИТЕЛЬНЫХ ПРИБОРАХ

Гидростатическое давление по высоте каждого отопительного прибора изменяется из-за охлаждения воды. Запишем величину гидростатического давления, связанную с высотой отопительного прибора $h_{\text{пр}}$ и средней плотностью воды в нем $\rho_{\text{ср}}$:

$$p = gh_{\text{пр}} \rho_{\text{ср}}. \quad (\text{IV.32})$$

Преобразуем это выражение, считая, что плотность воды равномерно изменяется по высоте прибора при постепенном изменении температуры от температуры воды, входящей в прибор, $t_{\text{вх}}$ до температуры воды, выходящей из него, $t_{\text{вых}}$:

$$p = gh_{\text{пр}} \frac{\rho_{\text{вх}} + \rho_{\text{вых}}}{2} = g \frac{h_{\text{пр}}}{2} \rho_{\text{вх}} + g \frac{h_{\text{пр}}}{2} \rho_{\text{вых}}. \quad (\text{IV.32a})$$

Согласно формуле (IV.32, a), получается, что половина отопительного прибора (например, верхняя при движении воды сверху вниз) может считаться заполненной водой с температурой $t_{\text{вх}}$ и плотностью $\rho_{\text{вх}}$, а другая (нижняя при том же движении воды) — водой с температурой $t_{\text{вых}}$ и плотностью $\rho_{\text{вых}}$, причем температура и плотность воды скачкообразно изменяются на уровне середины высоты прибора. Это дает основание представить, что в отопительном приборе имеется как бы граница охлаждения воды. Назовем ее *условным центром охлаждения воды* в отопительном приборе и по аналогии подобную же условную границу скачкообразного изменения температуры (и плотности) воды от t_0 до t_r в теплообменнике системы отопления — *условным центром нагревания воды*.

При определении естественного циркуляционного давления, возникающего из-за охлаждения воды в отопительных приборах, будем также условно считать, что вода при движении по теплопроводам не охлаждается.

Вертикальная однотрубная система отопления с верхней разводкой подающей магистрали

а) Проточная и проточно-регулируемая система отопления. Расчетная схема такой системы отопления представлена на рис. IV.32, a. Над отопительными приборами нанесена их тепловая мощность, внутри контура каждого прибора кружком помечен условный центр охлаждения воды. Указано также вертикальное расстояние между центрами охлаждения (ц. о.) и центром нагревания (ц. н.) воды.

Расход воды, кг/ч, в стояке при заданных тепловой мощности приборов и температуре воды определяется по формуле (III.2)

$$G_{\text{ст}} = \frac{Q_1 + Q_2 + Q_3}{c(t_r - t_0)} = \frac{\Sigma Q_{\text{пр}}}{c \cdot \Delta t_{\text{ст}}} = \frac{Q_{\text{ст}}}{c \cdot \Delta t_{\text{ст}}}. \quad (\text{IV.33})$$

Как видно, расход воды в однотрубном стояке прямо пропорционален суммарной тепловой мощности отопительных приборов $\Sigma Q_{\text{пр}}$ (или тепловой нагрузке стояка $Q_{\text{ст}}$) и обратно пропорционален перепаду температуры воды в стояке $\Delta t_{\text{ст}}$.

Температура воды на каждом участке стояка будет промежуточной между значениями t_r и t_o в зависимости от степени ее охлаждения в отопительных приборах. Так, на участке между приборами третьего и второго этажей температура воды с учетом формулы (III.34) составит:

$$t_3 = t_r - \Delta t_{np3} = t_r - \frac{Q_3}{c \cdot G_3} = t_r - \frac{Q_3}{c \cdot G_{CT}}.$$

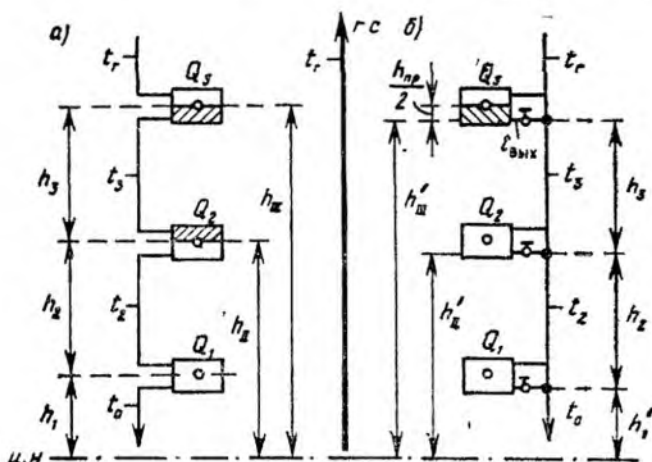


Рис. IV.32. Расчетные схемы вертикальных однотрубных стояков при верхней разводке подающей магистрали

a — проточного (и проточно-регулируемого); *б* — с осевыми замыкающими участками

Аналогично

$$t_n = t_r - \frac{Q_3 + Q_2}{c \cdot G_{CT}}.$$

В общем виде температура воды на i -м участке однотрубного стояка будет равна:

$$t_i = t_r - \frac{\Sigma Q_i}{c \cdot G_{CT}}, \quad (IV.34)$$

где ΣQ_i — суммарная тепловая мощность всех отопительных приборов на стояке до рассматриваемого участка (считая по направлению движения воды).

На рис. IV.32, *a* заштрихована половина высоты двух приборов, в которых температура воды равна t_3 по принятому выше условию. Следовательно, можно считать, что температура воды t_3 сохраняется в стояке по высоте h_3 , а температура t_2 — по высоте h_2 .

Гидростатическое давление в стояке при его высоте, равной $h_3 + h_2 + h_1$ (см. рис. IV.32, *a*), не считая части стояка выше условного центра охлаждения верхнего прибора, где температуру воды принимаем равной температуре в главном стояке, составит:

$$g(h_3 \rho_3 + h_2 \rho_2 + h_1 \rho_0).$$

Гидростатическое давление в главном стояке (г.с.) с учетом той же высоты при температуре воды t_r

$$g(h_3 \rho_r + h_2 \rho_r + h_1 \rho_r).$$