

3. Выбор основных проектных параметров холодильных установок

3.1. Воздухоохладители (испарители)

3.1.1. Основные факторы, подлежащие учету при подборе воздухоохладителя

В настоящее время наибольшее распространение получили испарители с принудительным обдувом: они составляют более 80% рынка испарителей. В большинстве случаев при этом речь идет о так называемых всасывающих испарителях, то есть таких, у которых один или несколько вентиляторов расположены на лицевой стороне испарителя, что дает следующие преимущества:

- во-первых, вентиляторы всегда находятся под непосредственным визуальным контролем пользователя;
- во-вторых, фронтальное расположение вентиляторов на лицевой стороне испарителя существенно упрощает процедуры их эксплуатации и технического обслуживания;
- наконец, в отличие от нагнетательных испарителей, у которых один или несколько вентиляторов установлены на тыльной (задней) поверхности, сечение воздушной струи всасывающих испарителей может быть прямоугольным с отношением сторон, меняющимся от 1 до 1,7.

3.1.2. Рациональные области использования различных моделей воздухоохладителей

- Испарители с шагом оребрения 4 мм.

Такие испарители рекомендуются к использованию в следующих случаях:

- установки с температурой испарения выше или равной 0°C;
- помещения, где полный перепад Δt_1 между температурой воздуха на входе в испаритель (температурой в холодильной камере) и температурой испарения небольшой (5...6 К);
- камеры для хранения замороженных продуктов с низким выделением влаги;
- охладители бутылок.

- Испарители с шагом оребрения 7 мм.

Такие испарители могут быть использованы в следующих случаях:

- кладовые для мяса;
- камеры хранения замороженных продуктов.

- Испарители с шагом оребрения 9-12 мм.

Эти испарители рекомендуются к использованию в следующих случаях:

- помещения с высоким выделением влаги при температуре испарения ниже или равной -3°C, например, установки быстрого охлаждения;
- установки, которые по тем или иным причинам, в том числе по условиям снабжения, должны оттаиваться только ночью.

Таким образом, выбор типа и модели испарителя зависит от назначения проектируемой холодильной камеры. Кроме того, выбор испарителя будет определяться характером хранящейся продукции и, в частности, зависит от начальной температуры продуктов во время закладки на хранение, и их тепловыделения в результате "дыхания", что необходимо учитывать при расчете тепловых нагрузок и определении производительности испарителя.

3.1.3. Влияние разности между температурой в камере и температурой испарения на влажность воздуха в камере

Из диаграммы влажного воздуха (рис. 3.1) можно заметить, что при падении температуры испарения, то есть при повышении полного перепада температур $\Delta t_1 = t_a - t_0$ разность Δx между заданным значением абсолютной влажности воздуха в камере при температуре в камере t_a и значением абсолютной влажности воздуха, соответствующим точке росы при температуре испарения t_0 тоже возрастает. Иначе говоря, при повышении перепада температур Δt_1 увеличивается доля влаги Δx , которая теоретически может выделиться из окружающего воздуха и осесть на испарителе в зависимости от его температуры в виде конденсата или в виде инея (снежной шубы). Так, для температуры воздуха в камере $t_a = 0^\circ\text{C}$ доля влаги увеличивается от значения Δx_1 при $t_{01} = -8^\circ\text{C}$ до Δx_2 при $t_{02} = -10^\circ\text{C}$.

Таким образом, в результате данного процесса через некоторое время в камере устанавливается определенная влажность, соответствующая установившимся температуре в камере и температуре испарения хладагента в испарителе.

На практике для расчета относительной влажности воздуха в холодильной камере используется диаграмма, приведенная на рисунке 3.2.

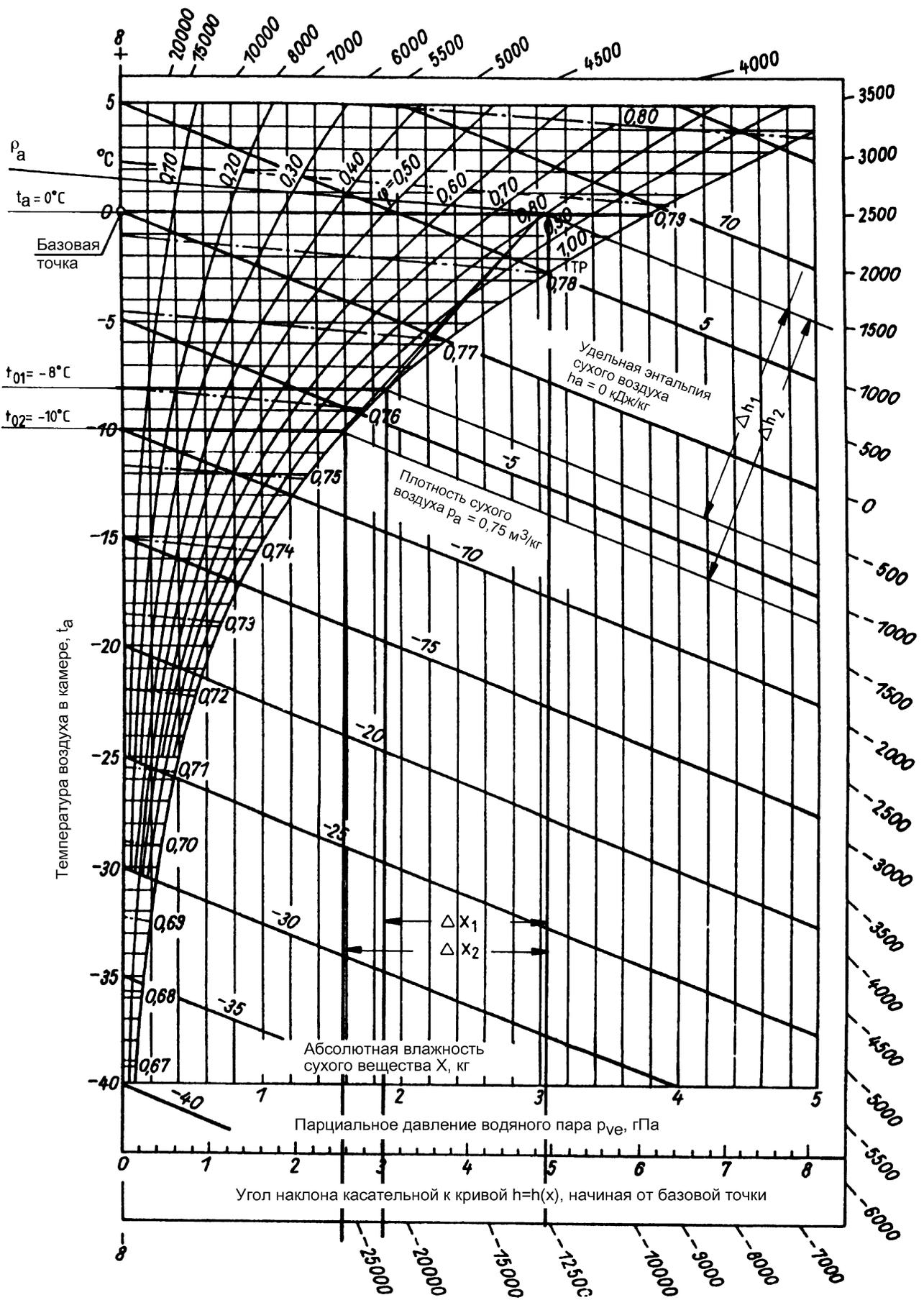


Рис. 3.1. Диаграмма влажного воздуха показывает, что при данной температуре в камере доля влаги Δx , которая может осесть на испарителе при снижении температуры испарения, возрастает.

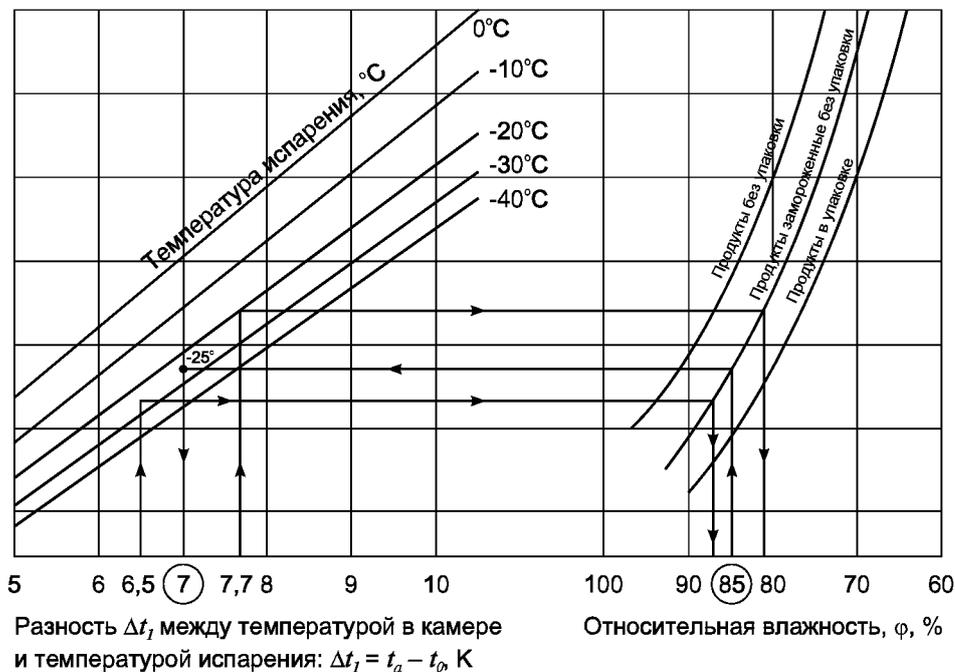


Рис. 3.2.

Порядок использования диаграммы объясняется в нижеследующем примере.

Рассмотрим камеру, приведенную в разделе 2.2.

Камера рассчитана на хранение неупакованного мяса при температуре в камере -18°C и относительной влажности 85%.

Решение: На правой нижней абсциссе диаграммы находим точку, соответствующую относительной влажности $\varphi = 85\%$. Считаем, что мясо хранится навалом, неупакованным (в общем случае это практически всегда именно так и делается). Восстанавливаем из точки $\varphi = 85\%$ перпендикуляр до пересечения с кривой "Продукты замороженные", затем проводим из точки пересечения горизонталь до пересечения с линией $t_0 = -25^\circ\text{C}$ на левом графике, после чего на абсциссе в левой нижней области диаграммы находим значение полного перепада температур $\Delta t_1 = t_a - t_0 = 7\text{K}$.

Таким образом, при подборе холодильной системы необходимо ориентироваться на $\Delta t_1 = 7\text{K}$.

3.1.4. Выбор количества и схемы размещения воздухоохладителей

Для любой холодильной камеры следует избегать такого состояния, при котором выходящая из испарителя первичная воздушная струя будет напрямую сталкиваться с хранящимися продуктами. Наилучшим решением будет вариант, когда воздушный поток проходит над содержимым холодильной камеры, практически под потолком, при этом скорость, с которой первичная воздушная струя подходит к противоположной стене, должна быть в пределах как минимум от 0,25 до 0,5 м/с (см. рис. 3.3).

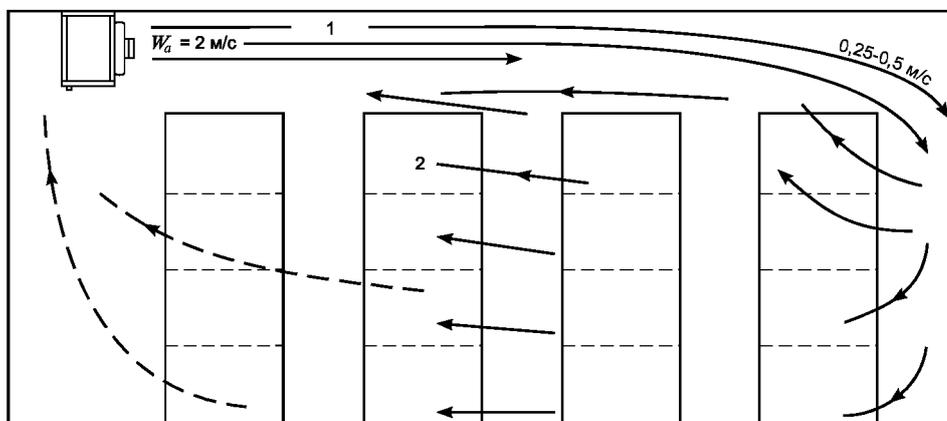


Рис. 3.3. Идеальное распределение первичного и вторичного воздушных потоков в холодильной камере: 1 — первичный воздушный поток; 2 — вторичный воздушный поток.

Эта первичная струя воздуха возбуждает вторичный воздушный поток в зоне хранения продуктов, а смешанные первичный и вторичный воздушные потоки проходят только в тех областях, где нет хранящейся в камере продукции.

Проектная мощность испарителя может быть достигнута только в том случае, когда в камере правильно организована циркуляция воздушных потоков, то есть когда на пути воздушных потоков нет препятствий вследствие неудачного расположения хранящихся в камере продуктов, или когда испаритель правильно размещен в камере, так что струя первичного воздушного потока не попадает на вход вентилятора.

При выборе количества и схемы расположения воздухоохладителей на плане камеры необходимо учитывать следующие условия:

- скорость воздуха у противоположной от воздухоохладителя стены камеры должна быть в пределах от 0,25 до 0,5 м/с;
- при наличии в камере балок потолочного покрытия необходимо расположить воздухоохладители между балок с направлением воздушной струи вдоль них;
- при наличии в камере колонн желательно располагать воздухоохладители в каждом межколонном пространстве;
- при установке в камере многоярусных стеллажей воздухоохладители располагают, как правило, между ними с направлением воздушного потока вдоль проходов;
- в случае недопущения прямого попадания первичного холодного потока на хранящиеся продукты необходимо использовать воздуховоды для распределения воздуха по всему объему камеры.

Рекомендуемые схемы расположения воздухоохладителей приведены на рисунке 3.4.

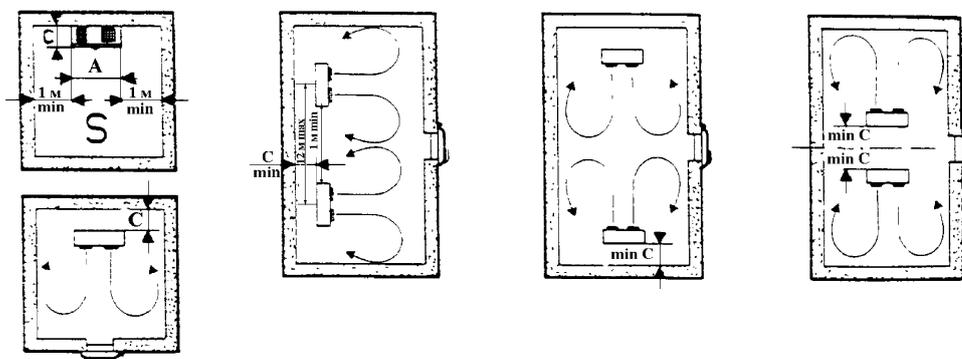


Рис. 3.4. Схема расположения нескольких потолочных воздухоохладителей:
C — высота воздухоохладителя; **A** — ширина воздухоохладителя.

3.2. Холодильные системы

3.2.1. Выбор холодильной системы

Выбор требуемой холодильной системы производится по таблицам, размещенным в каталоге "Холодильные системы" ЗАО "Остров", 1999 г., где представлены системы для 8 различных температур в охлаждаемом объеме: +12, +4, 0, -5, -12, -18, -25 и -35°C. В случае, если в охлаждаемом объеме нужна температура, отличная от указанной, необходимые данные о работе системы в этих условиях можно получить интерполируя данные каталога или по запросу.

Каждая холодильная система представлена в каталоге одной строкой, в которой содержится следующая информация:

- наименование компрессорно-конденсаторного агрегата;
- наименование воздухоохладителя;
- холодопроизводительность (Q_0) системы и разность температур (ΔT_1) на воздухоохладителе при 4-х различных температурах окружающей среды на входе в конденсатор: +20, +25, +30 и +35°C;
- потребляемая электрическая мощность и электрический ток при температуре окружающей среды +25°C;
- рекомендуемый набор для монтажа;
- шкаф управления воздухоохладителем (или холодильной системой);
- розничная цена холодильной системы в условных единицах (включая НДС).

Пример таблицы выбора приведен на рис. 3.5.

3.2.2. Определение требуемого исполнения холодильного агрегата.

В зависимости от конкретных условий эксплуатации агрегата они могут быть укомплектованы следующими опциями:

Предположим также, что агрегаты будут установлены просто под навесом, а объект находится в Центральном регионе России. В этом случае для обеспечения работы холодильной системы в холодное время года рекомендуется установить регулятор давления конденсации (опция Д) и дополнительный картерный подогреватель (опция К).

Таким образом, на основании всего сказанного выше форма заказа оборудования будет выглядеть следующим образом.

Требуется 2 холодильные системы в составе:

Агрегат: АК-4P10-C-КМД

Воздухоохладитель: ВК7-345-ВЕ

Шкаф управления воздухоохладителем ЕВ-33-40

Набор для монтажа НМ5-02.

3.2.4. Технические условия размещения агрегатов

3.2.4.1. В случае размещения агрегата в машинном отделении объем помещения, в котором устанавливается агрегат, должен составлять не менее 17 м^3 на 1000 Вт холодопроизводительности агрегата. Если данное условие невыполнимо, то помещение оборудуют системой приточно-вытяжной вентиляции. Производительность приточного вентилятора выбирают из расчета не менее $800 \text{ м}^3/\text{ч}$ на каждые 1000 Вт холодопроизводительности агрегата. Во избежание быстрого загрязнения конденсатора агрегат не рекомендуется устанавливать в пыльных помещениях и в помещениях с земляным полом.

3.2.4.2. Запрещается размещать агрегат на лестнице, лестничной площадке, под лестницей, а также в коридоре или вестибюле детского или лечебного учреждения.

3.2.4.3. Агрегат следует устанавливать как можно ближе к воздухоохладителю, однако установка агрегата в тамбуре холодильной камеры не допускается. Не рекомендуется также располагать агрегат выше уровня воздухоохладителя без принятия дополнительных мер по возврату масла.

3.2.4.4. При размещении агрегата в машинном отделении его устанавливают таким образом, чтобы ширина главного прохода от электрощита до выступающих частей агрегата (фундамента, ограждения и т.д.) составляла не менее 1,2 м, ширина проходов между выступающими частями двух смежных агрегатов не менее 1 м, а между выступающими частями агрегата и стеной не менее 0,8 м.

3.2.4.5. При размещении агрегата в заглиблении (подвале) машинного отделения или другого подсобного помещения, в котором разрешена установка агрегата, рекомендуемая схема размещения агрегата представлена на рис. 3.6.

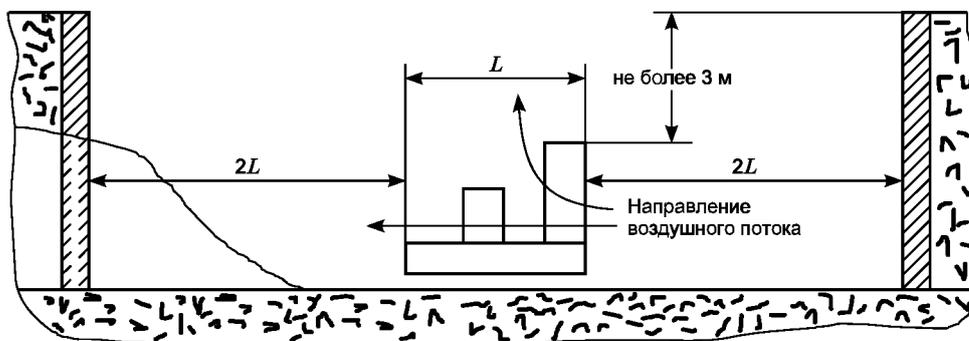


Рис.3.6. Схема рекомендуемого размещения агрегата в заглиблении (подвале) машинного отделения: L - полная ширина агрегата.

3.2.4.6. В любом случае для правильного размещения агрегатов холодильной системы необходимо руководствоваться "Правилами устройства и безопасной эксплуатации холодильных систем", Госпроматомнадзор РФ, 1991 г.

3.3. Выбор трубопроводов для хладагента

3.3.1. Основные требования

При выборе трубопровода для хладагента учитывают три основных фактора:

- потери давления;
- обеспечение возврата масла;
- скорость течения и производимый при этом шум.

Потери давления неблагоприятно влияют на холодопроизводительность установки, которая падает по мере роста потерь давления. В таблице 3.1 приведены допустимые значения потерь давления (в пересчете на падение температуры) для различных трубопроводов холодильной установки.

Таблица 3.1.

**Допустимые значения потерь давления
 в различных трубопроводах холодильной установки в пересчете
 на эквивалентное падение температуры**

Тип трубопровода	Допустимое падение давления в пересчете на температуру, К
Всасывание	от 1 до 2
Нагнетание	от 1 до 2
Жидкостная магистраль между конденсатором и жидкостным ресивером	0,5
Жидкостная магистраль между жидкостным ресивером и испарителем	0,5

Допустимые пределы скорости потока хладагента приведены в таблице 3.2.

Таблица 3.2.

**Допустимые значения скорости потока хладагента
 в различных трубопроводах холодильной установки**

Тип трубопровода	Допустимые пределы скорости потока, м/с
Всасывание	от 6 до 12
Нагнетание	от 6 до 12
Жидкостная магистраль	от 0,3 до 1,2

Определение диаметра трубопровода должно быть выполнено как можно более точно, поскольку потери давления возрастают пропорционально квадрату прироста скорости потока.

3.3.2. Определение размеров трубопроводов с помощью номограмм

Номограмма представляет собой совокупность графиков, построенных для конкретного трубопровода (всасывающего, нагнетательного или жидкостного) и конкретного хладагента.

Определение диаметра каждого трубопровода производится по отдельной номограмме на основе следующих исходных данных:

- холодопроизводительности испарителя Q_0 ;
- температуры испарения t_0 , равная $T_{камеры} - \Delta T_1$;
- температуры конденсации t_c , равная $T_{окр.среды} + 15^\circ\text{C}$;
- максимально допустимых потерь давления, приведенных к максимально допустимому снижению температуры Δt ;
- полной эквивалентной длины трубопроводов.

Для оценки полной эквивалентной длины трубопровода могут быть использованы следующие рекомендации:

$$l_{эке} = l_z + 0,3L_z \text{ для трубопроводов с небольшим количеством местных сопротивлений и неоднородности потока;}$$

$$l_{эке} = l_z + 0,5L_z \text{ для трубопроводов, содержащих много местных сопротивлений и неоднородностей потока.}$$

Здесь L_z — геометрическая длина соответствующей магистрали.

Последовательность определения диаметра трубопровода одна и та же для всех номограмм. Примеры определения различных диаметров для хладагентов R22, R404a приведены на рисунках с 3.4 по 3.9.

3.3.3. Пример выбора трубопроводов для хладагента

В примере 3.2.3 были выбраны две холодильные системы на базе компрессорно-конденсаторного агрегата АК-4P10-С-ІКМД с одним воздухоохладителем ВК7-345-ВЕ каждая. Используемый хладагент R22. Определим диаметры трубопроводов магистрали всасывания и жидкостной магистрали, пользуясь номограммами, приведенными.

Выбор проведем для одной системы, для другой аналогично.

Подбор магистрали всасывания.

Исходные данные (см. каталог "Холодильные системы"):

- Холодопроизводительность холодильной системы $Q_0 = 13\ 130$ Вт;
- температура кипения $t_0 = t_{кам} - \Delta T_1 = -18 - 6,5 = 24,5^\circ\text{C}$;
- температуру конденсации примем равной $t_c = t_{oc} + 15^\circ\text{C} = 25 + 15 = 40^\circ\text{C}$;
- максимально допустимое падение температуры во всасывающей магистрали 2К;

эквивалентная длина трубопровода: $l_{экв} = l_2 + 0,3 \cdot l_2$, предположим, что геометрическая длина магистрали всасывания равна 25 м, тогда $l_{экв} = l_2 + 0,3 \cdot l_2 = 25 + 0,3 \cdot 25 = 32,5$ м.

Решение (рис. 3.7):

Из точки $t_c = +40$ °С поднимаемся вверх до пересечения с температурой кипения $t_0 = -24,5$ °С (точка А) далее по горизонтали до пересечения с направлением $Q_o = 13,13$ кВт (точка В), а из этой точке вертикально вниз (вертикальная прямая ВС).

После этого справа выбираем точку $l_{экв} = 32,5$ м и идем по прямой ($l_{экв} = 32,5$) м справа налево до пересечения с $t_0 = -24,5$ К (точка D), далее вертикально вниз до пересечения с $\Delta t = 2$ К (точка Е), затем по горизонтали справа налево до пересечения с вертикальной прямой ВС. Получаем точку G, лежащую между двумя прямыми: магистраль всасывания 28×1,5 и 35×1,5.

Определим потери в случае выбора магистрали всасывания 28×1,5 (1"1/8).

Из точки G поднимаемся вверх по вертикальной прямой ВС до пересечения с прямой 28×1,5, далее двигаемся по горизонтальной прямой до пересечения с температурой кипения $t_0 = -24,5$ °С и опускаемся вниз на прямую $l_{экв} = 32,5$ м (точка h'). Откуда получаем действительные потери в магистрали всасывания при выборе диаметра 28×1,5. В этом случае они будут более 4К, и это больше максимально допустимого падения температуры равного 2К.

Определим потери в случае выбора магистрали всасывания 35×1,5 (1"3/8)

Из точки G опускаемся вертикально вниз по прямой ВС до пересечения с прямой 35×1,5. Далее двигаемся по горизонтальной прямой до пересечения с температурой кипения $t_0 = -24,5$ °С и поднимаемся вертикально вверх до прямой $l_{экв} = 32,5$ м (точка h"). Откуда получаем действительные потери в магистрали всасывания при выборе диаметра 35×1,5. В данном случае они равны 1,6К, и это меньше максимально допустимого падения температуры равного 2К.

После определения действительных потерь можно выбрать диаметр всасывающей магистрали, в данном случае выбираем диаметр всасывающей магистрали 35×1,5 (1"3/8). Потери во всасывающей магистрали составят 1,4 К.

Подбор жидкостной магистрали.

Исходные данные:

холодопроизводительность $Q_o = 13\ 130$ Вт;

температура кипения $t_0 = t_{хлм} - \Delta T_1 = -1\ 8 - 6,5 = -24,5$ °С;

температуру конденсации примем равной $t_c = t_{oc} + 15$ °С = 25 + 15 = 40°С;

максимально допустимое падение температуры в жидкостной магистрали 1К;

эквивалентная длина трубопровода: $l_{экв} = l_2 + 0,3 \cdot l_2$, предположим, что геометрическая длина жидкостной магистрали равна 25 м, тогда $l_{экв} = l_2 + 0,3 \cdot l_2 = 25 + 0,3 \cdot 25 = 32,5$ м.

Решение (рис. 3.9.):

Из точки $t_c = +40$ °С поднимаемся вверх до пересечения с температурой кипения $t_0 = -24,5$ °С (точка А) далее по горизонтали до пересечения с направлением $Q_o = 13,13$ кВт (точка В), а из этой точке вертикально вверх (вертикальная прямая ВС).

После этого справа выбираем точку $l_{экв} = 32,5$ м и идем по прямой ($l_{экв} = 32,5$ м) справа налево до пересечения с $t_c = 40$ °С (точка D), далее вертикально вверх до пересечения с $\Delta t = 1$ К (точка Е), затем по горизонтали справа налево до пересечения с вертикальной прямой ВС. Получаем точку G, лежащую между двумя прямыми: жидкостная магистраль 12×1 и 15×1.

Определим потери в случае выбора жидкостной магистрали 12×1 (1/2").

Из точки G поднимаемся вверх по вертикальной прямой ВС до пересечения с прямой 12×1, далее двигаемся по горизонтальной прямой до пересечения с прямой $t_c = 40$ °С и опускаемся вниз на прямую $l_{экв} = 32,5$ м (точка h'). Откуда получаем действительные потери в жидкостной магистрали при выборе диаметра 12×1. В этом случае они будут равны 1,1К, и это больше максимально допустимого падения температуры равного 1К.

Определим потери в случае выбора жидкостной магистрали 15×1 (5/8").

Из точки G опускаемся вниз по вертикальной прямой ВС до пересечения с прямой 15×1. Далее двигаемся по горизонтальной прямой до пересечения с прямой $t_c = 40$ °С и опускаемся вертикально вниз до прямой $l_{экв} = 32,5$ м (точка h"). Откуда получаем, что действительные потери в жидкостной магистрали при выборе диаметра 15×1 будут равны 0,32К, и это меньше максимально допустимого падения температуры равного 1К.

Таким образом, диаметр жидкостной магистрали необходимо выбрать равным 15×1 (5/8"), а потери давления в этом случае составят 0,32К.