

2.5. Расчет трубопроводов холодильной установки

В холодильных установках, работающих на хладагентах H-FKW или H-FCKW и азеотропных смесях, предназначенные для них трубопроводы и фитинги выполняются из меди. В ДИН 8905, ч. 1, установлены нормативы для «труб холодильных установок с герметичными и полугерметичными компрессорами» с наружным диаметром до 54 мм, и определены технические условия поставок таких изделий (табл. 2.17).

Медные трубы диаметром $d_a > 54$ мм в настоящее время для холодильников уже не поставляются.

Через оптовую торговую сеть холодильной техники прямо со склада предлагаются трубы размерами 64 × 2 мм; 70 × 2 мм; 76 × 2 мм; 89 × 2 мм и 108 × 2,5 мм.

Здесь имеются как штанговые трубы (длиной 5 м) из меди с $d_a = 10 \times 1$ мм, прочностью F 36, что соответствует пределу прочности на растяжение $R_m = 360$ Н/мм², так и свернутые в кольца медные трубки с $d_a = 6 \times 1$ мм до $d_a = 22 \times 1$ мм и прочностью F 22, что соответствует пределу прочности на растяжение $R_m = 220$ Н/мм².

Все относящиеся сюда медные фитинги стандартизованы в ДИН 2856.

Таблица 2.17. Трубы для холодильных установок с герметичными и полугерметичными компрессорами

Наружный диаметр $d_a^{1)}$ номинальный размер, мм	Толщина стенки $s^{1)}$ номинальный размер, мм	Масса в пересчете на длину, кг/м
2	0,5	0,021
3	1	0,056
4	1	0,084
5	1	0,112

Таблица 2.17. Трубы для холодильных установок с герметичными и полугерметичными компрессорами (окончание)

Наружный диаметр $d_n^{1)}$ номинальный размер, мм	Толщина стенки $s^{1)}$ номинальный размер, мм	Масса в пересчете на длину, кг/м
6 ⁴⁾	1	0,140
8 ⁴⁾	1	0,196
10 ⁴⁾	1	0,252
12 ⁴⁾	1	0,308
15 ⁴⁾	1	0,391
18 ⁴⁾	1	0,475
22 ⁴⁾	1	0,587
28 ⁴⁾	1,5	1,11
35 ⁴⁾	1,5	1,40
42 ⁴⁾	1,5	1,71
54 ⁴⁾	2	2,91

¹⁾ Другие размеры – по договоренности.

⁴⁾ Для этих наружных диаметров предусмотрены фитинги согласно ДИН 2856. При выборе (по договоренности) иных размеров допуски соответствуют следующему (более высокому) значению по ДИН 59753.

При расчете трубопроводов холодильной установки необходимо учитывать три важных параметра:

- 1) потерю напора;
- 2) возврат масла;
- 3) скорость течения.

Потеря напора в трубопроводах, который можно выразить как разность температур (ΔT), напрямую воздействует на холодопроизводительность установки в силу снижения мощности при возрастающей разности давлений.

В табл. 2.18 приведен принятый на практике допустимый перепад температур в трубопроводах. Как уже отмечалось выше, точность выбора параметров компрессоров и, соответственно, конденсаторных агрегатов заметно возрастает, если заранее принимается в расчет возможная потеря давления (температуры) во всасывающей линии.

Таблица 2.18. Допустимое падение температуры

Вид трубопровода	Условное обозначение	Потеря температуры, К (рекомендация)
Всасывающий трубопровод	SL	от 1 до 2
Напорный трубопровод	DL	от 1 до 2
Жидкостный трубопровод	FL	около 0,5
Трубопровод конденсатора	VL	около 0,5

Таблица 2.19. Скорость течения в трубопроводах, м/с

Вид трубопровода	Рассол, гликолевая смесь	Вода	Хладагент
Всасывающий трубопровод	0,5–1,5	0,5–2	6–12
Напорный трубопровод	1–2	1,5-3	6–15
Жидкостный трубопровод			0,3–1,2

Для скорости течения действительны полученные опытным путем данные, которые необходимо учитывать при пересчетах и проверке результатов вычислений.

2.5.1. Скорость движения хладагента и потеря давления в трубопроводах

Необходимость тщательного расчета трубопровода объясняется, в частности, фактом возрастания потери давления пропорционально квадрату скорости движения хладагента (течения).

По закону неразрывности вычисляем объемный расход хладагента:

$$V = A \cdot w, \text{ м}^3/\text{с}, \text{ где } w, \text{ м/с}; A = (d_i^2 \cdot \pi) : 4, \text{ м}^2 \quad (1)$$

при $V = m/\rho$ и $m = V \cdot \rho$ получаем:

$$V = \frac{m}{\rho} \quad (2)$$

и

$$m = V \cdot \rho \quad (3)$$

Применительно к холодильной технике данный расчет следующий.

Объемный расход хладагента есть частное от деления его массового расхода на плотность, то есть:

$$m_R/\rho_R = (d_i^2 \cdot \pi \cdot w) : 4, \text{ кг м}^3/\text{с кг} = (\text{м}^2 \cdot \text{м}) / \text{с} = \text{м}^3/\text{с}. \quad (4)$$

Массовый расход циркулирующего через испаритель хладагента m_R при определенной разности энтальпий Δh составит:

$$\begin{aligned} q_{ON} &= h_1 - h_4, \text{ кДж/кг}, \\ m_R &= Q_o/q_{ON}, \text{ кг/с с } Q_o, \text{ кДж/с}, \\ & \quad Q_{ON}, \text{ кДж/кг}. \end{aligned} \quad (5)$$

При подстановке в уравнение (4) получаем:

$$Q_o : (q_{ON} \cdot c_R) = (d_i^2 \cdot \pi \cdot w) : 4, \text{ кДж/с}$$

и последовательно вычисляем следующие значения:

$$Q_o = (d_i^2 \cdot \pi \cdot w \cdot q_{ON} \cdot \rho_R) : 4, \text{ кДж/с}, \quad (6)$$

$$w = (Q_o \cdot 4) : (d_i^2 \cdot \pi \cdot w \cdot q_{ON} \cdot \rho_R), \text{ м/с}, \quad (7)$$

$$d_i = \sqrt{\frac{Q_o \cdot 4}{w \cdot \pi \cdot q_{ON} \cdot \rho_R}}, \text{ м}. \quad (8)$$

В целях обеспечения надежной подачи масла к компрессору рекомендуется пересчитать скорость движения инжектируемого газа с применением приведенной выше формулы (7) и согласовать полученное значение с данными табл. 2.19.

Как видно из уравнения (7), изменение диаметра трубопровода оказывает существенное влияние на скорость течения. Это подтверждается следующим примером:

$$\begin{aligned}
 Q_o &= 21 \text{ кВт}; & \text{всасывающий трубопровод: } d_a &= 42 \times 1,5 \text{ мм; R 407C;} \\
 t_o &= -10^\circ\text{C}; & t_1 &= -4^\circ\text{C}; \rho_R &= 12,44 \text{ кг/м}^3; \\
 t_c &= +45^\circ\text{C}; & t_3 &= +43^\circ\text{C}; h_3 = h_4 &= 269,24 \text{ кДж/кг}; \\
 h_1 &= 418,89 \text{ кДж/кг}; \\
 q_{ON} &= h_1 - h_4, \text{ кДж/кг}; \\
 q_{ON} &= 418,89 - 269,24 = 149,65; \\
 q_{ON} &= 149,65 \text{ кДж/кг}; \\
 w &= (21 \cdot 4) : (0,039^2 \cdot \pi \cdot 149,65 \cdot 12,44) = 9,44 \text{ м/с}.
 \end{aligned}$$

Если теперь диаметр всасывающего трубопровода уменьшить до $d_a = 35 \times 1,5$ мм, скорость течения здесь резко возрастет, как доказывает пересчет приведенного выше примера:

$$w = (21 \cdot 4) : (0,032^2 \cdot \pi \cdot 149,65 \cdot 12,44) = 14,03 \text{ м/с}.$$

Такой результат означал бы недопустимо высокое значение скорости потока, так как потеря давления, как мы увидим дальше, возрастает пропорционально квадрату скорости течения.

Предлагается следующая формула расчета потерь давления на прямом участке трубопровода:

$$\Delta P = \lambda \frac{l}{d_i} \cdot \frac{\rho}{2} \cdot w^2, \text{ Н/м}^2, \quad (9)$$

где λ – коэффициент трения трубы (без единицы измерения);

l – длина трубы, м;

d_i – внутренний диаметр трубы, м;

ρ – плотность, кг/м³;

w – скорость течения, м/с.

Коэффициент трения трубы λ есть функция критерия Рейнольдса: $Re = \frac{w \cdot d}{\nu}$.

Это не обладающий единицей измерения показатель, используемый для оценки формы течения (потока).

В основе режимов течения (гидравлики потока) в обычных холодильных установках лежит турбулентное течение с $Re > 2\,320$.

В холодильной технике коэффициент трения трубопровода λ указывается для медных труб с $\lambda_{Cu} = 0,03$, хотя расчеты автора по формуле Никурадзе для $10^5 < Re < 10^8$ с:

$$\lambda = 0,0032 + (0,221 : Re^{0,237}) \text{ и}$$

$$Re = \frac{w \cdot d_i}{\nu}, \text{ а также } w = \frac{\pi}{\rho}$$

для R 22 при $t_o = -7^\circ\text{C}$ дают значение $\lambda = 0,016$.

Графическое решение приводит к такому же результату, определенному в λ -диапазоне Блазиуса для гладких труб при турбулентном течении.

На практике используется обычно значение $\lambda = 0,03$.

Потеря давления в зоне местных сопротивлений трубопроводной сети, вызванная, например, наличием отводов под углом 90° , тройников, переходных штуцеров, расширенных участков и т.д., вычисляется по формуле:

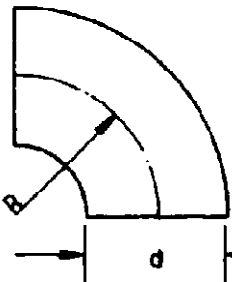
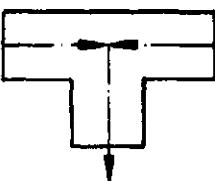
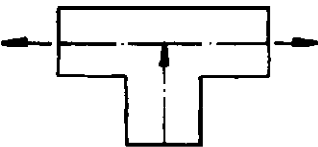

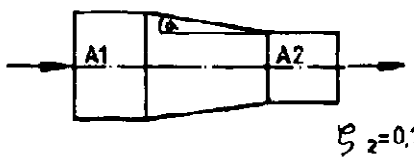
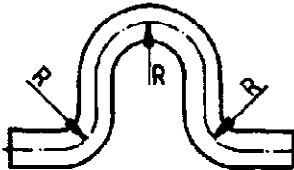
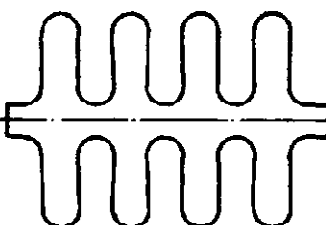
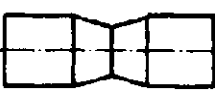
$$\Delta P = \zeta \cdot \frac{\rho}{2} \cdot w^2, \text{ Н/м}^2, \quad (10)$$

где ζ – коэффициент сопротивления (без единицы измерения);

ρ – плотность, кг/м³;

w – скорость течения, м/с.

Таблица 2.20. Коэффициенты сопротивления

Конструкционный элемент	Схема	Значение ζ (дзета)	
		R/d	ζ
Отвод крутоизогнутый 90°		0,5	1,0
		0,75	0,5
		1,0	0,25
		1,5	0,15
		2,0	0,1
		3,0	0,1
4,0	1,0		
Тройник		1,4	
		1,4	
Тройник		1,4	
		1,4	
Расширение		α	ζ_1
		5°	0,15
		7,5°	0,20
		10°	0,25
Сужение		15°	0,4
		22,5°	0,6
		30°	0,8
		45°	0,9
		90°	1,0
Компенсатор линейного расширения, лирный компенсатор		$R \geq 3d$	0,4
		$R \geq 8d$	0
Волнистый трубный компенсатор		2,0	
Муфта		1,0	

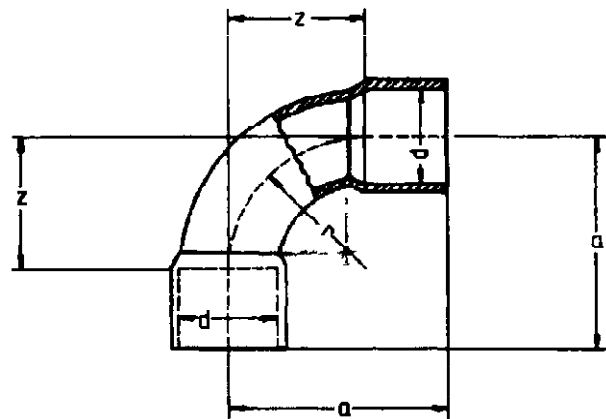
Значения ζ (коэффициент сопротивления) для конструктивных элементов обычно берутся из специальной литературы. В табл. 2.20 приведены некоторые из таких значений.

Для изготовителей деталей и узлов (например, обратных или электромагнитных клапанов) уже становится традицией указывать в сопроводительной технической документации соответствующие значения k_v (коэффициент пропускной способности) для своих изделий.

В разделе 2.6 показано, как проводится расчет значения k_v и определяемой на этой основе потери давления в соответствующей арматуре.

Таблица. 2.21. Определение r/d

d	A	r	Z
6	15	9	9
8	21	12	12
10	25	15	15
12	25	17	17
15	33	20,5	20,5
16	35	23	23
18	40	25	25
22	47	30	30
28	58	39	39
35	76	52,5	52,5
42	92	63	63
54	115	81	81
64	129	96	96
70	138	105	105
76	147	114	114
80	153	120	120
89	169,5	133,5	133,5
104	197	156	156
108	203	162	162



Потери давления в трубопроводной системе определяются в итоге (без учета восходящего трубопровода):

$$\Delta P = \sum \left(\lambda \cdot \frac{l}{d} \cdot \frac{\rho}{2} \cdot w^2 \right) + \sum \left(\zeta \cdot \frac{\rho}{2} \cdot w^2 \right), \text{ Н/м}^2. \quad (11)$$

Компоненты восходящей (подъемной) линии, например в жидкостном трубопроводе, когда термостатный расширительный клапан (ТЕV) смонтирован выше выходного отверстия коллектора, учитываются с помощью формулы:

$$\Delta P = h \cdot \rho \cdot g, \text{ Н/м}^2, \quad (12)$$

где h – высота восходящего участка трубопровода, м;

ρ – плотность, кг/м³;

g – 9,81 м/с²,

что дает в результате:

$$\Delta P_{\text{общ}} = \left(\lambda \cdot \frac{l}{d} \cdot \frac{\rho}{2} \cdot w^2 \right) + \sum \left(\zeta \cdot \frac{\rho}{2} \cdot w^2 \right) + h \cdot \rho \cdot g, \text{ Н/м}^2. \quad (13)$$

Примечание: в случае жидкостного трубопровода, где термостатный расширительный клапан смонтирован ниже уровня коллектора, вычисленная разность давлений как «рост давления» в нисходящей линии вычитается из $\Delta P_{\text{общ}}$.

Пример

Вычислить скорость течения и потерю давления в представленном ниже жидкостном трубопроводе (рис. 2.43).

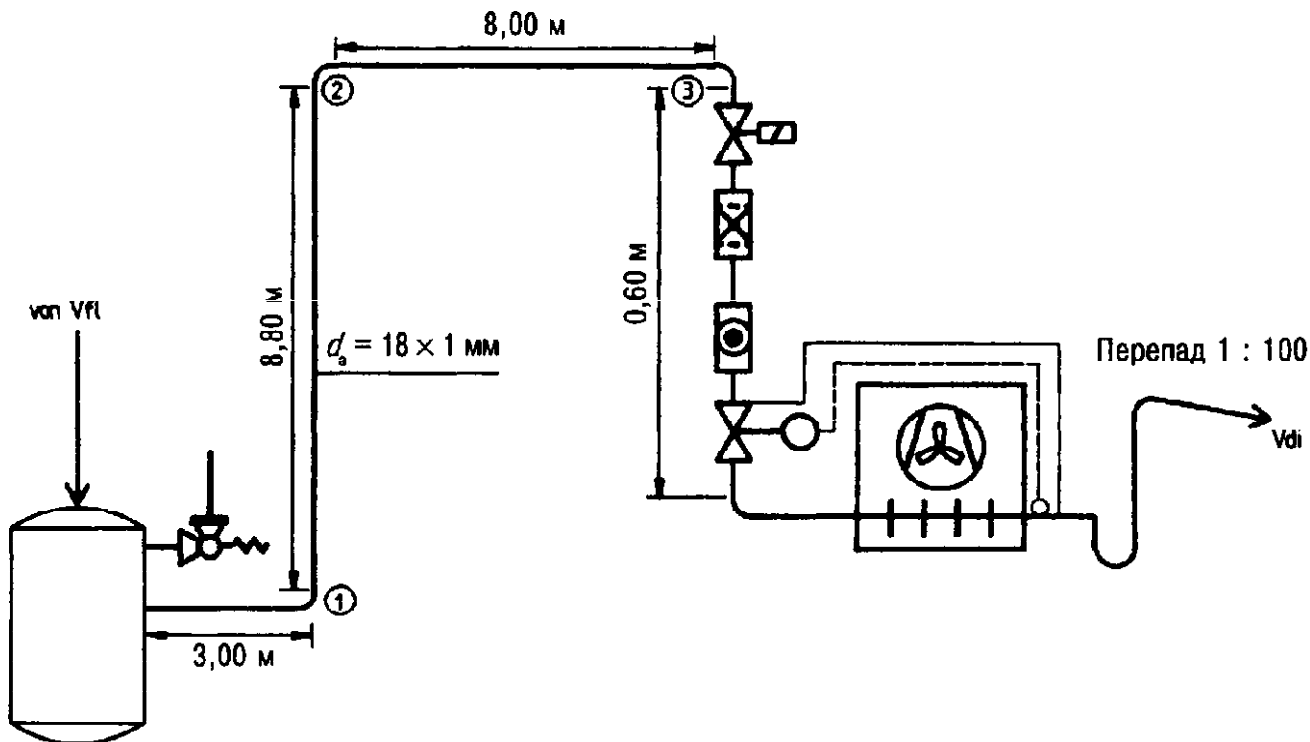


Рис. 2.43.

Технические характеристики:

R 470 C; $Q_o = 21$ кВт; $t_o = -10^\circ\text{C}$; $t_i = -4^\circ\text{C}$; $t_e = +45^\circ\text{C}$;

$t_3 = +43^\circ\text{C}$; $h_4 = 269,24$ кДж/кг;

$h_1 = 418,89$ кДж/кг; $c_R = 1,049$ кг/дм³ = 1 049 кг/м³; FL = 18 × 1 мм;

$h_1 - h_4 = 149,65$ кДж/кг;

$\Delta P_{\text{э/магнитн. кл}} = 0,06$ бар (на основе вычисления значения k_v);

$\Delta P_{\text{осушителя}} = 0,14$ бар по ДИН 8949;

$\Delta P_{\text{смотрового стекла}} =$ этой величиной можно пренебречь.

Скорость течения:

$$w = \frac{21,4}{(0,016)^2 \cdot \pi \cdot 149,65 \cdot 1049} = 0,67 \text{ м/с.}$$

При расчете прямых участков жидкостный трубопровод делится следующим образом:

1-й участок: от выходного отверстия коллектора к отводу 1;

2-й участок: от отвода 1 к отводу 2; восходящая линия;

3-й участок: от отвода 2 к отводу 3.

$$\Delta P_1 = 0,03 \cdot \frac{3,0}{0,016} \cdot \frac{1049}{2} \cdot (0,67)^2 = 1\,324,39.$$

$$\Delta P_1 = 1\,324,39 \text{ Н/м}^2.$$

$$\Delta P_2 = (8,80 \cdot 1049 \cdot 9,81) + \left[0,03 \cdot \frac{8,8}{0,016} \cdot \frac{1049}{2} \cdot (0,67)^2 \right]$$

$$\Delta P_2 = 90\,558,07 + 3\,884,89 = 94\,442,96 \text{ Н/м}^2.$$

$$\Delta P_3 = 0,03 \cdot \frac{8,8}{0,016} \cdot \frac{1049}{2} \cdot (0,67)^2 = 3\,531,72.$$

$$\Delta P_3 = 3\,531,72 \text{ Н/м}^2.$$

Расчет местных сопротивлений:

3 отвода под углом 90° : $d_a = 18 \times 1 \text{ мм}$;

при $r = 25 \text{ мм}$ и $d_a = 18 \text{ мм}$ имеем:

$r/d = 1,39$; отсюда следует: $\zeta = 0,15$.

Поскольку поперечные сечения повсюду одинаковы, можно вести расчеты с:

$w = 0,67 \text{ м/с}$; отсюда следует:

$$\Delta P = \sum \zeta \cdot \frac{\rho}{2} \cdot w^2.$$

$$\Delta P = (0,15 + 0,15 + 0,15) \cdot \frac{1049}{2} \cdot (0,67)^2, \text{ Н/м}^2.$$

$$\Delta P = 105,95 \text{ Н/м}^2.$$

$$\Delta P_{\text{общ}} = 1\,324,39 + 99\,442,96 + 3\,531,72 + 105,95 + 6\,000 + 14\,000.$$

$$\Delta P_{\text{общ}} = 119\,405,02 \text{ Н/м}^2.$$

$$\Delta P_{\text{общ}} = 1,19 \text{ бар}.$$

Расчет переохлаждения для жидкого хладагента R 407C во избежание предварительного испарения на указанном выше участке трубопровода:

$$t_c = +45^\circ\text{C}: P_c = 19,560 \text{ бар}$$

$$t = +44^\circ\text{C}: P = 19,107 \text{ бар}$$

$$\Delta T = 1 \text{ К}: \Delta P = 0,453 \text{ бар/К}$$

Переохлаждение жидкого хладагента, К:

$$\frac{\Delta P_{\text{общ}}, \text{ бар}}{\Delta P, \text{ бар}} = \frac{1,19}{0,453}.$$

Переохлаждение: 2,63 К.

Примечание: приблизительно можно вычислить падение давления для R407C на метр восходящего трубопровода: $\Delta P = 0,111 \text{ бар/м}$.

Образец:

$$8,80 \text{ м восходящего трубопровода} \times 0,111 \text{ бар/м} = 0,9768 \text{ бар} = 97\,680 \text{ Н/м}^2.$$

2.5.2. Выбор параметров всасывающего трубопровода по табличным данным

Вместо довольно трудоемкого «гидравлического» расчета трубопроводов рассмотрим здесь способ выбора параметров труб для подачи и отвода хладагента, ориентированный на соответствующие данные в табличной форме.

При таком методе расчета будем иметь дело не с коэффициентами сопротивления ζ , а с эквивалентной длиной труб.

Если местное сопротивление (например, отвод под углом 90°) заменяется сопротивлением, соответствующим определенной длине выпрямленной трубы, то речь идет об эквивалентной длине трубопровода.

В приведенных далее табл. 2.22–2.25 представлены равнозначные величины длины труб для ряда встроенных элементов.

В табл. 2.26 указаны диаметры трубопроводов для хладагентов R 22 и R 407C в зависимости от холодопроизводительности с учетом $\Delta T = 1,1$ на стороне всасывания и $\Delta T = 0,6$ на напорной стороне и, соответственно, в жидкостном трубопроводе.

Температура конденсации составляет $t_c = +40,6^\circ\text{C}$ для всех ячеек таблицы.

При иных значениях температуры конденсации достаточно указанную в таблице производительность умножить на соответствующий поправочный коэффициент.

Таблица 2.22. Эквивалентная длина труб для вентиля и медных фитингов $l_{\text{экв}}$, м (FAS, Sanha)

Медная труба, мм	Шаровой запорный вентиль/пайка	Угловой запорный вентиль HVE FAS	Отвод под углом 90° № 5002a	Отвод под углом 45° № 5041	Отвод под углом 180° № 5060	Переходное колено № 5085
6	0,03	–	0,10	0,10	–	–
8	0,05	–	0,10	0,10	–	–
10	0,20	–	0,15	0,15	0,25	–
12	0,55	1,50	0,20	0,15	0,30	0,70
15	0,20	2,10	0,25	0,20	0,40	1,00
18	0,45	3,10	0,30	0,20	0,50	1,40
22	0,20	2,70	0,40	0,25	0,60	1,80
28	0,35	11,90	0,45	0,30	0,75	–
35	0,45	6,60	0,60	0,40	0,80	–
42	0,70	8,60	0,70	0,60	1,00	–
54	0,60	19,00	0,90	0,75	1,35	–
64	–	–	1,10	0,75	1,80	–
76	–	42,00	1,30	0,90	2,20	–
89	–	–	1,55	1,05	2,55	–
108	–	–	1,90	1,25	3,15	–
133	–	–	2,35	1,55	3,90	–
159	–	–	1,80	1,90	4,65	–

Таблица 2.23. Эквивалентная длина труб для вентиля и медных фитингов $l_{\text{экв}}$, м (Bänninger)

Тройник № 5130							
Медная труба, мм	Гибкие трубы (шланги)	Ответвление разделит.	Ответвление соединит.	Проход соединит.	Проход разделит.	Противоток разделит.	Противоток соединит.
6	0,50	0,30	0,20	0,15	0,05	0,30	0,70
8	0,22	0,45	0,30	0,20	0,10	0,45	1,10
10	1,00	0,60	0,45	0,30	0,15	0,60	1,45
12	1,20	0,80	0,55	0,35	0,20	0,80	1,80
15	1,55	1,00	0,70	0,45	0,25	1,00	2,35

Таблица 2.23. Эквивалентная длина труб для вентиляй и медных фитингов $l_{\text{экв}}$, м (Bänninger) (окончание)

Тройник № 5130							
Медная труба, d_2 , мм	Гибкие трубы (шланги)	Ответвление разделит.	Ответвление соединит.	Проход соединит.	Проход разделит.	Противоток разделит.	Противоток соединит.
18	1,90	1,25	0,85	0,60	0,30	1,25	2,90
22	2,40	1,55	1,10	0,70	0,35	1,55	3,60
28	3,00	1,95	1,35	0,90	0,45	1,95	4,50
35	3,80	2,50	1,75	1,15	0,60	2,50	5,75
42	4,70	3,00	2,10	1,40	0,70	3,00	2,00
54	6,00	3,90	2,70	1,80	0,90	3,90	9,00
64	7,20	4,70	3,25	2,15	1,10	4,70	10,80
76	9,10	5,60	3,90	2,60	1,30	5,60	13,00
89	10,65	6,95	4,60	3,05	1,50	6,95	15,30
108	12,50	8,10	5,60	3,75	1,90	8,10	18,70
133	12,50	10,10	7,00	4,65	2,30	10,10	23,20
159	18,60	12,10	8,40	5,60	2,80	12,10	27,90

Таблица 2.24

d_2 , мм	$l_{\text{экв}}$, мм	d_2 , мм	$l_{\text{экв}}$, мм
8–6	0,10	28–18	0,60
10–6	0,15	28–22	0,60
10–8	0,15	35–15	0,70
12–8	0,20	35–18	0,75
12–10	0,20	35–22	0,85
15–10	0,30	35–28	0,95
15–12	0,30	42–22	1,00
18–10	0,30	42–28	1,10
18–12	0,35	42–35	1,30
18–15	0,40	54–28	1,40
22–12	0,40	54–35	1,50
22–15	0,50	54–42	1,80
22–18	0,55	76–54	2,60
28–10	0,50	89–76	3,30
28–12	0,50	108–89	4,30
28–15	0,60		

Переходные муфты № 5240.

 $l_{\text{экв}}$ в пересчете на малый диаметр.

Таблица 2.25. Эквивалентная длина труб для фильтра-осушителя хладагента $l_{\text{экв}}$, мм (Alco)

Тип осушителя	$l_{\text{экв}}$, мм	d_n , мм
032	0,40	6,0
052	0,40	6,0
082	0,40	6,0
162	0,40	6,0
053	2,70	10,0
083	1,90	10,0
163	1,55	10,0
303	1,55	10,0
084	2,00	12,0
164	1,20	12,0
304	0,90	12,0
414	0,85	12,0
165	1,95	15,0
305	1,80	15,0
415	1,20	15,0
417 S	6,70	22,0
757 S	3,20	22,0
759 S	7,90	28,0

Таблица 2.26. Медные трубопроводы для хладагентов R 22 и R 407C

<i>Всасывающий трубопровод для хладагентов R 22 / R 407C</i>															
Температура конденсации $t_c = +40,6^\circ\text{C}$, эквивалентная длина труб $l_{st} = 30,50$ мм															
Разность температур $\Delta T = 1,1$ К, температура кипения $t_p, ^\circ\text{C}$															
Наружный диаметр трубы d_e , мм															
t_c	6×1	8×1	10×1	12×1	15×1	18×1	22×1	28×1,5	35×1,5	42×1,5	54×2	62×2	76,1×2	88,9×2	106×2
Холодопроизводительность Q_m , кВт															
+5		0,70	1,25	1,95	3,65	5,60	11,10	20,40	38,15	63,00	123,10	202,45	325,60	497,55	809,60
-10		0,43	0,77	1,20	2,10	3,20	6,35	11,75	22,10	36,60	71,95	118,70	190,95	292,50	476,25
-20		0,30	0,55	0,85	1,45	2,20	4,30	8,15	15,30	25,40	49,95	82,40	132,95	203,70	331,45
-30		0,20	0,34	0,53	0,90	1,40	2,95	5,30	10,40	16,85	33,15	55,10	88,75	136,20	221,55
-40							1,85	3,60	6,60	10,90	21,35	35,10	56,85	87,05	142,20
<i>Для прочих температур конденсации действительно следующее:</i>															
+30°C	+35°C	+45°C	+50°C	+55°C	+60°C										
1,08	1,06	0,95	0,88	0,85	0,80										
<i>Напорный трубопровод для хладагентов R 22 / R 407C</i>															
Температура конденсации $t_c = +40,6^\circ\text{C}$, эквивалентная длина труб $l_{st} = 30,50$ мм															
Разность температур $\Delta T = 0,6$ К, температура кипения $t_p, ^\circ\text{C}$															
Холодопроизводительность Q_m , кВт															
+5		0,90	1,60	2,50	4,90	7,50	14,90	27,70	51,80	85,45	167,45	275,45	443,30	677,95	1 101,05
-40		0,76	1,40	2,20	4,30	6,60	13,10	24,40	45,80	75,50	147,55	242,85	390,65	597,55	970,65
<i>Для прочих температур конденсации действительно следующее:</i>															
+30°C	+35°C	+45°C	+50°C	+55°C	+60°C										
0,84	0,90	1,06	1,11	1,19	1,26										
<i>Производительность конденсатора для хладагентов R 22 / R 407C</i>															
температура конденсации $t_c = +40,6^\circ\text{C}$, эквивалентная длина труб $l_{st} = 30,50$ мм															
разность температур $\Delta T = 0,6$ К, макс. скорость течения $w = 0,5$ м/с															
Холодопроизводительность Q_m , кВт															
1,67	3,80	6,80	10,65	20,60	31,50	64,50	120,30	226,10	373,80	734,35	1 213,35	1 954,85	3 000,10	4 883,00	
<i>Для прочих температур конденсации действительно следующее:</i>															
+30°C	+35°C	+45°C	+50°C	+55°C	+60°C										
1,08	1,06	0,95	0,80	0,85	0,80										

2.5. Расчет трубопроводов холодильной установки

Пример:

Имеем: холодильную установку с отдельным компрессором, конденсатором с воздушным охлаждением и воздухоохладителем.

Технические характеристики:

расход холода: 22 кВт; $t_R = +2^\circ\text{C}$; $\Delta T_m = 8\text{ K}$; R 407C;

испаритель Küba SGBE 93 с: $Q_o = 23,40\text{ кВт}$; $t_o = -6^\circ\text{C}$;

присоединение на стороне всасывания 54 мм; падение температуры во всасывающей линии: 2 К;

компрессор фирмы Битцер 4P-15.2Y с: $t_o = -8^\circ\text{C}$; $t_c = +45^\circ\text{C}$; $Q_o = 22,29\text{ кВт}$; $P_{кв} = 9,36\text{ кВт}$.

Присоединение запорного вентиля на стороне всасывания 35 мм; присоединение запорного вентиля на стороне нагнетания 28 мм.

Конденсатор Güntner GVH047C/2-N(W).

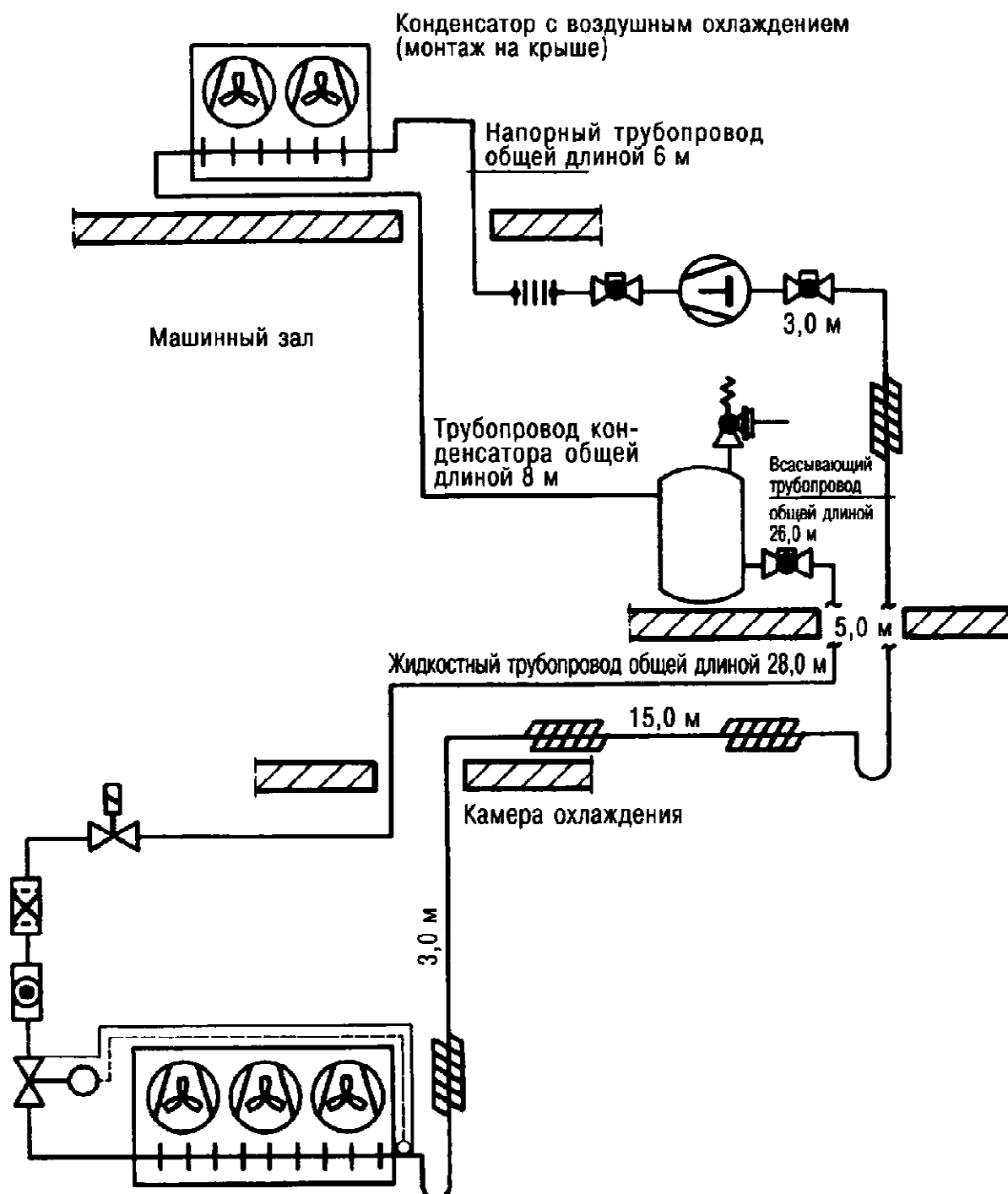


Рис. 2.44. Холодильная установка

Рис. 2.45. Таблица параметров воздухоохладителя Küba SGBE 93.
Изделие № 2015.93

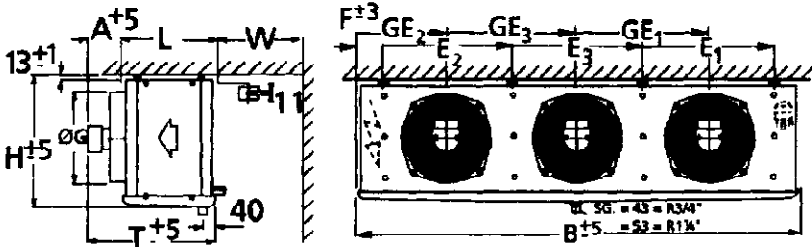
Холодопроизводительность Q_o , кВт	Температура в камере t_R , °C	Температура кипения t_o , °C	Разность температур ΔT , К	Температура всасывания t_{oh} , °C	Хладагент	Число оборотов, n (в мин)
23,40	2,0	-6,0	8,0	-0,8	R407C	1400
Технические характеристики						
Объемный расход воздуха: 13 600 м ³ /час Дальность обдува: 45,0 м Площадь: 122,0 м ² Расстояние между ребрами: 7,0 мм Емкость трубы: 29,7 л	Расчет оборудования на основе числа об. 1400 в мин Q_o ($\Delta T = 8,0$ К): 23,40 кВт t_{oh} ($\Delta T = 8,0$ К): -0,8°C t_o ($\Delta T = 8,0$ К): -6,0°C			Эл. оттаивание: 230 В-1/400 В-3-Y Корпус: 9,38 кВт Ванна: 0,94 кВт Всего: 10,32 кВт		
Вентилятор(ы)						
3 шт.: 230/400±10% В -3-50/60 Гц IP44 Диаметр лопасти: 500 мм Температурный диапазон: -40 до +45°C Звуковая мощность: 83 дБ (А) L_{pA} на расстоянии 10 м: 52 дБ(А)	Рабочие характеристики вентилятора: Режим работы: 50 Гц Число оборотов: 1410 в мин Производительность: 360 Вт Потребление тока: 0,90 А			Данные двигателя на фирменной табличке вентилятора: Режим работы: 50 Гц Число оборотов: 1400 в мин Мощность: 450 Вт Потребление тока: 1,00 А		
Звуковое давление L_{pA} относится к варианту монтажа под открытым небом (согласно ДИН 45635)						
Размеры и масса				Материалы		
Присоединение на входе: 22* мм Присоединение на выходе: 54 мм		Вес нетто: 160,0 кг Вес брутто: 211,0 кг		Трубы: медь Ребра: алюминий Корпус: Al; RAL 9018		
* многократный впрыск через распределитель Küba-CAL				Версия: 2002.031		
H = 660 мм B = 2625 мм T = 650 мм L = 495 мм F = 173 мм A = 160 мм W = 400 мм						

Рис. 2.46. Таблица параметров воздухоохладителя Küba SGBE 93.
Изделие № 2015.93

Холодопроизводительность Q_o , кВт	Температура воздуха на входе t_{L1} , °C	Температура кипения t_o , °C	Разность температур ΔT , К	Температура всасывания t_{oh} , °C	Хладагент	Число оборотов, n (в мин)
24,15	4,0	-6,0	10,0	0,5	R407C	1400
Технические характеристики						
Объемный расход воздуха: 13 600 м ³ /час Дальность обдува: 45,0 м Площадь: 122,0 м ² Расстояние между ребрами: 7,0 мм Емкость трубы: 29,7 л	Расчет оборудования на основе числа об. 1400 в мин Q_o ($\Delta T = 10,0$ К): 24,15 кВт t_{oh} ($\Delta T = 10,0$ К): -0,5°C t_o ($\Delta T = 10,0$ К): -6,0°C			Эл. оттаивание: 230 В-1/400 В-3-Y Корпус: 9,38 кВт Ванна: 0,94 кВт Всего: 10,32 кВт		

Рис. 2.46. Таблица параметров воздухоохладителя Küba SGBE 93.
Изделие № 2015.93 (окончание)

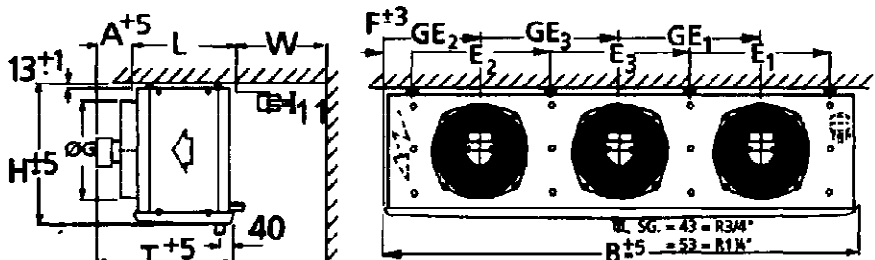
Вентилятор(ы)		
3 шт.: 230/400±10% В –3–50/60 Гц; IP44 Диаметр лопасти: 500 мм Температурный диапазон: –40 до +45°С Звуковая мощность: 83 дБ (А) L_{pA} на расстоянии 10 м: 52 дБ(А)	Рабочие характеристики вентилятора: Режим работы: 50 Гц Число оборотов: 1410 в мин Производительность: 360 Вт Потребление тока: 0,90 А	Данные двигателя на фирменной табличке вентилятора: Режим работы: 50 Гц Число оборотов: 1400 в мин Мощность: 450 Вт Потребление тока: 1,00 А
Звуковое давление L_{pA} относится к варианту монтажа под открытым небом (согласно ДИН 45635)		
Размеры и масса	Материалы	
Присоединение на входе: 22* мм Присоединение на выходе: 54 мм	Вес нетто: 160,0 кг Вес брутто: 211,0 кг	Трубы: медь Ребра: алюминий Корпус: Al; RAL 9018
* многократный впрыск через распределитель Küba-CAL	Версия: 2002.031	
H = 660 мм B = 2625 мм T = 650 мм L = 495 мм F = 173 мм A = 160 мм W = 400 мм		

Рис. 2.47. Таблица параметров для расчета компрессора.
Расчет полугерметичного поршневого компрессора

Заданные значения	Границы применения	
Холодопроизводительность	22 кВт	
Хладагент	R407C	
Исходная температура	точка росы	
Температура кипения	–8°С	
Температура конденсации	45°С	
Переохлаждение жидкости	есть	
Температура всасываемого газа	20°С	
Электропитание от сети	стандарт 50 Гц	
Регулятор мощности	100%	
Полезный перегрев	100%	
Результат		
Тип компрессора	4T-12.2Y	4P-15.2Y
Холодопроизводительность	19,08 кВт	22,7 кВт
Холодопроизводительность*	19,08 кВт	22,7 кВт

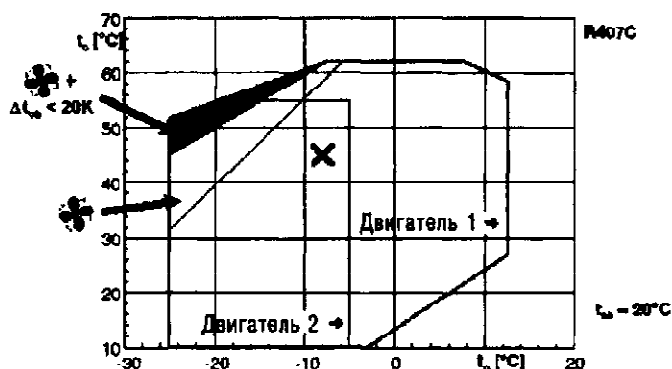


Рис. 2.47. Таблица параметров для расчета компрессора. Расчет полугерметичного поршневого компрессора (окончание)

Тип компрессора	4Т-8.2У	4Р-10.2У
Производительность испарителя	19,08 кВт	22,7 кВт
Потребляемая мощность	7,83 кВт	9,36 кВт
Ток (400 В)	14,47 А	16,68 А
Производительность конденсатора	26,9 кВт	32,1 кВт
Коэффициент мощности	2,44	2,42
Коэффициент мощности*	2,44	2,42
Массовый расход	406 кг/час	483 кг/час
Режим работы	стандартный	стандартный

* Согласно ЕН 2900 (температура всасываемого газа 20°C, с переохлаждением жидкости), данные указаны в пересчете на точку росы!

Технические характеристики: 4Р-15.2У

Размеры и присоединения

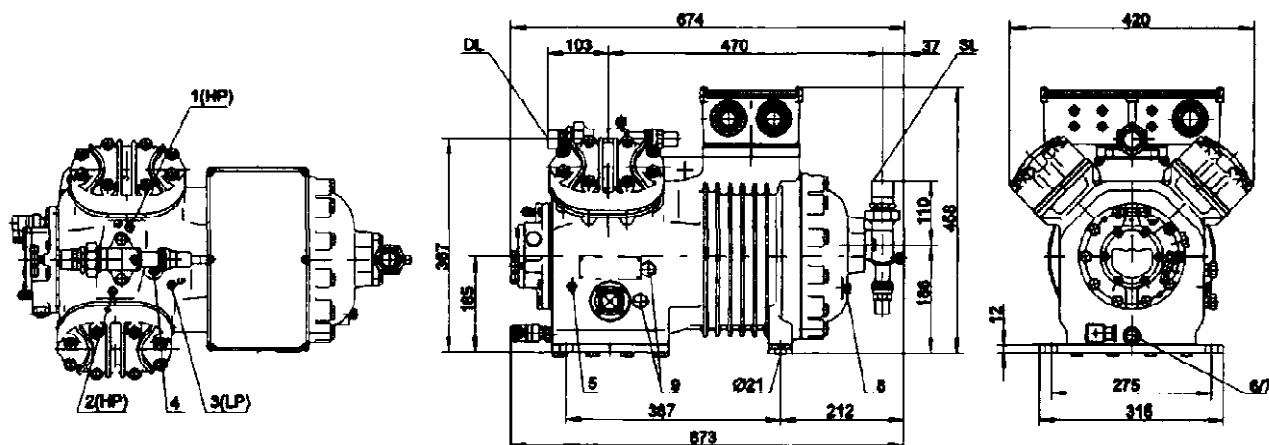


Рис. 2.48. Компрессор 4Р-15.2У

Таблица 2.27. Технические характеристики компрессора 4Р-15.2У

Объемный расход (1450 об/мин, 50 Гц)	47,14 м ³ /час
Объемный расход (1750 об/мин, 60 Гц)	56,89 м ³ /час
Число цилиндров × внутренний диаметр × длина хода	4 × 55 × 57 мм
Напряжение двигателя (иные значения — по запросу)	380...420 В РW-3-50 Гц
Макс. рабочий ток	31,0 А
Пусковой ток (ротор заблокирован)	81,0 А Y/132,0 А YY
Масса	152 кг
Макс. избыточное давление (низкое/высокое)	19/28 бар
Присоединение всасывающего трубопровода	35 мм — 1 3/8"

Таблица 2.27. Технические характеристики компрессора 4P-15.2Y (окончание)

Присоединение напорного трубопровода	28 мм – 1 1/8"
Присоединение охлаждающей воды	R 1/2"
Заправка маслом R134a/R404A/R507A/R470C	$t_c < 55^\circ\text{C}$: BSE32/ $t_c > 55^\circ\text{C}$: BSE55 (опция)
Заправка маслом R22 (R12/R502)	B5.2 (стандарт)
Объем заправленного масла	3,00 дм ³
Нагрев маслособирателя	100 Вт (опция)
Контроль давления масла	MP 54
Маслоспускной вентиль	опция
Защита сжатого газа от перегрева	опция
Защита двигателя	INT69V5 (стандарт), INT389 (опция)
Класс защиты	IP54 (стандарт), IP66 (опция)
Регулирование мощности	100–50% (опция)
Уменьшение нагрузки при пуске	опция
Дополнительный вентилятор	опция
Головки цилиндра с водяным охлаждением	опция
СIC-система	–
Демпфирующие элементы	стандарт

Рис. 2.49. Таблица параметров для выбора конденсатора

При следующих заданных значениях:

число контуров	1;
производительность	32,1 кВт;
хладагент	R407C;
температура конденсации	45,0°C;
температура воздуха на входе	32,0°C;
влажность воздуха	40,0%

рекомендуются приведенные ниже устройства.

Модель	Производительность, кВт	Поверхность, м ²	Воздух, м ³ /час	Звуковое давление, дБ(А)	Характеристики двигателя		
					кВт	А	об/мин
1 GVH 047A/2-N(W)	29,823	83,1	10530	55	0,39	1,9	1400
2 GVH 067C/1-L(D)	29,182	96,3	9550	52	0,76	1,5	870
3 GVH 067A/1-N(D)	31,351	66,1	13110	64	2,20	4,3	1340
4 GVH 047C/2-N(W)	33,039	110,8	11400	55	0,39	1,9	1400
5 GVH 067B/1-N(S)	29,013	81,2	10780	57	1,30	2,5	1000
6 GVH 067B/1-N(D)	35,550	81,2	14140	64	2,20	4,3	1340
7 GVH 067C/1-N(S)	32,964	96,3	11410	57	1,30	2,5	1000
8 GVH 067C/1-N(D)	38,908	96,3	14830	64	2,20	4,3	1340

Рис. 2.49. Таблица параметров для выбора конденсатора (окончание)

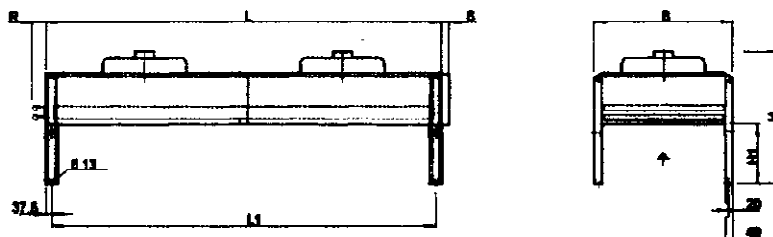
Модель	Производительность, кВт	Поверхность, м ²	Воздух, м ³ /час	Звуковое давление, дБ(А)	Характеристики двигателя		
					кВт	А	об/мин
9 GVH 052A/2-N(S)	30,898	103,6	11220	51	0,55	0,94	1000
10 GVH 052A/2-N(D)	37,754	103,6	14870	57	0,78	1,35	1340
11 GVH 047A/3-L(W)	32,483	125,9	10400	47	0,18	0,8	910
12 GVH 047A/3-N(W)	44,292	125,9	15900	57	0,39	1,9	1400
13 GVH 082A/1-L(S)	33,298	167,5	9885	46	0,77	1,5	530
14 GVH 082A/1-L(D)	39,271	167,5	12500	51	1,05	2,4	680
15 GVH 082A/1-N(S)	38,418	167,5	12100	51	1,25	2,3	660
16 GVH 082A/1-N(D)	47,317	167,5	16700	57	2,00	4,0	880
17 GVH 052C/2-L(D)	33,521	149,6	11120	47	0,32	0,74	900
18 GVH 092A/1-S(D)-F6	33,514	167,5	9940	48	0,66	1,45	535
19 GVH 067A/2-L(S)	36,954	136,0	12950	49	0,47	0,81	650
20 GVH 067A/2-L(D)	45,067	136,0	17020	55	0,76	1,5	870

Рис. 2.50. Таблица параметров для выбора конденсатора

Конденсатор	GVH 047C/2-N(W)		
Производительность:	32,5 кВт	Хладагент:	R407C ⁽¹⁾
Объемный расход воздуха:	11 400 м ³ /час	Температура нагретого газа:	78,0°C
Воздух на входе:	32,0°C	Температура конденсации:	44,8°C
Геодезическая высота:	0 м	Выход конденсата:	38,8°C
		Объемный расход нагретого газа:	8,16 м ³ /час
Вентиляторы:	2 шт. 3~400 В 50 Гц	Уровень звукового давления: на расстоянии:	55 дБ(А) ⁽²⁾ 5,0 м
Характеристика двигателей		звуковая мощность:	81 дБ(А)
– число оборотов:	1400 в мин		
– мощность:	0,39 кВт		
– потребление тока:	1,9 А		
Корпус:	Оцинкованная сталь, RAL 7032	Трубы теплообменника:	Медь
Поверхность теплообмена:	110,8 м ²	Ребра:	алюминий
Емкость труб:	18 л	Присоединения	
Шаг ребер:	2,20 мм	– входной патрубков:	35,0 × 1,50 мм
Проходы:	6	– выходной патрубков:	28,0 × 1,50 мм
Сухой вес:	133 кг	– нитки трубопровода:	18

Размеры (мм):

L = 2250 мм
 B = 795 мм
 H = 895 мм
 R = 50 мм
 L1 = 2175 мм
 H1 = 400 мм
 S = 50 мм



Примечание: чертежи и размеры действительны не для всех вариантов оборудования.

Рис. 2.51. Таблица параметров для выбора конденсатора

При следующих заданных значениях:

число контуров	1;
производительность	32,1 кВт;
хладагент	R407C;
температура конденсации	45,0°C;
температура воздуха на входе	32,0°C;
влажность воздуха	40,0%

могут использоваться приведенные далее устройства.

Модель	Температура t_c , °C	Поверхность, м ²	Воздух, м ³ /час	Звуковое давление, дБ(А)	Характеристики двигателя		
					кВт	А	об/мин
1 GVH 047A/2-N(W)	45,9	83,1	10530	55	0,39	1,9	1400
2 GVH 067C/1-L(D)	46,1	96,3	9550	52	0,76	1,5	870
3 GVH 067A/1-N(D)	45,2	66,1	13110	64	2,20	4,3	1340
4 GVH 047C/2-N(W)	44,7	110,8	11400	55	0,39	1,9	1400
5 GVH 067B/1-N(S)	45,8	81,2	10780	57	1,30	2,5	1000
6 GVH 067B/1-N(D)	43,9	81,2	14140	64	2,20	4,3	1340
7 GVH 052A/1-L(D)	46,2	103,6	10040	47	0,32	0,74	900
8 GVH 067C/1-N(S)	44,7	96,3	11410	57	1,30	2,5	1000
9 GVH 067C/1-N(D)	43,0	96,3	14830	64	2,20	4,3	1340
10 GVH 052A/2-N(S)	45,4	103,6	11220	51	0,55	0,94	1000
11 GVH 052A/2-N(D)	43,5	103,6	14870	57	0,78	1,35	1340
12 GVH 047A/3-L(W)	44,8	125,9	10400	47	0,18	0,8	910
13 GVH 047A/3-N(W)	42,2	125,9	15900	57	0,39	1,9	1400
14 GVH 082A/1-L(S)	44,5	167,5	9850	46	0,77	1,5	530
15 GVH 082A/1-L(D)	42,9	167,5	12500	51	1,05	2,4	680
16 GVH 082A/1-N(S)	43,1	167,5	12100	51	1,25	2,3	660
17 GVH 082A/1-N(D)	41,4	167,5	16700	57	2,00	4,04	880
18 GVH 052C/2-L(D)	44,5	149,6	11120	47	0,32	0,74	900
19 GVH 092A/1-S(D)-F6	44,5	167,5	9940	48	0,66	1,45	535
20 GVH 067A/2-L(S)	43,7	136,0	12950	49	0,47	0,81	660

Рис. 2.52. Таблица параметров для выбора конденсатора

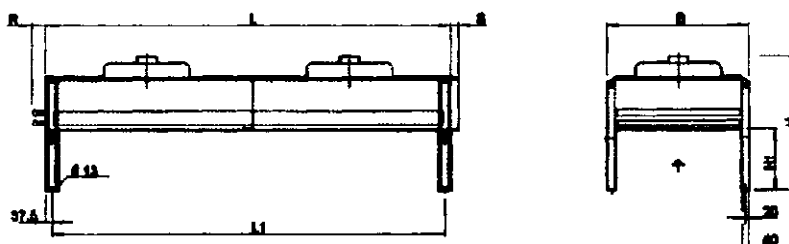
Конденсатор	GVH 047C/2-N(W)		
Производительность:	31,2 кВт	Хладагент:	R407C ⁽¹⁾
Объемный расход воздуха:	11 400 м ³ /час	Температура нагретого газа:	78,0°C
Воздух на входе:	32,0°C	Температура конденсации:	44,7°C
Геодезическая высота:	0 м	Выход конденсата:	38,7°C
		Объемный расход нагретого газа	8,08 м ³ /час

Рис. 2.52. Таблица параметров для выбора конденсатора

Вентиляторы:	2 шт. 3~400 В 50 Гц	Уровень звукового давления: на расстоянии:	55 дБ(А) ⁽²⁾ 5,0 м
Характеристика двигателей		звуковая мощность:	81 дБ(А)
– число оборотов:	1400 в мин		
– мощность:	0,39 кВт		
– потребление тока:	1,9 А		
Корпус:	Оцинкованная сталь, RAL 7032	Трубы теплообменника: Ребра:	Медь алюминий
Поверхность теплообмена:	110,8 м ²	Присоединения	
Емкость труб:	18 л	– входной патрубков:	35,0 × 1,50 мм
Шаг ребер:	2,20 мм	– выходной патрубков:	28,0 × 1,50 мм
Проходы:	6	– нитки трубопровода:	18
Сухой вес:	133 кг		

Размеры (мм):

L = 2250 мм
 B = 795 мм
 H = 895 мм
 R = 50 мм
 L1 = 2175 мм
 H1 = 400 мм
 S = 50 мм



Примечание: чертежи и размеры действительны не для всех вариантов оборудования.

Прочие характеристики установки:

$t_3 = +43^\circ\text{C}$; перегрев на стороне испарителя 6 К дает:

$t_1 = 0^\circ\text{C}$; $h_3 = h_4 = 269,24$ кДж/кг;

$h_1 = 414,79$ кДж/кг;

$\rho_{R,D} = 14,87$ кг/м³;

$\Delta P_{MV} = 0,06$ бар; $\Delta_{R, F1} = 1,05$ кг/дм³.

1. Определить диаметр всасывающего трубопровода.
2. Определить потерю давления во всасывающем трубопроводе как разность температур в К.
3. Вычислить скорость течения во всасывающем трубопроводе.

Решение:

Геометрическая длина всасывающего трубопровода (без фитингов) от выхода испарителя до запорного вентиля компрессора на стороне всасывания: $l_{\text{геом}} = 26$ м.

2. В табл. 2.26 с данными всасывающего трубопровода для хладагентов R 22 и R 407C при диаметре трубы $d_a = 35 \times 1,5$ мм приведены следующие показатели: для $t_o = +5^\circ\text{C}$ значение $Q_{o,T} = 38,15$ кВт, для $t_o = -10^\circ\text{C}$ значение $Q_{o,T} = 22,10$ кВт. Напомним: $Q_o = 23,40$ кВт; $t_o = -6^\circ\text{C}$ (характеристики испарителя).

3. Температура конденсации в данной установке составляет: $t_c = +45^\circ\text{C}$.

4. Поправочный коэффициент для $t_c = +45^\circ\text{C}$: $f = 0,95$.

5. Табличные данные в пересчете на $t_o = -6^\circ\text{C}$ показывают значение $Q_{o,T} = 26,38$ кВт.

6. Эффективная холодопроизводительность вычисляется по таблице таким образом: $Q_{o,Te} = Q_{o,T} \cdot f$: $Q_{o,Te} = 26,38$ кВт $\cdot 0,95 = 25,06$ кВт ($Q_{o,Te} = 25,06$ кВт).

7. Результат: всасывающий трубопровод с $d_a = 35 \times 1,5$ мм вполне пригоден для холодопроизводительности до $Q_o = 25,06$ кВт с R 407C; $t_o = -6^\circ\text{C}$ и $t_c = +45^\circ\text{C}$ при эквивалентной длине трубопровода ($l_{\text{геом}} +$ эквивалентная длина фитинга) $l_{\text{экв}} = 30,50$ м.

8. Определение эквивалентной длины медных фитингов (табл. 2.22 и 2.24).



Таблица 2.28

		$l_{\text{экв}}$
8.1	переходная муфта 54/35 мм	1,50
8.2	отвод 35 мм, крутоизогнутый 90°	0,60
8.3	отвод 35 мм, крутоизогнутый 180°	0,80
8.4	отвод 35 мм, крутоизогнутый 90°	0,60
8.5	отвод 35 мм, крутоизогнутый 90°	0,60
8.6	отвод 35 мм, крутоизогнутый 180°	0,80
8.7	отвод 35 мм, крутоизогнутый 90°	0,60
		5,50 м

9. Полная длина трубопровода составляет:

$$l_{\text{экв}} = 26 \text{ м} + 5,50 \text{ м} = 31,50 \text{ м}.$$

Как следует из п. 7, на расстояние 30,50 м передается до 25,06 кВт.

10. Определение фактической разности температур во всасывающем трубопроводе с помощью расчетной формулы:

$$\Delta T_c = \Delta T_T \cdot (l_{\text{экв}} : l_{\text{экв},T}) \cdot (Q_o : Q_{o,T_e})^{1,8}, \text{ К}.$$

$$\Delta T_c = 1,1 \text{ К} \cdot (31,50 \text{ м} : 30,5 \text{ м}) \cdot (23,40 \text{ кВт} : 25,06 \text{ кВт})^{1,8} = 0,91 \text{ К}.$$

Поскольку изначально учитывалось значение $\Delta T_{\text{SL}} = 2 \text{ К}$, то ясно, что холодопроизводительность компрессора будет гарантирована в любом случае.

11. Расчет скорости течения w во всасывающем трубопроводе:

$$w = \frac{Q_o \cdot 4}{d_i^2 \cdot \pi \cdot q_{\text{ON}} \cdot \rho_R}, \text{ м/с}.$$

$$w = \frac{23,40 \cdot 4}{(0,032)^2 \cdot \pi \cdot 145,55 \cdot 14,87} = 13,44 \text{ м/с}.$$

При такой скорости всасываемого газа надежно обеспечивается обратный отвод масла к компрессору.

2.5.3. Выбор параметров конденсаторного и жидкостного трубопроводов по табличным данным

1. Определить диаметр конденсаторного и жидкостного трубопроводов.
2. Определить разность температур, К.
3. Вычислить скорость течения в конденсаторном и жидкостном трубопроводах.

Решение:

1. Дано: трубопровод конденсатора $l_{\text{тсом}} = 8 \text{ м}$ (от выхода из конденсатора до входа в коллектор; без фитингов).

2. Таблица 2.26 с характеристиками жидкостного трубопровода для хладагентов R 22 и R 407C при диаметре трубы $d_a = 18 \times 1 \text{ мм}$ демонстрирует передаваемую холодопроизводительность $Q_o = 31,50 \text{ кВт}$ при следующих условиях:

$$t_c = +40,6^\circ\text{C};$$

$$l_{\text{экв}} = 30,50 \text{ м};$$

$$\Delta T = 0,6 \text{ К};$$

$$w = 0,5 \text{ м/с}.$$

3. Температура конденсации в установке составляет $t_c = +45^\circ\text{C}$.

4. Поправочный коэффициент для $t_c = +45^\circ\text{C}$, $f = 0,95$.

5. Эффективное табличное значение вычисляется следующим образом:

$$Q_{o,Te} = 31,50 \text{ кВт} \cdot 0,95 = 29,93 \text{ кВт}.$$

6. Определение эквивалентной длины медного фитинга (табл. 2.22):

3 отвода 18 мм под углом 90° , каждый с $l_{\text{экв}} = 0,30 \text{ м} \Rightarrow I_{\text{экв общ}} = 0,90 \text{ м}$.

7. Вся длина трубопровода конденсатора $l_{\text{экв}} = 8,0 \text{ м} + 0,90 \text{ м} = 8,9 \text{ м}$.

8. Определение фактической разности температур в трубопроводе конденсатора с помощью расчетной формулы:

$$\Delta T_e = \Delta T_T \cdot (l_{\text{экв}} : l_{\text{экв,T}}) \cdot (Q_o : Q_{o,Te})^{1,8}, \text{ К}.$$

$$\Delta T_e = 0,6 \text{ К} \cdot (8,90 \text{ м} : 30,50 \text{ м}) \cdot (23,40 \text{ кВт} : 29,93 \text{ кВт})^{1,8} = 0,11 \text{ К}.$$

9. Расчет скорости течения w в трубопроводе конденсатора:

$$w = \frac{Q_o \cdot 4}{d_i^2 \cdot \pi \cdot q_{DN} \cdot \rho_R}, \text{ м/с}.$$

$$w = \frac{23,40 \cdot 4}{(0,016)^2 \cdot \pi \cdot 145,55 \cdot 1050} = 0,76 \text{ м/с}.$$

Согласно табл. 2.19, $w = 0,76 \text{ м/с}$ есть вполне допустимая скорость течения в трубопроводе конденсатора.

Выбор параметров жидкостного трубопровода: от выхода из коллектора (в направлении течения после не запираемого в процессе работы вентиля) до термостатного расширительного клапана.

1. Дано: жидкостный трубопровод с $l_{\text{теом}} = 28 \text{ м}$ (без фитингов).

2. Таблица 2.26 с характеристиками жидкостного трубопровода для хладагентов R 22 и R 407C при диаметре трубы $d_a = 18 \times 1 \text{ мм}$ приводит значения передаваемой холодопроизводительности $Q_o = 31,50 \text{ кВт}$ при следующих условиях:

$$t_c = +40,6^\circ\text{C};$$

$$l_{\text{экв}} = 30,50 \text{ м};$$

$$\Delta T_e = 0,6 \text{ К};$$

$$w = 0,5 \text{ м/с}.$$

3. Температура конденсации в установке: $t_c = +45^\circ\text{C}$.

4. Поправочный коэффициент для $t_c = +45^\circ\text{C}$: $f = 0,95$.

5. Табличное значение вычисляется следующим образом:

$$Q_{o,Te} = 31,50 \text{ кВт} \cdot 0,95 = 29,93 \text{ кВт}.$$

6. Определение эквивалентной длины медного фитинга (табл. 2.22 и 2.25):

6.1. 5 отводов 18 мм под углом 90° , каждый с $l_{\text{экв}} = 0,30 \text{ м}$; $I_{\text{экв общ}} = 1,50 \text{ м}$.

6.2. для осушителя ADK 165,5 согласно табл. 2.25 имеем: $1,95 \text{ м} : \Sigma 3,45 \text{ м}$.

7. Полная длина трубопровода конденсатора $l_{\text{экв}} = 28 \text{ м} + 3,45 \text{ м} = 31,45 \text{ м}$.

8. Определение фактической разности температур в трубопроводе конденсатора с помощью расчетной формулы:

$$\Delta T_e = \Delta T_T \cdot (l_{\text{экв}} : l_{\text{экв,T}}) \cdot (Q_o : Q_{o,Te})^{1,8}, \text{ К}.$$

$$\Delta T_e = 0,6 \text{ К} \cdot (31,45 \text{ м} : 30,50 \text{ м}) \cdot (23,40 \text{ кВт} : 29,93 \text{ кВт})^{1,8} = 0,40 \text{ К}.$$

9. Пересчет разности температур ΔT_e на разность давлений ΔP .

Дано:

R 407C;

$$\Delta T_e = 0,40 \text{ К};$$

$$t_c = +45^\circ\text{C}; P_c = 19,56 \text{ бар}.$$

При этом имеет силу следующее:

$$t_c = +45^\circ\text{C} = P_c = 19,56 \text{ бар};$$

$$t = +44^\circ\text{C} = P = 19,107 \text{ бар};$$

$$\Delta T = 1 \text{ К} = \Delta P = 0,453 \text{ бар/К};$$

$$\Delta P = \Delta T_e, \text{ К} \cdot \Delta P, \text{ бар/К};$$

$$\Delta P = 0,40 \text{ К} \cdot 0,453 \text{ бар/К} = 0,18 \text{ бар}.$$



10. Определение полной разности давлений в жидкостном трубопроводе:	
трубы, фитинги, осушитель	$\Delta P = 0,18$ бар;
электромагнитный клапан (дано)	$\Delta P = 0,06$ бар;
	$\Delta P_{\text{общ}} = 0,24$ бар.

Примечания:

Жидкостный трубопровод, как и трубопровод конденсатора, имеет нисходящие участки, дающие не падение давления, а, напротив, его рост, до сих пор не подлежащий учету.

В приведенном далее расчете обратимся исключительно к жидкостному трубопроводу!

1. Нисходящий (спускной) трубопровод: выход из коллектора → горизонтальный участок $\Delta h_1 = 5$ м.

2. Нисходящий (спускной) трубопровод: потолок → присоединение испарителя $\Delta h_2 = 3$ м.

$$\Delta P_1 = \Delta h_1 \cdot \rho_{\text{R, Фл}} \cdot g \text{ в Н/м}^2 \text{ при } \Delta h, \text{ м};$$

$$\Delta P_1 = 5 \cdot 1\,050 \cdot 9,81 = 51\,503 \text{ Н/м}^2 \quad \rho_{\text{R, Фл}}, \text{ кг/м}^3;$$

$$\Delta P_1 = 0,52 \text{ бар}; \quad g = 9,81 \text{ м/с}^2.$$

$$\Delta P_2 = \Delta h_2 \cdot \rho_{\text{R, Фл}} \cdot g \text{ в Н/м}^2;$$

$$\Delta P_2 = 3 \cdot 1\,050 \cdot 9,81 = 30\,902 \text{ Н/м}^2;$$

$$\Delta P_2 = 0,31 \text{ бар.}$$

Фактическая разность давлений определяется следующим образом:

согласно п. 10, имеем

$$\Delta P_{\text{общ}} = 0,24 \text{ бар}$$

$$-\Delta P_1 = 0,52 \text{ бар}$$

$$-\Delta P_2 = 0,31 \text{ бар}$$

$$\Delta P = -0,59 \text{ бар}$$

Температура насыщения, устанавливающаяся после повышения давления до $P = 20,15$ бар ($P = P_C + \Delta P$), составляет: $t = 46,28^\circ\text{C}$.

Для компенсации «разности давлений» можно обойтись без переохлаждения жидкого хладагента.

2.5.4. Выбор параметров нагнетательного трубопровода по табличным данным

1. Дано: нагнетательный трубопровод с геометрической длиной $l_{\text{геом}} = 6$ м (без фитингов).

2. Согласно табл. 2.26, напорный трубопровод для хладагентов R 22 и R 407C при диаметре трубы $d_a = 28 \times 1,5$ мм обеспечивает для $t_o = +5^\circ\text{C}$ холодопроизводительность $Q_{o,T} = 27,70$, а для $t_c = -40,6^\circ\text{C}$ $Q_{o,T} = 24,40$.

3. Температура конденсации в установке: $t_c = +45^\circ\text{C}$.

4. Поправочный коэффициент для $t_c = +45^\circ\text{C}$, $f = 0,06$.

5. Табличное значение при $t_o = -6^\circ\text{C}$ для $Q_{o,T}$ принимается равным 26,89 кВт.

6. Эффективное табличное значение:

$$Q_{o,Te} = Q_{o,T} \cdot f \text{ при } Q_{o,Te} = 26,89 \text{ кВт} \cdot 1,06 = 28,50 \text{ кВт}$$

7. Определение эквивалентной длины медного фитинга (табл. 2.22 и 2.23):

7.1. 4 отвода 28 мм под углом 90° , каждый с $l_{\text{экв}} = 0,45$ м, дают в итоге:

$$l_{\text{экв общ}} = 1,80 \text{ м.}$$

7.2. 1 виброгаситель 28 мм, то есть: 3,00 м : Σ 4,80 м.

8. Полная длина трубопровода $l_{\text{экв}} = 6,0 \text{ м} + 4,80 \text{ м} = 10,80 \text{ м}$.

9. Определение фактической разности температур в нагнетательном трубопроводе производится с помощью расчетной формулы:

$$\Delta T_e = \Delta T_T \cdot (l_{\text{экв}} : l_{\text{экв},T}) \cdot (Q_o : Q_{o,T_e})^{1,8}, \text{ К.}$$

$$\Delta T_e = 0,6 \text{ К} \cdot (10,80 \text{ м} : 30,50 \text{ м}) \cdot (23,40 \text{ кВт} : 28,50 \text{ кВт})^{1,8} = 0,15 \text{ К.}$$

10. Расчет скорости течения w в напорном трубопроводе:

$$w = \frac{Q_o \cdot 4}{d_i^2 \cdot \pi \cdot q_{\text{ОН}} \cdot \rho_R}, \text{ м/с.}$$

$$w = \frac{23,40 \cdot 4}{(0,025)^2 \cdot \pi \cdot 145,55 \cdot 57,17} = 5,37 \text{ м/с.}$$

Определение плотности перегретого пара в нагнетательном трубопроводе:

1. Определение температуры T_2 в конце (политропного) сжатия:

$$T_2 = T_1 \cdot \left(\frac{P_c}{P_o} \right)^{\frac{n-1}{n}}, \text{ К.}$$

$$T_1 = 273,15 + t_o + 10, \text{ К.}$$

$$T_1 = 273,15 + (-6) + 277,15 \text{ К.}$$

$$T_1 = +4^\circ\text{C.}$$

$$P_c/P_o = 19,56 \text{ бар}/4,658 \text{ бар} = 4,20.$$

$$n = 1,2388.$$

Таблица 2.29. Показатель политропы n

Хладагент	P_c/P_o								
	2	3	4	5	6	7	8	9	10
R 134 а	1,216	1,191	1,177	1,172	1,166	1,163	1,160	1,157	1,155
R 407C / R 507	1,325	1,258	1,240	1,234	1,232	1,230	1,228	1,226	1,225

Примечание: промежуточные значения n определяются интерполированием.

$$T_2 = 277,15 \cdot \left(\frac{19,56}{4,658} \right)^{\frac{1,2388-1}{1,2388}}$$

$$T_2 = 356,46 \text{ К.}$$

$$t_2 = 92,31^\circ\text{C.}$$

Из таблицы свойств водяного пара для перегретой зоны определяется плотность $\rho_R = 57,7 \text{ кг/м}^3$.

Вычисленная выше скорость течения оказывается слишком низкой, так что диаметр напорного трубопровода уменьшается с $d_a = 28 \times 1,5 \text{ м}$ до $d_a = 22 \times 1 \text{ мм}$.

Такое значение приемлемо и с учетом данных, приведенных в табл. 2.19.

2.5.5. Расчет всасывающего трубопровода с использованием номограммы

В предыдущих разделах были продемонстрированы наиболее удобные в практических условиях способы выбора параметров трубопроводной сети, а именно с применением таблиц и соответствующих вычислений.

Однако для этой цели можно использовать также и номограммы, с помощью которых (при их правильном применении) в любом случае удастся достаточно легко и просто выполнить расчет трубопроводной сети.

Итак, здесь речь пойдет о номограммах, обычно предлагаемых в качестве приложения к рабочей документации.



Пример: всасывающий трубопровод с $l_{\text{геом}} = 26$ м (без фитингов); $Q_0 = 22$ кВт; хладагент R 407C.

Примечание:

В случае трубопроводов с минимумом поворотов, то есть с небольшим числом местных сопротивлений, необходимо добавить (надбавка на неизвестные фитинги) $l_{\text{экв}} = l_{\text{геом}} + 30\%$.

У трубопроводов с частыми изменениями направления, множеством отводов и т.д. необходимо добавлять уже 50% на неизвестные фитинги, то есть $l_{\text{геом}} + 50\% = l_{\text{экв}}$.

В рассматриваемом примере это будет выглядеть так:

$$l_{\text{экв}} = l_{\text{геом}} + 30\% \text{ на неизвестные фитинги.}$$

$$l_{\text{экв}} = 26 \text{ м} + 30\% = 33,80 \text{ м} \sim 34 \text{ м.}$$

Пример (рис. 2.53)

Дано: $Q_0 = 17$ кВт, $t_0 = -20^\circ\text{C}$, $t_c = +45^\circ\text{C}$, макс. падение $\Delta T = 1$ К, длина трубы 30 м.

Найти: диаметр трубопровода.

Решение: линии А-В и С, затем D-E-F дают точку пересечения G между 5×1 и $42 \times 1,5$.

Выбран диаметр трубопровода $42 \times 1,5$.

Падение давления: линии г-s-t и D дают точку пересечения v. Эквивалентное падение температуры в пролете длиной 30 м составляет 0,7 К.

Это решение занесено в номограмму (рис. 2.53).

1. Слева внизу: определение $t_c = +45^\circ\text{C}$.
2. Вертикально вверх к введенной температуре кипения $t_0 = -6^\circ\text{C}$.
3. В правом углу направо к точке пересечения со спускающейся сверху кривой для $Q_0 = 22$ кВт.
4. Справа снаружи: ввести $l_{\text{эkh}} = 34$ м; затем продвинуться влево к (предварительно отмеченной) точке пересечения с $t_0 = -6^\circ\text{C}$.
5. Пройти вертикально вниз к точке пересечения с линией эквивалентного падения температуры 1 К (в зависимости от проекта, можно идти также вертикально вверх).
6. Далее двигаться влево к точке пересечения, образующейся таким образом: от точки пересечения 1 вертикально вниз или вверх до линии, набегающей на точку пересечения справа.
7. Выбираем $d_a = 35 \times 1,5$ мм, ибо точка пересечения проходит в непосредственной близости от «линии диаметра».
8. Устанавливаем фактическое падение температуры (было запланировано $\Delta T = 10$ К) определяется следующим образом:
 - 8.1. От точки пересечения 2 вертикально вверх (это будет всегда меньший диаметр трубы) или вертикально вниз до соответственно большего диаметра трубы выйти на имеющуюся линию.
 - 8.2. Затем продвинуться вправо до кривой температуры кипения (в данном примере $t_0 = -6^\circ\text{C}$).
 - 8.3. Теперь пройти вверх или вниз к точке пересечения с прямой линией справа.
 - 8.4. Здесь в точке пересечения возможно непосредственное считывание эквивалентного падения ΔT .
 - 8.5. В приведенном примере при описанном способе проверки получается довольно точно $\Delta T = 1$ К, как это и было установлено.

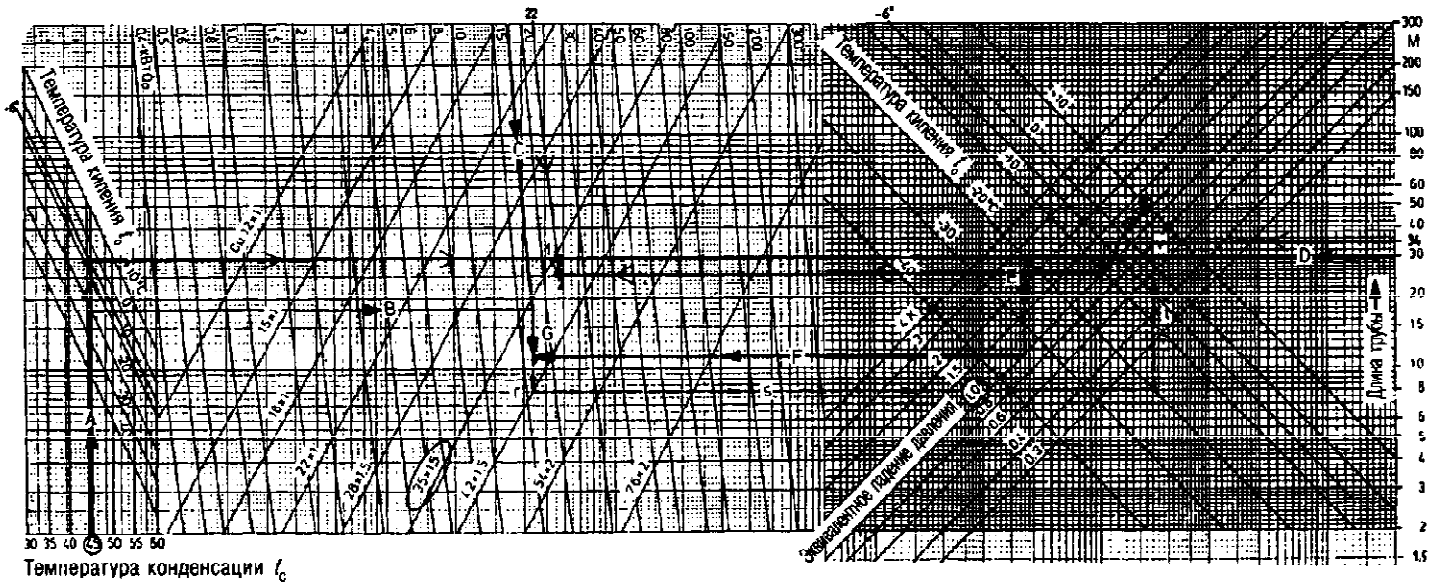


Рис. 2.53. Медный всасывающий трубопровод для хладагента R 407C

**Примечание:**

В отношении жидкостного трубопровода и напорной линии действовать надо идентичным образом, используя соответствующие значения для ΔT и $l_{\text{экв}}$.

Рассмотренные решения внесены в диаграммы (из расчета на приведенный выше пример). Подробного описания здесь не требуется.

2.5.6. Расчет конденсаторного и жидкостного трубопроводов с помощью номограммы

Результат:

выбран конденсаторный/жидкостный трубопровод:

$$d_a = 18 \cdot 1 \text{ мм при: } t_c = +45 \text{ }^\circ\text{C}; t_o = -6 \text{ }^\circ\text{C}; \Delta T = 0,6 \text{ К};$$

$$l_{\text{экв}} = 36,4 \text{ м}; Q_o = 22 \text{ кВт.}$$

2.5.7. Расчет нагнетательного трубопровода с помощью номограммы

Результат:

выбран нагнетательный трубопровод:

$$d_a = 22 \cdot 1 \text{ мм при: } t_c = +45 \text{ }^\circ\text{C}; t_o = -6 \text{ }^\circ\text{C}; \Delta T = 0,6 \text{ К};$$

$$l_{\text{экв}} = 7,8 \text{ м}; Q_o = 22 \text{ кВт.}$$

Пример (рис. 2.54)

Дано: $Q_o = 8 \text{ кВт}$, $t_o = -15 \text{ }^\circ\text{C}$, $t_c = +50 \text{ }^\circ\text{C}$, макс. падение $\Delta T = 0,5 \text{ К}$, длина трубы 25 м.

Найти: диаметр трубопровода.

Решение: линии А-В и С, затем D-E-F дают точку пересечения G между 10×1 и 12×1 .

Выбрано: диаметр трубопровода 12×1 .

Падение температуры: линия g-t и удлинение D дают точку пересечения v. Эквивалентное падение давления на участке трубопровода длиной 25 м составляет 0,35 К.

Пример (рис. 2.55)

Дано: $Q_o = 30 \text{ кВт}$, $t_o = -30 \text{ }^\circ\text{C}$, $t_c = +45 \text{ }^\circ\text{C}$, макс. падение $\Delta T = 1 \text{ К}$, длина трубы 70 м.

Найти: диаметр трубопровода.

Решение: линии А-В и С, затем D-E-F дают точку пересечения G между $28 \times 1,5$ и $35 \times 1,5$.

Выбрано: диаметр трубопровода $35 \times 1,5$.

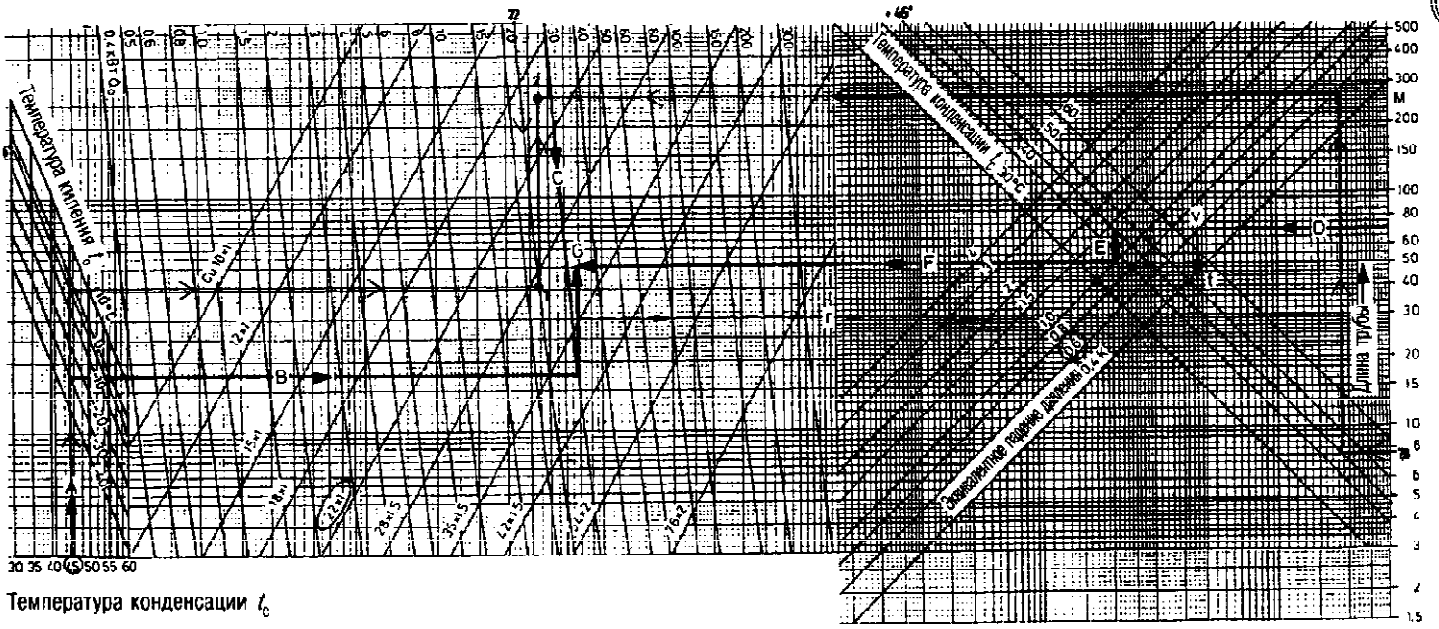


Рис. 2.55. Медный напорный трубопровод для хладагента R 407C

2.5.8. Выбор параметров секционированных трубопроводов на стороне всасывания и нагнетания

В холодильных установках с компрессорами регулируемой производительности либо в комбинации из нескольких параллельно включенных холодильных машин требуемая холодопроизводительность может настраиваться на текущую ситуацию за счет подключения или отключения цилиндров или, соответственно, компрессоров.

Такая регулировка производительности осуществляется посредством специального оборудования – преимущественно в зависимости от давления.

Функционирующая на основе хладагента R 507 комбинированная холодильная установка, рабочие температуры которой находятся на уровне $t_0 = -12^\circ\text{C}$ и $t_c = +45^\circ\text{C}$, должна обеспечивать холодопроизводительность $Q_0 = 70$ кВт.

Допустим, проектируется комбинированный блок Celsius VPP 300-4231 с тремя полугерметичными компрессорами типа 4P-10.2Y фирмы Битцер, с требуемой холодопроизводительностью $Q_0 = 70,87$ кВт при потребляемой мощности $P_{к1} = 31,74$ кВт. Далее, компрессор с воздушным охлаждением должен располагать двумя электродвигателями вентиляторов, иметь уровень звукового давления на расстоянии $5 \text{ м} < 50$ дБ(А), бесступенчатую регулировку числа оборотов и смонтированный выключатель для производства ремонтных работ.

Рассчитывается представленная ниже модель:

тип GVH102B/2-S(D)-F4T фирмы Гюнтнер

технические характеристики: $Q_c = 103$ кВт;

температура приточного воздуха: $t_{LE} = +35^\circ\text{C}$;

$t_c = +45^\circ\text{C}$;

$\Delta T = 10$ К;

49 дБ(А) на расстоянии 5 м.

Фазовая отсечка регулятора числа оборотов GDR8 с датчиком давления GSW 4003/F.

Ремонтный выключатель для каждого двигателя вентилятора смонтирован, соединен проводами и готов к эксплуатации

Компрессор с воздушным охлаждением установлен на платформе прямо над станиной машины под открытым небом.

Перепад высоты на участке от присоединения коллекторной трубы на стороне нагнетания комбинированной установки до входа в компрессор составляет $l_{\text{геом}} = 7$ м.

Вертикальный пролет напорного трубопровода придется разделить на две протянутые параллельно друг другу нитки, с тем чтобы при работе установки в режиме частичной нагрузки (когда, например, один компрессор работает, а два других отключены) могла передаваться и соответствующая частичная производительность (в рассматриваемом случае это будет всего 1/3 от полной холодопроизводительности).

2.5.8.1. Расчет секционированного нагнетательного трубопровода

Вернемся к изложенному выше примеру.

С помощью номограммы определяем напорный трубопровод, рассчитанный сначала как единая цельная линия:

$d_a = 35 \times 1,5$ мм.

Расчетные данные:

$l_{\text{экв}} = l_{\text{геом}} + 30\% = 9,0$ мм; $t_0 = -12^\circ\text{C}$; $t_c = +45^\circ\text{C}$; $\Delta T = 0,6$ К; $Q_0 = 70$ кВт.

Как же теперь разбить этот напорный трубопровод на отдельные участки?

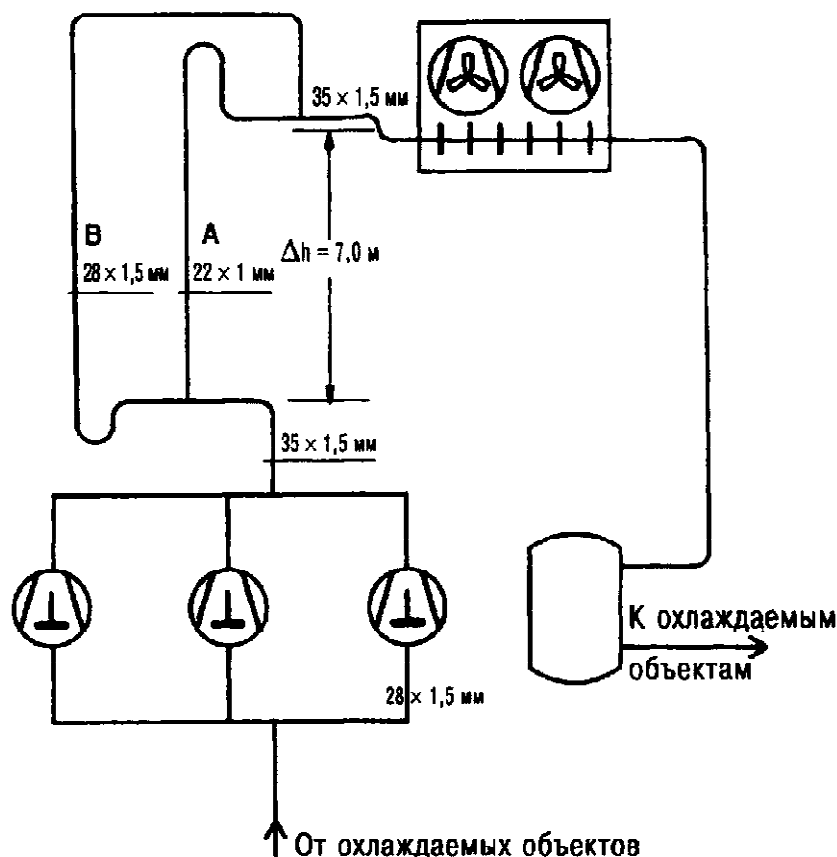


Рис. 2.56.

1. Расчет участка трубопровода А для работы в режиме частичной нагрузки (рис. 2.56).

$$Q_{o, \text{частичн. нагр.}} = \frac{Q_o}{3} = \frac{70 \text{ кВт}}{3} = 23,33 \text{ кВт.}$$

С помощью номограммы (рис. 2.57) устанавливаются размеры участка частичной нагрузки: $d_a = 22 \times 1 \text{ мм}$.

2. Рассчитанный вначале единый напорный трубопровод с $d_a = 35 \times 1,5 \text{ мм}$ обладает живым сечением (= свободным проходным сечением) $A = 0,0008042 \text{ м}^2$ (см. табл. 2.30).

Участок частичной нагрузки напорного трубопровода с $d_a = 22 \times 1 \text{ мм}$ имеет свободное проходное сечение: $A = 0,0003142 \text{ м}^2$.

3. Для определения параметров участка трубопровода В надо сначала вычесть величину поперечного сечения участка А из величины поперечного сечения, имеющего место при прокладке единого цельного трубопровода: поперечное сечение участка В = $0,0008042 \text{ м}^2 - 0,0003142 \text{ м}^2 = 0,0004900 \text{ м}^2$. Согласно табл. 2.30, здесь подойдет трубопровод с $d_a = 28 \times 1,5 \text{ мм}$ – этот размер следует сразу за вычисленным значением поперечного сечения.

Результат: участок В с $d_a = 28 \times 1,5 \text{ мм}$.

Пример (рис. 2.57)

Дано: $Q_o = 10 \text{ кВт}$, $t_o = -20^\circ\text{C}$, $t_c = +40^\circ\text{C}$, макс. падение $\Delta T = 1 \text{ К}$, длина трубопровода около 80 м.

Найти: диаметр трубопровода.

Решение: линии А-В и С, затем D-E-F дают точку пересечения G между 22×1 и $28 \times 1,5$.

Выбран: диаметр трубопровода 22×1 .

Падение давления: линии g-t и D дают точку пересечения v. Эквивалентное падение температуры для трубы длиной 80 мм составляет 1,1 К.

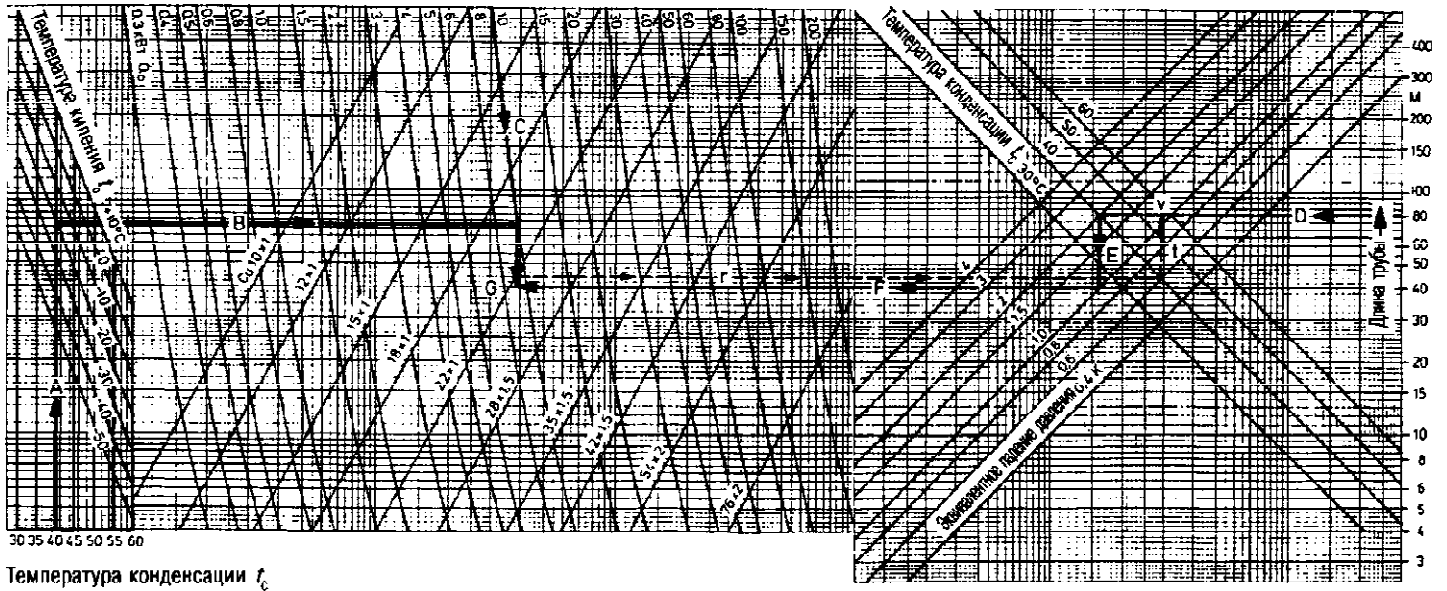


Рис. 2.57. Медный напорный трубопровод для хладагента R 407C

116 Глава 2. Основы проектирования холодильной установки

Таблица 2.30

Наружный Ø × толщина стенки, мм	Внут- рен- ний Ø, мм	Свободное проходное сечение, мм ²	Внутренняя поверхность, м ² /м	Наружная поверхность, м ² /м	Соотношение наружн./внутренн. поверхностей	Емкость, дм ³ /м	Вес, кг/м
6 × 1	4	0,0000126	0,0126	0,0188	1,5	0,0126	0,140
10 × 1	8	0,0000503	0,0251	0,0314	1,25	0,0503	0,252
12 × 1	10	0,0000785	0,0314	0,0377	1,2	0,0785	0,310
16 × 1	14	0,0001539	0,0404	0,0503	1,14	0,1539	0,412
22 × 1	20	0,0003142	0,0628	0,0691	1,1	0,3142	0,590
28 × 1,5	25	0,0004909	0,0785	0,0880	1,12	0,4909	1,120
35 × 1,5	32	0,0008042	0,1005	0,1100	1,09	0,8042	1,420
42 × 1,5	39	0,0011946	0,1225	0,1319	1,08	1,1946	1,710
54 × 2	50	0,0019635	0,1571	0,1696	1,08	1,9635	2,940
64 × 2	60	0,0028274	0,1885	0,2011	1,07	2,8274	3,467
76 × 2	72	0,0040715	0,2262	0,2388	1,06	4,0715	4,140

Примечание:

Секционирование всасывающих линий для передачи производительности в зоне частичной нагрузки, когда комбинированная установка расположена выше охлаждаемых объектов, осуществляется по тому же принципу, а именно в такой последовательности:

- 1) расчет единого всасывающего трубопровода для полной холодопроизводительности;
- 2) расчет участка А для работы с частичной нагрузкой;
- 3) определение площади живого сечения двух участков и операция вычитания,
- 4) расчет участка В.