

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:

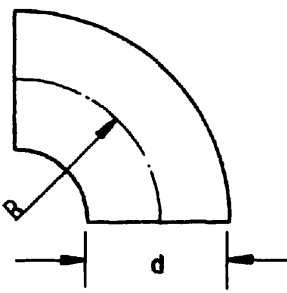
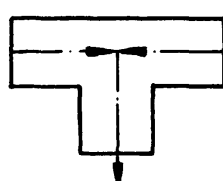
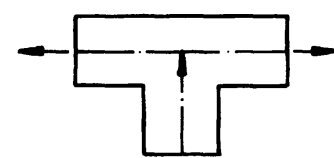
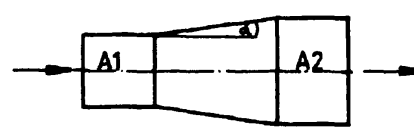
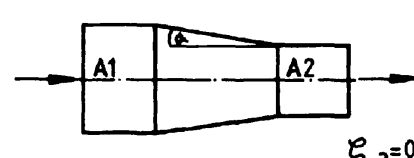
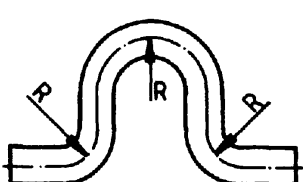
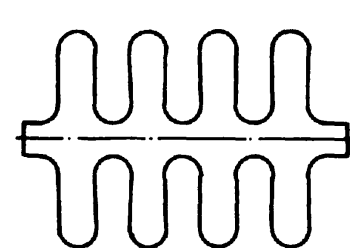
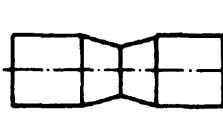
$$\Delta P = \zeta \cdot \frac{\rho}{2} \cdot w^2, \text{ Н/м}^2, \quad (10)$$

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
		$\zeta_2=0,1$	
Компенсатор линейного расширения, лирный компенсатор		$R \geq 3d$	0,4
		$R \geq 8d$	0
Волнистый трубный компенсатор		2,0	
Муфта		1,0	

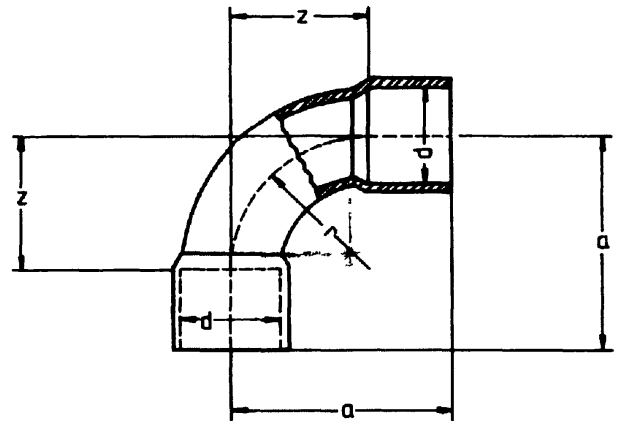
Значения ζ (коэффициент сопротивления) для конструктивных элементов обычно берутся из специальной литературы. В табл. 2.20 приведены некоторые из таких значений.

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:

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