

Рис. 02. Зависимость коэффициента сопротивления Cd от Re

1. Введение

В этом разделе рассматриваются количественные аспекты устройства отделителей жидкости и термосифонного контура. Принципы работы отделителей жидкости описаны в главе 4, «Испарители и сепараторы», § 4.

Отделители жидкости невозможно проектировать только на основе информации о количестве и качестве поступающего в них пара. Они служат не только для отделения жидкости от пара, но и в качестве ресиверов хладагента при изменениях нагрузки и при останове. Изменения количества жидкого хладагента в системе зависят от типа и количества применяемых в ней конденсаторов и испарителей. Некоторые типы компрессоров более устойчивы к наличию жидкости в паре, чем другие. Пенообразование одного и того же хладагента может быть различным в разных холодильных установках, вероятно, из-за различий в способах очистки. Системы управления разных установок могут предъявлять различные требования к времени отклика.

Все эти факторы влияют на конструкцию отделителей жидкости. К счастью, отделители жидкости, предназначенные для работы с ПТО, обычно не должны компенсировать большие изменения объема, так как в ПТО содержится мало хладагента и они располагаются недалеко от отделителя жидкости.

Далее приводится обзор некоторых опубликованных методов расчета отделителей жидкости. Описания всех этих методов содержат ссылки на ранее опубликованные статьи, а те, в свою очередь, ссылаются на предыдущие работы. Эту цепочку можно продолжить более чем на 50 лет назад. Очевидно, что в этой цепи могли появиться (и появились) ошибки, особенно там, где дело касается пересчета в другие единицы. В тяжелых случаях нужно прочесть исходную работу, чтобы использовать данный метод расчета. Один такой случай обсуждается ниже.

Разнообразие получаемых результатов объясняется тем, что отделители жидкости не одинаковы. Положение входов и выходов, наличие перегородок и туманоуловителей, форма сосудов, типы хладагентов, рабочие условия и прочее влияют на характеристики отделителей жидкости и приводят к разбросу результатов. Производитель, который успешно использует какую-то методику расчета для определенного типа отделителей жидкости, очевидно, будет и в дальнейшем пользоваться ею.

Заключение. Рассмотренные здесь методы расчета отделителей жидкости могут применяться для проверки конструкции и в качестве ориентиров.

Однако без письменного соглашения между Альфа Лаваль и второй стороной относительно конкретной установки, эти ме-

P_{nom}	Номинальное давление, 1 бар = 14,504 psi
T_{nom}	Номинальная температура, 273,16 K = 491,69 °R
ρ_n	Номинальная плотность, 1 кг/м³ = 62,43 * 10 ⁻³ lb/ft³
F_g, F_f	Сила тяжести и сила трения, действующие на каплю
V, V_l, V_g	Объемный расход (общий, пара, жидкости), м³/с или ft³/s
v, v_l, v_g	Линейная скорость (общая, пара, жидкости), м/с или ft/s
M, M_l, M_g	Массовый расход (общий, пара, жидкости), кг/с или lb/s
m, m_l, m_g	Массовая скорость потока, кг/м²*с или lb/ft²*s
y	Доля пара
D_p	Диаметр капли, принят 152 * 10 ⁻⁶ м или 499 * 10 ⁻⁶ ft
v_t	Конечная скорость для капель диаметром D_p , м/с или ft/s
v_{re}	Скорость вторичного уноса жидкости, м/с или ft/s
ρ_l, ρ_g	Плотность жидкости и пара, кг/м³ или lb/ft³
η_l, η_g	Коэффициент динамической вязкости, кг/(м*с) или lb/ft*s
σ	Коэффициент поверхностного натяжения раздела пар-жидкость, Н/м или lb/s²
ϕg^2	Отношение перепадов давления для двухфазной смеси и пара
Общие индексы	
b	«Колено»
v	«Клапан» или «вертикальный»
r	«Внезапное сужение»
e	«Внезапное расширение»
p	«Входное или выходное отверстие ПТО»
tr	«Двухфазный поток со скольжением фаз»
h	«Однородный двухфазный поток» или «горизонтальный поток»
s	«Статический»
f	«Трение»
m	«Количество движения»

Таблица 1. Обозначения и константы в приложении II

тоды не могут служить какими-либо гарантиями, так как Альфа Лаваль, как правило, не продает отделители жидкости и не может принимать на себя ответственность за их конструкцию.

2. Вертикальные отделители жидкости

Принцип работы вертикального отделителя жидкости очень прост. Смесь пара и жидкости входит в сосуд, и пар поднимается вверх с определенной скоростью v , см. рис. 01.



Рис. 03. Расчет горизонтального отделителя жидкости

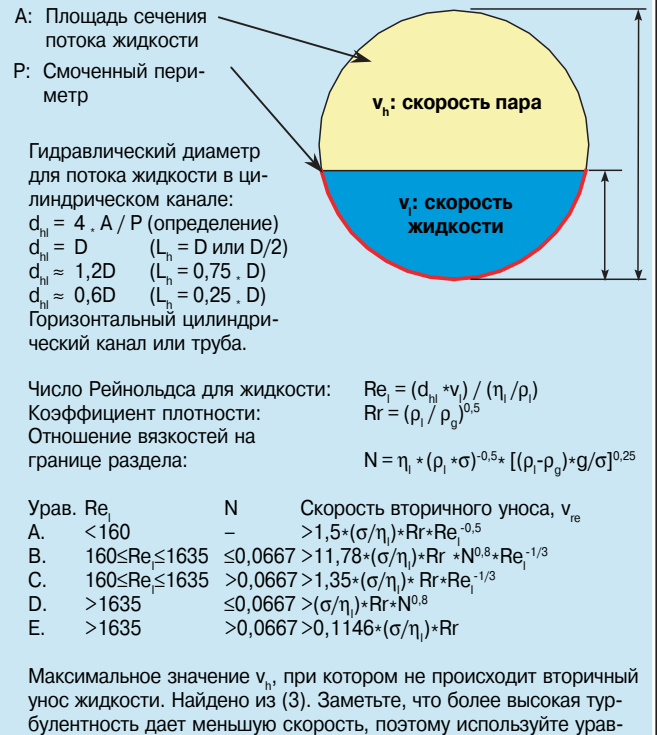


Рис. 04. Вторичный унос капель

Основная часть жидкости сразу стекает вниз, но мелкие капли некоторое время остаются взвешенными в паре. Капли оседают тем медленнее, чем меньше их размер. Чтобы отделить все капли с диаметром больше D_p , которому соответствует конечная скорость v_i , достаточно поддерживать вертикальную скорость пара v_v меньше значения v_i на 10 - 25 %.

Если известны v_v и объемный расход пара V (включая пар, образующийся при дросселировании), можно рассчитать диаметр D и другие размеры отделителя жидкости.

Диаметр капель должен быть от 100 до 200 мкм. Размер 152 мкм дает скорость пара 0,5 м/с для аммиака при температуре -10 °С. Такая скорость применяется во многих промышленных установках, см. ниже.

На рис. 01 и 02 приведена вся необходимая для расчета информация, действительная для любых хладагентов и любой системы единиц, СИ, метрической или британской. См. также таблицу 5, где даны скорости осаждения, и главу 4., «Испарители и сепараторы», §4.

3. Горизонтальные отделители жидкости

Горизонтальные отделители жидкости устроены сложнее, чем вертикальные. Принцип их действия прост, хотя и отличается от принципа действия вертикальных сепараторов. Как и в вертикальных отделителях жидкости, в них требуется осадить капли с диаметром больше определенного диаметра D_p , которому соответствует скорость v_i . Парожидкостная смесь входит в аппарат с одного конца, движется по нему горизонтально и выходит с другого конца. Таким образом, капли перемещаются в двух направлениях:

- ♦ горизонтально вместе с паром, имеющим скорость v_h , на расстояние S_n ,
- ♦ и вертикально со скоростью осаждения (конечной) v_i на расстояние не более S_n .

Если расстояние сепарации Sh достаточно велико, капли успевают осесть независимо от скорости v_h .

Исходя из этого, легко сформулировать критерий расчета. Критическая капля – это капля с диаметром D_p , начинающая горизонтальное движение на максимальной высоте St , т.е. непосредственно от верхней части кожуха, и касающаяся поверхности жидкости на расстоянии сепарации Sh , см. рис. 03.

Другими словами, за время, в течение которого капля опустится со скоростью v_i на высоту St , она должна переместиться по горизонтали со скоростью v_h не дальше, чем на расстояние S_n .

Однако имеется много комбинация диаметра и длины корпуса, удовлетворяющих указанному критерию. Короткий и широкий отделитель жидкости имеет большое расстояние сепарации, но горизонтальная скорость в нем очень мала. Если диаметр уменьшается, длину необходимо увеличить, чтобы компенсировать возрастание скорости потока.

Конструкцию и свойства горизонтального отделителя жидкости можно обобщить, как показано на рис. 03. Это общий метод расчета, действительный для всех типов хладагента. Кроме того, нужно учесть следующее.

- ♦ Длинные узкие корпуса обычно стоят дешевле, так что такие пропорции являются преимуществом.
- ♦ К сожалению, другой эффект не позволяет использовать слишком узкие отделители жидкости. Увеличение скорости пара приводит к вторичному уносу жидкости, т.е. уже отделившаяся от пара жидкость вновь отрывается потоком пара от поверхности. Поэтому скорость пара должна оставаться ниже предельного значения – скорости уноса жидкости v_{re} , которая зависит от геометрии аппарата и от свойств хладагента, см. рис. 04.

В отделителях жидкости низкого давления скорость v_{re} , как правило, много ниже, чем следует из рис. 04.

Скорость вторичного уноса зависит также от силы поверхностного натяжения жидкости. Значение поверхностного натяжения иногда трудно определить. Однако имеется удивительно простая корреляция поверхностного натяжения, σ , и функции абсолютной температуры, в которую входят только известные критические характеристики T_c и P_c и нормальная температура кипения T_b .

$$T_{br} = T_b / T_c \quad (1)$$

$$Q = (0,12 * (1 + T_{br} * \ln(P_c) / (1 - T_{br})) - 0,28) / 1000 \quad (2)$$

$$\sigma = Q + P_c^{2/3} * T_c^{1/3} * (1 - T / T_c)^{11/9} \text{ кг/с}^2 \quad (3)$$

В таблице 5 приводятся значения скорости вторичного уноса для распространенных хладагентов.

- ◆ Эффективность сепарации зависит также от уровня жидкости в аппарате, поскольку он влияет и на высоту сепарации и на скорость пара (см. рис. 03). Предположим, что при максимальном заполнении аппарата жидкость занимает 80 % поперечного сечения. В таком случае расстояние сепарации составляет около 25 % диаметра. Критическая капля движется по линии 1) на рис. 03. Если заполнение отделителя жидкости составляет 50 % поперечного сечения, то скорость пара снижается в 2,5 раза (площадь поперечного сечения увеличивается с 20 до 50 %). А высота сепарации только удваивается, и траектория критической капли показана линией 2).
- ◆ Максимальный уровень жидкости задает проектный предел, если совпадает по времени с максимальной производительностью. Но поскольку в этом отношении возможны изменения, данное обстоятельство требует проверки.
- ◆ В отделителях жидкости с двумя входными патрубками (см. рис. 05 в главе 4, «Испарители и сепараторы») общий поток пара разделяется на две части, и скорость снижается в два раза по сравнению с аппаратом, имеющим один вход. Однако расстояние сепарации также уменьшается вдвое, т.е. эффективность сепарации остается прежней. Существенное преимущество отделителей жидкости с двумя входами состоит в том, что уменьшение скорости означает уменьшение вторичного уноса, поэтому корпус можно сделать более длинным и узким, т.е. более дешевым.
- ◆ Как уже было сказано, количество выходных патрубков не влияет на эффективность сепарации, так как уменьшение скорости пара компенсируется уменьшением расстояния сепарации.
- ◆ При проектировании отделителей жидкости с несколькими входами/выходами нужно исходить из того, какая часть аппарата несет наибольшую нагрузку. Точки ввода пара, образующегося при дросселировании, вероятно, не соответствуют входам/выходам пара, и нагрузка несимметрично распределяется по аппарату.
- ◆ Заметим, что и минимальный, и максимальный уровни жидкости могут находиться ниже уровня отделителя жидкости, если к горизонтальной части аппарата присоединен вертикальный стояк, см. рис 02Б в главе 4, «Испарители и сепараторы». Высота сепарации в этом случае равна диаметру горизонтальной части корпуса.

4. Общие замечания

- ◆ Минимальный уровень жидкости в аппарате должен быть достаточно высоким, чтобы не допустить попадания пара в жидкостную линию. Это особенно важно при насосной циркуляции.
- ◆ Объем отделителя жидкости должен быть достаточно большим, чтобы вместить, как минимум, весь хладагент на стороне низкого давления.
- ◆ В системе, где ПТО размещен близко к отделителю жидкости, для грубой оценки рабочего объема хладагента можно использовать сумму объемов ПТО и подводящей трубы. Когда

теплообменник начинает работать, часть его объема заполняется паром, но, с другой стороны, выходной трубопровод будет частично заполнен жидкостью.

- ◆ Вертикальное поперечное сечение отделителя жидкости должно соответствовать регулирующему вентилю, вероятно, поплавок типа. Если вентиль осуществляет двухпозиционное регулирование, т.е. открывается и закрывается, когда уровень достигает, соответственно, нижнего или верхнего заданного значения, отделитель жидкости нужно спроектировать так, чтобы колебания уровня соответствовали допустимой частоте срабатывания вентиля. Проконсультируйтесь с производителем вентиля.

5. Скорость осаждения капель

Главной проблемой является определение расчетной скорости v_d (или) скорости осаждения v_t для капель выбранного диаметра. Метод, показанный на рис. 01 – 06, требует расчета сил тяжести F_g и трения F_f , действующих на каплю. Скорость осаждения v_t – это скорость, при которой обе силы уравниваются.

Для расчета силы трения необходимо знать коэффициент сопротивления капли, C_d . На графике 02 представлена зависимость C_d от числа Рейнольдса. Там же даны три корреляционные функции. Функция 1 взята из источника (1), функция 2 – из источника (2), а 3 является интерполяцией между двумя важными для промышленных установок режимами потока, т.е. интерполяцией для диапазона $1 < Re < 30$. Заметим, что можно использовать любую из этих функций корреляции, если она действительна для данного значения Re .

Заметьте, что расчет доли сепарированной жидкости невозможен, так как для этого необходимо определить точную функцию распределения размеров капель, что практически невыполнимо.

Поэтому требуются простые корреляционные функции для широко применяющихся отделителей жидкости. Предложен целый ряд таких формул. В большинстве из них скорость осаждения и (или) проектная скорость выражается зависимостью следующего типа:

$$v_t = K_s * ((\rho_l - \rho_g) / \rho_g)^{0,5} \quad (4)$$

Коэффициент K_s либо принимается постоянным, либо является функцией одной или нескольких переменных. В таблице 2 дана сводка значений этого коэффициента из различных источников. Как видно, разброс рекомендованных значений весьма велик.

6. Корреляции для расчета (конечной) скорости осаждения

- a) Используется метод, приведенный на рис 01 и 02. У аммиака при температуре -10 °C для критического диаметра капли 0,152 мм скорость осаждения равна 0,5 м/с, это значение характерно для многих промышленных установок (см. 14, 16 и 17). Поэтому данный диаметр капли был выбран для пересчета скорости осаждения при других рабочих условиях.

Это рекомендуемый метод.

Сравнение данных для R12, R22 и R717 в диапазоне от -40 до 0 °C показывает, что значения K_s (для уравнения 4) лежат в интервале от 0,021 до 0,075 м/с. В табл. 5 приведены значения скорости осаждения для самых распространенных хладагентов.

- b) Непосредственно используем уравнение (4). Большинство источников рекомендует значение K_s 0,03 м/с, что дает для пара аммиака при -10 °C скорость 0,5 м/с.
- c) Объединяем уравнения (4) и 10 на рис. 01. Так как вязкость пара изменяется очень незначительно, а гравитационная постоянная еще меньше, эти величины можно включить в константы. Следовательно,

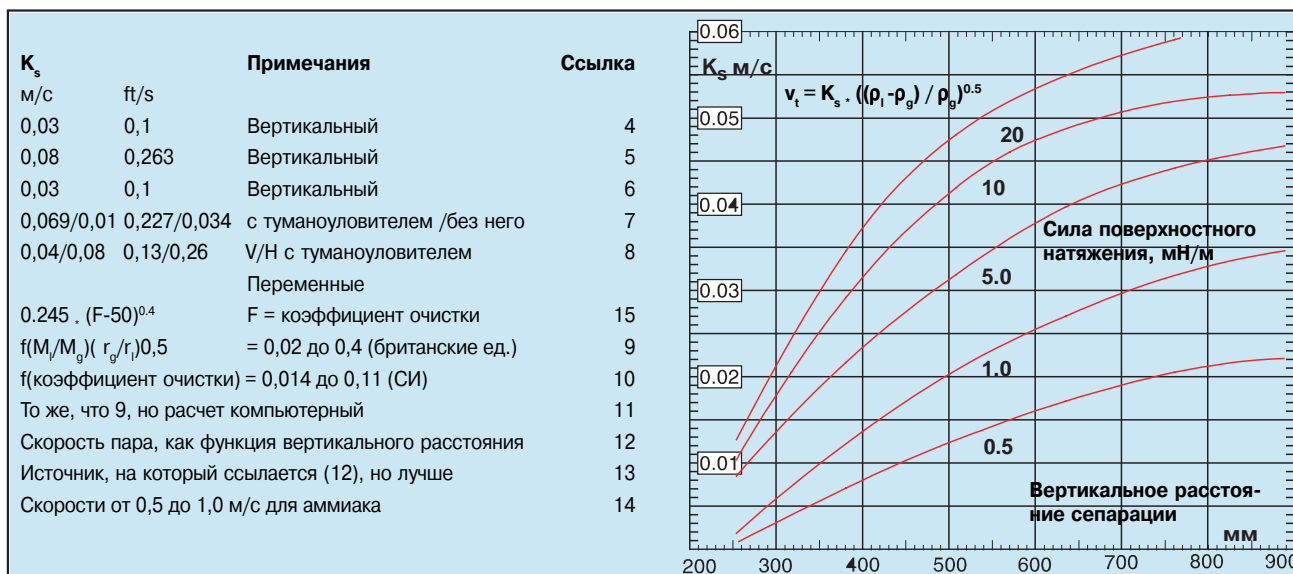


Табл. 2. Сравнение значений Ks из уравнения (4).

Рис. 05. Постоянная скорости Ks

1	K.E. Arnold, C.T. Sikes	стр. 60-64	Oil & Gas Journal	July 21, 1986
2	F.H. Wu	стр. 74-80	Chemical Engineering	April 2, 1984
3	J.C. Viles	стр. 405 - 409	JPT (Society of Petroleum Engineers)	May, 1993
4	A. H. Younger	стр. 201-202	Chemical Engineering	May, 1955
5	E.R. Niemeier	стр. 155-156	Hydrocarbon Proc. and Petroleum. Ref.	June 1961, Vol 40, No 6
6	ASHRAE	стр. 1.7 -1.9	ASHRAE Handbook. Refrigeration	1994
7	A. Gerunda	стр. 81-84	Chemical Engineering	May 4, 1981
8	B. Sigales	стр. 157-156	Chemical Engineering	March 3, 1975
9	R.N. Watkins	стр. 253-256	Hydrocarbon Proc. and Petroleum. Ref.	Nov. 1967, Vol 46, No 11
10	S.S. Alam, S.C. Agarwal	стр. 511-515	CHEMICAL AGE OF INDIA	June 1969, Vol 20, No 6
11	A.K. Coker	стр. 55-62	Oil & Gas Journal	May 10, 1993
12	D.K. Miller	стр.	Proceedings I.I.R	1971
13	G. G. Brown and ass.	стр. 346-349	Unit Operations, John Wiley & Sons Inc.	1950
14	G. Lorentzen	стр. 89-97	Kaltetechnik - Klimatisierung 18 Jahrgang,	Heft 3/1966
15		стр. 11-3,36	Perry's Chemical Engineer's Handbook	5th Ed. 1973
16	C.F. Muller Verlag	стр. 104-107	Ammoniakverdichterkanlagen,	Juli, 1992
17	Maake-Eckert	стр. 287-295	Pohlmann, Tachenbuch der Kaltetechnik	17 Auflage, C.F. Muller
18	HTRI	Design manual	Heat Transfer Research Inc.	1995
19	M. Souders, M., C.G. Brown	Design of fractionating columns Ind. & Eng. Chemistry,		1934

Таблица 3. Список литературы по отделителям жидкости

$$K_s = k' \cdot ((r_i - r_g) \cdot r_i)^{0.328} \quad (5)$$

$k' = 0,00272^2$ (СИ)
 $k' = 0,00893$ (британские единицы)

- d) Используйте туманоуловитель. Он позволяет увеличить допустимую расчетную скорость более чем в шесть раз (7). Следуйте рекомендациям изготовителя туманоуловителя.
- e) ASHRAE [6] предлагает два метода расчета v_t . Один из них представляет собой уравнение (4), в котором K_s равен 0,1 или 0,2 фут/с. Заметим, что в издании 1994 года используется система единиц СИ, но по ошибке K_s осталась в британской системе единиц, т.е. для нее приводится значение 0,1/0,2.

Основной метод взят из источника (12), который ссылается на (13), а тот, в свою очередь, на (19). Этот метод применяется для расчета расстояний между тарелками в дистилляционных колоннах. В дистилляционной колонне (см. рис. 07 в главе 1, «Применения») пар поднимается против движения жидкости со скоростью, выше линейной, т.е., вероятно, происходит усиленный вторичный унос. Скорость зависит также от расстояния между тарелками. Данный метод дает, вероятно, заниженные значения скорости, но зато гарантирует сепарацию.

Главная проблема в том, что в источнике (12) используются расстояния 12", 24" и 36" (ASHRAE вместо 12" ошибочно указывает 10"), т.е. значения, между которыми практически невозможна интерполяция. Поэтому лучше использовать кривые из источника (13), преобразованные в единицы СИ и показанные на рис. 05. Они действительны для вертикальных отделителей жидкости.

7. Пример расчета

Пар из аммиачного испарителя производительностью 1000 кВт вместе с паром, образующимся при дросселировании, должен быть отделен от жидкости в горизонтальном сепараторе. Температура пара 0 °C, расход около 0,92 кг/с. Рассчитаем v_t по уравнению (5).

$$\rho_l = 638,6 \text{ кг/м}^3, \rho_g = 3,457 \text{ кг/м}^3, h_l = 1872 \cdot 10^{-6} \text{ кг/м} \cdot \text{с}$$

$$\sigma = 26,76 \text{ мН/м. Объемный расход равен } 0,266 \text{ м}^3/\text{с.}$$

$$v_t = 0,00272 \cdot ((\rho_l - \rho_g) \cdot \rho_g)^{0.328} \cdot ((\rho_l - \rho_g) / \rho_g)^{0.5} = 0,46 \text{ м/с}$$

Более строгое вычисление, приведенное в табл. 5(5А и рис. 1 и 2) дает значение 0,45 м/с.

Попробуем горизонтальную скорость $3 \cdot 0,47 = 1,41$ м/с и половинное заполнение аппарата. В этом случае диаметр равен:

$$D = (8 \cdot 0,266 / \pi \cdot 1,41)^{0.5} = 0,693 \text{ м. Принимаем диаметр } 700 \text{ мм.}$$

Минимальная длина Sh (учитывая, что $St = 0,7/2$) равна $0,35 \cdot 1,41 / 0,47 = 1,05$ м.

Это дает слишком малый объем и недостаточное время пребывания. Увеличим длину корпуса до 3,5 м. Время пребывания составит $3,5 / 1,41 = 2,5$ сек. Немного, но с другой стороны длина корпуса намного больше, чем требует расчет.

Существует ли опасность вторичного уноса? Рисунок 04 дает $N = 0,000995$. Используем уравнение D и получаем $V_{max} = 7,70$ м/с, т.е. эта проблема не возникает. См. также табл. 05.

8. Падения давления в термосифонном контуре

Схематическое изображение перепадов давления в термосифонных контурах дано на рис. 06 и рис. 03 в главе 4, «Испарители и сепараторы». Этот контур можно разделить на три участка.

8.1. Отделитель жидкости – испаритель. Падения давления в однофазном потоке.

- ♦ **Перепад гидростатического давления**, движущая сила циркуляции, создается за счет перепада высоты между уровнем жидкости в сепараторе и входом в испаритель

$$\Delta p_{st} = \rho_l \cdot g \cdot \Delta H_l \quad (6)$$

- ♦ **Потери давления на трение**. Формулы их расчета можно найти в большинстве инженерных справочников. В частности:

$$m = M / (\pi \cdot D^2 / 4) \quad (7)$$

$$Re_l = m \cdot D / \eta_l = v_l \cdot D / (\eta_l / \rho_l) \quad (8)$$

$$f_l = 0,0055 / Re_l^{0,2} \quad (9)$$

$$\Delta p_{tr} = 4 \cdot f_l \cdot (L/D) \cdot m^2 / (2 \cdot \rho_l) \quad (10)$$

Потери давления на трение нужно рассчитать для каждой трубы диаметра D и длины L и для соответствующего массового расхода жидкости, m , или скорости v_l . Эта длина должна включать длину пути в коленах, арматуре, фитингах и т.д.

- ♦ **Потери давления в местных сопротивлениях** – в арматуре, фитингах, коленах и т.д. с учетом массовой скорости жидкости, m :

$$\Delta p_r = \sum k_l \cdot m^2 / (2 \cdot \rho_l) = \sum k_l \cdot \rho_l \cdot v_l^2 / 2 \quad (11)$$

Коэффициенты k_l можно найти в большинстве инженерных справочников. Некоторые примеры приведены на рис. 06.

- ♦ **Изменение количества движения**. При изменении скорости, вызванном изменением доли паровой фазы или поперечного сечения, происходит изменение количества движения, что выражается изменением давления.

* С увеличением скорости давление уменьшается.

* С уменьшением скорости давление увеличивается.

В однофазных потоках, когда скорость изменяется от значения 1 до значения 2, изменение давления определяется прямым расчетом:

$$\Delta p_{mi} = (m^2 / \rho_l)_2 - (m^2 / \rho_l)_1 \quad (12)$$

Необходимо заметить, что падение давления, например, при внезапном сужении, складывается из двух эффектов: потери, выраженные уравнением 11, падение из-за изменения количества движения – уравнение 12.

Так, если за внезапным сужением следует эквивалентное внезапное расширение, происходит падение давления вследствие изменения количества движения при сужении, которое затем восстанавливается при внезапном расширении. Но кроме этого и при сужении, и при расширении имеются невозвратимые потери давления, которые определяются коэффициентами k , указанными на рис. 06 и в табл. 5. В замкнутом контуре с однофазной средой все внезапные сужения и расширения компенсируют друг друга, и в результате в таком контуре нет изменения количества движения.

8.2. Испаритель. Падения давления в однофазном и двухфазном потоках.

Расчет падения давления в теплообменниках с фазовым переходом – исключительно сложная задача, которая выходит за рамки данного руководства.

Указанное изготовителем значение падения давления в испарителе (или в конденсаторе) обязательно включает в себя и

гидростатическое давление, и изменение количества движения, и потери на трение. В отличие от этого, для теплообменника с однофазным потоком обычно учитываются только потери давления на трение.

8.3. Испаритель – сепаратор

Проектируя трубу от испарителя к сепаратору, конструктор должен проплыть между Сциллой и Харибдой.

Если выбрать слишком большой диаметр трубы, поток становится неустойчивым и возникают проблемы с управлением испарителем.

Если диаметр трубы, наоборот, занижен или она имеет много клапанов и изгибов, общее падение давления окажется слишком большим и требуемый расход не будет обеспечен. Слишком малый диаметр выходного трубопровода может привести к запырению потока (см. §3.5 в главе 4, «Испарители и сепараторы»).

Паровая фракция оказывает очень сильное влияние на падение давления. Повышение доли пара в потоке снижает и падение давления, обусловленное разными факторами, и минимальную скорость, но одновременно снижает и эффективность теплообмена в испарителе. На практике доля пара в ПТО составляет от 0,7 до 0,9.

8.3.1. Модели двухфазных потоков

Потоки двухфазной парожидкостной смеси, движущиеся в трубопроводе, канале ПТО, теплообменной трубе или другом канале, можно классифицировать по режимам движения, см. рис. 01 Б в главе 4, «Испарители и сепараторы». Фактический режим движения зависит от диаметра трубы, доли паровой фазы, относительной плотности и вязкости пара и жидкости.

Поток можно также классифицировать по признаку сил, которыми определяется режим движения: гравитационный режим и сдвиговый режим.

- ♦ В **гравитационном режиме** потока имеет значение направление течения (горизонтальный, вертикальный восходящий или нисходящий), так как пар и жидкость имеют тенденцию разделяться не только под действием силы тяжести, но и под влиянием центробежных сил.

- ♦ В **сдвиговом режиме** потока турбулентность и, соответственно, сила сдвига велики. Поэтому поведение парожидкостной смеси зависит, в основном, не от направления, а от параметров потока.

Важная классификация, особенно для проектных расчетов, это выделение разделенных и однородных потоков.

- ♦ В **разделенном потоке** пар и жидкость движутся с разными скоростями, но с равным падением давления. Плотность двухфазной смеси и скорости фаз с трудом поддаются расчету и должны определяться по экспериментально установленным корреляциям. Модель разделенного потока полезна для расчета падения давления в трубах при значениях массового расхода и доли паровой фазы, характерных для выходной трубы термосифона.

- ♦ В **однородном потоке** пар и жидкость движутся с одинаковой скоростью. Плотность и скорость двухфазной смеси легко рассчитывается по массовым долям и плотностям фаз. Этот режим также называют потоком без скольжения фаз.

Модель однородного потока применима для корреляции местных падений давления в клапанах, коленах, фитингах и т.п. и в трубах при очень больших массовых скоростях потока и при высокой доле паровой фазы. Однородный поток обычно имеет сдвиговый режим.

В этом приложении индекс h относится к однородному потоку, а tr – к потоку со скольжением фаз, например, ρ_h и ρ_{tr} это плотности однородного потока и потока со скольжением фаз, соответственно.

Найденные корреляции падения давления сильно отличаются

друг от друга, так как очень трудно определить точную корреляцию для двухфазной смеси.

- ◆ Поведение парожидкостной среды сильно отличается в зависимости от того, входит ли она в трубу хорошо разделенной и перемешанной.
- ◆ Эффект поверхностного натяжения сдвига на границах жидкость – жидкость и жидкость – стенка очень плохо изучен.
- ◆ Важную роль играет эффект входа в трубу.
- ◆ Корреляции, полученные для труб небольшого диаметра, не всегда можно масштабировать для больших труб.
- ◆ Возможно формирование стоячей звуковой волны, которая меняет характер потока.
- ◆ Некоторые параметры трудно определить экспериментально, что отражается на достоверности корреляций.
- ◆ Данные для двухфазного и однофазного потока плохо коррелируют. В этом отношении результаты сильно отличаются в зависимости от источника, методов измерения, расчета и т. д.
- ◆ Загрязнение маслами, водой, остатками моющих средств и т. д. изменяет физические свойства хладагента.

Пройдя несколько клапанов, фитингов, отводов и т.д. поток может значительно измениться, и падения давления на первом и на последнем метрах трубы могут сильно отличаться, несмотря на одинаковые параметры потока.

8.3.2. Падение давления в двухфазных потоках

В таблице 5 приводятся ряд данных для некоторых хладагентов: физические свойства, скорости осаждения и вторичного уноса в отделителе жидкости, минимальный расход в вертикальной трубе и падения давления двухфазной смеси, обусловленные разными факторами.

- ◆ **Перепад гидростатического давления** в направленном вертикально вверх потоке. Жидкая фаза движется медленнее, чем паровая (разделенный поток), и пропорционально этому поперечное сечение больше заполнено жидкостью, т.е. в двухфазном потоке со скольжением фаз плотность среды выше, чем в однородном потоке. Зависимость плотности среды в потоке со скольжением фаз от физических характеристик хладагента и рабочих условий интенсивно изучалась, но остается не вполне понятной и плохо описывается количественно.

Для расчета перепада гидростатического давления применяется следующая зависимость:

$$\Delta p_{стп} = p_{тп} * g * \Delta h_{тп} \quad (13)$$

В нисходящем потоке возможно повышение давления, но это явление обычно не учитывают, поскольку его трудно получить на практике.

- ◆ **Потери давления на трение.** Наиболее популярный способ – это расчет потери давления для однофазного потока, т.е. потока пара, Δp_g , с последующим умножением на поправочный коэффициент ϕ_g^2 .

$$\Delta p_{тр} = \Delta p_g * \phi_g^2 \quad (14)$$

Как и в случае однофазного потока, падение давления рассчитывается для каждого участка трубы длины L и диаметра D.

Нужно отметить, что поправочный коэффициент двухфазного трения обнаруживает удивительное постоянство при постоянной доле пара. Для оценки падения давления в двухфазной смеси можно умножить падение давления пара на следующие коэффициенты:

$$\text{все углеводороды} \quad \phi_g^2 = 2,3 \quad (15)$$

$$\text{аммиак} \quad \phi_g^2 = 2,0 \quad (16)$$

В таблице 5В приведены множители ϕ_g^2 и перепады давления пара на один метр вертикальной колонны диаметром

0,1 м для двухфазной смеси с долей пара 85 % и соответствующей минимальной скоростью.

Заметьте, что перепад гидростатического давления от скорости и диаметра. Его легко можно пересчитать для других значений скорости и диаметра, как это показано в табл. 5.

Горизонтальный и нисходящий потоки двухфазной смеси обнаруживают меньшие потери на трение, чем дает расчет для восходящего потока.

- ◆ **Потери давления в местных сопротивлениях – в арматуре, фитингах, коленах и т.д.** Корреляционные зависимости, полученные экспериментальным путем, сильно отличаются друг от друга. Умножение плотности среды для однородного двухфазного потока, ρ_h , на коэффициент падения давления для однофазного потока обычно дает воспроизводимые результаты. Эта формула использована в таблице 5В.

$$\rho_h = 1 / ((1 - y) / \rho_l + y / \rho_g) \quad (17)$$

$$\Delta p_{лн} = \sum k_i * \rho_h * v_h^2 / 2 = \sum k_i * m^2 / (2 * \rho_h) \quad (18)$$

- ◆ **Изменение количества движения.** Расчет падения давления для двухфазных потоков затруднен, так как необходимо находить корреляции для плотности двухфазной среды.

Вообще говоря, корреляции плотности во внезапных сужениях и расширениях для однородного потока оказываются более надежными, чем для разделенного.

От входа к выходу испарителя происходит большое изменение количества движения, поскольку среда переходит из жидкого состояния в двухфазное со значительным увеличением объема. Это изменение количества движения включается в перепад давления в испарителе и в настоящем параграфе не рассматривается.

В данном циркуляционном контуре обычно не происходит изменения доли пара, поэтому количество движения изменяется только в сужениях и расширениях.

$$\Delta p_{мтр} = (m^2 / \rho_h)_2 - (m^2 / \rho_h)_1 \quad (19)$$

На входе парожидкостной смеси в отделитель жидкости происходит значительное восстановление давления (наряду с потерей давления в местном сопротивлении). Однако это восстановление давления обычно не принимается во внимание. Для этого, должно быть, имеются причины. Пар, вероятно, несколько раз поворачивает в отделителе жидкости, и это не учитывается. Кроме того, в аппарате могут быть направляющие лопатки, отражательные пластины и т.п.

8.4. Корреляционные зависимости падения давления

Внимание! Осторожно используйте корреляционные зависимости падения давления, взятые из различных источников. Принятый в Европе коэффициент сопротивления в трубах в четыре раза больше коэффициента трения (в уравнении Феннинга), применяемого в Америке и в данном руководстве (множитель 4 * f в уравнении 10).

Кроме того, проверьте поперечные сечения местных сопротивлений (входных и выходных патрубков, внезапных сужений и т.п.).

8.5. Ограничения

См. также «Испарители и сепараторы» § 3.4.

8.5.1. Минимальный двухфазный поток

Минимальная массовая скорость $m_{мин}$ и минимальная скорость однородного двухфазного потока $v_{мин}$ для кольцевого восходящего потока приведены в таблице 5В.

Иногда можно применять встряхивающийся поток, но в этом случае возможна неустойчивость. Нижний предел пробкового

потока составляет 30 – 50 % от предела для встряхивающегося потока.

Не используйте режимы с меньшей скоростью, чем у встряхивающегося потока, т.е. пробковый и волновой потоки, т.к. при этом система неустойчива.

8.5.2. Обратный поток

Если сопротивление потоку на выходе испарителя слишком велико, образующийся пар может выходить недостаточно быстро, из-за чего жидкость выдавливается во входную ветвь.

Надежных исследований допустимого перепада давления на выходе, к сожалению, немного, но можно рекомендовать в качестве предела 25 % общего напора. Для ПТО этот перепад должен учитывать сопротивление патрубков. Допустимый перепад давления на выходе испарителя обычно указывается в его технических характеристиках. Если этот перепад не указан, его можно оценить по скорости однородного потока в выходном патрубке v_n по следующей формуле:

$$\Delta p_{ng} = 1,5 * \rho_n * v_n^2 / 2 = 1,5 * m^2 / (2 * \rho_n) \quad (20)$$

Внимание! Ни в коем случае не устанавливайте регулирующий клапан между выходом испарителя и отделителем жидкости. Если клапан необходим, он должен стоять перед испарителем.

8.5.3. Увеличение температуры испарения

Температура в испарителе выше, чем в отделителе жидкости, и эта разность определяется перепадом давления между ними. В таблице 5А приводится угловой коэффициент линии давления насыщенного пара, который можно использовать для оценки увеличения температуры.

Пример. Угловой коэффициент линии давления насыщенного аммиака при 0 °С равен 6,23 К/бар. Падение давления в выходной трубе 3,32 кПа означает, что температура в испарителе выше температуры в отделителе жидкости приблизительно на $0,0332 * 6,23 = 0,21$ К.

Эта проблема становится особенно острой в случае большого перепада высоты при низком давлении, но в любом случае данный эффект способен серьезно понизить СРТ в испарителе. Его необходимо учитывать, хотя нет никаких правил, определяющих предельно допустимую разность температур между испарителем и отделителем жидкости.

8.5.4. Запас падения давления

Давление создающее движущую силу, должно на 20 – 50 % превышать общее падение давления.

8.5.5. Неравномерное распределение по каналам испарителя

Затопленный испаритель менее чувствителен к неравномерному распределению хладагента по каналам, чем испаритель непосредственного расширения. Неравномерное распределение означает градиент расхода хладагента через каналы ПТО от первого к последнему вследствие слишком большого падения давления во входном патрубке.

Более подробно это явление и вытекающие ограничения описаны в руководстве по проектированию испарителей.

8.6. Баланс перепадов давления

Контур термосифона находится в равновесии, если движущая сила – гидростатическое давление – равна сумме падений давления, т.е.:

- ◆ Гидростатическое давление + Уравнение 6
- ◆ Входная ветвь (жидкость) - Уравнения 10, 11 и 12
- ◆ Испаритель - Из технических характеристик
- ◆ Выходная ветвь - Уравнения 13 – 19 и табл. 5

С учетом указанных ограничений:

- ◆ пределы § 8.5 (табл. 5В)

По определению, работающий термосифонный контур всегда находится в равновесии, но что произойдет, если движущая сила отличается от суммы номинальных падений давления?

8.6.1. Слишком большая движущая сила

- ◆ В действующей системе увеличивается циркуляция, т.е. больше жидкости поступает в испаритель, и падение давления однофазной и двухфазной среды возрастает до тех пор, пока не установится равновесие. Теплопередача в испарителе может также улучшиться, а повышенное из-за большего расхода пара давление способствует установлению равновесия в системе.
- ◆ Кроме того, большой напор позволяет выбрать испаритель меньшего размера.
- ◆ Отделитель жидкости можно разместить ниже.
- ◆ Напор можно снизить до требуемого уровня регулирующим клапаном, установленным перед испарителем.
- ◆ Можно уменьшить диаметр трубопровода.

8.6.2. Недостаточная движущая сила

- ◆ Циркуляция уменьшается, и все потери давления снижаются. Теплообмен в испарителе может ухудшиться, а уменьшенный расход пара способствует установлению равновесия в системе. Обратите внимание, что это означает снижение производительности испарителя.
- ◆ Конструктор может снизить потери давления, увеличив диаметр труб, выбрав другие клапаны и т.д.
- ◆ Можно также увеличить напор, т.е. перепад высот между отделителем жидкости и испарителем. Помните, что в системах с низким рабочим давлением это может ухудшить испарение, см. § 3.4 в главе 4.
- ◆ Можно уменьшить требуемый напор, увеличив испаритель, но это другой метод уравнивания перепадов давления. Имеется оптимальное соотношение между снижением стоимости трубопроводов и увеличением стоимости испарителя.

9. Насосная циркуляция

Вышеописанные методы можно использовать и в случае принудительной циркуляции. Движущая сила в этом случае создается, в основном, насосом. Напор снижается до требуемого уровня клапаном, установленным между насосом и испарителем.

Заметьте, что во избежание кавитации насос обычно помещают заметно ниже отделителя жидкости и теплообменника. Это увеличивает давление и, следовательно, переохлаждение в насосе. По той же причине нежелательны местные сопротивления перед насосом, например, клапаны.

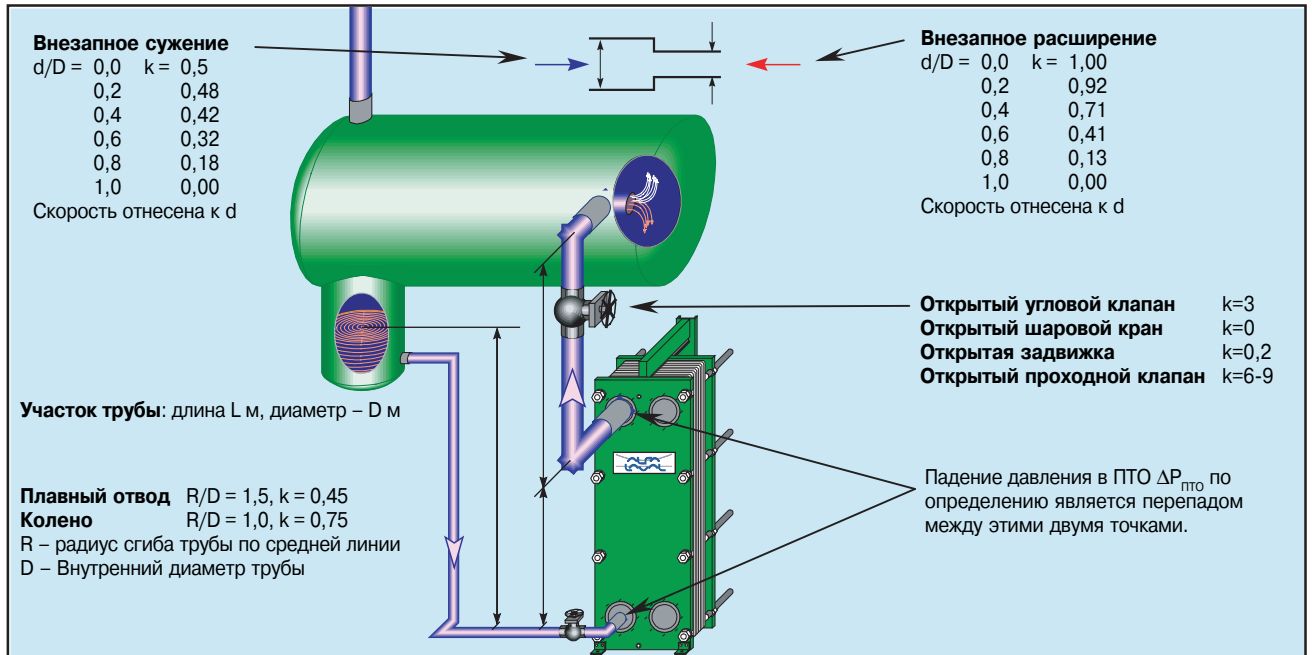


Рис. 06. Падения давления в термосифонном контуре

Величина	Единицы	Значение	Расчет гидростатического давления или падения давления	Результат,
Полный массовый расход, M	кг/с	0,9556	(обратите внимание на отличие от расчетов для отделителя жидкости)	кПа
Доля пара, y		0,80		
Вход: гидростатический напор	м	2,5	$\Delta p_{st} = 638 * 9,8054 * 2,5 = 15639 \text{ Па}$	+ 15,64
Диаметр, D	м	0,05	$D = 0,05$	
Скорость	м/с	0,7947	$v_1 = 0,7947$	
1) Динамическое давление	кПа		$(\Delta p_{\text{дин}} = 638 * 0,7947^2 / 2 = 201 \text{ Па} = 0,201 \text{ кПа})$	
1) Число Рейнольдса			$(Re_1 = 0,795 * 0,05 / (0,000187 / 638) = 135566)$	
1) Длина трубы, L	м	2,5	$\Delta p_{tr} = 4 * (0,055 / 135566^{0,2}) * (2,5 / 0,05) * 0,201 =$	-0,021
1) Количество колен		3	$\Delta p_{kl} = 4 * 0,75 * 0,201 =$	-0,030
1) Количество проходных клапанов		1	$\Delta p_{kl} = 1 * 6 * 0,201 =$	-1,21
1) Количество внезапных сужений		1	$\Delta p_{sl} = 1 * 0,45 * 0,201 =$	-0,09
1) Количество внезапных расширений		1	$\Delta p_{el} = 1 * 1,1 * 0,201 =$	-0,22
Выход: диаметр, D	м	0,15		
Скорость	м/с	13,6	v_n	
2) Напор двухфазной среды	м	1,96	$\Delta p_{stp} = 1,96 * 0,454 =$	-0,89
2) Длина трубы, L	м	4	$\Delta p_{trp} = 4 * 0,0162 * (13,6 / 4,88)^{1,8} / (0,1 / 0,15)^{1,2} =$	-0,25
2) Количество плавных отводов		3	$\Delta p_{otp} = 3 * 0,0232 * (13,6 / 4,88)^2 =$	-0,54
2) Количество угловых клапанов		1	$\Delta p_{vtp} = 1 * 0,1544 * (13,6 / 4,88)^2 =$	-1,20
2) Количество внезапных сужений		0		
2) Количество внезапных расширений		1	$\Delta p_{etp} = 1 * 0,0566 * (13,6 / 4,88)^2 =$	-0,44
Напор в МК15BW	м	1,04	$\Delta P_{\text{ПТО}} = 6,61 \text{ (канал)} + 0,69 \text{ патрубков}$	-7,30
Суммарное давление				+2,99
Минимальная требуемая скорость	м/с	5,98	$(v_{\text{hmin}} = 4,88 * (0,15 / 0,1)^{0,5} = 5,98)$	Соответствует
Обратный поток: $(0,89 + 0,25 + 0,54 + 1,2 + 0,44 + 0,69) = 4,01 \text{ кПа}$, т.е. 25,6 % общего давления				Соответствует
Увеличение температуры в испарителе $4,04 * 6,23 / 100 = 0,25 \text{ К}$. Сверьте с характеристиками испарителя.				Соответствует
Запас давления. Гидростатическое давление, 15,64 кПа, на 24 % больше полного $\rho = 15,64 - 2,99 \text{ кПа}$				Соответствует
1) Расчеты проводились по уравнениям (6) –(11)			2) Расчеты проводились по табл. 5В.	
♦ Отделитель жидкости присоединен к полусварному испарителю МК15BW-35LG/36LW, 32 м ² .			♦ Движущую силу можно увеличить, опустив испаритель относительно отделителя жидкости. Увеличение перепада высот на 1 м означает увеличение движущей силы на 6,25 кПа, в то время как падение давления из-за гидростатического давления и трения возрастает только на 0,46 и 0,06 кПа. Однако при этом возрастает температура испарения.	
♦ Если движущая сила слишком мала, обдумайте возможность установки шаровых кранов вместо угловых и проходных клапанов.				

Таблица 4. Пример 2. Данные из примера 1.

Хладагент и его общие характеристики	Температура °С	Давление бар 1)	Угл. коэф. К/бар 1)	Скрытая теплота кДж/кг 1)	Плотность кг/м ³		Вязкость м/с		Скорость		
					Жидк. ρ _л	Пар ρ _в	Однородный ρ _{ном.}	η _л	η _в	Осажд. капель 152 мкм	
										Вторичного уноса V _{ре}	Пар V _т
R404a Мол. м. = 97,6 T _c = 73,0 °С P _c = 37,8 бар t _b = -47,0 °С	-40	1,327	16,5	195,5	1288	7,070	8,825	0,2996	0,00935	0,715	4,39
	-30	2,045	11,9	188,7	1256	b10,65	13,28	0,2615	0,00977	0,632	3,51
	-20	3,030	8,81	181,5	1223	15,54	19,36	0,2292	0,01021	0,561	2,84
	-10	4,341	6,71	173,7	1188	22,05	27,44	0,2014	0,01066	0,499	2,30
	0	6,042	5,23	165,3	1151	30,62	38,02	0,1771	0,01113	0,443	1,87
	10	8,200	4,15	156,0	1112	41,81	51,78	0,1555	0,01164	0,393	1,51
20	10,89	3,35	145,6	1068	56,40	69,58	0,1359	0,01221	0,345	1,21	
R134a Мол. м. = 102,03 T _c = 101,2 °С P _c = 40,67 бар t _b = -26,7 °С	-40	0,5121	37,2	225,9	1418	2,769	3,460	0,4722	0,00912	0,927	7,69
	-30	0,8438	25,0	219,5	1388	4,426	5,528	0,4064	0,00952	0,816	6,00
	-20	1,327	17,5	212,9	1358	6,784	8,469	0,3530	0,00992	0,724	4,75
	-10	2,006	12,6	206,0	1327	10,04	12,53	0,3086	0,01033	0,645	3,82
	0	2,928	9,43	198,6	1295	14,43	17,99	0,2711	0,01073	0,577	3,09
	10	4,146	7,22	190,7	1261	20,23	25,19	0,2388	0,01115	0,517	2,52
20	5,717	5,66	182,3	1225	27,78	34,53	0,2107	0,01158	0,464	2,06	
R22 Мол. м. = 86,5 T _c = 96,15 °С P _c = 50,54 бар t _b = -40,86 °С	-40	1,052	20,4	233,2	1407	4,873	6,086	0,3426	0,00979	0,797	6,21
	-30	1,639	14,5	226,8	1377	7,379	9,211	0,3046	0,01021	0,708	4,94
	-20	2,453	10,6	220,0	1347	10,79	13,46	0,2719	0,01063	0,633	3,9
	-10	3,548	7,98	212,8	1315	15,32	19,09	0,2434	0,01106	0,567	3,25
	0	4,980	6,17	205,0	1282	21,23	26,43	0,2182	0,01150	0,510	2,66
	10	6,809	4,88	196,7	1247	28,82	35,82	0,1957	0,01196	0,458	2,19
20	9,100	3,93	187,6	1210	38,48	47,72	0,1753	0,01243	0,411	1,80	
R507 Мол. м. = 98,9 T _c = 71,0 °С P _c = 37,9 бар t _b = -47,0 °С	-40	1,408	15,9	191,5	1297	7,618	9,509	0,2965	0,00940	0,707	4,24
	-30	2,156	11,4	184,9	1264	11,42	14,24	0,2592	0,00982	0,625	3,39
	-20	3,178	8,52	177,6	1231	16,57	20,64	0,2274	0,01026	0,556	2,74
	-10	4,534	6,51	170,0	1195	23,44	29,16	0,1999	0,01072	0,494	2,22
	0	6,287	5,08	161,5	1157	32,46	40,29	0,1757	0,01121	0,438	1,81
	10	8,506	4,04	152,2	1117	44,23	54,75	0,1541	0,01173	0,388	1,46
20	11,26	3,27	141,9	1073	59,58	73,45	0,1346	0,01233	0,340	1,17	
NH₃ Мол. м. = 17,03 T _c = 132,3 °С P _c = 113,3 бар t _b = -33,3 °С	-40	0,7169	26,0	1389	690,2	0,6438	0,8046	0,2812	0,00786	0,724	21,2
	-30	1,194	17,2	1360	677,8	1,037	1,296	0,2441	0,00815	0,641	16,5
	-20	1,901	11,9	1329	665,1	1,603	2,003	0,2144	0,00845	0,572	13,1
	-10	2,907	8,46	1297	652,1	2,391	2,986	0,1902	0,00875	0,513	10,5
	0	4,294	6,23	1262	638,6	3,457	4,315	0,1701	0,00906	0,462	8,53
	10	6,150	4,71	1226	624,6	4,868	6,073	0,1530	0,00936	0,417	6,98
20	8,575	3,65	1186	610,2	6,703	8,356	0,1383	0,00968	0,378	5,76	
R1270 Мол. м. = 42,08 T _c = 92,4 °С P _c = 46,65 бар t _b = 47,7 °С	-40	1,419	16,8	430,5	599,4	3,225	4,026	0,2201	0,00604	0,578	6,11
	-30	2,123	12,4	418,7	586,5	4,699	5,862	0,1936	0,00630	0,517	4,96
	-20	3,066	9,33	406,1	573,1	6,642	8,279	0,1711	0,00656	0,464	4,06
	-10	4,295	7,23	392,5	559,2	9,154	11,40	0,1516	0,00682	0,417	3,35
	0	5,859	5,73	377,8	544,6	12,35	15,35	0,1347	0,00709	0,376	2,78
	10	7,809	4,63	361,8	529,3	16,39	20,33	0,1196	0,00737	0,339	2,31
20	10,19	3,80	344,3	513,0	21,44	26,52	0,1061	0,00767	0,304	1,92	
CO₂ Мол. м. = 44,0 T _c = 31,06 °С P _c = 73,84 бар t _b = -78,4 °С	-50	6,826	3,61	339,7	1154	17,96	22,36	0,2306	0,01103	0,494	3,11
	-40	10,04	2,71	322,4	1116	26,15	32,50	0,1986	0,01157	0,434	2,45
	-30	14,26	2,09	303,5	1075	37,10	45,98	0,1711	0,01213	0,381	1,94
	-20	19,67	1,65	282,4	1031	51,65	63,76	0,1469	0,01274	0,332	1,52
	-10	26,45	1,33	258,6	983,2	71,04	87,22	0,1253	0,01345	0,286	1,17
	0	34,81	1,08	230,9	928,1	97,32	118,5	0,1054	0,01431	0,241	0,88
10	44,97	0,898	197,2	861,7	134,4	161,7	0,08637	0,01546	0,194	0,62	
Вода Мол. м. = 18,015 T _c = 373,95 °С P _c = 220,64 бар t _b = 99,974 °С	80	0,4736	52,2	2308	971,8	0,3533	0,4416	0,351	0,01122	0,844	33,9
	90	0,7011	37,5	2283	965,3	0,4235	0,5293	0,311	0,01162	0,795	31,3
	100	1,013	27,6	2256	958,4	0,5977	0,7470	0,279	0,01202	0,729	26,5
	110	1,433	20,8	2230	951,0	0,8264	1,033	0,252	0,01242	0,670	22,6
	120	1,985	15,9	2202	943,1	1,122	1,402	0,230	0,01280	0,619	19,5
	130	2,701	12,4	2174	934,8	1,496	1,869	0,211	0,01317	0,574	16,8
140	3,614	9,76	2144	926,1	1,967	2,457	0,195	0,01354	0,533	14,6	

Таблица 5А. Физические свойства некоторых хладагентов, включая скорости осаждения капли диаметром 152 мкм и скорости вторичного уноса в горизонтальном отделителе жидкости

Хладагент	Темп. °С	Мин. расход		Двухфазное ΔP		ΔP на местных сопротивлениях (однородный)							
		Массовый расход	Линейная скорость	гидростатическое	множитель для пара	Скоростное давление $k=1$	Угловой клапан $k=3,0$	Задвижка $k=0,2$	Плавный отвод $k=0,45$	Колено $k=0,75$	Внезапное сужение $k=0,45$	Внезапное расширение $k=1,1$	
		4), 6) M_{min}	4), 6) v_{hmin}	2), 5), 11) ΔP_{stp} ϕ_v^2		2), 5) ΔP_{ftp}	4), 9), 10) Δp_{vhh}	Δp_{avh}	Δp_{gvh}	Δp_{lbh}	Δp_{sbh}	Δp_{srh}	Δp_{seh}
		кг/ч	м/с	кПа		кПа	кПа	кПа	кПа	кПа	кПа	кПа	кПа
404a	-40	1213	4,86	0,937	2,20	0,0310	0,1043	0,3128	0,0209	0,0469	0,0782	0,0469	0,1147
	-30	1594	4,24	1,314	2,26	0,0350	0,1196	0,3587	0,0239	0,0538	0,0897	0,0538	0,1315
	-20	2084	3,81	1,729	2,32	0,0403	0,1403	0,4209	0,0281	0,0631	0,1052	0,0631	0,1543
	-10	2711	3,49	2,166	2,38	0,0470	0,1675	0,5025	0,0335	0,0754	0,1256	0,0754	0,1843
	0	3513	3,27	2,611	2,42	0,0554	0,2030	0,6089	0,0406	0,0913	0,1522	0,0913	0,2233
	10	4540	3,10	3,058	2,45	0,0659	0,2490	0,7471	0,0498	0,1121	0,1868	0,1121	0,2739
R134a	20	5862	2,98	3,495	2,47	0,0786	0,3089	0,9266	0,0618	0,1390	0,2317	0,1390	0,3398
	-40	704	7,20	0,357	2,06	0,0278	0,0897	0,2691	0,0179	0,0404	0,0673	0,0404	0,0987
	-30	924	5,91	0,601	2,13	0,0296	0,0966	0,2897	0,0193	0,0435	0,0724	0,0435	0,1062
	-20	1202	5,02	0,908	2,20	0,0323	0,1067	0,3200	0,0213	0,0480	0,0800	0,0480	0,1173
	-10	1554	4,39	1,268	2,27	0,0360	0,1206	0,3618	0,0241	0,0543	0,0905	0,0543	0,1327
	0	2001	3,94	1,668	2,33	0,0408	0,1393	0,4179	0,0279	0,0627	0,1045	0,0627	0,1532
R22	10	2567	3,60	2,092	2,38	0,0469	0,1636	0,4909	0,0327	0,0736	0,1227	0,0736	0,1800
	20	3281	3,36	2,530	2,42	0,0545	0,1950	0,5849	0,0390	0,0877	0,1462	0,0877	0,2145
	-40	986	5,73	0,660	2,09	0,0298	0,0998	0,2995	0,0200	0,0449	0,0749	0,0449	0,1098
	-30	1276	4,90	0,979	2,17	0,0327	0,1106	0,3318	0,0221	0,0498	0,0829	0,0498	0,1216
	-20	1642	4,31	1,346	2,23	0,0365	0,1253	0,3758	0,0251	0,0564	0,0939	0,0564	0,1378
	-10	2100	3,89	1,747	2,29	0,0415	0,1445	0,4335	0,0289	0,0650	0,1084	0,0650	0,1590
R507	0	2675	3,58	2,170	2,34	0,0477	0,1693	0,5080	0,0339	0,0762	0,1270	0,0762	0,1863
	10	3392	3,35	2,603	2,39	0,0553	0,2009	0,6026	0,0402	0,0904	0,1506	0,0904	0,2209
	20	4285	3,18	3,037	2,43	0,0646	0,2407	0,7221	0,0481	0,1083	0,1805	0,1083	0,2648
	-40	1278	4,75	1,001	2,21	0,0319	0,1074	0,3222	0,0215	0,0483	0,0805	0,0483	0,1181
	-30	1678	4,17	1,390	2,28	0,0361	0,1236	0,3708	0,0247	0,0556	0,0927	0,0556	0,1360
	-20	2191	3,75	1,813	2,34	0,0416	0,1454	0,4363	0,0291	0,0654	0,1091	0,0654	0,1600
NH ₃	-10	2849	3,46	2,256	2,39	0,0486	0,1741	0,5222	0,0348	0,0783	0,1306	0,0783	0,1915
	0	3690	3,24	2,707	2,43	0,0574	0,2113	0,6340	0,0423	0,0951	0,1585	0,0951	0,2325
	10	4768	3,08	3,157	2,46	0,0683	0,2597	0,7792	0,0519	0,1169	0,1948	0,1169	0,2857
	20	6157	2,96	3,599	2,47	0,0816	0,3228	0,9684	0,0646	0,1453	0,2421	0,1453	0,3551
	-40	227	9,97	0,070	1,80	0,0132	0,0400	0,1199	0,0080	0,0180	0,0300	0,0180	0,0440
	-30	293	7,99	0,125	1,86	0,0135	0,0414	0,1242	0,0083	0,0186	0,0310	0,0186	0,0455
R1270	-20	374	6,60	0,210	1,92	0,0141	0,0436	0,1309	0,0087	0,0196	0,0327	0,0196	0,0480
	-10	473	5,61	0,321	1,97	0,0150	0,0469	0,1408	0,0094	0,0211	0,0352	0,0211	0,0516
	0	596	4,88	0,454	2,03	0,0162	0,0515	0,1544	0,0103	0,0232	0,0386	0,0232	0,0566
	10	747	4,35	0,606	2,08	0,0178	0,0574	0,1723	0,0115	0,0258	0,0431	0,0258	0,0632
	20	933	3,95	0,772	2,13	0,0199	0,0652	0,1956	0,0130	0,0293	0,0489	0,0293	0,0717
	-40	557	4,89	0,429	2,23	0,0156	0,0482	0,1446	0,0096	0,0217	0,0362	0,0217	0,0530
CO ₂	-30	715	4,31	0,587	2,29	0,0174	0,0545	0,1636	0,0109	0,0245	0,0409	0,0245	0,0600
	-20	912	3,90	0,760	2,35	0,0197	0,0628	0,1885	0,0126	0,0283	0,0471	0,0283	0,0691
	-10	1156	3,59	0,941	2,40	0,0226	0,0734	0,2202	0,0147	0,0330	0,0550	0,0330	0,0807
	0	1459	3,36	1,125	2,44	0,0260	0,0867	0,2600	0,0173	0,0390	0,0650	0,0390	0,0954
	10	1833	3,19	1,310	2,47	0,0302	0,1034	0,3101	0,0207	0,0465	0,0775	0,0465	0,1137
	20	2294	3,06	1,492	2,50	0,0352	0,1241	0,3724	0,0248	0,0559	0,0931	0,0559	0,1366
Вода	-50	2295	3,63	1,876	2,36	0,0427	0,1473	0,4418	0,0295	0,0663	0,1105	0,0663	0,1620
	-40	3069	3,34	2,350	2,41	0,0511	0,1813	0,5440	0,0363	0,0816	0,1360	0,0816	0,1995
	-30	4080	3,14	2,823	2,45	0,0617	0,2264	0,6793	0,0453	0,1019	0,1698	0,1019	0,2491
	-20	5402	3,00	3,287	2,47	0,0748	0,2862	0,8586	0,0572	0,1288	0,2146	0,1288	0,3148
	-10	7145	2,90	3,734	2,47	0,0909	0,3660	1,0981	0,0732	0,1647	0,2745	0,1647	0,4026
	0	9483	2,83	4,156	2,44	0,1103	0,4745	1,4235	0,0949	0,2135	0,3559	0,2135	0,5219
Вода	10	12726	2,78	4,543	2,35	0,1330	0,6264	1,8792	0,1253	0,2819	0,4698	0,2819	0,6890
	80	194	15,53	0,062	1,61	0,0174	0,0533	0,1599	0,0107	0,0240	0,0400	0,0240	0,0586
	90	212	14,19	0,066	1,61	0,0172	0,0533	0,1600	0,0107	0,0240	0,0400	0,0240	0,0587
	100	254	12,01	0,078	1,64	0,0172	0,0539	0,1617	0,0108	0,0243	0,0404	0,0243	0,0593
	110	301	10,30	0,091	1,67	0,0173	0,0547	0,1642	0,0109	0,0246	0,0411	0,0246	0,0602
	120	354	8,93	0,122	1,70	0,0176	0,0559	0,1677	0,0112	0,0252	0,0419	0,0252	0,0615
130	414	7,84	0,178	1,73	0,0179	0,0574	0,1723	0,0115	0,0258	0,0431	0,0258	0,0632	
140	483	6,95	0,249	1,76	0,0184	0,0594	0,1782	0,0119	0,0267	0,0446	0,0267	0,0653	

1) Опубликованные данные сильно варьируют в зависимости от источника, особенно для хладагентов с глайдом. Приведенные здесь данные в основном взяты из справочника NIST (Национальный институт стандартов и технологий, США)
 2) $y = 0,80$
 3) См. уравнение 17
 4) $y = 0,80, D = 0,1$ м

5) Независимо от D и v_h
 6) Другие D: $M_h = M_{hmin} \cdot (D/0,1)^{2,5}$
 7) Другие D: $v_h = v_{hmin} \cdot (D/0,1)^{0,5}$
 8) Другие v_h : $D_p = D_p \cdot (v_h/v_{hmin})^2$
 9) Для минимального расхода v_{hmin}
 10) Труба 1,0 м, Для других D и v_h : $D_p = D_{pтр} \cdot (v_h/v_{hmin})^{1,8} / (0,1/D)^{1,2}$
 11) Вертикальная труба 1 м.

Таблица 5В. Минимальный расход в вертикальной трубе, падение давления для двухфазного потока: гидростатическое, на трение, в местных сопротивлениях