

Задание 1

Расчет кожухотрубного теплообменника-конденсатора. Рассчитать и подобрать стандартный кожухотрубный теплообменник в соответствии с ГОСТ 15118–79, 15119–79, 15121–79, 14246–79, 14247–79 для осуществления процессов нагревания растворов веществ или индивидуальных веществ насыщенным водяным паром до температуры кипения или конденсации насыщенных паров бинарных смесей технической водой.

Дополнительные условия:

1. Давление насыщенного водяного пара (греющего агента) выбрать самостоятельно, чтобы температура его была на 10–15 °С выше температуры кипения нагреваемого агента.
2. Температура кипения растворов определяется по давлению в трубной зоне теплообменника.
3. Тепловые потери составляют (4–6) % от тепла отданного горячим теплоносителем.

Таблица 9

Варианты заданий

№ ва р.	Водный раствор	Концентрация раствора, х, % масс.	Произв-ть по раствору, G, т/ч	Давление в трубном прост-ве, P, ата	Нач. т-ра раствора, t _н , °С	Т-ра окр. среды, t _с , °С
1	2	3	4	5	6	7
1	NaOH	15	22	0,8	25	18
2	CaCl ₂	25	30	1,5	28	22
3	MgCl ₂	21	36	1,8	30	21
4	NaCl	20	18	2,2	35	26
5	CH ₃ OH	30	14	1,8	18	18
6	C ₂ H ₅ OH	40	14,4	1,2	23	23
7	KNO ₃	25	38	3,1	27	22
8	Na ₂ CO ₃	23	38	2,5	28	20
9	NaOH	18,5	18	1,6	29	23
10	Na	25	32	2,3	30	25
11	KCl	20	38	3,0	15	24
12	NaNO ₃	20	25,2	2,5	18	18
13	KNO ₃	15	39,6	2,0	28	20
14	Na ₂ CO ₃	20	21,6	1,5	30	22
15	KCl	15	24	1,8	20	20

Таблица 1						
№ вар.	Водный раствор	Концентрация раствора, х, % масс.	Произв-ть по раствору, G, т/ч	Давление в трубном пространстве, P, ата	Нач. температура раствора, t _н , °С	Температура окр. среды, t _с , °С
1	2	3	4	5	6	7
16	Na ₂ CO ₃	15	31	2,2	22	18
17	KCl	24	35	2,8	17	24
18	NaNO ₃	22	24	2,5	20	18
19	MgCl ₂	20	28	1,6	27	20
20	NaCl	22	27	1,8	27	22

При тепловой обработке высоковязких жидкостей и сыпучих материалов, обладающих низкой теплопроводностью, теплообмен интенсифицируется при механическом перемешивании и одновременном перемещении материала с помощью шнеков (рис. 5.13).

5.3. Последовательность теплотехнических расчетов теплообменных аппаратов

Несмотря на разнообразие конструкций теплообменных аппаратов существует два вида их теплотехнических расчетов – проектный (конструкторский) и проверочный.

Конструкторский расчет предполагает определение поверхности теплообмена и конструктивных размеров выбранного аппарата при заданных расходах теплоносителей и их температурах.

Цель проверочного расчета – выбор условий, обеспечивающих оптимальный режим работы аппарата при заданных его размерах для конкретного технологического процесса.

Конструкторский расчет состоит из теплового (теплотехнического), конструктивного, гидравлического и механического расчетов. Для теплового расчета предварительно задаются:

- а) технологическая схема;
- б) наименование и состояние рабочих сред;
- в) производительность теплообменника по одному из теплоносителей;
- г) начальные и конечные температуры теплоносителей с учетом местных условий.

Расчету подлежат:

- а) тепловая нагрузка и расход неизвестного теплоносителя;
- б) средняя разность температур теплоносителей;
- в) коэффициенты теплоотдачи и коэффициент теплопередачи;
- г) поверхность теплообмена.

После определения поверхности теплопередачи и конструктивного расчета производят механический и гидравлический расчет аппарата.

Прежде чем начать какие-либо расчеты и вычисления, необходимо определить физико-химические параметры теплоносителей и материалов, скорость движения сред, обосновать выбор типа теплообменника и применяемых материалов.

Основные физико-химические параметры сред: плотность, вязкость, удельная теплоемкость, теплопроводность, энтальпия парообразования или конденсации, температуры кипения определяются по справочным таблицам, номограммам или вычисляются по формулам. Все указанные данные можно найти в справочной литературе.

Так как в задании могут быть даны начальные и конечные температуры теплоносителей, то их физико-химические параметры сред определяются для средних температур.

Выбор скоростей движения сред определяется условиями турбулентности режима течения потоков и экономическими соображениями. Можно рекомендовать следующие значения скоростей теплоносителей, представленные в табл. 5.2.

Таблица 5.2

Рекомендуемые скорости движения теплоносителей

Вид теплоносителя	Рекомендуемая скорость, м/с
Маловязкие жидкости и вода	1÷3
Вязкие жидкости	<1, но >0,06
Конденсат греющего пара	1÷2
Запыленные газы	6÷10
Чистые газы	12÷16
Пар насыщенный	30÷50
Пар перегретый	50÷75
Пар разреженный	100÷200

Более надежный метод выбора скоростей теплоносителей основан на технико-экономическом расчете: затраты на электроэнергию для перекачивания среды увеличиваются с повышением скорости, а стоимость поверхности теплообмена, наоборот, снижается. Верхний предел скорости среды лимитируется оптимальным гидравлическим сопротивлением аппарата, эрозией материала труб в результате воздействия потока.

5.3.1. Тепловые балансы теплообменных аппаратов

Тепловой расчет теплообменника начинается с определения тепловой нагрузки и неизвестного расхода теплоносителя. Все это определяется из уравнения теплового баланса. Тепловой баланс составляется из условия, что приход тепла в аппарат равен его расходу. С этой целью составляется таблица теплового баланса, например, таблица 5.3. Каждое рассмотренное тепло рассчитывается по соответствующим уравнениям.

Тепло, вносимое горячим теплоносителем,

$$Q_1 = G_1 c_1 T_1 \quad (Q_1 = G_1 i_1), \quad (5.1)$$

где G_1 – расход горячего теплоносителя, кг/с;

c_1 – его теплоемкость, Дж/(кг·К);

T_1 – его начальная температура, °С;

i_1 – его энтальпия на входе в теплообменник.

Тепло, вносимое холодным теплоносителем,

$$Q_2 = G_2 c_2 t_1 \quad (Q_2 = G_2 i_2), \quad (5.2)$$

где G_2 – расход холодного теплоносителя, кг/с;

c_2 – его теплоемкость, Дж/(кг·К);

t_1 – его начальная температура, °С;

i_2 – его энтальпия на входе в теплообменник.

Таблица 5.3

Примерный тепловой баланс теплообменника

Приход		Расход	
Статьи	Количество	Статьи	Количество
Тепло, вносимое горячим теплоносителем	Q_1	Тепло, уносимое горячим теплоносителем	Q_4
Тепло, вносимое холодным теплоносителем	Q_2	Тепло, уносимое холодным теплоносителем	Q_5
Тепло конденсации пара	Q_3	Тепло испарения жидкости	Q_6
		Потери тепла в окружающую среду	Q_7
ИТОГО: $Q_{\text{прих}}$	$Q_1 + Q_2 + Q_3$	ИТОГО: $Q_{\text{расх}}$	$Q_4 + Q_5 + Q_6 + Q_7$

Тепло, уносимое горячим теплоносителем,

$$Q_4 = G_1 c_1 T_2 \quad (Q_4 = G_1 i_4), \quad (5.3)$$

где T_2 – конечная температура горячего теплоносителя, °С;

i_4 – его энтальпия на выходе из теплообменника.

Тепло, уносимое холодным теплоносителем,

$$Q_5 = G_2 c_2 t_2 \quad (Q_5 = G_2 i_5), \quad (5.4)$$

где t_2 – конечная температура холодного теплоносителя, °С;

i_5 – его энтальпия на выходе из теплообменника.

Тепло конденсации пара

$$Q_3 = D_1 r_1 \quad (Q_3 = D_1 [i_3' - i_3]), \quad (5.5)$$

где D_1 – расход пара, кг/с;

r_1 – удельная теплота конденсации пара, Дж/кг;

i_3' – энтальпия пара, Дж/кг;

i_3 – энтальпия конденсата, Дж/кг.

Тепло испарения жидкости

$$Q_6 = D_2 r_2 \quad (Q_6 = D_2 [i_6' - i_6]), \quad (5.6)$$

где D_2 – расход испаряемой жидкости;

r_2 – удельная теплота испарения жидкости, Дж/кг;

i'_6 - энтальпия пара, Дж/кг; i_6 - энтальпия жидкости, Дж/кг.

Потери тепла в окружающую среду рассчитываются чаще всего приближенно, как 3-7% от полезной тепловой нагрузки. Более точно потери тепла определяются при расчете тепловой изоляции.

Исходя из равенства $Q_{\text{прих}} = Q_{\text{расх}}$, определяется неизвестная величина, входящая в уравнение теплового баланса.

5.3.2. Определение средней разности температур теплоносителей

Движущей силой процесса теплопередачи является разность температур теплоносителей. В случае, если температура хотя бы одного из теплоносителей изменяется по длине поверхности теплообмена, за движущую силу принимают среднюю разность температур.

Прежде чем определять движущую силу теплообмена, выбирают направление относительного тока теплоносителей.

Противоточное движение теплоносителей наиболее желательно, так как, при прочих равных условиях, оно способствует повышению теплопроизводительности или уменьшению теплопередающей поверхности аппарата.

Иногда по технологическим соображениям невозможно направить теплоносители противотоком, поэтому необходимо стремиться к многоперекрестному току с теплообменом на общем противоточном принципе.

Если в теплообменнике происходит только изменение агрегатного состояния хотя бы одного из теплоносителей, то выбор направления их тока не имеет значения.

Выбор направления движения теплоносителей оказывает влияние на изменение разностей их температур на концах теплообменной поверхности (Δt_{δ} и Δt_m), а увеличение перепадов температур при неизменной тепловой нагрузке приводит к уменьшению расходов теплоносителей и, следовательно, к уменьшению затрат на энергию для их транспортировки.

При решении вопроса о выборе тока теплоносителя относительно поверхности теплообмена при наружном омывании пучка труб необходимо руководствоваться следующим правилом: при отношении

$$\frac{Nu}{Pr^{0,4}} > 58$$

выгодно продольное омывание труб, а при значении этого отношения меньше 58 – поперечное.

Средняя разность температур (Δt_{cp}) в общем случае для прямотока и противотока теплоносителей определяется как средняя логарифмическая (см. уравнение 4.95 в первой части данного учебного пособия). При условии

$$2 \leq \frac{\Delta t_{\delta}}{\Delta t_m} \leq 4,5,$$

$$\Delta t_{cp} = 0,4(\Delta t_{\delta} + \Delta t_m). \quad (5.7)$$

Если же $\frac{\Delta t_{\delta}}{\Delta t_m} \leq 2$, то средняя движущая сила определяется как среднеарифметическое (см. уравнение (4.99) в первой части данного учебного пособия).

В теплообменниках со сложными схемами движения теплоносителей среднюю движущую силу определяют по тем же формулам, что и для противоточно-прямоточной схемы, но с введением коэффициента ε , который определяют по графикам (см., например, рис. 4.31 в первой части данного учебного пособия).

Средняя движущая сила при периодическом процессе охлаждения подсчитывается по формуле

$$\Delta t_{cp} = \frac{T_1 - T_2}{\ln \frac{T_1 - t_1}{T_2 - t_2}} \cdot \frac{A - 1}{\ln A}, \quad (5.8)$$

где T_1 и T_2 – начальная и конечная температуры горячего теплоносителя;
 t_1 и t_2 – начальная и конечная температуры холодного теплоносителя;

$$A = \frac{t_2 - t_1}{t_2 - t_2};$$

t_2 – температура охлаждаемой жидкости в любой момент времени.

Средняя разность температур при периодическом процессе нагревания определяется по формуле

$$\Delta t_{cp} = \frac{t_1 - t_2}{\ln \frac{T_1 - t_1}{T_2 - t_2}} \cdot \frac{A - 1}{\ln A}, \quad (5.9)$$
$$A = \frac{T_1 - t_x}{T_2 - t_x};$$

t_x – температура нагреваемой жидкости в любой момент времени.

Если аппарат многозонный, например, конденсатор-холодильник, то средняя разность температур подсчитывается для каждой зоны отдельно, т.е. для зоны охлаждения пара, зоны его конденсации и зоны охлаждения жидкости.

5.3.3. Определение коэффициентов теплоотдачи и теплопередачи

Коэффициент теплопередачи зависит от коэффициентов теплоотдачи, термических сопротивлений теплопроводности стенки трубы и загрязнений. Для плоской стенки и для цилиндрической стенки, толщина которой невелика по сравнению с диаметром, т.е. $\frac{d_{нар}}{d_{внут}} \leq 2$, коэффициент теплопередачи рассчитывается по формуле (4.82) в первой части данного учебного пособия.

Если термическое сопротивление загрязнений неизвестно, то подсчитывается коэффициент теплопередачи K для чистой стенки, который затем умножается на коэффициент φ , учитывающий влияние загрязнений стенки,

$$K_{расч} = \varphi K.$$

Для большинства аппаратов $\varphi=0,65-0,85$, а там же, где активно выпадают осадки, $\varphi=0,4-0,5$.

Коэффициенты теплоотдачи со стороны горячей и холодной стенки α_1 и α_2 определяются в большинстве случаев по уравнению

$$\alpha = \frac{Nu \cdot \lambda}{d_{экв}}. \quad (5.10)$$

Формулы для определения эквивалентного диаметра и критерия Нуссельта приведены в главах 1 и 4 данного пособия. В общем случае для турбулентного режима движения теплоносителя рекомендуется формула (4.71) в первой части данного учебного пособия, в которой за определяющую температуру принята средняя температура среды, за определяющую температуру при вычислении критерия $Pr_{ст}$ – температура стенки, а за определяющий размер – эквивалентный диаметр.

Для случая конденсации насыщенных паров значения теплопроводности, плотности и динамического коэффициента вязкости в формулах для определения коэффициента теплоотдачи берутся при средней температуре пленки конденсата

$$t_{пл} = \frac{t_{ст} + t_{кон}}{2}, \quad (5.11)$$

где $t_{пл}$ – средняя температура пленки конденсата;
 $t_{ст}$ – средняя температура стенки, на которой конденсируется пар;
 $t_{кон}$ – средняя температура конденсата.

Следовательно, прежде чем определить значения коэффициентов теплоотдачи, необходимо определить температуру стенок.

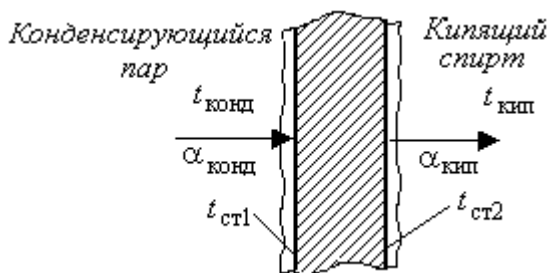


Рис. 5.14 К конденсации пара и кипению жидкости

Пусть имеем случай, представленный на рис. 5.14. Расчетная формула для коэффициента теплоотдачи при конденсации водяного пара в случае приближенного расчета имеет вид

$$\alpha_{конд} = 0,725A \left(\frac{r}{d \cdot \Delta t_1} \right)^{0,25}, \quad (5.12)$$

где коэффициент A берется для воды при температуре пленки конденсата, а теплота конденсации r – при температуре насыщения.

Расчетная формула для определения коэффициента теплоотдачи при кипении этилового спирта

$$\alpha_{кип} = 1,17q^{0,7}. \quad (5.13)$$

В этом случае $\alpha_{\text{конд}} = f(t_{\text{см1}})$; $\alpha_{\text{кип}} = f(t_{\text{см2}})$. Так как температуры стенок неизвестны, определяют их методом последовательных приближений. Расчет производят исходя из того, что при установившемся процессе теплообмена количество тепла, передаваемое стенке от конденсирующегося пара, равно количеству тепла, передаваемого путем теплопроводности через стенку и ее загрязнения, а также количеству тепла, передаваемого от стенки кипящей жидкости, т.е.

$$q_{\text{конд}} = q_{\text{ст}} = q_{\text{кип}}, \quad (5.14)$$

где

$$q_{\text{конд}} = \alpha_{\text{конд}}(t_{\text{конд}} - t_{\text{см1}}); \quad (5.15)$$

$$q_{\text{ст}} = \frac{t_{\text{см1}} - t_{\text{см2}}}{\sum r_{\text{ст}}}; \quad (5.16)$$

$$q_{\text{кип}} = \alpha_{\text{кип}}(t_{\text{см2}} - t_{\text{кип}}). \quad (5.17)$$

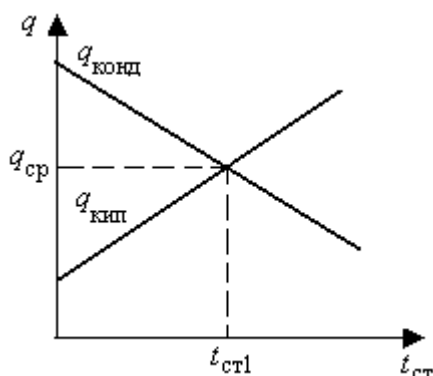


Рис. 5.15. К определению температуры стенки

Для нахождения плотности теплового потока q необходимо задаться значением температуры стенки $t_{\text{ст1}}$, величина которой лежит в пределах между температурой конденсации воды и температурой кипения спирта. При этом следует ожидать, что $\alpha_{\text{конд}} > \alpha_{\text{кип}}$, поэтому $t_{\text{ст1}}$ ближе к температуре конденсации.

В табл. 5.4 вносят температуру конденсации, принятую $t_{\text{см1}}$, температуру пленки конденсата и разность температур $\Delta t_1 = t_{\text{конд}} - t_{\text{см1}}$. По известным формулам вычисляются $\alpha_{\text{конд}}$, $q_{\text{конд}}$, $\alpha_{\text{кип}}$ и $q_{\text{кип}}$. В случае большого расхождения между $q_{\text{конд}}$ и $q_{\text{кип}}$ переходят ко второму этапу расчета, полагая $\alpha_{\text{конд}} = \text{const}$.

Таблица 5.4

Определение температуры стенки

Конденсация греющего пара							Стенка и ее загрязнения	
$t_{\text{конд}}$	$t_{\text{ст1}}$	$t_{\text{пл}}$	Δt_1	A	$\alpha_{\text{конд}}$	$q_{\text{конд}}$	$\sum r_{\text{ст}}$	$\Delta t_{\text{ст}}$

Кипение спирта					$q_{\text{ср}} = \frac{q_{\text{конд}} + q_{\text{кип}}}{2}$
$t_{\text{ст2}}$	$t_{\text{кип}}$	Δt_2	$\alpha_{\text{кип}}$	$q_{\text{кип}}$	

Для нахождения $t_{ст1}$, обеспечивающей более точное совпадение $q_{конд}$ и $q_{кип}$, строят график, как на рис. 5.15. На графике проводят по двум точкам линии для $q_{конд}$ и $q_{кип}$. Точка пересечения полученных прямых дает более точное значение $t_{ст1}$ и $q_{ср}$.

В общем случае температура стенок зависит от средних температур теплоносителей и условий теплообмена и вычисляется по формуле (103) или (4.104) в первой части данного учебного пособия. В этих формулах нужно предварительно задаться отношениями $\frac{K}{\alpha_1}$ и $\frac{K}{\alpha_2}$, которые вначале неизвестны. Для этого можно воспользоваться табл. 5.5 и 5.6.

Таблица 5.5

Ориентировочные значения коэффициентов теплопередачи (K), Вт/(м²·К)

Вид теплообмена	Вынужденное движение	Свободное движение
От газа к газу при обычном давлении	10÷30	3÷10
От газа к жидкости (газовые холодильники)	10÷50	5÷15
От конденсирующегося пара к газу	10÷50	5÷10
От жидкости к жидкости (вода)	700÷1500	120÷300
От жидкости к жидкости (масло)	100÷250	25÷50
От конденсирующегося пара к воде	700÷3000	250÷1000
От конденсирующегося пара к органическим жидкостям	100÷300	50÷150
От конденсирующегося пара органических веществ к воде (конденсаторы)	300÷750	200÷400
От конденсирующегося пара к кипящей жидкости, маслу (испарители)	500	250÷300
От керосина к воде	300	-

Таблица 5.6

Ориентировочные значения коэффициентов теплоотдачи (α), Вт/(м²·К)

Вид теплоотдачи	α , Вт/(м ² ·К)
При нагревании и охлаждении воздуха	1,2÷58
При нагревании и охлаждении перегретого пара	23÷120
При нагревании и охлаждении масел	60÷1700
При нагревании и охлаждении воды	250÷12000
При кипении воды	600÷50000
При пленочной конденсации водяных паров	4500÷18000
При капельной конденсации водяных паров	45000÷140000
При конденсации органических паров	600÷2000

5.4. Поверхность теплопередачи

Поверхность теплообмена (F) определяется из основного уравнения теплопередачи (4.89), представленного в первой части данного учебного пособия.

Ввиду возможных колебаний производительности аппарата и для учета погрешностей расчета принимают окончательную поверхность аппарата на 10-15% больше расчетной.

5.5. Расчет элементов теплообменника

5.5.1. Конструктивный расчет

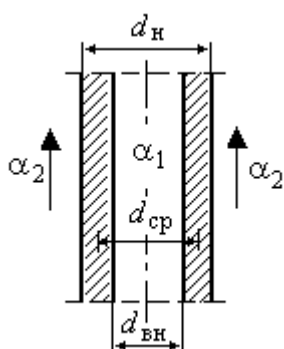


Рис. 5.16. К выбору расчетного диаметра

Конструктивный расчет зависит от особенностей выбранной конструкции, т.е. компоновки поверхности теплообмена трубами, пластинами, змеевиками и т.д.

Для наиболее широко распространенных кожухотрубчатых теплообменников определяют количество трубок и их размещение. Количество труб (n) определяют по формуле

$$n = \frac{F}{\pi H d_{\text{расч}}}, \quad (5.18)$$

где H – длина трубы (выбирается по нормальям, но не более 6-7 м);

$d_{\text{расч}}$ – расчетный диаметр трубы (рис. 5.16).

Расчетный диаметр трубы зависит от величин термического сопротивления $\frac{1}{\alpha_1}$ и $\frac{1}{\alpha_2}$.

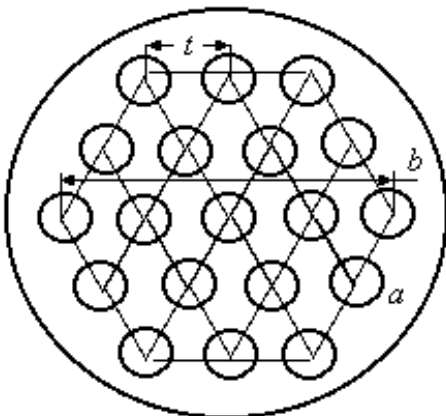


Рис. 5.17 Размещение труб по шестиугольникам

Если $\alpha_1 \gg \alpha_2$, то $d_{\text{расч}} = d_n$;

$\alpha_1 \approx \alpha_2$, то $d_{\text{расч}} = d_{\text{ср}}$;

$\alpha_1 \ll \alpha_2$, то $d_{\text{расч}} = d_{\text{вн}}$.

В настоящее время имеется тенденция к уменьшению диаметра труб. Чаще всего устанавливают трубы с наружным диаметром 20; 22; 25; 32 и 38 мм. Для загрязненных жидкостей – 44; 51; 57 и 76 мм.

Трубы в трубных решетках размещаются преимущественно по шестиугольникам (рис. 5.17). Общее число труб и их число на наибольшей диагонали шестиугольника определяется уравнениями

$$n = 3a(a - 1) + 1; \quad (5.19)$$

$$b = 2a - 1, \quad (5.20)$$

где a – количество труб на стороне наибольшего шестиугольника;
 b – количество труб на диагонали наибольшего шестиугольника.

Шаг между осями труб (t) определяется по формуле

$$t = 1,2 + 1,4d_n,$$

но не менее чем

$$t = d_n + 6 \text{ мм.}$$

Промежутки между шестиугольником и кожухом должны, по возможности, заполняться трубами во избежание неравномерного течения теплоносителя в межтрубном пространстве.

Внутренний диаметр кожуха подсчитывается по уравнениям:

- для одноходовых аппаратов

$$D_g = t(b - 1) + 4d_n = 1,1t\sqrt{n}; \quad (5.21)$$

- для многоходовых аппаратов

$$D_g = 1,1t\sqrt{\frac{n}{\eta}}, \quad (5.22)$$

где t – шаг труб;

η – коэффициент заполнения трубной решетки ($\eta=0,6-0,8$).

Расчетное значение диаметра кожуха округляют до ближайшего размера, рекомендуемого стандартами или нормами.

Общая высота кожухотрубчатого теплообменника равна сумме расстояний между решетками и высот двух коллекторов, принимаемых конструктивно (400-800 мм).

Диаметры штуцеров для входа и выхода теплоносителей определяются по формуле

$$d = 0,0188\sqrt{\frac{G}{\rho w t}}. \quad (5.23)$$

5.5.2. Механический расчет

Механический расчет теплообменных аппаратов включает проверку на прочность отдельных его деталей: корпуса, днища, труб, трубных решеток.

Корпус, в зависимости от условий работы, рассчитывается на внутреннее или наружное давление.

При расчете на внутреннее давление толщина стенки корпуса проверяется по формуле

$$\delta = \frac{pD_g}{2[\sigma]\varphi} + C, \quad (5.24)$$

где δ – толщина стенки кожуха, м;

p – внутреннее давление, МПа;

D_g – внутренний диаметр аппарата, м;

$[\sigma]$ – допускаемое напряжение, МПа;

φ – коэффициент прочности сварного шва;

C – конструктивная прибавка.

Аппараты, работающие под вакуумом, рассчитываются на избыточное внешнее давление 0,1 МПа.

Толщину трубной решетки определяют по формуле

$$h_{mp} = \frac{d_n}{8} + C', \quad (5.25)$$

где $C' = 5$ мм для стальных и $C' = 10$ мм для медных трубных решеток. Как правило, толщина трубных решеток колеблется в пределах 15-35 мм.

Более подробно механический расчет кожухотрубчатых теплообменников можно найти в специальной литературе.

5.5.3. Гидравлическое сопротивление кожухотрубчатых теплообменников

Для трубного пространства, а также для межтрубного пространства теплообменника без поперечных перегородок

$$\Delta p_n = \left(\lambda \frac{nL}{d_s} + \sum \xi \right) \frac{\rho w^2}{2}, \quad (5.26)$$

где L – длина одного хода;

n – число ходов.

Для коэффициентов местных сопротивлений кожухотрубчатых теплообменников принимают следующие значения ξ (см. табл. 5.7). Если скорость жидкости в штуцерах больше, чем в теплообменнике, то расчет сопротивлений в штуцерах ведется по скорости жидкости в них.

При наличии поперечных перегородок в межтрубном пространстве гидравлические сопротивления в нем подсчитываются по нижеприведенным формулам через критерий Эйлера

$$Eu = \frac{\Delta p}{\rho w}. \quad (5.27)$$

Таблица 5.7.

Коэффициенты местных сопротивлений теплообменников

Тру б н о е п р о с т р а н с т в о	вход и выход из теплообменника	1.5
	поворот на 180° между ходами или секциями	2.5
	вход в трубы и выход из них	1.0
М е ж т р у б н о е п р о с т р а н с т в о	вход в межтрубное пространство и выход из него	1.5
	поворот на 180° через перегородку	1.5
	поворот на 90° в межтрубном пространстве	1.0

Коридорные пучки

$$Eu = b(34,5m) \left(\frac{s_1}{d} \right)^{-0,23} Re^{-0,26}. \quad (5.28)$$

Шахматные пучки:

$$\text{при } \frac{s_1}{d} < \frac{s_2}{d} \\ Eu = b(2 + 3,3m) Re^{-0,28}; \quad (5.29)$$

$$\text{при } \frac{s_1}{d} > \frac{s_2}{d} \\ Eu = b(2,7 + 1,7m) Re^{-0,28}. \quad (5.30)$$

В этих формулах:

m – число рядов труб в пучке в направлении движения потока;

d – наружный диаметр трубы;

s_1 и s_2 – поперечный и продольный шаги между трубами;

b – поправочный коэффициент, зависящий от угла атаки φ (угол между осью трубы и направлением движения потока) и определяемый по табл. 5.8.

Таблица 5.8

Зависимость коэффициента b от угла атаки

φ°	90	80	70	60	50	40	30	10
b	1	1	0,95	0,83	0,69	0,53	0,38	0,15

Скорость потока подсчитывается по самому узкому сечению пучка, значения физико-химических констант берутся при средней температуре жидкости. Критерий Рейнольдса рассчитывается по наружному диаметру трубы.

По подсчитанному общему сопротивлению определяют мощность насоса, необходимую для перемещения теплоносителей. Она пропорциональна произведению расхода жидкости на полное сопротивление.

5.6. Расчет конденсаторов

Пар, поступающий на конденсацию в конденсатор-холодильник, может быть перегретым, в этом случае поверхность теплообмена складывается из трех зон, которым соответствуют следующие стадии процесса (рис.5.18):

а) охлаждение перегретого пара от его начальной температуры $t_{1н}$ до температуры насыщения $t_{нас}$;

б) конденсация насыщенного пара при постоянной температуре насыщения;

в) охлаждение полученного конденсата до заданной температуры $t_{1к}$.

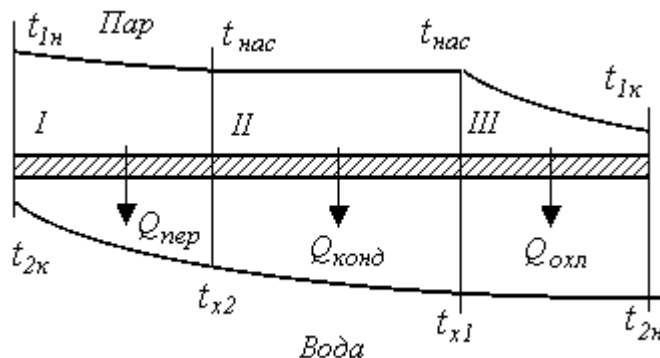


Рис. 5.18. К расчету поверхностного конденсатора:

I – зона охлаждения перегретого пара;

II – зона конденсации;

III – зона охлаждения конденсата.

Общая тепловая нагрузка конденсатора-холодильника Q представляет сумму количеств тепла, отнимаемого при охлаждении перегретого пара до температуры насыщения $Q_{\text{пер}}=Q^I$, при конденсации насыщенных паров – $Q_{\text{конд}}=Q^{\text{II}}$ и при охлаждении конденсата – $Q_{\text{охл}}=Q^{\text{III}}$,

$$Q = Q^I + Q^{\text{II}} + Q^{\text{III}}. \quad (5.31)$$

Обозначив расход охлаждающей воды через W , ее начальную температуру – через $t_{2н}$, а конечную – через $t_{2к}$, запишем уравнения теплового баланса:

$$Wc_w(t_{2к} - t_{2н}) = Q^I + Q^{\text{II}} + Q^{\text{III}}; \quad (5.32)$$

$$Q^I = Dc_n(t_{1н} - t_{нас}); \quad (5.33)$$

$$Q^{\text{II}} = Dr; \quad (5.34)$$

$$Q^{\text{III}} = Dc_k(t_{нас} - t_{1к}), \quad (3.35)$$

где D – расход конденсирующегося пара;

c_w , c_n и c_k – удельные теплоемкости воды, пара и конденсата соответственно.

Соответственно трем стадиям процесса в конденсаторе-холодильнике общая поверхность теплообмена в нем будет равна

$$F = F^I + F^{\text{II}} + F^{\text{III}} = \frac{Q^I}{K^I \Delta t_{cp}^I} + \frac{Q^{\text{II}}}{K^{\text{II}} \Delta t_{cp}^{\text{II}}} + \frac{Q^{\text{III}}}{K^{\text{III}} \Delta t_{cp}^{\text{III}}}.$$

Как видно из схемы расчета (рис.5.18), средняя разность температур по зонам составляет:

- для зоны охлаждения перегретого пара

$$\Delta t_{cp}^I = \frac{\Delta t_{\delta}^I - \Delta t_{\text{м}}^I}{\ln \frac{\Delta t_{\delta}^I}{\Delta t_{\text{м}}^I}}, \quad (5.36)$$

где $\Delta t_{\delta}^I = t_{1н} - t_{2к};$
 $\Delta t_{м}^I = t_{нас} - t_{x2};$

- для зоны конденсации пара

$$\Delta t_{cp}^{II} = \frac{\Delta t_{\delta}^{II} - \Delta t_{м}^{II}}{\ln \frac{\Delta t_{\delta}^{II}}{\Delta t_{м}^{II}}}, \quad (5.37)$$

где $\Delta t_{\delta}^{II} = t_{нас} - t_{x1};$
 $\Delta t_{м}^{II} = t_{нас} - t_{x2};$

- для зоны охлаждения конденсата

$$\Delta t_{cp}^{III} = \frac{\Delta t_{\delta}^{III} - \Delta t_{м}^{III}}{\ln \frac{\Delta t_{\delta}^{III}}{\Delta t_{м}^{III}}}, \quad (5.38)$$

где $\Delta t_{\delta}^{III} = t_{нас} - t_{x1};$
 $\Delta t_{м}^{III} = t_{1к} - t_{2н}.$

Необходимые для расчета средних разностей температур по зонам граничные температуры t_{x1} и t_{x2} определяют из уравнений теплового баланса по воде для крайних зон:

$$Q^I = Wc_{\delta}(t_{2к} - t_{x2}); \quad (5.39)$$

$$Q^{II} = Wc_{\delta}(t_{x1} - t_{2н}), \quad (5.40)$$

откуда

$$t_{x1} = t_{2н} + \frac{Q^{II}}{Wc_{\delta}}; \quad (5.41)$$

$$t_{x2} = t_{2к} - \frac{Q^I}{Wc_{\delta}}, \quad (5.42)$$

причем

$$W = \frac{Q}{c_{\delta}(t_{2к} - t_{2н})}. \quad (5.43)$$

б) по формуле (3.1б) $B = \frac{F}{n \cdot L} = \frac{775}{31 \cdot 10} = 2,5 \text{ м.}$

Очевидно, что условие равенства (3.11) выполняется.

Таким образом, пылеосадительная камера должна иметь следующие размеры: длина $L=10 \text{ м}$; ширина $B = 2,5 \text{ м}$; расстояние между полками $h = 0,1 \text{ м}$; общее количество полок $n = 31$; высота камеры $H=3,1 \text{ м}$.

Примечание: на основе установленных ориентировочных размеров можно корректировать габариты аппарата. В частности, можно уменьшить длину полки, например, при $L = 6 \text{ м}$ ширина камеры тогда должна быть $4,2 \text{ м}$. Поскольку при прочих принятых параметрах камеры, согласно (3.1а), при $\frac{F}{n} = \frac{775}{31} = 25 \text{ м}^2$ ее ширина составит $B = \frac{25}{L} = \frac{25}{6} = 4,16 \text{ м} \approx 4,2 \text{ м}$.

2. КОНТРОЛЬНАЯ РАБОТА № 2

В контрольной работе № 2 необходимо решить одну задачу по теме «Теплопередача».

2.1. Пример решения задачи № 4

Методические указания

При решении этой задачи используются расчетные зависимости, уравнения, описывающие способы передачи тепла. При знакомстве с теорией теплопередачи нужно хорошо усвоить сущность, основные законы и уравнения, описывающие каждый из элементарных способов распространения тепла (теплопроводность, конвекция и тепловое излучение).

Различают три вида теплопередачи (теплообмена, способа организации теплопередачи): смесительную теплопередачу, рекуперативную (поверхностную) и регенеративную. В химической промышленности наиболее распространена рекуперативная теплопередача, при которой тепло передается от «горячего», более нагретого, теплоносителя к «холодному», менее нагретому, теплоносителю через разделяющую их «глухую» стенку.

В основе расчетов поверхностной теплопередачи лежит основное уравнение теплопередачи:

$$Q = K \cdot F \cdot \Delta t_{\text{CP}}, \quad (4.1)$$

где Q – тепловая нагрузка аппарата, Вт;

K – коэффициент теплопередачи, $\frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}$;

F – поверхность теплопередачи, м^2 ;

Δt_{CP} – движущая сила процесса (средний температурный напор), $^{\circ}\text{C}$ (или K).

Решение данной задачи представляет собой, по сути, технологический тепловой расчет теплообменного аппарата, который в дальнейшем можно использовать при выполнении курсового проекта на тему «Проектирование кожухотрубчатого теплообменника». Цель теплового расчета – определение необходимой теплопередающей поверхности (площади поверхности теплопередачи). При технологическом расчете на основе численного значения необходимой поверхности подбирается стандартный (по ГОСТ) теплообменник (тип ТН и/или ТК) с запасом поверхности 5–15 %. В случае, если разница между средними температурами кожуха и труб превышает 50°C , желательно использование аппарата типа ТК (с линзовым компенсатором). Для уточнения конкретного вида аппарата необходим расчет температурного напряжения его кожуха и труб.

Принцип и примеры расчета поверхностной теплопередачи подробно рассмотрены в литературе [3, 4, 5, 6]. Все необходимые вспомогательные материалы имеются у методистов ИДО и в библиотеках ТПУ и ИДО. На кафедре Общей химической технологии ТПУ есть пакет прикладных программ, позволяющий проводить технологический расчет теплообменной аппаратуры, конструктивный и механический расчеты ее элементов с помощью ЭВМ [8].

В задаче 4 следует:

1. Принять, что раствор подогревается до температуры кипения.
2. Задаться тепловыми потерями в пределах 2–7 %.
3. Задаться вариантом исполнения аппарата (вертикальное или горизонтальное).
4. Самостоятельно выбрать давление греющего пара и задаться степенью его сухости.

Условие задачи

Провести тепловой расчет и подобрать кожухотрубный теплообменник-конденсатор (по ГОСТ 15118–79, 15119–79, 15121–79, 14246–79 и 14247–79) для осуществления процесса нагревания водного раствора вещества до температуры кипения насыщенным водяным паром. Конденсат пара отводится при температуре конденсации.

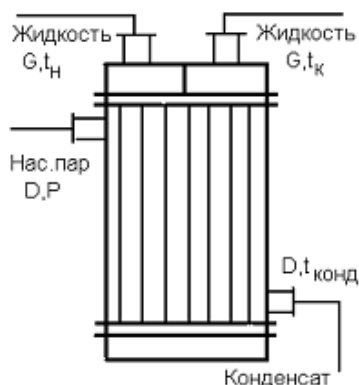


Рис. 4.1. Принципиальная схема кожухотрубчатого теплообменника-конденсатора

Характеристики теплообменника и теплоносителей:

D_K – диаметр кожуха аппарата;

$D_{н\delta}$ – размер теплообменных труб;

N – общее число труб;

n – число ходов в трубном пространстве;

D – расход насыщенного пара, кг/с;

G – расход холодного теплоносителя, кг/с;

P – давление насыщенного пара в межтрубном пространстве, ата;

t_H, t_K – начальная и конечная температуры раствора, °C.

Таблица 4.1

Исходные данные

Состав водного раствора	$\bar{x}$	G	t	P
NaNO_3	25	20	18	1

Здесь:

$\bar{x}$ – концентрация раствора, % масс.;

G – производительность по раствору, т/ч;

t – начальная температура раствора, °C;

P – давление в трубном пространстве, ата.

Примем, что дальнейшие расчеты проводятся для аппарата вертикального исполнения.

Температурная схема процесса

Целесообразно насыщенный водяной пар направить в межтрубное пространство, а раствор NaNO_3 – в трубное, потому что трубное пространство легче промывать от грязи, чем межтрубное и проще изменять (увеличивать) скорость движения.

В соответствии с условием задачи раствор в аппарате нагревается до температуры кипения. Температура кипения водного 25%-го раствора NaNO_3 составляет 103,5 °C [4, стр. 535].

Внимание!

Если давление в трубном пространстве отличается от нормального (1 атм), то температуру кипения солевого раствора можно рассчитать по правилу Бабо:

$$\left(\frac{P_{\text{раствора}}}{P_{\text{растворителя}}}\right)_t = \text{const}, \quad (4.2)$$

где $P_{\text{раствора}}$ – давление пара над раствором;

$P_{\text{растворителя}}$ – давление насыщенного пара растворителя при той же температуре.

К примеру, если давление в трубной зоне принять 2 ата, т. е. 0,2 МПа, то температура кипения раствора будет рассчитана следующим образом.

Поскольку известно, что температура кипения раствора в нормальных условиях, при 1 атм, составляет 103,5 °С, находим давление паров воды (вода является растворителем), соответствующее этой температуре: $P_{\text{воды}} \approx 1,18$ ат [4]. Согласно $(4 - 2)1,03/1,18 = 0,873$.

Находим давление паров растворителя при искомом давлении 2 ат (табл. 9, 10 приложения):

$(2/P_{\text{искомое}}) = 0,873$, следовательно, $P_{\text{искомое}} = 2,291$ (ат). По уже известной таблице с давлениями водяного пара в зависимости от температуры находим, что искомому давлению 2,291 ат соответствует температура $t = 132$ °С. Найденная таким образом температура и является температурой кипения данного раствора при 2 ата, т.е. $t_{\text{кип}} = 132$ °С.

В качестве греющего агента выберем насыщенный водяной пар под давлением 3,5 ата ($3,5 \text{ кгс/см}^2 = 0,35 \text{ МПа}$), поскольку его температура составляет 137,9 °С, что с разумным запасом превышает температуру, до которой в аппарате должно проводиться нагревание.

Внимание!

В качестве греющего агента следует подбирать такой пар, температура которого, будет превышать температуру кипения раствора примерно на 20 °С. В случае, если у раствора $t_{\text{кип}} = 132$ °С, то можно выбрать пар под давлением 6 ата, поскольку его температура = 158,1 °С: $158,1 - 132 = 26,1$ (°С). Пар под давлением 5 ата с температурой 151,1 °С также подходит: $151,1 - 132 = 19,1$ (°С), что тоже близко к 20 °С.

Согласно условию задачи «горячий» теплоноситель отводится при температуре конденсации (фазового перехода), следовательно, температура горячего теплоносителя в процессе теплопередачи не изменяется.

Таким образом, в аппарат поступает горячий теплоноситель при температуре 137,9 °С, с этой же температурой он отводится; холодный теплоноситель поступает при 18 °С, а отводится при 103,5 °С:

Δt_6 – большая разность температур теплоносителей, °С;

Δt_m – меньшая разность температур теплоносителей на концах теплообменника, °С.

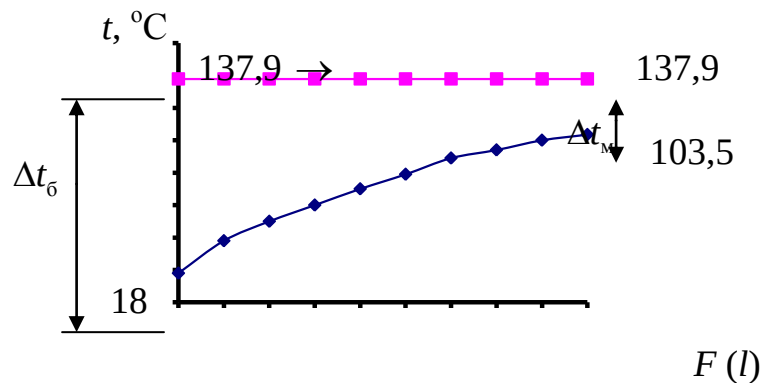


Рис. 4.2. Температурная схема процесса

Температурные расчеты

В многоходовых теплообменниках с простым смешанным током (один ход в межтрубном пространстве и четное число ходов (2, 4, 6) в трубном) среднюю разность температур Δt_{CP} рассчитывают по формуле

$$\Delta t_{CP} = \frac{A}{\ln \frac{\Delta t_6 + \Delta t_M + A}{\Delta t_6 + \Delta t_M - A}}, \quad (4.3a)$$

где Δt_6 и Δt_M – большая и меньшая разности температур теплоносителей на входе и выходе теплообменника, °C;

$$A = \sqrt{\Delta T^2 + \Delta t^2};$$

$\Delta T = T_H - T_K$ – изменение температуры горячего теплоносителя, °C;

Δt – изменение температуры холодного теплоносителя, °C.

Можно использовать и другую формулу для расчета Δt_{CP} :

$$\Delta t_{CP} = \frac{\Delta t_6 - \Delta t_M}{\ln(\Delta t_6 / \Delta t_M)}. \quad (4.3б)$$

Формула (4.3б) может применяться при прямоточной либо противоточной схеме взаимного движения теплоносителей, а также при простом смешанном токе, если не требуется высокая точность Δt_{CP} .

Средний температурный напор Δt_{CP} рассчитывается по формулам (4.3a) и (4.3б).

Рассчитаем составляющие параметры:

1) $\Delta T = 0$, т.к. $T_H = T_K = 137,9$ °C;

$$2) \Delta t = t_K - t_H = 103,5 - 18 = 85,5 \text{ }^{\circ}\text{C};$$

$$3) \Delta t_6 = T_H - t_H = 137,9 - 18 = 119,9 \text{ }^{\circ}\text{C};$$

$$4) \Delta t_m = T_K - t_K = 137,9 - 103,5 = 34,4 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

$$\text{Таким образом, } \Delta t_{\text{CP}} = \frac{85,5}{\ln \frac{119,9 + 34,4 + 85,5}{119,9 + 34,4 - 85,5}} = 68,48 \text{ }^{\circ}\text{C}.$$

$$\text{По формуле (4.3б) } \Delta t_{\text{CP}} = \frac{119,9 - 34,4}{\ln(119,9 / 34,4)} = 68,6 \text{ }^{\circ}\text{C}.$$

Очевидно, что полученное по формуле (4.3б) значение близко к рассчитанному по формуле (4.3а). Таким образом, применительно к данной задаче упрощенная формула может применяться с достаточной для расчетной практики точностью.

Рассчитаем среднюю температуру раствора t_{CP} и температуру пленки конденсата $t_{\text{ПЛ}}$.

При конденсации горячего теплоносителя теплоотдача от пара к стенке трубы осуществляется через стекающую жидкую пленку. Таким образом, для расчета $t_{\text{ПЛ}}$ воспользуемся формулой

$$t_{\text{ПЛ}} = \frac{T_{\text{гор.}}^{\text{cp.}} + t_{\text{СТ}_1}}{2}, \quad (4.4)$$

где $T_{\text{гор.}}^{\text{cp.}}$ – средняя температура горячего теплоносителя, в данном случае $T_{\text{гор.}}^{\text{cp.}} = T_{\text{пара}} = 137,9 \text{ }^{\circ}\text{C}$;

$t_{\text{СТ}_1}$ – температура стенки со стороны горячего теплоносителя, $^{\circ}\text{C}$:

$$t_{\text{СТ}_1} = T_{\text{гор.}}^{\text{cp.}} - 0,1 \Delta t_{\text{CP}}; \quad (4.5)$$

$$t_{\text{СТ}_1} = 137,9 - 0,1 \cdot 68,6 = 131,04 \approx 131 \text{ }^{\circ}\text{C};$$

$$t_{\text{ПЛ}} = \frac{T_{\text{гор.}}^{\text{cp.}} + t_{\text{СТ}_1}}{2}; \quad (4.6)$$

$$t_{\text{ПЛ}} = \frac{137,9 + 131}{2} = 134,47 \approx 134,5 \text{ } (^{\circ}\text{C}) \approx 135 \text{ }^{\circ}\text{C};$$

$$t_{\text{CP}} = t_{\text{ПЛ}} - \Delta t_{\text{CP}}; \quad (4.7)$$

$$t_{\text{CP}} = 134,5 - 68,6 = 65,9 \text{ }^{\circ}\text{C} \approx 66 \text{ }^{\circ}\text{C}.$$

Иногда с достаточной для расчетной практики точностью принимают $t_{\text{ПЛ}} \cong T_{\text{пара}}$, и t_{CP} находят по формуле: $t_{\text{CP}} = T_{\text{пара}} - \Delta t_{\text{CP}}$.

В данном случае по этой формуле получим $t_{\text{CP}} = 137,9 - 68,6 = 69,3 \text{ }^{\circ}\text{C}$.

Определение теплофизических параметров теплоносителей

Основным источником значений теплофизических свойств теплоносителей является справочная литература: таблицы и номограммы. Расчетные зависимости являются альтернативным способом получения искомых значений. В частности, удельную теплоемкость водного раствора соли можно рассчитать по формуле [4, с. 248, 249]:

$$C_p = 4190 \cdot (1 - \bar{x}) + C_1 \cdot \bar{x}, \text{ Дж/кг} \cdot \text{К}, \quad (4.8a)$$

где 4190 – теплоемкость воды при 20 °С, Дж/(кг·К);

$\bar{x}$ – массовая доля соли в растворе

C_1 – удельная теплоемкость растворенного в воде вещества, Дж/кг·К:

$$C_1 = (n_1 \cdot c_1 + n_2 \cdot c_2 + \dots + n_k \cdot c_k) / M. \quad (4.9)$$

Здесь M – молекулярная масса соли, кг/кмоль;

$n_1, n_2, \dots, n_k$ – число атомов элементов (первого, второго, ... k -го), входящих в соединение;

$c_1, c_2, \dots, c_k$ – атомные теплоемкости соответствующих элементов, кДж/кг·К.

Если содержание сухого вещества в растворе менее или равно 20 % масс., то удельную теплоемкость раствора можно рассчитать по формуле

$$C_p = 4190 \cdot (1 - \bar{x}), \quad (4.8б)$$

где $\bar{x}$ – содержание сухого вещества в растворе, массовые доли.

Для горячего теплоносителя – водяного пара – все теплофизические параметры находим как свойства воды при температуре пленки, используя справочные данные (таблицы, номограммы) (табл. 10 приложения).

Для холодного теплоносителя теплофизические параметры определяются при $t_{\text{ср}}$ (табл. 8 приложения).

Рассчитаем удельную теплоемкость 25%-го раствора NaNO_3 по формуле (4.8a).

Молекулярная масса NaNO_3 $M(\text{NaNO}_3) = 23 + 14 + 3 \cdot 16 = 85$ (кг/кмоль). NaNO_3 состоит из трех видов элементов: Na, N, O. Число атомов Na $n_1 = n_{\text{Na}} = 1$; число атомов азота $n_2 = n_{\text{N}} = 1$; число атомов кислорода $n_3 = n_{\text{O}} = 3$. Атомные теплоемкости элементов [4]: $c_1 = c_{\text{Na}} = 26$; $c_2 = c_{\text{N}} = 26$; $c_3 = c_{\text{O}} = 16,8$.

Согласно (4.9)

$$C_1 = (1 \cdot 26 + 1 \cdot 26 + 3 \cdot 16,8) / 85 = 1,2 \text{ (кДж/(кг} \cdot \text{К))} = 1,2 \cdot 10^3 \text{ (кДж/(кг} \cdot \text{К))}.$$

Удельная теплоемкость раствора согласно (4.8a):

$$C_p = 4190 (1 - 0,25) + 1,2 \cdot 10^3 \cdot 0,25 = 3442,5 \text{ (Дж/(кг} \cdot \text{K))}.$$

Значения прочих параметров найдены из справочной литературы [4] и приложения (табл. 4, 5, 6, 7) вместе с рассчитанными выше сведениями в табл. 4.2.

Таблица 4.2

Теплофизические параметры теплоносителей

Свойство	Размерность	Теплоноситель, при температуре	
		Холодный ($t_{\text{CP}} \approx 66 \text{ }^\circ\text{C}$)	Горячий ($t_{\text{ПЛ}} \approx 135 \text{ }^\circ\text{C}$)
ρ	кг/м ³	1150	931
C_p	Дж/(кг·К)	3442,5	4270
λ	Вт/(м·К)	0,642	0,686
μ	Па·с	$0,65 \cdot 10^{-3}$	$204 \cdot 10^{-6}$

Материально-тепловой расчет

Для расчета тепловой нагрузки аппарата и расхода греющего пара воспользуемся тепловым балансом процесса теплопередачи, который составляется на основе закона сохранения тепла [3, 4]:

$$D \cdot r = G \cdot C_p \cdot (t_K - t_H) + Q_{\text{пот.}} \quad (4.10a)$$

Здесь C_p – удельная теплоемкость раствора при его средней температуре t_{CP} , Дж/(кг·К);

r – удельная теплота конденсации пара (справочная величина), Дж/(кг):

$$r = i'' - i', \quad (4.11)$$

где i'' – энтальпия пара, Дж/(кг);

i' – энтальпия конденсата, Дж/(кг);

$i'', i', r = f(t)$.

В данном случае $t = T_{\text{гор.}}^{\text{ср.}} = T_{\text{пара}} = 137,9 \text{ }^\circ\text{C} \approx 138 \text{ }^\circ\text{C}$, этой температуре соответствует $r = 2156 \text{ кДж/(кг)}$ [4, табл. LVII] (или табл. 9, 10 приложения).

Расчет тепловой нагрузки аппарата Q . Примем, что тепловые потери составляют 4 % от тепла, отданного греющим паром. Поскольку используемый для нагревания пар, как правило, «влажный», зададимся степенью его сухости 0,95. Тогда (4.10) примет вид:

$$1,04 \cdot D \cdot r / 0,95 = G \cdot C_p \cdot (t_K - t_H). \quad (4.10б)$$

Поскольку по заданию требуется именно нагреть раствор до определенной температуры, а не охладить пар, тепловую нагрузку аппарата рассчитаем «по холодному теплоносителю». Согласно (4.10б) составит:

$$Q = G \cdot C_p \cdot (t_K - t_H); \quad (4.11)$$

$$Q = \frac{20 \cdot 10^3}{3600} \cdot 3442,5 \cdot (103,5 - 18) = 1636495,65 \text{ (Вт)} \approx 1636,5 \text{ кВт.}$$

Расчет расхода греющего пара D . Из (4.10б) и (4.11) следует, что $1,04 \cdot D \cdot r / 0,95 = Q$, следовательно, расход влажного пара можно рассчитать по формуле

$$D = \frac{1,04 \cdot Q}{r \cdot 0,95}; \quad (4.12)$$

$$D = \frac{1,04 \cdot Q}{r \cdot 0,95} = \frac{1,04 \cdot 1636495,65}{2156 \cdot 10^3 \cdot 0,95} = 0,831 \text{ (кг/с)}.$$

Расход «сухого» пара составит: $D = 0,831 \cdot 0,95 = 0,789 \text{ (кг/с)}$.

Предварительный выбор стандартного теплообменника

Расчет ориентировочной площади теплопередающей поверхности $F_{\text{ор}}$. Определим интервал, в котором должно находиться значение $F_{\text{ор}}$. Площадь теплопередающей поверхности рассчитывается из основного уравнения теплопередачи (4.1). Задавшись минимальным $K_{\text{ор}}^{\min}$ и максимальным $K_{\text{ор}}^{\max}$ коэффициентом теплопередачи, рассчитаем $F_{\text{ор}}^{\max}$ и $F_{\text{ор}}^{\min}$. При теплопередаче при вынужденном движении теплоносителя (раствора) от конденсирующегося пара к водному раствору (или воде) $K \sim (700 \div 3000)$ или $(800 \div 3500) \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}$ [3, стр. 24], [4, стр. 172]. Таким образом, примем $K_{\text{ор}}^{\max} = 3000$ и $K_{\text{ор}}^{\min} = 700 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}$. А при вынужденном движении теплоносителя, от конденсирующегося пара к органическим жидкостям или их растворам, K ниже: $K \sim (120 \div 340) \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}$

$$F_{\text{ор}}^{\max} = \frac{1636496}{700 \cdot 68,6} \approx 34 \text{ м}^2; \quad F_{\text{ор}}^{\min} = \frac{1636496}{3500 \cdot 68,6} \approx 8 \text{ м}^2.$$

Таким образом, теоретическая, ориентировочная поверхность теплопередачи $F_{\text{ор}}$ должна быть $34 \geq F_{\text{ор}} \geq 8 \text{ (м}^2\text{)}$.

Введем обозначения для параметров теплоносителей: для горячего – индекс «1»; для холодного – индекс «2».

Подбор стандартного теплообменника на основе ориентировочного значения поверхности теплопередачи $F_{\text{ор}}$. Определим скорость w_2 , которая соответствует турбулентному течению раствора по трубам теплообменника ($Re > 10000$).

Из (1.4) найдем w_2 при $Re = 10000$:

$$w_2 = \frac{Re_2 \cdot \mu_2}{d_2 \cdot \rho_2}. \quad (4.13)$$

Зададимся диаметром труб: примем стандартные трубы 25х2 мм, т.е. внутренний диаметр труб $d_{\text{внутр.}} = d_2 = 21 \cdot 10^{-3}$ м; а наружный $d_{\text{н.}} = d_2 = 25 \cdot 10^{-3}$ м с помощью найденных теплофизических свойств рас-

твор (табл.4.2) получим: $w_2 = \frac{10000 \cdot 0,65 \cdot 10^{-3}}{21 \cdot 10^{-3} \cdot 1150} = 0,27$ (м/с).

Рассчитаем число труб одного трубного хода теплообменника n , которое обеспечит заданный расход раствора:

Из (1.1) получим

$$V_2 = \frac{G_2}{\rho_2} = \frac{20 \cdot 10^3}{3600 \cdot 1150} = 4,83 \cdot 10^{-3} \text{ (м}^3\text{/с)}.$$

Тогда, согласно (1.5) и (1.6) получим

$$n = \frac{V_2}{0,785 \cdot w_2 \cdot d_2^2};$$

$$n = \frac{4,83 \cdot 10^{-3}}{0,785 \cdot 0,27 \cdot (21 \cdot 10^{-3})^2} = 51,67 \text{ (шт.)} = 52 \text{ трубы в одном ходе.}$$

Итак, для того, чтобы режим движения раствора был турбулентным, в аппарате должно быть не более 52 труб диаметром 25х2 мм, с общей площадью теплопередающей поверхности не более 34 м².

Согласно ГОСТ 15118–79, ГОСТ 15120–79 и ГОСТ 15122–79 [4, а также табл. 11, табл.12 приложения] этому условию удовлетворяют теплообменники:

Таблица 4.3

Подходящие варианты стандартных теплообменников

Основные характеристики	Вариант теплообменника	
	1	2
Диаметр кожуха D , мм	400	600
Число ходов z	2	4
Число труб на один ход в трубной зоне n_d	50	51
Общее число труб N	100	206

Выбираем двухходовой теплообменник (вариант 1) как наиболее простой.

Уточненный (поверочный) расчет площади телопередающей поверхности

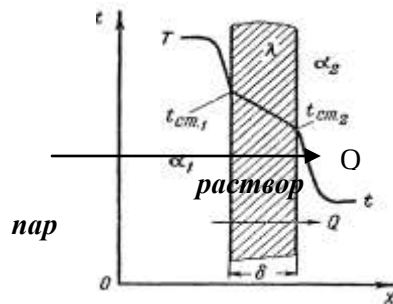


Рис. 4.3. Развернутая температурная схема процесса

Расчет коэффициента теплопередачи K

Уточненное значение K рассчитаем по формуле (4.14) [4, с.168]:

$$K = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \sum r_{CT} + \frac{1}{\alpha_2}}. \quad (4.14)$$

Здесь α_1, α_2 – коэффициенты теплоотдачи со стороны горячего (1) и холодного (2) теплоносителей, Вт/(м²·К);

$\sum r_{CT} = R$, R – сумма термических сопротивлений:

$$R = \frac{\delta_{CT}}{\lambda_{CT}} + \frac{\delta_{31}}{\lambda_{31}} + \frac{\delta_{32}}{\lambda_{32}}, \quad (4.15a)$$

где δ_{CT} – толщина стенки, м;

δ_{31}, δ_{32} – толщина загрязнений со стороны горячего и холодного теплоносителя соответственно, м;

λ_{CT} – коэффициент теплопроводности стенки, Вт/(м·К);

$\lambda_{31}, \lambda_{32}$ – коэффициент теплопроводности загрязнений со стороны горячего и холодного теплоносителя соответственно, Вт/(м·К).

Тепловая проводимость загрязнений $1/r = \lambda/\delta$ является справочной величиной [4, с. 531]. Примем со стороны греющего пара $1/r_{31} = 5800$ Вт/(м²·К); со стороны рассола соли примем $1/r_{32} = 5000$ Вт/(м²·К); $\delta_{CT} = 2$ мм; λ_{CT} определяется по марке материала, из которого изготавливаются трубы.

Для исполнения трубок, узлов и деталей подогревателя примем высоколегированную коррозионностойкую, жаростойкую и жаропрочную сталь марки X17 [7], т. к. она рекомендуется для изготовления трубных

пучков и ее коррозионные разрушения характеризуются низкой проникаемостью: $\Pi < 0,1$ мм/год; ее коэффициент теплопроводности $\lambda_{\text{ст}} = 25,1$ Вт/(м·К) [5].

Внимание! В расчетах можно использовать также сталь 3, ее коэффициент теплопроводности $\lambda_{\text{ст}} = 46,5$ Вт/(м·К); или нержавеющую сталь, $\lambda_{\text{ст}} = 17,5$ Вт/(м·К).

Рассчитаем тепловую проводимость стенки трубы и ее загрязнений ($1/R$), с учетом (4.15а) она будет иметь вид:

$$\begin{aligned} 1/R &= \frac{1}{\frac{\delta_{\text{ст}}}{\lambda_{\text{ст}}} + \frac{\delta_{3_1}}{\lambda_{3_1}} + \frac{\delta_{3_2}}{\lambda_{3_2}}}; \\ 1/R &= \frac{1}{\frac{0,002}{25,1} + \frac{1}{5800} + \frac{1}{5000}} = 2212 \text{ Вт/(м}^2\cdot\text{К)}. \end{aligned} \quad (4.15б)$$

Рассчитаем коэффициент теплоотдачи со стороны пара α_1 .

Так как изначально было принято вертикальное исполнение теплообменника, то для конденсирующегося на пучке вертикальных труб пара для расчета α_1 формула имеет вид [4, с. 161]:

$$\alpha_1 = 3,78 \cdot \varepsilon_t \cdot \lambda_1 \cdot \sqrt[3]{\frac{\rho_1^2 \cdot d_H \cdot N}{\mu_1 \cdot D}}. \quad (4.16)$$

Здесь свойства λ_1 , ρ_1 , μ_1 берутся для жидкости (конденсат пара – вода) при температуре пленки конденсата $t_{\text{пл}}$ (воспользуемся табл. 4.2).

Внимание! При решении задач с аналогичной постановкой (температура горячего теплоносителя постоянна) можно принимать:

λ_1 , ρ_1 , μ_1 при температуре конденсации пара.

ε_t – поправочная функция. Для водяного пара $\varepsilon_t = 1$;

d_H – наружный диаметр теплообменных трубок. Ранее было принято проводить расчет на трубы размером 25×2 мм, т.о. $d_H = 0,025$ м;

N – общее число труб (согласно табл. 4.3 принято 100 штук);

D – массовый расход греющего пара (влажного), кг/с:

$$\alpha_1 = 3,78 \cdot 1 \cdot 0,68 \cdot \sqrt[3]{\frac{931^2 \cdot 0,025 \cdot 100}{204 \cdot 10^{-6} \cdot 0,831}} = 6062 \text{ Вт/(м}^2\cdot\text{К)}.$$

Если принимается горизонтальное исполнение теплообменника, то формула для расчета α_1 будет иметь другой вид [4, с. 162–165].

При пленочной конденсации насыщенного пара на наружной поверхности пучка горизонтальных труб (пар находится в межтрубной зо-

не теплообменника) расчет коэффициента теплоотдачи (α) можно провести по одной из формул:

$$\alpha_1 = 2,02 \cdot \zeta \cdot \lambda \cdot \sqrt[3]{\frac{\rho^2 \cdot n \cdot \ell}{\mu \cdot G}},$$

где λ – теплопроводность конденсата, Вт/(м·К);

ρ – плотность конденсата, кг/м³;

n – число труб в теплообменнике, шт.;

ℓ – длина труб, м;

μ – вязкость конденсата, Па·с;

G – расход пара, кг/с;

Z – усредненный коэффициент, зависящий от расположения труб в пучке (шахматное, коридорное) и от числа труб. Значение берут по графику [4, с. 165]. Характеристики берут из таблиц приложения.

Рассчитаем коэффициент теплоотдачи со стороны раствора NaNO_3 (α_2).

Для жидкостей коэффициент теплоотдачи рассчитывают на основе формулы определяемого критерия теплового подобия (критерия Нуссельта) [4, с. 150]:

$$\text{Nu} = \frac{\alpha \cdot d_{\text{э}}}{\lambda}. \quad (4.17)$$

Уточним значение критерия Рейнольдса, поскольку в результате предварительного подбора теплообменника число труб изменилось:

$$\text{Re} = 10000 \cdot \frac{n}{n_{\text{д}}} = 10000 \cdot \frac{52}{50} = 10400.$$

Таким образом, режим движения рассола остается турбулентным.

Критерий Нуссельта Nu при вынужденном турбулентном движении теплоносителя в прямых трубах и каналах [4, с. 152] рассчитывают по формуле

$$\text{Nu} = 0,021 \cdot \varepsilon_l \cdot \text{Re}^{0,8} \cdot \text{Pr}^{0,43} \cdot \left(\frac{\text{Pr}}{\text{Pr}_{\text{СТ}}}\right)^{0,25}. \quad (4.18)$$

Здесь ε_l – коэффициент, учитывающий влияние на коэффициент теплоотдачи отношения длины трубы к ее диаметру; при $\frac{l}{d} > 50$ $\varepsilon_l = 1$ [4, с. 143];

Pr – критерий Прандтля, характеризующий поле теплофизических свойств теплоносителя:

$$\text{Pr} = \frac{C_p \cdot \mu}{\lambda}; \quad (4.19)$$

Pr_{CT} – критерий Прандтля, рассчитываемый по значениям свойств жидкости у теплопередающей стенки со стороны холодного теплоносителя (t_{CT_2}).

По данным табл. 4.2 (для раствора при средней температуре $t_{CP} = 66^\circ\text{C}$)

$$Pr = \frac{3442,5 \cdot 0,65 \cdot 10^{-3}}{0,642} = 3,48.$$

Рассчитаем ориентировочное значение t_{CT_2} по полуэмпирической формуле:

$$\begin{aligned} t_{CT_2} &= t_{CP} + 0,8 \cdot \Delta t_{CP}; \\ t_{CT_2} &= 65,9 + 0,8 \cdot 68,6 \approx 121^\circ\text{C}. \end{aligned} \quad (4.20)$$

Этой температуре соответствуют следующие данные [4]:

$$C_p^{121}(\text{NaNO}_3) = 3442 \text{ Дж}/(\text{кг} \cdot \text{K});$$

$$\mu^{121}(\text{NaNO}_3) = 0,641 \cdot 10^{-3} \text{ Па} \cdot \text{с};$$

$$\lambda^{121}(\text{NaNO}_3) = 0,71 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot \text{K}).$$

Таким образом,

$$Pr_{CT} = \frac{3442,5 \cdot 0,641 \cdot 10^{-3}}{0,71} = 3,1.$$

Рассчитываем критерий Нуссельта согласно (4.18):

$$Nu = 0,021 \cdot 1 \cdot 10400^{0,8} \cdot 3,48^{0,43} \cdot \left(\frac{3,48}{3,1}\right)^{0,25} = 60,47 \approx 60,5.$$

Рассчитываем α_2 , пользуясь формулой (4.17):

$$\alpha_2 = \frac{60,5 \cdot 0,642}{0,021} = 1849,6 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{K}).$$

Согласно (4.14) и (4.15б) получим:

$$K = \frac{1}{\frac{1}{6062} + \frac{1}{2212} + \frac{1}{1849,6}} = 863,78 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{K}).$$

Определение минимальной расчетной поверхности теплопередачи F_p . Из (4.1)

$$F_p = \frac{Q}{K \cdot \Delta t_{CP}} = \frac{1636496}{836,78 \cdot 68,6} = 27,62 \text{ м}^2.$$

В результате всех вышеприведенных вычислений для проектируемого подогревателя водного раствора NaNO_3 следует принять в соответствии с ГОСТ 15118–79 нормализованный вертикальный кожухот-

рубчатый теплообменник с площадью теплопередающей поверхности 31 м^2 .

Запас площади теплопередающей поверхности B составляет:

$$B = \frac{F_{\text{СТ}} - F_{\text{Р}}}{F_{\text{Р}}} = \frac{31 - 27,62}{27,62} = 12,3 \%,$$

где $F_{\text{СТ}}$ – площадь теплопередающей поверхности в соответствии с ГОСТ, м^2 .

Таким образом, у принятого теплообменника достаточный запас площади, поскольку он находится в пределах $[5 \div 15] \%$.

В результате решения задачи принят теплообменник типа ТН или ТК с характеристиками, перечисленными в табл. 4.4.

Таблица 4.4

Основные характеристики
рекомендуемого теплообменника

Диаметр кожуха внутренний D , мм	400
Диаметр труб d , мм	25×2
Число ходов z	2
Длина труб l , м	4
Общее число труб N	100
Поверхность теплопередачи, м^2	31

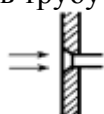
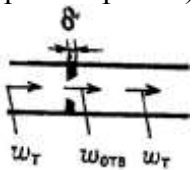
Таблица 1

Плотность некоторых твердых материалов

Материал	Плотность, кг/м ³	Насыпная плотность, кг/м ³
Кварц	2650	1500
Уголь древесный	1450	200
Уголь каменный	1350	800
Песок сухой	1500	1200
Зола	2200	680
Кокс	1300	500

Таблица 2

Коэффициенты местных сопротивлений

Вид сопротивления	Значение коэффициента местного сопротивления ξ																																																
Вход в трубу 	С острыми краями $\xi = 0,5$. С закругленными краями $\xi = 0,2$																																																
Выход из трубы 	$\xi = 1$																																																
Диафрагма (отверстие в прямой трубе с острыми краями)  w_T – средняя скорость потока в трубе, м/с; $w_{отв}$ – средняя скорость потока в отверстии, м/с; δ – толщина диафрагмы, м	$m = \left(\frac{d_o}{d_y}\right)^2;$ d_o – диаметр отверстия диафрагмы, м; d_y – условный диаметр трубопровода; <table><tr><th>m</th><th>ξ</th><th>m</th><th>ξ</th></tr><tr><td>0,02</td><td>7000</td><td>0,24</td><td>32,0</td></tr><tr><td>0,04</td><td>1670</td><td>0,26</td><td>26,8</td></tr><tr><td>0,06</td><td>730</td><td>0,28</td><td>22,3</td></tr><tr><td>0,08</td><td>400</td><td>0,30</td><td>18,2</td></tr><tr><td>0,10</td><td>245</td><td>0,34</td><td>13,1</td></tr><tr><td>0,12</td><td>165</td><td>0,40</td><td>8,25</td></tr><tr><td>0,14</td><td>117</td><td>0,50</td><td>4,00</td></tr><tr><td>0,16</td><td>86,0</td><td>0,60</td><td>2,00</td></tr><tr><td>0,18</td><td>65,5</td><td>0,70</td><td>0,97</td></tr><tr><td>0,20</td><td>51,5</td><td>0,80</td><td>0,42</td></tr><tr><td>0,22</td><td>40,0</td><td>0,90</td><td>0,13</td></tr></table>	m	ξ	m	ξ	0,02	7000	0,24	32,0	0,04	1670	0,26	26,8	0,06	730	0,28	22,3	0,08	400	0,30	18,2	0,10	245	0,34	13,1	0,12	165	0,40	8,25	0,14	117	0,50	4,00	0,16	86,0	0,60	2,00	0,18	65,5	0,70	0,97	0,20	51,5	0,80	0,42	0,22	40,0	0,90	0,13
m	ξ	m	ξ																																														
0,02	7000	0,24	32,0																																														
0,04	1670	0,26	26,8																																														
0,06	730	0,28	22,3																																														
0,08	400	0,30	18,2																																														
0,10	245	0,34	13,1																																														
0,12	165	0,40	8,25																																														
0,14	117	0,50	4,00																																														
0,16	86,0	0,60	2,00																																														
0,18	65,5	0,70	0,97																																														
0,20	51,5	0,80	0,42																																														
0,22	40,0	0,90	0,13																																														

Окончание таблицы 2

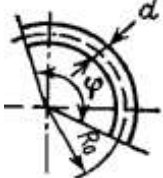
Отвод круглого или квардратного сечения  d – внутренний диа- метр трубопровода, м; R_o – радиус изгиба трубы, м; φ – угол, градусы	$\xi = A \cdot B$; $A = f(\varphi)$; $B = f(R_o/d)$ Коэффициенты A и B определяются по таблицам: $A = f(\varphi)$: <table><tr><td>φ</td><td>20</td><td>30</td><td>45</td><td>60</td><td>90</td><td>110</td><td>130</td><td>150</td><td>180</td></tr><tr><td>A</td><td>0,31</td><td>0,45</td><td>0,60</td><td>0,78</td><td>1,0</td><td>1,13</td><td>1,20</td><td>1,28</td><td>1,40</td></tr></table> $B = f(R_o/d)$: <table><tr><td>R_o/d</td><td>1,0</td><td>2,0</td><td>4,0</td><td>6,0</td><td>15</td><td>30</td><td>50</td></tr><tr><td>B</td><td>0,21</td><td>0,15</td><td>0,11</td><td>0,09</td><td>0,06</td><td>0,04</td><td>0,03</td></tr></table>	φ	20	30	45	60	90	110	130	150	180	A	0,31	0,45	0,60	0,78	1,0	1,13	1,20	1,28	1,40	R_o/d	1,0	2,0	4,0	6,0	15	30	50	B	0,21	0,15	0,11	0,09	0,06	0,04	0,03
φ	20	30	45	60	90	110	130	150	180																												
A	0,31	0,45	0,60	0,78	1,0	1,13	1,20	1,28	1,40																												
R_o/d	1,0	2,0	4,0	6,0	15	30	50																														
B	0,21	0,15	0,11	0,09	0,06	0,04	0,03																														
Вентиль нормальный	Значения ζ при полном открытии вентиля <table><tr><td>D, мм</td><td>13</td><td>20</td><td>40</td><td>80</td><td>100</td><td>150</td><td>200</td><td>250</td></tr><tr><td>ζ</td><td>10.8</td><td>8.0</td><td>4.9</td><td>4.0</td><td>4.1</td><td>4.4</td><td>4.7</td><td>5.1</td></tr></table>	D , мм	13	20	40	80	100	150	200	250	ζ	10.8	8.0	4.9	4.0	4.1	4.4	4.7	5.1																		
D , мм	13	20	40	80	100	150	200	250																													
ζ	10.8	8.0	4.9	4.0	4.1	4.4	4.7	5.1																													

Таблица 3

Температуры кипения $t_{\text{кип}}$ некоторых водных растворов при 1 атм (0,1013 МПа)

№	Раствор	$t_{\text{кип}}$, °С
1	30%-ный раствор NaOH	117,0
2	25%-ный раствор CaCl ₂	107,6
3	40%-ный раствор CH ₃ OH	79
4	40%-ный раствор C ₂ H ₅ OH	83
5	20%-ный раствор C ₂ H ₅ OH	87
6	20%-ный раствор NaCl	105
7	50%-ный раствор CH ₃ COOH	101,5
8	20%-ный раствор NaOH	108

Таблица 4

Плотность жидких веществ и водных растворов
в зависимости от температуры

Вещество	Плотность, кг/м ³ при температуре					
	20 °C	40 °C	60 °C	80 °C	100 °C	120 °C
Анилин C ₆ H ₅ NH ₂	1022	1004	987	969	952	933
Ацетон CH ₃ COCH ₃	791	768	747	719	693	665
Бензол C ₆ H ₆	879	858	836	815	793	769
Вода H ₂ O	998	992	983	972	958	943
Кальций хлористый CaCl ₂ (25%-ный раствор)	1230	1220	1210	1200	1190	1180
Метиловый спирт CH ₃ OH						
100%-ный	792	774	756	736	714	
40%-ный	935	924	913	902	891	880
Натрий едкий NaOH, раствор						
50%-ный	1525	1511	1497	1483	1469	1454
40%-ный	1430	1416	1403	1389	1375	1360
30%-ный	1328	1316	1303	1289	1276	1261
20%-ный	1219	1208	1196	1183	1170	1155
10%-ный	1109	1100	1089	1077	1064	1049
Натрий хлористый NaCl (20%-ный раствор)	1148	1139	1130	1120	1110	1100
Толуол C ₇ H ₈	866	847	828	808	788	766
Уксусная кислота CH ₃ COOH						
100%-ная	1048	1027	1004	981	958	922
50%-ная	1058	1042	1026	1010	994	978
Хлорбензол C ₆ H ₅ Cl	1107	1085	1065	1041	1021	995
Хлороформ CHCl ₃	1489	1450	1411	1380	1326	1280
Этиловый спирт C ₂ H ₅ (OH)						
100%-ный	789	772	754	735	716	693
80%-ный	843	828	813	797	783	768
60%-ный	891	878	864	849	635	820
40%-ный	935	923	910	897	885	872
20%-ный	969	957	946	934	922	910
Серная кислота H ₂ SO ₄ (60%-ный раствор)	1498	1482	1466	1450	1434	1418

Таблица 5

**Вязкость жидких веществ и водных растворов
в зависимости от температуры**

Вещество	Вязкость, 10^{-3} Па·с, при температуре					
	20 °C	40 °C	60 °C	80 °C	100 °C	120 °C
Анилин $C_6H_5NH_2$	4,40	2,3	1,5	1,1	0,8	0,59
Ацетон CH_3COCH_3	0,322	0,268	0,23	0,2	0,17	0,15
Бензол C_6H_6	0,65	0,492	0,39	0,316	0,261	0,219
Вода H_2O	1,00	0,656	0,469	0,357	0,284	0,232
Кальций хлористый $CaCl_2$ (25%-ный раствор)	2,74	1,85	1,55	—	—	—
Метиловый спирт CH_3OH 100%-ный 40%-ный	0,584 1,840	0,45 1,37	0,351 —	0,29 —	0,24 —	0,21 —
Натрий едкий $NaOH$, раствор 50%-ный 40%-ный 30%-ный 20%-ный 10%-ный	— 40 13 4,480 1,860	25 14 6,3 2,48 1,16	8,03 5,44 3,40 1,63 0,91	5,54 3,62 2,16 1,27 0,70	3,97 2,72 1,82 1,15 0,65	3,42 2,37 1,71 1,08 0,60
Натрий хлористый $NaCl$ 20%-ный раствор	1,56	1,03	0,74	0,57	0,46	0,38
Толуол C_7H_8	0,586	0,466	0,381	0,319	0,271	0,231
Уксусная кислота CH_3COOH 100%-ная 50%-ная	1,22 2,21	0,9 1,35	0,7 0,92	0,56 0,65	0,46 0,50	0,37 0,40
Хлорбензол C_6H_5Cl	0,80	0,64	0,52	0,435	0,37	0,32
Хлороформ $CHCl_3$	0,57	0,466	0,39	0,330	0,29	0,26
Этиловый спирт $C_2H_5(OH)$ 100%-ный 80%-ный 60%-ный 40%-ный 20%-ный	1,19 2,01 2,67 2,91 2,18	0,825 1,2 1,45 1,48 1,16	0,591 0,79 0,90 0,89 0,74	0,435 0,57 0,60 0,60 0,51	0,326 0,52 0,45 0,44 0,38	0,248 0,430 0,34 0,34 0,3
Серная кислота H_2SO_4 60%-ный раствор	5,52	3,42	2,40	1,50	1,07	0,9

Таблица 6

Удельная теплоемкость жидких веществ и водных растворов
в зависимости от температуры

Вещество	Удельная теплоемкость, кДж/(кг·град), при температуре					
	20 °C	40 °C	60 °C	80 °C	100 °C	120 °C
Анилин $C_6H_5NH_2$	2,04	2,09	2,13	2,17	2,22	2,26
Ацетон CH_3COCH_3	2,18	2,24	2,30	2,37	2,43	2,50
Бензол C_6H_6	1,73	1,83	1,93	2,02	2,12	2,18
Вода H_2O	4,19	4,18	4,19	4,23	4,23	4,27
Кальций хлористый $CaCl_2$ (25%-ный раствор)	2,94	2,97	3,06	3,10	3,14	3,18
Метиловый спирт CH_3OH 100%-ный	2,57	2,67	2,77	2,87	2,97	3,07
40%-ный	3,56	3,60	3,60	3,65	3,69	3,73
Натрий едкий $NaOH$, раствор 50%-ный	3,24	3,22	3,21	3,21	3,20	3,19
40%-ный	3,42	3,46	3,48	3,49	3,49	3,49
30%-ный	3,52	3,59	3,59	3,64	3,64	3,64
20%-ный	3,61	3,67	3,70	3,71	3,72	3,72
10%-ный	3,77	3,82	3,85	3,86	3,87	3,88
Натрий хлористый $NaCl$ 20%-ный раствор	3,93	3,92	3,90	3,90	3,85	3,85
Толуол C_7H_8	1,71	1,80	1,89	1,98	2,07	2,12
Уксусная кислота CH_3COOH 100%-ная	1,99	2,10	2,21	2,23	2,43	2,53
50%-ная	3,10	3,14	3,18	3,27	3,31	3,35
Хлорбензол C_6H_5Cl	1,32	1,38	1,45	1,51	1,58	1,64
Хлороформ $CHCl_3$	1,02	1,05	1,08	1,11	1,14	1,17
Этиловый спирт C_2H_5OH 100%-ный	2,48	2,72	2,97	3,22	3,52	3,78
80%-ный	2,85	3,02	3,23	3,44	3,65	3,90
60%-ный	3,14	3,31	3,48	3,60	3,77	3,98
40%-ный	3,52	3,65	3,69	3,81	3,94	4,02
20%-ный	3,85	3,90	3,94	3,98	4,06	4,11

Таблица 7

Теплопроводность жидких веществ и водных растворов
в зависимости от температуры

Вещество	Теплопроводность, Вт/(м · град), при температуре					
	20 °C	40 °C	60 °C	80 °C	100 °C	120 °C
Анилин $C_6H_5NH_2$	0,183	0,179	0,174	0,171	0,167	0,164
Ацетон CH_3COCH_3	0,170	0,165	0,160	0,156	0,151	0,147
Бензол C_6H_6	0,147	0,141	0,136	0,130	0,126	0,121
Вода H_2O	0,599	0,634	0,670	0,675	0,683	0,686
Кальций хлористый $CaCl_2$ (25%-ный раствор)	0,540	0,572	0,605	0,632	0,675	0,698
Метиловый спирт CH_3OH 100%-ный	0,212	0,208	0,206	0,202	0,200	0,198
40%-ный	0,334	0,343	0,354	0,363	0,372	0,384
Натрий едкий $NaOH$, раствор 50%-ный	0,531	0,541	0,547	0,554	0,557	0,559
40%-ный	0,533	0,543	0,552	0,558	0,562	0,564
30%-ный	0,534	0,545	0,556	0,563	0,566	0,569
20%-ный	0,537	0,550	0,563	0,571	0,575	0,577
10%-ный	0,543	0,558	0,572	0,580	0,585	0,587
Натрий хлористый $NaCl$ 20%-ный раствор	0,578	0,605	0,628	0,645	0,657	0,663
Толуол C_7H_8	0,136	0,131	0,128	0,123	0,119	0,114
Уксусная кислота CH_3COOH 100%-ная	0,173	0,169	0,164	0,160	0,156	0,151
50%-ная	0,347	0,379	0,413	0,445	0,477	0,512
Хлорбензол C_6H_5Cl	0,129	0,126	0,121	0,116	0,113	0,109
Хлороформ $CHCl_3$	0,133	0,122	0,113	0,102	0,092	0,083
Этиловый спирт C_2H_5OH 100%-ный	0,169	0,167	0,165	0,164	0,162	0,159
80%-ный	0,222	0,255	0,287	0,320	0,349	0,384
60%-ный	0,283	0,314	0,347	0,379	0,407	0,442
40%-ный	0,383	0,415	0,448	0,480	0,512	0,547
20%-ный	0,479	0,512	0,543	0,576	0,605	0,640

Таблица 8

Физические свойства воды (на линии насыщения)
Пересчет в СИ: $1 \text{ кгс/см}^2 = 9,81 \cdot 10^4 \text{ Па}$

P , кгс/см^2	t , $^{\circ}\text{C}$	ρ , кг/м^3	i , кДж/кг	C_p , $\text{кДж/кг} \cdot \text{К}$	$\lambda \cdot 10^2$, $\text{Вт/м} \cdot \text{К}$	$\alpha \cdot 10^7$, $\text{м}^2/\text{с}$	$\mu \cdot 10^6$, $\text{Па} \cdot \text{с}$	$\nu \cdot 10^6$, $\text{м}^2/\text{с}$	$\beta \cdot 10^4$, К^{-1}	$\sigma \cdot 10^4$, кг/с^2	Pr
1	0	1000	0	4,23	55,1	1,31	1790	1,79	-0,63	756	13,7
1	10	1000	41,9	4,19	57,5	1,37	1310	1,31	0,7	762	9,52
1	20	998	83,8	4,19	59,9	1,43	1000	1,01	1,82	727	7,02
1	30	996	126	4,18	61,8	1,49	804	0,81	3,21	712	5,42
1	40	992	168	4,18	63,4	1,53	657	0,66	3,87	697	4,31
1	50	988	210	4,18	64,8	1,57	549	0,556	4,49	677	3,54
1	60	983	251	4,18	65,9	1,61	470	0,478	5,11	662	2,98
1	70	978	293	4,19	66,8	1,63	406	0,415	5,7	643	2,55
1	80	972	335	4,19	67,5	1,66	355	0,365	6,32	626	2,21
1	90	965	377	4,19	68	1,68	315	0,326	6,95	607	1,95
1,03	100	958	419	4,23	68,3	1,69	282	0,295	7,5	589	1,75
1,46	110	951	461	4,23	68,5	1,69	256	0,268	8,0	569	1,58
2,02	120	943	503	4,23	68,6	1,72	231	0,244	8,6	549	1,43
2,75	130	935	545	4,27	68,6	1,72	212	0,226	9,2	529	1,32
3,68	140	926	587	4,27	68,5	1,72	196	0,212	9,7	507	1,23
4,85	150	917	629	4,32	68,4	1,72	185	0,202	10,3	487	1,17
6,3	160	907	671	4,36	68,3	1,72	174	0,191	10,8	466	1,1
8,08	170	897	713	4,4	67,9	1,72	163	0,181	11,5	444	1,05
10,23	180	887	755	4,44	67,5	1,72	153	0,173	12,2	424	1,01

Внимание! Считывайте правильно значения!

Пример: λ при $20^{\circ}\text{C} = 59,9 \cdot 10^{-2} = 0,599 \text{ Вт/м} \cdot \text{К}$.

Таблица 9

Свойства насыщенного пара в зависимости от температуры
Пересчет в СИ: $1 \text{ кгс/см}^2 = 9,81 \cdot 10^4 \text{ Па}$

Темпера- тура, °С	Давление (абсолют- ное), кг/см ²	Удельный объем, м ³ /кг	Плотность, кг/м ³	Уд. энтал. жидкости, i' , кДж/кг	Уд. энтал. пара, i'' , кДж/кг	Уд. теплота парообраз., r , кДж/кг
0	0,0062	206,5	0,00484	0	2493,1	2493,1
5	0,0089	147,1	0,0068	20,95	2502,7	2481,7
10	0,0125	106,4	0,0094	41,9	2512,3	2470,4
15	0,0174	77,9	0,01283	62,85	2522,4	2459,5
20	0,0238	57,8	0,01729	83,8	2532	2448,2
25	0,0323	43,4	0,02304	104,75	2541,7	2436,9
30	0,0433	32,93	0,0333036	125,7	2551,3	2425,6
35	0,0573	25,25	0,0396	146,65	2561	2414,3
40	0,0752	19,55	0,05114	167,6	2570,6	2403
45	0,0977	15,28	0,06543	188,56	2579,8	2391,3
50	0,1258	12,054	0,083	209,5	2589,5	2380
55	0,1605	9,589	0,1043	230,45	2598,7	2368,2
60	0,2031	7,678	0,1301	251,4	2608,3	2356,9
65	0,255	6,209	0,1611	272,35	2617,5	2345,2
70	0,3177	5,052	0,1979	290,3	2626,3	2333
75	0,393	4,139	0,2416	314,3	2636	2321
80	0,483	3,414	0,2929	335,2	2644	2310
85	0,59	2,832	0,3531	356,2	2653	2297
90	0,715	2,365	0,4229	377,1	2662	2285
95	0,862	1,985	0,5039	398,1	2671	2273
100	1,033	1,675	0,597	419	2679	2260
105	1,232	1,421	0,7036	440,4	2687	2248
110	1,461	1,212	0,8254	461,3	2699	2234
115	1,724	1,038	0,9635	482,7	2704	2221
120	2,025	0,893	1,1199	504,1	2711	2207
125	2,367	0,7715	1,296	525,4	2718	2194
130	2,755	0,6693	1,494	546,8	2726	2179
135	3,192	0,5831	1,715	568,2	2733	2165
140	3,685	0,5096	1,962	589,5	2740	2150
145	4,238	0,4469	2,238	611,3	2747	2125
150	4,855	0,3933	2,543	632,7	2753	2120
160	6,303	0,3075	3,252	654,1	2765	2089
170	8,08	0,2431	4,113	719,8	2776	2056
180	10,23	0,1944	5,145	763,8	2785	2021

Таблица 10

Свойства насыщенного пара в зависимости от давления
Пересчет в СИ: $1 \text{ кгс/см}^2 = 9,81 \cdot 10^4 \text{ Па}$

Давление (абсолютное), кг/см ²	Температура, °С	Удельный объем, м ³ /кг	Плотность, кг/м ³	Уд. энтал. жидкости i' , кДж/кг	Уд. энтал. пара i'' , кДж/кг	Уд. теплота парообраз., r , кДж/кг
0,01	6,6	131,6	0,0076	27,7	2506	2474
0,015	12,7	89,64	0,01116	53,2	2518	2463
0,02	17,1	68,27	0,01465	71,6	2526	2455
0,025	20,7	55,28	0,01809	86,7	2533	2447
0,03	23,7	46,53	0,02149	99,3	2539	2440
0,04	28,6	35,46	0,0282	119,8	2548	2429
0,05	32,5	28,73	0,03481	136,2	2556	2420
0,06	35,8	24,19	0,04133	150	2562	2413
0,08	41,1	18,45	0,0542	172,2	2573	2400
0,1	45,4	14,96	0,06686	190,2	2581	2390
0,12	49	12,6	0,07937	205,3	2588	2382
0,15	53,6	10,22	0,09789	224,6	2596	2372
0,2	59,7	7,977	0,1283	250,1	2607	2358
0,3	68,7	5,331	0,1876	287,9	2620	2336
0,4	75,4	4,072	0,2456	315,9	2632	2320
0,5	80,9	3,304	0,3027	339	2642	2307
0,6	85,5	2,785	0,359	358,2	2650	2296
0,7	89,3	2,441	0,4147	375	2657	2286
0,8	93	2,128	0,4699	389,7	2663	2278
0,9	96,2	1,906	0,5246	403,1	2668	2270
1	99,1	1,727	0,579	415,2	2677	2264
1,2	104,2	1,457	0,6865	437	2686	2249
1,4	108,7	1,261	0,7931	456,3	2693	2237
1,6	112,7	1,113	0,898	473,1	2703	2227
1,8	116,3	0,997	1,003	483,6	2709	2217
2	119,6	0,903	1,107	502,4	2710	2208
3	132,9	0,618	1,618	558,9	2730	2171
4	142,9	0,4718	2,12	601,4	2744	2141
5	151,1	0,3825	2,614	637,7	2754	2117
6	158,1	0,3222	3,104	667,9	2768	2095
7	164,2	0,2785	3,591	694,3	2769	2075
8	169,6	0,2454	4,075	718,4	2776	2057
9	174,5	0,2195	4,536	740	2780	2040
10	179	0,1985	5,037	759,6	2784	2024
11	183,2	0,1813	5,516	778,1	2787	2009

Таблица 11

Параметры кожухотрубчатых конденсаторов и испарителей
в соответствии с ГОСТ 15118–79, ГОСТ 15119–79, ГОСТ 15121–79

Диаметр кожуха, мм	Диаметр труб, мм	*Число ходов	Общее число труб, шт.	**Поверхность теплообмена (м ²) при длине труб, м				Площадь сечения одного хода по трубам, м ²
				2	3	4	6	
600	20×2	2	370	–	70	93	130	0,037
		4	334	–	63	84	126	0,016
		6	316	–	60	79	119	0,009
	25×2	1	257	40	61	81	–	–
		2	240	–	57	75	113	0,042
		4	206	–	49	65	97	0,008
		6	196	–	46	61	91	0,011
800	20×2	2	690	–	130	173	260	0,069
		4	638	–	120	160	240	0,03
		6	618	–	116	155	233	0,02
	25×2	1	465	73	109	146	–	–
		2	442	–	104	139	208	0,077
		4	404	–	95	127	190	0,03
		6	384	–	90	121	181	0,02
1000	20×2	2	1138	–	214	286	429	0,114
		4	1072	–	202	269	404	0,051
		6	1044	–	197	262	393	0,034
	25×2	1	747	117	176	235	–	–
		2	718	–	169	226	338	0,124
		4	666	–	157	209	314	0,055
		6	642	–	151	202	302	0,036
1200	20×2	2	1658	–	–	417	625	0,165
		4	1580	–	–	397	595	0,079
		6	1544	–	–	388	582	0,049
	25×2	1	1083	–	256	340	–	–
		2	1048	–	–	329	494	0,179
		4	986	–	–	310	464	0,048
		6	958	–	–	301	451	0,052
1400	20×2	2	2298	–	–	–	865	0,23
		4	2204	–	–	–	831	0,11
		6	2162	–	–	–	816	0,072
	25×2	1	1545	–	372	486	–	–
		2	1504	–	–	–	708	0,26
		4	1430	–	–	–	673	0,118
		6	1396	–	–	–	657	0,08

*Испарители могут быть только одноходовыми.

**Рассчитана по наружному диаметру труб.

Таблица 11

Поверхности теплообмена (по $d_{\text{нар}}$) испарителей ИН и ИК
и конденсаторов КН и КК с трубами 25×2 мм
по ГОСТ 15119–79 и ГОСТ 15121–79

Диаметр кожуха (внутренний), мм	Число труб		Длина труб, м				Тип аппаратов
	общее	на один ход	2	3	4	6	
			Поверхность теплообмена, м ² (по $d_{\text{нар.}}$)				
ОДНОХОДОВЫЕ							
600	261	261	40	61	81	—	Испарители ИН, ИК
800	473	473	74	112	150	—	
1000	783	783	121	182	244	—	
1200	1125	1125		260	348	—	
1400	1549	1549		358	480	—	
ДВУХХОДОВЫЕ							
600	244	122	—	57	76	114	
800	450	225	—	106	142	212	
1000	754	377	—	175	234	353	
1200	1090	545	—	—	338	509	
1400	1508	754	—	—	—	706	
ЧЕТЫРЕХХОДОВЫЕ							
600	210	52,5	—	49	65	98	Конденсаторы КН, КК
800	408	102	—	96	128	193	
1000	702	175,5	—	163	218	329	
1200	1028	257	—	—	318	479	
1400	1434	358,5	—	—	—	672	
ШЕСТИХОДОВЫЕ							
600	198	33	—	46	62	93	
800	392	65,3	—	93	123	185	
1000	678	113	—	160	213	319	
1200	1000	166,6	—	—	314	471	
1400	1400	233,3	—	—	—	659	

Таблица IV

Плотность жидких веществ и водных растворов в зависимости от температуры [13]

Вещество	Плотность, кг/м ³							
	-20 °C	0 °C	20 °C	40 °C	60 °C	80 °C	100 °C	120 °C
Азотная кислота, 100 %	1582	1547	1513	1478	1443	1408	1373	1338
» » 50 %	—	1334	1310	1287	1263	1238	1212	1186
Аммиак жидкий	665	639	610	580	545	510	462	390
Аммиачная вода, 25 %	—	918	907	897	887	876	866	856
Анилин	—	1039	1022	1004	987	969	952	933
Ацетон	835	813	791	768	746	719	693	665
Бензол	—	900	879	858	836	815	793	769
Бутиловый спирт	838	824	810	795	781	766	751	735
Вода	—	1000	998	992	983	972	958	943
Гексан	693	677	660	641	622	602	581	559
Глицерин, 50 %	—	1136	1126	1116	1106	1006	996	986
Диоксид серы (жидк.)	1484	1434	1383	1327	1264	1193	1111	1010
Дихлорэтан	1310	1282	1254	1224	1194	1163	1133	1102
Диэтиловый эфир	758	736	714	689	666	640	611	576
Изопропиловый спирт	817	801	785	768	752	735	718	700
Кальций хлористый, 25 % раствор	1248	1239	1230	1220	1210	1200	1190	1180
м-Ксилол	—	882	865	847	831	796	796	77
Метиловый спирт, 100 %	828	810	792	774	756	736	714	—
» » 40 %	—	946	935	924	913	902	891	880
Муравьиная кислота	—	1244	1220	1195	1171	1147	1121	1096
Натр едкий, 50 % раствор	—	1540	1525	1511	1497	1483	1469	1454
» » 40 % »	—	1443	1430	1416	1403	1389	1375	1360
» » 30 % »	—	1340	1328	1316	1303	1289	1276	1261
» » 20 % »	—	1230	1219	1208	1196	1183	1170	1155
» » 10 % »	—	1117	1109	1100	1089	1077	1064	1049
Натрий хлористый, 20 % раствор	—	1157	1148	1139	1130	1120	1110	1100
Нитробензол	—	1223	1203	1183	1163	1143	1123	1103
Октан	734	718	702	686	669	653	635	617
Олеум, 20 %	—	1922	1896	1870	1844	1818	1792	1766
Пропиловый спирт	—	819	804	788	770	752	733	711
Серная кислота, 98 %	—	1857	1837	1817	1798	1779	1761	1742
» » 92 %	1866	1845	1824	1803	1783	1765	1744	1723
» » 75 %	1709	1689	1669	1650	1632	1614	1597	1580
» » 60 %	1532	1515	1498	1482	1466	1450	1434	1418
Серовуглерод	1323	1293	1263	1233	1200	1165	1125	1082
Соляная кислота, 30 %	1173	1161	1149	1138	1126	1115	1103	1090
Толуол	902	884	866	847	828	808	788	766
Уксусная кислота, 100 %	—	1072	1048	1027	1004	981	958	922
» » 50 %	—	1074	1058	1042	1026	1010	994	978
Фенол (расплавленный)	—	—	1075	1058	1040	1022	1003	987
Хлорбензол	1150	1128	1107	1085	1065	1041	1021	995
Хлороформ	1563	1526	1489	1450	1411	1380	1326	1280
Четыреххлористый углерод	1670	1633	1594	1556	1517	1471	1434	1390
Этилацетат	947	924	901	876	851	825	797	768
Этиловый спирт, 100 %	823	806	789	772	754	735	716	693
» » 80 %	—	857	843	828	813	797	783	768
» » 60 %	—	904	891	878	864	849	835	820
» » 40 %	—	947	935	923	910	897	885	872
» » 20 %	—	977	969	957	946	934	922	910

Динамические коэффициенты вязкости некоторых водных растворов

Растворенное вещество	Концентрация, % (масс.)	Динамический коэффициент вязкости, мПа·с (сП)				
		0 °C	20 °C	30 °C	40 °C	60 °C
NaOH	5	—	1,3	1,05	0,85	—
	15	—	2,78	2,10	1,65	—
	25	—	7,42	5,25	3,86	—
NaCl *	5	1,86	1,07	0,87	0,71	0,51
	15	2,27	1,36	1,07	0,89	0,64
	25	3,31	1,89	—	—	—
NaNO ₃	10	—	1,07	0,88	0,72	0,54
	20	—	1,18	1,03	0,86	0,62
	30	—	1,33	1,3	1,07	0,79
Na ₂ CO ₃	10	—	1,74	1,38	1,1	—
	20	—	4,02	2,91	2,25	—
	30	—	—	8,35	5,6	—
KOH	10	—	1,23	1,0	0,83	—
	20	—	1,63	1,33	1,11	—
	30	—	2,36	1,93	1,57	—
KCl	5	1,7	0,99	0,8	0,66	0,48
	15	1,58	1,0	0,83	0,69	0,52
	20	—	1,02	0,85	0,72	0,54
KNO ₃	5	1,68	0,98	0,8	0,66	0,49
	15	—	0,98	0,8	0,69	0,51
	30	—	—	0,89	—	—
NH ₄ NO ₃	10	1,58	0,96	0,79	0,66	0,5
	30	1,51	1,0	0,84	0,73	0,57
	50	—	1,33	1,14	0,99	0,77
MgCl ₂	10	2,8	1,5	—	—	—
	20	5,3	2,7	—	—	—
	35	19,3	10,1	—	—	—
CaCl ₂ **	10	2,17	1,27	—	—	—
	20	3,14	1,89	—	—	—
	35	8,9	5,1	—	—	—

* См. также табл. L.

** См. также табл. LI.

Таблица XXIX

Коэффициенты теплопроводности жидкостей и водных растворов
(не приведенных на рис. X)

Вещество	Концентрация, % (масса.)	Темпера- тура. °C	Коэффициент теплопровод- ности. Вт/(м·К)
BaCl ₂	21	32	0,58
KBr	40	32	0,50
KOH	21	32	0,58
	42	32	0,55
K ₂ SO ₄	10	32	0,60
KCl	15	32	0,58
	30	32	0,56
MgSO ₄	22	32	0,59
MgCl ₂	11	32	0,58
	29	32	0,52
CuSO ₄	18	32	0,58
NaBr	20	32	0,57
	40	32	0,54
Na ₂ CO ₃	10	32	0,58
NaCl	12,5	32	0,58
H ₂ SO ₄	30	32	0,52
	60	32	0,44
	90	32	0,35
HCl	12,5	32	0,52
	25	32	0,48
	38	32	0,44
Аммиак жидкий	100	0	0,541
	100	100	0,314
Дихлорэтан	100	0	0,1396
Уксусная кислота	50	0	0,314
	50	100	0,477
Хлорбензол	100	0	0,132
	100	100	0,1128
Хлороформ	100	0	0,142
	100	100	0,0919

Т а б л и ц а X X X I

Среднее значение тепловой проводимости загрязнений стенок

Теплоносители	Тепловая проводимость загрязнений стенок $\frac{1}{\gamma_{\text{загр}}}$, Вт/(м ² · К)
Вода загрязненная	1 400—1 860 *
» среднего качества	1 860—2 900 *
» хорошего качества	2 900—5 800 *
» очищенная	2 900—5 800 *
» дистиллированная	11 600
Нефтепродукты чистые, масла, пары хладагентов	2 900
Нефтепродукты сырые	1 160
Органические жидкости, рассолы, жидкие хлад- агенты	5 800
Водяной пар (с содержанием масла)	5 800
Органические пары	11 600
Воздух	2 800

* Для воды меньшие значения тепловой проводимости загрязнений соответствуют более высоким температурам.

Т а б л и ц а X X X V I

Концентрации [в % (масс.)] некоторых водных растворов, кипящих под атмосферным давлением

Растворен- ное веще- ство	Температура кипения, °C								
	101	102	103	104	105	107	110	115	120
CaCl ₂	5,66	10,31	14,16	17,36	20,00	24,24	29,33	35,68	40,83
KOH	4,49	8,51	11,97	14,82	17,01	20,88	25,65	31,97	36,51
KCl	8,42	14,31	18,96	23,02	26,57	32,62	—	—	—
K ₂ CO ₃	10,31	18,37	24,24	28,57	32,24	37,69	43,97	50,86	56,04
KNO ₃	13,19	23,66	32,23	39,20	45,10	54,65	65,34	79,53	—
MgCl ₂	4,67	8,42	11,66	14,31	16,59	20,32	24,41	29,48	33,07
MgSO ₄	14,31	22,78	28,31	32,23	35,32	42,86	—	—	—
NaOH	4,12	7,40	10,15	12,51	14,53	18,32	23,08	26,21	33,77
NaCl	6,19	11,03	14,67	17,69	20,32	25,09	—	—	—
NaNO ₃	8,26	15,61	21,87	27,53	32,43	40,47	49,87	60,94	68,94
Na ₂ SO ₄	15,26	24,81	30,73	—	—	—	—	—	—
Na ₂ CO ₃	9,42	17,22	23,72	29,18	33,86	—	—	—	—
CuSO ₄	26,95	39,98	40,83	44,47	—	—	—	—	—
ZnSO ₄	20,00	31,22	37,89	42,92	46,15	—	—	—	—
NH ₄ NO ₃	9,09	16,66	23,08	29,08	34,21	42,53	51,92	63,24	71,26
NH ₄ Cl	6,10	11,35	15,96	19,80	22,89	28,37	35,98	46,95	—
(NH ₄) ₂ SO ₄	13,34	23,14	30,65	36,71	41,79	49,73	—	—	—

[illegible]