

2022 ХТТ ПиАХТ ЧАСТЬ 2 РАЗДЕЛ 2 ТЕПЛОВЫЕ ПРОЦЕССЫ И АППАРАТЫ

РАЗДЕЛ 2. ТЕПЛОВЫЕ ПРОЦЕССЫ И АППАРАТЫ

1 ОСНОВЫ ТЕОРИИ ТЕПЛООБМЕНА

1.1 Роль тепловых процессов и аппаратов

Перенос тепловой энергии называют теплообменом. Тепло переносится из зоны с большей температурой в зону с меньшей температурой.

Процессы теплообмена выполняют самостоятельную) и вспомогательную роль. Доля затрат на теплообменники в общих затратах на оборудование в химических производствах составляет от 20 до 80%..

1.2 Виды теплообмена и теплообменных процессов

Тепло переносится за счет теплопроводности, конвекции и лучеиспускания.

Теплопроводность – перенос тепла за счёт движения микрочастиц вещества.

Конвекция – перенос тепла из-за перемещения макрочастиц вещества в газах и жидкостях. Свободная конвекция возникает из-за разности плотностей среды в различных ее зонах. Вынужденная конвекция наблюдается при вынужденном движении среды.

Лучистый теплообмен – перенос тепла электромагнитными волнами (инфракрасными).

Перенос тепла от границы теплоносителя в ядро его потока (либо в обратном направлении) – теплоотдача. Перенос тепла от одного теплоносителя к другому при – теплопередача.

При теплообмене могут изменяться температура и агрегатное состояние теплоносителя..

Температурное поле – совокупность мгновенных значений температуры в различных точках системы. Изотермические поверхности – поверхности, на которых температуры одинаковы. Теплообменные процессы бывают установившимися и неустановившимися. Теплообменные процессы также бывают периодическими и непрерывными.

1.3 Основные теплофизические свойства веществ

При расчётах процессов теплообмена используют свойства веществ (плотность ρ , вязкость динамическая μ и кинематическая ν , поверхностное натяжение σ , коэффициент объёмного температурного расширения β_t , удельные теплоёмкость, теплота фазового перехода и энтальпия, теплопроводность, температуры фазовых переходов и т. д.)

Удельная теплоёмкость c , Дж/(кг·К), – количество тепла, которое необходимо сообщить телу массой 1 кг, чтобы изменить его температуру на 1 К (зависит от природы вещества, его агрегатного состояния и температуры, для газов – и от давления).

Удельная теплота фазового перехода r , Дж/кг, – количество теплоты, которое необходимо подвести (отвести) к телу массой 1 кг при температуре фазового перехода, чтобы перевести его

2022 ХТТ ПиАХТ ЧАСТЬ 2 РАЗДЕЛ 2 ТЕПЛОВЫЕ ПРОЦЕССЫ И АППАРАТЫ

из одного фазового состояния в другое. Она зависит от его вида и природы вещества. Фазовые переходы: из твёрдого состояния в жидкое – плавление; обратный плавлению – кристаллизация; из жидкого в газообразное – испарение; обратный испарению – конденсация; из твёрдого, минуя жидкое – возгонка (сублимация). Удельные теплоты прямого и обратного фазовых переходов при одинаковых температуре и давлении равны.

Удельная энтальпия вещества i – сумма его внутренней энергии и произведения давления на объём, отнесенная к единице его количества. В теплотехнике для изобарных процессов удельную энтальпию часто рассчитывают как отклонение ее величины от значения при температуре $T_0 = 273\text{К}$.

Удельные теплоёмкость, теплоту фазового перехода и энтальпию для смеси рассчитывают по правилу аддитивности. Например, удельная теплоёмкость смеси:

$$c_{см} = \sum_{i=1}^n c_i \bar{x}_i, \quad (1.1)$$

где n – число компонентов;

c_i – удельная теплоёмкость i -го компонента;

\bar{x}_i – массовая доля i -го компонента.

Температуры кипения и плавления зависят от природы веществ. Температура кипения также зависит от давления и растёт с его увеличением.

1.4 Тепловые балансы

При расчётах теплообмена определяют количество передаваемого тепла или тепловой поток, количество или расходы теплоносителей.

Тепловой поток Q , Вт, – количество тепла, которое передаётся от теплоносителя к теплоносителю в единицу времени. Тепловой поток, расходы теплоносителей, их начальные и конечные параметры определяют в результате составления и решения уравнений теплового баланса. Эти уравнения составляют, используя закон сохранения энергии. Для аппаратов при этом учитывают потери тепла в окружающую среду $Q_{ном}$, Вт. В ряде случаев учитывают тепло, которое выделяется (поглощается) в результате химических реакций и др. явлений $Q_{вн}$, Вт.

Составление уравнений теплового баланса рассмотрим для процесса с участием двух теплоносителей (рис. 1.1). Один из этих теплоносителей отдаёт тепло (горячий), второй – принимает (холодный). Расход тепла Q_1 , Вт, отданный горячим теплоносителем, с учетом тепловых потерь $Q_{ном}$ и тепла внутренних источников $Q_{вн}$, равно расходу тепла Q_2 , Вт, принятому холодным:

$$Q_1 = Q_2 \pm Q_{ном} \pm Q_{вн} \quad (1.2)$$

**2022 ХТТ ПиАХТ ЧАСТЬ 2 РАЗДЕЛ 2 ТЕПЛОВЫЕ
ПРОЦЕССЫ И АППАРАТЫ**

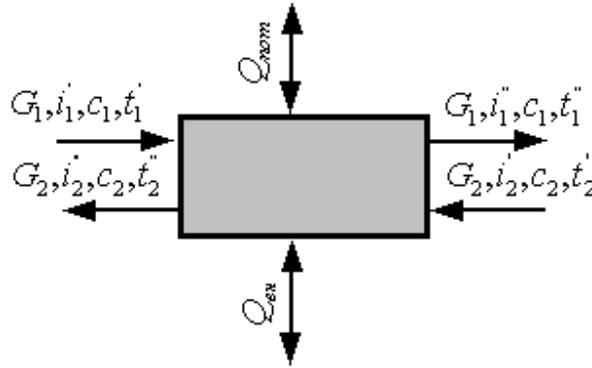


Рис. 1.1 – К составлению уравнений теплового баланса

Верхние индексы „'” и „''” – вход и выход теплоносителя; нижние индексы „1” и „2” – горячий и холодный теплоносители. (1.2) преобразуем:

$$G_1(i_1' - i_1'') = G_2(i_2'' - i_2') \pm Q_{пот} \pm Q_{вн}, \quad (1.3)$$

где G_1 и G_2 – массовые расходы горячего и холодного теплоносителей, кг/с;

i_1' и i_2' – удельные энтальпии горячего и холодного теплоносителей, Дж/кг.

Пример 1. Оба теплоносителя не меняют агрегатного состояния. Выражая энтальпии через теплоёмкости и температуры, и из (1.3) получаем:

$$G_1 c_1 (t_1' - t_1'') = G_2 c_2 (t_2'' - t_2') \pm Q_{пот} \pm Q_{вн}, \quad (1.4)$$

где c_1 и c_2 – теплоемкости горячего и холодного теплоносителей, Дж/(кг·К);

t_1' и t_2' – температуры горячего и холодного теплоносителей, К.

Пример 2. Перегретый пар с температурой конденсации $t_{1к}$ охлаждается, конденсируется, а конденсат переохлаждается и отводится при температуре $t_1'' < t_{1к}$. Расход тепла, отдаваемого паром и его конденсатом:

$$Q_1 = G_1 \left[c_{1н} (t_1' - t_{1к}) + r_1 + c_{1ж} (t_{1к} - t_1'') \right], \quad (1.5)$$

где $c_{1н}$ и $c_{1ж}$ – теплоемкости пара и жидкости, Дж/(кг·К);

r_1 – удельная теплота конденсации пара, Дж/кг.

1.5 Перенос тепла теплопроводностью

1.5.1 Закон Фурье

Производная температуры по нормали n к изотермической поверхности – градиент температуры:

$$\text{grad}t = \frac{\partial t}{\partial n}. \quad (1.6)$$

2022 ХТТ ПиАХТ ЧАСТЬ 2 РАЗДЕЛ 2 ТЕПЛОВЫЕ ПРОЦЕССЫ И АППАРАТЫ

Перенос тепла осуществляется в направлении, противоположном $gradt$, а плотность теплового потока q , Вт/м², пропорциональна ему. Значение q вычисляют:

$$q = \frac{Q}{F}, \quad (1.7)$$

где Q – тепловой поток, Вт;

F – площадь поверхности, перпендикулярной направлению переноса тепла, м².

Количество тепла Q_m , передаваемое теплопроводностью за время τ через поверхность F , перпендикулярную $gradt$, пропорционально F , τ и $gradt$ (закон Фурье):

$$dQ_m = -\lambda \frac{\partial t}{\partial n} dF d\tau, \quad (1.8)$$

где λ – коэффициент теплопроводности материала, Вт/(м К).

Для установившегося теплообмена:

$$q = -\lambda \frac{dt}{dn}. \quad (1.9)$$

Теплопроводность веществ зависит от их природы, агрегатного состояния и температуры, а для газов – и от давления.

1.5.2 Уравнение теплопроводности Фурье

Рассмотрим приход и расход тепла через грани параллелепипеда dV с рёбрами dx , dy и dz (рис. 1.2).

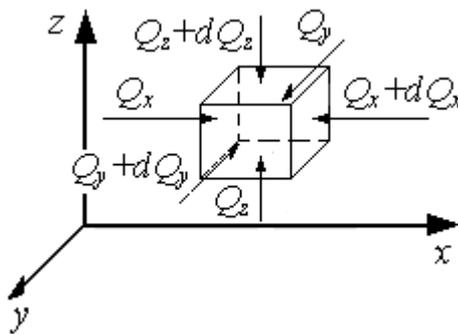


Рис. 1.2 – К выводу уравнения Фурье

Q_x , Q_{x+dx} , Q_y , Q_{y+dy} , Q_z и Q_{z+dz} (приходы тепла в параллелепипед за время $d\tau$ через грани) вычисляют по уравнению закона Фурье. Полное приращение количества тепла в параллелепипеде dQ :

$$dQ = \lambda \left(\frac{\partial^2 t}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 t}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 t}{\partial z^2} \right) dV d\tau = \lambda \nabla^2 t dV d\tau, \quad (1.10)$$

где ∇^2 – оператор Лапласа

Количество тепла в параллелепипеде изменяется за счёт изменения энтальпии dI данного объема:

**2022 ХТТ ПиАХТ ЧАСТЬ 2 РАЗДЕЛ 2 ТЕПЛОВЫЕ
ПРОЦЕССЫ И АППАРАТЫ**

$$dQ = dI = c\rho dV \frac{\partial t}{\partial \tau} d\tau, \quad (1.11)$$

где c – теплоемкость вещества, Дж/(кг·К);

ρ – его плотность, кг/м³.

Из (1.10) и (1.11) следует уравнение теплопроводности Фурье:

$$c\rho \frac{\partial t}{\partial \tau} = \lambda \nabla^2 t, \text{ или} \quad (1.12)$$

$$\frac{\partial t}{\partial \tau} = a \nabla^2 t, \quad (1.13)$$

где $a = \frac{\lambda}{c\rho}$ – коэфф. температуропроводности, м²/с.

Для стационар.о теплообмена (1.13) преобразуют:

$$\nabla^2 t = 0. \quad (1.14)$$

1.5.3 Теплопроводность плоской стенки

Толщина стенки намного меньше её длины и ширины. При стационарном теплообмене температурное поле в ней одномерно (рис. 1.3).

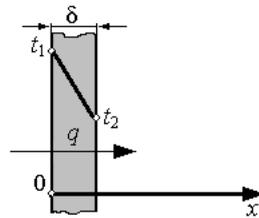


Рис. 1.3 – К уравнению теплопроводности плоской однослойной стенки

Ось x перпендикулярна поверхности стенки. Для этого случая уравнение теплопроводности Фурье:

$$\frac{d^2 t}{dx^2} = 0. \quad (1.15)$$

Граничные условия для (1.15): t_1 и t_2 – температуры более и менее нагретой поверхностей стенки при $x = 0$ и $x = \delta$ (δ – толщина стенки). Проинтегрировав:

$$t = \frac{t_2 - t_1}{\delta} x + t_1. \quad (1.16)$$

$grad t$ в рассматриваемом случае:

$$\frac{dt}{dx} = \frac{t_2 - t_1}{\delta}. \quad (1.17)$$

Подставив $grad t$ из (1.17) в уравнение (1.8), получим уравнение стационарной теплопроводности плоской однослойной стенки:

**2022 ХТТ ПиАХТ ЧАСТЬ 2 РАЗДЕЛ 2 ТЕПЛОВЫЕ
ПРОЦЕССЫ И АППАРАТЫ**

$$Q = \frac{\lambda}{\delta} (t_1 - t_2) F \tau. \quad (1.18)$$

$$q = \frac{\lambda}{\delta} (t_1 - t_2). \quad (1.19)$$

Для стенки из n слоёв (рис. 1.4), толщиной $\delta_1, \delta_2, \dots, \delta_n$, с коэффициентами теплопроводности материалов $\lambda_1, \lambda_2, \dots, \lambda_n$, при стационарном теплообмене плотности теплового потока в слоях одинаковы ($q_1 = q_2 = \dots = q_n = q$). Температуры поверхностей слоев: первого – t_1 и t_2 ; второго – t_2 и t_3 ; слоя с номером n – t_n и t_{n+1} .

При совместном решении уравнений теплопроводности для каждого из слоев и их анализе получаем:

$$q = \frac{t_1 - t_{n+1}}{\sum_{i=1}^n \frac{\delta_i}{\lambda_i}}. \quad (1.20)$$

$r_i = \frac{\delta_i}{\lambda_i}$ – термическое сопротивление i – го слоя.

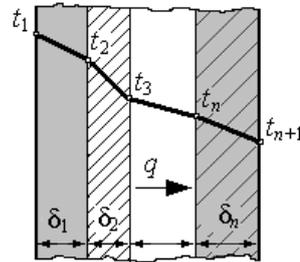


Рис. 1.4 – К уравнению теплопроводности плоской многослойной стенки

1.5.4 Теплопроводность цилиндрической стенки

Для цилиндрической стенки большой длины при стационарном теплообмене температура изменяется по ее радиусу r :

$$grad t = \frac{dt}{dr}. \quad (1.21)$$

t_1 и t_2 – температуры поверхностей стенки: более и менее нагретой диаметрами $d_{вн}$ и $d_{н}$. L – длина стенки.

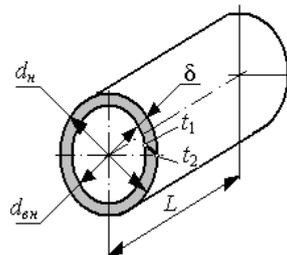


Рис. 1.5 – К расчету теплопроводности цилиндрической стенки

2022 ХТТ ПиАХТ ЧАСТЬ 2 РАЗДЕЛ 2 ТЕПЛОВЫЕ ПРОЦЕССЫ И АППАРАТЫ

При решении дифференциального уравнения теплопроводности цилиндрической стенки получают:

$$Q = \frac{2\pi L(t_1 - t_2)}{\frac{1}{\lambda} \ln \frac{d_{вн}}{d_{ин}}}. \quad (1.22)$$

Тепловой поток через цилиндрическую многослойную стенку Q , Вт,:

$$Q = \frac{2\pi L(t_1 - t_{n+1})}{\sum_{i=1}^n \left(\frac{1}{\lambda_i} \ln \frac{d_{i+1}}{d_i} \right)}. \quad (1.23)$$

В (1.23) возрастание номеров температур соответствует увеличению величины и номеров диаметров.

1.6 Конвективный перенос теплоты, теплоотдача

1.6.1 Передача тепла конвекцией. Уравнение теплоотдачи

В потоке теплоносителя перенос тепла происходит одновременно за счёт конвекции и теплопроводности и его называют конвективным теплообменом. В ядре турбулентного потока теплоноситель интенсивно перемешивается, его температура выравнена по сечению (рис. 1.6). При приближении к стенке интенсивность конвективного переноса падает. У самой стенки в ламинарном подслое тепло переносится в основном за счет теплопроводности. Общая интенсивность переноса тепла лимитируется его переносом в пограничном слое. С ростом турбулентности толщина пограничного слоя уменьшается, интенсивность теплоотдачи растет. На рис. 1.6 δ и δ_m – толщины гидродинамического и теплового пограничных слоев.

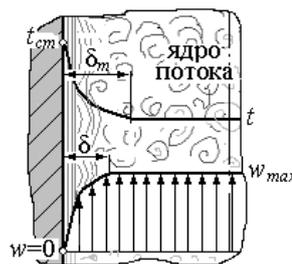


Рис. 1.6 – К пояснению переноса тепла при конвективном теплообмене

Для расчёта интенсивности конвективного теплообмена необходимо иметь описание температурного поля вдоль всей поверхности стенки (сложно выполнить). Поэтому на практике используют упрощённую зависимость – уравнение теплоотдачи:

$$dQ = \alpha dF (t_{cm} - t) d\tau, \quad (1.24)$$

где α – коэффициент теплоотдачи, Вт/(м²·К);

F – площадь поверхности теплоотдачи, м²;

t и t_{cm} – температуры теплоносителя и поверхности, К.

**2022 ХТТ ПиАХТ ЧАСТЬ 2 РАЗДЕЛ 2 ТЕПЛОВЫЕ
ПРОЦЕССЫ И АППАРАТЫ**

1.6.2. Дифференциальное уравнение конвективного теплообмена (Фурье – Кирхгофа)

При выводе уравнения рассматривают приход тепла через грани элементарного объема, учитывая тепло, переносимое теплопроводностью dQ_m и конвекцией dQ_k . Приращение за счёт теплообмена конвекцией:

$$dQ_k = -c \left\{ t \left[\frac{\partial(\rho w_x)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho w_y)}{\partial y} + \frac{\partial(\rho w_z)}{\partial z} \right] + \right. \\ \left. + \rho \left(w_x \frac{\partial t}{\partial x} + w_y \frac{\partial t}{\partial y} + w_z \frac{\partial t}{\partial z} \right) \right\} dV d\tau. \quad (1.25)$$

При постоянной плотности теплоносителя:

$$\operatorname{div}(\rho w) = \frac{\partial(\rho w_x)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho w_y)}{\partial y} + \frac{\partial(\rho w_z)}{\partial z} = 0. \quad (1.26)$$

В таком случае (1.25) принимает вид:

$$dQ_k = -c\rho \left(w_x \frac{\partial t}{\partial x} + w_y \frac{\partial t}{\partial y} + w_z \frac{\partial t}{\partial z} \right) dV d\tau. \quad (1.27)$$

Общее приращение количества тепла в элементарном объеме dQ :

$$dQ = dQ_k + dQ_m. \quad (1.28)$$

Величина dQ_m определяется по (1.10). dQ также равно приращению энтальпии dI :

$$dQ = dI = c\rho dV \frac{\partial t}{\partial \tau} d\tau. \quad (1.29)$$

Используя (1.25) – (1.29), получаем уравнение конвективного теплообмена Фурье – Кирхгофа:

$$c\rho \frac{\partial t}{\partial \tau} = -c\rho \left(w_x \frac{\partial t}{\partial x} + w_y \frac{\partial t}{\partial y} + w_z \frac{\partial t}{\partial z} \right) + \lambda \nabla^2 t; \quad (1.30)$$

$$\frac{\partial t}{\partial \tau} + w_x \frac{\partial t}{\partial x} + w_y \frac{\partial t}{\partial y} + w_z \frac{\partial t}{\partial z} = a \nabla^2 t. \quad (1.31)$$

Для стационарного теплообмена (1.31) имеет вид:

$$w_x \frac{\partial t}{\partial x} + w_y \frac{\partial t}{\partial y} + w_z \frac{\partial t}{\partial z} = a \nabla^2 t. \quad (1.32)$$

Аналитически уравнения (1.30) решают лишь в частных случаях. Инженерные расчеты конвективного теплообмена ведут по критериальным зависимостям.

2022 ХТТ ПиАХТ ЧАСТЬ 2 РАЗДЕЛ 2 ТЕПЛОВЫЕ ПРОЦЕССЫ И АППАРАТЫ

1.7 Тепловое подобие. Критерии теплового подобия

Критерий теплового подобия Нуссельта:

$$Nu = \frac{\alpha l}{\lambda}. \quad (1.33)$$

Nu характеризует отношение интенсивности переноса тепла конвекцией к интенсивности его переноса теплопроводностью в пограничном слое. В критериальных уравнениях он является определяемым.

В результате преобразований уравнения Фурье – Кирхгофа получают критерии Пекле Pe и Фурье Fo :

$$Pe = \frac{wl}{a}; \quad (1.34)$$

$$Fo = \frac{a\tau}{l^2}. \quad (1.35)$$

Pe характеризует отношение интенсивности переноса тепла конвекцией к интенсивности его переноса теплопроводностью при конвективном теплообмене. Fo характеризует подобие нестационарных процессов.

Pe преобразуют, используя теплопроводность λ , плотность ρ , теплоемкость c и динамическую вязкость μ теплоносителя:

$$Pe = \frac{wl\rho}{\mu} \cdot \frac{c\mu}{\lambda} = Re \cdot Pr, \quad (1.36)$$

где Re и Pr – критерии Рейнольдса и Прандтля.

$$Pr = \frac{c\mu}{\lambda}, \quad (1.37)$$

Критерий Pr характеризует подобие свойств теплоносителей.

Критериальные уравнения для расчета коэффициентов теплоотдачи представляют:

$$Nu = f(Re, Fo, Re, Pr, \Gamma_1, \Gamma_2 \dots), \quad (1.38)$$

где Γ_1 и Γ_2 – симплексы геометрического подобия.

При значимом влиянии естественной конвекции на конвективный теплообмен эффект учитывают критерием Грасгофа Gr :

$$Gr = \frac{gl^3\beta_t\Delta t}{\nu^2}. \quad (1.39)$$

1.8 Теплоотдача, не сопровождающаяся изменением агрегатного состояния теплоносителя

Конвективный теплообмен, при котором не изменяется агрегатное состояние теплоносителя, имеет множество разновидностей. Они отличаются характером конвекции, режимами движе-

2022 ХТТ ПиАХТ ЧАСТЬ 2 РАЗДЕЛ 2 ТЕПЛОВЫЕ ПРОЦЕССЫ И АППАРАТЫ

ния теплоносителя и др. факторами. Общее для всех случаев; интенсивность теплоотдачи возрастает при активизации движения теплоносителя и при увеличении его теплопроводности и плотности.

Как элементы теплообменников применяют прямые трубы, внутри которых движется теплоноситель. При турбулентном движении теплоносителя в них коэффициент теплоотдачи α определяют из зависимости:

$$\text{Nu} = 0,021\varepsilon_l \text{Re}^{0,8} \text{Pr}^{0,43} \left(\frac{\text{Pr}}{\text{Pr}_{cm}} \right)^{0,25}, \quad (1.40)$$

ε_l – коэффициент длины.

Для газов в (1.40) вместо $\text{Pr}^{0,43}$ подставляют конкретные значения и получают упрощенные формулы. В таком случае для двухатомных газов (воздуха):

$$\text{Nu} = 0,018\varepsilon_l \text{Re}^{0,8}. \quad (1.41)$$

При ламинарном движении теплоносителя при выборе формул для расчета α учитывают расположение труб, направление движения теплоносителя и др.

В литературе приведены множество зависимостей для расчета α при теплоотдаче, не сопровождающейся изменением агрегатного состояния теплоносителя: при поперечном и смешанном обтекании пучков труб, при механическом перемешивании жидкости и т.д.

1.9 Теплоотдача при конденсации пара

Конденсация пара происходит при контакте со средой, имеющей температуру меньшую, чем температура его насыщения. Пар в зоне контакта переохлаждается. При этом за счёт отвода тепла происходит переход вещества из парового состояния в жидкое. Конденсат образуется на холодных поверхностях. На плохо смачиваемых поверхностях он образуется в виде капель (капельная конденсация). При высокой плотности теплового потока на хорошо смачиваемых конденсат образует плёнку (плёночная конденсация).

Перенос пара к поверхности конденсации – за счёт конвекции. В плёнке конденсата тепло переносится в основном за счёт теплопроводности. Практически всё термическое сопротивление сосредоточено в плёнке. Интенсивность теплообмена при капельной конденсации больше по сравнению с плёночной. В промышленных аппаратах преимущественно протекает плёночная конденсация (процесс с высокой интенсивностью, и охлаждающие поверхности – из хорошо смачиваемых материалов). Интенсивность теплоотдачи при конденсации зависит от толщины плёнки конденсата, от режима ее течения, свойств конденсата и пара, от температурного напора между паром и стенкой Δt_n .

$$\Delta t_n = t_n - t_{cm}. \quad (1.42)$$

2022 ХТТ ПиАХТ ЧАСТЬ 2 РАЗДЕЛ 2 ТЕПЛОВЫЕ ПРОЦЕССЫ И АППАРАТЫ

где t_n и t_{cm} – температуры пара и поверхности охлаждающей стенки, град.

К росту коэффициента теплоотдачи ведут: увеличение теплопроводности конденсата λ_k , Вт/(м·град), его плотности ρ_k , кг /м³, удельной теплоты конденсации пара r , Дж/кг, уменьшение вязкости конденсата μ_k , Δt_n и вертикального размера охлаждающей стенки. При увеличении Δt_n возрастает плотность теплового потока и количество конденсата на единице площади охлаждающей поверхности. Обобщенное уравнение для расчёта α при конденсации имеет вид:

$$Nu = C(GaPrK)^{0,25}, \quad (1.43)$$

где C – коэффициент, зависит от характера поверхности конденсации;

Ga – критерий Галилея;

K – критерий фазового перехода.

$$Ga = \frac{gl^3 \rho_k}{\mu_k}; \quad (1.44)$$

$$K = \frac{r}{c_k \Delta t_n}. \quad (1.45)$$

После преобразований из (1.42) получают,:

$$\alpha = C \sqrt[4]{\frac{\lambda_k^3 \rho_k^2 g r}{\mu_k l \Delta t_n}}. \quad (1.46)$$

В (1.46) ρ_k , μ_k и λ_k берут при температуре:

$$t_{cp} = 0,5(t_n + t_{cm}). \quad (1.47)$$

В качестве l в (1.46) используют вертикальный размер поверхности конденсации.

Теплообмен ухудшается при конденсации пара из парогазовых смесей, т. к. он достигает охлаждающей стенки, продиффундировав через слой газа.

1.10 Теплоотдача при кипении

При контакте жидкости с телом, поверхность которого имеет температуру t_{cm} большую, чем температура кипения t_s , пограничный слой перегревается. На неровностях стенки в жидкости образуются пузырьки пара. Интенсивность образования пузырьков зависит от плотности теплового потока q , характера поверхности и др. факторов. Пузырьки, достигнув определённого размера, отрываются от стенки и, двигаясь в перегретой жидкости, продолжают рост.

Наибольшее влияние на коэффициент теплоотдачи при кипении оказывает температурный напор Δt_{cm} :

$$\Delta t_{cm} = t_{cm} - t_s. \quad (1.48)$$

2022 ХТТ ПиАХТ ЧАСТЬ 2 РАЗДЕЛ 2 ТЕПЛОВЫЕ ПРОЦЕССЫ И АППАРАТЫ

В зависимости от величин Δt_{cm} и q существует три режима кипения: поверхностное, пузырьчатое и пленочное. При малых Δt_{cm} наблюдается поверхностное кипение. При этом парообразование происходит на свободной поверхности перегретой жидкости. α для поверхностного кипения рассчитывают так же, как и при нагреве жидкости при естественной конвекции.

При некотором Δt_{cm} поверхностное кипение переходит в пузырьчатое. При высоких значениях Δt_{cm} количество центров парообразования становятся очень большими. Пузырьки у поверхности смыкаются в плёнки, наступает режим плёночного кипения. Т. к. теплопроводность пара мала, резко ухудшается теплообмен между стенкой и жидкостью (падают α). Переход от пузырькового кипения к плёночному – кризис кипения первого рода. Из-за опасности возникновения кризиса кипения процессы в испарителях ведут при плотности теплового потока, меньшей критической $q_{кр}$.

Коэффициент теплоотдачи при кипении – функция многих переменных. В области $q < q_{кр}$ коэффициент теплоотдачи возрастает с увеличением Δt_{cm} , $\lambda_{жс}$, $\rho_{жс}$ и ρ_n и уменьшается с ростом $\mu_{жс}$, $c_{жс}$, $\sigma_{жс}$ и T_s .

1.11 Лучистый теплообмен. Сложный теплообмен

Интерес на практике представляет лучистый теплообмен через газовую среду. При этом излучающим и поглощающими телами являются твердые тела или газ и твердое тело. Коэффициент теплоотдачи при лучистом теплообмене α_l , Вт/(м²·К):

$$\alpha_l = \frac{5,67 \varepsilon_{np} \left[\left(\frac{T_1}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_2}{100} \right)^4 \right]}{T_1 - T_2}, \quad (1.49)$$

где ε_{np} – приведенная степень черноты;

T_1 и T_2 – температуры более и менее нагретого тел, К.

$$\varepsilon_{np} = \varepsilon_1 \varepsilon_2, \quad (1.50)$$

где ε_1 и ε_2 – степени черноты более и менее нагретого тел.

В газе наряду с лучистым теплообменом протекает конвективный (сложный теплообмен). Общий коэффициент теплоотдачи α_Σ вычисляют, суммируя коэффициенты теплоотдачи лучистого α_l и конвективного α_k теплообмена:

$$\alpha_\Sigma = \alpha_k + \alpha_l. \quad (1.51)$$

1.12 Основное уравнение теплопередачи

Уравнение теплопередачи гласит: количество тепла, передаваемого от горячего теплоносителя к холодному, Q пропорционально поверхности теплопередачи F , движущей силе (разно-

2022 ХТТ ПиАХТ ЧАСТЬ 2 РАЗДЕЛ 2 ТЕПЛОВЫЕ ПРОЦЕССЫ И АППАРАТЫ

сти температур горячего t_1 и холодного t_2 теплоносителей) и времени τ , с:

$$dQ = KdF(t_1 - t_2)d\tau, \quad (1.52)$$

где K – коэффициент теплопередачи, Вт/(м²·К).

Обозначим движущую силу теплопередачи, Δt , К. Чаще всего t_1 и t_2 меняются вдоль поверхности, и Δt в различных точках ее имеет различные значения. Тогда для стационарного теплообмена (1.52):

$$Q^* = KF\Delta t_{cp}, \quad (1.53)$$

где Q^* – тепловой поток от горячего теплоносителя к холодному, Вт;

Δt_{cp} – средняя разность температур, К.

1.13 Взаимосвязь коэффициентов теплопередачи и теплоотдачи

Пусть горячий и холодный теплоносители имеют коэффициенты теплоотдачи α_1 и α_2 и разделены плоской однослойной стенкой толщиной δ изготовленной из материала с теплопроводностью λ . Температуры теплоносителей постоянны, они равны t_1 (горячего) и t_2 (холодного), К. Теплообмен стационарный. При этом:

$$Q_1 = Q_{cm} = Q_2 = Q, \quad (1.54)$$

где Q_1 , Q_{cm} и Q_2 – тепловые потоки от горячего теплоносителя к стенке, через стенку и от стенки к холодному теплоносителю.

При анализе и преобразованиях уравнений теплоотдачи, теплопроводности стенки и теплопередачи:

$$\frac{1}{K} = \frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_2}. \quad (1.55)$$

Термические сопротивления: R – общее; r_{cm} – стенки; r_1 и r_2 – со стороны горячего и холодного теплоносителей, (м²·К)/Вт. Тогда:

$$R = \frac{1}{K}; \quad (1.56)$$

$$r_1 = \frac{1}{\alpha_1}; \quad (1.57)$$

$$r_2 = \frac{1}{\alpha_2}; \quad (1.58)$$

$$r_{cm} = \frac{\delta}{\lambda}. \quad (1.59)$$

$$R = r_1 + r_{cm} + r_2. \quad (1.60)$$

На теплопередающих стенках откладываются загрязнения и т. д. При практических расчетах K учитывают термические

2022 ХТТ ПиАХТ ЧАСТЬ 2 РАЗДЕЛ 2 ТЕПЛОВЫЕ ПРОЦЕССЫ И АППАРАТЫ

сопротивления загрязнений на горячей и холодной поверхностях стенки r_{31} и r_{32} :

$$K = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + r_{31} + \frac{\delta}{\lambda} + r_{32} + \frac{1}{\alpha_2}}. \quad (1.61)$$

Для цилиндрической стенки уравнения для определения K по сравнению с (1.55) и (1.61) имеют более сложный вид. При толщине цилиндрической стенки до 15% от ее внутреннего диаметра достаточно точно K определяется по (1.61).

1.14 Средняя движущая сила теплопередачи

Температуры теплоносителей обычно меняются вдоль поверхности их раздела. При теплообмене возможны прямоток, противоток, перекрестный и смешанный ток (рис. 1.7).

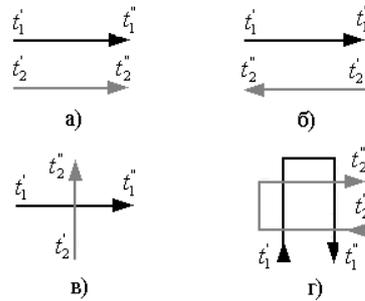


Рис. 1.7 – Схемы движения теплоносителей:

а – прямоток; б – противоток; в – перекрестный ток; г – смешанный ток

Примем температуры: t_1' и t_1'' – начальная и конечная горячей теплоносителя; t_2' и t_2'' – начальная и конечная холодной теплоносителя. Средняя разность температур теплоносителей Δt_{cp} зависит от их температур и схемы движения.

При стационарном теплообмене и прямотоке для расчета Δt_{cp} справедливо:

$$\Delta t_{cp} = \frac{\Delta t_n - \Delta t_k}{\ln \frac{\Delta t_n}{\Delta t_k}}. \quad (1.62)$$

$$\Delta t_n = t_1' - t_2'; \quad (1.63)$$

$$\Delta t_k = t_1'' - t_2''. \quad (1.64)$$

(1.62) применяют и при противотоке. При этом:

$$\Delta t_n = t_1' - t_2''; \quad (1.65)$$

$$\Delta t_k = t_1'' - t_2'. \quad (1.66)$$

Δt_n и Δt_k – концевые разности температур.

Если $0,5 < \frac{\Delta t_n}{\Delta t_k} < 2,0$, при прямотоке и противотоке:

2022 ХТТ ПиАХТ ЧАСТЬ 2 РАЗДЕЛ 2 ТЕПЛОВЫЕ ПРОЦЕССЫ И АППАРАТЫ

$$\Delta t_{cp} = \frac{\Delta t_n + \Delta t_k}{2}. \quad (1.67)$$

При противотоке по сравнению с прямотоком:

1) достигаются большая Δt_{cp} при тех же конечных температурах теплоносителей;

2) возможно охлаждение горячего теплоносителя до меньшей конечной или нагрев холодного до большей конечной температуры при той же поверхности.

При перекрёстном и смешанном токе расчёт Δt_{cp} обычно ведут по формуле:

$$\Delta t_{cp} = \varepsilon_t \Delta t_{лог}, \quad (1.68)$$

где ε_t – поправочный коэффициент (зависит от схемы движения и конечных температур теплоносителей);

$\Delta t_{лог}$ – средняя логарифмическая разность температур при тех же конечных температурах теплоносителей для чистого их противотока.

2 ПРОМЫШЛЕННЫЕ ТЕПЛОНОСИТЕЛИ

2.1 Классификация промышленных теплоносителей и общие требования, предъявляемые к ним

В производстве применяют материалы (промышленные теплоносители), единственная функция которых – перенос тепла. Теплоносители, отдающие тепло – греющие, а принимающие тепло – охлаждающие. Используют жидкие, паровые, газовые и др. теплоносители разной природы.

Теплоноситель должен обеспечивать нагрев или охлаждение технологической среды до заданной температуры и обладать высокой энергоёмкостью. Он должен обладать хорошей транспортабельностью. Жидкий теплоноситель должен иметь малую вязкость. Теплоноситель должен быть безопасен в обращении. Он также должен быть химически и термически стойким, долговечным в использовании, доступным и дешевым.

2.2 Основные нагревающие агенты и методы их использования

Топочные газы получают при сжигании различных топлив. Топочные газы на выходе из топки имеют температуру от 1200 до 2300^оС, и с помощью их можно нагреть другие тела до температуры 1000^оС и выше.

Топочные газы имеют низкую теплопроводность и теплоёмкость. Отдавая тепло они значительно уменьшают свою температуру. Поэтому процессы теплообмена с их участием ведут при больших разностях температур. Из-за невысокой плотности и теплоёмкости газов их транспортировка на значительное расстояние нецелесообразна. Использование топочных газов вызывает выброс продуктов сгорания в окружающую среду и её загрязнение. Достоинства топочных газов: доступность, дешевизна.

Водяной пар обладает высокой энергоёмкостью, имеет высокий коэффициент теплоотдачи и постоянную температуру при конденсации. Основной недостаток – его практическое применение

2022 ХТТ ПиАХТ ЧАСТЬ 2 РАЗДЕЛ 2 ТЕПЛОВЫЕ ПРОЦЕССЫ И АППАРАТЫ

ние до 250^оС. Дальнейшее увеличение его температуры требует резкого повышения давления.

Водяной пар получают в парогенераторах. Для снижения потерь тепла при транспортировке пар перегревают. При необходимости перед использованием в теплообменниках пар доводят до насыщения за счёт впрыска в него конденсата.

Различают нагрев глухим (через стенку) и острым (при смешении с нагреваемой средой) паром. Нагрев острым паром используют при допущении смешения конденсата с нагреваемой средой.

Как греющие агенты используют перегретую и горячую воду. Перегретая вода имеет давление до 20 МПа и температуру до 350^оС. Горячая вода имеет температуру до 100^оС и в основном используется для теплофикации. Достоинства воды: ее высокие теплоёмкость, теплопроводность, коэффициент теплоотдачи, относительная безопасность в обращении.

Минеральные масла используют для нагрева до 200^оС. Достоинство их – низкое давление насыщенных паров, а недостатки – значительная вязкость, невысокие коэффициенты теплоотдачи, горючесть. Альтернатива маслам –высокотемпературные органические теплоносители (ВОТ), из которых наиболее применима дифенильная смесь. Она имеет давление насыщенного пара при температуре до 350^оС порядка 1,2 МПа.

Для нагрева до температуры 300–550^оС в специальных случаях используют расплавы солей и жидкие металлы. Данные материалы опасны.

Нагрева также ведут электрическими нагревателями: сопротивления, индукционными и др.

2.3 Основные охлаждающие агенты и методы их использования

Различают промышленное охлаждение до обычных температур (не ниже температуры окружающей среды) и до низких (ниже температуры окружающей среды). Для охлаждения до обычных температур применяют воду и воздух. Вода имеет лучшие теплотехнические показатели.

Вода из естественных водоёмов – речная. Её начальная расчётная температура для Беларуси от 12 до 15^оС. Из-за солей жёсткости конечная температура речной воды не выше 50^оС.

При большом потреблении воды предприятия имеют системы оборотного водоснабжения. Схема её на рис. 2.1. Вода, нагретая у потребителей холода 3, подаётся насосом 2 в градирню 1. В градирне вода охлаждается, после чего направляется обратно потребителям холода. Потери оборотной воды восполняются за счет подпитки. Расчётная температура воды на выходе из градирни для Беларуси от 25 до 30^оС.

Воздух применяют для охлаждения оборотной воды в, а также для охлаждения сред в оросительных теплообменниках. В аппаратах воздушного охлаждения (АВО) среды охлаждают до температуры не ниже 50^оС. Захоложенная вода имеет собственную начальную температуру 5 – 10^оС. Водные растворы хлористых солей (рассолы) используют для охлаждения других сред до

2022 ХТТ ПиАХТ ЧАСТЬ 2 РАЗДЕЛ 2 ТЕПЛОВЫЕ ПРОЦЕССЫ И АППАРАТЫ

температуры минус 20°С. Рассолы вытесняются жидкостями на основе гликолей и глицерина.

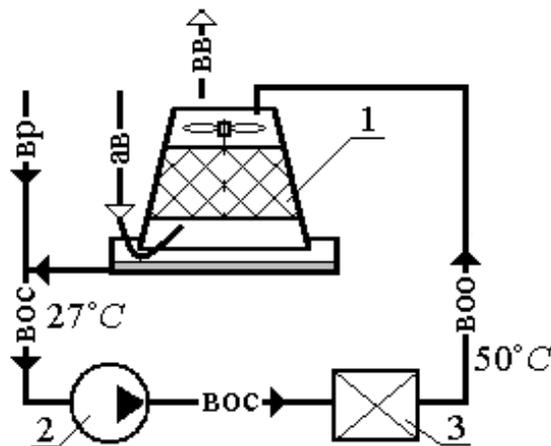


Рис. 2.1 – Схема системы оборотного водоснабжения
1 – градирня; 2 – насос; 3 – потребители холода. ав – атмосферный воздух; вв – увлажненный воздух; вода: вос –оборотная охлажденная; воо –оборотная нагретая; вр –речная

. Захоложенная вода, рассолы, гликолевые хладагенты применяются в замкнутых системах, включающих установки для охлаждения отработанного хладагента.

Для получения более низких температур применяют жидкие аммиак, диоксид углерода и азот, фреоны, ожиженные углеводородные газы.

3 ТЕПЛООБМЕННЫЕ АППАРАТЫ

3.1 Теплообменники. Их классификация

По способу передачи тепла теплообменники делят на поверхностные и смешения. В поверхностных аппаратах тепло через разделяющую стенку. В теплообменниках смешения тепло передаётся при непосредственном контакте теплоносителей. Существуют регенеративные теплообменники, через каналы их теплоносители пропускают попеременно. По назначению теплообменники делят на подогреватели, холодильники, испарители, конденсаторы.

По конструкции поверхностные теплообменники делят на трубчатые, пластинчатые и др. Трубчатые аппараты могут быть кожухотрубчатыми, двухтрубными и т. д. Кожухотрубчатые бывают одно- и многоходовыми, с плавающей головой и т. д.

Теплообменники в основном изготавливают из металлов. Для их изготовления также применяют пластмассы, керамику, стекло, графит.

3.2 Конструкции теплообменников

3.2.1 Кожухотрубчатые теплообменники

Кожухотрубчатые теплообменники – наиболее распространённые среди трубчатых. Они относительно простоты и обладают большой удельной поверхностью теплообмена. Самый простой из кожухотрубчатых теплообменников – одноходовой по

**2022 ХТТ ПиАХТ ЧАСТЬ 2 РАЗДЕЛ 2 ТЕПЛОВЫЕ
ПРОЦЕССЫ И АППАРАТЫ**

трубному и межтрубному пространству с неподвижными трубными решётками (рис. 3.1).

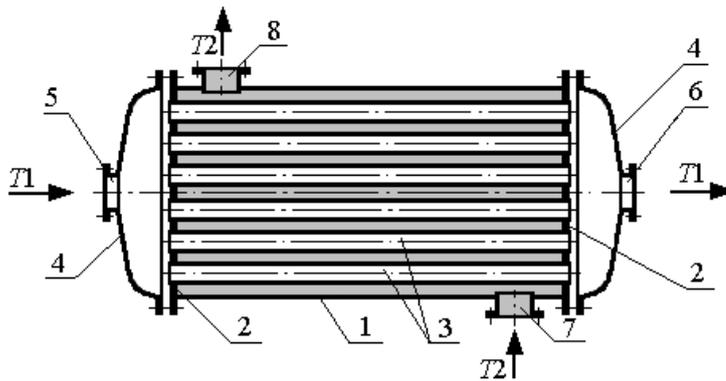


Рис. 3.1 – Одноходовой кожухотрубчатый теплообменник
с жестким креплением труб

1 – кожух; 2 – трубные решетки; 3 – трубы; 4 – крышки; 5 и 6 – штуцера трубного пространства; 7 и 8 – штуцера межтрубного пространства

Аппарат имеет цилиндрический корпус (кожух) 1 с трубными решётками 2. В отверстиях решёток закреплены концы труб 3 (трубный пучок). Узел, включающий кожух 1, решетки 2 и трубный пучок – трубчатка. Трубчатка закрыта крышками 4 с штуцерами 5 и 6. Пустота между крышкой 4 и трубной решеткой 2 – распределительная камера. Трубное пространство теплообменника – внутренний объём трубного пучка и распределительных камер. Межтрубное пространство – объём между кожухом, трубными решетками и наружной поверхностью труб. В стенку кожуха врезаны штуцера 7 и 8. Теплоноситель T_1 подают в трубное пространство через штуцер 5 и отводят через штуцер 6. Теплоноситель T_2 подают в межтрубное пространство через штуцер 7 и отводят через штуцер 8. Один из теплоносителей омывает внутреннюю поверхность труб 3, а второй – наружную, между ними происходит теплообмен.

В многоходовых кожухотрубчатых теплообменниках (рис. 3.2) при меньших расходах теплоносителей достигают интенсификации их движения, а также теплопередачи.

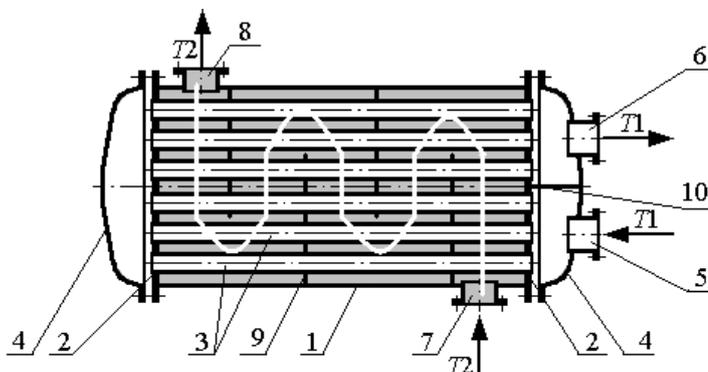


Рис. 3.2 – Многоходовой по трубному и межтрубному
пространству кожухотрубчатый теплообменник

1 – кожух; 2 – трубная решетка; 3 – трубы; 4 – крышка; 5 и 6 – штуцера трубного пространства; 7 и 8 – штуцера межтрубного

2022 ХТТ ПиАХТ ЧАСТЬ 2 РАЗДЕЛ 2 ТЕПЛОВЫЕ ПРОЦЕССЫ И АППАРАТЫ

пространства; 9 – перегородки в межтрубном пространстве; 10 – перегородка в распределительной камере

Многоходовыми теплообменники бывают по трубному, по межтрубному пространству и по обоим пространствам одновременно. Трубное пространство секционируют перегородками 10 в распределительных камерах, межтрубное пространство – поперечными перегородками 9. Многоходовые теплообменники сложнее, дороже, чем одноходовые, у них больше гидравлическое сопротивление.

При работе теплообменника его кожух и трубы имеют различные температурные расширения и подвергаются температурным напряжениям. Эти напряжения вызывают деформации и могут стать причиной разрушения. Для компенсации напряжений либо их устранения изменяют конструкцию аппаратов.

Неподвижное закрепление труб относительно кожуха применяют при средней разности температур теплоносителей не более 50 градусов. При средней разности температур теплоносителей от 50 до 100 градусов используют теплообменники с линзовыми компенсаторами на кожухе. При средней разности температур теплоносителей больше 100 градусов применяют теплообменники с плавающей головой или с U-образными трубами. В них трубный пучок жестко связан лишь с одной трубной решеткой, крепящейся к корпусу (рис. 3.3 и 3.4). Плавающая голова (рис.3.4) включает трубную решетку 11 с крышкой 10 меньшего диаметра, чем кожух.

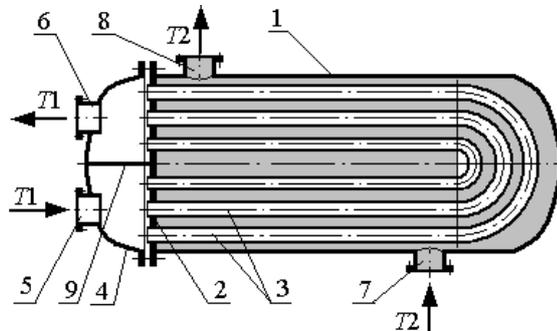


Рис. 3.3 –Теплообменник с U-образными трубами
1 – кожух; 2 – трубная решетка; 3 – U-образные трубы; 4 – крышка; 5 и 6 – штуцера трубно-межтрубного пространства; 7 и 8 – штуцера межтрубного пространства; 9 – перегородка

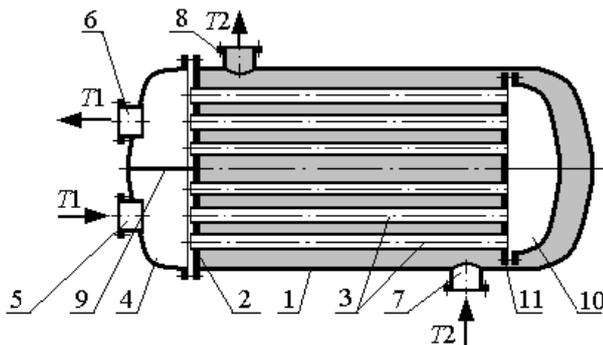


Рис. 3.4 –Теплообменник с плавающей головой

2022 ХТТ ПиАХТ ЧАСТЬ 2 РАЗДЕЛ 2 ТЕПЛОВЫЕ ПРОЦЕССЫ И АППАРАТЫ

1 – кожух; 2 – трубная решетка; 3 – трубы; 4 – крышка; 5 и 6 – штуцера трубного пространства; 7 и 8 – штуцера межтрубного пространства; 9 – перегородка; 10 – крышка плавающей головы; 11 – трубная решетка плавающей головы

Существуют и другие конструкции кожухотрубчатых теплообменников. Кожухотрубчатые теплообменники применяют в качестве холодильников, теплообменников, испарителей и конденсаторов.

3.2.2 Теплообменники типа «труба в трубе»

Для небольших расходов теплоносителей при небольших поверхностях теплообмена используют теплообменники «труба в трубе» (двухтрубные). Они состоят из одной или нескольких секций, соединенных последовательно или параллельно (рис. 3.5).

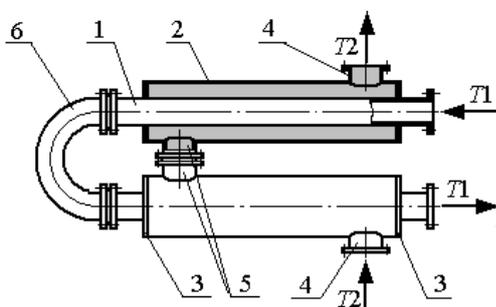


Рис. 3.5 – Двухтрубный секционный теплообменник

1 – теплообменная труба; 2 – кожуховая труба; 3 – заглушка;
4 и 5 – штуцера; 6 – калач

Секция теплообменника имеет соосные внутреннюю теплообменную 1 и внешнюю кожуховую 2 трубы, соединенные заглушками 3. В кожуховую трубу врезаны штуцера 4 и 5 для подвода и отвода теплоносителя из межтрубного пространства. Для прохода второго теплоносителя используется внутреннее пространство теплообменной трубы. У многосекционного теплообменника секции соединяются по трубному пространству калачами 6, а по межтрубному – штуцерами. Достоинства аппаратов – простота и надежность; недостаток – высокая материалоемкость.

3.2.3 Другие конструкции поверхностных теплообменников

Трубными теплообменниками являются также змеевиковые, оребренные и др.

3.2.3.1 Змеевиковые теплообменники используются как автономные и встроенные в технологическое оборудование аппараты. Они используются при передаче сравнительно небольшого количества тепла. Для увеличения пропускной способности по теплоносителю змеевики выполняют многозаходными.

3.2.3.2 Теплообменники с оребренными трубами применяют в случаях, когда один из теплоносителей – газ, а второй – жидкий или паровой. Поверхности труб в теплообменниках оребряют с целью увеличения коэффициента теплоотдачи со стороны газа. Вариант оребрения показан на рис.3.6. Ребра представляют собой круглые шайбы на наружной поверхности трубы.

2022 ХТТ ПиАХТ ЧАСТЬ 2 РАЗДЕЛ 2 ТЕПЛОВЫЕ ПРОЦЕССЫ И АППАРАТЫ

Наиболее широко применение оребренных труб в калориферах и аппаратах воздушного охлаждения.

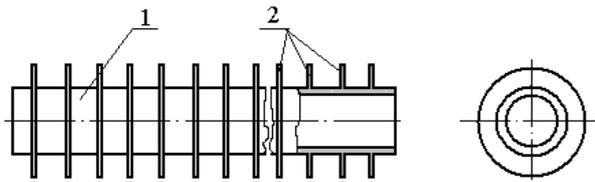


Рис. 3.6 – Оребренная теплообменная труба
1 – труба; 2 – ребра

3.2.3.3 Высокую эффективность при теплообмене между чистыми неагрессивными средами имеют пластинчатые теплообменники. Схема пластинчатого теплообменника показана на рис. 3.7.

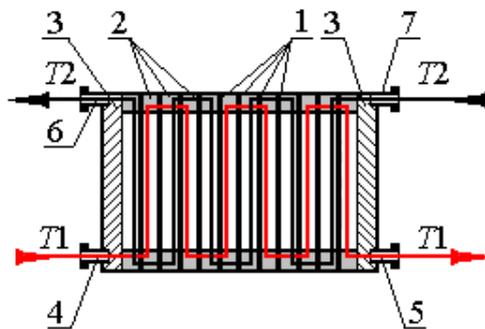


Рис. 3.7 – Схема пластинчатого теплообменника
1 – пластины; 2 – прокладки; 3 – торцовые плиты; 4 – 7 – штуцера

Аппарат включает пакет тонких пластин 1, разделенных прокладками 2. Пакет зажат между торцовыми плитами 3. В плитах имеются штуцера 4 – 7 для подвода и отвода теплоносителей. В плитах, пластинах и прокладках выполнены отверстия для прохода теплоносителей. Каналы для прохода теплоносителей – зазоры между соседними пластинами. Один из теплоносителей движется по нечетным зазорам, а второй – по четным. Для увеличения турбулентности и интенсивности теплообмена пластины имеют выступы и впадины.

Из-за возможной деформации пластин в теплообменниках не допускается значительная разность давлений теплоносителей. Указанные аппараты обычно изготавливают разборными. Основные достоинства пластинчатых теплообменников: высокая интенсивность теплопередачи, малая удельная материалоемкость, хорошая доступность для очистки. Недостатки: трудоемкость разборки, очистки и сборки.

3.2.3.4 Тепловые рубашки в основном выполняют на наружных поверхностях емкостных и колонных аппаратов. Они служат для нагрева или охлаждения технологических сред в этих аппаратах.

3.2.4 Теплообменники смешения

Теплообменники смешения по сравнению с поверхностными более компактны из-за большей интенсивности теплообмена. Их применяют в тех случаях, когда допускается смешение

2022 ХТТ ПиАХТ ЧАСТЬ 2 РАЗДЕЛ 2 ТЕПЛОВЫЕ ПРОЦЕССЫ И АППАРАТЫ

теплоносителей. Чаще всего их используют для теплообмена между газовым (паровым) и жидким теплоносителями.

На рис. 3.8 один из теплообменников смешения – барометрический конденсатор. Аппарат используют для конденсации водяного пара в вакуумных установках.

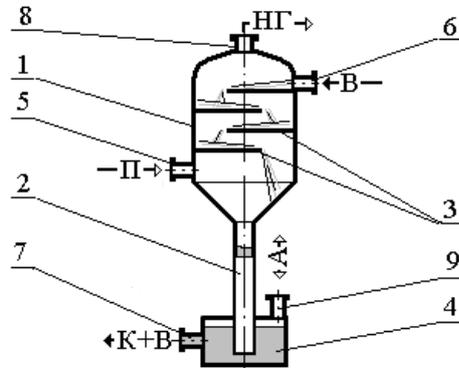


Рис. 3.8 – Барометрический конденсатор

1 – корпус 2 – барометрическая труба; 3 – полки; 4 – барометрический ящик; штуцера: 5 – для входа пара; 6 – для подачи воды; 7 – для отвода смеси конденсата и воды; 8 – для отвода неконденсирующихся газов; 9 – сообщения с атмосферой. Поток: П – пар; В – вода; К+В – смесь конденсата и воды; НГ – неконденсирующиеся газы; А – сообщение с атмосферой

Корпус конденсатора 1 – цилиндрическая обечайка с крышкой и днищем. С днищем соединена барометрическая труба 2 для отвода смеси охлаждающей воды и конденсата. Барометрическая труба 2 опущена в барометрический ящик 4. Барометрическая труба и барометрический ящик – гидрозатвор, предотвращающий проход атмосферного воздуха в аппарат. Внутри корпуса в шахматном порядке установлены полки 3. В корпус также врезаны штуцера: для входа пара 5; для подачи охлаждающей воды 6; для отвода неконденсирующихся газов 8. Вода перетекает сверху вниз с полки на полку, взаимодействуя с поднимающимся паром. Основной контакт потоков происходит в зоне стекания струй воды с вышележащих полок на ниже расположенные.

3.3 Основы методики подбора и расчётов теплообменников

Задание на подбор и расчёт теплообменника включает: расход теплоносителя и его природу; его начальные и конечные параметры (температуры и агрегатное состояние на входе и на выходе, давление).

Подбор теплообменника выполняют на основании ориентировочных или подробных (поверочных) расчетов. Чаще всего выбирают стандартизованные аппараты. Ориентировочный расчет – один из этапов подробного расчета. Порядок действий при подборе и расчете поверхностных теплообменников следующий.

1. По расходу заданного теплоносителя и его параметрам определяют тепловую нагрузку Q .

2. Выбирают второй теплоноситель и задаются его параметрами. По Q рассчитывают расход этого теплоносителя.

2022 ХТТ ПиАХТ ЧАСТЬ 2 РАЗДЕЛ 2 ТЕПЛОВЫЕ ПРОЦЕССЫ И АППАРАТЫ

3. Принимают прамоток или противоток теплоносителей, рассчитывают Δt_{cp} .

4. Выбирают конструкцию теплообменника. Решают, какой из теплоносителей направить в трубное пространство, а какой – межтрубное.

5. Принимают ориентировочный коэффициент теплопередачи K_{op} , рассчитывают ориентировочную поверхность теплообмена F_{op} :

$$F_{op} = \frac{Q}{K_{op} \Delta t_{cp}}. \quad (3.1)$$

6*. Если один из теплоносителей, не изменяя агрегатного состояния, движется по каналам теплообменника, то определяют их сечение, при котором обеспечивается турбулентность.

7. По найденной F_{op} (при необходимости – и сечению каналов) выбирают подходящий теплообменник с параметрами, близкими к расчетным. На этом ориентировочный расчёт и выбор аппарата заканчивают.

При необходимости выполняют поверочный расчёт.

4 ВЫПАРИВАНИЕ

4.1 Сущность и применение процесса выпаривания.

Его методы

Выпаривание – концентрирование жидких растворов нелетучих (малолетучих) веществ, растворённых в летучих растворителях, осуществляемое путём частичного испарения растворителя при кипении раствора.

Выпаривание применяют для получения чистых растворителей либо растворённых веществ в концентрированном виде

Выпаривание – теплообменный процесс. Нагревающим агентом при выпаривании чаще всего является водяной пар (первичный пар). Пар растворителя, получаемый при выпаривании, называют вторичным.

Выпаривание ведут под пониженным, атмосферным и избыточным давлениями. При пониженном давлении процесс протекает при меньших температурах. Под избыточным давлением получают вторичный пар с большей температурой, тепло его проще утилизировать.

Однократное выпаривание проводят в однокорпусных выпарных установках (один выпарной аппарат). Многократное выпаривание осуществляют в многокорпусных выпарных установках (МВУ), состоящих из нескольких выпарных аппаратов. Используют выпарные аппараты и установки периодического и непрерывного действия. Процесс выпаривания может осуществляться за один его проход раствора через зону нагрева (прямоточное) и за счет многократного прохода раствора через нее (при циркуляции).

4.2 Материальный баланс выпарного аппарата

На рис. 4.1 представлена схема вертикального трубчатого выпарного аппарата с естественной циркуляцией раствора. Гре-

**2022 ХТТ ПиАХТ ЧАСТЬ 2 РАЗДЕЛ 2 ТЕПЛОВЫЕ
ПРОЦЕССЫ И АППАРАТЫ**

ющая камера 1 аппарата – вертикальная трубчатка с днищем 3. Над греющей камерой соосно ей расположен сепаратор 2 для разделения парожидкостной смеси на вторичный пар и раствор. Греющая камера включает кипяtilьные трубы 4 малого диаметра и циркуляционную трубу 5. Для очистки вторичного пара от капель в верхней части сепаратора перед штуцером 9 установлен каплеуловитель 6. В трубное пространство аппарата через штуцер 7 подается исходный раствор, а в межтрубное пространство через штуцер 10 – греющий пар. Конденсат греющего пара отводится через штуцер 11. Циркуляция раствора осуществляется за счёт разности плотностей раствора в циркуляционной трубе 5 и парожидкостной эмульсии в кипяtilьных трубах 4. Раствор в циркуляционной трубе движется вниз, а парожидкостная эмульсия в трубах – вверх. Упаренный раствор отводится из аппарата через штуцер 8.

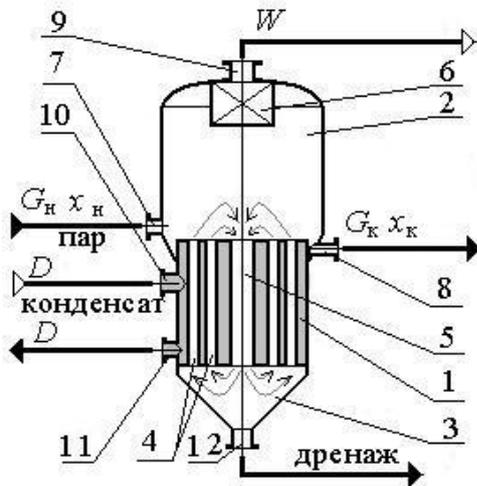


Рис.4.1 – К материальному балансу выпарного аппарата
1 – греющая камера; 2 – сепаратор; 3 – днище; 4 – кипяtilьные трубы; 5 – циркуляционная труба; 6 – каплеуловитель. Штуцера: 7 – подачи исходного раствора; 8 – отвода упаренного раствора; 9 – выхода вторичного пара; 10 – входа греющего пара; 11 – отвода конденсата греющего пара; 12 – для опорожнения аппарата

Введем обозначения:

G_n и G_k – массовые расходы исходного и упаренного раствора, кг/с;

x_n , x_k и x_w – массовая доля растворенного вещества в исходном и упаренном растворах и вторичном паре, кг/кг;

W – массовый расход вторичного пара, кг/с.

Материальный баланс по потокам продуктов:

$$G_n = G_k + W. \quad (4.1)$$

$x_w \rightarrow 0$, и баланса по растворенному веществу:

$$G_n x_n = G_k x_k. \quad (4.2)$$

Из (4.1) и (4.2) получаем выражение:

$$W = G_n \left(1 - \frac{x_n}{x_k} \right). \quad (4.3)$$

2022 ХТТ ПиАХТ ЧАСТЬ 2 РАЗДЕЛ 2 ТЕПЛОВЫЕ ПРОЦЕССЫ И АППАРАТЫ

4.3 Температура кипения раствора. Депрессии

Температура кипения раствора $t_{кип}$, °С, выше температуры кипения чистого растворителя (конденсации его пара) $t_{конд}$, °С, на величину температурных депрессий – физико-химической, гидростатической и гидравлической.

Физико-химическая депрессия Δ' , град – разность температур кипения раствора $t_{кр}$, °С, и чистого растворителя $t_{крл}$, °С, при одинаковом давлении:

$$\Delta' = t_{кр} - t_{крл}. \quad (4.4)$$

Δ' зависит от природы растворителя и растворённого вещества, концентрации растворенного вещества и давления. Обычно приведены ее значения для раствора, кипящего при атмосферном давлении. Для другого давления Δ' можно рассчитать по формуле Тищенко и т. д.

Гидростатическая депрессия Δ'' , град, – разность температур кипения раствора в глубинном слое и на его свободной поверхности. Ее рассчитывают для средней глубины погружения – при давлении в среднем слое раствора P_{cp} , Па:

$$P_{cp} = P_W + 0,5\rho_{нж}gH, \quad (4.5)$$

где P_W – давление вторичного пара над поверхностью кипящего раствора, Па;

$\rho_{нж}$ – плотность парожидкостной смеси, кг/м³;

g – ускорение свободного падения, м/с²;

H – высота уровня кипящего раствора, м.

При $\rho_{нж} = 0,5\rho_p$ (ρ_p – плотность раствора, кг/м³):

$$P_{cp} = P_W + 0,25\rho_p gH. \quad (4.6)$$

Для расчета по давлениям P_{cp} и P_W определяют температуры кипения чистого растворителя t_{cp} и t_W , °С:

$$\Delta'' = t_{cp} - t_W. \quad (4.7)$$

Гидравлическая депрессия Δ''' , град, – разность температур вторичного пара над поверхностью раствора t_W и в зоне конденсации этого пара $t_{конд}$:

$$\Delta''' = t_W - t_{конд}. \quad (4.8)$$

Эта депрессия вызвана гидравлическим сопротивлением движению вторичного пара по сепаратору и паропроводам, она невелика. При расчетах Δ''' принимают от 0,5 до 2,0 град.

Температуру кипения раствора в выпарном аппарате $t_{кип}$, °С, вычисляют:

$$t_{кип} = t_{конд} + \Delta' + \Delta'' + \Delta'''. \quad (4.9)$$

2022 ХТТ ПиАХТ ЧАСТЬ 2 РАЗДЕЛ 2 ТЕПЛОВЫЕ ПРОЦЕССЫ И АППАРАТЫ

4.4 Тепловой баланс выпарного аппарата

Обратимся к схеме на рис. 4.2 и применим обозначения:

t_n – начальная температура раствора, °С;

t_k – конечная температура раствора, °С;

t_D и t_W – темп. греющего и вторичного паров, °С;

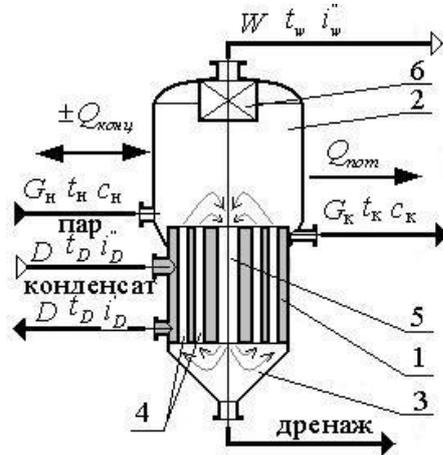


Рис.4.2 – К составлению теплового баланса выпарного аппарата
1 – греющая камера; 2 – сепаратор; 3 – днище; 4 – кипятильные трубы; 5 – циркуляционная труба; 6 – каплеуловитель.

c_n и $c_в$ – теплоёмкость исходного раствора и воды, Дж/(кг·град);

i_W , i_D , и i_D' – удельная энтальпия вторичного и греющего пара и конденсата греющего пара, Дж/кг;

$Q_{пот}$ – тепловые потери в окружающую среду, Вт;

$Q_{конц}$ – теплота концентрирования, Вт;

D – расход греющего пара, кг/с;

r_D – удельная теплота конд. греющ. пара, Дж/кг;

β – степень сухости греющего пара, кг/кг.

Общий расход тепла на выпаривание Q , Вт,:

$$Q = G_n c_n (t_k - t_n) + W (i_W'' - c_в t_k) + Q_{пот} \pm Q_{конц}; \quad (4.10)$$

$$Q = D (i_D'' - c_в t_D) = D r_D \beta. \quad (4.11)$$

Расход греющего пара:

$$D = \frac{G_n c_n (t_k - t_n) + W (i_W'' - c_в t_k) + Q_{пот} \pm Q_{конц}}{r_D \beta}. \quad (4.12)$$

$Q_{конц}$, как правило, невелико по сравнению с Q . $Q_{пот}$ составляют 3 – 5% от суммарного расхода тепла на подогрев раствора и испарение растворителя.

Тепловую экономичность выпаривания оценивают удельным расходом греющего пара d , кг/кг:

$$d = \frac{D}{W}. \quad (4.13)$$

2022 ХТТ ПиАХТ ЧАСТЬ 2 РАЗДЕЛ 2 ТЕПЛОВЫЕ ПРОЦЕССЫ И АППАРАТЫ

4.5 Полезная разность температур при выпаривании

Движущую силу в выпарном аппарате – полезная разность температур $\Delta t_{пол}$, ее вычисляют как разность температур греющего пара t_D и кипения раствора:

$$\Delta t_{пол} = t_D - t_{кип}, \text{ или} \quad (4.14)$$

$$\Delta t_{пол} = t_D - (t_{конд} + \Delta' + \Delta'' + \Delta'''); \quad (4.15)$$

4.6 Порядок расчета выпарного аппарата

Главный конструктивный параметр выпарного аппарата – поверхность теплопередачи F , определяют:

$$F = \frac{Q}{K \Delta t_{пол}}, \quad (4.16)$$

где K – коэффициент теплопередачи в аппарате.

Задание на расчет включает: природу, состав исходного и упаренного растворов, начальную температуру; производительность.

Расчет проводят по следующему алгоритму.

1. Расчет по заданным производительности и составам растворов недостающих расходов продуктов.

2. Выбор режима выпаривания, типа и конструкции аппарата.

3. Расчет ориентировочной тепловой нагрузки Q_{op} :

$$Q_{op} = W r_{амм}, \quad (4.17)$$

где $r_{амм}$ – удельная теплота конденсации вторичного пара при атмосферном давлении.

4. Расчет ориентировочной поверхности F_{op} :

$$F_{op} = \frac{Q_{op}}{q_{op}}, \quad (4.18)$$

где q_{op} – ориентировочная плотность теплового потока.

5. Выбор аппарата поверхностью F , m^2 , близкой к F_{op} .

Определение для него геометрических параметров.

6. Определение температуры конденсации вторичного пара $t_{конд}$, расчет депрессий Δ' , Δ'' и Δ''' и температуры кипения раствора $t_{кип}$.

7. Выбор параметров греющего пара.

8. Расчет расходов тепла на Q и греющего пара.

9. Расчет теплопередачи K .

11. Определение расчетной поверхности F_p , m^2 :

$$F_p = \frac{Q}{K \Delta t_{пол}}. \quad (4.20)$$

12. Сравнение значений F и F_p (F должна быть больше F_p на 10 – 40%).

2022 ХТТ ПиАХТ ЧАСТЬ 2 РАЗДЕЛ 2 ТЕПЛОВЫЕ ПРОЦЕССЫ И АППАРАТЫ

4.7 Многокорпусные выпарные установки

В МВУ первичный пар используют для обогрева одного корпуса. Обогрев остальных корпусов осуществляют вторичным паром. Это обеспечивает снижение затрат энергии на процесс.

Схема прямоточной МВУ на примере двухкорпусной представлена на рис 4.3. Обозначения на схеме:

$G_n, G_{n1}, G_{k1}, G_{n2}, G_{k1}$ и G_k – расходы растворов на входе в установку, на входе в первый корпус, на выходе из первого корпуса, на входе во второй корпус, на выходе из второго корпуса и на выходе из установки;

D_n, D, W_1 и W_2 – расходы первичного пара на подогрев раствора и на обогрев первого корпуса, вторичного пара первого и второго корпусов;

$D_{n.k}, D_k, W_{1k}$ – расходы конденсатов первичного пара на подогрев раствора и на обогрев первого корпуса и вторичного пара первого корпуса;

$x_n, x_{n1}, x_{k1}, x_{n2}, x_{k1}$ и x_k – массовая доля растворенного вещества в растворах на входе в установку, на входе в первый корпус, на выходе из первого корпуса, на входе во второй корпус, на выходе из второго корпуса и из установки;

P_D, P_{W1}, P_{W2} и $P_{конд}$ – давления греющего пара, втор. пара в первом и втором корпусах и конденсаторе;

$t_D, t_n, t_{n1}, t_{кин1}, t_{k1}, t_{W1}, t_{кин2}, t_{k2}, t_{W2}$ и $t_{конд}$ – температуры первичного пара, исходного раствора на входе в установку, исходного раствора на входе в первый корпус кипения раствора в первом корпусе, конечная на выходе из первого корпуса, вторичного пара в первом корпусе, кипения раствора во втором корпусе, конечная на выходе из второго корпуса, вторичного пара во втором корпусе и конденсаторе

Корпус 1 работает под избыточным давлением, корпус 2 – под давлением, ниже атмосферного. При работе МВУ распределение температур и давлений: $t_D > t_{кин1} > t_{W1} > t_{кин2} > t_{W2} > t_{конд}$; $P_D > P_{W1} > P_{W2} > P_{конд}$. Подачу раствора в первый корпус 1 осуществляет насос 5, переток раствора из корпуса в корпус – самотёком. Вторичный пар первого корпуса обогревает второй корпус, вторичный пар из второго корпуса поступает в конденсатор 4, в котором создаётся разрежение. Его поддерживают за счёт отвода неконденсирующихся газов вакуум-насосом 6.

Прямоточные МВУ применяют, если при выпаривании необходимо достичь значительного изменения концентраций при небольших депрессиях. Противоточные МВУ используют при выпаривании растворов до высоких концентраций (в последнем по ходу движения раствора корпусе возникает большая депрессия). В них первичным паром обогревают последний корпус. МВУ с параллельным питанием корпусов применяют, если раствор при выпаривании мало меняет свою концентрацию. Раствор в этих МВУ движется перекрёстно по отношению к направлению движения вторичного пара.

2022 ХТТ ПиАХТ ЧАСТЬ 2 РАЗДЕЛ 2 ТЕПЛОВЫЕ
ПРОЦЕССЫ И АППАРАТЫ

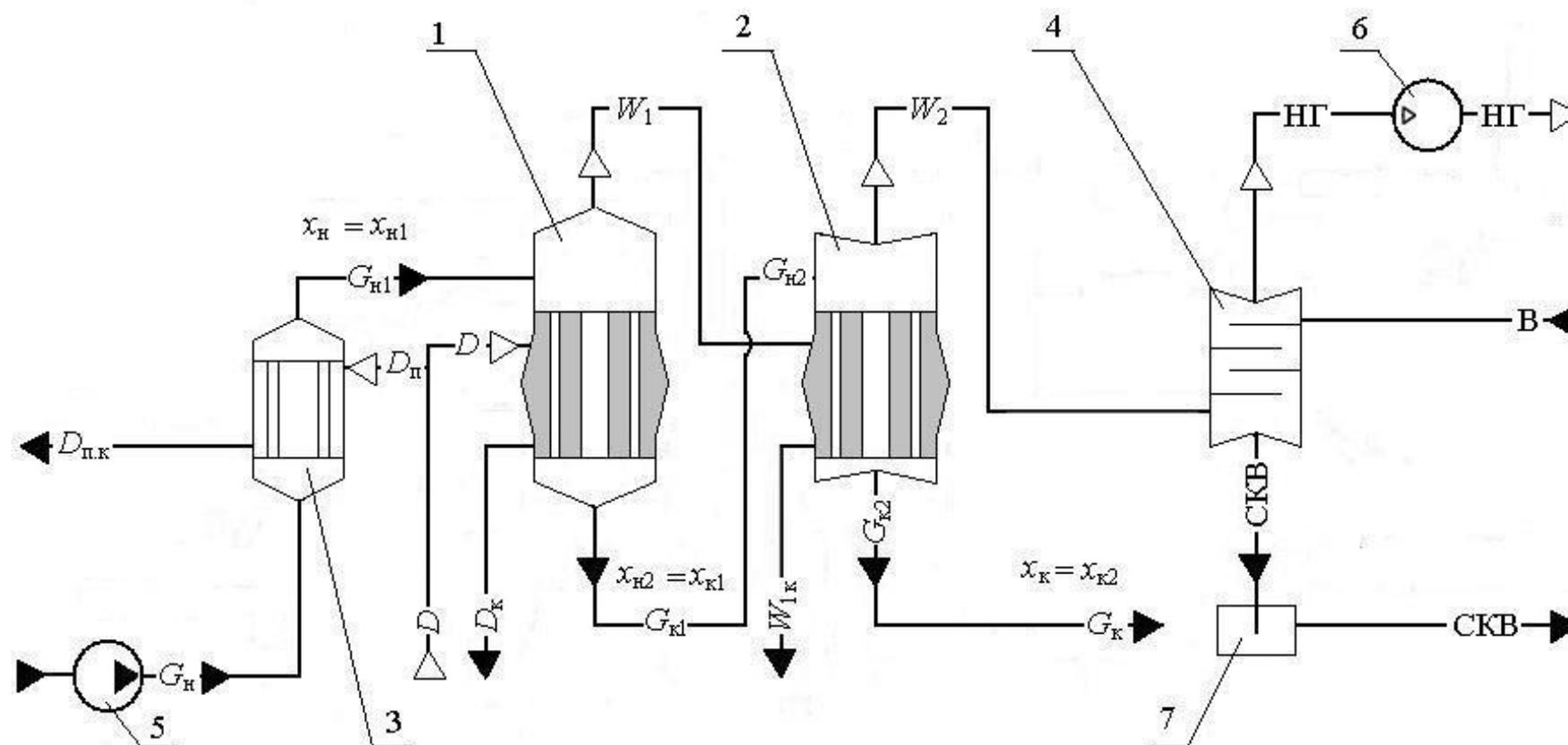


Рис. 4.3 – Схема двухкорпусной прямоточной выпарной установки

1 и 2 – выпарные аппараты (корпуса); 3 – подогреватель исходного раствора; 4 – барометрический конденсатор; 5 – насос; 6 – вакуум-насос; 7 – барометрический ящик. В – охлаждающая вода; СКВ – смесь конденсата и воды; НГ – неконденсирующиеся газы

2022 ХТТ ПиАХТ ЧАСТЬ 2 РАЗДЕЛ 2 ТЕПЛОВЫЕ ПРОЦЕССЫ И АППАРАТЫ

4.8 Выбор числа корпусов выпарной установки

С увеличением числа корпусов выпарной установки N уменьшаются энергозатраты $\mathcal{E}3$ на процесс. Однако при этом возрастают капитальные затраты $K3$, затраты на её ремонт и обслуживание $ЗРО$. Приведенные затраты $ПЗ'$ – сумма $\mathcal{E}3$, $K3$ и $ЗРО$. Число корпусов при минимуме $ПЗ'$ – оптимальное N_{opt} (рис. 4.4). На практике МВУ содержат от двух до пяти корпусов.

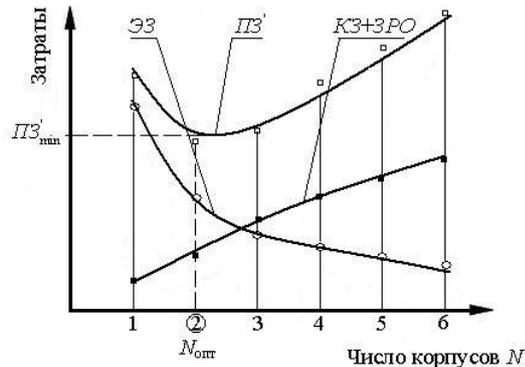


Рис. 4.4 – Определению оптимального числа корпусов выпарной установки

4.9 Классификация выпарных аппаратов и общая их характеристика

Выпарные аппараты классифицируют по: способу передачи тепла; исполнению поверхностей теплопередачи; роду греющего теплоносителя; расположению в пространстве геометрической оси греющей камеры; наличию и кратности циркуляции; способу создания циркуляции; взаимному расположению зон нагрева раствора и его кипения; по взаимному расположению сепаратора, греющей камеры и циркуляционной трубы (при ее наличии).

По способу передачи выпарные аппараты делят на поверхностные и смешения. По исполнению поверхности теплопередачи их подразделяют на аппараты с рубашками, трубчатые и др. Выпарные аппараты смешения бывают барботажными и распылительными.

Основным греющим теплоносителем в выпарных аппаратах является водяной пар. Реже используются горячие газы или электрическая энергия.

По расположению оси греющей камеры выпарные аппараты делят на вертикальные и горизонтальные.

По кратности прохода раствора через греющую камеру выпарные аппараты делят на прямоточные и аппараты с циркуляцией. В прямоточных аппаратах конечная концентрация раствора достигается за один его проход его через греющую камеру. В аппаратах с циркуляцией раствор достигает своей конечной концентрации в результате многократного прохода по замкнутому контуру, включающему зону подвода тепла. Циркуляция раствора бывает естественной и принудительной. Естественная циркуляция раствора возникает из-за разности его плотности в различных зонах аппарата. Принудительную циркуляцию раствора

2022 ХТТ ПиАХТ ЧАСТЬ 2 РАЗДЕЛ 2 ТЕПЛОВЫЕ ПРОЦЕССЫ И АППАРАТЫ

организуют насосами. Естественная циркуляция бывает свободной и направленной.

Аппараты со свободной циркуляцией непригодны для вязких, кристаллизующихся растворов. Они имеют малые поверхности теплообмена, коэффициенты теплопередачи в них невелики. Эти аппараты используют в малотоннажных производствах.

Направленную циркуляцию раствора создают в контуре греющая камера – циркуляционная труба. Увеличение скорости циркуляции вызывает увеличение коэффициентов теплопередачи, уменьшение осаждения твердой фазы.

Раствор в выпарном аппарате кипит или в греющей камере, либо вне ее у свободной поверхности (в вынесенной зоне).

Наиболее распространённые выпарные аппараты – вертикальные трубчатые: с соосными греющей камерой и циркуляционной трубой (по отношению к сепаратору); с соосными греющей камерой и вынесенной циркуляционной трубой; с соосными циркуляционной трубой и вынесенной греющей камерой. Они бывают с естественной и принудительной циркуляцией, с кипением в зоне нагрева и с вынесенной зоной кипения, а также пленочные.

4.10 Конструкции выпарных аппаратов

4.10.1 Вертикальные трубчатые выпарные аппараты с естественной циркуляцией раствора и его кипением в зоне нагрева (рис. 4.5).

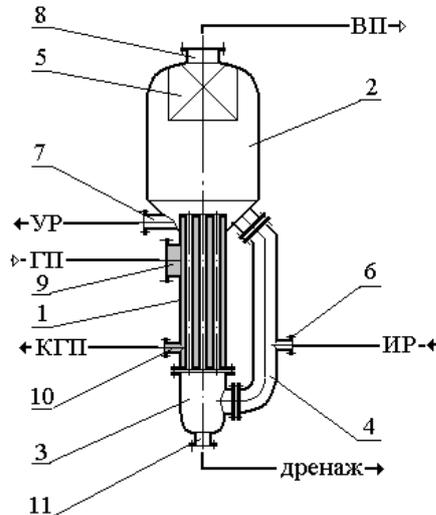


Рис. 4.5 – Вертикальный трубчатый выпарной аппарат с соосной греющей камерой

с естественной циркуляцией раствора и его кипением в зоне нагрева

1 – греющая камера; 2 – сепаратор; 3 – нижняя крышка греющей камеры; 4 – циркуляционная труба; 5 – каплеуловитель. Штуцера: 6 – для входа исходного раствора; 7 – для выхода упаренного раствора; 8 – для выхода вторичного пара; 9 – для входа греющего пара; 10 – для выхода конденсата греющего пара; 11 – для опорожнения. Поток: ИР – исходный раствор; УР – упаренный раствор; ВП – вторичный пар; ГП – греющий пар; КГП – конденсат греющего пара

2022 ХТТ ПиАХТ ЧАСТЬ 2 РАЗДЕЛ 2 ТЕПЛОВЫЕ ПРОЦЕССЫ И АППАРАТЫ

Аппараты применяют для выпаривания некристаллизующихся непенящихся маловязких термостойких растворов без твердых включений.

Исходный раствор подают в аппарат через штуцер 6, врезанный в циркуляционную трубу 4 и заполняют им трубное пространство, в том числе и кипяtilьные трубы 1. В межтрубное пространство греющей камеры 1 через штуцер 9 подают греющий пар. Конденсат греющего пара отводят через штуцер 10. Раствор в кипяtilьных трубах нагревается и кипит, и парожидкостная эмульсия выбрасывается в сепаратор 2. В нем происходит отделение вторичного пара от раствора. Раствор из сепаратора стекает в циркуляционную трубу 4, его частично в качестве упаренного продукта отводят через штуцер 7. Вторичный пар в каплеуловителе 5, очищается от капель и покидает аппарат через штуцер 8.

4.10.2 Вертикальные трубчатые выпарные аппараты с естественной циркуляцией раствора и вынесенной зоной кипения (рис. 4.6).

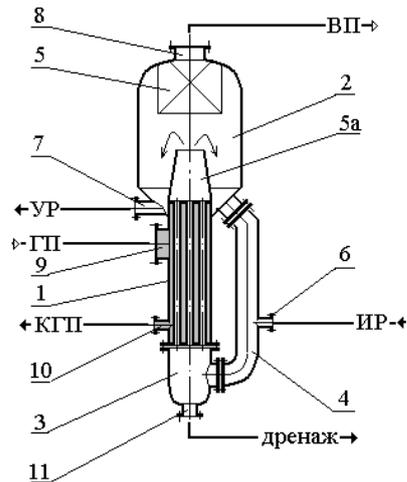


Рис. 4.6 – Вертикальный трубчатый выпарной аппарат с сосной греющей камерой, естественной циркуляцией раствора и вынесенной зоной кипения

1 – греющая камера; 2 – сепаратор; 3 – нижняя крышка греющей камеры; 4 – циркуляционная труба; 5 – каплеуловитель; 5а – труба вскипания. Штуцера: 6 – для входа исходного раствора; 7 – для выхода упаренного раствора; 8 – для выхода вторичного пара; 9 – для входа греющего пара; 10 – для выхода конденсата греющего пара; 11 – для опорожнения. Потоки см. рис. 4.5.

Указанные аппараты отличаются от аппаратов с кипением в зоне нагрева наличием трубы вскипания 5а над верхней трубной решеткой греющей камеры. Труба вскипания создает дополнительный столб парожидкостной смеси. Из-за этого раствор в трубках не закипает, а нагревается до температуры, превышающей его температуру кипения на свободной поверхности. Перегретый раствор на свободной поверхности бурно вскипает. В данных аппаратах возникает высокая скорость циркуляции. Их применяют для выпаривания мало- и средневязких термостойких

2022 ХТТ ПиАХТ ЧАСТЬ 2 РАЗДЕЛ 2 ТЕПЛОВЫЕ ПРОЦЕССЫ И АППАРАТЫ

растворов, образующих осадки, удаляемые с поверхности труб механически.

4.10.3 Вертикальные трубчатые выпарные аппараты с принудительной циркуляцией раствора (рис. 4.7).

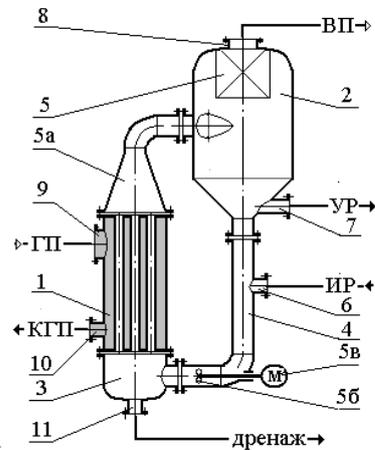


Рис. 4.7 – Вертикальный трубчатый выпарной аппарат с вынесенной греющей камерой и принудительной циркуляцией раствора

1 – греющая камера; 2 – сепаратор; 3 – нижняя крышка греющей камеры; 4 – циркуляционная труба; 5 – каплеуловитель; 5а – труба вскипания; 5б – циркуляционный насос с приводом 5в. Штуцера: 6 – для входа исходного раствора; 7 – для выхода упаренного раствора; 8 – для выхода вторичного пара; 9 – для входа греющего пара; 10 – для выхода конденсата греющего пара; 11 – для опорожнения. Поток см. рис. 4.5.

Данные аппараты применяют для вязких, кристаллизующихся, загрязненных примесями растворов. Они имеют вынесенную зону кипения (труба вскипания поз. 5а). Для организации циркуляции в их циркуляционную трубу 4 установлен насос 5б. За счет высокой скорости циркуляции достигается интенсификация теплопередачи. Недостатки: усложнение за счет наличия насосов, расход энергии на организацию циркуляции.

Аппараты с соосными греющими камерами по сравнению с аппаратами с вынесенными греющими камерами занимают меньшие производственные площади. Однако их сложнее обслуживать и ремонтировать.

4.10.4 Пленочные выпарные аппараты применяют для выпаривания нетермостойких растворов. В них кипит пленка раствора, находящаяся на теплопередающей поверхности, и гидростатическая депрессия не возникает. Такие аппараты бывают со стекающей и с восходящей пленкой. Конструкция трубчатого выпарного аппарата со стекающей пленкой показана на рис. 4.8. Аппарат имеет вынесенную греющую камеру 1 с нижней 3 и верхней 4 крышками. Греющая камера – вертикальная трубчатка. Сепаратор 3 и греющая камера 1 соединены нижней крышкой 3 и патрубками. Верхние концы труб 12 выступают над верхней трубной решеткой 13 и снабжены распределителями жидкости. Греющий пар подают через штуцер 9 в греющую камеру 1. Конденсат его отводят через штуцер 10. Исходный раствор через

2022 ХТТ ПиАХТ ЧАСТЬ 2 РАЗДЕЛ 2 ТЕПЛОВЫЕ ПРОЦЕССЫ И АППАРАТЫ

штуцер 6 подают в верхнюю крышку 4. Затем раствор поступает в виде пленки внутрь труб 12. Пленка движется вниз и кипит. Вторичный пар также движется по трубам вниз. Упаренный раствор частично отводят из аппарата через штуцер 7а в крышке 3. Вторичный пар с остатками раствора направляется в сепаратор 2, где они разделяются. Раствор отводят из сепаратора 2 через штуцер 7. Вторичный пар очищается от капель в каплеуловителе 5, его отводят через штуцер 8.

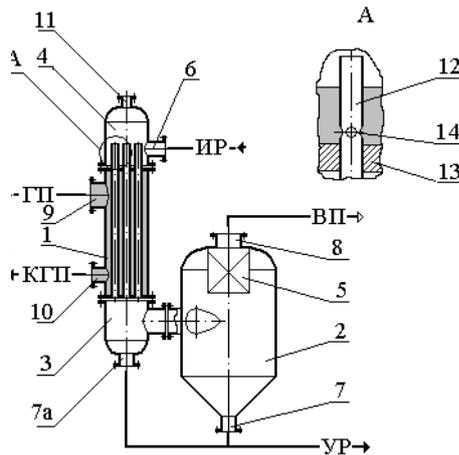


Рис. 4.8 – Вертикальный трубчатый выпарной аппарат со стекающей пленкой раствора

1 – греющая камера; 2 – сепаратор; 3 – нижняя крышка греющей камеры; 4 – верхняя крышка греющей камеры; 5 – каплеуловитель; 12 – труба кипятильная; 13 – трубная решетка; 14 – калиброванное отверстие. Штуцера: 6 – для входа исходного раствора; 7 и 7а – для выхода упаренного раствора; 8 – для выхода вторичного пара; 9 – для входа греющего пара; 10 – для выхода конденсата греющего пара; 11 – для отвода газов. Поток см. рис. 4.5.

Выпарные аппараты со стекающей пленкой применяют для неагрессивных, не содержащих механических примесей растворов. Для пенящихся растворов малой и средней вязкости применяют трубчатые выпарные аппараты с восходящей пленкой. Роторные пленочные выпарные аппараты используют для высоковязких, пастообразных растворов.

4.10.6 Барботажные выпарные аппараты (аппараты смешения) применяют для выпаривания агрессивных растворов. Для термостойких растворов используют аппараты с погружными горелками (рис. 4.9). Аппарат имеет вертикальный цилиндрический корпус 1 с коническим днищем 2. Изнутри корпус футерован устойчивым к коррозионному воздействию материалом. В крышку вмонтирована погружная горелка 3, основная часть которой находится внутри раствора. В крышке имеется штуцер 6 для отвода смеси вторичного пара и топочных газов. Внутри штуцера установлен каплеуловитель 8. Исходный раствор подают в аппарат через штуцер 4. Заданный уровень раствора поддерживается с помощью переливной трубы штуцера для выхода упаренного раствора 5. В погружную горелку 3 поступают топливо и воздух. В результате горения образуются топочные газы, которые барботируют через раствор. Между ними и раствором происходит теп-

**2022 ХТТ ПиАХТ ЧАСТЬ 2 РАЗДЕЛ 2 ТЕПЛОВЫЕ
ПРОЦЕССЫ И АППАРАТЫ**

лообмен, раствор кипит и выпаривается. Смесь вторичного пара и топочных газов покидает аппарат через штуцер 6.

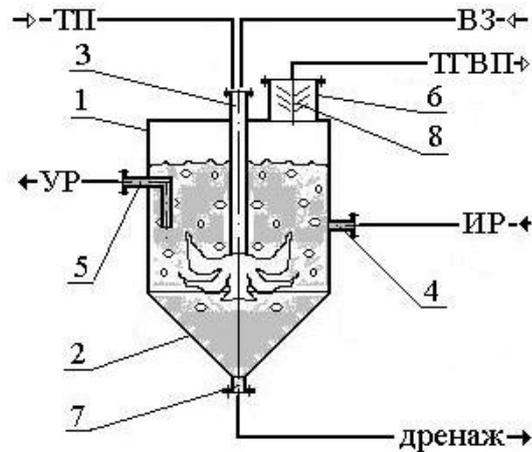


Рис. 4.9 – Выпарной аппарат с погружной горелкой
1 – корпус; 2 – днище; 3 – погружная горелка; 8 – каплеуловитель.
Штуцера: 4 – для входа исходного раствора; 5 – для выхода упаренного раствора; 6 – для выхода смеси вторичного пара и топочных газов; 7 – для опорожнения. Потоки см. рис. 4.5.

Достоинства аппарата: относительная простота и высокая интенсивность теплообмена. Недостаток: загрязнение раствора продуктами сгорания.