

1. Теплообмен

1.1 Общие положения

Процесс перехода тепла путем конвекции от окружающей капельно-жидкой или газообразной среды к поверхности стенки является гораздо более сложным, чем теплопроводность и тепловое излучение, и недостаточно изучен. Передача тепла конвекцией заключается в том, что в подвижном слое жидкости или газа, прилегающем к стенке, вследствие течения в соприкосновение со стенкой приходят все новые и новые частички, которые либо уносят с собой тепло, либо отдают его стенке. Такой перенос тепла от стенки к жидкости или, наоборот, от жидкости к стенке (под «жидкостью» подразумеваются как капельные жидкости, так и газы) в дальнейшем будем называть *теплоотдачей*.

Различают *естественную конвекцию*, или свободное движение жидкости, и *конвекцию принудительную* или вынужденное движение.

Под *принудительной конвекцией* понимают движение жидкости, обусловленное приложением внешней механической энергии, например перемещение жидкости с помощью насоса, мешалки и т. п.

Под *естественной конвекцией* понимают движение жидкости, обусловленное разностью ее удельных объемов в различных точках и возникающее при неодинаковой температуре в этих точках.

Подъемная сила, обуславливающая свободное движение частиц жидкости, или естественную конвекцию, выражается величиной

$$(\rho - \rho_1)g, \text{ кгс/м}^3; \quad (1.1.1)$$

а ускорение, вызываемое этой силой, равно

$$\frac{\rho - \rho_1}{\rho_1} g, \text{ м/сек}^2, \quad (1.1.2)$$

где ρ и ρ_1 — плотность жидкости в двух ее точках при температурах t и t_1 ; g — ускорение силы тяжести в м/сек^2 .

Если объемный коэффициент температурного расширения жидкости равен β , то

$$\frac{\rho - \rho_1}{\rho_1} = \frac{\rho_1(1 + \beta(t - t_1)) - \rho_1}{\rho_1} = \beta \Delta t; \quad (1.1.3)$$

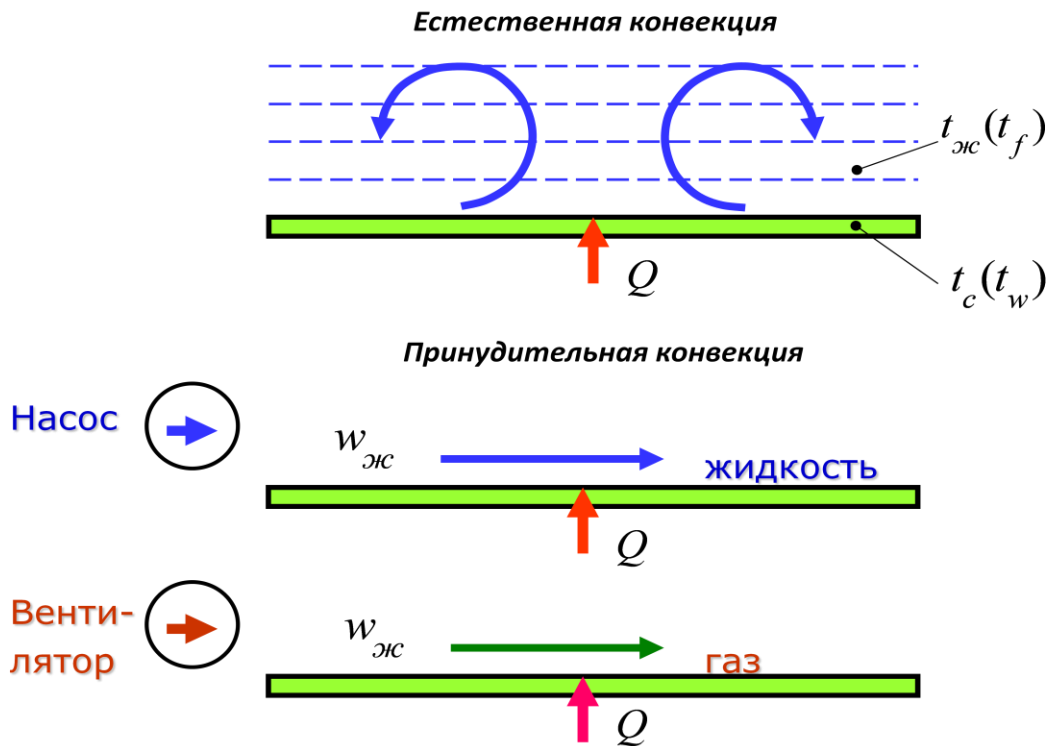


Рис 1.1.1 Виды конвекции

1.2 Закон теплоотдачи

Вследствие сложности точного расчета теплоотдачи ее определяют по упрощенному закону. В качестве основного закона теплоотдачи принимают закон охлаждения Ньютона, по которому количество тепла dQ , отданное элементом поверхности тела dF с температурой $t_{ст.}$ в окружающую среду с температурой $t_{жс}$ за время $d\tau$, прямо пропорционально разности температур $(t_{ст.} - t_{жс})$ и величинам dF и $d\tau$:

$$dQ = a(t_{ст.} - t_{жс})dF d\tau; \quad (1.2.1)$$

а при установившемся состоянии процесса теплоотдачи, когда температуры жидкости и стенки остаются неизменными

$$Q = a(t_{ст.} - t_{жс})F\tau; \quad (1.2.2)$$

где a — коэффициент пропорциональности, который определяется опытным путем; его называют *коэффициентом теплоотдачи*.

При $F = 1 \text{ м}^2$; $\tau = 1 \text{ час}$; $t_{ст.} - t_{жс} = 1^\circ$

Получим

$$Q = a; \quad (1.2.3)$$

т. е. коэффициент теплоотдачи a показывает, какое количество тепла отдает стенка с поверхностью 1 м^2 в окружающую среду (или, наоборот, воспринимает от окружающей среды) за время 1 час при разности температур 1° .

Таким образом, размерность коэффициента теплоотдачи получается:

$$[a] = \left[\frac{\text{ккал}}{\text{м}^2 \cdot \text{час} \cdot ^\circ\text{C}} \right]; \quad (1.2.4)$$

Величина коэффициента теплоотдачи a зависит от большого числа факторов и является функцией нескольких переменных. В первую очередь величину коэффициента теплоотдачи обуславливают следующие факторы:

- 1) род жидкости (газ, пар, капельная жидкость);
- 2) характер течения жидкости (вынужденное или свободное течение);
- 3) форма стенки (линейные размеры L , d);
- 4) состояние и свойства жидкости (температура $t_{ж}$, давление p , плотность ρ или удельный вес γ , теплоемкость c , теплопроводность λ , вязкость μ);
- 5) параметры движения (скорость w);
- 6) температура стенки $t_{ст}$.

Таким образом

$$a = f(L, d, \dots, t_{ж}, p, \rho, c, \lambda, \mu, w, t_{ст}). \quad (1.2.5)$$

Зависимость коэффициента теплоотдачи от большого числа факторов не позволяет дать общую формулу для его определения и в каждом частном случае необходимо прибегать к опытным исследованиям.

В связи с этим изучение процессов конвективного теплообмена проводят с применением метода подобия (впервые теория подобия была применена в 1910 г.). Особенно большое значение теория подобия получила в связи с разработкой М. В. Кирпичевым и его школой теории теплового моделирования. Эта теория позволяет изучать работу сложных тепловых аппаратов на уменьшенных моделях и переносить результаты исследования на объекты натуральной величины.

1.3 Дифференциальное уравнение конвективного перехода тепла.

Величины, характеризующие конвективный теплообмен или критерии теплового подобия, могут быть найдены из дифференциальных уравнений конвективного теплообмена. Для вывода этих уравнений выделим в движущейся жидкости элементарный параллелепипед с ребрами dx , dy , dz .

Рассмотрим случай стационарного или установившегося теплообмена, при этом будем считать, что изменения

агрегатного состояния жидкости не происходит и теплоемкость ее c_p постоянная. Обозначим скорость движения жидкости в направлении осей координат соответственно через w_x , w_y , w_z , а удельный вес и температуру жидкости через γ и t . Составим для выделенного элементарного параллелепипеда уравнение теплового баланса. В данном случае теплообмен происходит в движущейся среде, следовательно, тепло подводится к параллелепипеду и отводится из него частицами движущейся жидкости.

Количество тепла, которое вводится жидкостью в единицу времени по направлению x , через грань $dydz$, равно

$$Q_x = c_p t \gamma w_x dydz$$

Количество тепла, которое выводится жидкостью в единицу времени через противоположную грань, будет равно

$$Q_{x+dx} = Q_x + dQ_x = c_p t \gamma w_x dydz + c_p \left[\frac{\partial(w_x t \gamma)}{\partial x} \right] dx dydz$$

или

$$Q_{x+dx} = Q_x + dQ_x = c_p t \gamma w_x dydz + c_p \left[t \frac{\partial(w_x t \gamma)}{\partial x} + w_x \gamma \frac{\partial t}{\partial x} \right] dx dydz$$

откуда разность между количествами выведенного и введенного тепла составит

$$dQ_x = Q_{x+dx} - Q_x = c_p \left[t \frac{\partial(w_x t \gamma)}{\partial x} + w_x \gamma \frac{\partial t}{\partial x} \right] dx dydz$$

Точно так же для направлений y и z получим

$$dQ_y = Q_{y+dy} - Q_y = c_p \left[t \frac{\partial(w_y t \gamma)}{\partial y} + w_y \gamma \frac{\partial t}{\partial y} \right] dx dydz$$

$$dQ_z = Q_{z+dz} - Q_z = c_p \left[t \frac{\partial(w_z t \gamma)}{\partial z} + w_z \gamma \frac{\partial t}{\partial z} \right] dx dydz$$

Полная разность между количествами выведенного и введенного, тепла составит

$$dQ = dQ_x + dQ_y + dQ_z = c_p \left\{ t \left[\frac{\partial(w_x t \gamma)}{\partial x} + \frac{\partial(w_y t \gamma)}{\partial y} + \frac{\partial(w_z t \gamma)}{\partial z} \right] + w_x \gamma \frac{\partial t}{\partial x} + w_y \gamma \frac{\partial t}{\partial y} + w_z \gamma \frac{\partial t}{\partial z} \right\} dx dydz$$

На основании уравнения неразрывности потока имеем

$$\frac{\partial(w_x t \gamma)}{\partial x} + \frac{\partial(w_y t \gamma)}{\partial y} + \frac{\partial(w_z t \gamma)}{\partial z} = 0$$

Тогда

$$dQ = c_p \left\{ w_x \gamma \frac{\partial t}{\partial x} + w_y \gamma \frac{\partial t}{\partial y} + w_z \gamma \frac{\partial t}{\partial z} \right\} dx dydz$$

При установившемся состоянии процесса количество тепла в выделенном параллелепипеде жидкости остается неизменным

и поэтому тепло dQ , уносимое током жидкости, компенсируется притоком тепла вследствие теплопроводности через грани параллелепипеда и, следовательно:

$$dQ = \lambda \left\{ \frac{\partial^2 t}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 t}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 t}{\partial z^2} \right\} dx dy dz$$

Приравняв выражения и производя простейшие преобразования, получим:

$$w_x \frac{\partial t}{\partial x} + w_y \frac{\partial t}{\partial y} + w_z \frac{\partial t}{\partial z} = a \left\{ \frac{\partial^2 t}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 t}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 t}{\partial z^2} \right\}$$

где $a = \frac{\lambda}{c_p \gamma}$ — коэффициент температуропроводности жидкости.

Полученное уравнение конвективного теплообмена называется уравнением Фурье — Кирхгофа, или дифференциальным уравнением теплопроводности в движущейся среде. В этом уравнении переменными величинами, кроме температуры, являются скорость и удельный вес жидкости, и поэтому оно должно рассматриваться совместно с уравнениями движения Эйлера и уравнением неразрывности потока как единая система дифференциальных уравнений, описывающих различные стороны процесса конвективного переноса тепла.

Невозможность аналитического решения уравнений движения и конвективного теплообмена заставляет прибегать к подобному преобразованию системы этих уравнений и представить их в виде некоторой функции от критериев подобия. Эти критерии подобия и будут характеризовать все факторы, влияющие на процесс конвективного теплообмена.

1.4 Тепловое подобие

Как указывалось выше, конвективный перенос тепла характеризуется системой дифференциальных уравнений движения и неразрывности потока и уравнением Фурье — Кирхгофа.

Подобное преобразование уравнений движения и неразрывности потока для рассматриваемого случая установившегося режима приводит к зависимости между следующими критериями подобия:

$$f(Fr, Eu, Re) = 0; \quad (1.4.1)$$

Внутри пограничного слоя движение жидкости происходит параллельно стенке. Поэтому тепло передается только вследствие проводимости в поперечном направлении, так же

как и в твердой плоской стенке. Исходя из этого, тепловой поток может быть выражен уравнением теплопроводности

$$dQ = -\lambda dF dt \frac{\partial t}{\partial \delta}; \quad (1.4.2)$$

В то же время по закону Ньютона количество тепла, переданного от стенки к жидкости, должно быть выражено уравнением

$$dQ = a(t_{cm.} - t_{жс})dF dt; \quad (1.4.3)$$

Приравнивая последние два уравнения, получим

$$a(t_{cm.} - t_{жс}) = -\lambda \frac{\partial t}{\partial \delta}; \quad (1.4.4)$$

Полученное выражение и будет уравнением теплообмена на границе стенки с жидкостью. Это уравнение должно быть подобно преобразовано совместно с уравнением Фурье — Кирхгофа.

Комплекс $\frac{wl}{a}$ для процессов конвективного теплообмена, протекающих подобно, сохраняет постоянство значения. Этот комплекс является критерием теплового подобия и называется критерием Пекле:

$$\frac{wl}{a} = Pe \quad (1.4.5)$$

Выражая размерность всех величин, входящих в критерий Pe в технической системе единиц, получим:

$$\left[\frac{wl}{a} \right] = \left[\frac{м/сек \cdot м}{м^2/час} \right] = \left[\frac{3600 \cdot м^2 \cdot сек}{м^2 \cdot сек} \right]$$

Поэтому критерий Pe обычно представляют в таком виде:

$$Pe = \frac{3600wl}{a}; \quad (1.4.6)$$

Безразмерный комплекс $a \frac{l}{\lambda}$, сохраняющий постоянное значение во всех подобно протекающих тепловых процессах на границе двух фаз, носит название критерия Нуссельта:

$$a \frac{l}{\lambda} = Nu; \quad (1.4.7)$$

Необходимо отметить, что характер температурного поля, а следовательно, и перепад температур в пограничном слое зависит также от линейных размеров и формы стенки. Если $l_0, l_1, l_2, \dots, l_n$ представляют собой величины, характеризующие размеры стенок, то необходимо вводить их в расчет не непосредственно, а в виде отношения к одной из них, например к l_0 , т. е

$$\frac{l_1}{l_0}, \frac{l_2}{l_0} \dots \frac{l_n}{l_0}$$

В теории подобия такие безразмерные отношения носят названия симплексов.

Таким образом, в учении о теплообмене может быть установлена связь между следующими критериями и симплексами:

$$f\left(Re, Fr, Eu, Pe, Nu, \frac{l_1}{l_0}, \frac{l_2}{l_0} \dots \frac{l_n}{l_0}\right) = 0 \quad (1.4.8)$$

Полученная функциональная зависимость может быть несколько упрощена путем объединения отдельных критериев подобия в разных комбинациях. Рассмотрим некоторые из этих комбинаций.

При изучении движения жидкостей в трубах было показано, что падение давления движущейся жидкости может быть представлено выражением:

$$\frac{\Delta p}{\rho w^2} = \varphi_1(Re); \quad (1.4.9)$$

Но выражение, стоящее в левой части последнего уравнения, есть критерий Эйлера и, следовательно

$$Eu = \varphi_1(Re); \quad (1.4.10)$$

т. е. критерий Эйлера является функцией критерия Рейнольдса и может быть выражен через него.

Сочетание критериев Fr и Re дает безразмерный комплекс, называемый критерием Галилея:

$$Ga = Fr \cdot Re^2 = \frac{gl}{\omega^2} \left(\frac{\omega l \rho}{\mu}\right)^2 = \frac{gl^3}{\nu^2}; \quad (1.4.11)$$

где ν — коэффициент кинематической вязкости.

Если полученный критерий умножить на симплекс $\frac{\rho - \rho_1}{\rho_1}$, где ρ и ρ_1 — плотность в двух точках жидкости, то получим новый комплекс — критерий Архимеда:

$$Ar = \frac{l^3 \rho_2^2 (\rho - \rho_1)}{\mu^2 \rho_1} g; \quad (1.4.12)$$

По предыдущему, когда изменение плотностей жидкости вызвано различием температур, т. е. при естественной конвекции

$$\frac{\rho - \rho_1}{\rho_1} = \beta \Delta t; \quad (1.4.13)$$

Подставив это значение в выражение критерия Архимеда, получим новый критерий, который называют критерием Грасгофа:

$$Gr = \frac{gl^2}{\mu^3} \rho^2 \beta \Delta t \quad (1.4.14)$$

где β — температурный коэффициент объемного расширения жидкости с размерностью $\frac{1}{^\circ\text{C}}$.

Сочетание критериев Pe и Re приводит к новому критерию, имеющему большое практическое значение в учении о теплообмене, к так называемому критерию Прандтля:

$$Pr = \frac{Pe}{Re} = \frac{\frac{3600\omega l}{a}}{\frac{\omega l \rho}{\mu}} = \frac{3600\mu}{a\rho} = \frac{3600\mu}{\frac{\lambda}{c_p \gamma \rho}}; \quad (1.4.15)$$

Но отношение удельного веса жидкости к ее плотности есть ускорение силы тяжести $\frac{\gamma}{\rho} = g$ и критерий Прандтля обычно выражают так:

$$Pr = \frac{3600\mu g c_p}{\lambda}; \quad (1.4.16)$$

Из этого выражения следует, что критерий Прандтля характеризует собой физические свойства жидкости.

Учитывая сказанное о критериях в учении о теплообмене, связь между ними может быть представлена в виде функций:

$$F\left(Nu, Re, Pr, Gr, \frac{l}{l_0} \dots \frac{l_n}{l_0}\right) = 0; \quad (1.4.17)$$

или

$$Nu = f\left(Re, Pr, Gr, \frac{l}{l_0} \dots \frac{l_n}{l_0}\right); \quad (1.4.18)$$

Применительно к отдельным явлениям теплообмена последняя зависимость может быть значительно упрощена. Так, если рассматривается вынужденное движение жидкости (принудительная конвекция):

$$Nu = f_1\left(Re, Pr, \frac{l}{l_0} \dots \frac{l_n}{l_0}\right); \quad (1.4.19)$$

При свободном движении жидкости (естественной конвекции) из уравнения (1.12) выпадает критерий Re :

$$Nu = f_2\left(Pr, Gr, \frac{l}{l_0} \dots \frac{l_n}{l_0}\right); \quad (1.4.20)$$

Если рассматривается теплообмен в газах одинаковой атомности, то критерий Pr можно считать величиной постоянной и исключить из числа независимых переменных. Тогда для вынужденного движения газа получим такую зависимость

$$Nu = f_3\left(Re, \frac{l}{l_0} \dots \frac{l_n}{l_0}\right); \quad (1.4.21)$$

и для свободной конвекции

$$Nu = f_4\left(Gr, \frac{l}{l_0} \dots \frac{l_n}{l_0}\right); \quad (1.4.22)$$

Вид функций определяется опытным путем, причем обычно их выражают степенными уравнениями:

$$Nu = C Re^k Pr^m Gr^n \left(\frac{l}{l_0}\right)^p; \quad (1.4.23)$$

где C , k , m , n и p - постоянные, определяемые из опыта. Из уравнения (1.13) определяется коэффициент теплоотдачи:

$$\alpha = C \frac{\lambda}{l} Re^k Pr^m Gr^n \left(\frac{l}{l_0}\right)^p; \quad (1.4.24)$$

2. Опытные данные по теплоотдаче

Для исследования процессов конвективного теплообмена проведено огромное количество опытов. Путем обработки опытных данных с применением теории подобия получены уравнения и формулы, которыми пользуются в практических расчетах по теплопередаче.

В формулах, приводимых ниже, приняты следующие обозначения:

ω - скорость в м/сек;

γ - уд. вес в кгс/м³;

c_p - удельная теплоемкость при постоянном давлении в ккал/кгс·°С;

λ - теплопроводность в ккал/м·час·°С;

g - ускорение силы тяжести в м/сек²;

ρ - плотность в кгс·сек²/м⁴;

μ - вязкость в кгс·сек/м²;

r - скрытая теплота конденсации в ккал/кгс;

l - линейный размер в м;

d - внутренний диаметр трубы в м;

d_n - наружный диаметр трубы в м;

t - температура в °С;

T - температура в °К;

L - длина трубы в м.

2.1 Коэффициент теплопередачи при вынужденном турбулентном потоке в прямой трубе круглого сечения

Коэффициент теплоотдачи при вынужденном турбулентном потоке в прямой трубе круглого сечения. В общем виде уравнением теплоотдачи при вынужденном турбулентном потоке является выражение

$$Nu = f \left(Re, Pr, \frac{l}{l_0} \right); \quad (2.1.1)$$

Обработкой опытных данных исследователи получили различные расчетные формулы. Наиболее надежные результаты

дает следующая формула, применимая как для капельных жидкостей, так и для газов:

$$Nu = 0,023Re^{0,8}Pr^{0,4}; \quad (2.1.2)$$

из которой следует:

$$\alpha = 0,023 \frac{\lambda}{d} Re^{0,8} Pr^{0,4} \text{ ккал/м}^2 \cdot \text{час} \cdot \text{°C}; \quad (2.1.3)$$

Формула применима при следующих значениях: критерий $Re > 10000$, критерий $Pr = 0,7 \div 2500$, температура стенки ниже температуры кипения жидкости, отношение длины трубы к ее диаметру $\frac{l}{d} > 50$.

Для коротких труб среднее значение коэффициента теплоотдачи получается несколько выше; при $\frac{l}{d} = 30 \div 40$ это увеличение не превышает 2-7%, и лишь для очень коротких труб приобретает существенное значение*.

2.2 Коэффициент теплоотдачи при переходном режиме движения

В области значений критерия $Re = 2300 - 10000$, т. е. в переходном режиме, коэффициент теплоотдачи зависит от критерия Рейнольдса в большей мере, чем при устойчивом турбулентном движении жидкости. Для вывода количественных зависимостей еще не накоплено достаточно экспериментальных данных. В первом приближении значение α можно принимать равным полученному по формуле и умноженному на поправочный коэффициент f ; числовое значение этого коэффициента:

$$f = (1 \div 6) \cdot 10^5 Re^{-1,8}; \quad (2.2.1)$$

2.3 Коэффициент теплоотдачи при вынужденном ламинарном потоке в прямой трубе круглого сечения

В данном случае следует учитывать зависимость теплоотдачи от естественной конвекции жидкости, а также направления теплового потока.

Для горизонтальных труб наиболее точные результаты дают формулы [при $(Re \cdot Pr) > 1800$]:

$$Nu = 0,74(Re \cdot Pr)^{0,2}(Gr \cdot Pr)^{0,1}; \quad (2.3.1)$$

$$\alpha = 0,74 \frac{\lambda}{d} (Re \cdot Pr)^{0,2}(Gr \cdot Pr)^{0,1}; \quad (2.3.2)$$

Для вычисления критерия Грасгофа принимают Δt равной разности между температурами жидкости и стенки. Значения

физических констант принимают при среднеарифметической температуре жидкости и стенки $\frac{t_{жс}+t_{см}}{2}$; определяющим линейным размером является d - диаметр трубы.

Для коротких труб при $l/d < 50$ величина коэффициента теплоотдачи будет больше полученной по формуле. При $l/d = 40$ она больше на 5%, при $l/d = 30$ больше на 13% и значительно увеличивается при дальнейшем уменьшении отношения l/d *.

Для вертикальных труб величина коэффициента теплоотдачи зависит от взаимного направления вынужденного потока и свободного движения жидкости. При совпадении их направлений, т. е. в случае если жидкость при нагревании движется снизу вверх, коэффициент теплоотдачи можно принимать равным $0,85\alpha$, где α - коэффициент теплоотдачи; при несовпадении указанных направлений коэффициент теплоотдачи равен $1,15\alpha$.

2.4 Коэффициент теплоотдачи в трубе любой формы сечения

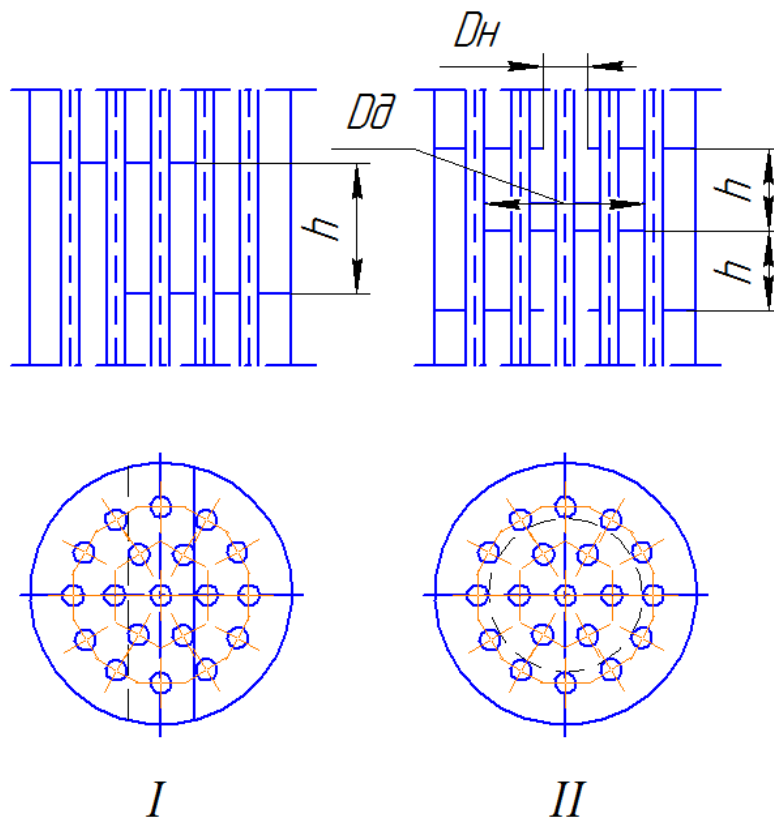


Рис 2.4.1 Пучок труб в цилиндре:

I – с сегментированными перегородками; II – с кольцевыми перегородками

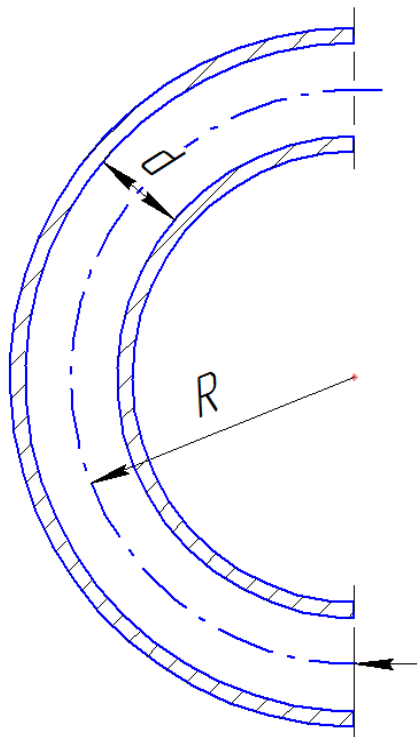


Рис 2.4.2 Вид изогнутой трубы

Если труба имеет сечение не цилиндрическое, а любой другой формы, то, определяя коэффициенты теплоотдачи при вынужденном потоке капельной жидкости или газа, необходимо вместо диаметра d подставить соответствующий «эквивалентный» диаметр. Обозначим:

f - площадь поперечного сечения трубы в м^2 ;

Π - часть контура, участвующего в теплообмене, в м.

Тогда величина «эквивалентного» диаметра $d_{\text{экв.}}$ будет, как указывалось выше

$$d_{\text{экв.}} = \frac{4f}{\Pi}; \quad (2.4.1)$$

В частных случаях можно более точно определить коэффициент теплоотдачи.

1. Труба кольцевого сечения.

$$Nu = 0,023 \left(\frac{D}{D-d} \right)^{0,45} Re^{0,8} Pr^{0,4}; \quad (2.4.2)$$

$$\alpha = 0,023 \frac{\lambda}{d} \left(\frac{D}{D-d} \right)^{0,45} Re^{0,8} Pr^{0,4} \text{ ккал/м}^2 \cdot \text{час} \cdot \text{°C}; \quad (2.4.3)$$

где, кроме предыдущего,

d - наружный диаметр внутренней трубы в м;

D - внутренний диаметр наружной трубы в м.

2. Пучок труб внутри цилиндра.

В случае продольного движения теплоносителя в межтрубном пространстве коэффициент теплоотдачи может быть определен по приближенной формуле

$$Nu = 1,16 D_{\text{экв.}}^{0,6} Re^{0,6} Pr^{0,33}; \quad (2.4.4)$$

или

$$\alpha = 1,16 \frac{\lambda}{d} D_{\text{экв.}}^{0,6} Re^{0,6} Pr^{0,33}, \quad (2.4.5)$$

где $D_{\text{экв.}}$ - эквивалентный диаметр межтрубного пространства в м, отнесенный ко всему смоченному периметру;

ω - скорость в свободном сечении в м/сек.

3. Пучок труб внутри цилиндра с поперечными перегородками.

Поперечные перегородки в межтрубном пространстве могут быть сегментными (рис. 2.4.1, I) или в виде чередующихся дисков и колец (рис. 2.4.1, II). В этом случае коэффициент теплоотдачи определяют по формуле

$$Nu = C D_{\text{экв.}}^{0,6} Re^{0,6} Pr^{0,33} \left(\frac{\mu}{\mu_{\text{ст.}}} \right)^{0,14}; \quad (2.4.6)$$

или

$$\alpha = C \frac{\lambda}{d} D_{\text{экв.}}^{0,6} Re^{0,6} Pr^{0,33} \left(\frac{\mu}{\mu_{\text{ст.}}} \right)^{0,14}, \quad (2.4.7)$$

где $C = 1,72$ для сегментных перегородок и $C = 2,08$ для кольцевых;

ω - скорость жидкости в м/сек, определяемая по эффективному сечению. Эффективное сечение может быть определено по формуле

$$f_e = \sqrt{f_{\text{попер.}} \cdot f_{\text{прод.}}} \cdot M^2; \quad (2.4.8)$$

где $f_{\text{попер.}}$ - площадь свободного сечения для прохода жидкости при поперечном обтекании пучка труб в м^2 ;

$f_{\text{прод.}}$ - площадь свободного сечения отверстия перегородки (площадь сегмента или выреза в кольце) минус суммарная площадь сечения проходящих через него труб в м^2 .

Для сегментных перегородок

$$f_{\text{попер.}} = hD \left(1 - \frac{d_H}{t} \right); \quad (2.4.9)$$

где h - расстояние между перегородками;

t - шаг перегородок в направлении, перпендикулярном потоку.

Для перегородок в виде чередующихся дисков и колец

$$f_{\text{прод.}} = \pi D_{\text{ср.}} h \left(1 - \frac{d_H}{t} \right); \quad (2.4.10)$$

где $D_{\text{ср.}} = \frac{D_K + D_\partial}{2}$ (см. рис. 2.4.2)

Для подстановки в формулы принимают физические константы при средней температуре жидкости.

2.5 Коэффициент теплоотдачи в изогнутой трубе

При протекании жидкости в изогнутой трубе, например в змеевике, происходит усиление турбулентности потока под действием центробежных сил, и в поперечном сечении такой трубы (рис. 2.4.2) всегда возникает дополнительная, вторичная циркуляция жидкости.

Коэффициент теплоотдачи для змеевиков может быть приближенно определен по уравнению:

$$\alpha_R = \alpha \left(1 + 1,77 \frac{d}{R} \right); \quad (2.5.1)$$

где α - коэффициент теплоотдачи для прямой трубы;

d - диаметр трубы в м;

R - радиус кривизны змеевика в м.

Обычно увеличение α вследствие изгиба трубы незначительно.

2.6 Коэффициент теплоотдачи для жидкости, перемешиваемой механическими мешалками

Если жидкость приводится в движение при помощи механической мешалки, то величина коэффициента теплоотдачи зависит от формы поверхности нагрева, размеров лопастей мешалки и числа ее оборотов. Так как при размешивании турбулентность движения жидкости значительна, то уравнением теплоотдачи в общем виде будет

$$Nu = C Re^m Pr^n; \quad (2.6.1)$$

Для процессов перемешивания жидкости критерию Рейнольдса придают несколько иной вид, вводя вместо скорости число оборотов мешалки. Как известно, скорость и число оборотов связаны между собой зависимостью

$$\omega = \pi d n; \quad (2.6.2)$$

где ω - скорость вращения мешалки в м/сек;

d - диаметр лопасти мешалки в м;

n - число оборотов мешалки в сек.

При таком преобразовании критерий Рейнольдса принимает вид:

$$Re_m = \frac{\omega d \rho}{\mu} = \frac{d^2 n \rho}{\mu}, \quad (2.6.3)$$

причем постоянная величина π учитывается в коэффициенте пропорциональности C уравнения теплоотдачи.

Если теплообмен с перемешиваемой жидкостью происходит через рубашку, то можно принять

$$Nu = 0,36 Re_m^{2/3} Pr^{1/3} \left(\frac{\mu}{\mu_{ст.}} \right)^{0,14}; \quad (2.6.4)$$

или

$$\alpha = 0,36 \frac{\lambda}{d} Re_m^{2/3} Pr^{1/3} \left(\frac{\mu}{\mu_{ст.}} \right)^{0,14} \text{ ккал/м}^2 \cdot \text{час} \cdot \text{°C}; \quad (2.6.5)$$

где, кроме известных величин, принято:

D - диаметр аппарата в м;

μ - вязкость жидкости в кгс·сек/м² при средней температуре стенки и жидкости $t_{ср.} = \frac{t_{жс} + t_{ст.}}{2}$;

$\mu_{ст.}$ - вязкость жидкости при температуре стенки (рубашки) в кгс·сек/м².

Если теплообмен с перемешиваемой жидкостью происходит через змеевик, то уравнение теплоотдачи имеет вид:

$$Nu = 0,87 Re_m^{0,62} Pr^{1/3} \left(\frac{\mu}{\mu_{ст.}} \right)^{0,14}; \quad (2.6.6)$$

или

$$\alpha = 0,87 \frac{\lambda}{d} Re_m^{0,62} Pr^{1/3} \left(\frac{\mu}{\mu_{ст.}} \right)^{0,14} \text{ ккал/м}^2 \cdot \text{час} \cdot \text{°C}; \quad (2.6.7)$$

Значения физических констант ρ , c_p и λ в уравнениях принимают при средней арифметической температуре жидкости.

Формулы выведены для аппаратов диаметром до 300 мм; для аппаратов большего диаметра они дают завышенные результаты.

2.7 Коэффициент теплоотдачи при вынужденном поперечном потоке жидкости относительно одиночной трубы

Для капельных жидкостей коэффициент теплоотдачи может быть определен из уравнения

$$Nu = C Re^n Pr^{0,4} \quad (2.7.1)$$

или

$$\alpha = C \frac{\lambda}{d_n} Re^n Pr^{0,4} \quad (2.7.2)$$

где C и n - коэффициенты, зависящие от величины критерия Re (табл. 2.7.1).

Таблица 2.7.1

Значения коэффициентов С и n		
Критерий Re	Коэффициенты	
	С	n
5-80	0,93 (9,81)	0,40
80-5000	0,715(0,625)	0,46
≥ 5000	0,226 (0,197)	0,60

Физические константы в формуле определяют при средней температуре жидкости; в качестве определяющего линейного размера следует принимать наружный диаметр трубы d_n .

Для газов одинаковой атомности критерий Прандтля является величиной постоянной и формула может быть в этом случае упрощена путем исключения множителя $Pr^{0,4}$. Значения коэффициентов n и C для газов (в скобках) также приведены в табл. 2.7.1.

2.8 Коэффициент теплоотдачи при вынужденном поперечном потоке жидкости относительно пучка труб

Теплоотдача поперечного потока жидкости, омывающей пучок труб, может быть определена по формуле

$$Nu = C\varepsilon Re^n Pr^{0,4}; \quad (2.8.1)$$

причем значения ε и n зависят от расположения труб в пучке и порядкового номера ряда их по глубине пучка.

При коридорном расположении труб для первого ряда $n = 0,6$ и $\varepsilon = 0,171$, второго, третьего и четвертого рядов $n = 0,65$ и $\varepsilon = 0,157$. При шахматном расположении труб для всех рядов $n = 0,6$; причем для первого ряда $\varepsilon = 0,171$, для второго $n = 0,228$, для третьего и четвертого рядов $\varepsilon = 0,29$.

Числовое значение коэффициента C зависит от отношения шага трубы к ее диаметру S_1/d : при $S_1/d = 1,2 \div 3$ $C = 1 + 0,1S_1/d$ и при $S_1/d > 3$ $C = 1,3$.

Формула применима для круглых труб в пределах значений $Re = 5000 \div 70000$ и $S_1/d = S_2/d = 1,2 \div 5$.

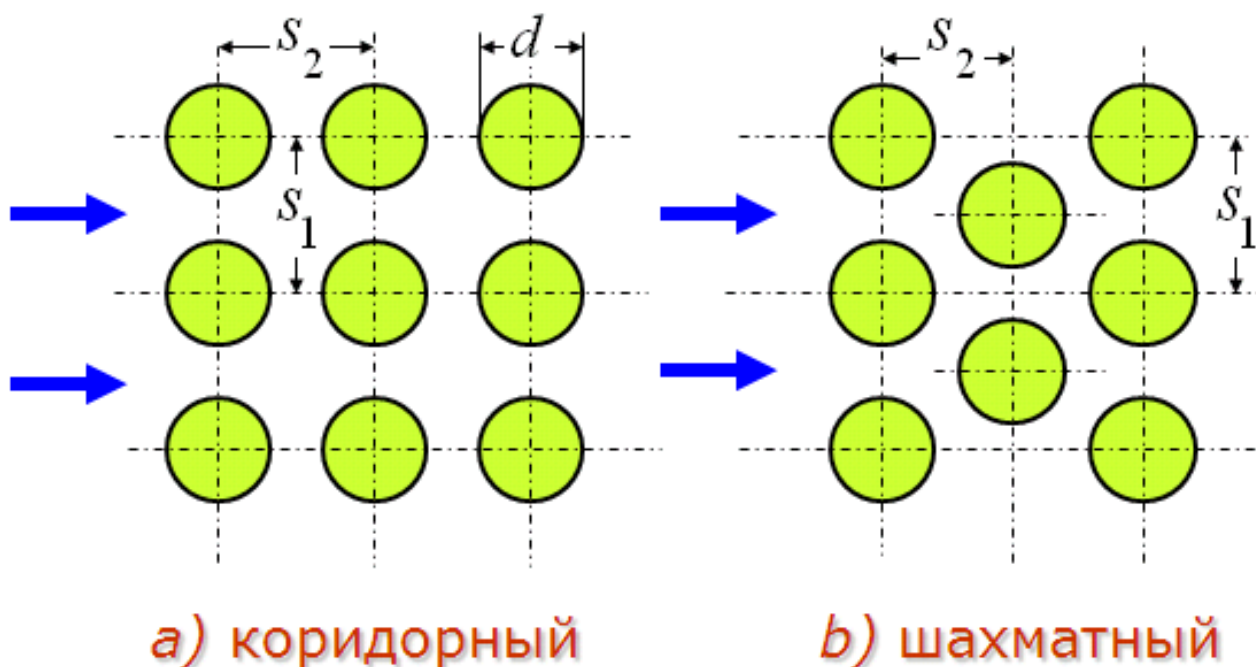


Рис 2.8.1 Тип расположения труб в пучке

Значения физических констант в формуле принимают по средней температуре жидкости, а скорость потока - для самого узкого сечения в пучке. Следует, однако, учесть, что для капельных жидкостей этот случай теплообмена почти не исследован, и поэтому формула пригодна только для ориентировочных расчетов.

Для воздуха и дымовых газов подробные исследования были проведены В. М. Антуфьевым, Л. С. Козаченко, Н. В. Кузнецовым и др. Результаты этих исследований могут быть выражены следующей степенной зависимостью:

$$Nu = C\varepsilon'Re^n \quad (2.8.2)$$

причем при коридорном расположении труб для первого ряда $\varepsilon' = 0,15$ и для второго, третьего и четвертого рядов $\varepsilon' = 0,138$. При шахматном расположении труб для первого ряда $\varepsilon' = 0,15$, для второго $\varepsilon' = 0,20$, для третьего и четвертого рядов $\varepsilon' = 0,255$. Остальные величины те же, что и в формуле.

Формулы применимы при движении потока перпендикулярно оси пучка, т. е. когда так называемый угол «атаки» $\psi = 90^\circ$. Если угол $\psi < 90^\circ$, то значение коэффициента теплоотдачи, полученное по указанным выше формулам, следует умножить на поправочный коэффициент ϕ .

Ниже приведены значения коэффициента ϕ (по исследованиям В. А. Локшина и Л. П. Орнатского) для газов при коридорном и шахматном расположении труб:

$\psi^\circ \dots$	90	80	70	60	50	40	30	20	10
$\varphi \dots$	1	1	0,98	0,94	0,88	0,78	0,67	0,52	0,42

2.9 Коэффициент теплоотдачи при свободном движении жидкости

При свободном движении жидкостей, т. е. движении, обусловленном различной плотностью их нагретых и холодных частиц, применимо критериальное уравнение:

$$Nu = f \left(Pr, Gr, \frac{l}{l_0} \dots \frac{l_n}{l_0} \right); \quad (2.9.1)$$

Результаты исследований, проведенных с жидкостями, смачивающими стенку, для которых критерий $Pr \geq 0,7$, были обобщены М. А. Михеевым, причем им установлена следующая зависимость:

$$Nu = C(Pr \cdot Gr)^n; \quad (2.9.2)$$

Исследования показали, что свободное движение жидкости имеет три режима: ламинарный, переходный (локонообразный) и вихревой. Преобладание того или иного режима зависит от Δt - разности температур поверхности теплообмена и жидкости, а также от формы и величины поверхности.

Значения коэффициентов C и n изменяются в зависимости от режима свободного движения жидкости (табл. 2.9.1).

Таблица 2.9.1

Значения коэффициентов C и n			
Режим свободного движения жидкости	Величина комплекса $Gr \cdot Pr$	Коэффициенты	
		C	n
Ламинарный	$1 \cdot 10^{-3} — 5 \cdot 10^2$	1,18	1/8
Переходный	$5 \cdot 10^2 — 2 \cdot 10^7$	0,54	1/4
Вихревой	$2 \cdot 10^7 — 1 \cdot 10^{13}$	0,135	1/3

Выразим в уравнении критерии Nu , Gr и Pr через составляющие их величины и подставим соответствующие значения коэффициентов C и n . Тогда получим для труб и вертикальных плит следующие выражения коэффициентов теплоотдачи:

при $Gr \cdot Pr = 5 \cdot 10^2 — 2 \cdot 10^7$

$$\alpha = 0,54 \frac{\lambda}{l} \left(\frac{gl^3}{\mu^2} \rho^2 \beta \Delta t \right)^{1/4} \left(\frac{3600 c_p \mu g}{\lambda} \right)^{1/4} \text{ ккал/м}^2 \cdot \text{час} \cdot ^\circ\text{C} \quad (2.9.3)$$

или

$$\alpha = 13,1 \cdot \lambda^{3/4} \rho^{1/2} \left(\frac{\beta \Delta t c_p}{l \mu} \right)^{1/4}; \quad (2.9.4)$$

при $Gr \cdot Pr > 2 \cdot 10^7$

$$\alpha = 0,135 \frac{\lambda}{l} \left(\frac{g l^3}{\mu^2} \rho^2 \beta \Delta t \right)^{1/3} \left(\frac{3600 c_p \mu g}{\lambda} \right)^{1/3} \text{ ккал/м}^2 \cdot \text{час} \cdot \text{°C} \quad (2.9.5)$$

или

$$\alpha = 9,48 \cdot \lambda^{2/4} \rho^{2/3} \left(\frac{\beta \Delta t c_p}{\mu} \right)^{1/3}; \quad (2.9.6)$$

где β - коэффициент объемного расширения в $\frac{1}{\text{°C}}$;

Δt - разность температур стенки и жидкости в °C ;

l - определяющий линейный размер в м.

Значения физических констант для подстановки в уравнения принимают при средней температуре стенки и жидкости $t_{\text{ср.}} = 0,5 (t_{\text{ст.}} + t_{\text{ж.}})$.

При $Gr \cdot Pr > 2 \cdot 10^7$ процесс теплообмена автомодельный, т. е. не зависит от геометрических размеров поверхности теплообмена.

Приведенные выше формулы относятся к теплоотдаче в неограниченном пространстве. В случаях естественной конвекции в ограниченном и замкнутом пространстве (каналах, рубашках и т. п.) процесс теплоотдачи осложняется, так как на него влияет величина и форма пространства. В этом случае для упрощения расчетов принимают, что теплообмен происходит путем теплопроводности, причем вводят понятие эквивалентного коэффициента теплопроводности:

$$\lambda_{\text{экв.}} = \lambda \varepsilon_{\kappa} \quad (2.97)$$

где λ - коэффициент теплопроводности жидкости в $\text{ккал/м} \cdot \text{час} \cdot \text{°C}$;

ε_{κ} - коэффициент, учитывающий влияние конвекции. Значение коэффициента конвекции ε_{κ} можно приближенно определить по формуле

$$\varepsilon_{\kappa} = 0,18 (Gr \cdot Pr)^{1/4} \quad (2.9.8)$$

В качестве определяющей температуры в уравнениях принимают среднюю температуру жидкости:

$$t_{\text{ж}} = 0,5 (t_{\text{ст.1}} + t_{\text{ст.2}}); \quad (2.9.9)$$

2.10 Коэффициент теплоотдачи при стенании жидкости пленкой по вертикальной поверхности.

Рассмотренные выше формулы относились к случаю, когда жидкость заполняет все сечение трубы. Если жидкость стекает в виде пленки по вертикальной поверхности, в частности по внутренней поверхности трубы, то коэффициент теплоотдачи может быть определен по следующим формулам:

при турбулентном стекании пленки

$$\alpha = 0,01 \frac{\lambda}{h} (Re \cdot Pr \cdot Ga)^{1/3} \text{ ккал/м}^2 \cdot \text{час} \cdot \text{°C} \quad (2.10.1)$$

при ламинарном стекании пленки

$$\alpha = 0,67 \frac{\lambda}{h} Re^{1/3} Pr^{1/2} Ga^{2/9} \text{ ккал/м}^2 \cdot \text{час} \cdot \text{°C} \quad (2.10.2)$$

Безразмерные критерии, входящие в уравнения имеют следующие значения: $Re = \frac{4U^*}{\mu g}$ —, где U - плотность орошения в кгс/м·сек, т. е. количество жидкости, орошающей 1 м периметра трубы в сек.: $Pr = \frac{3600c_p \mu g}{\lambda}$; $Ga = \frac{gh^3}{\nu^2}$ и $Nu = \frac{ah}{\lambda}$, где h - высота поверхности.

Значения физических констант принимают при средней температуре пограничной пленки:

$$t_{ср.} = 0,5(t_{ж} + t_{ст.}); \quad (2.10.3)$$

Критическое значение критерия Re , соответствующее переходу ламинарного движения пленки в турбулентное, равно 2320.

2.11 Коэффициент теплоотдачи при вынужденном потоке газа вдоль плоской стенки

Если теплопроводящие стенки состоят из плоскостей, находящихся на небольшом расстоянии друг от друга, тем самым образуя замкнутые каналы, то процесс теплообмена можно рассматривать как теплообмен в трубе прямоугольного сечения.

Если же слой газа, протекающего вдоль плоской стенки, велик, то рассмотренные выше формулы теплообмена в трубе неприменимы и приходится выводить специальные формулы теплоотдачи от плоских стенок.

Коэффициент теплоотдачи в этом случае можно приближенно определить из следующей зависимости:

$$Nu = 0,0356 Re^{0,8} Pr^{0,4}; \quad (2.11.1)$$

откуда

$$\alpha = 0,0356 \frac{\lambda}{l} Re^{0,8} Pr^{0,4}; \quad (2.11.2)$$

$$Re = \frac{G_{сек.} \cdot 4f}{f \Pi \mu g} = \frac{4G_{сек.}}{\Pi \mu g} = \frac{4U}{\mu g}; \quad (2.11.3)$$

Физические константы, входящие в уравнение, принимают при средней температуре жидкости.

2.12. Коэффициент теплоотдачи при конденсации паров

Конденсирующийся пар может осаждаться на поверхности охлаждающей стенки в виде капель или пленки. Конденсация первого вида называется капельной, а второй - пленочной. Капельная конденсация обычно происходит в том случае, когда поверхность охлаждения не смачивается конденсатом, что наблюдается при конденсации на хорошо отполированной поверхности пара с примесью масла, керосина, жиров, или при конденсации чистого пара на полированной поверхности, покрытой тонким слоем этих веществ.

Пленочная конденсация происходит при однородных парах и чистых поверхностях охлаждения, которые полностью смачиваются жидкостью. Коэффициент теплоотдачи при пленочной конденсации значительно ниже, чем при капельной. На практике оба вида конденсации обычно встречаются одновременно.

Теория пленочной конденсации заключается в следующем.

При быстрой конденсации пара на вертикальной стенке вследствие разности температур пара $t_{нас.}$ и стенки $t_{ст.1}$ образуется сплошная пленка жидкости; под действием силы тяжести, которая направлена параллельно стенке, конденсат стекает вниз, причем толщина его слоя постепенно увеличивается вследствие добавления новых количеств конденсата.

Средняя скорость стекания конденсата зависит от его удельного веса (γ) и внутреннего трения или вязкости (μ). Оба эти параметра зависят от температуры.

Температура жидкой пленки принимается равной с одной ее стороны $t_{ст.1}$, а с другой - температуре пара $t_{нас.}$.

Если движение пленки ламинарное, то количество тепла, проходящее через нее, может быть определено по уравнению теплопроводности.

$$Q = \lambda \frac{t_{нас.} - t_{ст.1}}{\delta} F \tau \text{ ккал}; \quad (2.12.1)$$

где δ - толщина пленки.

Это же количество тепла можно выразить общим уравнением теплоотдачи

$$Q = \alpha(t_{\text{нас.}} - t_{\text{ст.1}})F\tau \text{ ккал}; \quad (2.12.2)$$

Приравняв оба уравнения, получим:

$$\alpha = \frac{\lambda}{\delta}; \quad (2.12.3)$$

Таким образом, коэффициент теплоотдачи α целиком зависит от толщины слоя конденсата δ , стекающего по стенке, и чем толще этот слой, тем меньшей будет теплоотдача.

Разобрав термические и гидродинамические условия образования пленки конденсата, Нуссельт вычислил ее толщину и затем, интегрируя количество тепла, проходящего через пленку данной высоты, определил теоретически величину коэффициента теплоотдачи от пара, конденсирующегося на вертикальной стенке. При этом им не была учтена турбулентность движения пленки и физические параметры приняты постоянными.

Лучшее совпадение с данными опытов дают величины коэффициентов теплоотдачи, вычисленные по формулам, полученным на основе приложения теории подобия к теплообмену при конденсации паров.

В данном случае изменение состояния на границе перехода паровой фазы в жидкую учитывается введением критерия конденсации:

$$K = \frac{r}{c\Delta t}; \quad (2.12.4)$$

где r - скрытая теплота конденсации в ккал/кгс;

c - теплоемкость в ккал/кгс·°С;

$\Delta t = t_{\text{нас.}} - t_{\text{ст.1}}$ - разность между температурами пара и стенки.

Критерий конденсации K является определяющей величиной во всех случаях теплообмена, связанных с изменением агрегатного состояния вещества.

Общая связь между критериями подобия для теплообмена при конденсации пара представляется в следующем виде:

$$Nu = f(Ga, Pr, K); \quad (2.12.5)$$

Из опытных данных С. С. Кутателадзе, при ламинарном течении пленки конденсата ($Re_K < 180$) коэффициент теплоотдачи при конденсации пара на вертикальной трубе может быть определен по уравнению

$$\alpha = 1,15^4 \sqrt{\frac{3600\lambda^3\gamma^2r}{h(t_{\text{нас.}} - t_{\text{ст.1}})\mu}}; \quad (2.12.6)$$

где λ , γ и μ - теплопроводность, удельный вес и вязкость конденсата, определяемые при средней температуре пограничной пленки $t_{ср.} = 0,5(t_{нас.} + t_{ст.1})$.

Скрытая теплота конденсации пара r определяется при температуре насыщения $t_{нас.}$.

Если $Re_K > 180$, то в нижней части трубы пленка конденсата движется турбулентно и коэффициент теплоотдачи равен

$$\alpha = 0,107\lambda Pr^3 \sqrt{\left(\frac{\gamma}{\mu}\right)^2}; \quad (2.12.7)$$

Значение Re_K находят по уравнению

$$Re_K = \frac{\alpha(t_{нас.} - t_{ст.1})h}{3600r\gamma\mu g}; \quad (2.12.8)$$

Для расчета величины коэффициента теплоотдачи при конденсации пара на горизонтальных трубах следует пользоваться формулой, но вместо коэффициента 1,15 брать коэффициент 0,725 и вместо высоты стенки h в качестве определяющего геометрического размера принимать наружный диаметр трубы d_n .

При конденсации пара на пучке горизонтальных труб вместо d следует подставлять в формулу сумму наружных диаметров труб, расположенных друг над другом $\Sigma = \frac{nd_n}{m}$, где n - общее число труб, а m - число рядов труб по вертикали.

Когда насыщенный пар содержит воздух и газы, коэффициент теплоотдачи значительно уменьшается, так как у стенки скапливается воздух, образующий своего рода воздушную прослойку, через которую молекулы пара движутся лишь путем диффузии.

Точных методов расчета теплоотдачи от паро-газовых смесей не имеется. Для ориентировочных расчетов при любом содержании воздуха в паро-воздушной смеси можно пользоваться графиком.

2.13 Коэффициент теплоотдачи при кипении жидкости

Теплоотдача при кипении жидкости является весьма сложным процессом. Опыт показывает, что характер протекания этого процесса и его интенсивность зависят от разности температур поверхности стенки, отдающей тепло $t_{ст.}$, и образующегося при кипении пара $t_{нас.}$. Эта разность температур $\Delta t = t_{ст.} - t_{нас.}$ будет тем больше, чем больше удельная тепловая нагрузка поверхности нагрева

$$q = \frac{Q}{F\tau} = \alpha \Delta t \text{ ккал/м}^2 \cdot \text{час}; \quad (2.13.1)$$

При небольших удельных тепловых нагрузках $q \geq 5 \cdot 10^3$ ккал/м²·час образование пара на обогреваемой поверхности происходит лишь в отдельных ее точках (мельчайшие бугорки на шероховатой поверхности, загрязнения и т. п.), называемых центрами парообразования.

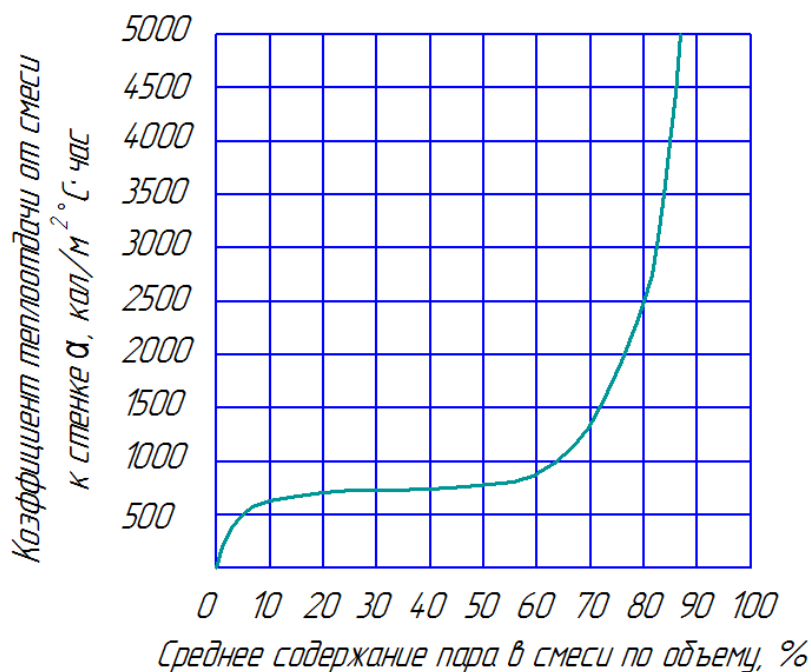


Рис 2.13.1 График определения коэффициента теплоотдачи

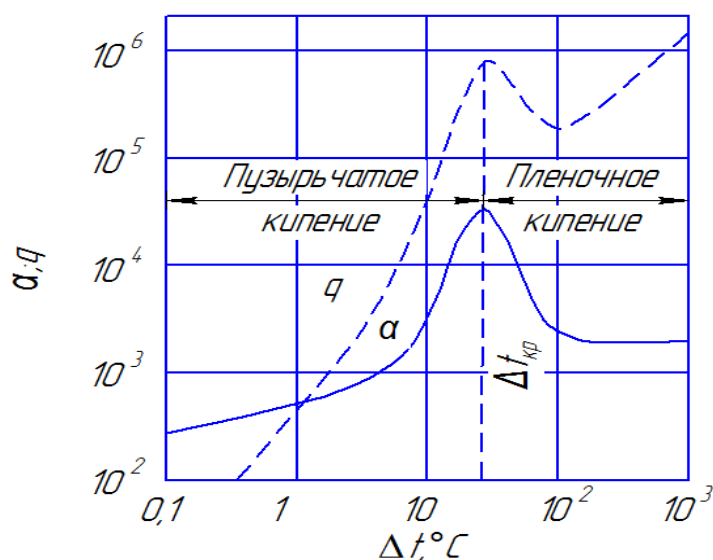


Рис 2.13.2 График зависимостей

С возрастанием Δt или повышением давления число центров парообразования увеличивается, и кипение становится более интенсивным. Если кипение жидкости происходит в большом объеме при малых значениях Δt , а следовательно, при небольших удельных тепловых нагрузках, то процесс

теплоотдачи определяется в основном естественной конвекцией и коэффициент теплоотдачи α можно приближенно определять по уравнениям. При атмосферном давлении уравнения естественной конвекции применимы при разности температур $\Delta t \leq 5^\circ$ и тепловых нагрузках $q \leq 5 \cdot 10^3$ ккал/м²·час.

С возрастанием удельной тепловой нагрузки интенсивно образующиеся пузырьки пара способствуют увеличению скорости движения жидкости; коэффициент теплоотдачи при этом увеличивается. Режим кипения в таких условиях называют обычно пузырьчатым или ядерным. При дальнейшем увеличении разности температур между стенкой и кипящей жидкостью образующиеся пузырьки пара сливаются между собой и на поверхности теплообмена создается сплошная пленка пара; при этом коэффициент теплоотдачи резко уменьшается. Режим кипения в таких условиях называют пленочным.

Значения удельной тепловой нагрузки, разности температур и коэффициента теплоотдачи, соответствующие переходу ядерного режима кипения в пленочный, называют критическими. Очевидно, оптимальным режимом кипения жидкостей является режим ядерный, приближающийся к критическому.

Для воды при атмосферном давлении зависимости $q = f(\Delta t)$ и $\alpha = \varphi(\Delta t)$ представлены на рис. 2.13.2.

Коэффициент теплоотдачи для воды при кипении ее в условиях ядерного режима, наличии только естественной циркуляции и при давлениях от 0,2 до 100 *атм* можно определить по одной из двух формул:

$$\alpha_g = 2,53P^{0,176}q^{0,7} \text{ ккал/м}^2 \cdot \text{час} \cdot ^\circ\text{C}; \quad (2.13.2)$$

и

$$\alpha_g = 22P^{0,58}\Delta t^{2,33} \text{ ккал/м}^2 \cdot \text{час} \cdot ^\circ\text{C}; \quad (2.13.3)$$

где P - давление в *атм*;

q - удельная тепловая нагрузка в ккал/м²·час;

$\Delta t = t_{\text{ст.}} - t_{\text{ж}}$ - разность температур в $^\circ\text{C}$.

Определение коэффициентов теплоотдачи для любых других жидкостей и особенно растворов значительно сложнее. Разные исследователи, пользовавшиеся общим методом теории подобия, предложили формулы для определения коэффициентов теплоотдачи для различных жидкостей, однако эти формулы исключительно сложны по количеству входящих в них физических констант, а получаемые результаты во многих случаях не обеспечивают достаточную для практических расчетов степень точности.

Весьма оригинально и относительно просто с достаточной степенью точности можно определять коэффициент теплоотдачи при кипении любой жидкости и раствора, пользуясь методом, предложенным А. И. Рычковым.

А. И. Рычков предложил для выражения теплообмена при кипении жидкостей и растворов следующие критериальные уравнения:

для чистых жидкостей и их смесей

$$E_s = 0,19 \left(\frac{q}{q_{кр.}} \right)^{-0,25} \left(\frac{P}{P_{кр.}} \right)^{0,33}; \quad (2.13.4)$$

для растворов

$$E_s = 0,095 \left(\frac{q}{q_{кр.ус.}} \right)^{-n} \left(\frac{P_{осм.}}{P^*_{осм.}} \right)^{0,875}; \quad (2.13.5)$$

В этих уравнениях:

E_s - эбулиоскопический критерий;

q - удельная тепловая нагрузка в ккал/м²·час;

$q_{кр.}$ - критическая удельная тепловая нагрузка в ккал/м²·час;

$q_{кр.ус.}$ - условная критическая удельная тепловая нагрузка в ккал/м²;

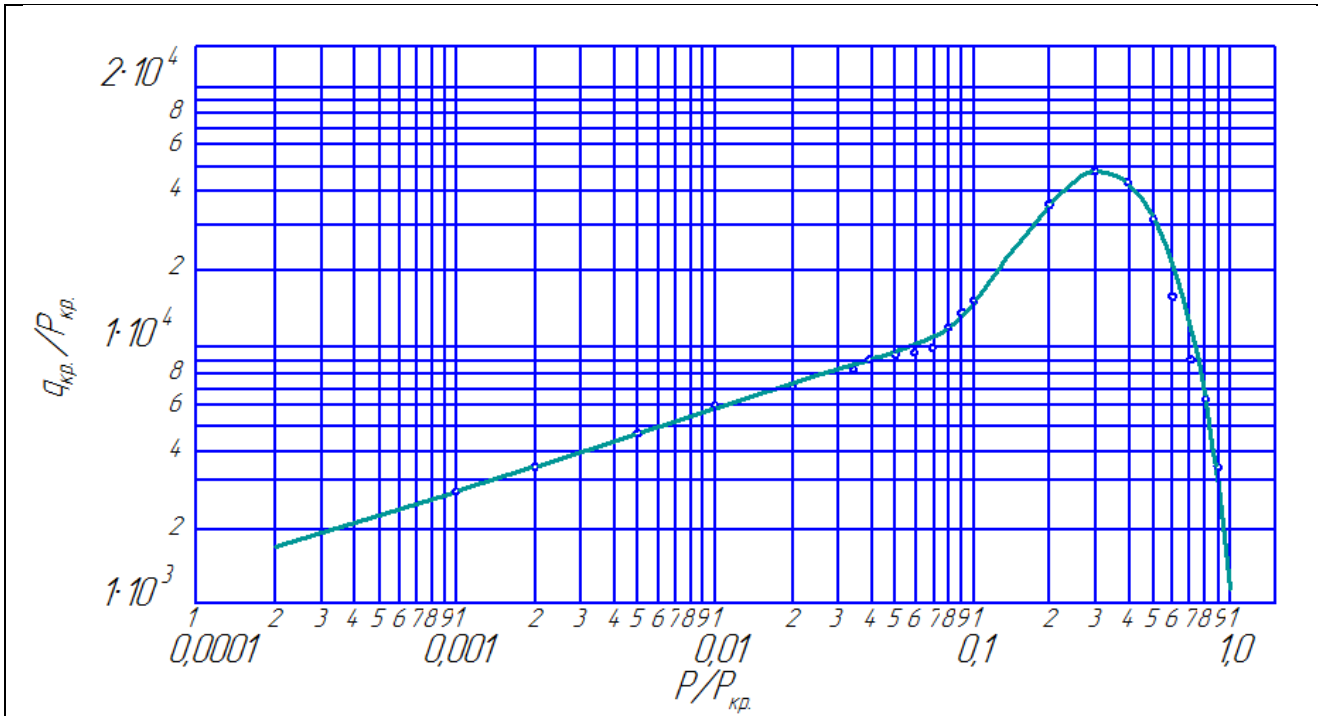
P - давление пара, образующегося при кипении в ата;

$P_{кр.}$ - критическое давление для данной жидкости в ата;

$P_{осм.}$ - осмотическое давление в данном растворе при данной концентрации в ата;

$P^*_{осм.}$ - осмотическое давление в данном растворе при концентрации соответствующей насыщенному раствору, в ата.

Критическую удельную тепловую нагрузку можно находить из зависимости $\frac{q_{кр.}}{P_{кр.}} = f \left(\frac{P}{P_{кр.}} \right)$ по диаграмме. Опытных данных по определению критической удельной нагрузки для растворов нет. Поэтому принимаем условно, что для растворов критическую удельную тепловую нагрузку можно определять так же, как и для чистых жидкостей по диаграмме, принимая вместо $\frac{q_{кр.}}{P_{кр.}}$ величину $\frac{q_{кр.ус.}}{P_{кр.}}$ и вместо $\frac{P}{P_{кр.}}$ величину $\frac{P_{осм.}}{P^*_{осм.}}$, т. е. из зависимости $\frac{q_{кр.ус.}}{P_{кр.}} = f \left(\frac{P_{осм.}}{P^*_{осм.}} \right)$, где $q_{кр.ус.}$ - условно критическая удельная тепловая нагрузка для раствора данной концентрации; $P_{осм.}$ - осмотическое давление раствора данной концентрации при температуре кипения и данном внешнем давлении, $P^*_{осм.}$ - осмотическое давление насыщенного раствора при температуре кипения и данном внешнем давлении.



2.13.3 Зависимость $\frac{q_{кр.}}{P_{кр.}} = f\left(\frac{P}{P_{кр.}}\right)$ для кипящих жидкостей.

При отсутствии опытных данных осмотическое давление может быть вычислено с большой точностью в кипящих даже очень концентрированных растворах как неэлектролитов, так и электролитов по формуле

$$P_{осм.} = \frac{\Delta T(r\gamma')}{T}; \quad (2.13.6)$$

где ΔT - температурная депрессия;

T - абсолютная температура кипения раствора;

r - теплота парообразования растворителя при температуре кипения его в ккал/кгс;

γ' - удельный вес растворителя в кгс/м³.

Для определения осмотического давления при кипении насыщенного раствора $P^*_{осм.}$ можно пользоваться соотношением:

$$\frac{P_{осм.}}{\tau} = \frac{P^*_{осм.}}{\tau^*} = const; \quad (2.13.7)$$

где $\tau = \frac{\Delta T}{T}$ и $\tau^* = \left(\frac{\Delta T}{T}\right)^*$

Эбуллиоскопический критерий E_s представляет собой комплекс:

$$E_s = \frac{\alpha E}{q}; \quad (2.13.8)$$

где q - удельная тепловая нагрузка в ккал/м²·час;

α - коэффициент теплоотдачи в ккал/м²·час·°С;

E - эбуллиоскопическая постоянная растворителя, показывающая повышение температуры кипения, вызываемое растворением одного моля недиссоциирующего вещества в 1000 г данного растворителя.

При отсутствии опытных данных эбуллиоскопическую постоянную можно определять из уравнения

$$E = \frac{RT^2}{1000r}; \quad (2.13.9)$$

где R - универсальная газовая постоянная, равная 1,986 в ккал/моль $^{\circ}$ К;

T - температура кипения в $^{\circ}$ К;

r - теплота парообразования в ккал/кгс.

При давлениях от 0,5 до 5 ата можно также для определения эбуллиоскопической постоянной пользоваться уравнением

$$E = 0,655 \cdot 10^4 T M^{1,06}; \quad (2.13.10)$$

Подставляя в уравнениях вместо E_s его значение, находим выражения для определения коэффициента теплоотдачи при кипении:

жидкостей

$$\alpha = 0,19 \frac{q}{E} \left(\frac{q}{q_{кр.}} \right)^{-0,25} \left(\frac{P}{P_{кр.}} \right)^{0,33}; \quad (2.13.11)$$

растворов

$$\alpha = 0,095 \frac{q}{E} \left(\frac{q}{q_{кр.ус.}} \right)^{-n} \left(\frac{P_{осм.}}{P^*_{осм.}} \right)^{0,875}; \quad (2.13.12)$$

при этом показатель степени n изменяется в пределах

$$n = 0,3 \div 0,5$$

Уравнения относятся к теплоотдаче в условиях ядерного режима кипения, т. е. в пределах $5^{\circ} < \Delta t < \Delta t_{кр.}$.

Критическая разность температур определяется для жидкостей по уравнению

$$\Delta t_{кр.} = \frac{0,571E}{\left(\frac{P}{P_{кр.}} \right)^{0,6}}; \quad (2.13.13)$$

Для растворов выражение критической разности температур еще не найдено.

2.14 Коэффициент теплоотдачи при непосредственном соприкосновении потоков

В этом случае коэффициент теплоотдачи является и коэффициентом теплопередачи,* т. е. $\alpha = K$. Для случая

охлаждения воздуха водой в насадочном скруббере Жаворонков и Фурмер дали обобщенную формулу

$$\alpha = K = 0,01 \frac{\lambda_2}{d_{\text{экв.}}} Re_2^{0,7} Re_{\text{жс}}^{0,7} Pr^{0,33} \text{ ккал/м}^2 \cdot \text{час} \cdot \text{°C} \quad (2.14.1)$$

где λ_2 - теплопроводность газа в ккал/м·час·°C;

$d_{\text{экв.}}$ - эквивалентный диаметр - для насадки $d_{\text{экв.}} = \frac{4V_{\text{св.}}}{a}$ ($V_{\text{св.}}$ - свободный объем насадки в м³/м³; a - удельная поверхность насадки в м²/м³);

$Re_2 = \frac{4\omega_{\phi}\gamma_2}{a\mu_2g}$ - критерий Рейнольдса для газа (ω_{ϕ} - скорость газа фиктивная, отнесенная к общему сечению аппарата, в м/сек; γ_2 - уд. вес газа в кгс/м³; μ_2 - вязкость газа в кгс·сек/м²);

$Re_{\text{жс}} = \frac{4G_x}{a\mu_{\text{жс}}g}$ - критерий Рейнольдса для жидкости (G_x - плотность орошения скруббера в кгс/м²·сек; $\mu_{\text{жс}}$ - вязкость жидкости в кгс·сек/м²).

3. Теплопередача при постоянных температурах

Тепловой поток, возникающий вследствие разности температур, является обычно результатом одновременного действия всех трех видов теплопередачи: теплопроводности, теплового излучения и конвекции.

3.1 Суммарная теплоотдача лучеиспусканием и конвекцией

В тех случаях, когда теплообмен происходит между твердым телом (стенкой) и газообразной средой, в расчетах необходимо учитывать одновременно с передачей тепла путем конвекции также и тепловое излучение.

Как известно, количество тепла, отдаваемого твердым телом путем теплового излучения, определяется по уравнению:

$$Q_l = C_{1-2} F \tau \left[\left(\frac{T_{\text{см.}}}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_{\text{жс}}}{100} \right)^4 \right] \varphi; \quad (3.1.1)$$

или

$$Q_l = \frac{C_{1-2} F \tau \left[\left(\frac{T_{\text{см.}}}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_{\text{жс}}}{100} \right)^4 \right]}{t_{\text{см.}} - t_{\text{жс}}} \varphi (t_{\text{см.}} - t_{\text{жс}}); \quad (3.1.2)$$

Примем обозначение:

$$\frac{C_{1-2} \left[\left(\frac{T_{\text{см.}}}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_{\text{жс}}}{100} \right)^4 \right]}{t_{\text{см.}} - t_{\text{жс}}} \varphi = \alpha_l; \quad (3.1.3)$$

тогда

$$Q_{\text{л}} = \alpha_{\text{л}} F \tau (t_{\text{ст.}} - t_{\text{жс}}) \text{ ккал}; \quad (3.1.4)$$

т. е. получаем уравнение теплового излучения, аналогичное основному уравнению теплоотдачи. Это уравнение называют также уравнением прямой отдачи тепла, а величину $\alpha_{\text{л}}$ - коэффициентом прямой отдачи, который показывает, какое количество тепла отдает окружающей среде за счет теплового излучения стенка поверхностью 1 м^2 за время 1 час при разности температур 1°С . Коэффициент $\alpha_{\text{л}}$ имеет таким образом размерность:

$$[\alpha_{\text{л}}] = \left[\frac{\text{ккал}}{\text{м}^2 \cdot \text{час} \cdot ^\circ\text{С}} \right]; \quad (3.1.5)$$

Суммарная отдача тепла поверхностью стенки одновременно путем конвекции и теплового излучения равна

$$Q = Q_{\text{к}} + Q_{\text{л}} = \alpha_{\text{к}} F \tau (t_{\text{ст.}} - t_{\text{жс}}) + \alpha_{\text{л}} F \tau (t_{\text{ст.}} - t_{\text{жс}}); \quad (3.1.6)$$

или

$$Q = (\alpha_{\text{к}} + \alpha_{\text{л}}) F \tau (t_{\text{ст.}} - t_{\text{жс}}); \quad (3.1.7)$$

Обозначив $\alpha_{\text{к}} + \alpha_{\text{л}} = \alpha$, получим уравнение теплоотдачи

$$Q_{\text{л}} = \alpha F \tau (t_{\text{ст.}} - t_{\text{жс}}) \text{ ккал}; \quad (3.1.8)$$

где α - коэффициент теплоотдачи за счет конвекции и теплового излучения в $\text{ккал}/\text{м}^2 \cdot \text{час} \cdot ^\circ\text{С}$.

3.2 Уравнение теплопередачи при постоянных температурах для плоских стенок

Обычно при расчете процессов теплообмена известна не температура стенки, а температура той среды, которая окружает стенку и с которой происходит теплообмен. В этом случае задана температура окружающей среды для обеих сторон стенки и необходимо найти, какое количество тепла в час, передается через стенку от более нагретой среды к менее нагретой и температуру поверхностей стенки.

Рассмотрим сложную стенку, состоящую из двух слоев с различной теплопроводностью (например, стенка котла и котельная накипь на ней), и примем обозначения:

t_1 - температура более нагретой жидкости;

t_2 - температура менее нагретой жидкости;

α_1 - коэффициент теплоотдачи от более нагретой жидкости к стенке;

α_2 - коэффициент теплоотдачи от стенки к менее нагретой жидкости;

δ_1 - толщина первого слоя стенки;

δ_2 - толщина второго слоя стенки;

λ_1 - теплопроводность первого слоя стенки;
 λ_2 - теплопроводность второго слоя стенки;
 F - поверхность стенки;
 Q - количество тепла, проходящее через сложную стенку;
 $t_{ct.1}$ - температура поверхности стенки со стороны более нагретой жидкости;
 $t_{ct.a}$ - температура поверхности соприкосновения двух слоев сложной стенки;
 $t_{ct.2}$ - температура поверхности стенки со стороны менее нагретой жидкости.

Теплопередача через плоскую стенку

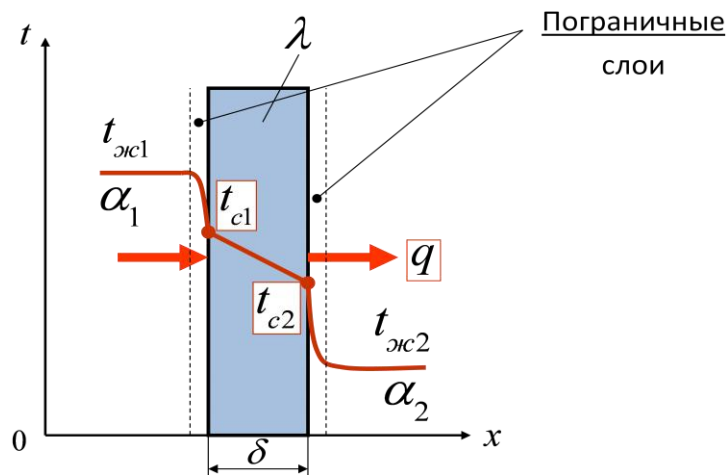


Рис 3.2.1 Теплопередача через плоскую стенку

Расчет теплопередачи проводим, исходя из того, что при установившемся состоянии процесса за время τ одно и то же количество тепла:

- 1) переходит со стороны более нагретой жидкости на поверхность стенки;
- 2) проходит сквозь сложную стенку;
- 3) переходит по другую сторону стенки с ее поверхности к менее нагретой жидкости.

Количество тепла, переходящее от более нагретой жидкости к стенке, через стенку и от стенки к менее нагретой жидкости, можно найти из следующих уравнений:

$$Q = \alpha_1 F \tau (t_1 - t_{cm.1}) ; Q = \frac{\lambda_1}{\delta_1} F \tau (t_{cm.1} - t_{cm.a}); \quad (3.2.1)$$

$$Q = \frac{\lambda_2}{\delta_2} F \tau (t_{cm.a} - t_{cm.2}) ; Q = \alpha_2 F \tau (t_{cm.2} - t_2); \quad (3.2.2)$$

Если написать эти четыре уравнения в виде:

$$Q \frac{1}{\alpha_1} = F\tau(t_1 - t_{cm.1}) ; Q \frac{\delta_1}{\lambda_1} = F\tau(t_{cm.1} - t_{cm.a}); \quad (3.2.3)$$

$$Q \frac{\delta_2}{\lambda_2} = F\tau(t_{cm.a} - t_{cm.2}) ; Q \frac{1}{\alpha_2} = F\tau(t_{cm.2} - t_2); \quad (3.2.4)$$

и сложить их, то получим

$$Q \left(\frac{1}{\alpha_1} + \frac{1}{\alpha_2} + \frac{\delta_1}{\lambda_1} + \frac{\delta_2}{\lambda_2} \right) = F\tau(t_1 - t_2); \quad (3.2.5)$$

или

$$Q = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{1}{\alpha_2} + \frac{\delta_1}{\lambda_1} + \frac{\delta_2}{\lambda_2}} F\tau(t_1 - t_2); \quad (3.2.6)$$

Введя обозначение

$$\frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{1}{\alpha_2} + \frac{\delta_1}{\lambda_1} + \frac{\delta_2}{\lambda_2}} = K ; \quad (3.2.7)$$

получим

$$Q = KF\tau(t_1 - t_2); \quad (3.2.8)$$

Это выражение является уравнением теплопередачи для плоской стенки при постоянных температурах.

Величину $K = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{1}{\alpha_2} + \frac{\delta_1}{\lambda_1} + \frac{\delta_2}{\lambda_2}}$ называют коэффициентом

теплопередачи.

При $F = 1 \text{ м}^2$, $(t_1 - t_2) = 1^\circ$ и $\tau = 1 \text{ час}$

$$Q = K \left[\frac{\text{ккал}}{\text{м}^2 \cdot \text{час} \cdot ^\circ\text{C}} \right]$$

Коэффициент теплопередачи K показывает, какое количество тепла проходит за время 1 час от более нагретой жидкости к менее нагретой через разделяющую их стенку поверхностью 1 м^2 при разности температур между жидкостями в 1° .

Таким образом, размерность K :

$$[K] = \left[\frac{\text{ккал}}{\text{м}^2 \cdot \text{час} \cdot ^\circ\text{C}} \right]$$

Зная толщину стенки, ее теплопроводность и коэффициенты теплоотдачи по обеим сторонам стенки, можно из уравнения найти коэффициент теплопередачи при заданных условиях.

По коэффициенту K можно вычислить количество тепла, передаваемого через стенку от более нагретой жидкости к менее нагретой.

Величина, обратная K , называется термическим сопротивлением и имеет размерность $\text{м}^2 \cdot \text{час} \cdot ^\circ\text{C} / \text{ккал}$.

Если в уравнении

$$K = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{1}{\alpha_2} + \frac{\delta_1}{\lambda_1} + \frac{\delta_2}{\lambda_2}}$$

написать в правой и левой части обратные величины, то получим

$$\frac{1}{K} = \frac{1}{\alpha_1} + \frac{1}{\alpha_2} + \sum \frac{\delta}{\lambda}; \quad (3.2.9)$$

где $\frac{1}{K}$ - термическое сопротивление теплопередачи;

$\frac{1}{\alpha_1}$ и $\frac{1}{\alpha_2}$ - термическое сопротивление теплоотдачи;

$\sum \frac{\delta}{\lambda}$ - термическое сопротивление собственно стенки.

Когда теплообмен происходит между загрязненными или химически активными жидкостями, отлагающими осадок на поверхности теплообмена, то при определении величины K следует учитывать термическое сопротивление слоя загрязнений, которое значительно превышает термическое сопротивление собственно металлической стенки. В случае отсутствия опытных данных учитывают толщину слоя загрязнений ориентировочно, принимая ее равной 0,1—0,5 мм.

3.3 Уравнение теплопередачи при постоянных температурах для цилиндрических стенок

На практике наиболее часто в качестве поверхностей нагрева используют трубы.

Рассмотрим цилиндрическую стенку (см. рис. 201), по одну сторону которой, например внутри цилиндра, находится более нагретая жидкость с температурой t_1 а по другую (наружную) - менее нагретая жидкость с температурой t_2 .

Обозначим:

$r_{в}$ — внутренний радиус цилиндра;

$r_{н}$ — наружный радиус цилиндра;

$\alpha_{в}$ — коэффициент теплоотдачи для внутренней поверхности стенки;

$\alpha_{н}$ — то же, но для наружной поверхности стенки;

L — длина цилиндра.

При установившемся состоянии процесса одно и то же количество тепла должно за время τ :

1) переходить от более нагретой жидкости к внутренней поверхности стенки;

2) проходить через стенку;

3) переходить от внешней поверхности стенки к менее нагретой жидкости.

Соответственно получим три уравнения:

$$Q = \alpha_{в} F_{в} \tau (t_1 - t_{см.1}) = \alpha_{г} 2\pi r_{г} L \tau (t_1 - t_{см.1}); \quad (3.3.1)$$

$$Q = \frac{\lambda 2\pi L \tau}{2,3 \lg \frac{r_H}{r_6}} (t_{cm.1} - t_{cm.2}); \quad (3.3.2)$$

$$Q = \alpha_H F_H \tau (t_{cm.2} - t_2) = \alpha_H 2\pi r_H L \tau (t_{cm.2} - t_2); \quad (3.3.3)$$

или, преобразовывая

$$Q \frac{1}{\alpha_6 r_6} = 2\pi L \tau (t_1 - t_{cm.1}); \quad (3.3.4)$$

$$Q \frac{1}{\lambda} 2,3 \lg \frac{r_H}{r_6} = 2\pi L \tau (t_{cm.1} - t_{cm.2}); \quad (3.3.5)$$

$$Q \frac{1}{\alpha_H r_H} = 2\pi L \tau (t_{cm.2} - t_2); \quad (3.3.6)$$

Сложив правые и левые части уравнений, получим

$$Q \left(\frac{1}{\alpha_6 r_6} + \frac{1}{\alpha_H r_H} + \frac{1}{\lambda} 2,3 \lg \frac{r_H}{r_6} \right) = 2\pi L \tau (t_1 - t_2); \quad (3.3.7)$$

откуда:

$$Q = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_6 r_6} + \frac{1}{\alpha_H r_H} + \frac{1}{\lambda} 2,3 \lg \frac{r_H}{r_6}} 2\pi L \tau (t_1 - t_2); \quad (3.3.8)$$

Введя обозначение

$$K_R = \frac{2\pi}{\frac{1}{\alpha_6 r_6} + \frac{1}{\alpha_H r_H} + \frac{1}{\lambda} 2,3 \lg \frac{r_H}{r_6}}; \quad (3.3.9)$$

получим

$$Q = K_R L \tau (t_1 - t_2) \quad (3.3.10)$$

При $L = 1$ м, $\tau = 1$ час. и $t_1 - t_2 = 1^\circ$

$$Q = K_R \left[\frac{\text{ккал}}{\text{м} \cdot \text{час} \cdot ^\circ\text{C}} \right]$$

Таким образом, K_R представляет собой коэффициент теплопередачи цилиндрической стенки, показывающий, какое количество тепла передается за час от одной жидкости к другой через цилиндрическую стенку длиной 1 м при разности температур в 1° .

Следовательно, размерность K_R :

$$[K_R] = \left[\frac{\text{ккал}}{\text{м} \cdot \text{час} \cdot ^\circ\text{C}} \right]$$

Вместо применения уравнения $Q = K_R L \tau (t_1 - t_2)$, неудобного для вычислений, можно расчеты теплопередачи в трубах вести так же, как для плоской стенки с толщиной, равной

$$\delta = (r_H - r_6)$$

причем плоская стенка должна иметь то же термическое сопротивление, что и цилиндрическая.

Применяя этот метод, приравниваем уравнения теплопередачи для плоских и цилиндрических стенок:

$$Q = KF \tau (t_1 - t_2) = K_R L \tau (t_1 - t_2); \quad (3.3.11)$$

или

$$KF = K_R L; \quad (3.3.12)$$

Подставив в полученное уравнение значения K и K_R , а вместо F - ее величину $2\pi r_{cp}L$ (где r_{cp} - средний радиус трубы), получим

$$\frac{1}{\frac{1}{\alpha_H} + \frac{1}{\alpha_6} + \frac{\delta}{\lambda}} \pi r_{cp} = \frac{2\pi}{\frac{1}{\alpha_6 r_6} + \frac{1}{\alpha_H r_H} + \frac{1}{\lambda} 2,3 \lg \frac{r_H}{r_6}}; \quad (3.3.13)$$

откуда

$$r_{cp} = \frac{\frac{1}{\frac{1}{\alpha_H} + \frac{1}{\alpha_6} + \frac{\delta}{\lambda}}}{\frac{1}{\alpha_6 r_6} + \frac{1}{\alpha_H r_H} + \frac{1}{\lambda} 2,3 \lg \frac{r_H}{r_6}}; \quad (3.3.14)$$

По среднему радиусу r_{cp} , вычисленному из уравнения (2.80), находим величину поверхности некоторой плоской стенки, сопротивление теплопередаче которой будет равно сопротивлению цилиндрической стенки (трубы) той же толщины.

Теплопередача через цилиндрическую стенку

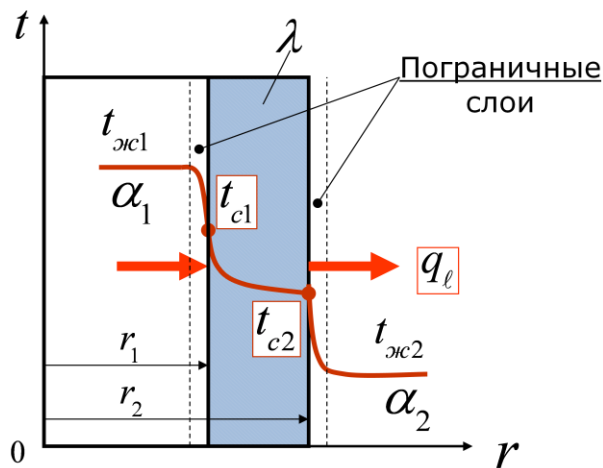


Рис.3.3.1 Теплопередача через цилиндрическую стенку

4. Теплопередача при переменных температурах

5.

Во всех выводах, приведенных выше, предполагалось, что каждая из жидкостей имеет в любой точке поверхности температуру, не изменяющуюся ни во времени, ни вдоль поверхности разделяющей стенки. Практически такие условия теплообмена встречаются редко - только в случае, когда одно из веществ, участвующих в теплообмене, является кипящей жидкостью, а другое - конденсирующимся паром. Такой тепло-

обмен происходит, например, в выпарных аппаратах, обогреваемых насыщенным водяным паром.

Обычно температура жидкости изменяется либо по поверхности, оставаясь для каждой точки поверхности постоянной во времени, либо одновременно и по поверхности и во времени. Первый случай относится к установившемуся состоянию теплообмена, а второй—к неуставившемуся.

4.1 Направление тока жидкостей

Теплопередача при переменных температурах в значительной степени зависит от того, в каком направлении вдоль поверхности протекают друг относительно друга жидкости, участвующие в теплообмене.

Практическое значение имеют следующие случаи:

1. Параллельный ток или прямоток, при котором обе жидкости, участвующие в теплообмене, протекают вдоль разделяющей их стенки в одном и том же направлении.

2. Противоток, при котором участвующие в теплообмене жидкости протекают вдоль разделяющей их стенки в противоположных направлениях.

3. Перекрестный ток, при котором жидкости, участвующие в теплообмене, протекают под прямым углом одна относительно другой.

4. Смешанный ток, когда одна из жидкостей протекает только в одном направлении, в то время как другая жидкость по одну сторону стенки течет в одном направлении, а по другую в обратном. Во всех этих случаях температура более нагретой жидкости, отдающей тепло, уменьшается от начального значения $t_{1н}$ до конечного $t_{1к}$, а температура менее нагретой жидкости, воспринимающей тепло, увеличивается от $t_{2н}$ в начале до $t_{2к}$ в конце процесса.

Вследствие этого разность температур также будет изменяться от начального ее значения Δt_n до конечного Δt_k

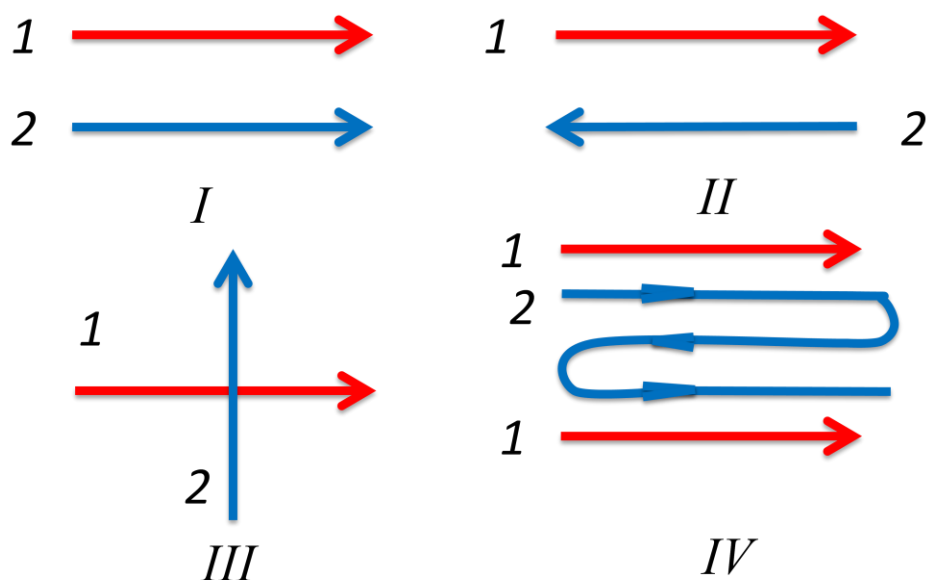


Рис. 4.1.1. Схема направления движения жидкостей (1,2) при теплообмене: I - прямоток; II - противоток; III - перекрестный ток; IV - смешанный ток.

4.2 Уравнение теплопередачи при параллельном токе жидкостей

Если за время τ по обеим сторонам стенки протекают в одном и том же направлении с одной стороны более нагретая, а с другой—менее нагретая жидкость и со всех других сторон обе жидкости ограничены теплонепроницаемой средой, то теплообмен будет происходить только через стенку.

Температура обеих жидкостей будет изменяться по мере протекания их вдоль поверхности нагрева вследствие теплообмена, но для каждой отдельной точки стенки температура должна быть установившейся.

Пусть стенка, разделяющая жидкости, имеет поверхность F м² и за время τ часов вдоль этой поверхности протекает G_1 кгс более нагретой жидкости и G_2 кгс менее нагретой.

Обозначим:

c_1 и c_2 - теплоемкость соответственно более нагретой и менее нагретой жидкости в ккал/кгс °С;

t_1 и t_2 - температура соответственно более нагретой и менее нагретой жидкости в °С;

K - коэффициент теплопередачи в ккал/м²·час·°С.

Через элемент поверхности нагрева dF за промежуток времени τ проходит количество тепла:

$$dQ = K\tau(t_1 - t_2)dF; \quad (4.2.1)$$

При параллельном токе жидкостей их температуры соответственно изменяются:

$$\text{более нагретой жидкости на } dt_1 = -\frac{dQ}{G_1 c_1},$$

$$\text{менее нагретой жидкости на } dt_2 = \frac{dQ}{G_2 c_2}.$$

Знаки минус и плюс в этих уравнениях показывают, что при теплообмене температура теплой жидкости понижается, а холодной — повышается.

Назовем произведения Gc «водяным эквивалентом» и обозначим

$$G_1 c_1 = W_1; \quad (4.2.2)$$

$$G_2 c_2 = W_2; \quad (4.2.3)$$

и

$$\frac{1}{W_1} + \frac{1}{W_2} = m; \quad (4.2.4)$$

Вычитая величину изменения температуры менее нагретой жидкости из величины изменения температуры более нагретой жидкости, получим

$$dt_1 - dt_2 = d(t_1 - t_2) = -\frac{dQ}{G_1 c_1} - \frac{dQ}{G_2 c_2}; \quad (4.2.5)$$

или

$$d(t_1 - t_2) = -dQ \left(\frac{1}{W_1} + \frac{1}{W_2} \right); \quad (4.2.6)$$

или

$$d(t_1 - t_2) = -dQm; \quad (4.2.7)$$

откуда

$$dQ = -\frac{d(t_1 - t_2)}{m}; \quad (4.2.8)$$

Подставив найденное значение dQ в уравнение (А), получим

$$\frac{d(t_1 - t_2)}{t_1 - t_2} = -mK\tau dF; \quad (4.2.9)$$

Обозначив температуры в начале поверхности индексом «н», а в конце — индексом «к» и интегрируя последнее уравнение в пределах от 0 до F, получим

$$\int_{(t_1 - t_2)_н}^{(t_1 - t_2)_к} \frac{d(t_1 - t_2)}{t_1 - t_2} = -mK\tau \int_0^F dF; \quad (4.2.10)$$

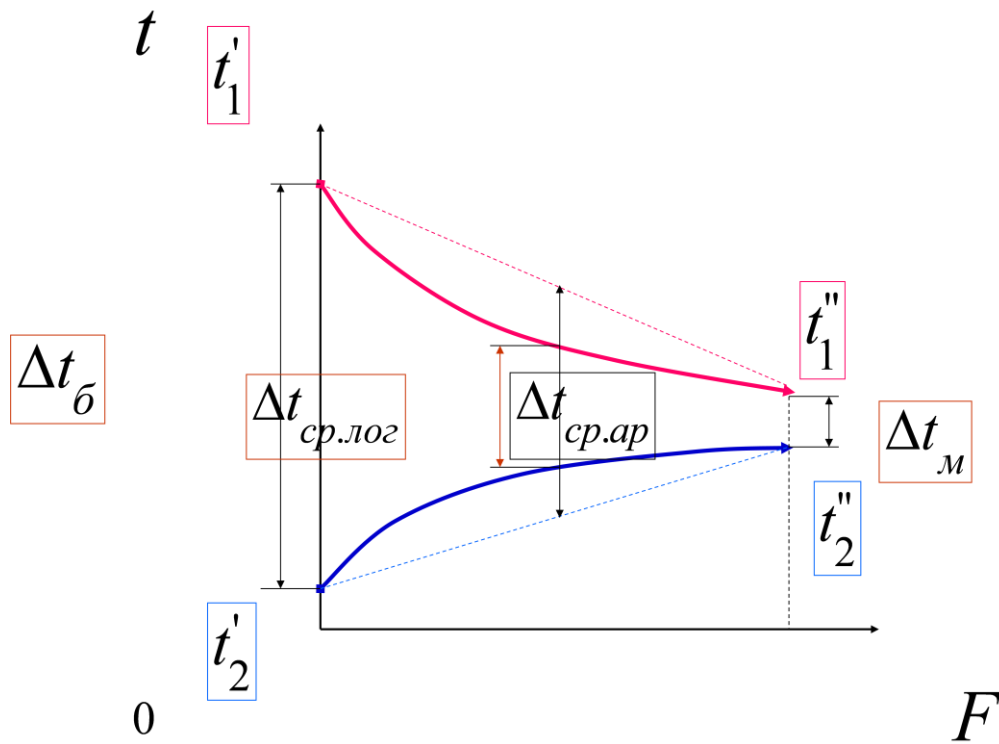


Рис 4.2.1 Изменение температур теплоносителей при прямотоке

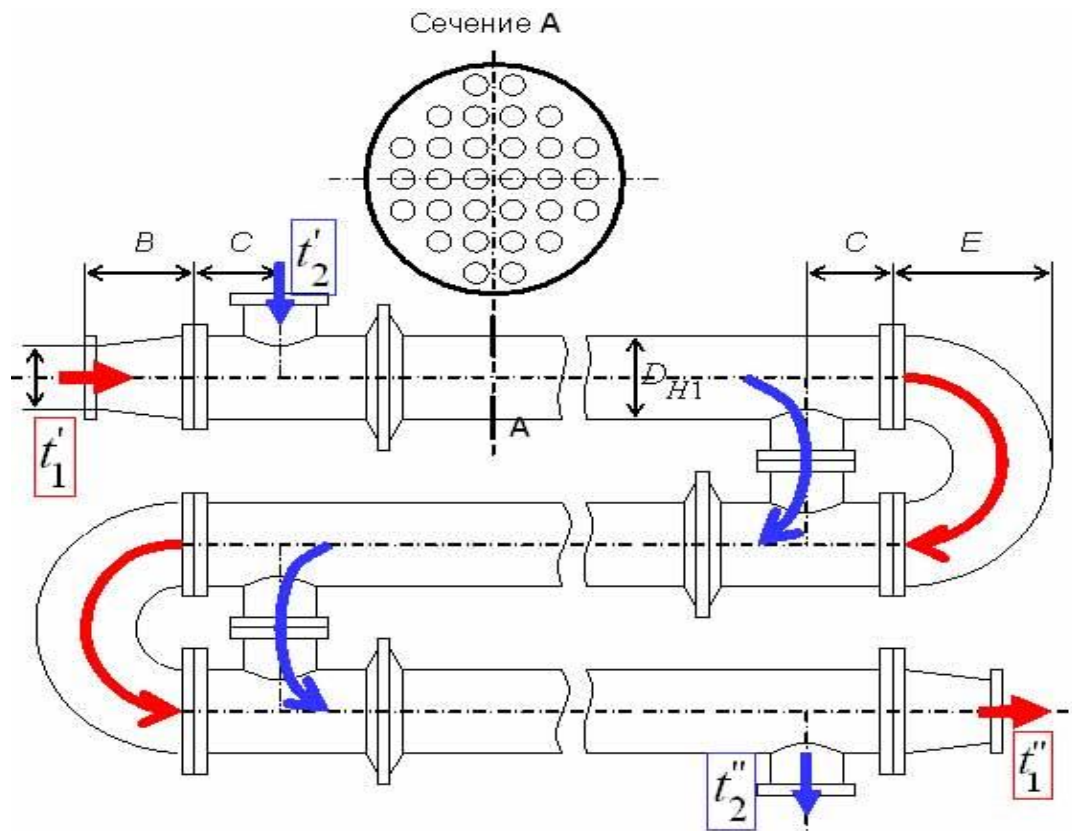


Рис 4.2.2 Прямоток

ИЛИ

$$\ln \frac{t_{1к} - t_{2к}}{t_{1н} - t_{2н}} = \ln \frac{\Delta t_к}{\Delta t_н} = -mK\tau F \quad (4.2.11)$$

где $\Delta t_н = t_{1н} - t_{2н}$ — начальная разность температур;

$\Delta t_k = t_{1k} - t_{2k}$ — конечная разность температур.

Из этого уравнения получим зависимость разности температур в виде показательной функции

$$\Delta t_k = \Delta t_H e^{-mK\tau F}; \quad (4.2.12)$$

где e — основание натуральных логарифмов.

Из уравнения (2-80) следует, что разность температур будет с течением времени понижаться асимптотически от первоначальной величины Δt_H до нуля, т. е. до полного выравнивания температур обеих жидкостей. Это произойдет тем быстрее, чем больше коэффициент теплопередачи K и поверхность нагрева F и чем меньше водяные эквиваленты W_1 и W_2 , т. е. чем меньше количества жидкостей.

После прохождения жидкостей по поверхности F температуры их будут равны t_{1k} и t_{2k} .

Количество тепла, переданное через поверхность F , равно

$$Q = W_1(t_{1H} - t_{1k}) = W_2(t_{2k} - t_{2H}); \quad (4.2.13)$$

откуда

$$m = \frac{1}{W_1} + \frac{1}{W_2} = \frac{(t_{1H} - t_{1k}) + (t_{2k} - t_{2H})}{Q}; \quad (4.2.14)$$

Подставив значение m в ранее выведенное уравнение, получим

$$\ln \frac{\Delta t_k}{\Delta t_H} = -K\tau F \frac{(t_{1H} - t_{1k}) + (t_{2k} - t_{2H})}{Q}; \quad (4.2.15)$$

НО

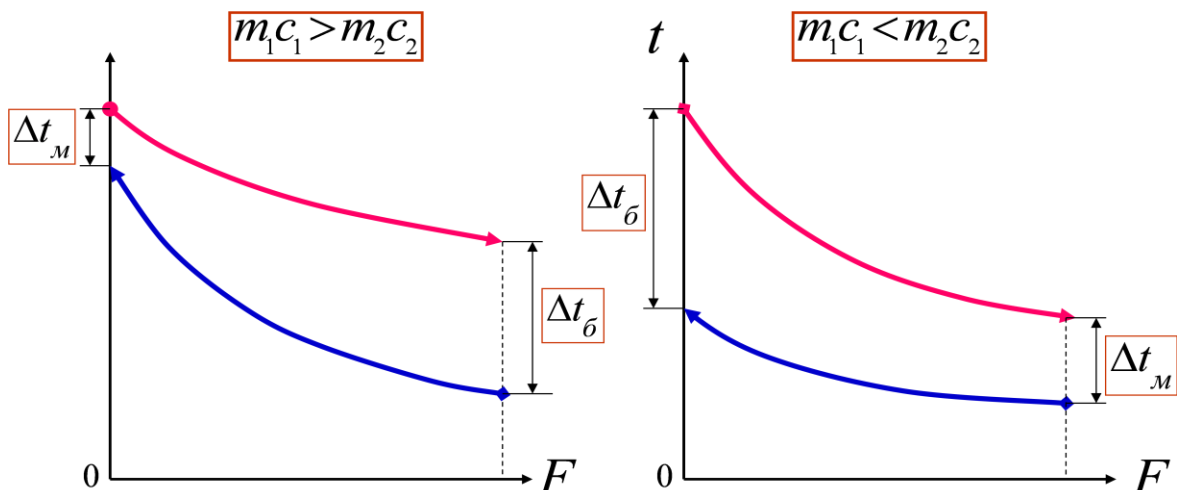
$$(t_{1H} - t_{1k}) + (t_{2k} - t_{2H}) = (t_{1H} - t_{2H}) - (t_{1k} - t_{2k}); \quad (4.2.16)$$

ИЛИ

$$(t_{1H} - t_{2H}) - (t_{1k} - t_{2k}) = \Delta t_H - \Delta t_k; \quad (4.2.17)$$

И

$$Q = -KF\tau \frac{\Delta t_H - \Delta t_k}{\ln \frac{\Delta t_k}{\Delta t_H}} = KF\tau \frac{\Delta t_H - \Delta t_k}{\ln \frac{\Delta t_H}{\Delta t_k}}; \quad (4.2.18)$$



4.2.3 Изменение температур теплоносителей при противотоке

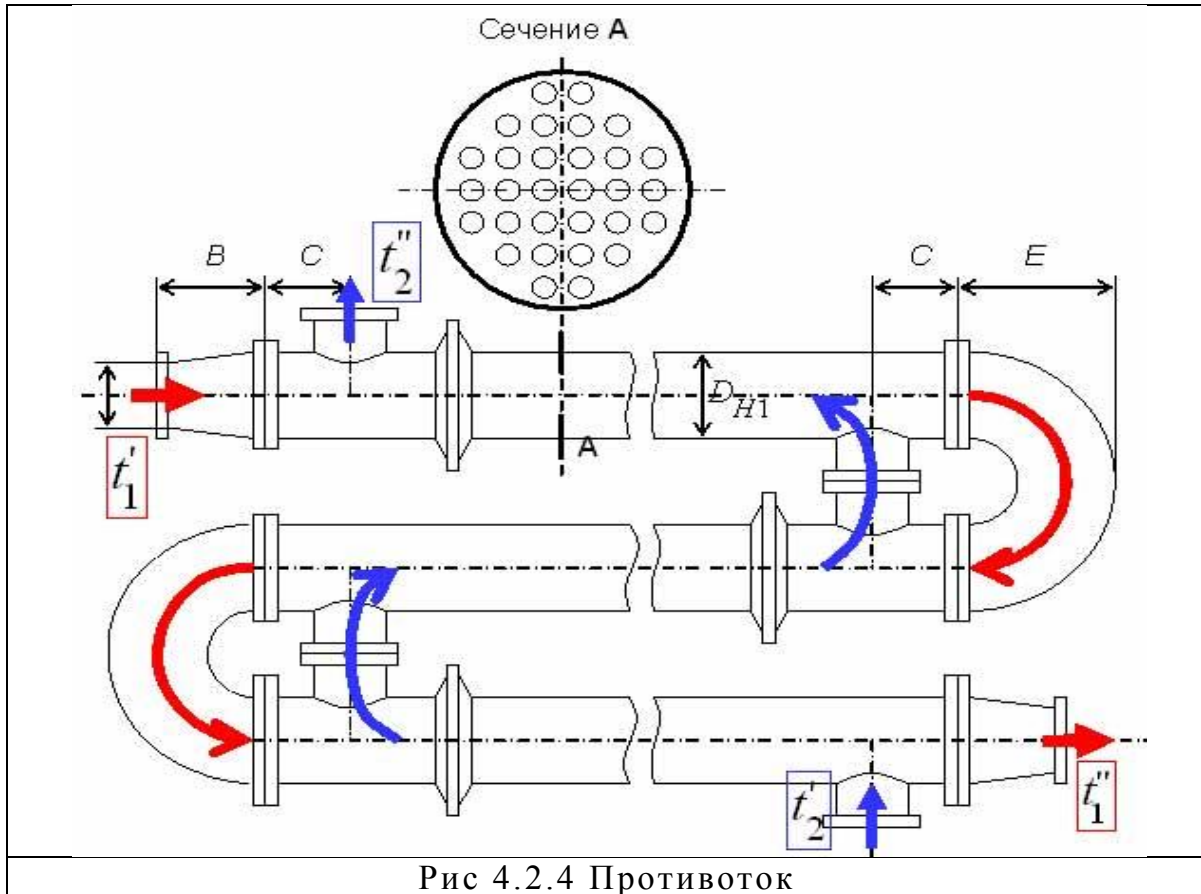


Рис 4.2.4 Противоток

Обозначив среднюю логарифмическую разность температур или средний температурный напор

$$\frac{\Delta t_H - \Delta t_K}{\ln \frac{\Delta t_H}{\Delta t_K}} = \frac{\Delta t_H - \Delta t_K}{2,3 \lg \frac{\Delta t_H}{\Delta t_K}} = \Delta t_{cp}; \quad (4.2.19)$$

получим окончательно

$$Q = K\tau F \Delta t_{cp}; \quad (4.2.20)$$

Это выражение является уравнением теплопередачи при переменных температурах для установившегося состояния процесса в случае параллельного тока жидкостей.

Если температура жидкостей вдоль поверхности нагрева изменяется незначительно и отношение $\frac{\Delta t_H}{\Delta t_K} < 2$, то среднюю разность температур Δt_{cp} с достаточной точностью можно определить как среднеарифметическую $\Delta t_{cp} = 0,5(\Delta t_H + \Delta t_K)$.

4.3. Уравнение теплопередачи при движении жидкостей противотоком

Уравнения остаются верными и для теплообмена при движении жидкостей противотоком. В этом случае при выводе уравнения теплопередачи согласно схеме на рис. 216 следует принять

$$dt_2 = -\frac{dQ}{W_2}; \quad (4.3.1)$$

$$m = \frac{1}{W_1} - \frac{1}{W_2}; \quad (4.3.2)$$

Средняя разность температур определяется, так же как и для параллельного тока, по уравнению, причем начальной разностью температур Δt_H является наибольшая и конечной Δt_K — наименьшая разность.

Если $G_1 c_1 > G_2 c_2$, то

$$(t_{1K} - t_{2H}) > (t_{1H} - t_{2K}); \quad (4.3.3)$$

и, следовательно,

$$\Delta t_H = t_{1K} - t_{2H}; \quad (4.3.4)$$

$$\Delta t_K = t_{1H} - t_{2K}; \quad (4.3.5)$$

Если $G_2 c_2 > G_1 c_1$, то

$$(t_{1H} - t_{2K}) > (t_{1K} - t_{2H}); \quad (4.3.6)$$

$$\Delta t_H = t_{1H} - t_{2K}; \quad (4.3.7)$$

$$\Delta t_K = t_{1K} - t_{2H}; \quad (4.3.8)$$

4.4 Уравнения теплопередачи при перекрестном токе жидкостей

Расчет процессов теплопередачи при перекрестном токе жидкостей затруднен вследствие сложности аналитического определения средней разности температур. Для решения технических задач эту разность температур $\Delta t_{\text{ср.}}^{\text{пер.}}$ определяют как среднюю разность температур при противотоке $\Delta t_{\text{ср.}}$ с теми же начальными и конечными температурами обоих теплоносителей и умножают на поправочный множитель ε :

$$\Delta t_{\text{ср.}}^{\text{пер.}} = \varepsilon; \quad (4.4.1)$$

Так как поправочный множитель ε всегда меньше 1, то средняя разность температур при перекрестном токе всегда меньше средней разности температур при противотоке.

Значения множителя ε приводятся в специальных книгах по теплопередаче *, в зависимости от вспомогательных величин:

$$R = \frac{t_{1H} - t_{1K}}{t_{2K} - t_{2H}} = \frac{\Delta t_1}{\Delta t_2} = \frac{\text{охлаждение горячего теплоносителя}}{\text{нагрев холодного теплоносителя}}$$

$$P = \frac{t_{2K} - t_{2H}}{t_{1H} - t_{2H}} = \frac{\Delta t_2}{\Delta t_H} = \frac{\text{нагрев холодного теплоносителя}}{\text{разность начальных температур теплоносителей}}$$

Наиболее часто при перекрестном токе один из теплоносителей движется отдельными потоками (по трубам), а другой — общим потоком (в межтрубном пространстве). В этом случае средняя разность температур может быть определена по формуле

$$\Delta t_{\text{ср. пер.}} = \frac{\Delta t_{\text{ср.}}}{2,3 \lg \frac{1}{1 + \frac{\Delta t_{\text{тр.}}}{\Delta t_{\text{мтр.}}} - 2,3 \lg \left(1 - \frac{\Delta t_{\text{мтр.}}}{\Delta t_{\text{н}}}\right)}}; \quad (4.4.2)$$

где $\Delta t_{\text{тр.}}$ и $\Delta t_{\text{мтр.}}$ — разность температур в трубном и межтрубном пространстве;

$\Delta t_{\text{н}}$ — разность начальных температур теплоносителей.

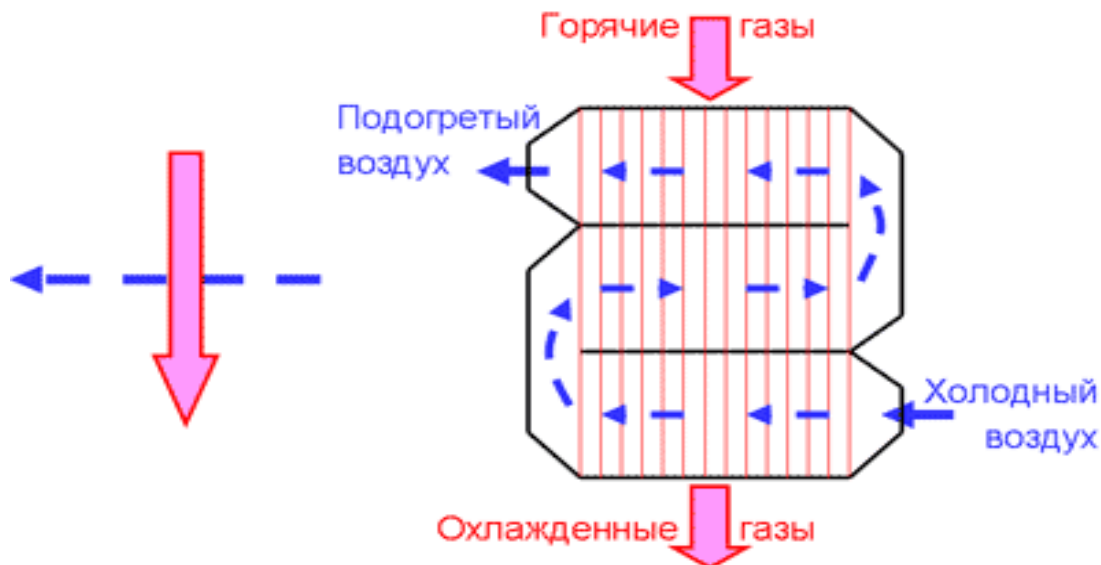


Рис 4.4.1. Перекрёстный ток

4.5 Уравнения теплопередачи при смешанном токе жидкостей

Теплообмен при смешанном токе жидкостей не имеет каких-либо преимуществ по сравнению с противоточным.

Однако если в результате теплового расчета трубчатого теплообменника получают малое число трубок и чрезмерно большую длину их, то для создания более компактного аппарата делают теплообменник многоходовым со смешанным током жидкостей.

Для расчета теплообмена при смешанном токе жидкостей можно пользоваться уравнением

$$Q = K\tau F \Delta t_{\text{ср.см.}}; \quad (4.5.1)$$

где $\Delta t_{\text{ср.см.}}$ — средняя разность температур при смешанном токе.

Различают простой смешанный ток и многократный смешанный ток.

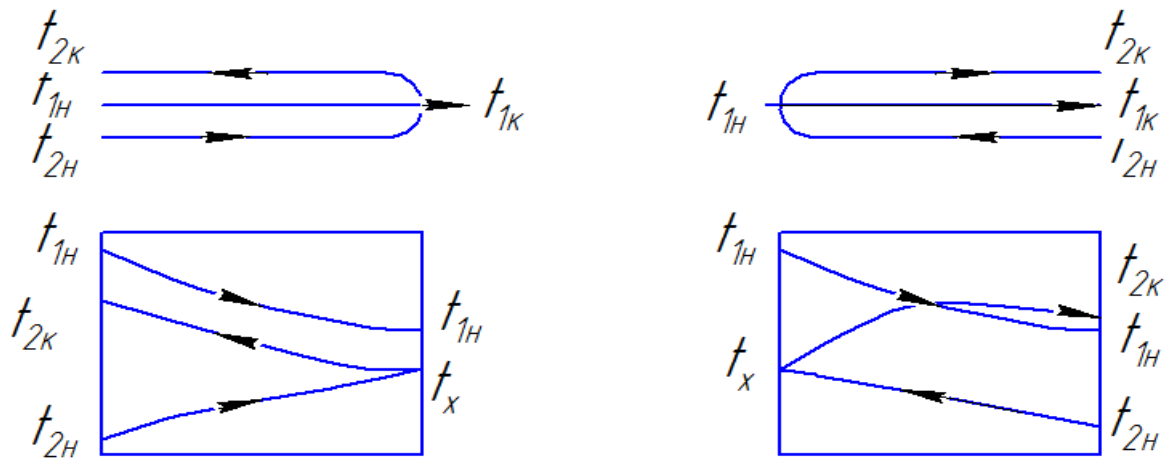


Рис.4.5.1 Изменение температуры при простом смешанном токе

В теплообменнике с простым смешанным током жидкостей имеется только один межтрубный ход и несколько трубных.

Теплообменник по схеме имеет один ход в межтрубном пространстве и два хода в трубном. Более нагретая жидкость движется в межтрубном пространстве, а менее нагретая движется в первом ходе параллельным током и во второй — противотоком.

Если изменить направление тока менее нагретой жидкости, направив ее в первый ход противотоком, а во второй — параллельным током, то она может быть также нагрета до температуры $t_{2к}$ более высокой, чем конечная температура более нагретой жидкости $t_{1к}$.

При простом смешанном токе и четном числе трубных ходов относительное движение жидкостей не влияет на величину $\Delta t_{ср.см.}$. В случае нечетного числа трубных ходов $\Delta t_{ср.см.}$ выше, если число противоточных ходов больше, чем параллельно точных.

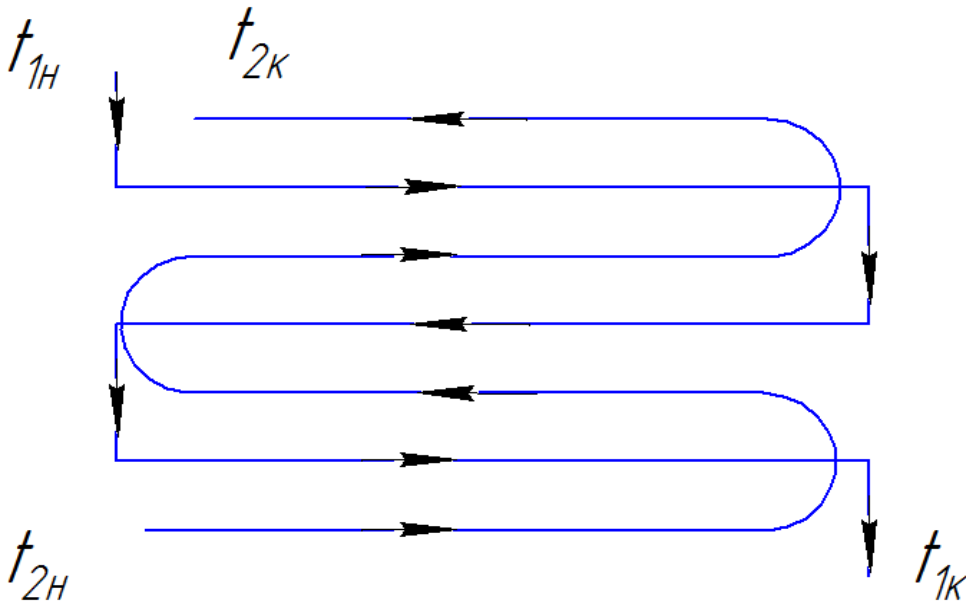


Рис 4.5.2 Изменение температуры при многократном смешанном токе

При простом смешанном токе для подсчета средней разности температур можно пользоваться уравнением В. С. Яблонского

$$\Delta t_{\text{ср.см.}} = \frac{\sqrt{(t_{1H}-t_{1K})^2+(t_{2K}-t_{2H})^2}}{2,3 \lg \frac{(t_{1H}-t_{2K})+(t_{1K}-t_{2H})+\sqrt{(t_{1H}-t_{1K})^2+(t_{2K}-t_{2H})^2}}{(t_{1H}-t_{2K})+(t_{1K}-t_{2H})-\sqrt{(t_{1H}-t_{1K})^2+(t_{2K}-t_{2H})^2}}}; \quad (4.5.2)$$

Многократный смешанный ток применяют в тех случаях, когда в теплообменнике межтрубное пространство, так же как и трубное, имеет несколько ходов. При многократном смешанном токе обе жидкости при движении через теплообменник несколько раз изменяют свое направление (рис. 218).

Среднюю разность температур при многократном смешанном токе определяют по уравнению

$$\Delta t_{\text{ср.(см.мн.)}} = \frac{\sqrt{(t_{1H}-t_{1K})^2+(t_{2K}-t_{2H})^2}}{2,3N \lg \frac{\Delta t + \sqrt{(t_{1H}-t_{1K})^2+(t_{2K}-t_{2H})^2}}{\Delta t - \sqrt{(t_{1H}-t_{1K})^2+(t_{2K}-t_{2H})^2}}}; \quad (4.5.3)$$

где N — число ходов в межтрубном пространстве и

$$\Delta t = [(t_{1H} - t_{2K}) - (t_{1K} - t_{2H})] \frac{N\sqrt{(t_{1H}-t_{2K})} + N\sqrt{(t_{1K}-t_{2H})}}{N\sqrt{(t_{1H}-t_{2K})} - N\sqrt{(t_{1K}-t_{2H})}}; \quad (4.5.4)$$

При любом варианте смешанного тока средняя разность температур меньше, чем при противотоке, но больше, чем при параллельном токе. Если в процессе теплообмена температура одного из теплоносителей остается постоянной, то средние

разности температур для противотока, параллельного и смешанного тока не будут отличаться друг от друга.

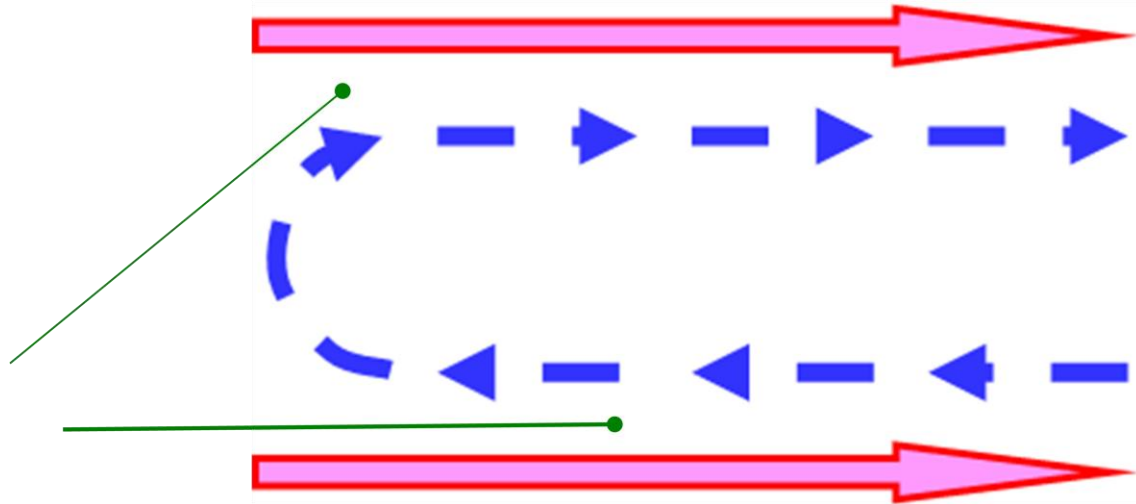


Рис 4.5.3 Смешанный ток

4.6 Выбор направления тока жидкостей

В тепловых процессах с установившимся тепловым режимом изменение температур жидкостей может происходить следующим образом.

1. Обе жидкости, участвующие в теплообмене, имеют постоянную температуру как по поверхности теплообмена, так и во времени. Такой случай наблюдается, например, когда по одну сторону разделяющей стенки происходит конденсация насыщенного пара, а по другую находится кипящая жидкость.

2. Одна из жидкостей, участвующих в теплообмене, имеет в течение всего времени протекания процесса теплообмена постоянную температуру, а температура другой изменяется от t_n до t_k .

3. Температура обеих жидкостей изменяется при любом направлении их движения вдоль разделяющей стенки.

В первых двух случаях теплопередача и расход теплоносителя не зависят от того, будут ли жидкости направлены параллельно, противотоком, перекрестным током или смешанным током, так как это не отразится ни на температурах, ни на разности температур. Поэтому направление тока жидкостей выбирают, исходя только из конструктивных и технологических соображений.

Когда температура обеих жидкостей в процессе теплообмена изменяется, то направление их движения будет существенно сказываться на процессе теплообмена и прежде всего на конечной температуре жидкостей. При изменении

конечных температур будут изменяться разность температур и расход теплоносителя.

Наиболее расходящиеся результаты получаются при сравнении параллельного тока с противотоком.

Обозначим:

G_1 и G_2 — количество теплой и холодной жидкости в кгс;

c_1 и c_2 — удельная теплоемкость их в ккал/кгс·°С;

$t_{1н}$ и $t_{1к}$ — начальная и конечная температура теплой жидкости в °С;

$t_{2н}$ и $t_{2к}$ — начальная и конечная температура холодной жидкости в °С.

При отсутствии потерь тепла, по закону сохранения энергии, должно соблюдаться равенство

$$G_1 c_1 (t_{1н} - t_{1к}) = G_2 c_2 (t_{2н} - t_{2к}) = Q; \quad (4.6.1)$$

из которого можно найти расход теплой жидкости при нагревании:

$$G_1 = \frac{G_2 c_2 (t_{2н} - t_{2к})}{c_1 (t_{1н} - t_{1к})} = \frac{Q}{c_1 (t_{1н} - t_{1к})}; \quad (4.6.2)$$

или расход холодной жидкости при охлаждении:

$$G_2 = \frac{G_1 c_1 (t_{1н} - t_{1к})}{c_2 (t_{2н} - t_{2к})} = \frac{Q}{c_2 (t_{2н} - t_{2к})}; \quad (4.6.3)$$

Из последнего уравнения следует, что при заданных значениях G_1 , $t_{1н}$, $t_{1к}$ и $t_{2н}$ расход охлаждающей жидкости G_2 зависит только от конечной ее температуры $t_{2к}$: с увеличением конечной температуры расход охлаждающей жидкости будет уменьшаться и, наоборот, с понижением температуры — увеличиваться.

Температура жидкости $t_{2к}$ при параллельном токе всегда меньше $t_{1к}$, в то время как при противотоке $t_{2к}$ может быть больше $t_{1к}$, приближаясь как к пределу к $t_{1н}$. Таким образом, при противотоке расход охлаждающей жидкости в процессе охлаждения или нагревающей жидкости в процессе нагревания может быть меньше, чем при параллельном токе.

Сокращение расхода охлаждающей или нагревающей жидкости при противотоке достигается обычно некоторым уменьшением средней разности температур, а следовательно, и увеличением потребной поверхности теплообмена.

Однако экономия от снижения расхода теплоносителя при противотоке всегда значительно превышает дополнительные затраты на изготовление аппарата больших размеров, который может потребоваться в случае противотока. Если конечную температуру охлаждающей жидкости при противотоке

принимают такой же, как и при параллельном токе, то расход теплоносителя остается в обоих случаях одинаковым, разность же температур будет большей при противотоке.

Поэтому при непрерывно изменяющихся температурах теплоносителей всегда следует устанавливать теплообменники, работающие по принципу противотока.

Перекрестный и смешанный токи жидкостей занимают по разности температур и расходу теплоносителя промежуточное положение между параллельным током и противотоком. Выбор перекрестного или смешанного тока диктуется не экономическими, а только конструктивными соображениями.

4.7 Температура стенок

Для расчета теплового потока в процессах теплопередачи надо знать температуру, которую будет иметь стенка, разделяющая жидкости. Это требуется также для вычисления потерь тепла стенками аппаратов в окружающую среду.

Количество передаваемого тепла для обеих сторон стенки находят по уравнениям

$$Q = \alpha_1 \tau F (t_1 - t_{ст.1}) \text{ и } Q = \alpha_2 \tau F (t_{ст.2} - t_2); \quad (4.7.1)$$

Из этих уравнений можно определить температуру стенок, а именно:

$$t_{ст.1} = t_1 - \frac{Q}{\alpha_1 \tau F}; \quad (4.7.2)$$

$$t_{ст.2} = t_2 + \frac{Q}{\alpha_2 \tau F}; \quad (4.7.3)$$

Подставив вместо Q его значение из уравнения теплопередачи

$$Q = K \tau F \Delta t_{ср}; \quad (4.7.4)$$

получим

$$t_{ст.1} = t_1 - \frac{K \tau F \Delta t_{ср}}{\alpha_1 \tau F}; \quad (4.7.5)$$

и

$$t_{ст.2} = t_2 + \frac{K \tau F \Delta t_{ср}}{\alpha_2 \tau F}; \quad (4.7.6)$$

откуда окончательно

$$t_{ст.1} = t_1 - \frac{K \Delta t_{ср}}{\alpha_1}; \quad (4.7.7)$$

и

$$t_{ст.2} = t_2 + \frac{K \Delta t_{ср}}{\alpha_2}; \quad (4.7.8)$$

Температура стенки всегда ближе к температуре теплоносителя с большим коэффициентом теплоотдачи.

4.8 Средняя температура теплоносителей

При расчете коэффициентов теплоотдачи необходимо знать среднюю температуру теплоносителя с каждой стороны стенки. Если процесс теплообмена происходит при изменении агрегатного состояния одного из теплоносителей (конденсация, кипение), то его температура остается неизменной вдоль поверхности нагрева $t_{1cp} = t_1 = const$, а среднюю температуру второго теплоносителя находят по формуле

$$t_{1cp} - t_{2cp} = \Delta t_{cp}; \quad (4.8.1)$$

В общем случае средняя температура теплоносителей при неизменном агрегатном их состоянии с обеих сторон поверхности нагрева может быть определена по формулам, предложенным Е. Я. Соколовым:

для противотока

$$t_{2cp} = \frac{Rt_{2k} + \Delta t_{cp} + t_{1H}}{R-1}; \quad (4.8.2)$$

для прямотока

$$t_{2cp} = \frac{Rt_{2H} - \Delta t_{cp} + t_{1H}}{R+1}; \quad (4.8.3)$$

где

$$R = \frac{G_2 c_2}{G_1 c_1} = \frac{t_{1H} - t_{1K}}{t_{2K} - t_{2H}}$$

4.9 Определение поверхности нагрева при переменных теплоемкостях и переменных коэффициентах теплопередачи

При выводе формул для определения средней разности температур теплоемкости участвующих в теплообмене веществ и коэффициенты теплопередачи были приближенно приняты постоянными.

Если теплоемкость и коэффициент теплопередачи значительно (более чем в два раза) изменяются в заданном интервале температур, то поверхность теплообмена F определяют методом графического интегрирования из общего уравнения теплопередачи:

$$F = \int_{t_{1K}}^{t_{1H}} \frac{G_1 c_1 dt}{K(t_1 - t_2)}; \quad (4.9.1)$$

Принимая ряд промежуточных значений t_2 между t_{2H} и t_{2K} , определяют по тепловому балансу соответствующие им значения t_1 , а также величины c и K и строят кривую $\frac{G_1 c_1}{K(t_1 - t_2)}$ в зависимости от t_2 . Площадь, ограниченная кривой, осью

абсцисс и ординатами, соответствующими $t_{2н}$ и $t_{2к}$, равна величине F .

Аналогично можно вести расчет, приняв ряд значений t_1 .

4.10 Уравнения теплопередачи для неустановившегося процесса теплообмена

В тех случаях, когда процесс теплообмена проводится периодически, т. е. когда вся нагреваемая или охлаждаемая жидкость помещена в одном сосуде и обменивается теплом с другой жидкостью, протекающей вдоль разделяющей их стенки, процесс теплопередачи будет неустановившимся и температуры меняются непрерывно вдоль поверхности и во времени.

Средняя разность температур обеих жидкостей здесь уже не может быть вычислена обычным способом, так как конечная температура непрерывно протекающей жидкости будет изменяться в течение всего процесса теплообмена. Примером одновременного изменения температур как во времени, так и по поверхности может служить процесс теплообмена при охлаждении неподвижной (или перемешиваемой при помощи мешалок) жидкости в сосуде холодной водой, непрерывно протекающей по змеевику.

Рассмотрим метод расчета теплообмена при неустановившемся состоянии процесса для случая охлаждения жидкости (предложен Г. П. Питерским).

Обозначим:

$t_{1н}$ — начальная температура охлаждаемой жидкости;

$t_{1к}$ — конечная температура охлаждаемой жидкости;

$t_{2н}$ — начальная температура охлаждающей жидкости;

$t_{2к}$ — конечная температура охлаждающей жидкости;

t — температура охлаждаемой жидкости в любой момент;

$t_{2ср.к}$ — средняя конечная температура охлаждающей жидкости;

G_1 — количество охлаждаемой жидкости в кгс;

c_1 — теплоемкость охлаждаемой жидкости в ккал/кгс·°С;

G_2 — расход охлаждающей жидкости в кгс;

c_2 — теплоемкость охлаждающей жидкости в ккал/кгс·°С;

$G_ч$ — часовой расход охлаждающей жидкости в кгс/час;

K — коэффициент теплопередачи в ккал/м²·час·°С;

F — поверхность теплопередачи в ж²;

τ — продолжительность процесса теплообмена в час.

Начальные и конечные температуры обеих жидкостей являются заданными. За промежуток времени dt на нагрев охлаждающей жидкости будет затрачено тепла

$$dQ = G_ч c_2 (t_{2к} - t_{2н}) dt; \quad (4.10.1)$$

Это количество тепла должно пройти через стенку и, следовательно, может быть выражено так:

$$dQ = KF \Delta t_{ср} d\tau; \quad (4.10.2)$$

где

$$\Delta t_{ср} = \frac{\Delta t_н - \Delta t_к}{\ln \frac{\Delta t_н}{\Delta t_к}}; \quad (4.10.3)$$

Для любого момента теплопередачи:

$$\text{начальная разность температур } \Delta t_н = t - t_{2н}$$

$$\text{конечная разность температур } \Delta t_к = t - t_{2к}$$

Подставив эти значения в выражение средней разности температур, получим

$$\Delta t_{ср} = \frac{(t-t_{2н}) - (t-t_{2к})}{\ln \frac{t-t_{2н}}{t-t_{2к}}} = \frac{t_{2к} - t_{2н}}{\ln \frac{t-t_{2н}}{t-t_{2к}}}; \quad (4.10.4)$$

При этом уравнение теплопередачи принимает вид

$$dQ = KF \frac{t_{2к} - t_{2н}}{\ln \frac{t-t_{2н}}{t-t_{2к}}} d\tau = G_ч c_2 (t_{2к} - t_{2н}) dt; \quad (4.10.5)$$

откуда

$$\ln \frac{t-t_{2н}}{t-t_{2к}} = \frac{KF}{G_ч c_2}; \quad (4.10.6)$$

При заданных условиях теплообмена величина $\frac{KF}{G_ч c_2}$ является постоянной и, следовательно.

$$\frac{t-t_{2н}}{t-t_{2к}} = \text{const} = A; \quad (4.10.7)$$

Из последнего равенства

$$t_{2к} = \frac{t(A-1) + t_{2н}}{A}; \quad (4.10.8)$$

Количество тепла, отдаваемое более нагретой жидкостью за любой промежуток времени $d\tau$, равно

$$-G_1 c_1 dt = KF \frac{t_{2к} - t_{2н}}{\ln A} d\tau; \quad (4.10.9)$$

Подставив найденное значение $t_{2к}$, получим

$$-G_1 c_1 dt = KF \frac{t(A-1) + t_{2н} - At_{2н}}{A \ln A} d\tau = KF \frac{A-1}{A \ln A} (t - t_{2н}) d\tau; \quad (4.10.10)$$

или

$$-\frac{dt}{t-t_{2н}} = KF \frac{A-1}{A \ln A G_1 c_1} d\tau; \quad (4.10.11)$$

Интегрируя последнее уравнение в пределах от 0 до τ и от $t_{1н}$ до $t_{1к}$, получим

$$-\int_{t_{1н}}^{t_{1к}} \frac{dt}{t-t_{2н}} = \frac{KF\tau}{G_1 c_1} \frac{A-1}{A \ln A}; \quad (4.10.12)$$

или

$$\ln \frac{t_{1H}-t_{2H}}{t_{1K}-t_{2H}} = \frac{KF\tau}{G_1 c_1} \frac{A-1}{A \ln A}; \quad (4.10.13)$$

откуда, умножая обе части уравнения на величину $(t_{1H} - t_{1K})$ и производя соответствующие преобразования, найдем

$$Q = G_1 c_1 (t_{1H} - t_{1K}) = KF\tau \frac{t_{1H}-t_{1K}}{\ln \frac{t_{1H}-t_{2H}}{t_{1K}-t_{2H}}} \frac{A-1}{A \ln A}; \quad (4.10.14)$$

Следовательно, в данном случае уравнение теплопередачи имеет вид:

$$Q = KF\tau \Delta t'_{cp} \quad (4.10.15)$$

где

$$\Delta t'_{cp} = \frac{t_{1H}-t_{1K}}{2,3 \lg \frac{t_{1H}-t_{2H}}{t_{1K}-t_{2H}}} \frac{A-1}{2,3A \ln A}; \quad (4.10.16)$$

Общий расход охлаждающей жидкости равен

$$G_2 = \frac{Q}{c_2(t_{2cp,k}-t_{2H})} \text{ кгс} \quad (4.10.17)$$

причем средняя конечная температура $t_{2cp,k}$ определяется следующим путем.

Для всего процесса охлаждения соответствует уравнение теплопередачи

$$Q = G_4 c_2 (t_{2cp,k} - t_{2H}) \tau = KF \Delta t'_{cp} \tau; \quad (4.10.18)$$

следовательно,

$$t_{2cp,k} - t_{2H} = \frac{KF \Delta t'_{cp}}{G_4 c_2}; \quad (4.10.19)$$

Из приведенного выше равенства следует

$$\ln \frac{t-t_{2H}}{t-t_{2K}} = \frac{KF}{G_4 c_2} = \ln A; \quad (4.10.20)$$

Подставив это значение в уравнение, получим откуда

$$t_{2cp,k} - t_{2H} = \ln A \Delta t'_{cp}; \quad (4.10.21)$$

откуда

$$t_{2cp,k} = \ln A \Delta t'_{cp} + t_{2H}; \quad (4.10.22)$$

Распространяя предыдущий вывод на теплообмен с неустановившимся состоянием процесса при периодическом нагревании, аналогичным путем найдем

$$A = \frac{t_{1H}-t}{t_{1K}-t}; \quad (4.10.23)$$

где t_{1H} — начальная температура греющей жидкости;

t_{1K} — конечная температура греющей жидкости;

t — температура нагреваемой жидкости в любой момент.

Примем обозначения:

t_{2H} — начальная температура нагреваемой жидкости;

t_{2K} — конечная температура нагреваемой жидкости

Тогда средняя разность температур для всего процесса нагревания может быть определена по формуле

$$\Delta t'_{\text{cp}} = \frac{t_{2\text{K}} - t_{2\text{H}}}{2,31 \lg \frac{t_{1\text{H}} - t_{2\text{H}}}{t_{1\text{H}} - t_{2\text{K}}}} \frac{A-1}{2,3A \ln A}; \quad (4.10.24)$$

а средняя температура греющей жидкости

$$t_{1\text{cp}} = t_{1\text{H}} - \Delta t'_{\text{cp}} \ln A; \quad (4.10.25)$$

4.11 Потери тепла в окружающую среду

Во всяком тепловом процессе возникают потери тепла вследствие теплообмена между нагретыми поверхностями стенок аппаратов и окружающим воздухом.

Потери тепла в окружающую среду могут быть определены суммированием результатов двух самостоятельных процессов: перехода тепла в окружающую среду путем конвекции и путем теплового излучения.

Так как температура стенок в процессе потерь тепла в окружающую среду будет выше температуры воздуха, то уравнение теплоотдачи можно написать следующим образом:

$$Q = \alpha_2 F \tau (t_{\text{ст.2}} - t_{\text{возд.}}) \text{ ккал}; \quad (4.11.1)$$

где α_2 — коэффициент теплоотдачи от стенки к воздуху, равный сумме коэффициентов теплоотдачи конвекцией $\alpha_{\text{к}}$ и теплоотдачи лучеиспусканием $\alpha_{\text{л}}$ т. е. $\alpha_2 = \alpha_{\text{к}} + \alpha_{\text{л}}$ ккал/м²·час·°С;

$t_{\text{ст.2}}$ — температура наружной стенки;

$t_{\text{возд.}}$ — температура окружающего воздуха.

Числовое значение коэффициента теплоотдачи $\alpha_{\text{к}}$ от стенки к окружающему воздуху, находящемуся в состоянии естественной конвекции, определяют по уравнениям. Для приближенных расчетов уравнения упрощают подстановкой в них средних значений физических констант для воздуха и подбором коэффициентов пропорциональности опытным путем.

При температуре стенки 50—350° применима приближенная формула, предложенная В. П. Линчевским:

$$\alpha_2 = 8 + 0,05 t_{\text{ст.2}} \text{ ккал/м}^2 \cdot \text{час} \cdot \text{°С}; \quad (4.11.2)$$

Для воздуха, движущегося вдоль плоских шероховатых стенок (вынужденная конвекция), можно приближенно принимать:

при $\omega \leq 5$ м/сек

$$\alpha_{\text{к}} = 5,3 + 3,6 \omega \text{ ккал/м}^2 \cdot \text{час} \cdot \text{°С}; \quad (4.11.3)$$

при $\omega > 5$ м/сек

$$\alpha_k = 6,7\omega^{0,78} \text{ ккал/м}^2 \cdot \text{час} \cdot \text{°C}; \quad (4.11.4)$$

где ω — скорость движения воздуха в м/сек.

5. Источники тепла и методы нагревания

Нагревание является одним из наиболее распространенных процессов химической технологии. Нагревание необходимо для ускорения многих химических реакций, а также для выпаривания, перегонки, сушки и других процессов.

Тепловая энергия для проведения технологических процессов может быть получена различными способами и от разных источников.

Прямыми источниками тепла являются:

- 1) дымовые газы;
- 2) электрический ток.

В качестве промежуточных теплоносителей, воспринимающих тепло от указанных источников тепла и передающих его нагреваемому веществу, применяют:

- 1) водяной пар или горячую воду;
- 2) минеральные масла;
- 3) специальные теплоносители: перегретую воду, высококипящие жидкости и их пары, расплавленные неорганические соли и их смеси, некоторые углеводороды и металлы (в жидком состоянии).

Кроме того, для нагревания может быть использовано тепло отходящих газов и жидкостей, обладающих относительно высокой температурой.

Важнейшими условиями, от которых зависит выбор теплоносителя, являются:

- 1) температура нагрева и возможность ее регулирования;
- 2) упругость пара и термическая устойчивость теплоносителя;
- 3) токсичность и химическая активность теплоносителя;
- 4) безопасность нагревания;
- 5) стоимость и доступность теплоносителя.

Применяемые теплоносители и методы обогрева имеют специфические преимущества и недостатки. Поэтому в каждом отдельном случае необходимо выбирать метод нагревания, исходя из условий производственного процесса и сравнительной стоимости обогрева. Краткая характеристика различных способов нагревания приводится ниже.

Нагревание насыщенным водяным паром широко применяется в химической технологии. При таком нагревании можно точно регулировать температуру нагрева путем изменения давления пара; вследствие хорошей теплоотдачи от насыщенного пара аппараты могут иметь значительно меньшие поверхности нагрева, чем при нагревании, например, дымовыми газами. Паровые нагревательные устройства при использовании тепла конденсата работают при очень высоком к. п. д. Однако применяя в качестве теплоносителя водяной пар, трудно получить высокую температуру нагрева, так как для этого требуется резко увеличить давление пара. Так, например, для достижения температуры 350°C потребовалось бы поднять давление пара до 180 атм.; максимальная температура насыщенного водяного пара равна 374° (критическая температура). Поэтому нагревание водяным паром ведут обычно до температур не более 180° .

Нагревание горячей водой применяют значительно реже, чем водяным паром, хотя по своим теплотехническим свойствам вода почти не отличается от пара. Ограниченное использование воды объясняется тем, что для нагрева необходимы пар или дымовые газы, причем горячая вода должна иметь более высокую начальную температуру, чем пар, так как она охлаждается в процессе нагревания, а пар отдает скрытую теплоту конденсации при постоянной температуре. Применяют главным образом отработанную горячую воду или паровой конденсат.

Нагревание специальными теплоносителями. С развитием химической технологии увеличивается число процессов, проводимых при температурах $500\text{--}600^{\circ}$ и более. Для получения температур выше 180° наиболее рационально использовать перегретую воду или пары высококипящих жидкостей, обладающих низкой упругостью, и пары термически стойких жидкостей, отличающихся высокой теплоемкостью. Применяют так называемые органические теплоносители — дифенил и дифениловый эфир, эвтектическую смесь дифенила и дифенилового эфира и др., а также ртуть, смеси солей, расплавленные металлы. Эти вещества предварительно нагревают или испаряют при помощи дымовых газов или электрического тока, после чего нагретые вещества (жидкости или пары) отдают тепло нагреваемому материалу через стенки аппаратов. Применение специальных теплоносителей для нагревания требует устройства

специфических нагревательных систем; некоторые из них будут описаны ниже.

Нагревание электрическим током. При помощи электрического тока можно достичь весьма высоких температур нагрева; например, в электропечах для сжигания атмосферного азота температура равна 3200° .

Электрические нагревательные устройства работают при более высоком к. п. д., чем устройства для нагрева другими теплоносителями; при нагревании электрическим током используется до 95% электрической энергии, вводимой в нагревательный аппарат. Однако нагревание электрическим током мало распространено вследствие сравнительно высокой стоимости и дефицитности электроэнергии, а также сложности аппаратуры.

Нагревание дымовыми газами наиболее распространено; при этом можно достигнуть температуры 1000° и выше.

Вместе с тем обогрев дымовыми газами имеет и существенные недостатки. Коэффициент полезного действия печей обычно не превышает 30%, так как значительная часть тепла уходит в атмосферу с отходящими газами, которые имеют высокую температуру (вследствие того что поверхности теплообмена обогреваемых аппаратов обычно невелики).

При обогреве дымовыми газами нельзя быстро регулировать температуру нагрева, а коэффициенты теплоотдачи очень низки. Но так как газы имеют высокую температуру удается достичь значительных разностей температур теплоносителя и нагреваемого продукта, что отчасти компенсирует малую величину коэффициентов теплоотдачи. Вследствие высоких температур и трудности их регулирования возможны перегревы нагреваемых продуктов, пригорание их и возникновение нежелательных побочных процессов. Нагревание дымовыми газами легколетучих и легко воспламеняющихся материалов опасно.

Следует указать также на значительный объемный расход дымовых газов (из-за низкой теплоемкости) и сложность их транспортирования (из-за больших объемов и высокой температуры).

Во многих процессах нагревания возникает необходимость снижать температуру газов. Для этого газы после выхода из топки смешивают с холодным воздухом, но это приводит к повышенному содержанию кислорода в газах и окислению металла аппаратуры.

Усовершенствование техники нагревания дымовыми газами позволило в известной мере преодолеть недостатки этого способа нагревания. В современных нагревательных системах осуществляют рециркуляцию дымовых газов, т. е. разбавляют их не воздухом, а самими охлажденными дымовыми газами, уже прошедшими через теплообменный аппарат. Рециркуляцию проводят, используя вентилятор (дымосос) или эжектор. Возвращая на разбавление то или другое количество дымовых газов, можно довольно точно регулировать температуру нагрева. Кроме того, при рециркуляции через теплообменный аппарат проходит больше газов и соответственно меньше снижается их температура, что повышает равномерность нагревания.

В связи с недостатками, свойственными непосредственному обогреву дымовыми газами, все шире для обогрева до температуры $\approx 500^\circ$ применяются различные промежуточные теплоносители.

Нагревание отходящими газами и жидкостями дает возможность использовать остающееся в них тепло, ибо в ряде процессов отходят газы и жидкости с высокой температурой. Использование отброшенного тепла компенсирует расходы по сооружению устройств для его использования.

6. Нагревание водяным паром

6.1 Нагревание «острым» паром

Наиболее простым способом передачи тепла является нагревание «острым» паром, т. е. паром, который вводят непосредственно в нагреваемую жидкость. Этот пар конденсируется и отдает тепло нагреваемой жидкости, а образующийся конденсат смешивается с жидкостью.

Простейшее приспособление для нагревания жидкости «острым» паром представляет собой трубу, опущенную открытым концом в резервуар с нагреваемой жидкостью.

В тех случаях, когда одновременно с нагреванием жидкости необходимо и перемешивать ее, «острый» пар подводят через так называемые барботеры — трубы с небольшими отверстиями, укладываемые на дно резервуара в виде спиралей, колец или нескольких параллельных прямых труб.

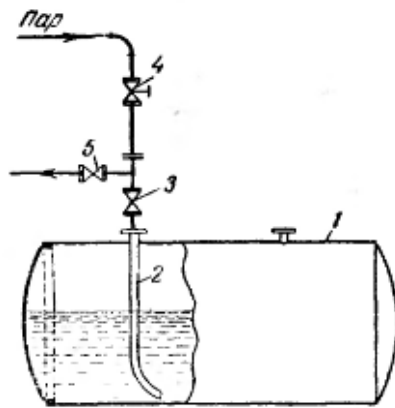


Рис 6.1.1 Простейшее устройство для нагрева жидкости «острым» паром: 1—резервуар; 2—паровая труба; 3—запорный вентиль; 4—обратный клапан; 5—продувочный вентиль

В бесшумных нагревателях струя пара увлекает жидкость в боковые отверстия сопла нагревателя. Смешение пара с жидкостью происходит непосредственно в самом сопле, поэтому здесь нет шума, возникающего в обычных нагревателях барботажного типа.

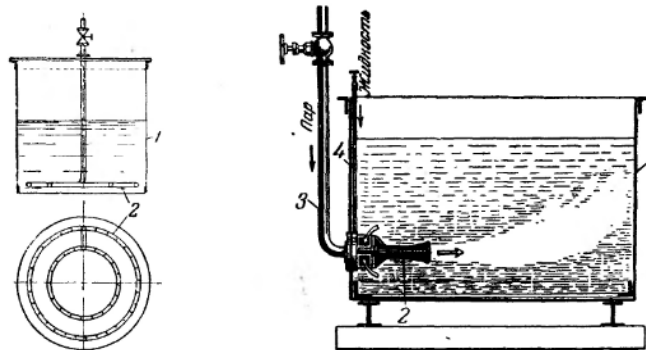


Рис 6.1.2 Схема устройства парового барботера:
1 – резервуар, 2 – барботер.

На пароподводящей трубе устанавливают обратные клапаны, которые пропускают пар в аппарат, но задерживают жидкость, поднимающуюся из аппарата в случае, когда давление в паропроводе ниже давления в аппарате. Для того чтобы избежать введения излишних количеств воды в нагреваемую жидкость, на паровой трубе устанавливают продувочные вентили, через которые перед нагреванием удаляют накопившийся в трубе конденсат.

При нагревании «острым» паром в жидкость неизбежно вводится большое количество воды, получающейся при конденсации пара. Поэтому такой способ нагрева можно применять только в тех случаях, когда разбавление жидкости

водой не имеет существенного значения и нагреваемая жидкость не реагирует с водой. Обычно «острый» пар применяют

Вследствие быстрой конденсации пара на выходе из трубы в ней мог бы возникнуть почти абсолютный вакуум, если бы пар не содержал некоторого количества воздуха. Так как пар содержит воздух, в трубе происходит только падение давления. Жидкость постепенно нагревается теплом, выделяющимся при конденсации пара, и достигает температуры насыщенного пара при давлении, равном давлению в аппарате. Если же аппарат работает при атмосферном давлении, то температура жидкости независимо от температуры пара не будет превышать температуры кипения.

При нагревании воды «острым» паром до температуры кипения пар конденсируется в воде и ее вес соответственно увеличивается. Если же вода кипит, то при отсутствии тепловых потерь из нее образуется столько же пара, сколько в нее подводится, и вес воды остается неизменным.

Расход «острого» пара определяют из уравнения теплового баланса.

Обозначим:

G_2 — количество нагреваемой жидкости в кгс;

c_2 — ее теплоемкость в ккал/кгс·°С;

$t_{2н}$ — начальная температура жидкости в °С;

$t_{2к}$ — конечная температура жидкости в °С;

D — расход греющего пара в кгс;

$\lambda_{нас.}$ — теплосодержание греющего пара в ккал/кгс;

$Q_{п}$ — потери тепла аппаратом в окружающую среду в ккал/час;

τ — продолжительность нагрева в час.

Тогда получим уравнение теплового баланса

$$D\lambda_{нас.} + G_2c_2t_{2н} = Dt_{2к} + G_2c_2t_{2к} + \tau Q_{п}; \quad (6.1.1)$$

откуда расход пара

$$D = \frac{G_2c_2(t_{2к}-t_{2н}) + \tau Q_{п}}{\lambda_{нас.} - t_{2к}}; \quad (6.1.2)$$

6.2 Нагревание «глухим» паром

Если свойства обогреваемого материала или условия проведения процесса не позволяют вести нагревание «острым» паром, применяют устройства для нагрева через стенки, разделяющие пар и нагреваемую жидкость, т. е. ведут нагревание

«глухим» паром. Такой нагрев ведется через двойные днища или рубашки, змеевики, трубчатые и спиральные теплообменники и др. Обычно поступающий в теплообменник пар отдает всю скрытую теплоту парообразования стенкам аппарата и истекает в виде конденсата.

Для нагревания почти всегда используют насыщенный водяной пар с высоким коэффициентом теплоотдачи, имеющий большую скрытую теплоту конденсации. Применение перегретого пара нецелесообразно вследствие низкого коэффициента теплопередачи и небольшой величины теплоты перегрева.

При конденсации пара на стенках нагревательного устройства образуется непрерывно стекающая вниз водяная пленка. Температура одной стороны пленки равна температуре пара, а другой — температуре стенки. Со стороны пара температура стенки практически приближается к температуре пара. Поэтому температуру конденсата с достаточной точностью можно принимать равной температуре пара.

При таком допущении передача тепла происходит при постоянной температуре одного из теплоносителей, и для теплообмена взаимное направление движения жидкости и пара не имеет значения. Однако в теплообменный аппарат пар обычно подводят сверху, для того чтобы конденсат мог свободно стекать сверху вниз и удаляться из аппарата.

Расход «глухого» пара определяют из уравнения теплового баланса

$$D = \frac{G_2 c_2 (t_{2к} - t_{2н}) + \tau Q_{п}}{\lambda_{нас.} - \theta}; \quad (6.2.1)$$

где $Q_{п}$ — потеря тепла в окружающую среду в ккал/час;

$\lambda_{нас.}$ — теплосодержание пара в ккал/кгс;

θ — температура конденсата в °С.

Остальные обозначения в формуле те же, что и в формуле.

6.3 Отвод конденсата и газов

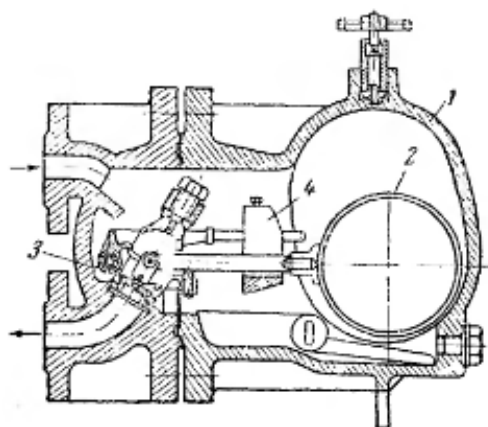
Для нормального действия теплообменных аппаратов, обогреваемых водяным паром, необходимо непрерывно отводить из них конденсат. При этом нельзя допускать потери не сконденсировавшегося пара с уходящим из аппарата конденсатом.

Конденсат удаляется из теплообменного аппарата через специальные устройства, называемые конденсатоотводчиками

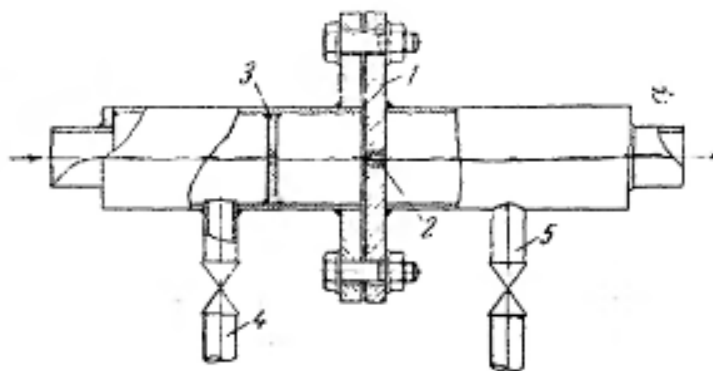
или водоотводчиками. Водоотводчики работают непрерывно или периодически. Из различных конструкций непрерывно действующих водоотводчиков рассмотрим конденсационный горшок с закрытым поплавком и подпорную шайбу.

В конденсационном горшке с закрытым поплавком поступлении конденсата в корпус 1 горшка поплавок 2 всплывает и после заполнения $\frac{2}{3}$ объема горшка открывает клапан 3 для выпуска конденсата.

Если теплообменник работает с постоянной нагрузкой, то поплавок находится в одном и том же положении и непрерывно выпускает конденсат, не пропуская пара из горшка. Для устранения прикипания трущихся частей поплавка при помощи специального рычага 4 периодически поднимают на высоту максимального открытия клапана. Горшки с закрытым поплавком применяют при давлении пара выше 10 ата.



6.3.1 Конденсационный горшок с закрытым поплавком: 1—корпус; 2—поплавок; 3—клапан; 4—рычаг для подъема поплавка



6.3.2 Подпорная шайба: 1—диск; 2—сменный ниппель; 3—добавочная шайба; 4—дренажный патрубок; 5—патрубок для контроля за теплосодержанием конденсата

В теплообменниках, работающих при расходе пара, изменяющемся не более чем на 35—40%, и давлении пара до 7 ати, в качестве водоотводчика используется подпорная шайба.

Шайба представляет собой приваренный к трубе диск 1 с отверстием или сменным ниппелем 2 (как показано на рисунке) с проходом диаметром до 5—6 мм. Перед диском устанавливают добавочную шайбу 3 с отверстием большего диаметра или сетку, для предупреждения засорения отверстия шайбы песком, окалиной и т. п.

Работа шайбы в качестве конденсатоотводчика основана на том, что при небольших давлениях через нее проходит ничтожно мало пара по сравнению с расходом конденсата.

Примером периодически действующего водоотводчика может служить конденсационный горшок с открытым поплавком. В корпусе 1 имеется поплавок 2, представляющий собой открытый стакан, в доньшке которого укреплен стержень с направляющими ребрами и клапаном 3 на верхнем конце; клапан притерт к седлу сменной шайбы 4. В крышке горшка укреплена трубка 5, которая служит направляющей для стержня клапана и, будучи всегда погружена в конденсат, образует гидравлический затвор. В крышке горшка установлен обратный клапан 6, предотвращающий попадание конденсата в горшок из отводной конденсатной линии, к которой могут быть подключены и другие теплообменные аппараты. Вес поплавка можно регулировать при помощи сменного груза 8. Опорожнение горшка производят, открывая пробку 9.

При пуске и разогреве теплообменного аппарата, к которому присоединен горшок, открывают продувочный вентиль 7 и быстро удаляют скопившийся конденсат; после разогрева аппарата вентиль 7 закрывают и горшок начинает работать.

Когда конденсат накапливается в корпусе горшка, поплавок всплывает и закрывает клапан 3. Конденсат заполняет горшок и постепенно переливается внутрь поплавка. Когда в поплавке наберется определенное количество конденсата, он опускается вниз, одновременно открывая клапан 3; при этом вследствие разности давлений до и после горшка конденсат выдавливается из горшка в отводную линию. Так как конденсата убывает значительно больше, чем поступает, то поплавок снова поднимается и закрывает клапан 3.

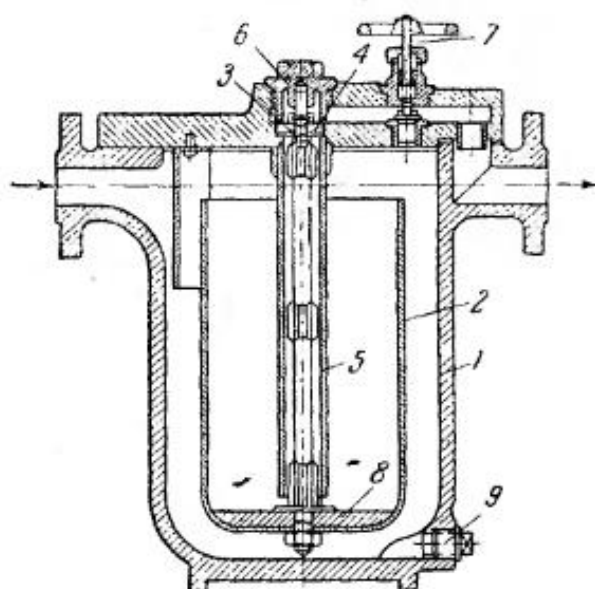


Рис 6.3.3 Конденсационный горшок с открытым поплавком: 1— корпус; 2— поплавок; 3—клапан; 4—сменная шайба; 5—трубка; 6— обратный клапан; 7—продувочный вентиль; 8—сменный груз; 9— пробка

Во время подъема поплавка до момента закрытия клапана уровень конденсата в поплавке выше нижнего конца трубки 5, поэтому пар не может выйти из горшка.

Хотя горшок с открытым поплавком работает периодически, он обладает некоторыми достоинствами по сравнению с горшком, снабженным закрытым поплавком, — по периодическим выбросам воды можно контролировать работу горшка, трущиеся его части не прикипают к корпусу горшка и т. д.

Конденсационные горшки с открытым поплавком изготавливают также с двойным клапаном. В этих горшках в момент опускания поплавка открывается вначале меньший клапан, а затем второй — больший. При таком устройстве горшок чаще открывается и закрывается, и производительность его выше, чем горшков с одинарным клапаном.

Обычно конденсационные горшки выбирают по каталогу, зная производительность и наибольший перепад давлений до и после горшка; при выборе горшка расчетную производительность (количество конденсата, поступающего из теплообменника) принимают для надежности в четыре раза больше действительной.

В каталогах указываются только данные о максимальной производительности горшка, соответствующей непрерывному истечению конденсата с температурой ниже 100° , и

минимальной — при периодической работе горшка без переохлаждения конденсата.

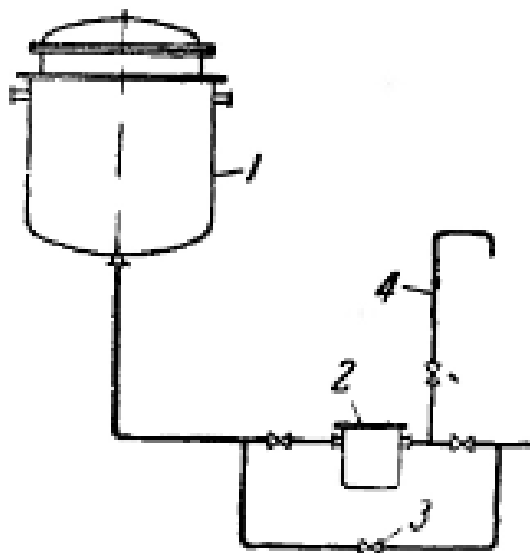


Рис 6.3.4 Схема установки конденсационного горшка: 1 — теплообменник; 2 — конденсационный горшок; 3 — обводной вентиль; 4 — труба для отбора проб конденсата

Схема установки конденсационного горшка показана на рис. 6.3.4. Горшок устанавливают ниже места отвода конденсата из теплообменника не менее чем на 0,5 м и снабжают обводной линией для того, чтобы теплообменник мог работать бесперебойно при ремонте (отключении) горшка. Контроль за работой горшка можно вести, измеряя температуру конденсата на выходе из горшка: она не должна превосходить температуру насыщения греющей пара в теплообменнике.

Помимо отвода конденсата, должен быть предусмотрен отвод газов из парового пространства теплообменника. Газы попадают в греющий пар главным образом из воды, питающей паровые котлы; присутствие газов значительно уменьшает коэффициент теплопередачи и снижает производительность теплообменника. Поэтому газы отводят из верхних зон парового пространства теплообменника периодически (при помощи продувочных краников) или непрерывно.

7. Теплообменники

7.1 Аппараты с рубашками.

Двойные стенки, или рубашки, широко используются для обогрева реакционных аппаратов, особенно в тех случаях, когда внутри аппарата нельзя установить змеевики (например, в аппарате со скребущей мешалкой и др.).

Схема устройства паровой рубашки показана на рис. 7.1.1.

Рубашка 2 укреплена снаружи корпуса 1 аппарата; между внутренней поверхностью рубашки и наружной поверхностью корпуса аппарата образуется герметически замкнутое пространство, в которое при нагревании через штуцеры 3 и 4 вводится пар, а через штуцер 5 отводится конденсат. Для охлаждения, наоборот, охлаждающая жидкость поступает снизу через штуцер 5 и отводится сверху через штуцеры 3 и 4.

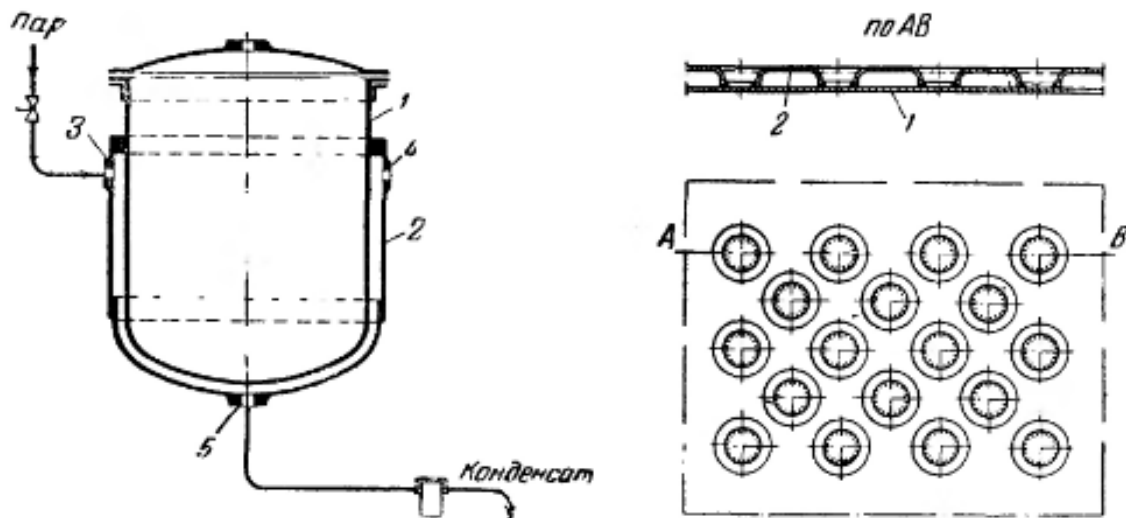


Рис 7.1.1. Схема устройства паровой рубашки: 1—корпус аппарата; 2—рубашка; 3—5—штуцеры

Высота рубашки должна быть не менее высоты уровня жидкости в аппарате. Рубашки приваривают к стенкам аппарата, а также крепят на болтах к фланцу корпуса или крышке аппарата.

Для более равномерного обогрева аппаратов диаметром более 1 м пар вводят в рубашку с двух сторон.

Обычно рубашки применяют для нагревания паром давлением не более 5 ати. Превышение этого предела приводит к чрезмерному утолщению стенок рубашки и аппарата; поверхность рубашек, как правило, не превышает 10 м^2 .

Для работы при высоких давлениях применяют рубашки специальной конструкции. Рубашку изготовляют из листов, в

которых выштампованы отверстия. Кромки листов по периметру отверстий наглухо привариваются к стенке аппарата. Такие рубашки отличаются повышенной прочностью и допускают применение пара давлением до 75 ати. Вследствие повышенной скорости теплоносителя в таких рубашках можно достичь больших коэффициентов теплопередачи, чем для рубашек, описанных выше.

При расчете аппаратов с рубашками обычно задано количество нагреваемой (или охлаждаемой) жидкости, ее начальная и конечная температуры и поверхность рубашки, а искомыми являются коэффициент теплопередачи и продолжительность нагревания, которые определяют по общим формулам теплопередачи:

$$\tau = \frac{Q}{KF\Delta t_{\text{ср.}}} \text{ час}; \quad (7.1.1)$$

где F — поверхность теплообмена определяется как внутренняя поверхность аппарата, погруженная в нагревательную (или охлаждаемую) жидкость.

Поверхность теплообмена определяется из выражения:

$$F = \pi d_a h_1 + 2\pi R h_2; \quad (7.1.2)$$

где d_a — внутренний диаметр аппарата в м;

R — радиус кривизны днища в м;

h_1 — высота цилиндрической части аппарата, заполненной жидкостью в м;

h_2 — высота сферической части днища в м.

7.2 Змеевиковые теплообменники

Одним из простейших теплообменных устройств в аппаратах являются змеевики, представляющие собой прямые трубы, соединенные коленами, или спирально согнутую трубу с расположением витков по винтовой линии.

Коэффициент теплоотдачи змеевиков несколько выше, чем прямых труб. Однако змеевики имеют большую длину, и при конденсации пара в нижней части змеевика может накапливаться конденсат, что приводит к ухудшению теплообмена; в длинных змеевиках, кроме того, значительно уменьшается давление и затруднен отвод неконденсирующихся газов. Поэтому змеевики разделяют на несколько отдельных секций, расположенных одна над другой или в виде концентрических окружностей.

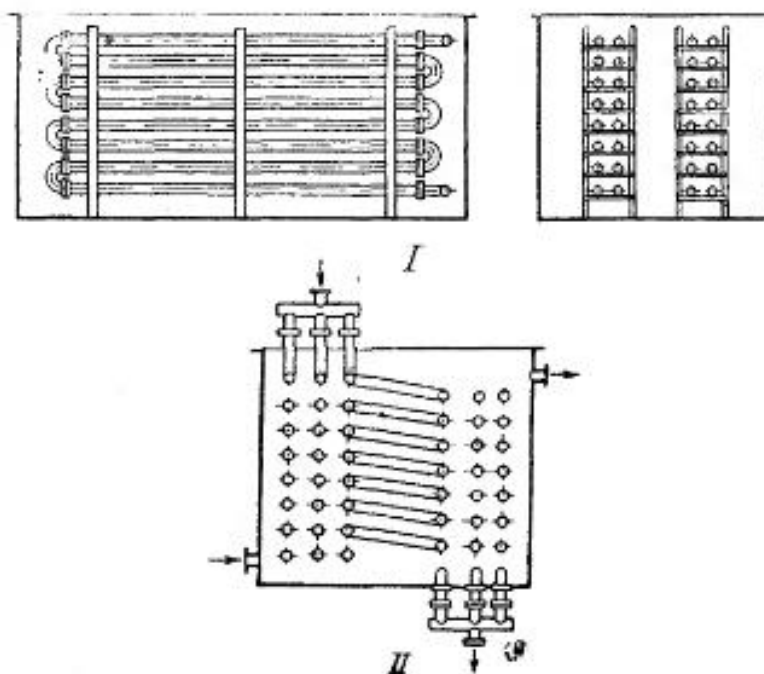


Рис. 7.2.1 Змеевики

Коэффициент теплоотдачи змеевиков несколько выше, чем прямых труб. Однако змеевики имеют большую длину, и при конденсации пара в нижней части змеевика может накапливаться конденсат, что приводит к ухудшению теплообмена; в длинных змеевиках, кроме того, значительно уменьшается давление и затруднен отвод неконденсирующихся газов. Поэтому змеевики разделяют на несколько отдельных секций, расположенных одна над другой или в виде концентрических окружностей.

При давлении пара 3—5 ата рекомендуется выбирать отношение длины змеевика к диаметру его труб в пределах 225—275 (при средней разности температур теплоносителей $\Delta t_{\text{ср.}} = 30—40^\circ$).

Вследствие значительного гидравлического сопротивления змеевиков скорость теплоносителей в них принимают обычно меньшей, чем в прямых трубах; скорость жидкости принимают до 1 м/сек, а весовую скорость газов до $10 \text{ кгс/м}^2 \cdot \text{сек}$.

Змеевики обычно изготовляют из труб диаметром до 76 мм; из труб большего диаметра изготовлять змеевики трудно.

В химической промышленности применяют змеевики из стальных труб, а также из труб, изготовленных из цветных металлов, керамики, стекла, пластических масс и других химически стойких материалов.

Для предотвращения прогиба и деформации труб змеевики закрепляют хомутами на стойках.

Теплообменники из змеевиков, погруженных в резервуар, наполненный жидкостью, называются погружными.

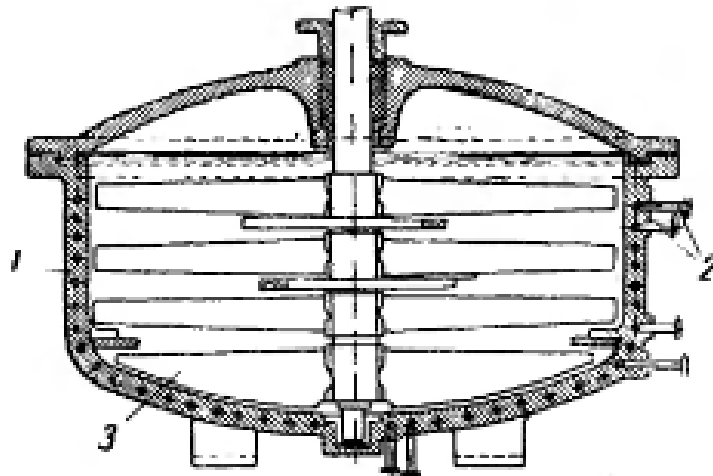


Рис 7.2.3 Аппарат со змеевиками, залитыми в стенки: 1—корпус аппарата; 2—змеевики; 3—мешалка.

Вследствие небольшой скорости протекания жидкости в резервуаре эти теплообменники отличаются малоинтенсивным теплообменом, но их часто применяют для охлаждения из-за простоты изготовления и выполнения ремонта, а также удобства применения в агрессивных средах.

В змеевиковых теплообменниках одна из участвующих в теплообмене жидкостей может орошать трубы змеевика снаружи. Теплообменники такой конструкции называются оросительными; их применяют в качестве холодильников.

Змеевики могут быть также эффективно применены для теплообмена при высоких давлениях в аппаратах специальной конструкции. В таких аппаратах теплоноситель протекает в змеевике, а тепло передается или отнимается через цилиндрическую стенку аппарата, как в аппаратах с рубашками.

На показан чугунный аппарат, в стенках которого залиты стальные змеевики.

В аппаратах такой конструкции нагрев теплоносителями можно вести при весьма высоких давлениях, но эти змеевики сложны в изготовлении и дороги; кроме того, в связи с тем, что чугун и сталь имеют разное тепловое удлинение, обычно не удается достигнуть плотного соединения змеевиков с чугунной

стенкой аппарата и остаются раковины и пустоты, ухудшающие теплопередачу.

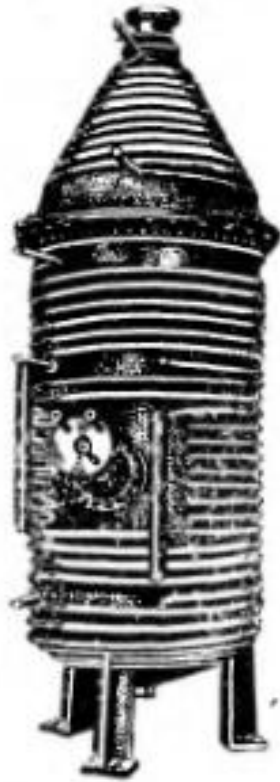


Рис 7.2.4 Аппарат с приваренными снаружи змеевиками.

Аппараты с залитыми в стенки змеевиками изготавливают только из чугуна, поэтому их можно применять при внутренних давлениях не выше 6 ати.

Более совершенны для нагревания при высоких давлениях аппараты, в которых стальной змеевик приварен по наружной поверхности. Змеевик имеет форму спирали или состоит из труб, расположенных по образующим цилиндрической поверхности аппарата.

Такие аппараты могут быть изготовлены из любого металла, что является преимуществом теплообменников этой конструкции перед аппаратами со змеевиками, залитыми в стенки.

Змеевики приваривают к аппаратам двумя способами, в зависимости от материала стенок аппарата.

По первому способу змеевики плотно насаживают на предварительно очищенную наружную поверхность стенки 1 стального аппарата, а между змеевиком и стенкой аппарата помещают фасонные металлические прокладки 2. После этого приваривают змеевики к стенкам аппарата.

К аппаратам, изготовленным из металла, не сваривающегося со стальными трубами змеевика, например из меди, алюминия, никеля, монеля, змеевики приваривают по второму способу.

- - -

На предварительно очищенную наружную поверхность стенки 1 аппарата укладывают медные прокладки 2 под трубы змеевика, сваривают их друг с другом и дополнительно скрепляют посредством полос, приваренных перпендикулярно к плоскости витков змеевика (на рисунке не показаны). По этому способу трубы не приваривают непосредственно к стенкам аппарата, что ухудшает теплопередачу.

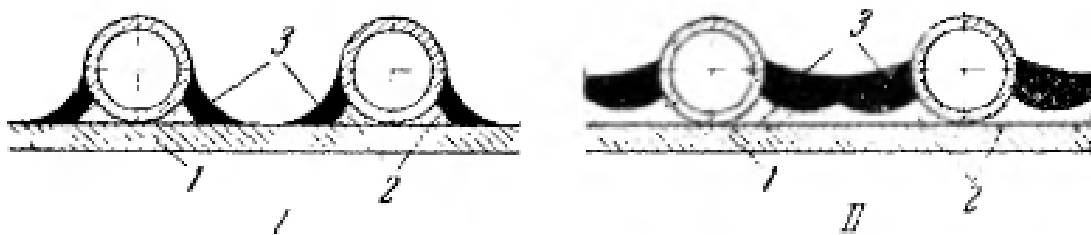


Рис. 231. Приварка наружных змеевиков: I—на стальных аппаратах; II—на аппаратах из цветных металлов.

1—стенка аппарата; 2— фасонные прокладки; 3— сварной шов.

Описанные выше конструкции аппаратов с наружными змеевиками довольно сложны в изготовлении. В аппаратах упрощенной конструкции вместо целых труб приварены половинки разрезанных по длине труб, образующие полукруглые нагревательные каналы на наружных стенках аппарата. Иногда каналы образуются путем приварки к стенкам аппарата угловой стали. Такие упрощенные конструкции применимы лишь до давлений 60 ата, т. е. для значительно меньших давлений, чем аппараты с приваренными змеевиками, в которых допустимо давление в трубах змеевика до 250 ата. Поэтому упрощенные конструкции во многих случаях неприемлемы, например для нагревания перегретой водой; но они проще в изготовлении и обеспечивают лучшую теплопередачу, чем аппараты с приваренными снаружи змеевиками.

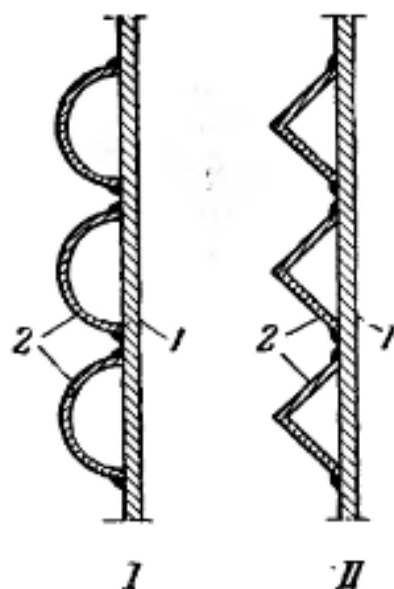


Рис. 232.
Упрощенные конструкции наружных нагревательных змеевиков: I—из труб; II—из угловой стали. 1—стенка аппарата; 2—нагревательный элемент.

Расчет теплообменников со змеевиками, залитыми в стенки аппарата или приваренными снаружи (по существу аналогичных аппаратам с рубашками) проводится так же, как и аппаратов с рубашками, так как и в тех и в других аппаратах теплообменной является внутренняя поверхность аппарата, погруженная в жидкость.

Теплообменники с погруженными змеевиками рассчитывают следующим образом. Диаметр трубы змеевика выбирают в зависимости от расхода и скорости протекания жидкости или пара по змеевику, имея в виду изготовление змеевиков из стандартных труб, выпускаемых промышленностью. Средний диаметр змеевика выбирают в зависимости от внутренних размеров аппарата и мешалки, если обогрев или охлаждение происходят при механическом перемешивании; средний диаметр змеевика должен быть меньше внутреннего диаметра аппарата и больше диаметра мешалки.

Поверхность змеевика находят по общему уравнению теплопередачи, после чего определяют его конструктивные размеры: общую длину, число витков и высоту.

Для круглого змеевика выбирают диаметр витка змеевика $d_{\text{зм}}$ и расстояние между витками по вертикали, или шаг по вертикали h (который принимают равным 1,5—2 диаметрам трубы змеевика).

Длина одного витка змеевика (винтовой линии) равна

$$l = \sqrt{(\pi d_{\text{зм}})^2 + h^2} \approx \pi d_{\text{зм}}; \quad (7.2.1)$$

Общая длина змеевика при числе его витков n составляет:

$$L = nl = n\pi d_{\text{зм}}; \quad (7.2.2)$$

откуда

$$n = \frac{L}{\pi d_{\text{зм}}}; \quad (7.2.3)$$

Рассчитанное по формуле число витков округляют до целого числа.

Общая высота змеевика (по осям крайних труб) $H = nh$.

Для прямых змеевиков общую длину змеевика определяют по формуле

$$L = \frac{F}{\pi d_{\text{ср}}}; \quad (7.2.4)$$

где F — расчетная поверхность теплообмена в м^2 ;

$d_{\text{ср}}$ — средний диаметр трубы змеевика.

Обычно змеевики разделяют на некоторое число параллельных секций.

Зная расход жидкости $V_{\text{сек}}$, определяют по принятой скорости ω ее протекания через змеевик число параллельных секций:

$$m = \frac{V_{\text{сек}}}{\frac{\pi}{4} d^2 \omega}; \quad (7.2.5)$$

откуда длина труб одной секции

$$L_c = \frac{L}{m} \quad (2.108)$$

7.3 Двухтрубные теплообменники

Интенсивный теплообмен может быть достигнут в двухтрубных теплообменниках, состоящих из труб, заключенных в других трубах большего диаметра. Двухтрубный теплообменник, называемый также теплообменником типа «труба в трубе», состоит из нескольких элементов, расположенных один под другим, причем внутренние трубы 1 одного элемента теплообменника

соединены последовательно с внутренними трубами, а внешние трубы 2 — с внешними трубами другого элемента. Для удобства чистки и замены внутренние трубы обычно соединяют калачами или коленами 3.

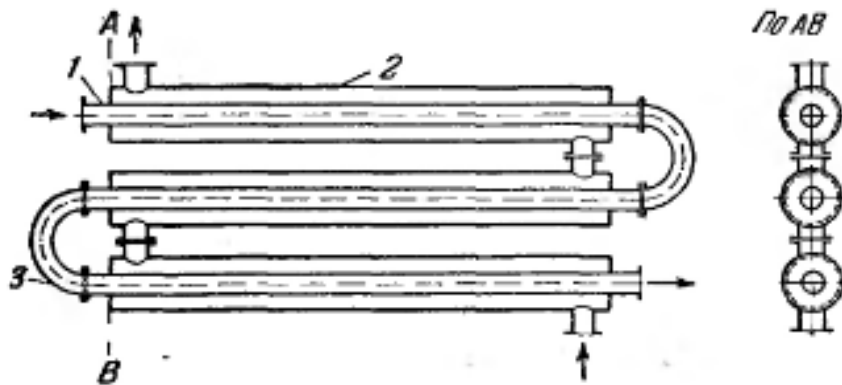


Рис. 7.3.1. Теплообменники типа «труба в трубе»: 1—внутренняя труба; 2— внешняя труба; 3—калач (колесо).

В тех случаях, когда необходима значительная поверхность теплообмена, устанавливают несколько рядов таких теплообменников и соединяют их параллельно коллекторами.

При нагревании жидкостей паром или при конденсации насыщенных паров жидкость поступает во внутреннюю трубу внизу теплообменника, проходит последовательно все элементы теплообменника и вытекает из него сверху. Пар поступает в кольцевое пространство верхнего элемента и вместе с образующимся там конденсатом перетекает в кольцевые пространства ниже расположенных элементов. Из кольцевого пространства нижнего элемента конденсат удаляется через конденсационный горшок.

Подбором диаметра внутренней и наружной труб можно сообщить обеим жидкостям, участвующим в теплообмене, любую максимально допустимую скорость и тем самым достигнуть высокого коэффициента теплопередачи.

Для повышения коэффициента теплоотдачи в межтрубном пространстве в некоторых конструкциях теплообменников типа «труба в трубе» внутренняя труба имеет продольные ребра.

При расчете теплообменника по принятой скорости протекания жидкости подбирают диаметр труб и определяют поверхность теплообмена F из общего уравнения теплопередачи.

Длину L внутренней трубы, заключенной в наружную трубу, определяют из уравнения

$$L = \frac{F}{\pi d_{\text{ср}}} \text{ м}; \quad (7.3.1)$$

где $d_{\text{ср}}$ — средний диаметр внутренней трубы в м.

Принимая длину одного элемента равной l , определяют число элементов или число труб теплообменника n из равенства

$$n = \frac{L}{l}; \quad (7.3.2)$$

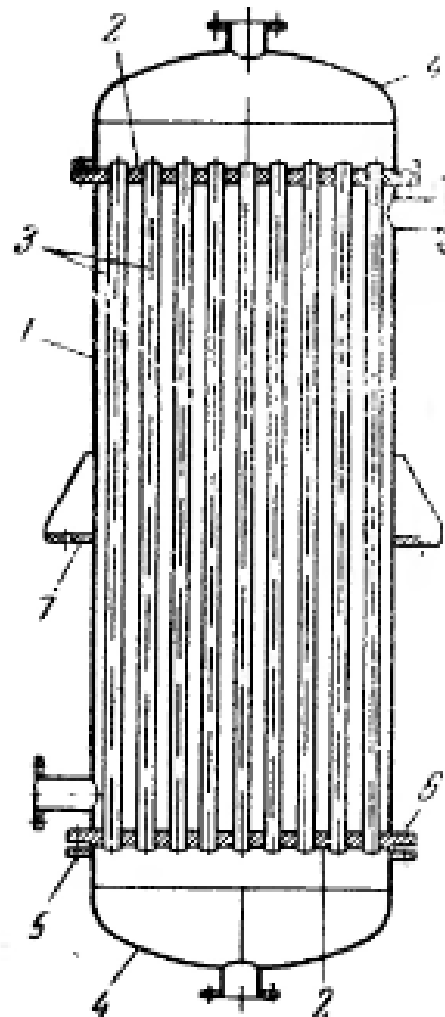


Рис. 7.3.2.

Кожухотрубный
теплообменник: 1—кожух;
2—трубная решетка; 3—
трубки; 4—сферическое
днище; 5—фланец; 6—болт;
7—лапа.

причем l подбирают так, чтобы отношение $\frac{L}{l}$ было целым числом.

7.4 Кожухотрубные теплообменники

Если для проведения процесса требуются сравнительно большие поверхности теплообмена, то применяют главным образом трубчатые теплообменники. Поверхность теплообмена в трубчатых теплообменниках может быть получена различными способами.

Простейшей конструкцией аппаратов такого типа является кожухотрубный теплообменник; в кожухе 1 теплообменника с двух концов приварены трубные решетки 2, в которые входит пучок трубок 3. Днища 4 соединены с кожухом на фланцах 5 при помощи болтов 6, что позволяет снимать днища и прочищать трубки. Трубки теплообменника прямые; поэтому их легко прочистить и в случае появления течи заменить новыми.

Способы закрепления трубок в трубных решетках показаны на рис. 7.4.1. Трубки закрепляют в трубных решетках герметично, главным образом путем развальцовки или сварки. В некоторых случаях применяют сальниковое крепление труб, при котором допускается продольное их перемещение при удлинении, но такое крепление является сложным.

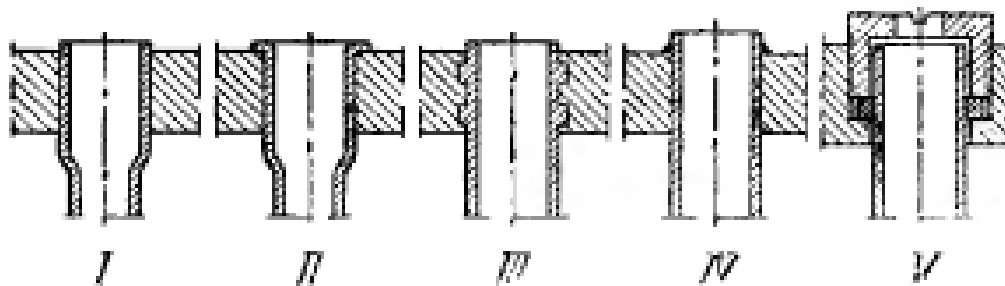


Рис. 7.4.1. Закрепление трубок в трубных решетках: I, II, III—развальцовкой; IV—сваркой; V—сальниковым соединением.

В теплообменниках с вертикальными трубами пар обычно проходит по межтрубному пространству сверху вниз, а жидкость протекает по трубам. Конденсат удаляется из нижней части кожуха в конденсационный горшок: газы собираются в верхней части межтрубного пространства, откуда они удаляются.

Кожухотрубные теплообменники выполняют одноходовым и, в которых жидкость движется параллельно по всем трубам, и многоходовыми, в которых пучок труб разделен на несколько секций (ходов), причем жидкость протекает последовательно по всем ходам.

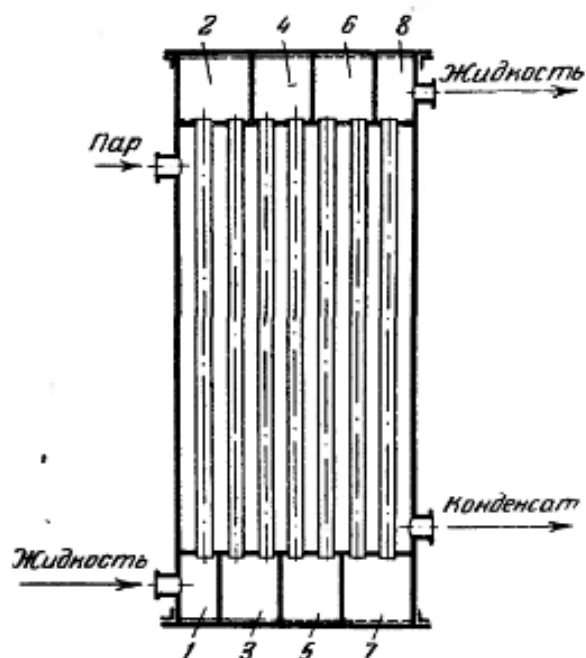


Рис. 7.4.2. Многоходовой теплообменник: 1, 3, 5, 7—отсеки нижней камеры; 2, 4, 6, 8—отсеки верхней камеры.

Многоходовой теплообменник с вертикальным расположением труб имеет верхнюю и нижнюю камеры, разделенные продольными перегородками на отсеки; жидкость поступает из отсека 1 в отсек 2, потом возвращается назад, входит, в отсек 3, отсюда в отсек 4 и т. д., пока не удаляется из отсека 8.

Такое устройство позволяет увеличить скорость жидкости в трубах теплообменника и, следовательно, улучшить теплопередачу.

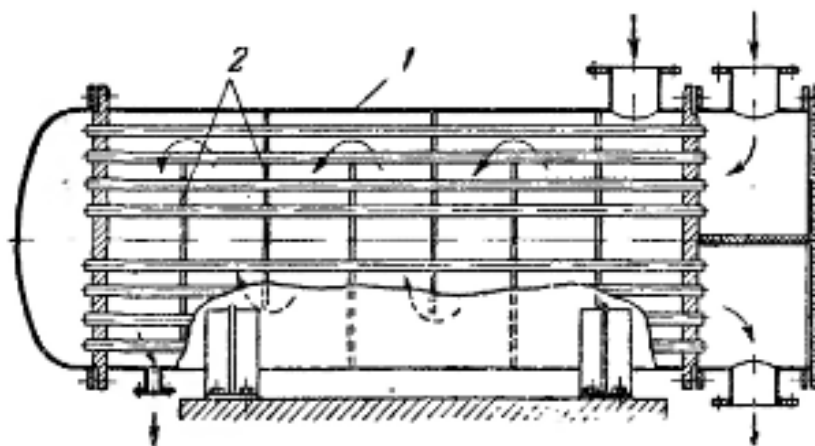


Рис. 7.4.3. Двухходовой теплообменник с перегородками в межтрубном пространстве: 1—кожух; 2—перегородки.

Для увеличения скорости протекания жидкости, в межтрубном пространстве размещают перегородки. В аппаратах с поперечными перегородками теплоноситель движется поперек пучка труб, что приводит к увеличению коэффициента теплоотдачи.

Многоходовые теплообменники работают при смешанном токе теплоносителей. Поэтому установка многоходовых теплообменников вертикально не дает преимуществ и часто их устанавливают горизонтально.

Поперечные перегородки представляют собой диски с вырезанными сегментами или чередующиеся кольца и диски. В некоторых конструкциях теплообменников межтрубное пространство разделяется на ходы с помощью продольных перегородок.

Жесткое крепление трубок теплообменника в трубной решетке сваркой надежно, если разность температур между кожухом и пучком труб не превышает 20° .

При большей разности температур может произойти изгиб и деформация труб, поэтому для компенсации температурных удлинений и свободного удлинения труб одну из трубных решеток не закрепляют наглухо или соединяют ее с кожухом при помощи сальникового уплотнения, с тем, чтобы решетка могла свободно перемещаться.

Аппараты, в которых одна из трубных решеток не прикреплена к кожуху и имеет свободное осевое перемещение, называют теплообменниками с «плавающей» головкой. Последняя может быть закрытого и открытого типа. «Плавающую» головку применяют не только для компенсации температурных удлинений, но и для того, чтобы облегчить разборку и чистку теплообменника.

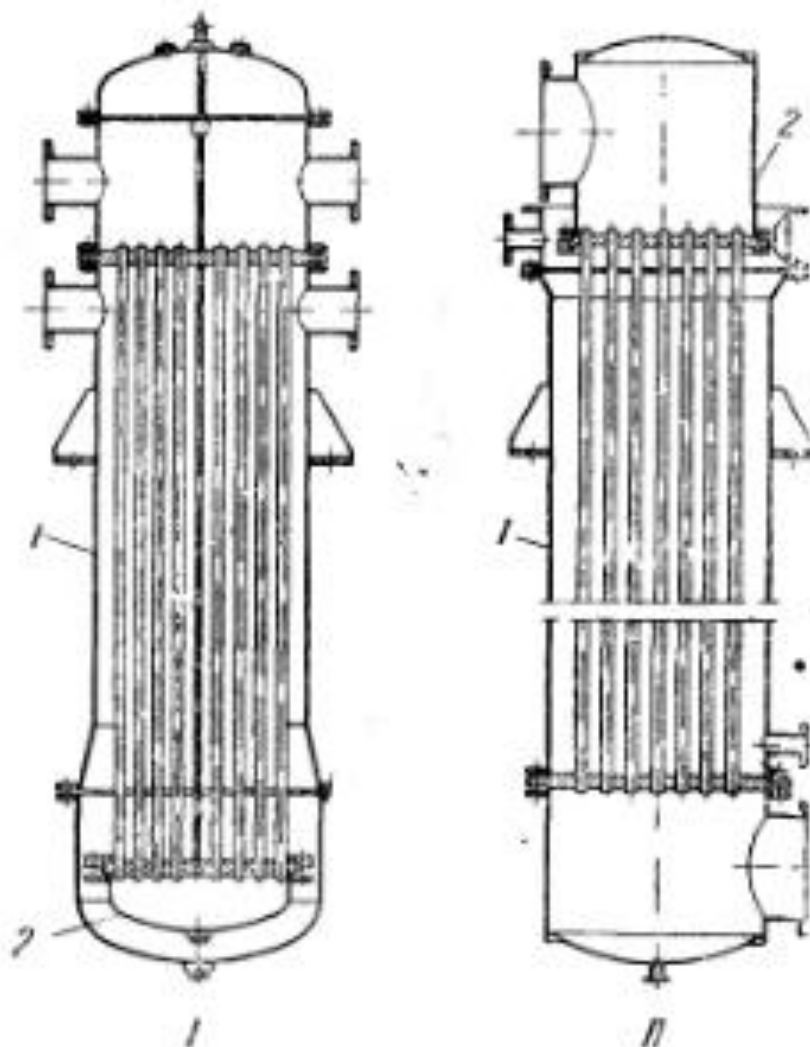


Рис. 7.4.4. Теплообменники с «плавающей» головкой: I—закрытого типа; II—открытого типа, 1—кожух; 2—плавающая головка.

В теплообменниках используются также сальниковые компенсаторы, которые могут быть установлены на штуцере или на корпусе.

Упругая деформация при удлинении трубок может восприниматься также приваренным к кожуху линзовым компенсатором.

В некоторых конструкциях устанавливаются трубки U-образной формы, оба конца которых развальцованы в одной трубной решетке. Компенсация температурных удлинений трубок в данном случае достигается тем, что каждая трубка может свободно удлиняться независимо от других. Однако механическая очистка таких трубок затруднительна.

При расчете кожухотрубных теплообменников обычно принимают определенную скорость теплоносителя и диаметр труб, после чего находят коэффициент теплопередачи K и

величину поверхности нагрева F теплообменника по общему уравнению теплопередачи.

По длине l труб рассчитывают их количество по формуле

$$n = \frac{F}{\pi d_{\text{ср}} l}; \quad (7.4.1)$$

где $d_{\text{ср}}$ — средний диаметр трубы в м.

Зная количество труб n , проверяют фактическую скорость теплоносителя в трубах по секундному его расходу $V_{\text{сек}}$ в м³

$$\omega_{\text{д}} = \frac{V_{\text{сек}}}{\frac{\pi d^2}{4} n}; \quad (7.4.2)$$

Если скорость отличается от принятой в начале расчета, можно изменить длину труб или задаться другим значением ω .

Если $\omega_{\text{д}} < \omega$ то теплообменник можно изготовить многоходовым; при этом число ходов m теплообменника определяют по формуле

$$m = \frac{\omega}{\omega_{\text{д}}}; \quad (7.4.3)$$

Большое значение имеет выбор оптимальной скорости теплоносителя. Увеличение скорости улучшает теплопередачу, но одновременно вызывает увеличение гидравлического сопротивления и может привести к гидравлическим ударам и т. п., поэтому наивыгоднейшую скорость можно установить только технико-экономическим расчетом с учетом указанных выше явлений. Обычно стремятся обеспечить устойчивое турбулентное движение теплоносителя, определяемое величиной $Re \geq 10000$.

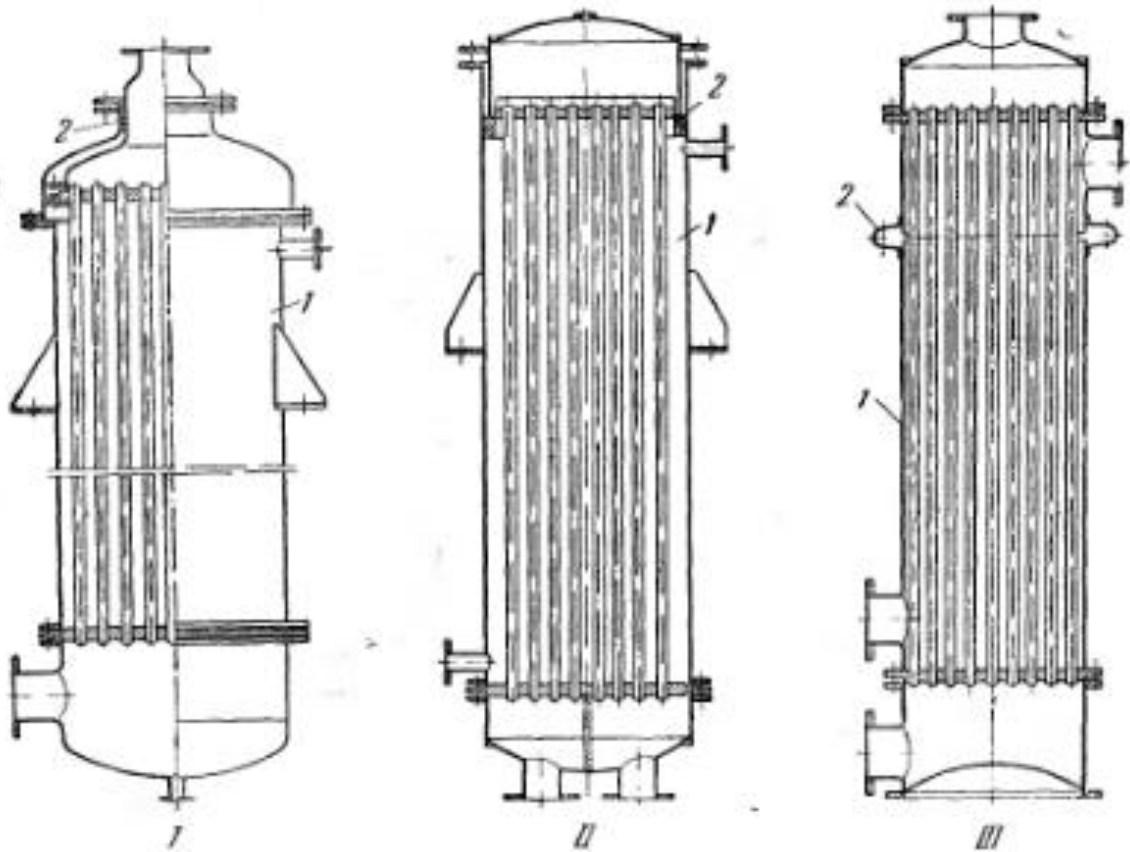


Рис. 7.4.5. Теплообменник с компенсаторами температурных удлинений: I, II—с сальниковым; III—с линзовым.

1—теплообменник; 2—компенсатор.

Для жидкостей, обладающих небольшой вязкостью, в большинстве случаев принимают скорость не ниже 1,0—0,3 м/сек и не более 2 м/сек. а для газов принимают весовую скорость в пределах 2—20 кгс/м²·сек.

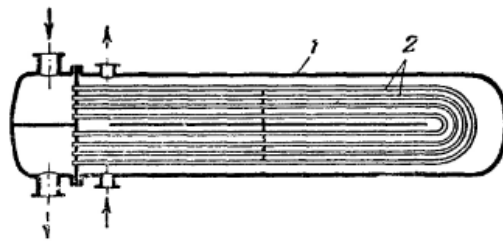


Рис. 7.4.6. Теплообменник с U-образными трубками: 1—кожух; 2—U-образные трубки.

Трубы выбирают такого диаметра, чтобы скорость в них была возможно большей (но не выше допустимой) и чтобы при необходимости можно было без затруднений их прочищать; наиболее употребительны стальные трубы наружного диаметра 25, 38 и 57 мм; для более вязких и загрязненных жидкостей, а также для газов применяют трубы большего диаметра. После

определения размера и числа труб их размещают в трубных решетках и определяют диаметр теплообменника.

Трубы размещают равномерно по сечению решетки в шахматном порядке, т. е. по периметрам правильных шестиугольников или же по концентрическим окружностям.

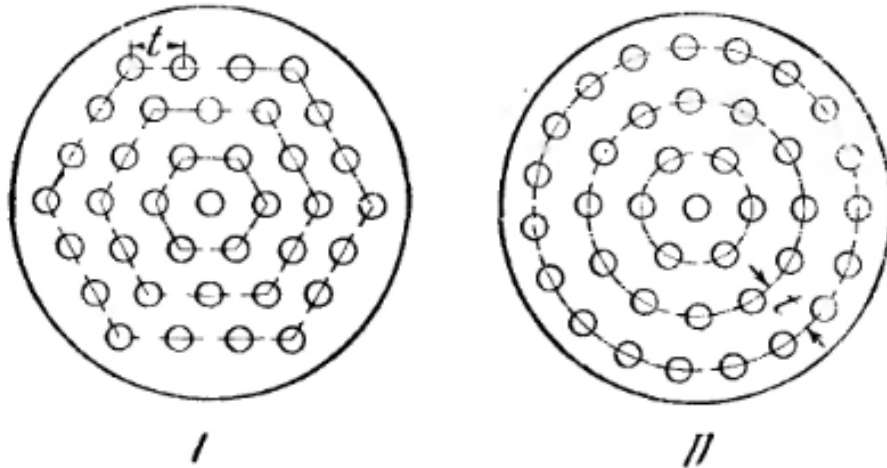


Рис. 7.4.7. Размещение труб в трубных решетках: I—по правильным шестиугольникам; II—по концентрическим окружностям.

В теплообменниках, предназначенных для работы на загрязненных жидкостях, иногда принимают прямоугольное размещение труб для облегчения чистки межтрубного пространства аппарата.

Расстояние между центрами смежных труб, или шаг труб, выбирают возможно меньшим для увеличения скорости теплоносителя в межтрубном пространстве и уменьшений размеров аппарата. При закреплении труб в решетке путем развальцовки шаг $t = 1,3 d_n \div 1,5 d_n$, где d_n — наружный диаметр трубы. При закреплении на сварке шаг труб берут меньшим, $t \approx 1,25 d_n$.

Количество труб, размещаемых по обоим способам, приводится в справочных таблицах; при размещении труб в шахматном порядке обычно указывается количество труб a на стороне внешнего шестиугольника и количество труб b на его диагонали.

Обозначим:

n — количество труб теплообменника;

d_n — наружный диаметр трубы;

t —шаг труб.

Тогда число труб на диагонали шестиугольника

$$b = 2a - 1$$

и общее число труб

$$n = 3a(a - 1) + 1 ; \quad (7.4.4)$$

Внутренний диаметр D теплообменника определяют по формуле

$$D = t(b - l) + 4d_n ; \quad (7.4.5)$$

В горизонтальных теплообменниках-конденсаторах, где пар движется в межтрубном пространстве и трубки расположены в шахматном порядке, паровой конденсат, стекая на лежащие ниже ряды труб, образует вокруг них жидкостную пленку, что ухудшает теплопередачу.

Поэтому в горизонтальных конденсаторах диагонали шестиугольников, по которым расположены трубы, обычно повернуты на некоторый угол γ , для того чтобы конденсат с верхней трубы омывал лишь небольшую часть поверхности, лежащей ниже трубы. При этом пленка конденсата уменьшается и увеличивается коэффициент теплоотдачи от пара.

7.5 Спиральные теплообменники

В спиральных теплообменниках поверхность теплообмена образуется не трубами, а спиралью, свернутыми из металлических листов.

Спиральный теплообменник состоит обычно из двух свернутых в виде спиралей металлических листов 1 и 2, образующих два спиральных канала прямоугольного сечения. Оба канала начинаются в центре и заканчиваются на периферии. Внутренние концы спиралей соединены разделительной перегородкой (керном) 3. С торцов плоские (или конические) крышки 4 и 5 скреплены через фланец 6 болтами с наружным витком спирали. Для придания листам жесткости и прочности, а также для фиксирования расстояния между спиралью с обоих торцов листов вварены дистанционные бобышки 7.

Спиральные теплообменники работают главным образом при противотоке жидкостей. По одному из вариантов противотока жидкость с температурой $t_{1н}$ поступает через наружный штуцер 10, входит в первый канал, проходит последовательно по всем виткам от периферии к центру и выходит при температуре $t_{1к}$ через штуцер 9. Другая жидкость, имеющая температуру $t_{2н}$, поступает через штуцер 11, входит во второй канал, проходит вдоль канала от центра к периферии

и выходит при температуре $t_{2к}$ через штуцер 8. Каналы с обоих торцов плотно закрыты съемными крышками на прокладках 12.

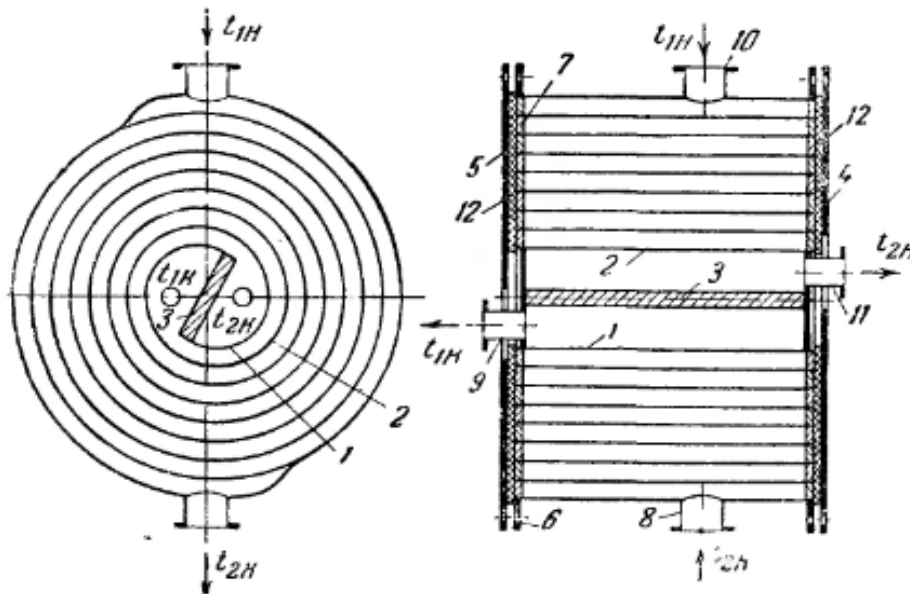


Рис. 7.4.8. Схема спирального теплообменника:
1, 2—металлические листы; 3—перегородка; 4, 5—крышки; 6—фланец; 7—дистанционная бобышка; 8, 11—штуцеры; 12—прокладка.

Уплотнение каналов в спиральных теплообменниках производят разными способами.

Наиболее часто применяют уплотнение по схеме на рис. 7.4.8 по которой каждый из каналов закрыт на сварке только с одной стороны, противоположной другому каналу. Такой способ уплотнения предотвращает смешение теплоносителей в случае неплотности соединения на прокладке, так как наружу может проходить только один из теплоносителей.

По другому способу один из каналов с обеих сторон открыт, а другой (так называемый глухой канал) с обеих сторон закрыт и, следовательно, не может быть легко очищен. Этот способ применяют в тех случаях, когда прокладки не удастся изготовить из материала, химически стойкого против одного из теплоносителей.

Уплотнение с обоими открытыми (сквозными) каналами применяют тогда, когда смешение теплоносителей (если оно произойдет при нарушении герметичности) безопасно и не вызывает порчи продукта.

Сквозные каналы могут быть также уплотнены манжетами при помощи спирали. По этому способу уплотнение создается давлением теплоносителей; оно может оказаться

неудовлетворительным при колебаниях давления и непригодно для работы под вакуумом.

На рис. 7.4.8 показан одинарный спиральный теплообменник из углеродистой стали, рассчитанный на условное давление 5 кгс/см^2 . Спиральные теплообменники для жидкостей нормализованы Главхиммашем и выпускаются трех типов: СТО (одинарные), СТС (секционные) и СТБ (блочные). В теплообменниках всех типов применяется стандартный узел—корпус спиралей, выполняемый с начальным и конечным радиусами кривизны $r = 100$ и $R = 400$ мм; толщина спиралей $\delta = 4$ мм. Одинарные теплообменники выполняют с поверхностью теплообмена 15 и 30 м^2 (ширина спиралей 375 и 750 мм) и рассчитывают на условное давление, равное соответственно 5 и $2,5 \text{ кгс/см}^2$. Секционные теплообменники состоят из двух элементов и имеют поверхность теплообмена 30 и 60 м^2 . Поверхность блочных теплообменников кратна числу корпусов спиралей сопрягаемых в блоки.

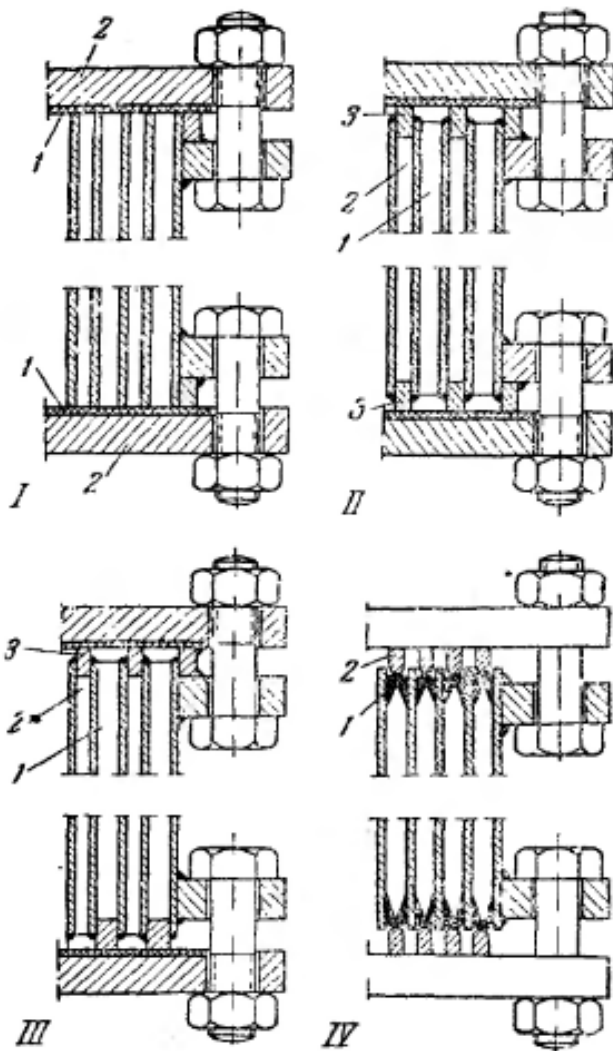


Рис. 7.4.9. Схема уплотнения

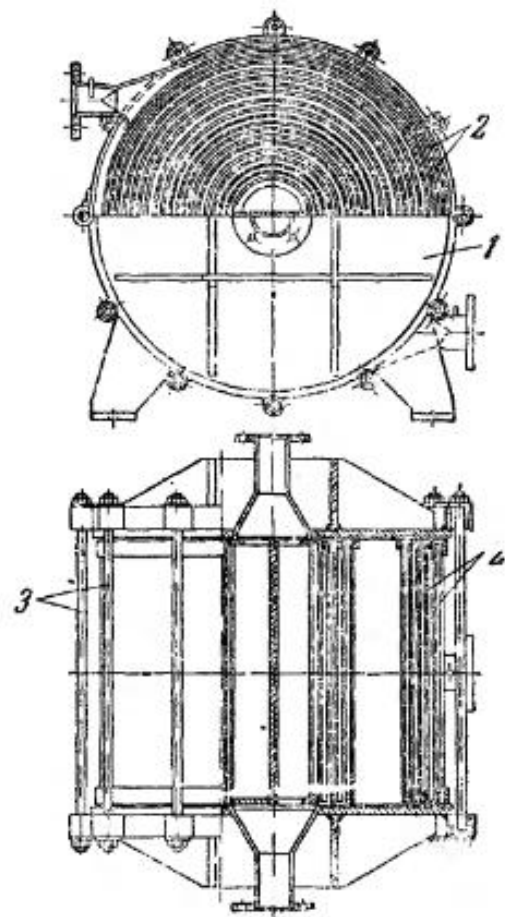


Рис. 7.4.10 Спиральный

спирального теплообменника:
Схема I: 1—прокладка; 2—
крышка. Схема II: I—сквозной
канал; 2— глухой канал; 3—спи-
ральная металлическая
прокладка. Схема III: 1, 2—
каналы; 3—спиральная
металлическая прокладка. Схема
IV: 1—манжета; 2—спираль.

теплообменник;
1—корпус; 2—спирали;
3—анкерные болты.

Спиральные теплообменники значительно компактнее обычных трубчатых; в них легко достигаются большие скорости жидкости (до 2 м/сек), пара или газа (до 20 м/сек); при большей скорости криволинейного движения жидкости достигаются высокие коэффициенты теплопередачи. В спиральных теплообменниках не возникает резкого изменения скорости, и поэтому их гидравлическое сопротивление меньше, чем трубчатых, при равных скоростях жидкости. Спиральные теплообменники меньше подвержены загрязнению, чем теплообменники других типов.

Однако спиральные теплообменники изготовить сравнительно сложно, и рабочее давление в них обычно не должно превышать 6 ата (в отдельных случаях до 10 ата).

При проектировании спирального теплообменника задаются начальным (внутренним) диаметром спирали d , расстоянием между спиралями, или их шагом, t , а также шириной листа спирали $B_{сп.}$. Обычно величину $B_{сп.}$ принимают из конструктивных соображений равной 350—750 мм.

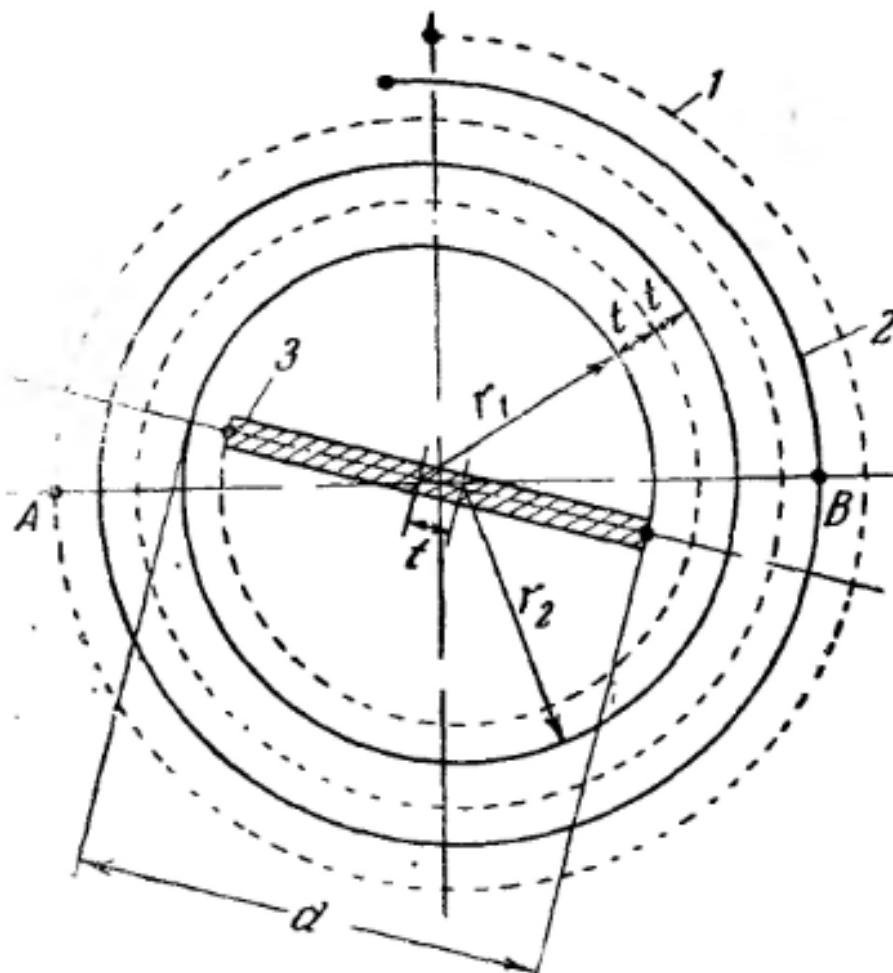


Рис. 7.4.11. К расчету спирального теплообменника:

1, 2—спирали; 3—перегородка.

Шаг t определяют из выражения

$$t = (b + \delta)2; \quad (7.5.1)$$

где b — ширина канала, равная 6—15 мм;

δ — толщина листа, принимаемая для стали равной 2—8 мм.

Поверхность теплообменника определяют по общему уравнению теплопередачи

$$F = \frac{Q}{K\Delta t_{cp}\tau} \text{ м}^2; \quad (7.5.2)$$

Эта поверхность определяется так же, как полезная поверхность каналов теплообменника. С учетом креплений ширина спирали, участвующей в теплообмене, будет $V'_{сп} = V_{сп} - 20$ мм; наружный виток одной из спиралей не используется для теплообмена. Обозначим полезную длину спиралей (от начала спиралей до точек A и B на рис. 246) через l_0 , тогда поверхность теплообмена будет равна

$$F = 2l_0V'_{сп}; \quad (7.5.3)$$

откуда полезная длина спирали

$$l_0 = \frac{F}{2B'_{\text{сп}}}; \quad (7.5.4)$$

Каждый виток спирали строят по радиусам r_1 и r_2 , причем для первого витка $r_1 = \frac{d}{2}$ и $r_2 = \frac{d}{2} + t$. Центры, из которых производят построение спирали, отстоят друг от друга на величину шага витка t .

Длина спирали при числе витков n равна

$$l_0 = \pi(d - t)n + 2\pi tn^2; \quad (7.5.5)$$

откуда число витков

$$n = \frac{t-d}{4t} + \sqrt{\left(\frac{t-d}{4t}\right)^2 + \frac{l_0}{2\pi t}}; \quad (7.5.6)$$

Наружный диаметр теплообменника определяют по формуле

$$D = d + 2nt + \delta; \quad (7.5.7)$$

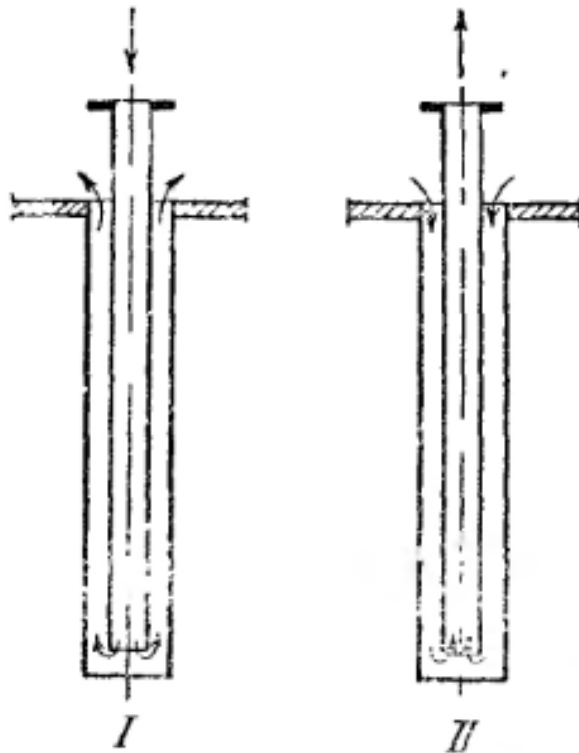


Рис.7.5.12. Двойные трубы теплообменников.

7.6 Теплообменники с двойными трубами.

В контактных и других реакционных аппаратах применяют в качестве теплообменных элементов двойные трубы.

Двойная труба состоит из наружной трубы с закрытым наглухо нижним концом, внутри которой помещается более

короткая труба меньшего диаметра с открытым нижним концом.

Жидкость или газ поступает сверху во внутреннюю трубу, а затем проходит по кольцевому пространству между внутренней и наружной трубами или же поступает сверху в кольцевое пространство (рис. 247, II) и поднимается снизу вверх по внутренней трубе. Наружная труба омывается снаружи газом или жидкостью, отдающей или воспринимающей тепло.

Необходимую длину труб L в теплообменниках с двойными трубами можно определить по формуле

$$L = \frac{Q}{k_n \Delta t_{cp.}} = \frac{Gc \Delta t_{тп.}}{k_n \Delta t_{cp.}}; \quad (7.6.1)$$

Величину средней разности температур определяют из уравнения

$$\Delta t_{cp.} = \frac{A \Delta t_{тп.}}{2,3 \lg \frac{\Delta t_{вых.} \pm \frac{1}{2} \Delta t_{тп.} (B \pm A)}{\Delta t_{вых.} \pm \frac{1}{2} \Delta t_{тп.} (B \mp A)}}; \quad (7.6.2)$$

где Q — тепловая нагрузка в ккал/час,

k_n — коэффициент теплопередачи наружной трубы на 1 пог. м ее в ккал/м·час·°С;

$\Delta t_{cp.}$ — средняя разность температур между теплоносителями;

G — количество теплоносителя, протекающего через одну трубу, в кгс/час;

c — теплоемкость теплоносителя в ккал/час·°С;

$\Delta t_{тп.}$ — разность температур теплоносителя в °С;

$\Delta t_{вых.}$ — разность температур теплоносителей у выхода из наружной трубы.

В выражении $\Delta t_{cp.}$ верхние знаки + и - относятся к тому случаю, когда теплоноситель с более высокой температурой входит во внутреннюю трубу, а нижние знаки для случая ввода теплоносителя в наружную трубу.

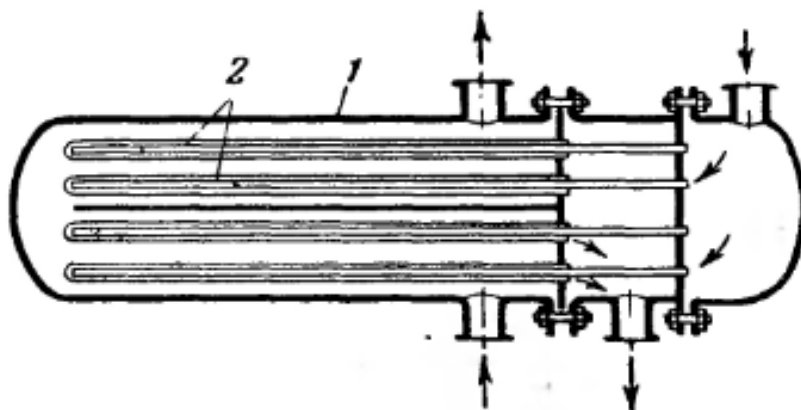


Рис. 7.6.1. Теплообменник с двойными трубами: 1—кожух; 2—двойные трубы.

Отдельные величины, входящие в уравнение, равны: при входе теплоносителя во внутреннюю трубу

$$A = \sqrt{(\beta - 1 \pm r)^2 + 4\beta}; \quad B = \beta + 1 \mp r; \quad (7.6.3)$$

при входе теплоносителя в наружную трубу

$$A = \sqrt{B^2 + 4\beta}; \quad B = 1 \mp r; \quad (7.6.4)$$

причем

$$\beta = \frac{k_B}{k_H} = \frac{K_B d_B}{K_H d_H} \quad \text{и} \quad r = \frac{\Delta t_{\text{мтр.}}}{\Delta t_{\text{тр.}}}; \quad (7.6.5)$$

где k_B и k_H — коэффициент теплопередачи на 1 пог. м внутренней и наружной трубы в ккал/м·час·°С;

K_B и K_H — коэффициент теплопередачи для внутренней и наружной трубы в ккал/м²·час·°С;

$\Delta t_{\text{тр.}}$ и $\Delta t_{\text{мтр.}}$ — разность температур теплоносителя в трубном и межтрубном пространстве в °С;

d_B и d_H — диаметр внутренней и наружной труб в м.

В выражениях для величин A и B верхний знак перед r относится к противотоку в наружной трубе, а нижний—к параллельному току в ней.

7.7 Теплообменники с ребристой поверхностью

При нагревании воздуха и газов паром чаще всего пользуются нагревательными приборами, снабженными ребристыми поверхностями теплообмена.

Ребристые поверхности теплообмена применяют для увеличения теплопередачи через металлические стенки в тех случаях, когда условия теплоотдачи по обеим сторонам стенки различны. Условия теплоотдачи улучшают, увеличивая, добавлением ребер, поверхность, отдающую тепло. Ребра

размещают с той стороны поверхности, где коэффициент теплоотдачи сравнительно ниже.

При нагреве воздуха паром условия теплоотдачи по обеим сторонам стенки неравноценны; от греющего пара к стенке коэффициент теплоотдачи $\alpha_1 \approx 10000$ ккал/м²·час·°С, а от стенки к нагреваемому воздуху или газу величина α_2 составляет всего 5—50 ккал/м²·час·°С.

Пропуская греющий пар внутри трубы и снабжая трубу с наружной стороны ребрами, увеличивают ее наружную поверхность и в значительной мере выравнивают теплоотдачу с обеих сторон трубы.

Необходимым условием полного использования ребер является быстрое выравнивание тепла внутри ребристых стенок, для чего стенки и ребра должны быть изготовлены из хорошо проводящего тепло материала.

Особое значение имеет выбор направления ребер. Если поверхность, отдающая тепло, представляет собой цилиндр (трубу), то ребра располагают по окружности, т. е. в плоскости, перпендикулярной к оси цилиндра, или по его образующим, т. е. в меридиальных плоскостях.

В свою очередь, трубы следует располагать так, чтобы воздух не мог проходить над ребрами в поперечном направлении, а возможно глубже проникал между ребрами.

По этой причине отопительные трубы с поперечными ребрами не устанавливают вертикально, так как при естественной циркуляции нагреваемый воздух движется снизу вверх.

Схема ребристого калорифера изображена на рис. 251. Теплоноситель движется внутри труб, а подогреваемый воздух омывает их снаружи, проходя между ребрами в направлении, перпендикулярном оси труб.

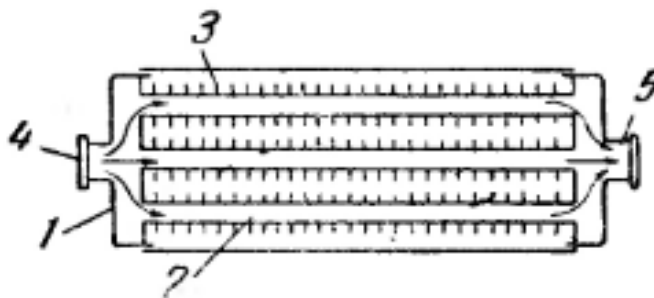


Рис. 7.7.1. Схема ребристого калорифера:

1—корпус; 2—трубка; 3—ребро; 4, 5—

штуцеры.

Наиболее распространены стальные пластинчатые калориферы, состоящие из пучков или секций труб с надетыми на трубы по всей их длине пластинами.

В зависимости от числа рядов труб, установленных в направлении движения воздуха, различают три модели калориферов: малую с двумя рядами труб (модель М), среднюю с тремя рядами труб (модель С) и большую с четырьмя рядами труб (модель Б). Каждая модель калорифера в зависимости от числа секций и их длины выпускается шести номеров. Калориферы обогревают горячей водой или водяным паром. Давление пара в нормализованных конструкциях стальных пластинчатых калориферов не должно превышать 6 ати.

Гидравлическое сопротивление пластинчатых калориферов обычно равно от 0,3 до 25 мм вод. ст.

Калориферы часто соединяют друг с другом в батареи параллельно, последовательно и комбинированно обоими способами.

Коэффициент теплоотдачи для воздуха зависит главным образом от его весовой скорости ω (в кгс/м²·сек) в живом сечении калорифера. Поэтому для улучшения теплопередачи калориферы желательно соединять последовательно, но при этом увеличивается сопротивление батареи.

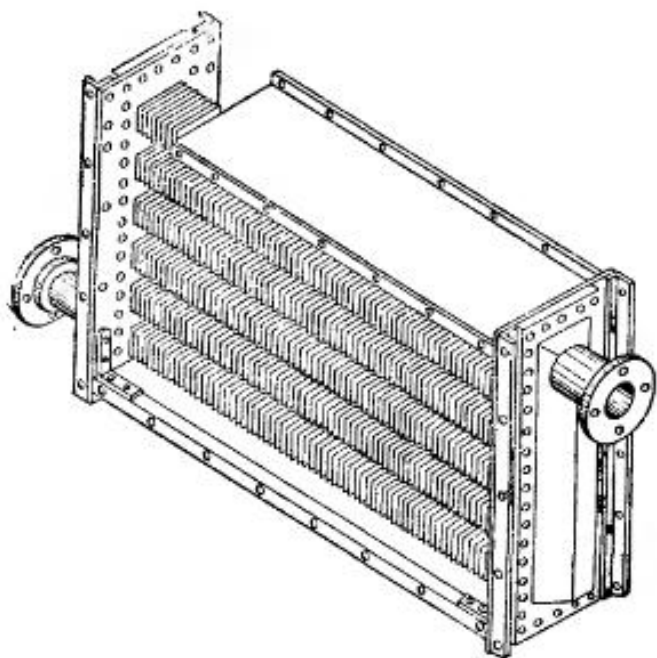


Рис. 7.7.1. Пластинчатым калорифер.

Коэффициент теплопередачи в пластинчатых калориферах может быть определен по эмпирическим формулам:

при обогреве паром

$$K = A(\omega\gamma)^n; \quad (7.7.1)$$

где $A = 9,0$ и $n = 0,545$ для моделей М и С; $A' = 7,5$ и $m = 0,574$ для модели Б;

при обогреве водой

$$K = A'\omega_{\text{тр}}^m; \quad (7.7.2)$$

где $A' = 11,76$; $m = 0,17$ и $n = 0,46$ для моделей М и С; $A' = 10,6$; $m = 0,17$ и $n = 0,46$ для модели Б.

В уравнении (7.7.2) через $\omega_{\text{тр}}$ обозначена скорость воды в трубках калорифера в м/сек.