

ОСНОВНЫЕ ПРЕДСТАВЛЕНИЯ О ПРОЦЕССЕ КОНДЕНСАЦИИ

Если пар соприкасается со стенкой, температура которой ниже температуры насыщения, то пар конденсируется и конденсат оседает на стенке. При этом различают два вида конденсации:

капельную, когда конденсат осаждается в виде отдельных капель,
плёночную, когда на поверхности образуется сплошная плёнка жидкости.

Капельная конденсация возможна лишь в том случае, если конденсат не смачивает поверхность охлаждения. Искусственно капельная конденсация может быть получена путем нанесения на поверхность тонкого слоя масла, керосина или жирных кислот или путем примеси этих веществ к пару. При этом поверхность должна быть хорошо отполирована.

При конденсации же чистого пара смачивающей жидкости на чистой поверхности всегда получается сплошная пленка. Возможны также случаи смешанной конденсации, когда в одной части аппарата получается капельная, а в другой – пленочная конденсация.

Теплоотдача при пленочной конденсации пара

В процессе пленочной конденсации вся теплота, выделяющаяся на внешней границе пленки, отводится к поверхности охлаждения. При ламинарном движении жидкостной пленки перенос теплоты через нее осуществляется лишь путем теплопроводности.

Плотность теплового потока определяется выражением

$$q = \frac{\lambda}{\delta} (t_s - t_c), \quad (\text{a})$$

где δ – толщина пленки; λ – коэффициент теплопроводности конденсата; t_c – температура поверхности.

С другой стороны по закону Ньютона – Рихмана

$$q = a(t_s - t_c). \quad (б)$$

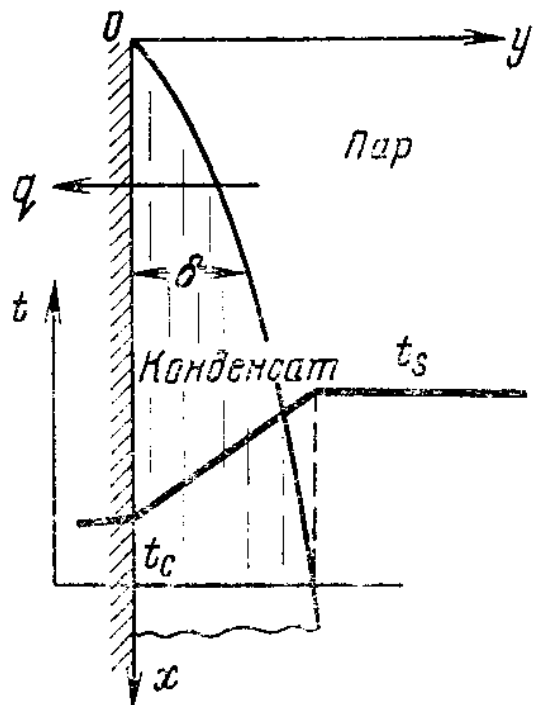
Из сопоставления выражений (а) и (б) имеем

$$a = \frac{l}{d}. \quad (в)$$

Следовательно, определение коэффициента теплоотдачи сводится к определению толщины пленки конденсата δ , которая может быть получена из анализа условий его течения.

Принятые допущения:

- силы инерции в плёнке конденсата пренебрежимо малы по сравнению с силами вязкости и гравитации;
- учитывается теплопроводность только поперёк плёнки конденсата;
- трение на границе раздела паровой и жидкой фаз отсутствует;
- температура внешней поверхности плёнки равна температуре насыщения пара;
- силы поверхностного натяжения на свободной поверхности плёнки не влияют на характер её течения.



Такой анализ для случаев конденсации пара на вертикальной поверхности и горизонтальной трубе был впервые проведен Нуссельтом. Ниже приводится вывод Нуссельта для плоской вертикальной стенки. Ось x расположена в плоскости стенки и направлена вниз, ось y направлена перпендикулярно стенке.

Левая часть уравнения энергии равна нулю, т.к. процесс стационарный и отсутствует конвективный перенос теплоты, а инерционные силы пренебрежимо малы. Производные $\partial^2 t / \partial x^2 = 0$ и $\partial^2 t / \partial z^2 = 0$ также равны нулю, т.к. перенос теплоты теплопроводностью вдоль плёнки пренебрежимо мал и стенка бесконечна в направлении оси z .

Поскольку толщина плёнки мала, в уравнении движения $\partial^2 w_x / \partial y^2 \gg \partial^2 w_x / \partial x^2$. Температура стенки t_c считается постоянной по высоте.

Дифференциальное уравнение движения для единичного объема конденсата в пленке имеет вид

$$\frac{d^2 t}{dy^2} = 0 \quad \text{- ур. энергии}$$

$$m \frac{\partial^2 w_x}{\partial y^2} = -g (r' - r'') \quad \text{- ур. движения} \quad (\Gamma)$$

Интегрирование выражения (г) приводит к соотношению

$$\frac{dw_x}{dy} = -\frac{g(r' - r'')}{m}y + C_1$$

$$w_x = -\frac{g(r' - r'')}{2m}y^2 + C_1y + C_2. \quad (\text{д})$$

Постоянные интегрирования определяются из граничных условий:

при $y = 0$ $w_x = 0$ (*y* стенки);

при $y = \delta$ $\partial w_x / \partial y = 0$ (*трением на границе раздела фаз*

пренебрегаем), откуда следует, что $C_2 = 0$ и $C_1 = \frac{g(r' - r'')}{m} d$.

Подставляя значения C_1 и C_2 в выражение (д), получаем закон распределения скоростей в слое конденсата

$$w_x = g \frac{r' - r''}{m} \left(yd - \frac{1}{2} y^2 \right) \quad (e)$$

$$\bar{w} = \frac{1}{d} \int_0^d w_x dy = \frac{1}{d} \int_0^d \frac{g(r' - r'')}{m} y dy - \frac{1}{d} \int_0^d \frac{g(r' - r'')}{2m} y^2 dy = \frac{g(r' - r'')}{3m} d^2$$

$$Q = \int_0^x q dx = \bar{q}x = a \bar{\Delta t} x = \frac{l}{d} (t_s - t_c) x = rG = r(r' - r'') \bar{w}d \quad (\text{н})$$

$$dG = \frac{l}{d} \frac{1}{r} (t_s - t_c) dx = d \left((r' - r'') \bar{w}d \right)$$

$$d \left(\frac{g(r' - r'')^2}{3m} d^3 \right) = \frac{l}{d} \frac{1}{r} (t_s - t_c) dx$$

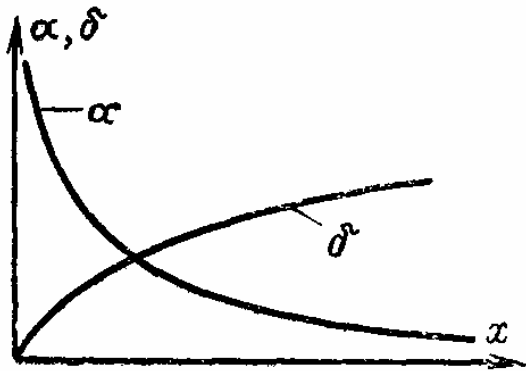
где Q – тепловой поток, переданный стенке на участке Ox .

Таким образом, окончательно имеем

$$d = \sqrt[4]{\frac{4l(t_s - t_c)nx}{rg(r' - r'')}} . \quad (\text{H})$$

Зная выражение для толщины пленки, из выражения (в) определяем локальный коэффициент теплоотдачи

$$a = \frac{l}{d} = \sqrt[4]{\frac{l^3 rg(r' - r'')}{4(t_s - t_c)nx}} .$$



Характер изменения толщины пленки и коэффициента теплоотдачи вдоль вертикальной стенки показаны на рисунке. Среднее значение коэффициента теплоотдачи для вертикальной стенки высотой h определяется формулой

$$\bar{a} = \frac{1}{h} \int_0^h a dx = \frac{4}{3} \sqrt[4]{\frac{l^3 r g (r' - r'')}{4(t_s - t_c) n h}} = 0,943 \frac{A}{\sqrt[4]{h \Delta t}}$$

где $\Delta t = t_s - t_c$; $A = \sqrt[4]{\frac{l^3 r g (r' - r'')}{n}}$.

Следовательно, средний коэффициент теплоотдачи уменьшается с ростом высоты h и температурного напора Δt .

Вывод, приведенный выше для вертикальной стенки, применим и для наклонной. Единственное отличие будет в том, что в уравнение движения (г) войдет составляющая силы тяжести в направлении движения пленки. Если Ψ – угол наклона стенки к горизонту, то вместо ускорения свободного падения g для вертикальной стенки во все соотношения войдет величина $g \cdot \sin \Psi$. Тогда расчетная формула для коэффициента теплоотдачи принимает вид

$$\bar{a}_y = \bar{a}_{\text{верт}} \sqrt[4]{\sin \Psi} . \quad (o)$$

Вывод, аналогичный изложенному выше для вертикальной стенки, был приведен Нуссельтом также для *горизонтальной трубы*. Полученная им формула для среднего коэффициента теплоотдачи имеет вид

$$\bar{a} = 0,728 \frac{A}{\sqrt[4]{D\Delta t}},$$

где D – диаметр трубы.

Расчет теплоотдачи при конденсации пара на *горизонтальной трубе* целесообразно производить при отнесении всех свойств к температуре насыщения и введении поправки (множителя) e_t

$$\bar{a} = \bar{a}_{N,s} e_t,$$

где $\bar{a}_{N,s}$ – коэффициент теплоотдачи, рассчитанный по формуле Нуссельта при определяющей температуре t_s ;

$e_t = \left[\left(\frac{l_c}{l_s} \right)^3 \frac{m_s}{m_c} \right]^{1/8}$ – поправка, учитывающая зависимость физических свойств λ и μ от температуры.

На поверхности вертикальных платин и труб интенсивность теплоотдачи, как показывают опытные данные, обычно оказывается более высокой, чем вычисленная по формуле Нуссельта. Это объясняется тем, что в действительности в этих условиях наблюдается *волновое течение пленки конденсата*.

Выражения для поправки к формуле Нуссельта, учитывающей развитие волнового течения, имеет вид

$$e_n = (Re_s / 4)^{0,04}$$

где Re_s – число Рейнольдса конденсатной пленки.

В условиях конденсации пара массовый расход конденсата G в сечении $x—h$ однозначно связан с тепловым потоком $Q = \bar{q}h$, переданным стенке на участке Oh , уравнением теплового баланса (и). Поэтому при конденсации число Re может быть выражено через теплообменные характеристики процесса

$$Re_s = 4 \frac{\bar{q}h}{r m} = 4 \frac{\bar{a} \Delta t h}{r m}$$

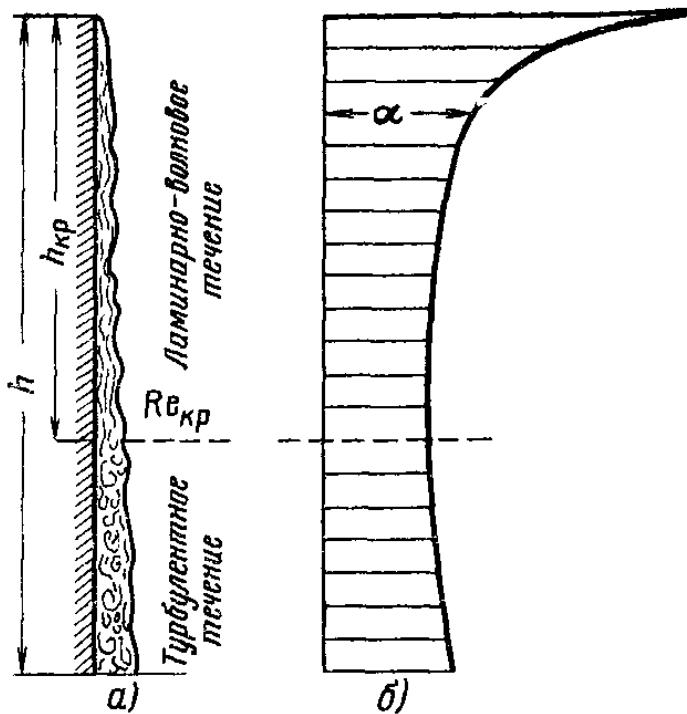
С учетом поправки e_n на волновое течение расчетное соотношение для теплоотдачи при конденсации пара на поверхности вертикальных труб и плит имеет вид

$$\bar{a} = \bar{a}_{N,s} e_n e_t$$

При большой высоте вертикальной поверхности и значительных температурных напорах расход конденсата может возрасти настолько, что возникает *турбулентный* режим течения пленки.

Исследования показали, что турбулентное течение свободно стекающих жидкостных пленок наступает при значениях числа Re , бóльших некоторого критического значения: $Re_{кр} \approx 1600$.

На рисунке показана картина течения конденсатной пленки вдоль вертикальной стенки большой высоты и характер изменения теплоотдачи. При некотором значении $h_{кр}$ число Рейнольдса достигает критического значения $Re_{кр}$. Далее течение конденсата в пленке принимает турбулентный характер. При турбулентном течении локальная интенсивность теплоотдачи растет при увеличении расхода G и числа Re по соотношению



критического значения $Re_{кр}$. Далее течение конденсата в пленке принимает турбулентный характер. При турбулентном течении локальная интенсивность теплоотдачи растет при увеличении расхода G и числа Re по соотношению

$$\frac{a}{l} \left(\frac{n^2}{g} \frac{r'}{r' - r''} \right)^{1/3} = 0,0325 Re^{0,25} Pr^{0,5}$$

Значения $(h\Delta t_{кр})$, при которых возникает турбулентный режим течения в пленке, определяются соотношением

$$(h\Delta t_{кр}) = 2300 \frac{r m_s}{l_s} \left(\frac{n_s^2}{g} \frac{r'}{r' - r''} \right)^{1/3}$$

которое показывает, что величина $(h\Delta t_{кр})$ зависит лишь от физических свойств конденсата и ускорения свободного падения.

При наличии на вертикальной поверхности участка с турбулентным режимом течения конденсата в пленке расчетная формула для определения среднего по всей поверхности коэффициента теплоотдачи имеет вид

$$\bar{a} = 400 \frac{r m_s}{h \Delta t} \left\{ 1 + 0,625 \text{Pr}^{0,5} \left[\frac{h \Delta \bar{t}}{(h \Delta \bar{t}_{кр})} - 1 \right] \right\}^{4/3}$$

Полученные расчетные соотношения справедливы при конденсации чистого насыщенного пара и на чистой поверхности. Поэтому при определении значения коэффициента теплоотдачи необходимо учитывать ряд дополнительных обстоятельств, влияющих на теплоотдачу.

а. Влияние перегрева пара.

Если температура стенки ниже температуры насыщения, то процесс конденсации перегретого пара протекает так же, как и насыщенного. Конечно, это не значит, что перегретый пар сразу становится насыщенным во всем объеме, – насыщенным пар становится лишь у стенки по мере его охлаждения, а вдали от стенки он будет оставаться перегретым.

При конденсации перегретого пара необходимо учитывать теплоту перегрева $q_n = i_n - i_s''$, Дж/кг, и вместо теплоты фазового перехода r в расчетную формулу подставлять значение $r_n = r + q_n$, где i_n, i_s'' – энтальпии перегретого и насыщенного пара соответственно. За разность температур при этом по-прежнему принимается $\Delta t = t_s - t_c$.

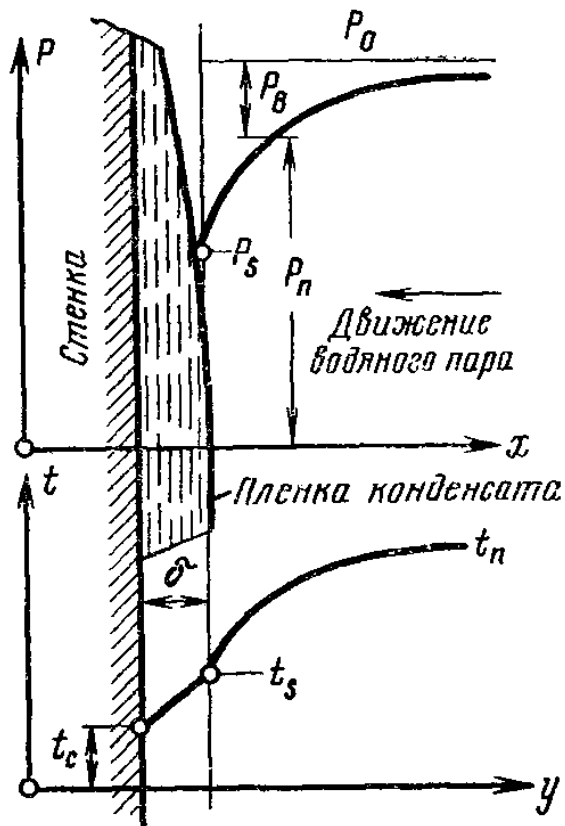
Так как $r' > r$, то при конденсации перегретого пара теплоотдача несколько выше, чем при конденсации насыщенного пара. Однако, разница обычно незначительна и в практических расчетах ею часто вполне можно пренебречь.

б. Влияние состояния поверхности.

Если поверхность шероховата или покрыта слоем окисла, то вследствие дополнительного сопротивления течению толщина пленки увеличивается, а коэффициент теплоотдачи при этом снижается. Здесь большое влияние оказывает также термическое сопротивление окисной пленки на поверхности.

в. Влияние содержания в паре неконденсирующихся газов.

При наличии в паре воздуха или других неконденсирующихся газов теплоотдача при конденсации сильно снижается. С течением времени воздух скапливается около стенки и оказывает значительное препятствие продвижению пара к стенке.



На основании закона Дальтона общее давление смеси p_0 суммируется из парциальных давлений пара p_n и воздуха p_e . Из-за конденсации пара p_n у стенки меньше, чем в остальном объеме. Поэтому в направлении к стенке p_n непрерывно падает, а p_e , наоборот, возрастает. Следовательно, у стенки получается зона с повышенным содержанием воздуха.

Температурный напор $t_s - t_c$ уменьшается, т.к. из-за уменьшения парциального давления пара у поверхности пленки температура насыщения t_s всегда ниже температуры насыщения при давлении p_0 .

Как показали опыты, при содержании в паре даже 1% воздуха коэффициент теплоотдачи снижается на 60%.

г. Влияние скорости и направления течения пара.

Приведенные выше зависимости справедливы для неподвижного пара или когда скорость его течения мала. При значительных скоростях поток пара оказывает динамическое воздействие на конденсатную пленку.

Если движение пара совпадает с направлением течения пленки, поток пара ускоряет движение конденсата в пленке, ее толщина уменьшается, и коэффициент теплоотдачи возрастает.

При движении пара снизу вверх (в обратном направлении), течение пленки тормозится, толщина ее увеличивается, а коэффициент теплоотдачи уменьшается.

Однако такое явление происходит лишь до тех пор, пока динамическое воздействие пара не превысит силу тяжести. После этого пленка пара увлекается вверх и частично срывается с поверхности. При этом с увеличением скорости пара коэффициент теплоотдачи вновь растет.

д. Влияние компоновки поверхности нагрева.

Теплоотдача на горизонтальных трубах имеет бóльшую интенсивность, чем на вертикальных, т.к. в первом случае толщина пленки конденсата меньше. Однако это справедливо лишь для одной трубки или для верхнего ряда в пучке.

В многорядных пучках конденсат с верхних рядов стекает на нижние, поэтому и пленка здесь получается более толстой.

В реальных условиях конденсат стекает в виде отдельных капель или струйками, что вызывает одновременно значительные возмущения и даже турбулизацию пленки. Кроме того, при конденсации пара на многорядном пучке необходимо учитывать влияние скорости движения поступающего пара в зазорах между трубами, которая может изменять характер стекания конденсата.



Среднее значение теплоотдачи можно увеличить путем установки по высоте трубы конденсатоотводных колпачков. Установка таких колпачков через каждые 10 см на трубе высотой $h = 3$ м увеличивает среднее значение коэффициента теплоотдачи в 2 – 3 раза.

Еще большее увеличение теплоотдачи получается при подаче пара в виде тонких струек, движущихся с большой скоростью. При ударе таких струек о стенку происходит разрушение пленки и разбрызгивание конденсата.

По опытным данным термическое сопротивление теплоотдачи при этом уменьшается в 3–10 раз. Последнее, конечно, в значительной мере зависит от диаметра струек, их количества, направления и скорости истечения.

Теплоотдача при капельной конденсации пара может быть во много раз больше, чем при плёночной. Это объясняется тем, что плёнка конденсата обладает своим термическим сопротивлением передачи теплоты фазового перехода.

По мере увеличения размера капель скорость их роста постепенно снижается. При этом наблюдается процесс взаимного слияния капель. В итоге, когда отдельные капли достигают размера примерно одного или нескольких миллиметров, они скатываются с поверхности под влиянием силы тяжести.

При капельной конденсации пара на поверхности пучка горизонтальных труб скатывание капель с трубы на трубу, как показывают опытные данные, приводит к некоторому снижению интенсивности теплоотдачи. Однако это снижение обычно не превышает 10–15%.

Опыты показывают также, что из-за очень высокой интенсивности теплоотдача при капельной конденсации весьма чувствительна даже к ничтожным примесям в паре неконденсирующихся газов (воздуха).