

теплоносителей. Следовательно, $\alpha F \Delta t = Gc(t_n - t_k)$. Тогда

$$St = \frac{\alpha}{c\rho w} = \frac{\alpha}{Gc} = \frac{S}{F} \frac{t_n - t_k}{\Delta t},$$

откуда

$$j = \frac{S}{F} \left(\frac{t_n - t_k}{\Delta t} \right) Pr^{2/3} = \frac{S}{F} \frac{\Delta P}{\rho w^2} = \frac{\lambda_r}{8}, \quad (11.47)$$

или

$$(t_n - t_k) Pr^{2/3} / \Delta t = \Delta P / (\rho w^2). \quad (11.48)$$

Таким образом, уравнения (11.46a) и (11.48) дают непосредственную связь коэффициентов теплоотдачи и температурных перепадов с гидравлическим сопротивлением потоку.

11.7. ТЕПЛООТДАЧА ПРИ КОНДЕНСАЦИИ НАСЫЩЕННЫХ ПАРОВ

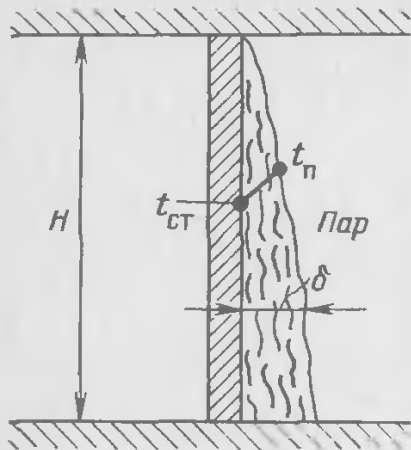
Этот вид теплоотдачи, а также теплоотдача при кипении жидкостей протекают при изменении агрегатного состояния теплоносителей. Особенность этих процессов состоит прежде всего в том, что тепло подводится или отводится при постоянной температуре.

Теплоотдача при *конденсации насыщенных паров* представляет собой сложное явление одновременного переноса теплоты (определяемое теплотой парообразования) и массы (определяемой количеством сконденсированного пара).

Конденсация насыщенного пара на охлаждаемой поверхности приводит к значительной интенсификации теплообмена по сравнению, например, с теплообменом от газа к стенке. При этом механизм конвекции совершенно иной. Молекулы пара не только переносятся к охлаждаемой стенке вихрями турбулентного потока, но и создают еще и собственное поступательное движение к стенке, так как в непосредственном соседстве с ней происходят конденсация пара и резкое уменьшение его объема. Образовавшийся конденсат стекает по стенке, а к стенке подходит свежий пар. Чем холоднее стенка, тем интенсивнее идут конденсация и движение молекул пара к стенке. Перенос теплоты и основной массы пара к стенке идет настолько быстро, что степень турбулизации потока не оказывает существенного влияния на процесс и часто может не учитываться в расчетах.

На хорошо смачиваемых поверхностях капли конденсата, сливаясь друг с другом, образуют жидкую пленку, которая под действием силы тяжести стекает вниз. Такую конденсацию пара называют *пленочной*. На несмачиваемой или плохо смачиваемой поверхности капли конденсата быстро стекают («скатываются») по поверхности стенки, не образуя пленки. Такой вид конденсации называют *капельной*. Капельная конденсация на практике реализуется редко, несмотря на то что коэффициенты теплоотдачи

Рис. 11-8. К выводу уравнения (11.58)



в этом случае в несколько раз выше коэффициентов теплоотдачи при пленочной конденсации. Последнее объясняется тем, что и при пленочной конденсации коэффициенты теплоотдачи достаточно высоки, и поэтому стадия переноса теплоты при пленочной конденсации обычно не является лимитирующей в общем процессе теплопереноса, в то время как создание несмачиваемой (гидрофобной) поверхности в теплообменнике (для создания условий капельной конденсации) приводит к удорожанию процесса. Поэтому в теплообменных аппаратах обычно конденсация паров происходит по пленочному механизму.

При пленочной конденсации на стенке вследствие разности температур ($t_{п} - t_{ст}$) образуется пленка конденсата (рис. 11-8), которая постепенно увеличивается по мере стекания. При этом увеличивается и термическое сопротивление пленки.

При ламинарном режиме движения стекающей пленки конденсата количество dQ теплоты, проходящее через элементарную площадку dF этой пленки, определяется по формуле

$$dQ = \lambda(t_{п} - t_{ст})dF/\delta, \quad (11.49)$$

где λ и δ — соответственно теплопроводность и толщина пленки конденсата.

Это же количество теплоты можно выразить с помощью уравнения теплоотдачи:

$$dQ = \alpha(t_{п} - t_{ст})dF. \quad (11.50)$$

Тогда из уравнений (11.49) и (11.50) получим коэффициент теплоотдачи α :

$$\alpha = \lambda/\delta. \quad (11.51)$$

Толщина пленки δ зависит от высоты H стенки, по которой стекает пленка конденсата, и от физических свойств конденсата.

Ранее (см. гл. 6) было получено уравнение для определения толщины пленки жидкости, стекающей по вертикальной стенке:

$$\delta = \sqrt[3]{3\Gamma\mu/(\rho^2g)}, \quad (11.52)$$

где $\Gamma = wS\rho/\Pi$, кг/(м·с) — линейная плотность орошения; w — средняя скорость движения пленки; S — площадь сечения пленки; Π — периметр поверхности, по которой стекает пленка.

На элементе высоты пленки dH толщина пленки увеличивается на $d\delta$, что приводит к увеличению Γ на $d\Gamma$. Из уравнения (11.52)

$$\Gamma = \rho^2g\delta^3/(3\mu). \quad (11.53)$$

Тогда

$$d\Gamma = \rho^2 g \delta^2 d\delta / \mu. \quad (11.54)$$

Количество теплоты, отданное пленке паром в количестве $d\Gamma$, определяется по формуле $dQ = rd\Gamma$. Это же количество теплоты проходит через слой пленки конденсата толщиной δ и высотой dH :

$$dQ = \frac{\lambda}{\delta} (t_n - t_{cr}) dH = rd\Gamma = \frac{r\rho^2 g \delta^2}{\mu} d\delta. \quad (11.55)$$

Полагая, что $t_{cr} = \text{const}$ (т.е. физические свойства пленки остаются постоянными на высоте) и ось z направлена вниз, интегрируем уравнение (11.55) в пределах от 0 до δ и от 0 до H , предварительно разделив переменные:

$$\int_0^\delta \delta^3 d\delta = \frac{\lambda \mu \Delta t}{\rho^2 g r} \int_0^H dH,$$

Откуда

$$\delta = \sqrt[4]{4\lambda \mu \Delta t H / (\rho^2 g r)}. \quad (11.56)$$

Тогда локальный коэффициент теплопередачи

$$\alpha_x = \frac{\lambda}{\delta} = \sqrt[4]{\frac{\lambda^3 \rho^2 r g}{4\mu \Delta t H}} = \sqrt[4]{\frac{\lambda^3 \rho^2 r g}{4\mu \Delta t}} H^{-1/4}. \quad (11.57)$$

Средний по высоте H коэффициент теплоотдачи α получим из уравнения (11.57):

$$\alpha = \frac{\int_0^H \alpha_x dH}{H} = \frac{1}{H} \sqrt[4]{\frac{\lambda^3 \rho^2 r g}{4\mu \Delta t}} \int_0^H H^{-1/4} dH = \frac{4}{3} \sqrt[4]{\frac{\lambda^3 \rho^2 r g}{4\mu \Delta t H}},$$

или

$$\alpha = 0,943 \sqrt[4]{\lambda^3 \rho^2 r g / (\mu \Delta t H)}. \quad (11.58)$$

Согласно экспериментальным результатам, значение численного множителя в уравнении (11.58) несколько выше и равно 1,13. Увеличение коэффициента теплоотдачи может быть объяснено действием поверхностного натяжения жидкой фазы, которое совместно с силами инерции приводит к появлению на наружной поверхности пленки волнообразного течения.

При конденсации пара на поверхности горизонтальной трубы значение числового множителя в уравнении (11.58) равно 0,726, и вместо величины H следует подставить наружный диаметр трубы. В случае конденсации пара на наружной поверхности пучка

горизонтальных труб слой конденсата на нижерасположенных трубах увеличивается, и, следовательно, коэффициент теплоотдачи при этом должен уменьшаться. При приближенных расчетах можно принять, что средний для всего пучка трубок коэффициент теплоотдачи $\alpha_{\text{ср}} = \varepsilon \alpha$ [где α – коэффициент теплоотдачи, определяемый по уравнению (11.58) с коэффициентом 0,726; $\varepsilon = 0,7$ при $n \leq 100$ и $\varepsilon = 0,6$ при $n > 100$; n – число трубок в пучке]. При конденсации пара на наклонной поверхности коэффициент теплоотдачи, полученный по уравнению (11.58), следует умножить на величину $(\sin \varphi)^{0,25}$, где φ – угол наклона поверхности конденсации к горизонту.

Зависимость (11.58) можно получить также обработкой экспериментальных данных с использованием методов теории подобия на основе критериального уравнения

$$\text{Nu} = f(\text{Ga}, \text{Pr}, \text{K}),$$

где $K = r/(c\Delta t)$ – критерий конденсации, r – теплота парообразования.

Критерий конденсации (или фазового превращения) представляет собой отношение теплоты фазового перехода r к теплоте охлаждения конденсата от температуры насыщения до температуры поверхности.

Все физические константы в уравнении (11.58) относятся к конденсату при его средней температуре $0,5(t_{\text{п}} + t_{\text{ст}})$. Величиной $\Delta t = t_{\text{п}} - t_{\text{ст}}$ в уравнении (11.58) задаются (обычно в пределах 3–8 К), а затем, после определения α , проверяют ее методом последовательных приближений.

При выводе уравнения (11.58) предполагалось, что динамическое воздействие пара на пленку конденсата отсутствует. Это означает, что пар можно считать неподвижным. Однако в ряде случаев динамическое воздействие пара может быть заметным. При этом следует иметь в виду, что если движение пара способствует снижению толщины пленки конденсата или турбулизации ее течения, то значение коэффициента теплоотдачи при этом увеличивается. Правда, экспериментально установлено, что даже при достаточно высокой скорости пара влияние ее на величину α несущественно, и им можно пренебречь. Расчет величины α при конденсации с учетом скорости пара приводится в специальной литературе.

Наличие в паре даже небольших количеств неконденсирующихся газов приводит к значительному снижению коэффициента теплоотдачи. Например, при содержании в водяном паре всего 2% воздуха коэффициент теплоотдачи падает почти в 3 раза. Это вызвано образованием у поверхности конденсата дополнительного термического сопротивления переносу теплоты и массы к поверхности конденсации. Поэтому в теплообменных аппаратах, в которых в качестве горячего теплоносителя используют насыщенный водяной пар, предусматривается периодическое удаление неконденсировавшегося воздуха. Расчет конденсации парогазовых смесей рассматривается в специальной литературе.

В случае конденсации смеси паров расчет коэффициентов теплоотдачи проводится по тем же уравнениям, что и при конденсации индивидуального пара, но, естественно, с учетом физических свойств образовавшегося конденсата (раствора) смеси компонентов.

11.8. ТЕПЛОТДАЧА ПРИ КИПЕНИИ ЖИДКОСТЕЙ

Этот вид теплоотдачи отличается высокой интенсивностью и встречается в химической технологии, например, при проведении таких процессов как выпаривание, перегонка жидкостей, в испарителях холодильных установок и др. Процесс теплоотдачи при кипении очень сложен и еще недостаточно изучен, несмотря на огромное количество проведенных исследований.

Для возникновения кипения необходимо прежде всего, чтобы температура жидкости была выше температуры насыщения, а также необходимо наличие центров парообразования. Различают *кипение на поверхности нагрева* и *кипение в объеме жидкости*. Первый вид кипения обусловлен подводом теплоты к жидкости от соприкасающейся с ней поверхностью. Кипение в объеме жидкости обусловлено наличием внутренних источников теплоты или значительного перегрева жидкости, возникающего, например, при внезапном снижении давления (ниже равновесного). Наиболее важным в химической технологии видом кипения является кипение на поверхности.

Для передачи теплоты от стенки к кипящей жидкости необходим перегрев стенки относительно температуры насыщения этой жидкости. На рис. 11-9 показана типичная зависимость коэффициента теплоотдачи и удельной тепловой нагрузки от температурного

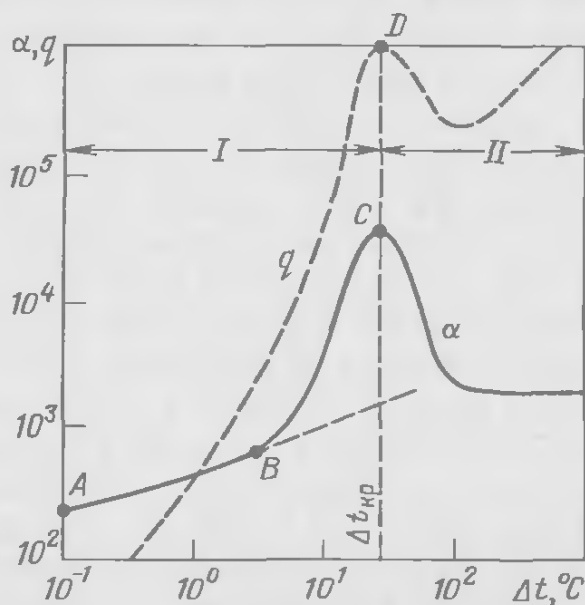


Рис. 11-9. Зависимость коэффициента теплоотдачи α и удельной тепловой нагрузки q от температурного напора Δt при кипении воды:

I и II — области соответственно пузырьчатого и пленочного кипения