

выше. Поэтому критерий Рейнольдса исключается из обобщенного уравнения теплоотдачи при естественной конвекции, в котором определяющими критериями подобия являются критерии Gr и Pr. Соответственно обобщенное уравнение для α выражается степенной функцией

$$Nu = C (Gr \cdot Pr)^n \quad (\text{VII}, 55)$$

Значения коэффициента C и показателя степени n зависят от режима движения жидкости, определяемого температурой твердой поверхности, разностью температур между ней и жидкой средой, а также плотностью теплового потока. Числовые значения C и n для различных режимов процесса таковы:

Режим	C	n
Ламинарный ($Gr \cdot Pr < 5 \cdot 10^3$)	1,18	0,125
Переходный ($Gr \cdot Pr = 5 \cdot 10^3 - 2 \cdot 10^7$)	0,54	0,25
Турбулентный ($Gr \cdot Pr > 2 \cdot 10^7$)	0,135	0,33

Определяющим геометрическим размером в уравнении (VII, 55) является высота h вертикальной поверхности или внутренний диаметр трубы $d_{тр}$. В качестве определяющей температуры принята средняя температура пограничного слоя, равная $(t_{ст} + t_{ж})/2$.

При свободной конвекции в замкнутом ограниченном пространстве (например, в рубашке аппарата) токи поднимающихся и опускающихся частиц уже не разграничены, что усложняет циркуляцию и соответственно — теплообмен. В этих условиях процесс теплообмена рассматривают условно как перенос тепла только теплопроводностью, вводя в расчет эквивалентный коэффициент теплопроводности $\lambda_{экр}$, определяемый экспериментально.

Величина $\lambda_{экр} = K\delta$, где δ — толщина прослойки жидкости (газа), заключенной между двумя стенками; K — коэффициент теплопередачи через стенки и прослойку между ними. Отношение $\lambda_{экр}$ к обычному коэффициенту теплопроводности λ отражает влияние конвекции на теплообмен и носит название коэффициента конвекции ϵ_k . Таким образом, $\lambda_{экр} = \epsilon_k \lambda$, причем при $Gr \cdot Pr < 10^3$ коэффициент $\epsilon_k = 1$, а при $Gr \cdot Pr > 10^3$ коэффициент $\epsilon_k \approx 0,18 (Gr \cdot Pr)^{0,25}$.

Б. Теплоотдача при изменении агрегатного состояния

Конденсация паров

В химической аппаратуре теплоотдача от конденсирующегося пара осуществляется, как правило, в условиях пленочной конденсации. При пленочной конденсации термическое сопротивление практически полностью сосредоточено в пленке конденсата, температура которой со стороны стенки принимается равной температуре стенки $t_{ст}$, а со стороны пара — температуре насыщения t_n пара (рис. VII-11). По сравнению с термическим сопротивлением пленки соответствующее сопротивление паровой фазы пренебрежимо мало.

Режим течения пленки является функцией критерия Рейнольдса: с увеличением толщины пленки ламинарное течение пленки, имеющей гладкую поверхность, переходит в волновое (см. стр. 118), а затем становится турбулентным. Кроме физических свойств конденсата (плотности, вязкости, теплопроводности) на теплоотдачу влияет шероховатость стенки, ее положение в пространстве и размеры стенки; в частности, с увеличением шероховатости поверхности и высоты вертикальной стенки пленка конденсата утолщается книзу (см. рис. VII-11).

Обобщенное уравнение для определения коэффициента теплоотдачи от конденсирующихся паров имеет вид

$$Nu = f(Ga, Pr, K) \quad (\text{VII}, 56)$$

причем на основе обработки опытных данных эту функцию можно представить уравнением

$$Nu = C (Ga \cdot Pr \cdot K)^{0,25} \quad (\text{VII}, 57)$$

где $K = \frac{r}{c_{ж}\Delta t}$ — критерий, характеризующий изменение агрегатного состояния, или критерий конденсации [r — теплота конденсации; $c_{ж}$ — теплоемкость конденсата; $\Delta t = t_n - t_{ст}$].

Входящие в (VII, 57) критерии Ga и Pr отнесены к пленке конденсата.

Выражение для критерия конденсации K находят путем подобного преобразования дифференциального уравнения, характеризующего граничные условия. Это уравнение получают, приравняв количество тепла, выделяющегося при конденсации пара на элементе поверхности dF стенки и отводимого через пленку конденсата посредством теплопроводности (по закону Фурье). Критерий K следует рассматривать как меру отношения теплового потока, затрачиваемого на фазовое превращение, к теплоте перегрева или переохлаждения фазы при температуре ее насыщения.

При пленочной конденсации переменной, лимитирующей теплоотдачу, является толщина пленки конденсата. Скорость же пара обычно не достигает величины, достаточной для срыва пленки, и в условия однозначности не входит. Обобщенное уравнение для пленочной конденсации вместо критериев Re и Fr (в отдельности) включает производный критерий $Ga = Re^2/Fr = gl/v^2$, который отражает подобие сил тяжести, действующих на более тяжелую фазу в двухфазном потоке пар—конденсат.

Подставив в уравнение (VII, 57) критерии

$$Nu = \frac{\alpha l}{\lambda_{ж}}, \quad Ga = \frac{gl^3 \rho_{ж}^2 g^2}{\mu_{ж}^2}, \quad Pr = \frac{c_{ж} \mu_{ж}}{\lambda_{ж}}, \quad K = \frac{r}{c_{ж} \Delta t}$$

и сократив подобные члены, получим

$$\alpha = C \sqrt[4]{\frac{\lambda_{ж}^3 \rho_{ж}^3 g r}{\mu_{ж} l \Delta t}} \quad (\text{VII}, 58)$$

где l — определяющий геометрический размер.

Величину температурного напора $\Delta t = t_n - t_{ст}$ в уравнении (VII, 58) практически трудно определить. Более удобно выражать α в форме зависимости критерия $Nu_{пл}$, отнесенного к пленке конденсата, от $Re_{пл}$ — критерия, в более явном виде отражающего гидродинамику процесса.

Выражение для критерия $Nu_{пл}$ имеет следующий вид:

$$Nu_{пл} = \frac{Nu}{\lambda_{ж}} = \frac{\alpha l}{\lambda_{ж} \sqrt[3]{Ga}} = \frac{\alpha l}{\lambda_{ж} \sqrt[3]{\frac{gl^3 \rho_{ж}^2 g^2}{\mu_{ж}^2}}} = \frac{\alpha}{\lambda_{ж}} \sqrt[3]{\frac{\mu_{ж}^2}{g \rho_{ж}^2}} = \frac{\alpha \delta_{пр}}{\lambda_{ж}} \quad (\text{VII}, 59)$$

где $\delta_{пр}$ — приведенная толщина пленки [см. уравнение (II, 151a)].

Согласно уравнениям (II, 148) и (II, 147), критерий Рейнольдса для пленки равен:

$$Re_{пл} = \frac{4\omega \rho_{ж}}{\Gamma \mu_{ж}} = \frac{4G_{ж}}{\Gamma \mu_{ж}} \quad (\text{A})$$

где $G_{ж}$ — массовый расход движущейся в виде пленки жидкости.

Вместе с тем уравнение теплового баланса процесса конденсации пара при высоте (длине) пленки l и теплоте конденсации r выражается уравнением

$$\Gamma l q = G_{ж} r \quad (\text{B})$$

где Γl — поверхность пленки; q — плотность теплового потока

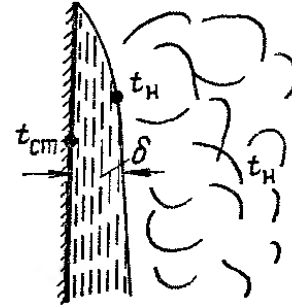


Рис. VII-11. Распределение температур в пленке конденсата.

Подставляя $G_{ж}$ из уравнения (Б) в уравнение (А) и сокращая величину Π , получим

$$Re_{пл} = \frac{4ql}{r\mu_{ж}} \quad (VII, 60)$$

Можно заметить, что критерий $Re_{пл}$ с точностью до постоянного множителя представляет собой комплекс критериев Nu , Re и K . Подставляя выражения для этих критериев и учитывая, что $\alpha\Delta t = q$, после сокращения подобных членов находим

$$Re_{пл} = \frac{Nu}{Pr \cdot K} = \frac{\alpha l}{\lambda_{ж}} \cdot \frac{\lambda_{ж}}{c_{ж}\mu_{ж}} \cdot \frac{c_{ж}\Delta t}{r} = \frac{ql}{r\mu_{ж}}$$

Конденсация пара на вертикальной поверхности. Для конденсации чистого насыщенного пара на поверхности вертикальной стенки (трубы) и ламинарного стекания пленки конденсата получено (путем обработки опытных данных) значение коэффициента $C = 2,04$ в уравнении (VII-58). Определяющим линейным размером является высота H вертикальной стенки ($l = H$). Соответственно уравнение для определения α имеет вид

$$\alpha = 2,04A \left(\frac{r}{H\Delta t} \right)^{0,25} \quad (VII, 61)$$

где $A = \sqrt[4]{\frac{\rho_{ж}\lambda_{ж}^3}{\mu_{ж}}}$ [все физические константы конденсата подставляются при определяющей температуре, равной средней температуре пленки $t_{пл} = (t_{ст} + t_{н})/2$; величина r относится к температуре $t_{н}$ насыщения пара].

Уравнение (VII, 61) может быть также представлено в виде

$$\alpha = 2,58\lambda_{ж} \left(\frac{\rho_{ж}}{\mu_{ж}} \right)^{2/3} Re_{пл}^{-1/3} \quad (VII, 61a)$$

Оно получено для $Re_{пл} < 100$.

При $Re_{пл} > 100$ течение пленки конденсата переходит в турбулентное в нижней части вертикальной трубы, а затем по всей длине трубы. Расчетные формулы для определения α в этих случаях, а также в зависимости от направления движения потока пара (вверх или вниз) приводятся в специальной и справочной литературе*.

Конденсация пара на горизонтальной поверхности. При конденсации пара на горизонтальной поверхности (наружной поверхности горизонтальной трубы) коэффициент α находится по уравнению (VII, 58), в котором определяющий геометрический размер l заменяется на $d_{н}$ — наружный диаметр трубы, а коэффициент $C = 1,28$. Таким образом

$$\alpha = 1,28A \left(\frac{r}{d_{н}\Delta t} \right)^{0,25} \quad (VII, 62)$$

Величина A в этом уравнении находится так же, как в уравнении (VII, 58). Уравнение (VII, 62) применимо при $Re'_{пл} = \frac{\pi d_{н} z q}{2\mu_{ж} r} < 50$, где z — число расположенных друг под другом горизонтальных труб (при единичной трубе $z = 1$). Определяющей температурой является $t_{пл} = (t_{ж} + t_{ст})/2$; величина r относится к температуре $t_{нас}$.

В случае конденсации пара на наружной поверхности пучка горизонтальных труб коэффициент теплоотдачи α может быть рассчитан по уравнению (VII, 62) только для труб верхнего ряда. При стекании конденсата его слой на трубах нижерасположенных рядов утолщается; вместе с тем вследствие частичной конденсации уменьшается скорость пара при обтекании им нижних рядов труб. По этим причинам величина α для нижних рядов труб меньше, чем для верхних.

* См., например: Справочник химика, т. V, Изд. «Химия», 1966.

Учитывая указанные осложнения, коэффициент теплоотдачи $\alpha_{\text{пуч}}$ для пара, конденсирующегося на многорядном пучке, определяют умножением значения α , полученного по уравнению (VII, 62), на поправочный коэффициент ϵ_n (рис. VII-12), зависящий от числа труб в каждом вертикальном ряду n , а также от схемы расположения труб в пучке (шахматное или коридорное).

Коэффициенты теплоотдачи при пленочной конденсации водяного пара изменяются в пределах $(7-12)10^3 \text{ вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{град})$ [$6,6 \cdot 10^3 - 10^4 \text{ ккал}/(\text{м}^2 \cdot \text{ч} \cdot \text{град})$]. При капельной конденсации они значительно выше,

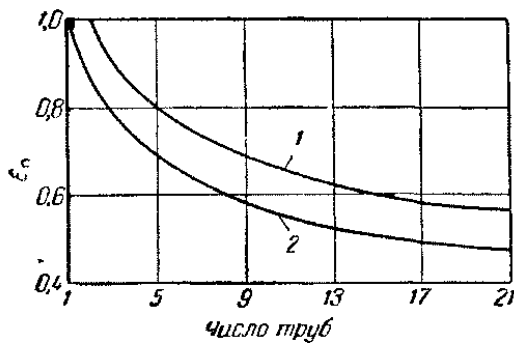


Рис. VII-12. Значения усредненного поправочного коэффициента ϵ_n при различном размещении труб в пучке: 1 — шахматное расположение; 2 — коридорное расположение.

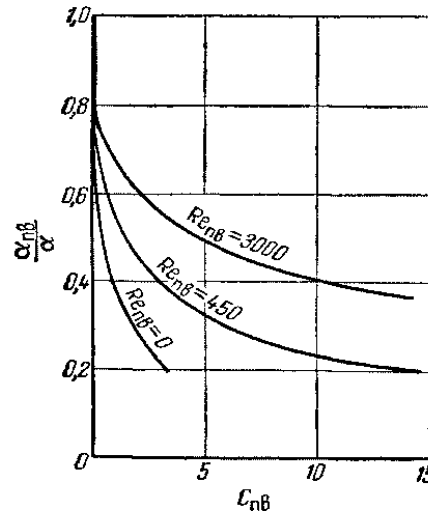


Рис. VII-13. Влияние примеси воздуха на относительный коэффициент теплоотдачи для водяного пара при $p \sim 0,8 \text{ бар}$, $\Delta t = 10^\circ \text{C}$.

но устойчивой капельной конденсации в промышленной теплообменной аппаратуре реализовать обычно не удастся.

Конденсация паро-газовых смесей. При наличии в паре даже небольших примесей воздуха или других неконденсирующихся газов величина α для конденсирующегося пара резко снижается. Неконденсирующиеся газы постепенно накапливаются в паровом пространстве; при этом их парциальное давление повышается и, соответственно, парциальное давление пара падает. Кроме того, ухудшается омывание стенки паром и снижается $\Delta t = t_{\text{нас}} - t_{\text{ст}}$.

Коэффициент теплоотдачи в этом случае зависит от интенсивности взаимосвязанных процессов массо- и теплообмена, которые определяются составом паро-газовой смеси, характером ее течения, физическими свойствами компонентов смеси, давлением, температурой, формой и размерами поверхности конденсации. На рис. VII-13 показано влияние примеси воздуха на коэффициент теплоотдачи при конденсации водяного пара на горизонтальной трубе. По оси абсцисс отложено объемное содержание воздуха в паре $C_{\text{пв}}$, по оси ординат — относительные коэффициенты теплоотдачи $\alpha_{\text{пв}}/\alpha$, где $\alpha_{\text{пв}}$ — коэффициент теплоотдачи для паро-воздушной смеси, α — коэффициент теплоотдачи для чистого пара.

Как видно из рис. VII-13, наличие примеси воздуха в паре резко ухудшает теплоотдачу. Влияние примеси сказывается тем сильнее, чем меньше скорость движения паро-газовой смеси. Из рисунка следует также, что при $Re_{\text{пв}} = 0$ в смеси еще продолжается конвекция, что обусловлено разницей плотностей нагретых и холодных частиц и, кроме того, возникновением массового, или стефанова, потока (стр. 422) при конденсации пара