

УДК 621.1.

Теплообмен при плёночной конденсации пара в подогревателе высокого давления

Шилко М.А.

Научный руководитель - Пронкевич Е.В.

Процесс конденсации заключается в том, что пар при определённых условиях может переходить как в жидкое, так и твёрдое состояние. Процесс конденсации часто встречается на практике – в конденсаторах паровых турбин, в опреснителях при получении питьевой воды из морей и океанов, в теплообменниках паровых установок.

Если насыщенный или перегретый пар соприкасается со стенкой, температура которой ниже температуры насыщения при данном давлении, то вследствие теплообмена пар охлаждается и конденсируется. Конденсат в виде плёнки или капель оседает на поверхности и стекает вниз.

В зависимости от состояния поверхности различают два вида конденсации: капельную и плёночную. Если поверхность конденсатора не смачивается жидкостью (покрыта каким-либо жиром, керосином, нефтяным продуктом и др.) и конденсат осажается в виде отдельных капель, то происходит капельная конденсация. На смачиваемой поверхности конденсатора конденсирующийся насыщенный пар образует сплошную плёнку определённой толщины; такая конденсация называется плёночной.

Обычно в теплообменных аппаратах, работающих на чистом водяном паре, наблюдается плёночная конденсация. В верхней части вертикальной стенки или трубы плёнка стекает с малыми скоростями и движение плёнки ламинарное. По мере увеличения скорости конденсата движение плёнки переходит в турбулентное. При плёночной конденсации теплота пара передаётся поверхности плёнки конденсата, а плёнка передаёт теплоту стенке.

Рассмотрим теплоотдачу при плёночной конденсации в подогревателе высокого давления. Режим течения плёнки определяется числом Рейнольдса, при $Re_k < 100$ определение коэффициента теплоотдачи можно производить из равенства:

$$\alpha = CA \left(\frac{r}{l \Delta t} \right)^{0.25} E_r = b \left(\frac{1}{\Delta t} \right)^{0.25} \text{ Вт} / (\text{м}^2 \cdot \text{К}),$$

где C – коэффициент вертикальных труб равный 1,13;

$$A = \left[\frac{\lambda_k^3 \rho_k (\rho_k - \rho_n) g}{\mu_k} \right]^{0.25}$$

λ_k, ρ_k – коэффициент теплопроводности и плотность конденсата;

ρ_n – плотность пара;

E_r – поправка на шероховатость и загрязнение внешней поверхности труб;

$\Delta t = t_n - t_{cn}^{cp}$ – средний перепад температур в пограничном слое со стороны греющего пара;

l – высота участка труб между соседними перегородками равная 4;

b – комплекс физических величин.

Выражаем комплекс физических величин, с помощью которого можно определить плотность теплового потока, коэффициент теплопередачи и поверхность нагрева собственно подогревателя:

$$b = CA \left(\frac{r}{l} \right)^{0.25} E_r = CE_r \left[\frac{\lambda_k^3 \rho_k (\rho_k - \rho_n) gr}{\mu_k l} \right]^{0.25}$$

Для примера рассмотрим расчёт подогревателя ПВ-2100-380-61 для турбины К-500-240-2, при $t_{сн}^{ср} = 261^\circ\text{C}$:

$$\lambda_k = 0,6035 \text{ Вт/м} \cdot ^\circ\text{C};$$

$$r = 1655,61 \text{ кДж/кг};$$

$$\mu_k = 10,56 \cdot 10^{-5} \text{ Нс/м}^2;$$

$$\nu_k = 0,134 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с};$$

$$\rho_n = 24,16 \text{ кг/м}^3;$$

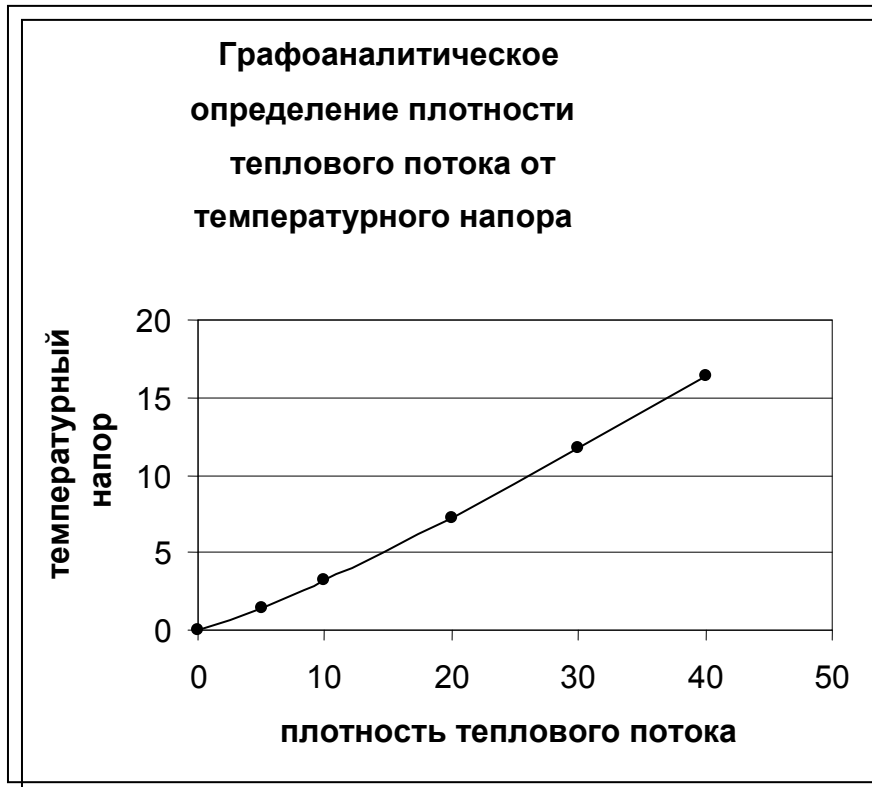
$$\rho_k = \frac{\mu_k}{\nu_k} = \frac{10,56 \cdot 10^{-5}}{0,0134 \cdot 10^{-5}} = 788 \text{ кг/м}^3;$$

$$b = 1,13 \cdot 0,8 \left[\frac{0,6035^3 \cdot 788(788 - 24,16)9,81 \cdot 1655,61 \cdot 10^3}{10,56 \cdot 10^{-5} \cdot 4} \right]^{0.25} = 7635.$$

Плотность теплового потока: $q = 7635 \Delta t^{0.75} \text{ Вт/м}^2$. В соответствии с полученными значениями имеем:

$$\Delta t = \Delta t_1 + \Delta t_2 + \Delta t_3 = \left(\frac{q}{b} \right)^{\frac{4}{3}} + \frac{\delta_{ср}}{\lambda_{ср}} q + \frac{q}{\alpha_2} = 7,65 \cdot 10^{-6} \cdot q^{\frac{4}{3}} + 9,62 \cdot 10^{-5} \cdot q + 8,72 \cdot 10^{-5} \cdot q$$

Принимая различные значения q , находим Δt и строим зависимость $\Delta t = f(q)$:



$q=5 \text{ кВт/м}^2 \quad \Delta t = 1,48 \text{ }^\circ\text{C};$
 $q=10 \text{ кВт/м}^2 \quad \Delta t = 3,27 \text{ }^\circ\text{C};$
 $q=20 \text{ кВт/м}^2 \quad \Delta t = 7,28 \text{ }^\circ\text{C};$
 $q=30 \text{ кВт/м}^2 \quad \Delta t = 11,7 \text{ }^\circ\text{C};$
 $q=40 \text{ кВт/м}^2 \quad \Delta t = 16,43 \text{ }^\circ\text{C};$

Из диаграммы следует, что при $\Delta t = 13,09 \text{ }^\circ\text{C}$, $q = 33000 \text{ Вт/м}^2$.

Коэффициент теплопередачи в собственно подогревателе:

$$k = \frac{q}{\Delta t} = \frac{33000}{13,09} = 2521 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{K)}$$

Поверхность нагрева собственно подогревателя:

$$F = \frac{Q_{cn}}{k \Delta t} = \frac{52841 \cdot 10^3}{2521 \cdot 13,09} = 1601 \text{ м}^2,$$

где $Q_{cn} = 52841 \text{ кВт}$ – тепловая нагрузка на собственно подогреватель.

Практически поверхность нагрева должна быть несколько выше за счёт возможности загрязнения поверхности, коррозии и т.п. Принимаем $F_{on} = 1611 \text{ м}^2$.

Сравниваем полученное значение с табличным

Площадь поверхности		
полная	зона ОП	зона ОК
2100	314,0	139,2

Из таблицы можно выразить значение площадь поверхности зоны охлаждения пара:

$$F_{on.таб.} = 2100 - 314 - 139,2 = 1646,8 \text{ м}^2.$$

Таким образом, делаем вывод о том, что $F_{on.таб.}$ и F_{on} отличаются на допустимую величину отклонения.

Литература

- 1.Нашокин В.В. Техническая термодинамика и теплопередача: Учеб. пособие для вузов.- 3-е изд.- М.: Высш. школа, 1980.- 469с.
- 2.Ривкин С.Л., Александров А.А. Теплофизические свойства воды и водяного пара.-М.: Энергия, 1980.-424с.