

К РАСЧЕТУ ПОВЕРХНОСТИ ОХЛАЖДЕНИЯ ПРИ КОНДЕНСАЦИИ
ПАРА В ОДНОХОДОВОМ ГОРИЗОНТАЛЬНОМ ПУЧКЕ ТРУБ

Б. Ф. КАЛУГИН

(Представлена научным семинаром кафедры ТЭУ)

В данной статье излагаются вывод формулы для определения осредненной по пучку плотности теплового потока q ($\text{кВт}/\text{м}^2$) при конденсации пара в одноходовом горизонтальном пучке труб и порядок расчета поверхности охлаждения $F(\text{м}^2)$ при использовании полученной зависимости для q . Используя те же допущения, которые имеются в [1], а также особенности расчетов в обработке экспериментальных данных в [1], можно получить

$$q = \vartheta^{0,891} M^{0,791} N^{0,791} C_*^{0,791} d_2 \frac{\lambda_k^{0,891}}{\mu_k^{0,1642}} [f(\Delta)]^{0,791} \cdot \Delta^{-0,0552}, \quad (1)$$

ϑ — разность температур пара и стенки труб, град;

G_k — общее количество пара, поступающего в пучок, $\text{кг}/\text{сек}$;

Δ — доля от G_k , сконденсировавшаяся на трубках пучка.

$$f(\Delta) = \Delta \cdot [1 - (1 - \Delta)^{0,84}]^{-1}, \quad (2)$$

$$M = 19,5 (\omega_n^2 \rho_n)^{0,08} \cdot (g \cdot d_n \rho_k)^{-0,08}, \quad (3)$$

ρ_n и ρ_k — плотности соответственно пара и конденсата, $\text{кг}/\text{м}^3$;

g — ускорение силы тяжести, $\text{м}/\text{сек}^2$;

d_n — наружный диаметр трубки, м ;

ω_n — скорость парового потока, $\text{м}/\text{сек}$.

$$N = a_1 \rho_k^{0,416} \cdot r^{0,208} \cdot d_n^{-0,638}, \quad (4)$$

r — количество тепла, отдаваемое охлаждающей воде при конденсации 1 кг пара, $\text{кДж}/\text{кг}$;

λ_k — коэффициент теплопроводности для конденсата, образующегося на трубках, $\text{Вт}/(\text{м} \cdot \text{град})$;

μ_k — динамическая вязкость конденсата, $\text{н} \cdot \text{сек} \cdot \text{м}^{-2}$.

a_1 и a_2 — коэффициенты, обусловленные переводом формул [1] в систему СИ.

$$C_* = 0,84 \pi^{0,07} [r \rho_n \omega_n (t - d_n)]^{-0,07}, \quad (5)$$

t — шаг в горизонтальном ряду труб, м .

Первоначально рассматривается пучок с коридорным расположением труб. Число горизонтальных рядов в пучке при выводе зависимости (1) определялось по формуле

$$n_r = r \Delta \rho_n \omega_n (t - d_n) \cdot (q \pi d_n)^{-1}. \quad (6)$$

При температуре конденсата $T_K = 278 \div 368^\circ\text{K}$ выражение $a_2 \lambda_K^{0,891} \times \mu_K^{-0,1642}$ можно записать в таком виде:

$$a_2 \lambda_K^{0,891} \cdot \mu_K^{-0,1642} = b_1 + b_2 (T_K - 273), \quad (7)$$

b_1 и b_2 — константы. По [1] $T_K = T_n - 0,75\vartheta$; T_n — температура пара в $^\circ\text{K}$. Коэффициент теплоотдачи от стенки трубки к воде α_B можно определить по формуле из [2]

$$\alpha_B = f/2 \cdot C_p C_{B\rho_B} [12\sqrt{f/2} (Pr^{0,71} - 1) + 1]^{-1}, \quad (8)$$

C_p — удельная теплоемкость воды, $\text{кдж}/(\text{кг} \cdot \text{град})$;

C_B — скорость воды в трубке, $\text{м}/\text{сек}$;

Pr — критерий Прандтля для воды;

f — коэффициент трения;

$[\alpha_B]$ — $\text{квт}/(\text{м}^2 \cdot \text{град})$;

ρ_B — плотность воды, $\text{кг}/\text{м}^3$.

Для турбулентного потока (до числа Рейнольдса $Re = 400000$) $f/2$ аппроксимируется так:

$$\frac{f}{2} = b_3 \left(b_4 + \frac{100}{Re} \right)^{0,250}, \quad (9)$$

$$b_3 = 0,0125;$$

$$b_4 = 0,00006.$$

При изменении ϑ от 1,7 до 41 градуса выполняется следующее равенство:

$$\vartheta^{0,891} = 1 + 0,663\vartheta. \quad (10)$$

При $T_B = 278 \div 373^\circ\text{K}$ $Pr^{0,71}$ можно записать в следующем виде

$$Pr^{0,71} = 15,8 \cdot (T_B - 273)^{-0,5}. \quad (11)$$

T_B следует брать осредненной по всему пучку, $T_B = T_n - \Delta t$. Сумма термического сопротивления стенки трубки с загрязнениями $\sum R_{ст}$ ($\text{м}^2 \cdot \text{град} \cdot \text{квт}^{-1}$) и $1/\alpha_B$ имеет вид:

$$\begin{aligned} & \frac{1}{\alpha_B} + \sum R_{ст} = \\ & = \frac{12\sqrt{f/2} Pr_{tn}^{0,71} + \left(1 - \frac{\Delta t}{T_n - 273} \right)^{0,5} \cdot \left(1 - 12\sqrt{f/2} + \frac{f}{2} C_p C_{B\rho_B} \sum R_{ст} \right)}{f/2 \left(1 - \frac{\Delta t}{T_n - 273} \right)^{0,5} \cdot C_p C_{B\rho_B}}, \quad (12) \end{aligned}$$

Δt — среднелогарифмическая разность температур пара и охлаждающей воды, определяемая обычным путем;

Pr_{tn} — критерий Прандтля для воды при T_n . Зависимости (12) можно придать следующий вид:

$$\begin{aligned} \frac{1}{\alpha_B} + \sum R_{ст} = & \left[b_3 C_p C_{B\rho_B} \left(1 - \frac{\Delta t}{T_n - 273} \right)^{0,5} \right]^{-1} \cdot \left\{ 12b_3^{0,5} \left[\left(\frac{100}{Re} \right)^{-0,125} - \right. \right. \\ & - 0,125b_4 \left(\frac{Re}{100} \right)^{1,125} \left. \right] Pr_{tn}^{0,71} \left. \right\} + (b_3 C_p C_B)^{-1} \left\{ \left(\frac{Re}{100} \right)^{0,250} - 0,250b_4 \left(\frac{Re}{100} \right)^{1,250} - \right. \\ & \left. - 12b_3^{0,5} \left[\left(\frac{Re}{100} \right)^{0,125} - 0,125b_4 \left(\frac{Re}{100} \right)^{1,125} \right] + b_3 C_p C_{B\rho_B} \sum R_{ст} \right\}. \quad (13) \end{aligned}$$

Оценка показывает, что в первом приближении членами с b_4 можно пренебречь. Можно записать

$$C_B^{0,125} = b_5 + b_6 C_B; \quad C_B^{0,250} = b_7 + b_8 C_B. \quad (14)$$

Константы для интервалов изменения $C_B = 1 \div 4$; $C_B = 0,4 \div 1$; $C_B = 0,1 \div 0,5$ м/сек соответственно равны: $b_5 = 0,93$; $0,82$; $0,72$; $b_6 = 0,07$; $0,177$; $0,387$; $b_7 = 0,85$; $0,65$; $0,5$; $b_8 = 0,152$; $0,346$; $0,683$.

После этого выражение (13) можно свести к виду

$$\frac{1}{\alpha_B} + \sum R_{ст} = \frac{Z_* + Z_{**} C_B}{b_3 c_p \rho_B C_B \left(1 - \frac{\Delta t}{T_n - 273}\right)^{0,5}}, \quad (15)$$

Z_* и Z_{**} есть функции ряда величин:

$$Z_* = f_1(b_5, b_3, b_7, M_2, d_B, Pr_{тн}, \Delta t, T_n);$$

$$Z_{**} = f_2(b_6, b_3, b_8, M_2, d_B, Pr_{тн}, \Delta t, T_n, \sum R_{ст}, \rho_B).$$

При $T_B = 275 \div 373^\circ K$

$$M_2 = \left(\frac{1}{v}\right)^{0,125} = 5,35 + 0,013 (T_B - 273); \quad (16)$$

γ_B — коэффициент кинематической вязкости для воды, м²/сек;

d_B — внутренний диаметр трубок, м. C_B определяется по формуле

$$C_B = 4l \cdot m'_k q d_n \cdot (d_B^2 \rho_B r \Delta)^{-1}; \quad (17)$$

l — длина трубок, м; $m'_k = W : G_k$; W — расход охлаждающей воды, кг/сек. m_k — условная кратность охлаждения: пар G_k не весь конденсируется в пучке. Под действительной кратностью охлаждения m_k понимается отношение W к расходу пара $\Delta \cdot G_k$, сконденсировавшемуся в пучке. При $\Delta = 1$ $m_k = m_k$.

ϑ находится из следующего уравнения:

$$\vartheta = \Delta t - q (1/\alpha_B + \sum R_{ст}). \quad (18)$$

Зависимость для ϑ , полученную после совместного решения уравнений (1), (7), (10), (15), (17), (18), подставляем в уравнение

$$q = (\Delta t - \vartheta) (1/\alpha_B + \sum R_{ст})^{-1}. \quad (19)$$

Вместо второй скобки в уравнении (19) подставляем выражение (15). Окончательно получаем из уравнения (19)

$$q = \frac{\rho_B S_{19} \varphi(\Delta) \cdot [(R_4 \Delta t + R_3) f(\Delta t) \cdot S_{21} - 0,238 R_4 Z_* \Delta d_B^2 r]}{[0,238 R_4 S_{19} Z_{**} \varphi(\Delta) + 45000 f(\Delta t)] 4 m'_k d_n l}; \quad (20)$$

$$\varphi(\Delta) = [f(\Delta)]^{0,791} \cdot \Delta^{-0,0552}; \quad (21)$$

$$S_{21} = 0,05 m'_k d_n l; \quad (22)$$

$$S_{19} = 121 \left[\frac{\omega_n^{0,09} \cdot r^{0,138}}{d_n^{0,718} v_n^{0,01} (t - d_n)^{0,07}} \right]^{0,791}; \quad (23)$$

$$f(\Delta t) = [1 - \Delta t (T_n - 273)^{-1}]^{0,5}; \quad (24)$$

$$R_3 = 8,5 + 0,052 (T_n - 273); \quad (25)$$

$$R_4 = 5,601 + 0,0345 (T_n - 273); \quad (26)$$

$$Z_* = M_2 d_B^{0,125} \{0,757 b_5 [Pr_{тн}^{0,71} - f(\Delta t)] + 0,3175 b_7 f(\Delta t) M_2 d_B^{0,125}\}; \quad (27)$$

$$Z_{**} = M_2 d_B^{0,125} \{0,757 b_6 [Pr_{тн}^{0,71} - f(\Delta t)] + 0,3175 b_8 f(\Delta t) M_2 d_B^{0,125}\} + \\ + 52,5 \rho_B f(\Delta t) \sum R_{ст}; \quad (28)$$

v_n — удельный объем пара, $\text{м}^3/\text{кг}$; в уравнении (28) $[\Sigma R_{\text{ст}}] — \text{м}^2 \text{град}/\text{вт}$; в уравнении (20) $[q] — \text{квт}/\text{м}^2$. Размерности других величин в выражениях (20) ÷ (28) указывались ранее в тексте. Зависимость (20) проверялась расчетным путем. Значение q по уравнению (20) сравнивалось с q , полученной обычным путем: отдельно определялся коэффициент теплоотдачи от пара к стенке трубок по [1], определялись α_v по [3] и $\Sigma R_{\text{ст}}$, после этого определялась q . Расхождение между значениями q , определенными разными способами, составляло $2 \div 2,8\%$. Проверка проводилась при разных G_k , при $d_v = 14 \div 28$ мм и толщине стенки трубок 1 мм, давление пара не превышало 0,9 бар, режим течения охлаждающей воды турбулентный. В расчетах принималось, что в пучок поступает практически чистый пар [1]. В работе участвует вся охлаждающая поверхность.

Для определения необходимой поверхности охлаждения должны быть заданы следующие величины (некоторые из них могут выбираться); G_k , давление пара, d_v , d_n , t , l , ширина пучка или ω_n , материал стенки и данные по загрязнению трубок, W или m_k' , (m_k') , Δ , T_1 (температура охлаждающей воды на входе в пучок), требуемая разность температур $T_n - T_2$, где T_2 — температура охлаждающей воды на выходе из пучка. Должна быть задана степень сухости пара при входе в пучок. Первоначально определяются Δt , $\varphi(\Delta)$, S_{19} , S_{21} , $f(\Delta t)$, R_3 , R_4 , $T_v = T_n - \Delta t$, $Pr_{\text{тн}}$, Z_* , Z_{**} , затем по уравнению (20) q . После этого вычисляется C_v по уравнению (17) и уточняются, если это требуется, константы b_5 и b_7 в выражении (27), b_6 и b_8 в выражении (28), Z_* , Z_{**} и q . Повторный расчет очень прост, так как заключается всего в трех операциях. Поверхность охлаждения определяется по формуле

$$F = \frac{\Delta G_k r}{q}, \quad (29)$$

общее число трубок определится из выражения

$$n_{\text{тр}} = \frac{F}{\pi d_n l}. \quad (30)$$

Число горизонтальных рядов вычисляется по выражению (6). При шахматном расположении труб в пучке в выражении (23) вместо 121 следует подставлять 125,2, под $t - d_n$ следует понимать расстояние между трубками в первом горизонтальном ряду. Расчеты показывают, что определение F по предлагаемой методике отличается малой трудоемкостью по сравнению с существующими методиками, последние заключаются в поверочных расчетах $\bar{F}$, которой предварительно задаются, а затем уточняют, повторяя при каждом шаге уточнения сложные расчеты.

Выводы

1. Получена формула для определения плотности теплового потока при конденсации пара на трубках горизонтального одноходового пучка, позволяющая проанализировать работу пучка в зависимости от различных факторов.

2. Дается методика расчета необходимой поверхности охлаждения одноходового горизонтального пучка труб, отличающаяся сравнительно малой трудоемкостью и достаточной степенью точности.

ЛИТЕРАТУРА

1. Л. Д. Берман. Приближенный метод расчета теплообмена при конденсации пара на пучке горизонтальных труб. «Теплоэнергетика», 1964, № 3.
2. Г. П. Питерских. Трение и теплообмен в турбулентном потоке. «Химическая промышленность», 1954, № 8.
3. Б. С. Петухов, В. В. Кириллов. К вопросу о теплообмене при турбулентном течении жидкости в трубах. «Теплоэнергетика», 1958, № 4.