

**К ОПРЕДЕЛЕНИЮ ПЛОТНОСТИ ТЕПЛООВОГО ПОТОКА ПРИ  
КОНДЕНСАЦИИ ПАРА В ГОРИЗОНТАЛЬНОМ ПУЧКЕ ТРУБ**

Б. Ф. КАЛУГИН

(Представлена научным семинаром кафедры ТЭУ)

При обычном способе определения необходимой поверхности охлаждения для конденсации заданного количества пара расчет ведется по схеме: задаются поверхностью охлаждения и проводят поверочный расчет, в котором определяют термические сопротивления при передаче тепла от пара к стенке трубки, самой стенке, при передаче тепла от стенки к воде, затем коэффициент теплопередачи и проверяют размеры поверхности охлаждения. Расчет ведется методом последовательных приближений: задаются температурой охлаждающей воды на выходе из пучка, потом ее проверяют. Расчет получается громоздким и трудоемким, особенно, когда меняется число трубок в пучке. Рекомендуемая в [6] формула для коэффициента теплопередачи может применяться при температуре охлаждающей воды не выше  $35^{\circ}\text{C}$ .

В данной работе приводится зависимость для плотности теплового потока в более широком интервале температур. Расчет с использованием ее получается более простым и с малой затратой труда. Плотность теплового потока выражена через величины, которые применяются при анализе работы конденсаторов. При выводе формулы для плотности теплового потока были использованы из [1] зависимость для определения коэффициента теплопередачи от стенки к воде, из [2] зависимости для охлаждающей поверхности и осредненного по поверхности пучка коэффициента теплоотдачи от пара к стенке труб. При выводе формулы ряд дробно-степенных зависимостей физических параметров воды от температуры и коэффициента трения в круглой трубе по [1] от температуры и скорости воды были аппроксимированы многочленами 1-й и 2-й степени. Рассматривается двухходовой пучок с коридорным расположением труб, пар подводится к ходам параллельно. Заданными величинами являются температура воды на входе в пучок  $T_1$ , кратность охлаждения  $m_k$ , расход пара  $G_k$ , температура насыщения  $T_s$ , давление, при котором осуществляется конденсация, удельный объем пара, поступающего в пучок  $v_{\text{п}}$ , скорость пара  $\omega_{\text{п}}$  (выбираем сами или определяем из каких-то габаритных условий), шаг в горизонтальном ряду  $t$ , наружный  $d_{\text{н}}$  и внутренний  $d_{\text{в}}$  диаметры трубок, их длина  $l$ , коэффициент теплопроводности материала трубок  $\lambda$ , количество тепла, отдаваемое каждым килограммом пара воде  $r_k$ , доля от общего расхода пара, конденсирующаяся во втором ходе  $\Delta$ .

Предполагается, что в каждом ходе пар конденсируется полностью, и в работе участвуют все без исключения трубки. С паровой стороны сде-

ланы те же допущения, какие имеются в [2]. Для плотности теплового потока первого хода получена формула:

$$q_1 = \frac{\rho_{в1} S_{19} [(R_4 \Delta t_1 + R_3) S_{21} - 0,238 R_4 Z_1' (1 - \Delta) d_B^2 r_K]}{(0,238 R_4 S_{19} Z_2' + 45000) 4 m_K d_H l}; \quad (1)$$

для второго хода:

$$q_2 = \frac{\rho_{в2} S_{19} [(R_4 \Delta t_2 + R_3) S_{21} f(\Delta t_2) - 0,238 R_4 Z_1'' \Delta d_B^2 r_K]}{[0,238 R_4 S_{19} Z_2'' + 45000 f(\Delta t_2)] 4 m_K d_H l}; \quad (2)$$

для всего пучка:

$$q_0 = \frac{q_2 \cdot q_1}{(1 - \Delta) q_2 + \Delta q_1}. \quad (3)$$

При равенстве числа трубок, а также  $d_H$ ,  $d_B$ ,  $\omega_H$ ,  $l$ ,  $t$  по ходам расчет ведется по (2), при этом  $\Delta = 1$ ,  $l \cdot 2$ ,  $\Delta t_2$  берется уже для всего пучка.

В этих формулах  $\rho_{в1}$  и  $\rho_{в2}$  — плотность воды в соответствующем ходе,  $\Delta t_1$  и  $\Delta t_2$  — среднелогарифмические разницы температур для соответствующего хода, определяемые по обычным зависимостям, что сделать при известной  $\Delta$  не представляет большого труда.

$$R_3 = 8,5 + 0,052 (T_s - 273). \quad (4)$$

$$R_4 = 5,601 + 0,0345 (T_s - 273). \quad (5)$$

$$S_{21} = 0,05 m_K d_H l. \quad (6)$$

$$S_{19} = 121 \left[ \frac{\omega_H^{0,09} r_K^{0,138}}{d_H^{0,718} v_H^{0,01} (t - d_H)^{0,07}} \right]^{0,791}. \quad (7)$$

$$Z_1' = M_1 \cdot d_B^{0,125} [0,757 C_5 f(\text{Pr}_1) + 0,3175 C_7 d_B^{0,125} M_1]. \quad (8)$$

$$Z_2' = M_1 d_B^{0,125} [0,757 C_6 f(\text{Pr}_1) + 0,3175 C_8 d_B^{0,125} M_1] + 52,5 \rho_{в1} \sum R_{ст}. \quad (9)$$

$$Z_1'' = M_2 d_B^{0,125} [0,757 C_5 f(\text{Pr}_s) + 0,3175 C_7 f(\Delta t_2) M_2 d_B^{0,125}]. \quad (10)$$

$$Z_2'' = M_2 d_B^{0,125} [0,757 C_6 f(\text{Pr}_s) + 0,3175 C_8 f(\Delta t_2) M_2 d_B^{0,125}] + 52,5 \rho_{в2} f(\Delta t_2) \sum R_{ст}. \quad (11)$$

$$M_1 = 5,35 + 0,013 (T_s - \Delta t_1 - 273). \quad (12)$$

$$M_2 = 5,35 + 0,013 (T_s - \Delta t_2 - 273). \quad (13)$$

$$f(\text{Pr}_1) = \text{Pr}_1^{0,71} - 1. \quad (14)$$

$$f(\Delta t_2) = \left( 1 - \frac{\Delta t_2}{T_s - 273} \right)^{0,5}. \quad (15)$$

$$f(\text{Pr}_s) = \text{Pr}_s^{0,71} - f(\Delta t_2). \quad (16)$$

$$\text{Pr}_1^{0,71} = 15,8 (T_s - \Delta t_1 - 273)^{-0,5}; \quad (17)$$

$$\text{Pr}_s^{0,71} = 15,8 (T_s - 273)^{-0,5}. \quad (18)$$

Размерности величин:  $[q_2] = [q_1] = [q_0] = \text{квт}/\text{м}^2$ ;

$$[t] = [l] = [d_B] = [d_H] = \text{м}; \quad [G_K] = \text{кг}/\text{сек};$$

$$[\rho_{в1}] = [\rho_{в2}] = \text{кг}/\text{м}^3; \quad [r_K] = \text{кДж}/\text{кг};$$

$$[\omega_H] = \text{м}/\text{сек}; \quad [v_H] = \text{м}^3/\text{кг}; \quad [T_s] = [T_1] = ^\circ\text{К}.$$

При вычислении термического сопротивления стенки с сложениями  $\sum R_{ст}$  толщину стенки и отложений подставлять в  $m$ , а коэффициенты теплопроводности в  $вт/(м град)$ . Для интервалов скоростей воды  $C_B = 0,1 \div 0,5$ ;  $0,4 \div 1$ ;  $1 \div 4$   $м/сек$  значения констант соответственно равны

$$C_5 = 0,72; 0,82; 0,93;$$

$$C_7 = 0,5; 0,65; 0,85;$$

$$C_6 = 0,387; 0,177; 0,07,$$

$$C_8 = 0,683; 0,346; 0,152.$$

Правильность выбора констант проверяется путем определения скоростей движения воды.

Для первого хода

$$C_{в1} = \frac{4 \cdot l m_k d_n q_1}{d_B^2 \rho_{в1} (1 - \Delta) r_k}. \quad (19)$$

Для второго хода

$$C_{в2} = \frac{4 \cdot l m_k d_n q_2}{d_B^2 \rho_{в2} \Delta r_k}. \quad (20)$$

При известных плотности теплового потока и расходе пара легко определяется поверхность охлаждения как в целом, так и по ходам. Число трубок в первом ходе:

$$n_1 = \frac{(1 - \Delta) G_k r_k}{q_1 \pi d_n l}. \quad (21)$$

Число трубок в горизонтальном ряду первого хода:

$$n_{1г} = \frac{(1 - \Delta) G_k v_n}{\omega_n l (t - d_n)}. \quad (22)$$

Для второго хода определяются аналогично, вместо  $(1 - \Delta)$ ,  $q_1$  следует только подставлять  $\Delta$ ,  $q_2$ .

При шахматном расположении труб  $S_{19}$ , определенное по (7), необходимо умножить еще на 1,035, при этом расположение труб в (7) и в (22) под  $t - d_n$  следует понимать расстояние между трубками в первом ряду.

Зависимости (1), (2) и (3) были проверены расчетным путем: плотность теплового потока, определенная по (1) и (2), сравнивалась с плотностью теплового потока, полученной обычным путем: отдельным определением коэффициентов теплоотдачи от пара к стенке по [2], от стенки к воде по [3] (зависимость в [3] рекомендуется и в [5]) и термического сопротивления стенки, после чего определялся общий коэффициент теплопередачи. Расхождение не превышало  $\pm 2,8\%$ . Расчеты проводились применительно к трубкам конденсаторов [4] и к условиям работы трубных пучков конденсаторов при переводе на работу с ухудшенным вакуумом до давления около 0,9 бар. Жесткие рамки статьи не позволяют поместить материал, иллюстрирующий большое сокращение работы по зависимостям (1), (2), (3).

### Выводы

1. Получены формулы для определения осредненных по ходам и по всему пучку плотностей тепловых потоков при конденсации пара в двухходовом горизонтальном пучке труб с параллельным подводом пара по ходам.

2. Предлагается новый способ определения необходимой поверхности охлаждения применительно к двухходовому пучку с параллельным подводом конденсирующего пара.

3. Формулы (1), (2), (3) позволяют проанализировать работу всего пучка в зависимости от различных факторов.

#### ЛИТЕРАТУРА

1. Г. П. Питерских. Трение и теплообмен в турбулентном потоке. Химическая промышленность, № 8, 1954.

2. Л. Д. Берман. Приближенный метод расчета теплообмена при конденсации пара на пучке горизонтальных труб. «Теплоэнергетика», № 3, 1964.

3. Б. С. Петухов, В. В. Кириллов. К вопросу о теплообмене при турбулентном течении жидкости в трубах. «Теплоэнергетика», № 4, 1958.

4. И. Н. Кирсанов. Конденсационные установки. «Энергия», 1965.

5. В. П. Исаченко, В. А. Осипов, А. С. Сукомел. Теплопередача. «Энергия», 1965.

6. Л. Д. Берман. Коэффициент теплопередачи поверхностного конденсатора. Известия ВТИ, № 2, 1952.

---