

**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°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 λ , количество тепла, отдаваемое каждым килограммом пара воде r_k , доля от общего расхода пара, конденсирующаяся во втором ходе Δ .

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:

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

для второго хода:

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

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 , ω_H , l , t по ходам расчет ведется по (2), при этом $\Delta = 1$, $l \cdot 2$, Δt_2 берется уже для всего пучка.

В этих формулах $\rho_{в1}$ и $\rho_{в2}$ — плотность воды в соответствующем ходе, Δt_1 и Δt_2 — среднелогарифмические разницы температур для соответствующего хода, определяемые по обычным зависимостям, что сделать при известной Δ 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 $вт/(м \text{ град})$. Для интервалов скоростей воды $C_5 = 0,1 \div 0,5$; $0,4 \div 1$; $1 \div 4$ $м/сек$ 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

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

Для второго хода

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

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 Δ , 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.
