

## О НЕКОТОРЫХ СЛУЧАЯХ РАСПРЕДЕЛЕНИЯ ПОВЕРХНОСТИ ОХЛАЖДЕНИЯ ПРИ КОНДЕНСАЦИИ ПАРА В ГОРИЗОНТАЛЬНОМ ПУЧКЕ ТРУБ

Б. Ф. КАЛУГИН

(Представлена научным семинаром кафедры ТЭУ)

В данной статье представлены результаты теоретических исследований влияния распределения поверхности охлаждения по ходам на плотность теплового потока  $q_0$  (в  $\text{квт}/\text{м}^2$ ), осредненную по всему горизонтальному двухходовому пучку труб, при конденсации водяного пара без примеси воздуха для двух случаев: параллельного и последовательного поступления пара в пучки труб ходов.

Плотность теплового потока  $q_0$  для обоих случаев можно определить по формуле

$$q_0 = q_2 \cdot q_1 [(1 - \Delta)q_2 + q_1 \Delta]^{-1}, \quad (1)$$

где  $q_1$  и  $q_2$  — плотности тепловых потоков соответственно первого и второго по ходу воды ходов,  $\text{квт}/\text{м}^2$ ;

$\Delta$  — доля от общего расхода пара в пучок, конденсирующаяся на трубках второго хода.

Соотношение между общей поверхностью охлаждения  $F_0$  и поверхностью охлаждения второго хода  $F_2$  найдется из выражения

$$F_2/F_0 = q_1(q_2/\Delta + q_1 - q_2)^{-1}. \quad (2)$$

Зависимости (1) и (2) использовались в дальнейших расчетах. При фиксированных значениях скорости подводимого к пучку пара  $\omega_p$  и его давления  $p_k$ , длине труб  $l$ , кратности охлаждения  $m$ , наружном  $d_n$  и внутреннем  $d_v$  диаметрах трубок, температуры воды на входе в пучок  $T_1$ , толщине слоя загрязнений  $\delta_3$  и известном материале трубок менялась  $\Delta$ . Расчетным путем определялись  $q_1$  и  $q_2$  при условии полной конденсации пара в пучке.

В расчетах из [1], [2], [3] использовались зависимости для определения коэффициента теплоотдачи от пара к стенке, термического сопротивления стенки труб, коэффициента теплоотдачи от стенки к охлаждающей воде. Путем преобразований были получены выражения для  $q_1$  и  $q_2$  для обоих рассматриваемых в статье случаев конденсации пара. По формуле (1) определялась  $q_0$ , по формуле (2) —  $F_2/F_0$ . Из графика  $q_0 = f(F_2/F_0)$  определялось оптимальное отношение  $(F_2/F_0)_{\text{оп}}$ , соответствующее максимальному значению  $q_0$ , затем и оптимальное отношение  $(F_1/F_2)_{\text{оп}}$ , где  $F_1$  — поверхность охлаждения первого хода. Менялась одна из величин ( $m_k$ ,  $l$ ,  $\omega_p$ ,  $p_k$ ,  $d_n$ ,  $d_v$ ,  $T_1$ ,  $\delta_3$ ) и вновь производи-

лись аналогичные расчеты. Все расчеты производились для пучка с коридорным расположением труб, шаг в горизонтальном ряду составлял 32,5 мм. Пар поступал в пучок сухой, насыщенный.

В табл. 1 представлена часть расчетов для случая параллельного поступления пара в пучки ходов, пучки труб ходов расположены рядом, пар поступает сверху. Обозначения в таблице:  $\lambda_3$  и  $\lambda_{ст}$  — коэффициенты теплопроводности загрязнений и материала трубок,  $\Delta q_0$  — превышение  $q_0$  при  $(F_1/F_2)_{оп}$  над  $q_0$  при  $F_1/F_2=1$ , в процентах от  $q_0$  при  $F_1/F_2=1$ . Из таблицы видно, что в ряде случаев  $(F_1/F_2)_{оп}=0,870 \div 0,888$ . Это наблюдается при  $p_k=0,1176; 0,196$  бар, менее при  $p_k=0,49$  бар и практически отсутствует при  $p_k=0,882$  бар (расчеты для этого давления не приводятся).  $\Delta q_0$  может достигать 2,88%.

Этот эффект очень близок к эффекту, получаемому при переходе от коридорного расположения трубок к шахматному. Расчеты показывают, что смещение отношения  $F_1/F_2$  в сторону значений, меньших 1, и увеличение  $l$  вызывает более интенсивное увеличение коэффициента теплопередачи первого хода  $k_1$  по сравнению с темпом роста коэффициента теплопередачи второго хода  $k_2$ . Это в сочетании с более высоким значением среднелогарифмической разницы температур между паром и водой в первом ходе ведет при определенных условиях к получению максимума  $q_0$  при  $F_1/F_2=0,785 \div 0,88$ . Это наблюдается при малых  $m$  при условии, что средняя температура охлаждающей воды для всего пучка лежит в зоне, где физические свойства воды (коэффициент теплопроводности, коэффициент кинематической вязкости, критерий Прандтля) изменяются интенсивно. При больших  $p_k$  и  $m_k$  эффект от смещения  $(F_1/F_2)_{оп}$  в сторону значений, меньших 1, мал.

Малые  $m_k$  и большие суммарные значения  $l$  можно наблюдать в некоторых видах многоходовых пучков с параллельным подводом пара к поверхностям ходов. В этом случае соотношение поверхностей охлаждения первой по ходу воды половины ходов и второй желательнее иметь в пределах  $0,785 \div 0,88$ . Эксергетический к.п.д. пучка  $\eta_{ex}$  [4] при  $(F_1/F_2)_{оп}=0,785 \div 0,88$  (при значительных  $l$  и малых  $m_k$ ) не будет ниже  $\eta_{ex}$  при  $F_1/F_2=1$ , если уменьшение  $F_0$  в случае  $(F_1/F_2)_{оп}=0,785 \div 0,88$  по отношению со случаем  $F_1/F_2=1$  осуществить путем уменьшения  $l$ .

Расчетным путем были определены отношения  $F_1/F_2$ , соответствующие максимальным значениям  $q_0$  для случая конденсации чистого пара в двухходовом горизонтальном пучке, когда пар поступает в пучки ходов последовательно: сначала в пучок второго хода, затем в пучок первого (пучок второго хода расположен над пучком первого). При получении зависимости для  $q_1$  и  $q_2$  влияние конденсата, стекающего с трубок второго хода на теплообмен в пучке первого хода, учитывалось по [5]. Вид зависимостей для  $q_1$  и  $q_2$  здесь не приводится. Расчеты показывают, что при конденсации чистого пара при последовательном поступлении его в пучки ходов максимальные значения  $q_0$  наблюдаются при  $F_1/F_2=0,94 \div 1,02$ . Расчеты проводились для вариантов с исходными данными ( $p_k, T_1, \omega_n, l, d_n, d_b, m_k, \delta_3, \lambda_3, \lambda_{ст}$ ), указанными в табл. 1. Ухудшение теплообмена в пучке труб первого хода сдвигает значения  $(F_1/F_2)_{оп}$  к 1. Из [6] видно, что присутствие воздуха может переместить значения  $(F_1/F_2)_{оп}$  в интервал от 1,2 до 1,4.

## ВЫВОДЫ

1. При конденсации чистого пара в двухходовом горизонтальном пучке труб при параллельном подводе пара к поверхностям охлаждения

Таблица I

	Варианты															
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16
$p_k, \text{бар}$	0,196	0,196	0,196	0,196	0,196	0,196	0,196	0,196	0,196	0,117	0,196	0,196	0,49	0,49	0,49	0,196
$T_1, ^\circ\text{K}$	288	288	288	288	288	288	288	288	288	277	313,6	313,6	310	310	310	288
$\omega_{\text{п}}, \text{м/сек}$	30	30	30	30	30	30	30	60	10	48,6	30	30	12,7	12,7	12,7	30
$l, \text{м}$	4	12	4	7	10	20	7	7	7	20	4	10	4	7	10	2
$d_{\text{н}}, \text{мм}$	25	25	25	25	25	25	16	16	16	25	25	25	25	25	25	16
$d_{\text{в}}, \text{мм}$	23	23	23	23	23	23	14	14	14	23	23	23	23	23	23	14
$m_k$	14,2	14,2	14,2	14,2	14,2	14,2	14,2	14,2	14,2	14,2	40	40	14,2	14,2	14,2	14,2
$\delta_3, \text{мм}$	0,075	0,075	0,15	0,15	0,15	0,15	0,075	0,075	0,075	0,15	0,15	0,15	0,15	0,15	0,15	0,075
$\lambda_3, \text{см/(м}\cdot\text{град)}$	1,163	1,163	1,163	1,163	1,163	1,163	1,163	1,163	1,163	1,163	1,163	1,163	1,163	1,163	1,163	1,163
$\lambda_{\text{ст}}, \text{см/(м}\cdot\text{град)}$	24,4	24,4	116,3	116,3	116,3	116,3	116,3	116,3	116,3	116,3	116,3	116,3	116,3	116,3	116,3	116,3
$F_1/F_2$	1	0,817	1	0,835	0,807	0,809	0,809	0,809	0,809	0,785	1	0,825	1	0,888	0,888	1
$\Delta q_0 \%$	0	1,98	0	1,77	2,71	2,36	2,6	2,04	2,8	2,31	0	0,977	0	1,61	1,72	0

ходов максимальная плотность теплового потока  $q_0$  наблюдается (в случае малых  $m_k$  и больших  $l$ ) при соотношении между поверхностями охлаждения ходов  $(F_1/F_2)_{оп} = 0,785 \div 0,88$ .

2. В случае конденсации чистого пара в двухходовом горизонтальном пучке труб при последовательном поступлении пара в пучки ходов максимальные значения  $q_0$  наблюдаются при  $(F_1/F_2)_{оп} = 0,94 \div 1$ . Наличие воздуха дает  $(F_1/F_2)_{оп} = 1,2 \div 1,4$ .

#### ЛИТЕРАТУРА

1. Л. Д. Берман. Приближенный метод расчета теплообмена при конденсации пара на пучке горизонтальных труб. «Теплоэнергетика», 1964, № 3.
2. И. Н. Кирсанов. Конденсационные установки. М., «Энергия», 1965.
3. Г. П. Питерских. Трение и теплообмен в турбулентном потоке. «Химическая промышленность», 1954, № 8.
4. А. М. Аксельбанд, З. П. Бильдер, А. С. Ясинский. Эксергетический к. п. д. теплообменников «вода — пар» с учетом гидравлических сопротивлений. Изв. вузов, «Энергетика», 1970, № 7.
5. В. П. Исаченко, А. Ф. Глушков. Теплообмен при конденсации пара на горизонтальной трубе и натекании конденсата сверху. «Теплоэнергетика», 1969, № 7.
6. Е. Н. Шадрин, В. А. Брагин, Б. Ф. Калугин, Ю. А. Маракулин. О влиянии распределения поверхности охлаждения по ходам воды на коэффициент теплопередачи при конденсации пара в горизонтальном пучке труб. Научные труды ОМИИТа, т. 70, 1967.