

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, $\text{кВт}/\text{м}^2$;

Δ — 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 w_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 δ_3 и известном материале трубок менялась Δ . 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 , w_p , p_k , d_n , d_v , T_1 , δ_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: λ_3 и $\lambda_{ст}$ — коэффициенты теплопроводности загрязнений и материала трубок, Δq_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). Δq_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 желательно иметь в пределах $0,785 \div 0,88$. Эксергетический к.п.д. пучка η_{ex} [4] при $(F_1/F_2)_{оп}=0,785 \div 0,88$ (при значительных l и малых m_k) не будет ниже η_{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 ($p_k, T_1, \omega_p, l, d_n, d_v, m_k, \delta_3, \lambda_3, \lambda_{ст}$), 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

Т а б л и ц а 1

	В а р и а н т ы															
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16
p_k , 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°, K	288	288	288	288	288	288	288	288	288	277	313,6	313,6	310	310	310	288
w_{II} , м/сек	30	30	30	30	30	30	30	60	10	48,6	30	30	12,7	12,7	12,7	30
l , м	4	12	4	7	10	20	7	7	7	20	4	10	4	7	10	2
d_H , мм	25	25	25	25	25	25	16	16	16	25	25	25	25	25	25	16
d_B , 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
δ_3 , 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
λ_3 , вт/(м·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
λ_{CT} , вт/(м·град)	24,4	24,4	116,3	116,3	116,3	116,3	1,163	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
Δq_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.
-