

ТЕПЛОПЕРЕДАЧА ТРУБЧАТЫХ ПОВЕРХНОСТЕЙ С НИЗКИМИ РЕБРАМИ ПРИ КОНДЕНСАЦИИ

И. П. ЧАЩИН, [Н. Н. НОРКИН]

(Представлено проф. докт. хим. наук А. Г. Стромбергом)

Во многих отраслях химической промышленности, а также в теплосиловых и холодильных установках широко используются различные теплообменные аппараты, среди которых важное место занимают конденсаторы. В данной работе было проведено испытание ребристого теплообменника как конденсатора; было проведено экспериментальное определение коэффициента теплоотдачи α и сделана попытка обобщить полученные данные методами теории подобия.

Процесс теплоотдачи при конденсации определяется в первую очередь физическими свойствами жидкости, образующейся на поверхности теплообмена. Сочетание физических свойств у ряда органических веществ таково, что коэффициенты теплоотдачи при конденсации имеют низкие значения.

Если коэффициенты теплоотдачи с обеих сторон теплопередающей поверхности значительно отличаются друг от друга, то суммарное сопротивление теплопередаче может быть уменьшено путем увеличения той поверхности стенки, коэффициент теплоотдачи которой имеет меньшую величину. Этим и обуславливается применение ребристых поверхностей при конденсации.

При проведении настоящей работы в качестве рабочего вещества был выбран ацетон.

Было подвергнуто испытанию 3 комплекта: один — гладкие трубы и два — ребристые трубы с постоянной высотой ребер и различным шагом. Имеются в литературе некоторые опытные данные по теплообмену между средой и ребристой поверхностью [1, 2]. Опубликована работа по исследованию конденсации паров на горизонтальных ребристых трубах [3]. По исследованию конденсации паров на ребристых вертикальных трубах опубликованных работ не имеется. Был испытан трубчатый вертикальный теплообменник с интенсификацией теплообмена в межтрубном пространстве, а именно: трубчатый аппарат с накатанными ребрами. Спиральные поперечные ребра получены путем накатки из гладких труб. При этом поверхность труб увеличивается в 2—2,5 раза без применения сварки и пайки. В верхнюю часть межтрубного пространства аппарата подавался насыщенный пар ацетона, а по трубам снизу вверх подавалась для охлаждения вода.

Температура паров ацетона и воды на входе и выходе конденсатора определялась термопарами, а также контрольными ртутными термометрами с ценой деления $0,1^{\circ}\text{C}$. Температура поверхности каждой трубы замерялась термопарами с ценой деления $1,5^{\circ}\text{C}$. Расход воды

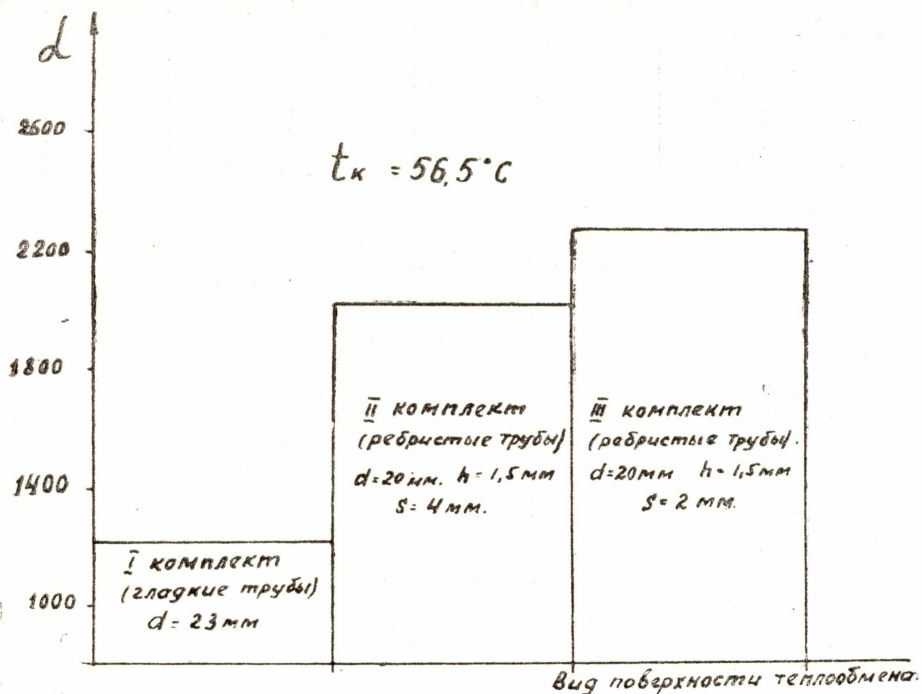


Рис. 1.

и конденсата замерялся весовым способом. 19 трубок конденсатора были расположены в шахматном порядке. Кожух конденсатора был изолирован. Для визуального наблюдения конденсации паров ацетона на ребристых и гладких трубах была изготовлена специальная ка-

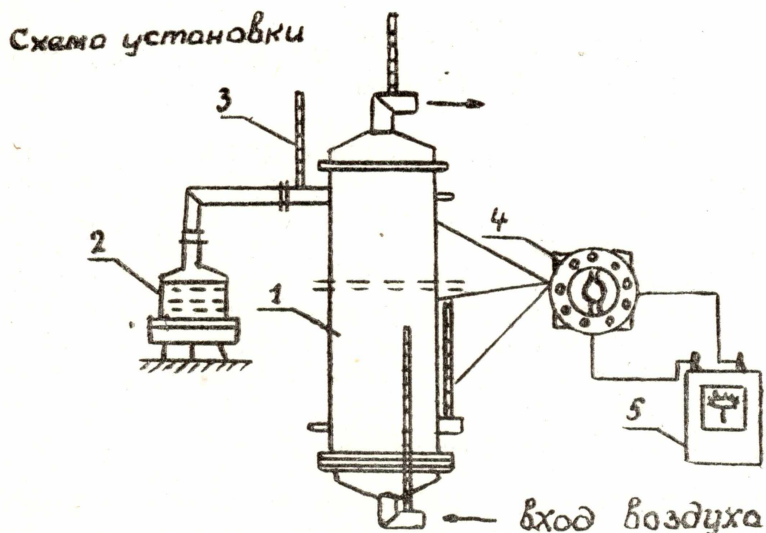


Рис. 2.

1. Теплообменник кожухотрубный с ребристыми трубами.
2. Сосуд с роганической жидкостью.
3. Термометр.
4. Переключатель.
5. Зеркальный гальванометр.

Испытанию подвергались три комплекта:

№ компл.	Вид поверхности	Кол-во труб в пучке	Располо- жение труб в пучке	Характеристика пучка			
				d, мм	h ребра, мм	s, мм	h/s
I	Гладкие трубы	19	Шахматное	23	—	—	—
II	Рёбристые трубы		"	20	1,5	4	0,38
III	Рёбристые трубы		"	20	1,5	2	0,75

Некоторые опытные данные, полученные
при испытании конденсатора

№ компл.	Расход ацетона, м³/час	Расход воды, м³/час	Температура °C			
			ацетона		воды	
			на входе	на выходе	на входе	на выходе
I	0,00127	0,01125	65	7,8	4,3	14,5
II	0,001384	0,015	65	13	8,8	17,7
III	0,000982	0,01332	65	14,5	12	21

мера. В ней с помощью телескопической лупы (40-кратное увеличение) наблюдалась пленочная конденсация паров ацетона.

Результаты проведенных опытов по определению коэффициентов теплоотдачи при конденсации пара на различных видах поверхности представлены на графике 1. На графике показаны точки, относящиеся только к одной температуре конденсирующегося пара.

В работе [3] представлена формула для определения коэффициента теплоотдачи при конденсации на горизонтальных одиночных ребристых трубах

$$\alpha = 0,72 \cdot C \cdot \sqrt[4]{\frac{r \cdot \lambda^3 \cdot \gamma^2}{\mu \cdot \Delta t \cdot d_0}} \text{ ккал/м}^2 \text{ час}^\circ \text{C} \dots$$

Это формула Нуссельта, выведенная для пленочной конденсации для гладких горизонтальных одиночных труб с введением в нее добавочного коэффициента C для ребристых поверхностей. Коэффициент C показывает, во сколько раз теплосъем с ребристой горизонтальной трубы больше теплосъема с такой же гладкой трубы, у которой наружный диаметр равен основному диаметру ребристой трубы при одинаковых температурах конденсации пара.

Коэффициент C для каждой трубы имеет постоянное значение, определяемое ее конфигурацией, размерами и материалом ребер. Автором работы [3] предложена формула для определения коэффициента C . В формуле не учитывается влияние угла подъема винтовой линии для труб с накатанными ребрами, формула не учитывает также влияния теплопроводности материала ребра на отношение температурных напоров на ребре и основной поверхности трубы.

Нами при обобщении результатов работы была сделана попытка использовать для определения коэффициента теплоотдачи формулу Нуссельта, выведенную для пленочной конденсации для гладких вертикальных труб,

$$\alpha = 1,15 \cdot \sqrt[4]{\frac{r \cdot \lambda^3 \cdot \gamma^2 \cdot 3600}{\mu \cdot \Delta f \cdot H}} \text{ ккал/м}^2 \text{ час}^\circ\text{С.}$$

Вводим в нее добавочный

коэффициент C для ребристых поверхностей

$$\alpha = 1,15 \cdot C \cdot \sqrt[4]{\frac{r \cdot \lambda^3 \cdot \gamma^2 \cdot 3600}{m \cdot \Delta f \cdot H}} \text{ ккал/м}^2 \text{ час}^\circ\text{С.}$$

Используя уравнение Ньютона, эту формулу можно привести к другому виду, иногда более удобному для расчетов, так как из нее исключены величины Δf и $H \cdot Q = Y \cdot r = \alpha \cdot \Delta f \cdot F$; $F = n \cdot \pi \cdot d \cdot H$, отсюда $H \cdot \Delta f = \frac{Y \cdot r}{\alpha \cdot \pi \cdot d \cdot n}$. Подставляя это значение, получим

$$\alpha = 27 \cdot C \cdot \sqrt[3]{\frac{\lambda^3 \cdot \gamma^2 \cdot n \cdot d}{\mu \cdot Y}} \text{ ккал/м}^2 \text{ час}^\circ\text{С.}$$

В результате определения коэффициента теплоотдачи по приведенной выше формуле оказалось, что имеются расхождения с опытными данными.

Выводы

1. Конденсация пара ацетона имеет пленочный вид.
2. Ребристые трубы, полученные путем накатки, следует использовать в теплообменных аппаратах для того, чтобы увеличить поверхность нагрева без увеличения размеров или числа аппаратов.
3. Наружная поверхность трубы после накатки увеличилась в 1,5—2 раза. Опытные данные показали, что после накатки тепловые сопротивления со стороны пара и охлаждающей воды стали почти одинаковыми. Сравнение количеств тепла, снимаемых в течение 1 часа с 1 погонного метра трубы, показало, что при одинаковых условиях с накатанной трубы снимается в 1,7—2 раза больше тепла, чем с гладкой трубы.
4. Формула для определения коэффициента теплоотдачи при конденсации на вертикальных ребристых трубах требует уточнения в отношении коэффициента C .
5. Определение наивыгоднейших размеров: диаметра труб, шага между ребрами, высоты ребер с учетом веса аппарата и стоимости его изготовления будет являться предметом дальнейших исследований.

ЛИТЕРАТУРА

1. М. А. Михеев. Основы теплопередачи. Госэнергоиздат, Москва—Ленинград, стр. 130—136, 197, 1956.
2. В. М. Антуфьев и Г. С. Белецкий. Теплопередача и аэродинамические сопротивления поверхностей в поперечном потоке. Машгиз, Москва—Ленинград, 1948.
3. Е. Е. Слепян. Процессы разделения, конденсации и создание вакуума в холодильных установках, Машгиз., стр. 75, 1953.