

## Оптимизация геометрии теплопередающих поверхностей рекуператоров

Корнеев С. Д., доктор техн. наук, Марюшин Л. А., канд. техн. наук,  
Чеботарев В. И., инж., Рыбакова Ю. А.

**ФГБОУ ВПО “Московский государственный индустриальный университет”**

Рассмотрены перспективы применения теплообменников-испарителей с капиллярными щелевыми каналами в зоне кипения теплоносителя. Показано, что в случае их использования интенсивность теплообмена в 3–7 раз выше, чем при кипении в традиционных условиях, а устойчивый режим кипения сохраняется при в 3–5 раз меньшей плотности теплового потока.

**Ключевые слова:** поверхность теплообмена, щелевой зазор, коэффициент теплоотдачи, плотность теплового потока.

Развитие энергетики требует создания энерго- и материалосберегающих теплопередающих устройств для использования в составе промышленного теплотехнического оборудования. Перспективное направление при этом — оптимизация геометрии теплопередающих поверхностей на основе учета влияния теплофизических свойств веществ, участвующих в процессе теплопередачи.

На первом этапе оптимизации геометрических характеристик рабочих поверхностей рекуператоров проанализируем процесс теп-

лопередачи через поверхность теплообмена произвольной формы (рис. 1) для числа Био  $Bi \rightarrow 0$ , т. е. в данном случае будем рассматривать поверхности теплообмена, для которых с достаточной для практических расчетов точностью можно считать температуру теплопередающей стенки постоянной по всей ее толщине. Исследуя такую упрощенную задачу, покажем, почему при формировании оптимальной геометрии поверхности теплообмена необходимо учитывать теплофизические свойства омывающих ее теплоносителей.

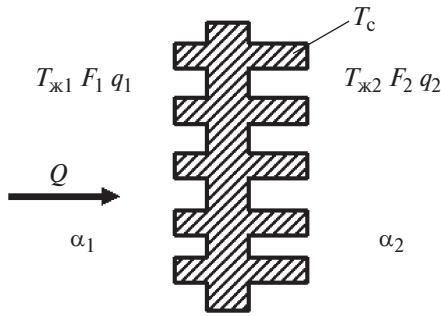


Рис. 1. Схема процесса теплопередачи при  $Bi \rightarrow 0$

В условиях стационарного теплообмена справедливы следующие уравнения теплоотдачи:

$$Q = \alpha_1 F_1 (T_{ж1} - T_c); \quad (1)$$

$$Q = \alpha_2 F_2 (T_c - T_{ж2}), \quad (2)$$

где  $Q$  — передаваемый тепловой поток, Вт;  $\alpha_1$  и  $\alpha_2$  — коэффициенты теплоотдачи от горячего и к холодному теплоносителю, Вт/(м<sup>2</sup> · К);  $F_1$  и  $F_2$  — площади поверхностей теплообмена со стороны горячего и холодного теплоносителей, м<sup>2</sup>;  $T_{ж1}$  и  $T_{ж2}$  — средние температуры горячего и холодного теплоносителей, К;  $T_c$  — температура поверхности теплообмена, К.

На основе совместного решения уравнений (1) и (2) получаем плотность теплового потока, отдаваемого горячим теплоносителем поверхности теплообмена:

$$q_1 = \frac{Q}{F_1} = \frac{(T_{ж1} - T_{ж2})}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{F_1}{F_2} \frac{1}{\alpha_2}}. \quad (3)$$

Введем обозначения:  $R_1 = \frac{1}{\alpha_1}$ ,  $R_2 = \frac{1}{\alpha_2}$ .

Тогда уравнение (3) можно преобразовать к виду

$$\frac{(T_{ж1} - T_{ж2})}{q_1} = R_1 + \frac{F_1}{F_2} R_2. \quad (4)$$

Термические сопротивления теплоотдачи  $R_1$  и  $R_2$  могут быть найдены с помощью соответствующих уравнений для определения коэффициента теплоотдачи при конкретных условиях конвективного теплообмена. В большинстве случаев это зависимости коэффициента теплоотдачи от геометрических параметров поверхности теплообмена, режимных параметров теплообмена и теплофизических свойств теплоносителя.

Если коэффициент теплоотдачи связывается в расчетном уравнении с разностью температур горячего теплоносителя и поверхности теплообмена степенной зависимостью [1], то такое уравнение можно представить в виде

$$\alpha_1 = A_1 (T_{ж1} - T_c)^{p_1}. \quad (5)$$

Соответственно уравнение для расчета коэффициента теплоотдачи от поверхности теплообмена к холодному теплоносителю будет выглядеть следующим образом:

$$\alpha_2 = A_2 (T_c - T_{ж2})^{p_2}. \quad (6)$$

В уравнениях (5) и (6) величины  $p_1$  и  $p_2$  — показатели степени при соответствующих разностях температур;  $A_1$  и  $A_2$  — комплексы, включающие в себя режимные и геометрические параметры, а также теплофизические свойства теплоносителей.

С учетом уравнений (5) и (6) уравнение (4) можно записать в виде

$$\frac{(T_{ж1} - T_{ж2})}{q_1} = A_1^{-1} (T_{ж1} - T_c)^{-p_1} + \frac{F_1}{F_2} A_2^{-1} (T_c - T_{ж2})^{-p_2}. \quad (7)$$

В качестве примера рассмотрим важный с практической точки зрения вариант теплообменного аппарата — рекуператор с турбулентным течением пленки конденсата греющего пара и кипением нагреваемого теплоносителя. Такой вариант организации процесса передачи теплоты используется в пластинчатых испарительных аппаратах и трубчатых испарителях с вертикальной компоновкой трубного пучка. При этом турбулентный режим течения пленки конденсата соответствует достаточно высоким числам Рейнольдса, что достигается с определенного значения произведения  $h(T_{ж1} - T_c)$ , где  $h$  — высота поверхности конденсации, м.

На рис. 2 представлена иллюстрация решения уравнения (7) применительно к этой задаче. Здесь приведены зависимости составляющих термического сопротивления теплопередачи, соответствующих уравнениям (4) и (7), от температуры поверхности теплообмена. Горячим теплоносителем является насыщенный водяной пар, имеющий температуру 140 °С. Холодный теплоноситель — вода, кипящая при температуре 100 °С. Поверхность теплообмена — вертикальная стенка высотой

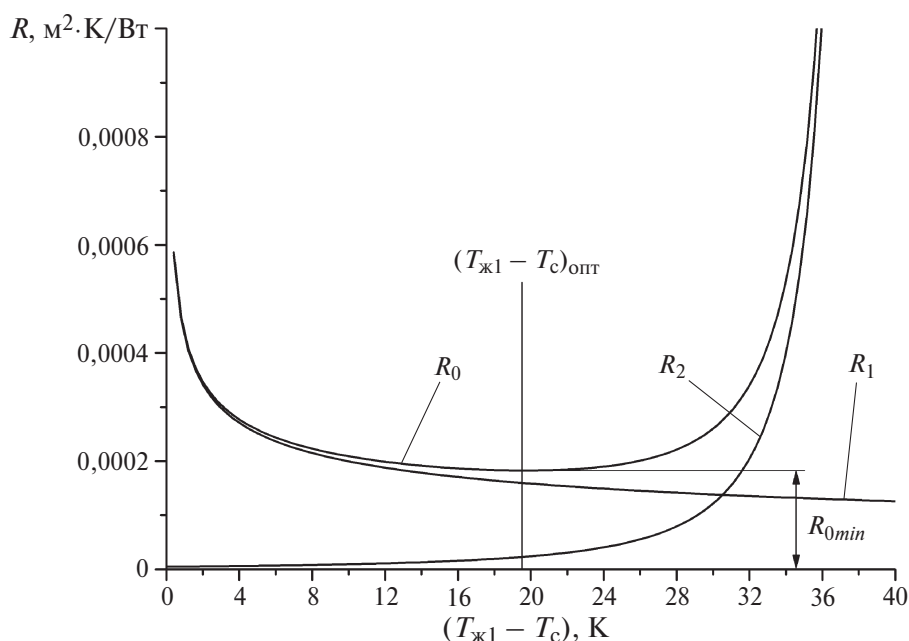


Рис. 2. Графики термического сопротивления теплопередачи от конденсирующегося пара к кипящей воде при турбулентном течении пленки конденсата

$h = 4$  м. Площади поверхностей теплообмена со стороны горячего и холодного теплоносителей равны между собой, т. е.  $F_1/F_2 = 1$ .

Отличительной особенностью данной задачи является то, что для турбулентного течения пленки конденсата коэффициент теплоотдачи от горячего теплоносителя пропорционален разности температур пара и стенки в степени  $1/3$  [2]. Следовательно, термическое сопротивление теплоотдачи от греющего пара с возрастанием температурного напора монотонно убывает:

$$R_1 = A_1 (T_{ж1} - T_c)^{-\frac{1}{3}}. \quad (8)$$

Соответственно термическое сопротивление теплоотдачи при кипении монотонно возрастает [1], и его можно выразить таким образом:

$$R_2 = A_2 (T_c - T_{ж2})^{2,33}. \quad (9)$$

Суммарное термическое сопротивление теплопередачи имеет минимум  $R_{0min}$ , в данном случае соответствующий разности температур пара и стенки  $T_{ж1} - T_c = 19,7$  °С. При этом

значении температурного напора в указанных условиях достигается максимальная эффективность работы теплообменника в целом. Очевидно, что в зависимости от теплофизических свойств теплоносителей, входящих в уравнения для расчета коэффициентов теплоотдачи, оптимальное распределение температурных напоров между ними будет изменяться.

На основе выполненного анализа можно сделать следующий вывод: при разработке конструкций энергосберегающих испарительных рекуператоров существуют оптимальные значения геометрических параметров теплопередающей поверхности, обеспечивающие максимальную интенсивность теплообмена и зависящие от комбинации теплофизических свойств поверхности теплообмена и свойств кипящего теплоносителя.

#### Список литературы

1. Кутателадзе С. С. Основы теории теплообмена. — М.: Атомиздат, 1979.
2. Исаченко В. П. Теплообмен при конденсации. — М.: Энергия, 1977.

kafedrapte@gmail.com