

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ТЕМПЕРАТУРЫ ТЕПЛОПЕРЕДАЮЩЕЙ ПОВЕРХНОСТИ РЕКУПЕРАТИВНОГО ТЕПЛООБМЕННИКА ГРАФИЧЕСКИМ МЕТОДОМ

К.т.н., доц. Марюшин Л.А.¹, д.т.н., профессор Корнеев С.Д.¹, доц. Афанасьева Е.В.¹,
к.т.н., доц. Усанова О.Ю.¹ (ФГБОУ ВПО "МГИУ")

АННОТАЦИЯ. Рассмотрены перспективы определения температуры поверхности теплообмена методом последовательных приближений. Разработан графоаналитический метод определения температуры теплопередающей поверхности, который позволяет отказаться от трудоемкого метода последовательных приближений, и наглядно определяет влияние геометрических и режимных параметров теплопередачи на оптимальные характеристики теплообменника.

КЛЮЧЕВЫЕ СЛОВА: теплообменник, оптимизация параметров теплообмена, рекуператор, графоаналитический метод.

Возрастающая роль энергосбережения требует создания эффективных теплопередающих устройств, используемых в составе промышленного теплотехнического оборудования. Перспективным направлением на пути решения этих задач является оптимизация геометрии теплопередающих поверхностей на основе учета влияния теплофизических свойств веществ, участвующих в процессе теплопередачи.

В условиях оптимизации геометрических параметров поверхности теплообмена, как и в обычном теплотехническом расчете рекуператора, возникает задача определения температуры поверхности теплообмена, которая, как правило, решается методом последовательных приближений. В связи с тем, что такой метод расчета затрудняет решение задачи оптимизации геометрических характеристик теплопередающей поверхности, разработан графоаналитический метод определения температуры теплопередающей поверхности, который в дальнейшем будем называть «графоаналитический метод определения рабочей точки».

На первом этапе анализа исследуем процесс теплопередачи через поверхность теплообмена произвольной формы (рис.1) при числе Био $Bi \rightarrow 0$, т.е. в данном случае будем рассматривать поверхность теплообмена, для которых, с достаточной для практических расчетов точностью, можно считать температуру теплопередающей стенки постоянной по всей ее толщине.

В условиях стационарного теплообмена, будут справедливы следующие уравнения теплоотдачи:

$$Q = F_1 (t_{ж1} - t_c) / R_1, \quad (1)$$

$$Q = F_2 (t_c - t_{ж2}) / R_2, \quad (2)$$

где Q – передаваемый в теплообменнике тепловой поток, Вт; R_1, R_2 – термические сопротивления теплоотдачи от горячего и к холодному теплоносителю соответственно, $m^2K/Вт$; F_1, F_2 –

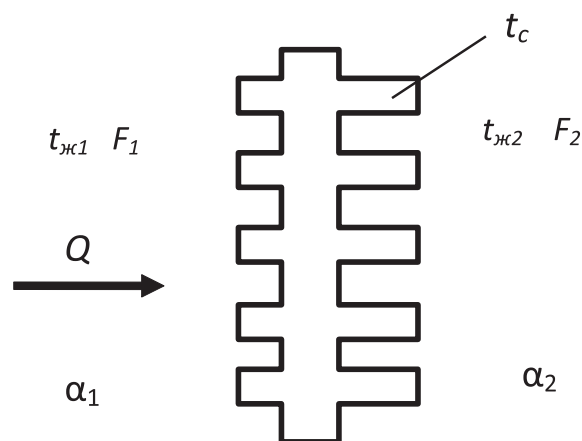


Рис.1. Схема процесса теплопередачи.

площади поверхности теплообмена со стороны горячего и со стороны холодного теплоносителей соответственно, m^2 ; $t_{ж1}, t_{ж2}$ – средние температуры горячего и холодного теплоносителей, $^{\circ}C$; t_c – температура поверхности теплообмена, $^{\circ}C$.

В качестве примера рассмотрим процесс теплопередачи в важном с практической точки зрения варианте теплообменного аппарата – рекуператоре с турбулентным течением пленки конденсата греющего пара и кипением нагреваемого теплоносителя. Такой вариант организации процесса передачи теплоты используется в пластинчатых испарительных аппаратах и в трубчатых испарителях с вертикальной компоновкой трубного пучка. Причем, турбулентный режим течения пленки конденсата соответствует достаточно высоким числам Рейнольдса, что достигается, начиная с определенного значения произведения $h(t_{ж1} - t_c)$, где h – высота поверхности конденсации, м.

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

¹ 115280, Москва, ул. Автозаводская, д. 16

$$R_1 = A_1 (t_{ж1} - t_c)^{-1/3}, \quad (3)$$

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

$$R_2 = A_2 (t_c - t_{ж2})^{2.33}. \quad (4)$$

В уравнениях (3) и (4) A_1, A_2 – комплексы, включающие в себя режимные и геометрические параметры, а также теплофизические свойства теплоносителей.

Так, для рассматриваемого примера, на основании уравнений (3) и (4) могут быть построены зависимости термического сопротивления теплоотдачи при конденсации греющего пара, термического сопротивления теплоотдачи при кипении нагреваемой воды и суммарного термического сопротивления от разности температуры горячего теплоносителя и температуры теплопередающей поверхности:

$$R_1 = f_1(t_{ж1} - t_c), R_2 = f_2(t_{ж1} - t_c),$$

$$R_0 = R_1 + R_2 = f_0(t_{ж1} - t_c).$$

На рис. 2 представлена иллюстрация решения уравнений (3), (4) применительно к этой задаче. Приведены зависимости составляющих термического сопротивления теплопередачи, соответствующих уравнениям (3), (4), от разности температуры горячего теплоносителя и температуры теплопередающей поверхности. Исходные данные в этом примере следующие. Горячим теплоносителем является насыщенный водяной пар, имеющий температуру 140°C. Холодный теплоноситель – вода, кипящая при температуре 100°C. Поверхность теплообмена – вертикальная стенка высотой $h=4$ м. Площади поверхности теплообмена со стороны горячего и холодного теплоносителей равны между собой ($F_1/F_2=1$).

На следующем этапе анализа после сложения уравнений (1), (2) и простых арифметических операций получаем:

$$Q \left(\frac{R_1}{F_1} + \frac{R_2}{F_2} \right) = t_{ж1} - t_{ж2}. \quad (5)$$

Из совместного решения уравнений (1), (2), (3) также следует:

$$\frac{R_1}{R_1 + \frac{F_1}{F_2} R_2} = \frac{t_{ж1} - t_c}{t_{ж1} - t_{ж2}}. \quad (6)$$

Введем обозначения:

$$\Delta = \frac{R_1}{R_1 + \frac{F_1}{F_2} R_2} \quad (7)$$

$$\theta = \frac{t_{ж1} - t_c}{t_{ж1} - t_{ж2}}. \quad (8)$$

Из анализа уравнений (7), (8) ясно, что диапазоны изменения параметров Δ и θ одинаковы и составляют:

$$0 < \Delta < 1, 0 < \theta < 1.$$

Кроме того, функциональная связь между величинами Δ и θ определяет геометрическое место точек, соответствующих равенству теплового потока, отданного горячим теплоносителем, и теплового потока, полученного холодным теплоносителем. Следовательно, в системе координат Δ, θ зависимость $\Delta = f(\theta)$, которую в дальнейшем будем называть «рабочей линией», представляет собой прямую, с углом наклона, равным 45°.

Если в эту же систему координат после соответствующих преобразований ввести зависимости $R_1 = f_1(t_{ж1} - t_c)$, $R_2 = f_2(t_{ж1} - t_c)$, то точка пересечения полученной таким образом кривой с рабочей линией будет являться «рабочей точкой», позволяющей определить температуру теплопередающей стенки. Это может быть выполнено следующим образом. Задаваясь численными значениями разности температур $t_{ж1} - t_c$, с помощью уравнений (3) и (4) находим численные значения термических сопротивлений R_1, R_2 . Так, на рис. 2 показано, что указанные термические сопротивления найдены для текущей разности температур $t_{ж1} - t_c = 24$ °C.

Затем с помощью уравнений (7), (8) находим соответствующие численные значения параметров θ, Δ и определяем положение точки А (рис. 3). Таким же образом, переходя от точки к точке, строится зависимость $\theta = f(\Delta)$, представленная на рис. 3. Ее пересечение с рабочей линией определяет рабочую точку Р. Зная ее положение на следующем этапе расчета можно найти параметры $\theta,$

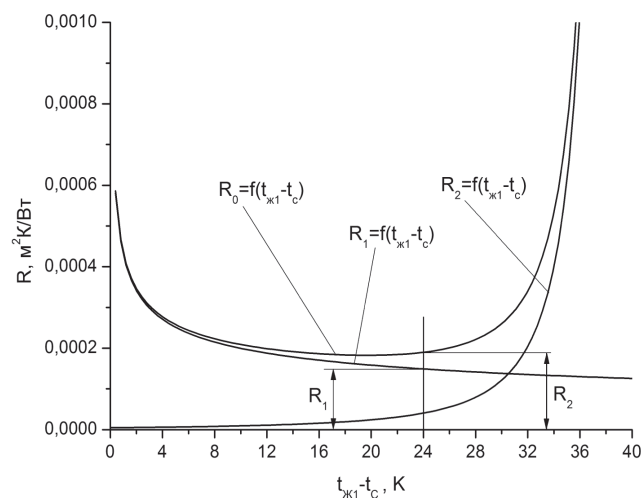


Рис. 2. К расчету рабочей точки теплообменника.

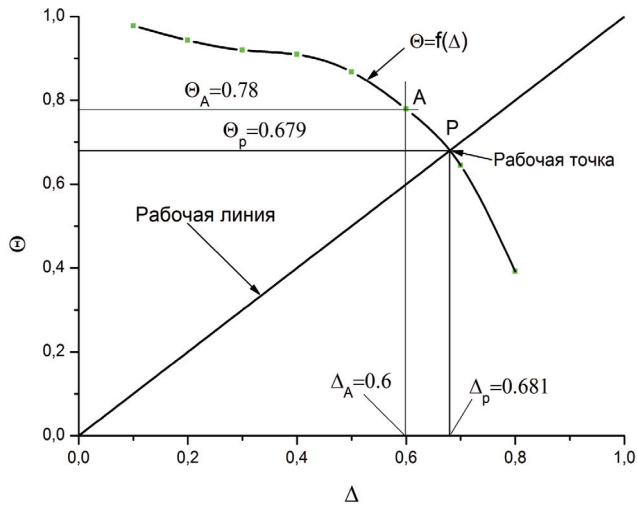


Рис. 3. Нахождение рабочей точки теплообменника.

Δ в рабочей точке, а затем с помощью уравнения (8) определить рабочую температуру поверхности теплообмена t_c .

Предлагаемый графоаналитический метод позволяет не только отказаться от использования трудоемкого метода последовательных приближений, но и дает возможность наглядно определить влияние геометрических и режимных параметров теплопередачи на оптимальные характеристики теплообменника.

Литература

1. Кутателадзе С.С. Основы теории теплообмена. – М.: Атомиздат, 1979. 416 с.
2. Исаченко В.П. Теплообмен при конденсации. М.: Энергия, 1977. 240 с.

