

3. Влияние добавок сульфоалюмината кальция и гипса на твердение портланд-цемента / Т.А. Шишкина, Т.А. Атакузиев, Т.В. Кузнецова, Д.Ф. Таджиева // Узбек. хим. журн. – Ташкент, 1990. – 6 с. – Деп. в УзНИИНТИ, №1293.

4. Физико-химические основы формирования структуры цементного камня / Л.Г. Шныпова, В.И. Чих, М.А. Саницкий и др.; Под. ред. Л.Г. Шнымовой. – Львов: Выща школа, 1981. – 157 с.

5. Плюснина И.И. Инфракрасные спектры минералов. – М.: МГУ, 1977. – 175 с.

6. Ларионова З.М. Методы исследования цементного камня и бетона. – М.: Стройиздат, 1970. – 158 с.

7. Тейлор Х. Химия цемента. – М.: Мир, 1996. – 560 с.

УДК 66.02.4

В.А. Марков, профессор; А.Л. Гляков, студент; С.А. Ермолович, студент

ИССЛЕДОВАНИЕ НЕСТАЦИОНАРНОГО КОНВЕКТИВНОГО ТЕПЛООБМЕНА

In the article the results of experimental researches of process of non-stationary heat exchange are submitted at cooling a liquid in the apparatus with the mixing device. The cooling was carried out with the help built – in inside the apparatus spiral heat exchanger. The influence of regime parameters on time of cooling and factor of a heat transfer is shown.

Процессы нестационарного конвективного теплообмена [1–4] широко используются во многих отраслях промышленности для нагревания (охлаждения) жидкостей, в реакторах, при кристаллизации из растворов и расплавов и т.п. Эти процессы характерны, как правило, для периодически действующих аппаратов, в которых происходит непрерывное изменение температур обоих теплоносителей или одного из них во времени.

Из множества разнообразных конструкций аппаратов для проведения процессов следует выделить аппараты с механическим перемешиванием жидкости [3–6], отличающиеся высокой эффективностью теплообмена вследствие интенсивного перемешивания. Подвод (отвод) тепла в таких аппаратах осуществляется либо благодаря рубашке, предусмотренной на внешней стороне аппарата, либо через стенку вертикального или спирального змеевика, размещенного внутри аппарата.

Исходными уравнениями для расчета нестационарного конвективного теплообмена являются уравнения теплопередачи [3, 4].

$$dQ = \pm w_1 dT dt = kF \Delta t_{cp} dt = \mp w_2 dt, \quad (1)$$

где w_1 , w_2 – водяные эквиваленты охлаждающего (нагревающего) теплоносителя и теплоносителя в аппарате, Вт/град, Дж/град соответственно; T , t – температуры теплоносителей, град; τ – время, с; k – коэффициент теплопередачи, Вт/(м²·град); F – поверхность, м²; Δt_{cp} – средняя движущая сила процесса, град.

При решении (1) получены зависимости для расчета продолжительности процесса τ при заданной конечной температуре жидкости в аппарате t_k или при заданном времени τ для расчета конечной температуры t_k . Например, для случая охлаждения жидкости в аппарате выражение для расчета ее конечной температуры за время τ имеет вид

$$t_k = (t_o - T_o) e^{-\frac{tw_1}{w_2} \left(\frac{A-1}{A} \right)} + T_o, \quad (2)$$

где t_o , T_o – начальные температуры охлаждаемой жидкости и охлаждающего теплоносителя, град;

$$A = e^{kF/w_1} = \frac{t - T_o}{t - T}. \quad (3)$$

Выражение (2) получено при допущении, что коэффициент теплопередачи (следовательно, и физические свойства теплоносителей) для всего промежутка времени охлаждения (нагрева) – величина постоянная. В действительности, как показали наши исследования, коэффициент теплопередачи может существенно изменяться в процессе охлаждения (нагрева).

Для изучения влияния режимных параметров на коэффициент теплопередачи и на продолжительность охлаждения жидкости в аппарате проведены экспериментальные исследования. Охлаждение жидкости осуществлялось в аппарате со встроенным внутри него спиральным змеевиком и перемешивающим устройством.

Основные конструктивные параметры и размеры аппарата приведены на рис. 1 и в таблице.

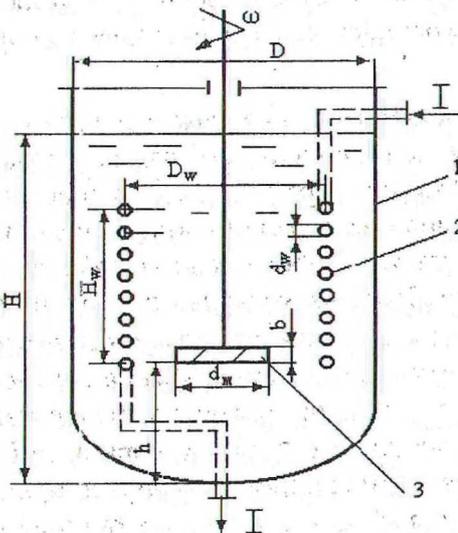


Рис. 1. Схема аппарата: 1 – корпус аппарата; 2 – змеевик; 3 – мешалка; I – охлаждающая жидкость

Таблица

Основные параметры аппарата для охлаждения (нагрева) жидкости

Тип лопастей	D , м	H , м	D_w , м	H_w , м	d_w , мм	h , м	b , м	d_m , м	F , м ²
Наклоненные под углом 45°	0,3	0,35	0,22	0,22	12x1	0,15	0,02	0,1	0,26

В качестве охлаждаемой и охлаждающей жидкостей использовалась вода. Начальная температура последней поддерживалась постоянной ~9–11 °С, а ее расход при этой температуре изменялся в пределах, соответствующих числам Рейнольдса

$Re \cong 5100-12700$. Количество охлаждаемой жидкости в аппарате, предварительно нагретой до $70-90^\circ\text{C}$, составляло $0,022\text{ м}^3$. Числа Рейнольдса при перемешивании изменялись в пределах $Re_m = 0-63300$. В ходе исследований замерялись температуры охлаждающей воды (на входе в змеевик и выходе из него) и охлаждаемой через определенные промежутки времени. Как показывают результаты исследований (некоторые из них представлены на рис. 2), эффективность теплообмена зависит от режима движения жидкости в змеевике (Re) и от интенсивности перемешивания (Re_m): процесс охлаждения происходит быстрее с увеличением значений Re и Re_m , причем при снижении движущей силы изменение температур теплоносителей уменьшается.

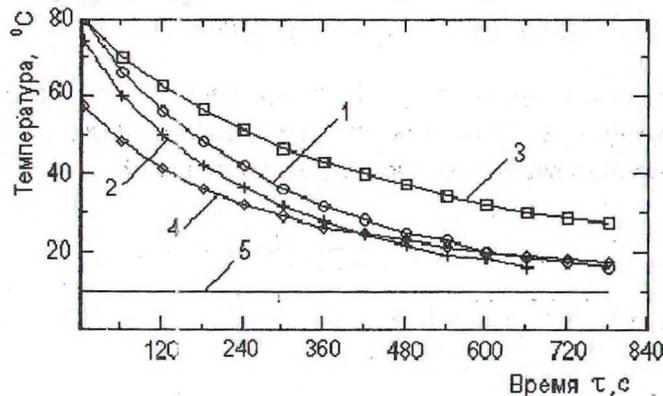


Рис. 2. Изменение температуры жидкостей во времени: $w_1 = 320\text{ Вт/град}$, $w_2 = 92160\text{ Дж/град}$; 1, 2 — температура охлаждаемой и охлаждающей жидкостей соответственно при $Re = 9730$, $Re_m = 63300$; 3, 4 — то же при $Re = 9730$, $Re_m = 0$; 5 — начальная температура охлаждающей жидкости, $T_o = const$

Результаты опытных данных позволили рассчитать коэффициент теплопередачи k_i для разного времени t_i . Расчет проводился по формуле (3), где вместо текущих значений температур t и T подставлялись экспериментальные значения (рис. 2).

$$k_i = \frac{w_1}{F} \ln \frac{t_i - T_o}{t_i - T_i} \quad (4)$$

Из рис. 3 видно, что значения коэффициента теплопередачи при механическом перемешивании жидкости в аппарате значительно выше значений при естественной конвекции (кривая 2). Изменение движущей силы приводит к заметному снижению коэффициента теплопередачи. Следовательно, при расчетах k рекомендуется принимать

среднее его значение, равное $k_{cp} = \sum_i^n k_i / n$ (n — число промежутков времени).

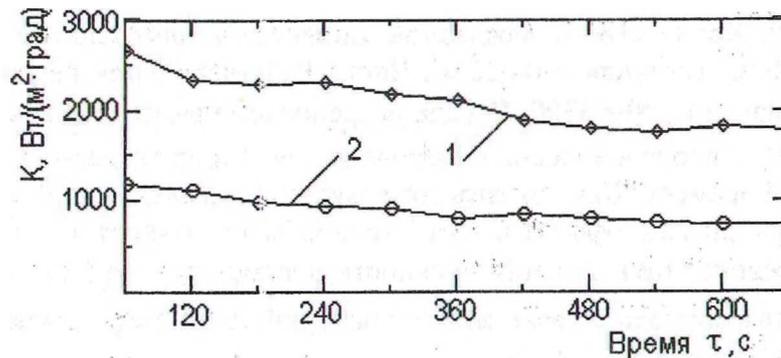


Рис. 3. Изменение коэффициента теплопередачи во времени: $w_1=320$ Вт/град, $w_2=92180$ Дж/град; 1 – $Re_m=6330$; 2 – $Re_m=0$

Отметим, что при известных коэффициенте теплопередачи и коэффициенте теплоотдачи от жидкости в змеевике к стенке (для расчета последнего имеются зависимости [3,4]) можно рассчитать коэффициент теплоотдачи от стенки змеевика к жидкости в аппарате.

ЛИТЕРАТУРА

1. Исаченко В.П., Осипова В.А., Сукомел А.С. Теплопередача. – М.: Энергоиздат, 1981. – 417 с.
2. Беннетт К.О., Майерс Д. Е. Гидродинамика, теплообмен и массообмен. Пер. с англ. / Под ред. Н.И. Гельперина и И.А. Чарного. – М.: Недра, 1966. – 726 с.
3. Касаткин А.Г. Основные процессы и аппараты химической технологии. – М.: Химия, 1973. – 752 с.
4. Гельперин Н.И. Основные процессы и аппараты химической технологии. – М.: Химия, 1981. – Т. 1. – 384 с.
5. Стренк Ф. Перемешивание и аппараты с мешалками. Пер. с польск. / Под ред. И.А. Шупляка. – Л.: Химия, 1975. – 384 с.
6. Штербачек З., Тауси П. Перемешивание в химической промышленности. Пер. с чешск. / Под ред. И.С. Павлушенко. – Л.: Госхимиздат, 1963. – 416 с.