

ДИНАМИКА ПЛАСТИНЧАТОГО ТЕПЛООБМЕННОГО АППАРАТА ПРИ ПРЯМОТОЧНОМ ДВИЖЕННІ ТЕПЛОНОСИТЕЛЕЙ

Введение. Управление тепловыми схемами, которые включают поверхностные теплообменные аппараты (ТА), требует знаний относительно статических и динамических характеристик всех звеньев объекта автоматического регулирования. Это обусловлено тем, что регулируемый объект и теплообменный аппарат неразрывно связаны с элементами системы автоматического регулирования как взаимно влияющие друг на друга. Поэтому знание переходных характеристик ТА является необходимым для проектирования оптимальных теплоэнергетических и теплотехнологических установок, которые работают в условиях изменяющихся нагрузок или параметров производственного процесса. Кроме того, в ряде случаев ТА является не отдельным звеном схемы, а самостоятельным объектом регулирования.

Целью настоящей работы является разработка наиболее совершенной методики численного анализа переходных процессов пластинчатых ТА с прямоточным движением теплоносителей. Методика базируется на применении модифицированных схем бегущего счета применительно к решению системы дифференциальных уравнений, которая описывает переходной процесс ТА при изменении входных параметров одного или обоих теплоносителей.

Обзор литературы по нестационарным процессам ТА [1–4] позволяет сделать вывод, что данная работа расширяет возможности теоретического анализа переходных процессов в ТА на основе последних достижений прикладной математики по численным методам решения дифференциальных уравнений в частных производных [5, 6]. Модификация устойчивых схем бегущего счета применительно к математической модели (ММ) позволило получить устойчивый алгоритм численного расчета динамических характеристик ТА.

Математическая модель задачи. Развитие методов исследования динамических характеристик теплообменных аппаратов идет по пути экспериментальных и математических методов. Сочетание указанных методов позволяет повысить надежность полученных данных для разработки систем автоматического управления теплотехнологическими звеньями объектов регулирования [2,4].

Математические методы имеют определенные преимуществам по сравнению с экспериментом, поскольку позволяют выяснить влияние большего числа параметров на переходные характеристики аппаратами и получить эти данные еще на стадии проектирования.

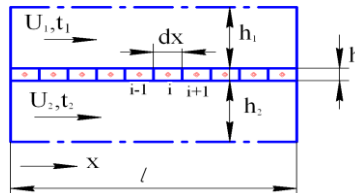


Рисунок 1 – Расчетный модуль прямоточного ТА

Нестационарный режим работы ТА можно описать тремя дифференциальными уравнениями в частных производных, которые выражают баланс энергии контрольного объема на участке теплообменной стенки площадью $l \cdot dx$ (рис. 1):

уравнение энергии для первого теплоносителя

$$\frac{\partial t_1}{\partial \tau} + u_1 \frac{\partial t_1}{\partial x_1} + B_1(t_1 - t) = 0, \quad (1)$$

где B_1 – размерный комплекс, определяемый соотношением

$$B_1 = \frac{\alpha_1}{c_1 \rho_1 h_1}; \quad (2)$$

уравнение энергии второго теплоносителя

$$\frac{\partial t_2}{\partial \tau} + u_2 \frac{\partial t_2}{\partial y_2} + B_2(t_2 - t) = 0, \quad (3)$$

где B_2 – комплекс, аналогичный B_1 ,

$$B_2 = \frac{\alpha_2}{c_2 \rho_2 h_2}; \quad (4)$$

дифференциальное уравнение энергии для разделительной стенки

$$\frac{\partial t}{\partial \tau} + A_1(t_1 - t) + A_2(t - t_2) = 0, \quad (5)$$

где A_1 и A_2 – размерные комплексы, которые определяются соотношениями

$$A_1 = \frac{\alpha_1}{c \rho h}; \quad (6)$$

$$A_2 = \frac{\alpha_2}{c \rho h}. \quad (7)$$

Таким образом, дифференциальные уравнения (1), (3) и (5) представляют собой математическую модель динамики пластинчатого теплообменника с прямоточным движением теплоносителей независимо от того, какой является греющим или нагреваемым.

Для решения системы дифференциальных уравнений (1), (3) и (5) должны быть заданы начальные и граничные условия.

Учитывая, что температура теплоносителей и стенки зависит только от одной координаты x и времени, начальные условия можно сформулировать следующим образом: $\tau = 0, 0 \leq x \leq 1$:

$$t_1(x, 0) = f_1(x); \quad (8)$$

$$t_2(x, 0) = f_2(x); \quad (9)$$

$$t(x, 0) = f(x), \quad (10)$$

где $f_1(x)$, $f_2(x)$, $f(x)$ – известные функции распределения температуры соответственно первого и второго теплоносителей и стенки в начальный момент времени.

В качестве граничных условий необходимо задать температуры теплоносителей на входе. В общем случае эти условия можно записать следующим образом:

для первого теплоносителя

$$\begin{aligned} \tau > 0, x = 0: \\ t_1(0, \tau) = \varphi_1(\tau); \end{aligned} \quad (11)$$

для второго теплоносителя

$$\begin{aligned} \tau > 0: x = 0: \\ t_2(0, \tau) = const, \end{aligned} \quad (12)$$

где $\varphi_1(\tau)$, $\varphi_2(\tau)$ – заданные функции, например, при скачкообразном изменении температуры первого теплоносителя до значения $t_{1,\max}$ условие (11) будет записано

$$t_1(0, \tau) = t_{1,\max}.$$

В силу допущений об отсутствии теплоотвода на торцах граничные условия для стенки не формулируются.

Численный алгоритм. Для прямоточного движения теплоносителей математическая модель динамического процесса теплообменника представляет собой сопряженную систему уравнений. Это выражается в том, что система дифференциальных уравнений (1), (3) и (5) состоит из дифференциальных уравнений в частных производных, которые связаны между собой, т.е. искомая температура одного компонента теплообменника зависит от температуры двух других, которые тоже являются неизвестными.

Поэтому получить аналитическое решение задачи не представляется возможным, если не ввести ряд упрощений, которые могут существенно ограничить область исследования динамики аппарата с прямоточным движением теплоносителей. [1].

Здесь предлагается численный метод, который базируется на неявных схемах бегущего счета [5], модифицированных с учетом сопряженности дифференциальных уравнений ММ и особенностей изменяющихся граничных условий.

Разностные схемы для системы дифференциальных уравнений (1), (3) и (5) могут быть записаны следующим образом:

для первого теплоносителя

$$\frac{t_{1,i}^{k+1} - t_{1,i}^k}{\Delta\tau} + u_1 \frac{t_{1,i}^{k+1} - t_{1,i-1}^{k+1}}{\Delta x} + B_1(t_{1,i}^{k+1} - t_i^k) = 0, \quad (13)$$

для второго теплоносителя

$$\frac{t_{2,i}^{k+1} - t_{2,i}^k}{\Delta\tau} + u_2 \frac{t_{2,i}^{k+1} - t_{2,i-1}^{k+1}}{\Delta x} + B_2(t_{2,i}^{k+1} - t_i^{k+1}) = 0, \quad (14)$$

тоже для разделительной стенки

$$\frac{t_i^{k+1} - t_i^k}{\Delta\tau} + A(t_i^{k+1} - t_{1,i}^{k+1}) + B(t_i^{k+1} - t_{2,i}^k) = 0, \quad (15)$$

$$0 < i \leq N1$$

Порядок аппроксимации приведенных разностных уравнений пропорционален первой степени шагов интегрирования Δx и $\Delta\tau$.

На каждом временном слое решение системы разностных уравнений (13)–(15) может быть выполнено по схеме бегущего счета. При этом отпадает необходимость в решении систем связанных алгебраических уравнений (13)–(15) с неизвестными $t_i^{k+1}, t_{1,i}^{k+1}, t_{2,i}^{k+1}$.

Следует отметить, что при решении необходимо соблюдать определенный порядок в последовательности решения, что видно из анализа уравнений (13)–(15).

Результаты численного эксперимента. Исходные данные численного эксперимента были выбраны близкими к реальным по конструкции и эксплуатации пластинчатых теплообменных аппаратов: $h_c = 0,001$ м; $h_1 = 0,005$ м; $h_2 = 0,005$ м). В качестве греющей среды были выбраны дымовые газы среднего состава, в качестве нагреваемой – воздух. Скорости движения теплоносителей составляли 5 м/с. Температура греющего теплоносителя менялась по экспоненциальному закону с различными значениями показателей m_1 .

Коэффициенты теплообмена α_1 и α_2 определялись по соотношениям для развитого движения в плоском канале [7], шаги интегрирования имели значения $\Delta x = 0,02$ м, $\Delta\tau = 5$ с. Водяные эквиваленты потоков составляли: $W_1 = 16,82$ Вт/°С, $W_2 = 26,63$ Вт/°С; $W_1 = 33,64$ Вт/°С, $W_2 = 53,26$ Вт/°С; $W_1 = 67,28$ Вт/°С, $W_2 = 106,5$ Вт/°С.

На рис. 2 и 3 представлены отдельные результаты проведенных численных исследований.

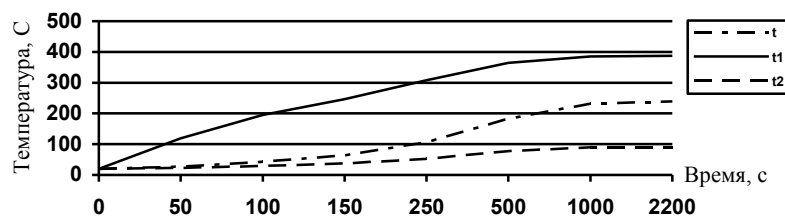


Рисунок 2 – Изменение температуры теплоносителя и стенки на выходе из теплообменника ($x = 1$) при $m_1 = 0.01$ 1/с; $W_1 = 16,82$ Вт/°С, $W_2 = 26,63$ Вт/°С

Выводы. Разработана методика численного исследования динамики пластинчатого теплообменного аппарата с прямоточным движением теплоносителей. Численный алгоритм составлен из последовательно решаемых устойчивых разностных уравнений бегущего счета. Предложенный алгоритм

пригоден для експоненціального закону зміни температури одного або одночасно двох теплоносіїв для відношень водних еквівалентів.

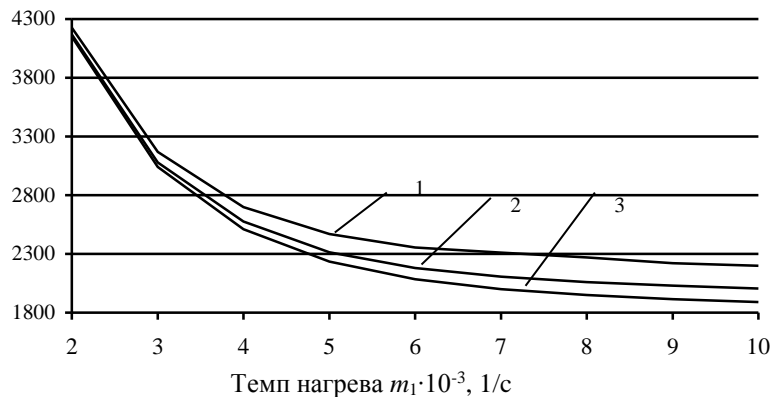


Рисунок 3 – Залежність часу переходного процесу ТА

від темпа збільшення температури гріючого теплоносія для параметра сходимості $\varepsilon = |t_N^{k+1} - t_N^k| < 10^{-3}$;
 1 – $W_1 = 16.82$ Вт/°С; 2 – $W_1 = 33.64$ Вт/°С; 3 – $W_1 = 67.28$ Вт/°С; $W_2 / W_1 = 1.58$

Литература

1. Архипов Г.В. Автоматическое регулирование поверхностных теплообменников / Г.В. Архипов. – М.: Энергия. 1971. – 304 с.
2. Кафаров В.В. Методы кибернетики в химии и химической технологии / В.В. Кафаров. – М.: Химия, 1976. – 464 с.
3. Шевяков А.А. Управление тепловыми процессами с распределенными параметрами / А.А. Шевяков, Р.В. Яковлева.– М.: Энергоатомиздат. 1985. – 205 с.
4. Федоров В.И. Метод элементарных балансов для расчета нестационарных процессов поверхностных теплообменных аппаратов / В.И. Федоров, З.А. Марценюк. – К.: Наукова думка, 1977.– 140 с.
5. Шокин Ю.И. Метод дифференциального приближения / Ю.И. Шокин, Н.Н. Яненко. – Новосибирск: Наука, 1985.– 372 с.
6. Себиси Т. Конвективный теплообмен / Т. Себиси, П. Брэдшоу. – М.: Мир, 1987, 592 с.
7. Михеев М. А. Основы теплопередачи / Михеев М.А., Михеева И.М.– М.: Энергия, 1977. – 344 с.

УДК 66.045.1

Шевелев О.О., Тарасенко О.М.

**ДИНАМІКА ПЛАСТИНЧАСТОГО ТЕПЛОБІМІННОГО АПАРАТУ
ПРИ ПРЯМОТОЧНОМУ РУСІ ТЕПЛОНОСІЇВ**

Чисельним методом розрахунку, «що біжить», вирішена пов'язана система диференціальних рівнянь динаміки прямооточного пластинчастого теплообмінника. Розраховані відгуки вхідних температур потоків на експонентний закон збільшення вхідної температури гріючого теплоносія. Показано вплив відносини водних еквівалентів теплоносіїв на час перехідного процесу теплообмінника для широкого діапазону зміни темпу збільшення вхідної температури гріючого середовища.

Shevelev A.A., Tarasenko A.N.

**DYNAMICS OF PLATE HEAT EXCHANGE
WITH UNIFLOW MOTION HEAT CARRYING AGENTS**

The numeral method of running account is decide coupled system of differential equations dynamics of uni-flow plate heat exchange. calculated response of input flow temperatures for the exponential law of increasing the inlet temperature of heating fluid. shows the effect of the ratio of water equivalents heat carrying agents during the transition for a wide range variation the rate of increase inlet temperature of the heating medium.