

Моделирование циклически сопряженного теплообмена в регенеративном воздухоподогревателе

Елин Н.Н., д-р техн. наук, Ометова М.Ю., канд. техн. наук, Рыбкина Г.В., инж.

Предложена математическая модель теплообмена в регенеративном воздухоподогревателе с неподвижной кирпичной насадкой, базирующаяся на системе дифференциальных уравнений в частных производных с граничными условиями для конвективно-радиационного теплообмена, позволяющая рассчитывать нестационарное температурное поле насадки и определять оптимальные режимные параметры процесса.

Ключевые слова: регенератор, теплообменник, нестационарный теплообмен.

Modelling Cyclically Conjugated Heat Exchange in Regenerative Air Heater

N.N. Yelin, Doctor of Engineering, M.Yu. Ometova, Candidate of Engineering, G.B. Rybkina, Engineer

The author considers a heat exchange mathematical model in regenerative air heater with fixed brick nozzle based on differential equations system in partial derivatives with boundary conditions for convective and radiative heat exchange. The model allows to calculate unsteady temperature field of the nozzle and to define optimal operating conditions of the process.

Key words: regenerator, heat exchanger, unsteady heat transfer.

Одна из важнейших проблем при использовании регенеративных теплообменников заключается в определении оптимальной продолжительности цикла, при которой достигается максимальная тепловая мощность аппарата, то есть количество теплоты, передаваемое от уходящих продуктов сгорания к подогреваемому воздуху, отнесенное к общему времени цикла.

Данная задача не может быть решена с помощью известных методов расчета, в которых вместо актуальных значений температур теплоносителей используются значения, осредненные по длине канала и времени цикла, а также ряд других допущений. Экспериментальные исследования регенеративных теплообменников представляют большие сложности вследствие большого количества конструктивных и режимных параметров, влияющих на процесс теплообмена. Поэтому основным методом исследования процессов, происходящих в регенеративных теплообменниках, стало их математическое моделирование.

В качестве объекта моделирования рассмотрим элемент насадки регенератора, представленный на рис. 1.

Математическая модель регенеративного воздухоподогревателя включает следующие уравнения:

1) уравнение энергии для насадки

$$\frac{\partial T_1}{\partial t} = a_1 \left(\frac{\partial^2 T_1}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T_1}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 T_1}{\partial z^2} \right); \quad (1)$$

2) уравнение энергии для теплоносителя

$$c_2 \rho_2 \frac{\partial T_2}{\partial t} = - \frac{\partial}{\partial y} (c_2 \rho_2 \omega_2 T_2), \quad (2)$$

где T – температура; ρ – плотность; c – теплоемкость; a – температуропроводность; ω – ско-

рость; индекс «1» относится к насадке, «2» – к теплоносителю;

3) уравнение неразрывности для теплоносителя

$$\rho_2 \omega_2 S = G_2, \quad (3)$$

где G_2 – массовый расход теплоносителя, постоянный по длине и во времени в течение полупериода нагрева или охлаждения.

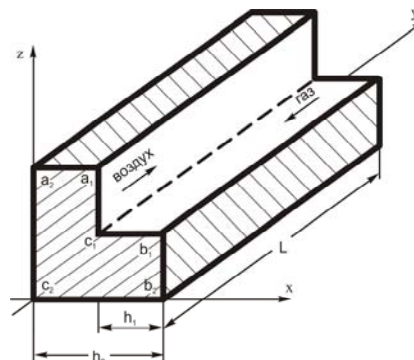


Рис. 1. Схема расчетной области

Для расчета изменения плотности теплоносителя вдоль потока используется уравнение состояния идеального газа

$$\rho_2 = \frac{P}{RT}. \quad (4)$$

Расчеты [1] показали, что изменением давления по длине теплообменного аппарата можно пренебречь.

Граничные условия на поверхности насадки при течении продуктов сгорания следующие:

$$\lambda_n \frac{\partial T_1}{\partial n} = \alpha_k (T_2 - T_{1w}) + q_{изл}, \quad (5)$$

где λ_n – коэффициент теплопроводности насадки; α_k – коэффициент конвективного теплообмена [2]; $q_{изл}$ – плотность теплового потока излучения газа [4]; $n = x, z$; индекс «w» относится к поверхности насадки.

При движении воздуха вторым слагаемым в правой части (5) можно пренебречь [1].

Начальные условия выбраны следующими:

$$T_{1w}(x, y, z, 0) = T_{1w0}(x, y, z); \quad (6)$$

$$T_2(0, t) = T_{2вх}; \quad (7)$$

$$T_2(y, 0) = T_{20}(y), \quad (8)$$

где $T_{2вх}$ – температура теплоносителя на входе в канал; индекс «0» относится к распределению температур в начале полуцикла нагрева или охлаждения.

Численная реализация данной модели осуществлялась методом сеток с применением явных схем аппроксимации [3]. Контроль точности вычислений проводился по балансу тепловой энергии.

Численные эксперименты с использованием данной математической модели выполнялись для регенеративного теплообменника, имеющего следующие геометрические размеры насадки, изготовленной из шамотного кирпича: $L = 2$ м, $h_1 = 50$ мм, $h_2 = 80$ мм. Теплоносителями являются воздух и дымовые газы, образующиеся при сжигании топлива заданного состава. Атмосферный воздух необходимо нагреть от 20 до 450°С дымовыми газами с температурой 900°С. Скорости потоков теплоносителей на входе равны $\omega_0 = 1$ м/с. Теплофизические свойства теплоносителей, необходимые для замыкания системы уравнений (1)–(8), рассчитывались по [2].

На рис. 2 представлены результаты расчета процесса прогрева проточной части регенератора, насадка которого в начальный момент времени имеет температуру 20°С.

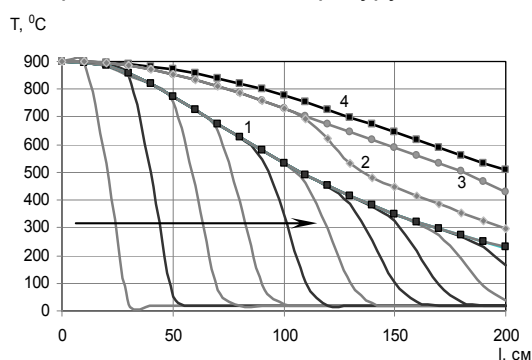


Рис. 2. Распределение температуры горячего теплоносителя по длине проточной части регенератора для различных моментов времени: 1 – $t = 2$ с; 2 – $t = 1000$ с; 3 – $t = 2000$ с; 4 – $t = 3000$ с

В начальный момент распределение температуры горячего теплоносителя по длине проточной части регенератора имеет прямоугольную форму высотой $T_{2вх} = 900$ °С. По мере поступления теплоносителя в канал форма

профиля становится все более полой, средняя по длине канала температура теплоносителя быстро уменьшается (тонкие линии на рис. 2 представляют результаты расчетов профиля температуры через каждые 0,2 с). Через 2 с, когда поток теплоносителя достигает выходного сечения канала, температура теплоносителя на выходе становится равной 230°С, а распределение температуры по длине имеет вид, представленный кривой 1 (рис. 2). Такое относительно быстрое охлаждение теплоносителя обусловлено низкой начальной температурой насадки, большими температурными напорами, а следовательно, большой плотностью теплового потока от теплоносителя к насадке.

После того как поток теплоносителя заполнил проточную часть регенератора, начинается относительно медленное увеличение температуры газа до 500°С, соответствующей установившемуся режиму работы, в течение 3000 с (рис. 2, кривые 2, 3, 4).

На рис. 3 представлены результаты расчета температурных полей в поперечных сечениях насадки в различные моменты времени. Анализ полученных результатов показывает, что углы насадки практически не участвуют в теплообмене, а необходимы, скорее всего, для механической прочности конструкции. Этот результат дает основание предположить, что наиболее рациональной формой проходного сечения насадки является щелевая, а наименее рациональной – квадратная.

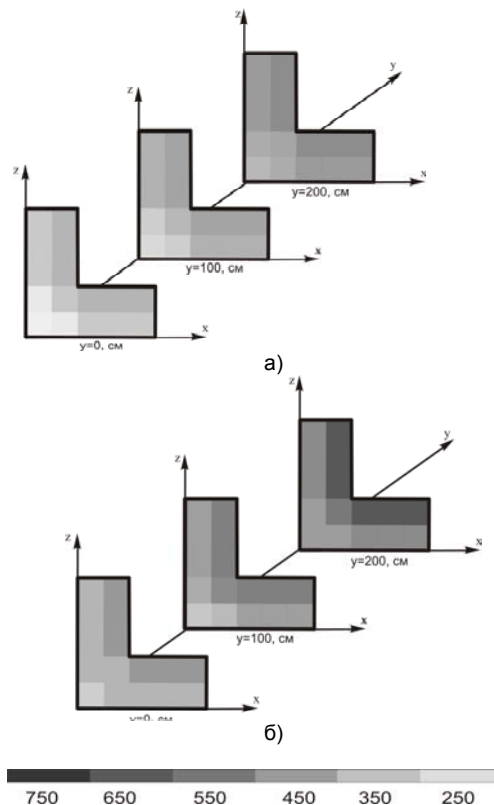


Рис. 3. Температурное поле в трех поперечных сечениях насадки: а – через 50 с после начала нагрева; б – в конце периода нагрева (через 400 с)

В процессе численного интегрирования системы уравнений (1)–(8) величины коэффициентов теплопередачи рассчитывались на каждом шаге по длине регенератора и по времени. Результаты расчетов распределения коэффициентов теплоотдачи от горячего теплоносителя к насадке по длине проточной части для установленного режима работы представлены на рис. 4.

На входе в канал доли лучистого и конвективного теплообмена для рассматриваемого примера практически одинаковы. В процессе движения теплоноситель охлаждается, и это влияет на величину коэффициентов теплоотдачи.

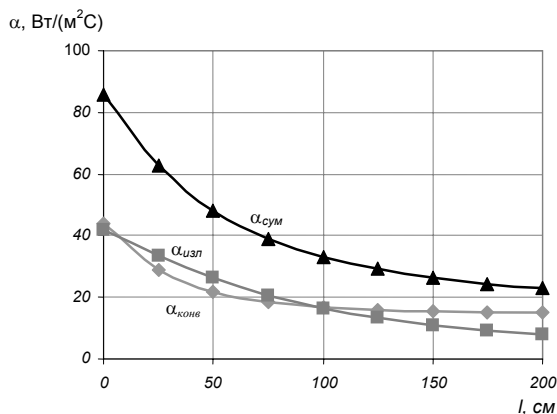


Рис. 4. Изменение средних коэффициентов теплоотдачи по длине теплообменного аппарата

Поток тепла радиацией, пропорциональный разнице четвертых степеней температур теплоносителя и насадки, при этом уменьшается наиболее быстро. В выходном сечении проточной части он становится почти в два раза меньше, чем конвективный.

Поток тепла конвекцией заметно уменьшается на участке термической стабилизации потока (равной примерно $1/2$ длины проточной части теплообменного аппарата), а затем остается практически постоянным, несмотря на уменьшение скорости потока вследствие охлаждения газа (это объясняется тем, что при этом величина критерия Рейнольдса практически не изменяется вследствие уменьшения вязкости газа).

Важнейшим показателем энергетической эффективности регенеративного теплообменника является его тепловая мощность.

На рис. 5 представлены результаты исследования влияния времени цикла на тепловую мощность регенеративного воздухоподогревателя.

Елин Николай Николаевич,
Ивановский государственный архитектурно-строительный университет,
доктор технических наук, профессор, зав. кафедрой гидравлики и водоснабжения,
адрес: г. Иваново, ул. Громобоя, д. 32, кв. 16
телефон (4932) 41-61-22,
e-mail: yelinnn@mail.ru

Известно, что существенное влияние на этот показатель эффективности оказывает время перекидки клапанов [3]. Поэтому при исследовании зависимости тепловой мощности регенеративного воздухоподогревателя (N) от времени цикла в качестве параметра задачи использовалась продолжительность паузы для перекидки клапанов.

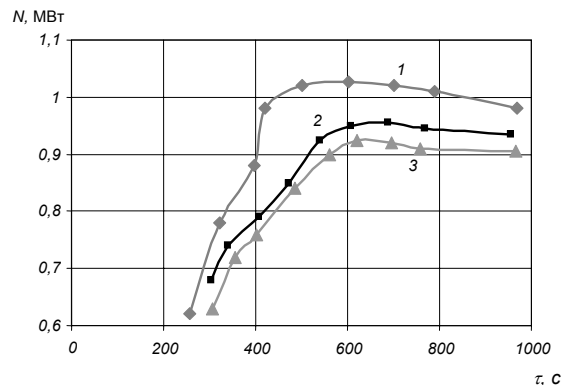


Рис. 5. Зависимости тепловой мощности от длительности периода цикла при различной длительности паузы перекидки клапанов: 1 – $\tau_{п1} = 10$ с; 2 – $\tau_{п2} = 20$ с; 3 – $\tau_{п3} = 30$ с

Резкий подъем кривых в области малой длительности цикла объясняется большой долей продолжительности паузы перекидки клапанов в общем времени цикла. При увеличении длительности цикла это влияние уменьшается. Максимальное значение мощности достигается тогда, когда сумма потерь теплоты, обусловленная паузой для перекидки клапанов и потерь теплоты с уходящими дымовыми газами, минимальна.

Предложенная математическая модель позволяет исследовать влияние теплофизических, геометрических и режимных параметров на процессы теплообмена в регенеративном воздухоподогревателе, а также определить оптимальную продолжительность цикла, при которой достигается максимальная тепловая мощность аппарата.

Список литературы:

1. Хавер С.В., Елин Н.Н., Мизонов В.Е., Иванов А.Б. Моделирование нагрева и охлаждения насадки регенеративного теплообменника // Изв. вузов. Химия и химическая технология. – 2007. – Т. 50. – Вып. 12. – С. 105–107.
2. Тепловой расчет котельных агрегатов (Нормативный метод) / Под ред. Н.В. Кузнецова, В.В. Митора, И.Е. Дубовского, Э.С. Карасиной. – М.: Энергия, 1973.
3. Лемлех И.М. Высокотемпературный нагрев воздуха в черной металлургии. – М.: Металлургиздат, 1983.
4. Самарский А.А. Теория разностных схем. – М.: Наука, 1977.

Рыбкина Галина Владимировна,
Ивановский государственный архитектурно-строительный университет,
инженер ФКПиПКС,
адрес: г. Иваново, ул. Свердлова, д. 10, кв. 2,
телефон 46-15-26,
e-mail: rybkina_g@rambler.ru

Ометова Мария Юрьевна,
Ивановский государственный архитектурно-строительный университет,
кандидат технических наук, доцент каф. гидравлики и водоснабжения,
адрес: г. Иваново, ул. 4 Деревенская, д. 62, кв. 47,
телефон (4932) 47-20-13,
e-mail: ometova_m@rambler.ru