

НЕСТАЦИОНАРНЫЙ ТЕМПЕРАТУРНЫЙ РЕЖИМ ПАРОПЕРЕГРЕВАТЕЛЯ

Парпиев А.Т.¹

¹Национальный исследовательский Томский политехнический университет, Томск, Россия (634050, Томск, пр. Ленина, 30а), e-mail: azatparpiev@mail.ru

В данной работе сформулирована физико-математическая модель для расчета температурного режима пароперегревателя при нестационарных условиях эксплуатации. Проведена проверка достоверности численных результатов, полученных в ходе расчета. Она заключается в выполнении с погрешностью не более 2 % уравнения энергии и краевых условий однозначности. В настоящей работе для реализации физико-математической модели использован способ численного моделирования, а именно метод конечных разностей с использованием схемы расщепления. В ходе решения поставленной задачи и при выполнении проверки были получены результаты, представленные в работе в виде диаграмм и содержат информацию о распределении температур в цилиндрической стенке в начальный момент времени равном 5 с. Также в работе представлена диаграмма погрешностей результатов.

Ключевые слова: пароперегреватель, парогенератор, нестационарный температурный режим, численное моделирование, теплопроводность, метод конечных разностей.

UNSTEADY TEMPERATURE CONDITIONS OF SUPERHEATER

Parpiev A.T.¹

¹National research Tomsk polytechnic university, Tomsk, Russia (30a Lenina Avenue, Tomsk, 634050), e-mail: azatparpiev@mail.ru

Physico-mathematical model for equation of non-stationary temperature conditions of steam generator superheater are defined in this work. Validation of numerical results, taken during calculation, are made. This validation of numerical results is fulfillment of energy equation and boundary single-valuedness conditions with error not more than 2 %. The numerical modeling is used as a method of study of non-stationary temperature conditions of superheater in this paper. Method of finite difference, namely splitting scheme, is employed for solving of physico-mathematical model. Results, presented in the study in the form of diagrams, was obtained during solving of physico-mathematical model. These results have information about temperature distributions on the cylindrical wall in the start time equaling in 5 s. Diagram of error of results are presented in the paper too.

Keywords: superheater, steam generator, non-stationary temperature conditions, numerical simulation, heat conductivity, finite difference method.

Введение

Многолетний опыт эксплуатации пароперегревателей паровых котлов показал, что эти поверхности нагрева являются одним из самых ненадежных элементов котельных агрегатов. 80 – 85 % аварийных остановов парогенераторов происходит в результате выхода из строя данных поверхностей нагрева [1]. В связи с этим исследования нестационарных температурных режимов пароперегревателей в целях повышения их долговечности является одной из актуальных задач теплоэнергетической отрасли.

Также следует отметить, что основными методами изучения температурных режимов являются экспериментальный метод и метод теплофизического и гидравлического расчетов [2-5]. Использование экспериментального метода требует больших финансовых затрат и соответствующего оборудования, а результаты теплофизического и гидравлического расчетов являются неточными. В связи с этим использование методов численного

моделирования для этих целей является наиболее рациональным способом, так как результаты, полученные при правильной физико-математической постановке, являются наиболее достоверными.

Целью настоящей работы является численное моделирование нестационарного температурного режима пароперегревателя парогенератора БКЗ-75-39.

Метод исследования

В качестве метода исследования нестационарного температурного режима пароперегревателя использован способ численного моделирования. Для этого сформулирована физико-математическая постановка задачи, описанная ниже.

Физическая постановка задачи

Объектом исследования в данной работе является участок трубы пароперегревателя парогенератора БКЗ-75-39 (рис. 1). Для анализа температурного режима пароперегревателя используется двумерное нестационарное уравнение теплопроводности цилиндрической стенки с соответствующими начальными и граничными условиями. Для расчета температур на внешних границах цилиндра конечных размеров используются граничные условия первого и третьего рода. В частности, на левой и правой границах принимаются граничные условия третьего рода, а на верхней и нижней границах – граничные условия первого рода. Исходные данные пароперегревателя взяты из паспорта котла. При постановке задачи приняты следующие основные допущения:

1. Теплофизические параметры дымовых газов, материала стенки труб и пара считаются постоянными и известными величинами.
2. Среды, омывающие цилиндрическую поверхность снаружи и протекающие внутри нее, несжимаемы с гидродинамическим и термически стабилизированным течением. Теплота трения не учитывается.
3. Рассматривается прямой круглый вертикальный участок трубы змеевика пароперегревателя с определенными геометрическими характеристиками без внутренних дефектов во внутрикристаллической структуре (наличие трещин и т.п.).
4. В математической постановке задачи, вследствие относительной малости градиентов температур по координате φ , частные производные температуры от этой величины не учитываются.

Математическая постановка задачи

Распределение температуры в цилиндрической стенке трубы описывается ниже:

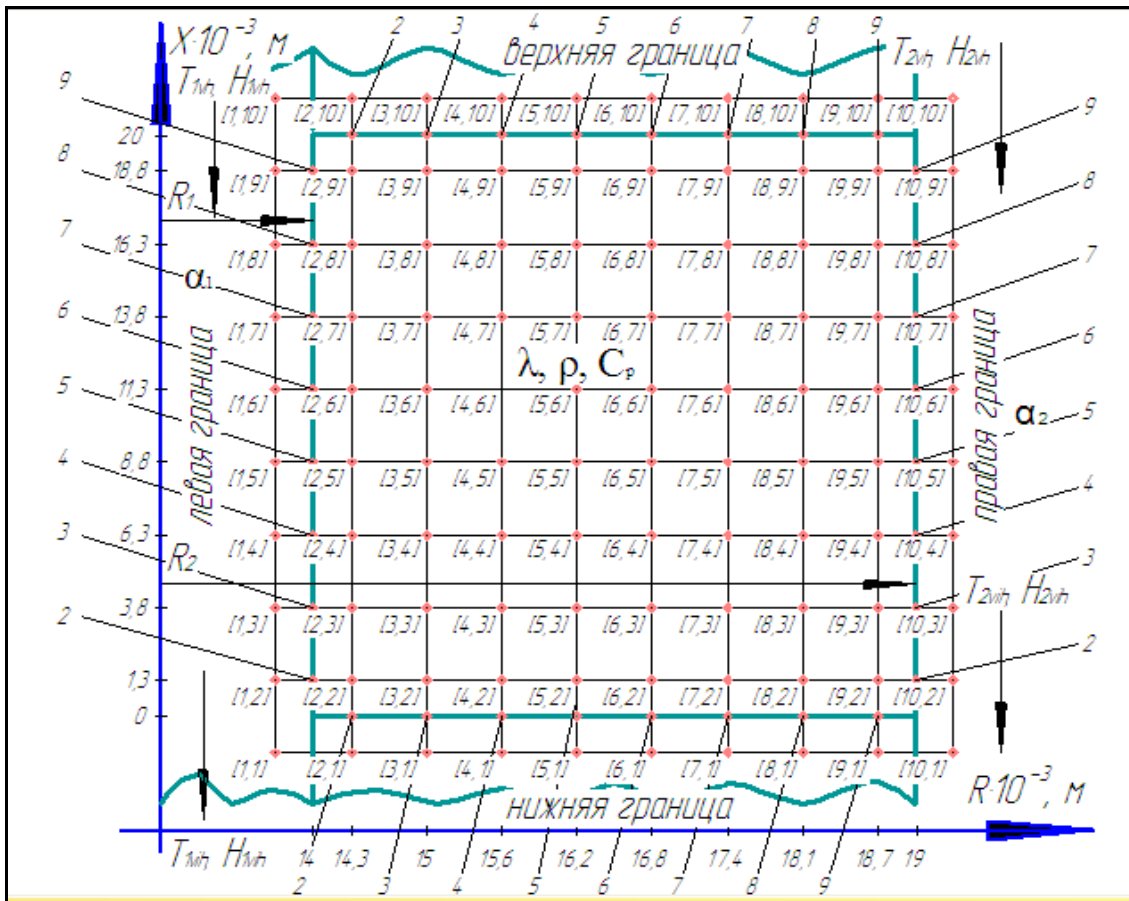


Рис. 1. Схематичное изображение исследуемого объекта с температурной сеткой

$$\begin{aligned}
 C_p \rho \frac{\partial T}{\partial \tau} &= \lambda \left(\frac{\partial^2 T}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial T}{\partial r} + \frac{\partial^2 T}{\partial x^2} \right), \quad \tau > 0, \quad r_1 < r < r_2, \quad 0 < x < l; \\
 \tau = 0; \quad T(0, r, x) &= T_H; \\
 r = r_1; \quad -\lambda \frac{\partial T(\tau, r_1, x)}{\partial r} &= \alpha_1 [T_{n1} - T(\tau, r_1, x)]; \\
 r = r_2; \quad -\lambda \frac{\partial T(\tau, r_2, x)}{\partial r} &= \alpha_2 [T_{n2} - T(\tau, r_2, x)]; \\
 x = 0; \quad T(\tau, r, 0) &= T_1 = \text{const}; \\
 x = l; \quad T(\tau, r, l) &= T_2 = \text{const},
 \end{aligned} \tag{1}$$

где C_p – теплоемкость стали, Дж/(кг·°C); ρ – плотность стали, кг/м³; λ – коэффициент теплопроводности стали, Вт/(м·°C); α_1, α_2 – соответственно коэффициенты теплоотдачи от дымовых газов к внешней поверхности и от внутренней поверхности к пару, Вт/(м²·К); T_{c1}, T_{c2} – соответственно температура дымовых газов и пара, °C; T_1, T_2 – температура стенки на верхней и нижней границе °C.

Температуры на верхней и нижней границе цилиндрической стенки определяются на основе уравнения теплового баланса с помощью следующих выражений [6]:

$$T_1 = \left(1 - \frac{k}{\alpha_1}\right) \left(t_{1vh} + \frac{l(h_{1vih} - h_{1vh})}{2l_{i\dot{a}i} \tilde{N}_{p1}}\right) + \frac{k}{\alpha_1} \left(t_{2vh} + \frac{lG_1(h_{1vih} - h_{1vh})}{2l_{i\dot{a}i} G_2 \rho_2 \tilde{N}_{p2}}\right);$$

$$T_2 = \left(1 - \frac{k}{\alpha_2}\right) \left(t_{2vh} + \frac{lG_1(h_{1vih} - h_{1vh})}{2l_{i\dot{a}i} G_2 \rho_2 \tilde{N}_{p2}}\right) + \frac{k}{\alpha_2} \left(t_{1vh} + \frac{l(h_{1vih} - h_{1vh})}{2l_{i\dot{a}i} \tilde{N}_{p1}}\right),$$
(2)

где k – коэффициент теплопередачи цилиндрической стенки, Вт/(м·°C); $l_{общ}$ – общая длина трубы, м.

Для решения приведенной математической модели используется метод конечных разностей, а именно схема расщепления [7, 8] с применением разностной аппроксимации дифференциальных операторов. С целью проверки достоверности полученные результаты подставляются в уравнение теплопроводности и краевые условия однозначности.

Результаты

В ходе решения поставленной задачи были получены следующие результаты:

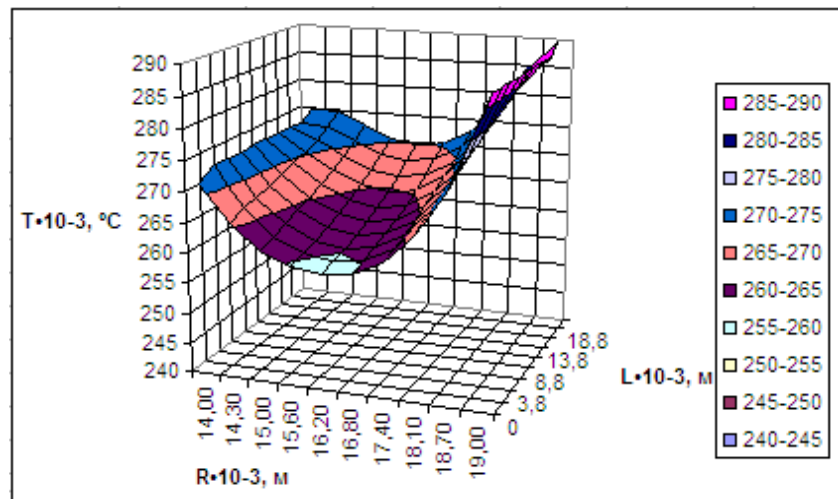


Рис. 2. Распределение температур в цилиндрической стенке при $\tau = 5$ с

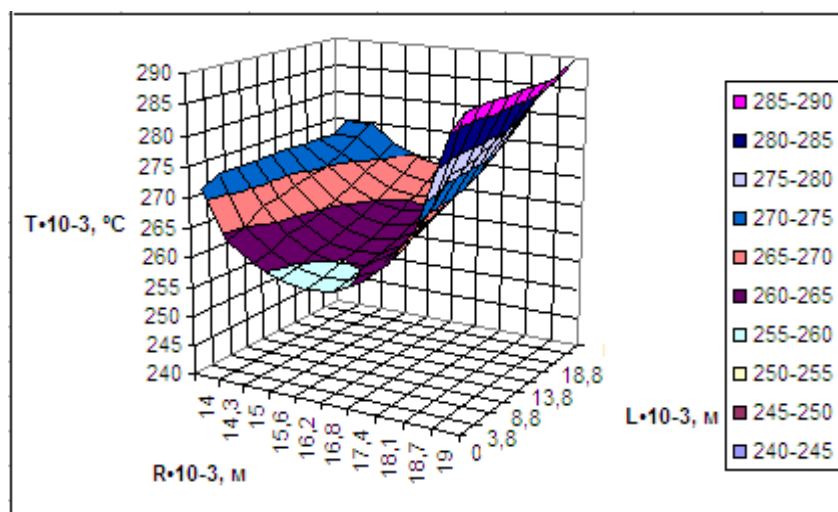


Рис. 3. Распределение температур в цилиндрической стенке при $\tau = 5$ с, полученное в ходе проверки

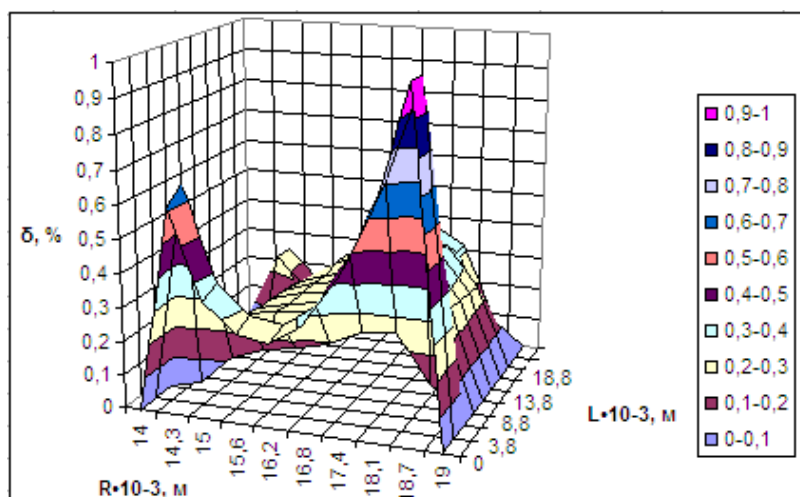


Рис. 4. Поле погрешностей расчета

Обсуждение результатов

Как видно из полученных результатов, представленных на рис. 2 и 3, распределения температур в цилиндрической стенке имеют максимальные значения температур на правой и левой границе. При этом минимальные значения температур находятся в середине стенки. Данное распределение температур обусловлено прогревом поверхности нагрева в начальный момент времени дымовыми газами ($970\text{ }^{\circ}\text{C}$) на правой границе и паром ($256\text{ }^{\circ}\text{C}$) на левой. Так как в нашем случае меньшие градиенты температур находятся в центральной части стенки, то соответственно тепло будет распространяться от левой и правой границы к середине поверхности нагрева. Что же касается граничных температур, то здесь выполняется условие сохранения энергии (закон Ньютона-Рихмана). Отсюда следует, что повышенные температуры на правой границе по сравнению с левой границей обусловлены большим количеством теплоты переданной от дымовых газов к этой поверхности.

При сравнении температурных полей на рис. 2 и 3, полученных в результате реализации физико-математической модели и при выполнении проверки, нетрудно заметить, что качественно они не отличаются, а количественное их отличие не превышает 1 %. Данная погрешность вызвана неточностью значений физических свойств металла, используемых при расчете, а также погрешностью аппроксимации.

Вывод

Как видно из полученных результатов, погрешность расчетов не превышает 2 %. Отсюда следует, что данная физико-математическая модель применима для вычисления температурного режима пароперегревателя и в дальнейшем будет использоваться в целях исследования нестационарных режимов этих поверхностей нагрева.

Список литературы

1. Артамонов В.В. О признаках эксплуатационных разрушений пароперегревателей под действием перегрева // Контроль. Диагностика. – 2010. - №1. – С. 8 – 11.
2. Артамонов В.В. Электрохимическая диагностика пароперегревателей. Часть 2. Определение остаточного ресурса // Контроль. Диагностика. – 2007. - № 10. – С. 62 – 70.
3. Богачев В.А., Таран О.Е. Влияние тепловой неравномерности на температуру и надежность металла конвективных пароперегревателей // Электрические станции. – 2002. - № 2. – С. 21 – 24.
4. Богачев В.А. Температурный режим поврежденного змеевика пароперегревателя // Электрические станции. – 2009. - № 5. – С. 20 – 23.
5. Верховский Г.Е., Лепаев П.А. Повышение надежности работы пароперегревателей барабанных котлов с помощью оптимизации регулирования перегрева // Энергетик. – 2010. - № 1. – С. 25 – 28.
6. Исаченко В.П. и др. Теплопередача: Учебник для вузов / В.П. Исаченко, В.А. Осипова, А.С. Сукомел. – 4-е изд., перераб. и доп. – М.: Энергоиздат, 1981. – 416 с.
7. Дорохов А.Р., Заворин А.С., Казанов А.М., Логинов В.С. Моделирование тепловыделяющих систем: Учебное пособие. – Томск: Изд-во НТЛ, 2000. – 234 с.
8. Mitchell A.R., Griffiths D.F. The Finite Difference Method in Partial Differential Equations. Wiley, 1980. – 267 p.

Рецензенты:

Борисов Б.В., д.ф-м.н., профессор кафедры ТПТ, ЭНИН, Национальный исследовательский Томский политехнический университет, г. Томск.

Голдаев С.В., д.ф-м.н., профессор кафедры ТПТ, ЭНИН, Национальный исследовательский Томский политехнический университет, г. Томск.