

*Работа выполнена при финансовой поддержке Министерства образования и науки РФ (ФЦП «Научные и научно-педагогические кадры инновационной России» на 2009–2013 годы, мероприятие 1.4, соглашение № 14.В37.21.2071).*

Список литературы:

1. СО 153-34.03.352-2003. Инструкция по обеспечению взрывобезопасности топливоподачи и установок для приготовления и сжигания пылевидного топлива. – М., 2003. – 26 с.
2. Техническое задание на разработку проектной и рабочей документации по объекту «Перевод котлоагрегата БКЗ-75-39ФБ ст. №9 участка ТИиТСПадунского района на совместное сжигание угля и кородревесных отходов» (приложение №1 к договору №253-010/10).
3. Тепловой расчет котельных агрегатов: (нормативный метод) / под ред. Н.В. Кузнецова. – 2-е изд., перераб. – М.: Энергия, 1973. – 295 с.

УДК 536.7

**ТЕМПЕРАТУРНЫЙ РЕЖИМ УЧАСТКА ТРУБЫ ЗМЕЕВИКА  
ПАРОПЕРЕГРЕВАТЕЛЯ С НАЛИЧИЕМ ЗАГРЯЗНЕНИЙ НА ЕГО  
ВНЕШНЕЙ И ВНУТРЕННЕЙ ПОВЕРХНОСТИ**

Парпиев А.Т., Логинов В.С., д.ф.-м.н.

Томский политехнический университет, г. Томск

E-mail: azatparpiev@mail.ru

Пароперегреватели по сравнению с другими поверхностями нагрева работают в наиболее тяжелых условиях [1]. В связи с этим исследование тепловых процессов пароперегревателей парогенераторов является одной из актуальных задач теплоэнергетической отрасли в наши дни.

Основными методами изучения повреждения пароперегревателей являются экспериментальный метод и метод теплофизического и гидравлического расчетов [2–5]. Данные способы имеют свои характерные недостатки. Экспериментальный метод требует соответствующего оборудования и больших финансовых затрат на проведение эксперимента, а результаты же теплофизического и гидравлического расчетов являются неточными. В связи с этим использование методов численного моделирования для этих целей является наиболее рациональным способом.

В данной работе представлены результаты, полученные в ходе расчета физико-математической модели температурного режима участка трубы змеевика пароперегревателя парогенератора с чистой поверхностью и с наличием загрязнений на его внешней и внутренней поверхности.

Научная новизна настоящей работы заключается в следующем. В соответствии с физикой процессов, протекающих в конвективном паро-

перегревателе парогенератора, сформулирована физико-математическая модель температурного режима участка трубы змеевика пароперегревателя, проанализирована адекватность результатов, полученных при расчете данной модели.

Практическая значимость данной работы заключается в возможности применения сформулированной в ней физико-математической модели для расчетов нестационарных режимов работы пароперегревателей парогенераторов.

На рисунке 1 представлено схематичное изображение исследуемого объекта, который представляет собой цилиндрическую стенку трубы змеевика пароперегревателя парогенератора БКЗ-75-39, которая с наружной стороны покрыта слоем сажи и омывается дымовыми газами, а с внутренней стороны покрыта слоем накипи и омывается паром. Распределение температур в цилиндрической стенке с загрязнениями на внешней и внутренней поверхности определяется с помощью системы двумерных нестационарных уравнений теплопроводности. Температуры на границах первой (слой накипи), второй (цилиндрическая стенка) и третьей областей (слой сажи) определяются с помощью граничных условий первого, третьего и четвертого рода (1).

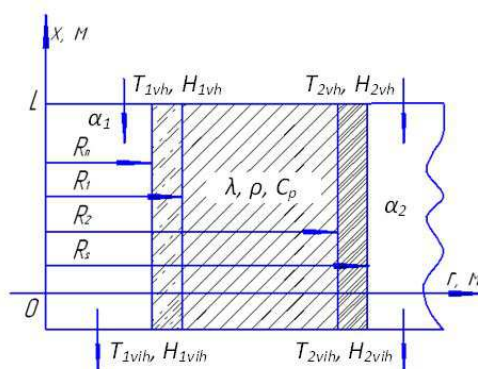


Рис. 1. Схематичное изображение физических процессов в цилиндрической стенке трубы змеевика пароперегревателя парогенератора, покрытой слоем золовых отложений на внешней поверхности и накипью на внутренней поверхности

Теплофизические свойства цилиндрической стенки, отложений накипи и сажи считаются постоянными и известными величинами [6]. Исходные данные приведены в таблице 1. Алгоритм расчета известен [7]. При постановке задачи приняты следующие основные допущения:

1. Теплофизические параметры дымовых газов, материала стенки труб и пара считаются постоянными и известными величинами.
2. Как дымовые газы, так и пар считаются несжимаемыми средами, а теплотой трения пренебрегаем.

Таблица .1. – Исходные данные

Обозначение	Характеристика	Значение
$R_0$	Внутренний радиус цилиндрической стенки, покрытой слоем накипи	$13 \cdot 10^{-3}$ м
$R_1$	Внутренний радиус цилиндрической стенки	$14 \cdot 10^{-3}$ м
$R_2$	Внешний радиус цилиндрической стенки	$19 \cdot 10^{-3}$ м
$R_3$	Внешний радиус цилиндрической стенки, по-	$21 \cdot 10^{-3}$ м
$\delta_1$	Толщина слоя накипи	$1 \cdot 10^{-3}$ м
$\delta_2$	Толщина цилиндрической стенки	$5 \cdot 10^{-3}$ м
$\delta_3$	Толщина слоя сажи	$2 \cdot 10^{-3}$ м
$L$	Длина цилиндрической стенки	$5 \cdot 10^{-2}$ м
$\lambda_1$	Коэффициент теплопроводности слоя накипи	$8 \cdot 10^{-2}$ Вт/(м·°С)
$\lambda_2$	Коэффициент теплопроводности слоя накипи	20,4 Вт/(м·°С)
$\lambda_3$	Коэффициент теплопроводности слоя сажи	$29 \cdot 10^{-2}$ Вт/(м·°С)
$C_{p1}$	Теплоемкость слоя накипи	$0,8 \cdot 10^3$ Дж/(кг·°С)
$C_{p2}$	Теплоемкость цилиндрической стенки	$0,5 \cdot 10^3$ Дж/(кг·°С)
$C_{p3}$	Теплоемкость слоя сажи	$0,8 \cdot 10^3$ Дж/(кг·°С)
$\rho_1$	Плотность слоя накипи	$0,3 \cdot 10^3$ кг/м <sup>3</sup>
$\rho_2$	Плотность цилиндрической стенки	$7,8 \cdot 10^3$ кг/м <sup>3</sup>
$\rho_3$	Плотность слоя сажи	$1,0 \cdot 10^3$ кг/м <sup>3</sup>
$\alpha_1$	Коэффициент теплоотдачи к пару	$1,7 \cdot 10^3$ Вт/(м <sup>2</sup> ·°С)
$\alpha_2$	Коэффициент теплоотдачи от дымовых газов	56 Вт/(м <sup>2</sup> ·°С)
$t_{1vh}$	Температура пара на входе	335 °С
$t_{2vh}$	Температура дымовых газов на входе	815 °С
$t_n$	Начальное распределение температур	50 °С
$H_{1vh}$	Энтальпия пара на входе	$3,06 \cdot 10^6$ Дж/кг
$H_{1vih}$	Энтальпия пара на выходе	$3,31 \cdot 10^6$ Дж/кг
$G_1$	Расход пара	0,289 кг/с
$G_2$	Расход дымовых газов	0,394 кг/с
$t_n$	Начальное распределение температур	50 °С
$\tau_z$	Время нагрева	500 с
$N1$	Количество узлов в направлении оси x (I обл.)	8
$M1$	Количество узлов в направлении оси r (I обл.)	9
$N2$	Количество узлов в направлении оси x (II обл.)	8
$M2$	Количество узлов в направлении оси r (II обл.)	9
$N3$	Количество узлов в направлении оси x (III обл.)	8
$M3$	Количество узлов в направлении оси r (III обл.)	9
$\Delta\tau$	Временной шаг сетки	0,01 с

3. В работе рассматривается прямой круглый вертикальный участок трубы змеевика пароперегревателя с определенными геометрическими характеристиками без внутренних дефектов во внутрикристаллической структуре (наличие трещин и т. п.).

4. Данный участок трубы, который, как с внутренней, так и с внешней стороны омывается средами с гидродинамически и термически стабилизированным течением. Поэтому принимаются средние значения коэффициентов теплоотдачи и температур обеих сред по длине рассматриваемого участка трубы.

В качестве частного случая в постановке задаче рассматривается температурный режим цилиндрической стенки чистого участка трубы змеевика. Для этого также используется двумерное нестационарное уравнение теплопроводности для цилиндрической стенки. Для определения температур на внешних границах цилиндра конечных размеров используются граничные условия первого и третьего рода (2). Исходные данные приведены в таблице 1. В данном случае также учитываются вышеприведенные допущения.

Для решения данной задачи используется численный метод с использованием явной разностной схемы, которая в данном случае вполне применима [8, 9].

Температурный режим участка трубы змеевика с наличием загрязнений определяется с помощью математической модели с начальными и граничными условиями следующего вида:

$$\begin{aligned}
 C_{p1}\rho_1 \frac{\partial t_1}{\partial r} &= \lambda_1 \left( \frac{\partial^2 t_1}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial t_1}{\partial r} + \frac{\partial^2 t_1}{\partial x^2} \right); \\
 C_{p2}\rho_2 \frac{\partial t_2}{\partial r} &= \lambda_2 \left( \frac{\partial^2 t_2}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial t_2}{\partial r} + \frac{\partial^2 t_2}{\partial x^2} \right); \\
 C_{p3}\rho_1 \frac{\partial t_3}{\partial r} &= \lambda_3 \left( \frac{\partial^2 t_3}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial t_3}{\partial r} + \frac{\partial^2 t_3}{\partial x^2} \right); \\
 \tau = 0, \quad t_i &= t_{ni}; \quad i = 1, 2, 3; \\
 r = r_1, \quad -\lambda_1 \frac{\partial t_1}{\partial r} &= \alpha_1(t_{c1} - t_{ep}); \quad r = r_2, \quad \lambda_1 \frac{\partial t_1}{\partial r} = \lambda_2 \frac{\partial t_2}{\partial r}, \quad t_1 = t_2; \\
 r = r_3, \quad \lambda_2 \frac{\partial t_2}{\partial r} &= \lambda_3 \frac{\partial t_3}{\partial r}, \quad t_2 = t_3; \quad r = r_4, \quad -\lambda_3 \frac{\partial t_3}{\partial r} = \alpha_2(t_{c2} - t_{ep}); \\
 x = 0, \quad t_i &= t_1, \quad i = 1, 2, 3; \quad x = l, \quad t_i = t_2; \quad i = 1, 2, 3.
 \end{aligned} \tag{1}$$

Для частного случая постановки задачи используется следующая математическая модель:

$$\begin{aligned}
 C_{p2}\rho_2 \frac{\partial t_2}{\partial r} &= \lambda_2 \left( \frac{\partial^2 t_2}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial t_2}{\partial r} + \frac{\partial^2 t_2}{\partial x^2} \right); \\
 \tau = 0, \quad t_2 &= t_{n2}; \\
 r = r_1, \quad -\lambda_2 \frac{\partial t_2}{\partial r} &= \alpha_1(t_{c1} - t_{cp}); \\
 r = r_2, \quad -\lambda_2 \frac{\partial t_2}{\partial r} &= \alpha_2(t_{c2} - t_{cp}); \\
 x = 0, \quad t &= t_1; \quad x = l, \quad t = t_2.
 \end{aligned}
 \tag{2}$$

где  $t_{c1}, t_{c2}$  – температура дымовых газов и пара соответственно, °С;  $t_{cp}$  – температура на граничной поверхности цилиндрической стенки, °С.

Для проверки результатов полученных при решении данной задачи применяется поверочный тепловой расчет для установившегося стационарного режима [10], а также эти данные сравниваются с результатами, полученными при решении подобных задач, в работах других авторов [11, 12].

В ходе решения математической постановки задачи получены результаты, представленные на рисунках 2, 3.

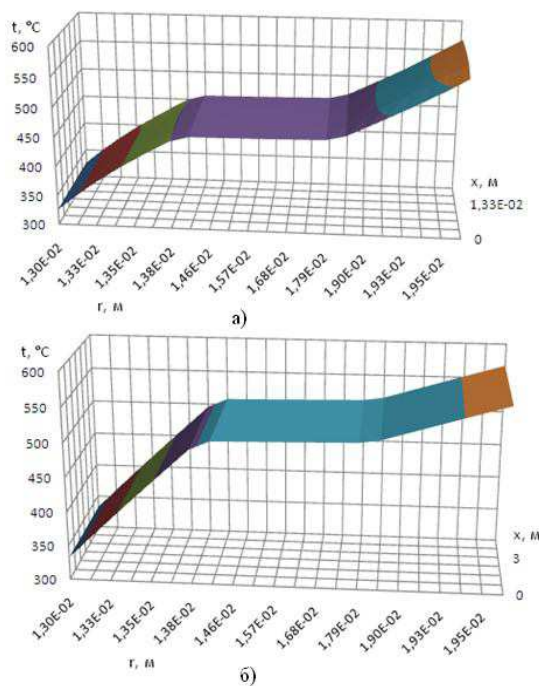


Рис. 2. Распределение температуры в цилиндрической стенке трубы меевика пароперегревателя с наличием загрязнений при длине рассматриваемого участка:  
а)  $x = 0,02$  м; б)  $x = 3$  м

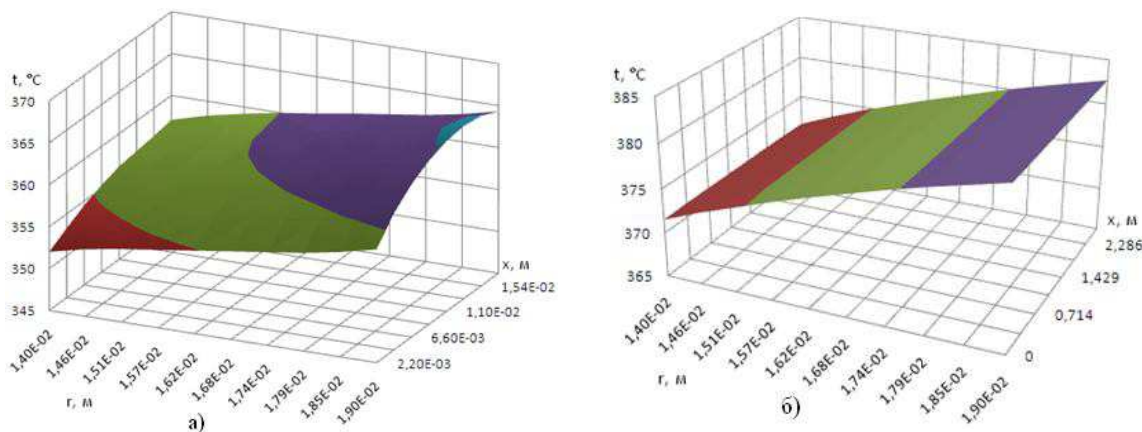


Рис. 3. Распределение температуры в цилиндрической стенке чистого участка трубы змеевика пароперегревателя при длине рассматриваемого участка:  
 а)  $x = 0,02$  м; б)  $x = 3$  м

Ниже приводится таблица 2 для сравнения результатов, полученных при решении математической постановки задачи численным методом и с помощью поверочного теплового расчета.

Из таблицы 2 видно, что погрешность результатов, полученных при решении задачи методом поверочного теплового расчета и по методу конечных разностей не превышает 1 % в диапазоне длин рассматриваемого участка трубы змеевика пароперегревателя от 0,02 до 3 м. Далее при увеличении длины участка погрешность расчетов возрастает.

Таблица 2. – Результаты

Длина, м	Средняя температура поверхности, рассчитанная методом теплового поверочного расчета, °С				Средняя температура поверхности, полученная по методу конечных разностей, °С			
	$t_n$	$t_2$	$t_1$	$t_s$	$t_n$	$t_2$	$t_1$	$t_s$
Для участка трубы змеевика с наличием загрязнений на внешней и внутренней поверхности								
0,2	326	507	509	557	329	509	513	560
1	327	508	510	558	329	510	513	560
2	328	508	511	558	331	508	512	559
3	328	509	512	558	331	509	512	559
Для чистого участка трубы змеевика								
	$t_{c2}$	$t_{c1}$	$t_{c2}$	$t_{c1}$				
0,02	358	364	359	365				
1	365	369	366	371				
2	367	374	368	377				
3	373	379	374	383				

В результате проделанной работы можно сделать следующие выводы:

1. Основываясь на расчетных значениях температур, полученных при решении математической постановки задачи, погрешность расчетов по методу поверочного теплового расчета и методом конечных разностей не превышает 1 %. Сравнительный анализ данных результатов с результатами, приведенными при решении подобных задач, в работах других известных авторов показывает, что погрешность результатов не превышает 1 %. Отсюда следует, что физико-математическая модель температурного режима участка трубы змеевика пароперегревателя, сформулированная в данной работе пригодна для расчета распределений температур в рассматриваемом участке при установившемся стационарном режиме и при постоянных теплофизических свойствах среды. При этом диапазон длин рассматриваемого участка составляет от 0,02 до 3 м.

2. Данная физико-математическая модель в дальнейшем будет применяться для расчетов нестационарных режимов пароперегревателей.

#### Список литературы:

1. Лезин В.И., Липов Ю.М., Селезнев М.А., Сыромятин В.М. Пароперегреватели котельных агрегатов. – М.-Л.: Энергия, 1965. – 288 с.
2. Артамонов В.В. О признаках эксплуатационных разрушений пароперегревателей под действием перегрева // Контроль. Диагностика. – 2010. – № 1. – С. 8.
3. Артамонов В.В. Электрохимическая диагностика пароперегревателей. Часть 2. Определение остаточного ресурса // Контроль. Диагностика. – 2007. – № 10. – С. 62.
4. Приймак Е.Ю., Трякина Н.Ю., Грызунов В.И., Соколов С.О. Анализ повреждений пароперегревателей из стали 12Х1МФ при эксплуатации // Металловедение и термическая обработка металлов. – 2013. – № 1. – С. 43.
5. Богачев В.А., Таран О.Е. Влияние тепловой неравномерности на температуру и надежность металла конвективных пароперегревателей // Электрические станции. – 2002. – № 2. – С. 21.
6. Чудновский А.Ф. Теплофизические характеристики дисперсных материалов. – М.: Физматгиз, 1962. – 456 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. – 284 p.
9. Самарский А.А. Теория разностных схем. – М.: Наука, 1977. – 656 с.
10. Тепловой расчет котлов. Нормативный метод. – 3-е изд., перераб. и доп. – СПб.: Изд-во НПО ЦКТИ, 1998. – 256 с.
11. Компоновка и тепловой расчет парового котла: Учеб. пособие для вузов. / Ю.М. Липов, Ю.Ф. Самойлов, Т.В. Валенский. – М.: Энергоатомиздат, 1988. – 208 с.
12. Тепловые схемы котлов / А.А. Паршин, В.В. Митор, А.Н. Безгрешнев и др. – М.: Машиностроение, 1987. – 224 с.