

УДК 662.9

## Экспериментальное исследование конвективного теплообмена в печах камерного типа при тепловой обработке тел цилиндрической формы

А.Б. Бирюков, П.А. Гнитиёв

*Донецкий национальный технический университет*

E-mail: paul.gnitiev@mail.ru

Экспериментально изучен процесс конвективного теплообмена между охлаждающим воздухом и цилиндрической заготовкой в камерной печи при двустороннем поперечном обтекании тела и получено соответствующее критериальное уравнение.

**Ключевые слова:** низкотемпературный нагрев, двустороннее поперечное обтекание, воздушное охлаждение, коэффициент теплоотдачи.

В современной промышленности существует множество технологических процессов, эффективность протекания которых зависит от интенсивности конвективного теплообмена и возможности управления им. Так, в металлургии и машиностроении к таким технологиям относятся низкотемпературный нагрев металла и воздушное охлаждение в термических печах [1]. В научной литературе недостаточно сведений о закономерностях конвективного теплообмена в конкретных печных агрегатах. Следует отметить, что задачи такого рода могут быть решены и в ряде случаев успешно решаются при помощи коммерческих вычислительных пакетов Fluent Ansys, Caedium,  $\sigma$ -flow и других. Однако значительный интерес при исследовании конвективного теплообмена в печах представляют немногочисленные работы с рассматриваемыми в них экспериментальными методами [2].

Для большого числа технологий, в основе которых лежит протекание конвективного теплообмена, общепринятые методики для теплового расчета отсутствуют. Так, например, в литературе диапазон возможного изменения значения коэффициента конвективной теплоотдачи при воздушном обдуве заготовок определяется как 10–30 Вт/(м<sup>2</sup>·К), при этом выбор конкретных значений на практике проводится на основании исследования [3]. При таком подходе возможно получение существенных ошибок при определении тепловых потоков, отводимых от материала. Для более точного определения коэффициентов конвективной теплоотдачи необходимо использовать критериальные уравнения, описывающие конвективный теплообмен.

Как известно, для определения усредненных по поверхности цилиндра значений коэффициента конвективной теплоотдачи при идеальном поперечном обтекании цилиндра используются следующие критериальные уравнения [4]:

$$\text{при } Re < 1000 \quad Nu = 0,56 Re^{0,5} \cdot Pr_{ж}^{0,36} (Pr_{ж}/Pr_{ст})^{0,25},$$

$$\text{при } Re \geq 1000 \quad Nu = 0,28 Re^{0,6} \cdot Pr_{\text{ж}}^{0,36} (Pr_{\text{ж}}/Pr_{\text{ст}})^{0,25},$$

где  $Re$  — критерий подобия течения вязкой жидкости,  $Nu$  — критерий подобия тепловых процессов, характеризующий соотношение между интенсивностью теплообмена за счет конвекции и интенсивностью теплообмена за счет внешней теплопроводности,  $Pr$  — критерий подобия тепловых процессов, учитывающий влияние на теплоотдачу физических свойств теплоносителя, взятых для воздуха при температуре дутья ( $\text{ж}$ ) и температуре поверхности охлаждаемых тел ( $\text{ст}$ ) соответственно. Однако в реальных печах гидродинамическая картина, как правило, существенно отличается от такой схемы. Очевидно, что в идеальном случае каждой технологической ситуации должно быть сопоставлено свое критериальное уравнение. Для практических расчетов, вероятно, можно ограничиться рядом уравнений, соответствующим наиболее распространенным случаям, обусловленным формой заготовок, схемой их расположения в печи и т.д. Одной из типичных схем гидродинамического взаимодействия является двухсторонний поперечный обдув заготовок (кузнечных слитков) с формой, приближенной к цилиндрической.

Целью данной работы является исследование процесса конвективного теплообмена в печах камерного типа и установление соответствующей критериальной зависимости для случая двустороннего поперечного обтекания тел цилиндрической формы.

Для достижения поставленной цели была создана модель, геометрически подобная типовой камерной печи с выкатным подом, в которой на практике реализуются операции нагрева, выдержки и воздушного охлаждения слитков. Она была подключена к сети с нагнетателем типа ПН-125-65, по ходу канала в ней располагалось устройство для измерения расхода типа РГ-40. Модель имеет два воздушных коллектора диаметром 45 мм, проложенных вдоль стен, и содержит двадцать сопел диаметром по 5 мм для истечения воздуха. Для удаления воздуха из модели предусмотрено отверстие в своде. В установку загружается заготовка и располагается по центру подины на специальной решетке. В качестве материала исследуемого тела, обдуваемого воздухом, был выбран лед, поскольку при таком подходе температура поверхности является постоянной (близкой 0 °C) и не нуждается в измерении, тело имело форму цилиндрического бруска. Гидравлическая схема лабораторной модели представлена на рис. 1. Фотография внутренней камеры печи представлена на рис. 2.

Для определения темпа плавления льда конструкцией пода рассматриваемой модели предусмотрен двойной уклон, который позволяет собирать сток жидкости в измерительную мензурку. Контроль стока воды дает возможность судить о темпе плавления тела и его текущем размере. Объем воды в мензурке фиксировался каждые 15 секунд, общее время проведения эксперимента составило 27 минут. Результаты замеров представлены на рис. 3.

Для проведения расчетной обработки экспериментальных данных рассматриваемый диапазон времени разделен на промежутки, равные одной секунде. Расчетная обработка данных о динамике стока жидкости позволила получить зависимость изменения среднего диаметра исследуемого тела:

$$d_i = \sqrt{\frac{4}{\pi} \cdot \left[ \frac{\pi \cdot (d_{i-1})^2}{4} - \frac{(ur_i - ur_{i-1}) \cdot \rho_{\text{в}}}{10^6 \cdot L \cdot \rho_{\text{л}}} \right]}, \quad (1)$$

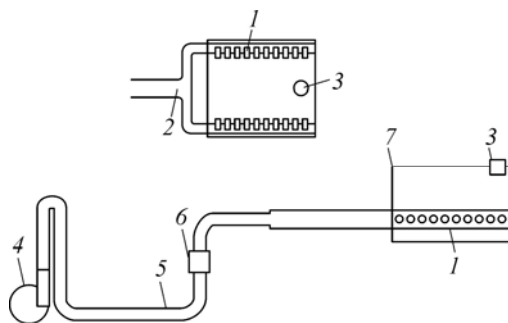
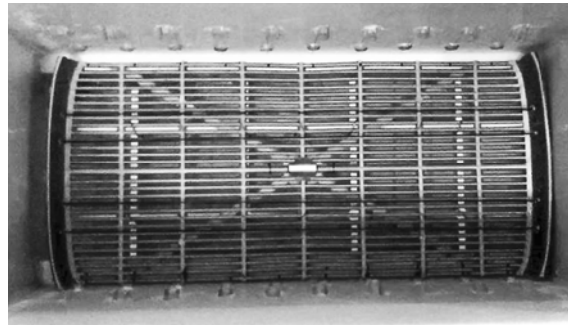


Рис. 1. Гидравлическая сеть лабораторной модели.

1 — сопла, 2 — раздающий короб, 3 — отверстие для удаления воздуха, 4 — нагнетатель, 5 — воздухопровод, 6 — расходомер, 7 — модель камеры печи.

Рис. 2. Фотография рабочей камеры печи, вид сверху.



где  $d_i, d_{i-1}$  — диаметры тела в рассматриваемый ( $i$ -й) и предыдущий ( $i-1$ -й) моменты времени, м;  $ur_i, ur_{i-1}$  — значения объемов воды в мензурке в рассматриваемый ( $i$ -й) и предыдущий ( $i-1$ -й) моменты времени, мл;  $L$  — длина цилиндра, м;  $\rho_v$  — плотность воды, кг/м<sup>3</sup>,  $\rho_l$  —

плотность льда, кг/м<sup>3</sup>. Следует отметить, что изменение значения величины прироста объема воды в мензурке ( $ur_i - ur_{i-1}$ ) для вычислений с помощью выражения (1) было предварительно регуляризовано при помощи распределения Гаусса, которое вычисляет локально взвешенные средние значения исходного вектора значений [5]. Регуляризация прироста объема представлена на рис. 4.

Результаты изменения диаметра исследуемого тела во времени, определенные при помощи выражения (1), представлены на рис. 5. Полученное изменение диаметра и прироста объема воды позволяет вычислить изменение искомого коэффициента теплоотдачи от воздуха к цилиндрическому телу по следующей формуле:

$$\alpha_i = \frac{\rho_v \cdot [ur_i - ur_{i-1}] \cdot q_{\text{плав}}}{10^6 \cdot (t_{\text{ср}} - t_{\text{пов}}) \cdot [\pi \cdot [(d_i + d_{i-1})/2] \cdot L] + 2 \cdot \pi d_i^2/4}, \quad (2)$$

где  $q_{\text{плав}}$  — удельная теплота плавления льда, 335 кДж/кг;  $(t_{\text{ср}} - t_{\text{пов}})$  — разность температур натекающего воздуха и поверхности цилиндра, °С. Комплекс в знаменателе выражения (2) представляет собой произведение характерной разности температур на текущее значение поверхности тела с учетом площади торцевых поверхностей. В результате вычислений получен массив коэффициентов теплоотдачи, который представлен в виде графика на рис. 6. Для учета влияния процесса формирования средней температуры воздуха в области натекания факелов струй, где происходит смешение свежего воздуха с несколько увлажненным воздухом печной камеры, проводилось измерение температуры

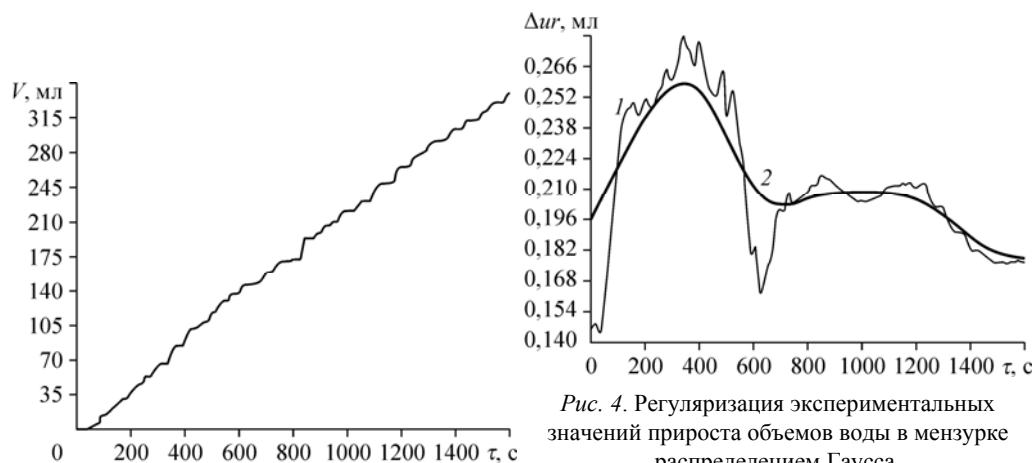


Рис. 3. Объем стока жидкости во времени.

Рис. 4. Регуляризация экспериментальных значений прироста объемов воды в мензурке распределением Гаусса.

1 — экспериментальные значения величины прироста объема, 2 — регуляризованная кривая значений.

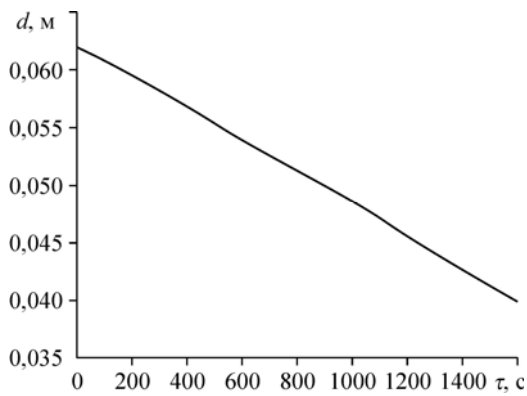


Рис. 5. Изменение диаметра исследуемого тела во времени.

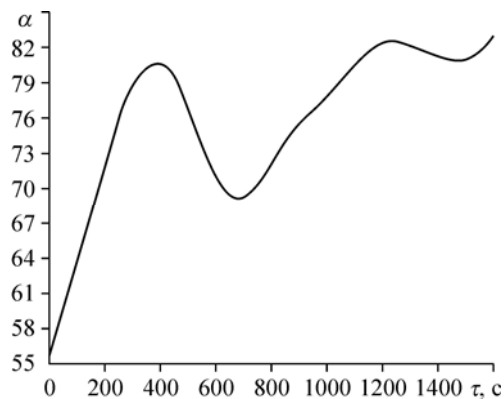


Рис. 6. Изменение коэффициента теплоотдачи во времени.

воздуха в области раскрытия воздушных струй перед поверхностью обдуваемого тела при помощи термопары типа ТХА с малыми размерами сая (менее 1 мм).

Оценка погрешности экспериментальных значений коэффициентов теплоотдачи выполнена при помощи стандартных подходов к оценке погрешности косвенных измерений. При этом погрешность определения искомой величины — коэффициента конвективной теплоотдачи — рассмотрена как функция погрешностей измерения температуры натекающего воздуха и изменения объема воды, стекшей за заданный промежуток времени. При этом на основании параметров, полученных при помощи использованных измерительных средств, максимально возможная абсолютная погрешность определения изменения объема принята 0,5 мл, а температуры — 0,6 °С. Таким образом установлено, что для диапазона полученных значений коэффициентов конвективной теплоотдачи относительная погрешность их определения составляет 4–6 %.

Для составления на основе полученных экспериментальных данных критериальной зависимости, описывающей конвективный теплообмен, необходимо определить изменение во времени скорости натекания воздуха на исследуемое тело. Для этой цели использована зависимость, составленная на основе теории турбулентных струй [6], позволяющая определять среднюю скорость среды по сечению на некотором расстоянии от сопел истечения:

$$w_{cp} = \frac{V_{cp}}{n(\pi D_0^2/4)} \cdot \frac{9}{35} \cdot \frac{0,96}{(a_t S/r) + 0,29},$$

где  $V_{cp}$  — средний расход среды, м<sup>3</sup>/с;  $n$  — число сопел, шт;  $D_0$  — диаметр сопла истечения, м;  $a_t$  — коэффициент турбулентности потока, 0,07–0,08;  $S$  — среднее расстояние от срезов сопел до изделия, м;  $r$  — радиус сопел, м. При определении  $w_{cp}$  учтено изменение диаметра изделия при вычислении величины  $S$ .

В качестве формы определяемого критериального уравнения принят стандартный для вынужденной конвекции шаблон:

$$Nu = f(Re, Pr) = a \cdot Re^b \cdot Pr_{ж}^{0,36} \cdot (Pr_{ж}/Pr_{ст})^{0,25}. \quad (3)$$

Изменение во времени критериев  $Re$ ,  $Nu$  установлено при помощи стандартных зависимостей с учетом теплофизических характеристик воздуха при соответствующей температуре и определенных ранее величин  $d(\tau)$ ,  $\alpha(\tau)$ ,  $w_{cp}(\tau)$ . Значения критериев для моментов времени с интервалом 200 секунд представлены в таблице.

Таблица

Экспериментально полученные значения характерных физических величин

Время, с	Средняя скорость среды около поверхности тела, м/с	Значение коэффициентов теплоотдачи, Вт/(м <sup>2</sup> ·К)	Диаметр цилиндра, м	Значения характерных критериев		
				Re	Pr <sub>ст</sub>	Nu
1	4,553	55,6	0,062	18744	0,703	133,1
200	4,458	72,15	0,06	17652		166,1
400	4,347	80,55	0,057	16381		176,5
600	4,244	70,89	0,054	15198		147,6
800	4,154	72,29	0,051	14169		143,4
1000	4,062	78,05	0,049	13114		146,5
1200	3,969	82,39	0,046	12045		145,4
1400	3,879	81,02	0,043	11012		133,7
1600	3,794	82,98	0,04	10037		127,6

В уравнении (3) неизвестными величинами являются показатель степени  $b$  и множитель  $a$ . Для удобного поиска решения комплекс  $a \cdot Pr_{ж}^{0,36} \cdot (Pr_{ж}/Pr_{ст})^{0,25}$  обозначался через  $c$ , после чего производилось логарифмирование левой и правой частей выражения (3) с последующим рассмотрением зависимости  $\ln(Nu) = f(\ln(Re))$  в декартовой системе координат. Далее проводилась аппроксимация прямой линией. В таком случае коэффициенты  $b$  и  $\ln(c)$  определялись как параметры прямой (в качестве множителя перед аргументом и свободного члена), проведенной через массив экспериментальных точек при помощи метода наименьших квадратов. Значения этих коэффициентов составили 0,499 и 0,271 соответственно. Из полученного численного значения комплекса  $c$  стало возможным определить значение множителя  $a$ , которое составило 1,49. Графическое представление обработки экспериментальных данных и нанесенная аппроксимирующая прямая представлены на рис. 7.

В связи с тем, что в физической модели присутствует некоторое запаздывание стока жидкости в начальный момент времени, принято решение исключить из рассмотрения первые 230 секунд, что составляет 15 % полного времени эксперимента. Для оценки качества аппроксимации был определен коэффициент детерминации  $R^2$ , который составил 0,765, и коэффициент корреляции  $r$ , равный 0,875. Согласно шкале Чеддока [7], нахождение  $r$  в интервале  $0,7 < r < 0,9$  свидетельствует о высокой степени связи и о том, что данную выборку значений справедливо обрабатывать линейной функцией. Таким образом, конвективный теплообмен при поперечном двустороннем обтекании цилиндрического тела описывается уравнением вида:

$$Nu = 1,49 \cdot Re^{0,5} \cdot Pr_{ж}^{0,36} \cdot (Pr_{ж}/Pr_{ст})^{0,25}.$$

Сравнивая экспериментально полученные коэффициенты теплоотдачи с аналогичными коэффициентами, полученными при помощи уравнения (3) для описания конвективного теплообмена при одностороннем обдуве для тех же исходных данных, можно сделать вывод об усилении конвективной составляющей

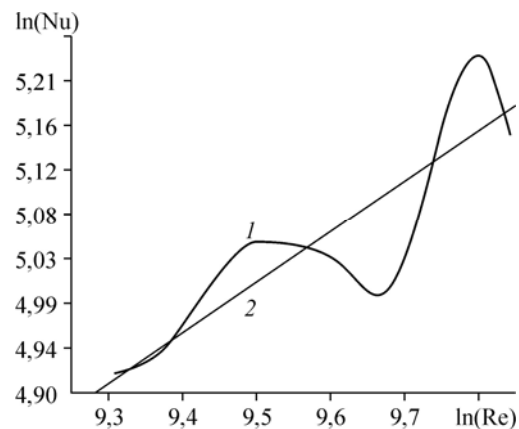


Рис. 7. Решение в логарифмических координатах.

1 — кривая экспериментальных значений логарифмов Nu, Re, 2 — аппроксимирующая прямая.

в среднем в 1,994 раза, что соответствует двусторонней подаче среды. Можно утверждать, что при таком варианте обдува минимизированы зоны, в которых наблюдается отрыв потока от поверхности обдуваемого тела, и которые существенно понижают локальные значения коэффициента теплоотдачи. Полученное уравнение дает возможность выполнения более точного расчета воздушного обдува, низкотемпературного нагрева, контроля над этими процессами и управления ими.

### **Выводы**

Для экспериментального исследования конвективного теплообмена в камерных печах создана лабораторная модель, геометрически подобная камерной печи с выкатным подом, в которой реализуется операция воздушного охлаждения слитков. На основании проведенных экспериментальных исследований и анализа результатов получено критериальное уравнение, описывающее конвективный теплообмен при двустороннем поперечном обтекании цилиндрического тела воздухом. Показано, что полученное уравнение дает возможность выполнения более точного расчета воздушного обдува, низкотемпературного нагрева, их контроля и управления названными процессами.

### **Список литературы**

1. Губинский В.И. *Металлургические печи: уч. пособие.* Днепропетровск: НметАУ, 2006. 85 с.
2. Бирюков А.Б. *Энергоэффективность и качество тепловой обработки материалов в печах.* Донецк: Ноулидж, 2012. 248 с.
3. Гусовский В.Л., Лифшиц А.Е. *Методики расчета нагревательных и термических печей: уч.-справ. пособие.* М.: Теплотехник, 2004. 400 с.
4. Михеев М.А., Михеева И.М. *Основы теплопередачи.* М.: Энергия, 1973. 265 с.
5. Ткаченко В.Н. *Математическое моделирование, идентификация и управление технологическими процессами тепловой обработки материалов. Серия: Задачи и методы: математика, механика, кибернетика.* К.: Наукова думка, 2008. 244 с.
6. Абрамович Г.Н. *Теория турбулентных струй.* М.: ЭКОЛИТ, 2011. 720 с.
7. Chaddock R.E. *Principles and methods of statistics.* Boston: Houghton Mifflin Company, 1925. 471 p.

*Статья поступила в редакцию 16 декабря 2014 г.,  
после доработки — 25 мая 2015 г.*