

УДК 537.322.11

Анатычук Л.И.¹, Жен-Донг Хванг², Лысько В.В.¹, Прибыла А.В.¹

¹ Институт термоэлектричества НАН и МОН Украины,
ул. Науки, 1, Черновцы, 58029, Украина;

² Институт исследования промышленных технологий, Корп. 77,
Чунь Синь Роуд, Чутунг, Синьчжу, Тайвань

**ТЕРМОЭЛЕКТРИЧЕСКИЕ РЕКУПЕРАТОРЫ
ТЕПЛА ДЛЯ ЦЕМЕНТНЫХ ПЕЧЕЙ**

В работе представлены результаты исследований, направленных на изучение возможности использования термоэлектрического преобразования энергии для рекуперации тепла, излучаемого нагретыми вращающимися поверхностями цементных печей, не изменяя при этом температурные технологические условия функционирования самих печей. Такая возможность установлена путем изменения степени черноты поверхности печи. Построены зависимости максимального КПД и температуры горячего теплообменника термоэлектрического генератора от степени черноты поверхности цементной печи. Рассчитан максимальный КПД термоэлектрического генератора и его проектная мощность.

Ключевые слова: рекуператор, цементная печь, термоэлектрический модуль.

In the present work the results of the research aimed at the studies of the possibility of use of thermoelectric energy conversion for recuperation of the heat radiated by the preheated rotating surfaces of the cement kilns are presented. The temperature specifications of the kilns functioning remain unchanged, though. To reach this, the degree of emissivity of the kiln surface should be changed. The dependences were obtained of the maximum efficiency and temperature of the thermoelectric generator hot heat exchanger on the emissivity of the cement kiln surface. Both maximum efficiency of a thermoelectric generator and its designed capacity were estimated.

Key words: recuperation, cement kiln, thermoelectric module.

Введение

Общая характеристика проблемы. Практически вся аппаратура и оборудование для технологических процессов в промышленности, тепловые машины (турбины, двигатели внутреннего сгорания и др.) во время своей работы рассеивают громадное количество тепловых отходов, которые являются важной составляющей термального загрязнения окружающей среды [1]. В связи с этим, снижение тепловых отходов, а также их использование, в первую очередь для получения электрической энергии, является исключительно важной задачей. Температуры таких тепловых отходов весьма различны и ориентировочно находятся в интервале 50 – 700 °С. Применение тепловых машин для этого интервала температур, особенно ниже 400 °С, в подавляющем числе случаев нерационально. Как показывает анализ, наиболее благоприятным для рекуперации тепла при таких температурах является термоэлектрический способ прямого преобразования тепловой энергии в электрическую [2-4]. Кроме того, свойства источников тепла (их габариты, режимы работы, переносчики тепла) весьма разнообразны. В частности,

интересной является задача рекуперации тепла, излучаемого нагретыми вращающимися поверхностями цементных печей. Для таких условий термоэлектрический способ преобразования энергии, легко адаптируемый к различным источникам тепловой энергии, является наиболее подходящим [5]. Важным является и то обстоятельство, что в последнее время были разработаны такие преобразователи (модули), удельная стоимость которых 0.5 – 2 \$/Вт обеспечивает рентабельность термоэлектрических рекуператоров тепла.

Известны термоэлектрические устройства для рекуперации отработанного тепла двигателей внутреннего сгорания [6], газовых прокатных печей [7], турбин газоперекачивающих агрегатов [8]. Во всех рассмотренных случаях термоэлектрический генератор (его горячая теплообменная поверхность) находится в контакте с нагретой теплоотдающей поверхностью. Однако в случае использования тепла от вращающейся цементной печи такая конструкция не приемлема. В таком случае эффективным является использование теплового излучения этих нагретых поверхностей [9]. Препятствием к использованию таких генераторов для рекуперации тепла цементных печей является тот факт, что наличие термоэлектрического генератора изменяет температурный режим самой печи, что не желательно для технологического процесса изготовления цемента.

Целью данной работы является изучение возможности использования термоэлектрического преобразования энергии для рекуперации тепла, излучаемого нагретыми вращающимися поверхностями цементных печей, не изменяя при этом температурные технологические условия функционирования самих печей.

Постановка задачи

Внешний вид и схема цементной печи представлены на рис. 1 – 2.



Рис. 1. Внешний вид цементной печи [10].

Для достижения целей работы использованы две физические модели теплообмена от цементной печи. В первой рассмотрен теплообмен печи в отсутствии термоэлектрического генератора (рис. 3). Это было необходимо для определения теплоотдачи в отсутствии внешнего потребителя тепла. Во второй модели проводился учет наличия термоэлектрического

генератора, который вносит изменения в температурный и тепловой режимы цементной печи, а также расчет необходимого увеличения степени черноты поверхности печи, при котором теплоотдача от нее не изменяется.

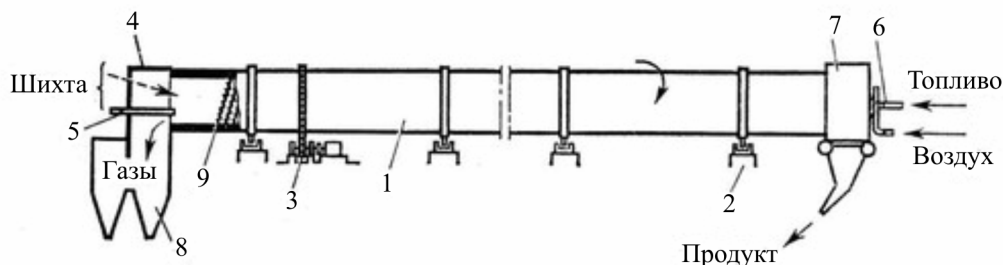


Рис. 2. Схематическое изображение цементной печи [11]. 1 – металлический барабан, 2 – опорные ролики, 3 – электродвигатель с редуктором и зубчатой передачей, 4 – головка для загрузки шихты, 5 – форсунки для подачи шихты, 6 – форсунки для ввода топлива, 7 – горячая головка, 8 – система очистки от пыли, 9 – теплообменные устройства.

Теплообмен цементной печи при отсутствии термоэлектрического генератора

Рассматриваемая модель цементной печи представляет собой цилиндр 1 диаметром $d = 4.8$ м и длиной $L = 76$ м, поддерживаемый при температуре $T_1 = 300$ °С (рис. 3).

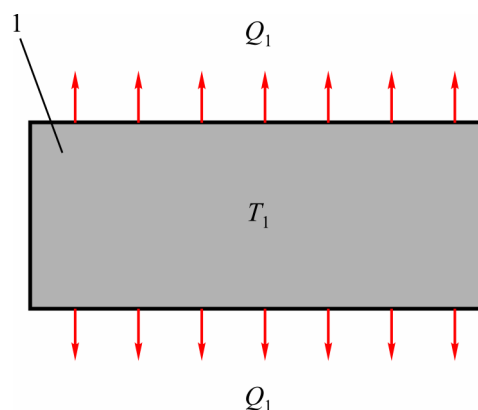


Рис. 3. Модель цементной печи при отсутствии термоэлектрического генератора.

Температура печи устанавливается вследствие баланса тепла, выделяемого в ее объеме, с теплопередачей в окружающую среду. При этом передача тепла в окружающую среду осуществляется путем свободной конвекции и излучения. Полный тепловой поток с боковой поверхности такого цилиндра можно записать в виде

$$Q_1 = Q_{conv} + Q_{rad}, \quad (1)$$

где Q_{conv} – тепловой поток конвекцией, Q_{rad} – тепловой поток излучением.

Тепловой поток излучением может быть определен, исходя из закона Стефана-Больцмана

$$Q_{rad} = \varepsilon_1 \sigma S (T_1^4 - T_0^4), \quad (2)$$

где ε_1 – степень черноты поверхности, $\sigma = 5.67 \cdot 10^{-8}$ Вт·м⁻²·К⁻⁴ – постоянная Стефана-Больцмана, $S = \pi dL$ – площадь боковой поверхности печи, T_0 – температура окружающей среды.

Для расчета конвективной составляющей необходимо определить критерий Нуссельта, который при свободной конвекции является функцией критериев Прандтля и Грасгофа и слабо зависит от формы тела [12, 13].

$$\frac{\alpha l}{\kappa} = f\left(\frac{v}{a}; \frac{g l^3}{v^2} \beta \Delta t; \text{форма тела}\right). \quad (3)$$

Здесь β [1/град] – коэффициент объемного расширения среды; Δt – тепловой напор;

$$\frac{v}{a} = Pr, \quad \frac{g l^3}{v^2} \beta \Delta t = Gr. \quad (4)$$

В газах термическое сопротивление сосредотачивается в узком пристенном слое, в котором преобладает молекулярное трение. Таким образом, система уравнений движения будет содержать только четыре независимые переменные вместо пяти (a , $g\beta\Delta t$, μ , l) ρ – плотность, μ – динамическая вязкость, и дает только один определяющий критерий:

$$Pr Gr = \frac{g l^3}{a v} \beta \Delta t. \quad (5)$$

За линейный размер l для горизонтальной трубы принимается ее диаметр. Расчетные формулы имеют вид:

а) при $10^{-3} < Pr Gr < 5 \cdot 10^2$

$$\alpha = A_1 \left(\frac{\Delta t}{l^5}\right)^{1/3}, \quad (6)$$

б) при $5 \cdot 10^2 < Pr Gr < 2 \cdot 10^7$

$$\alpha = A_2 \left(\frac{\Delta t}{l}\right)^{1/4}, \quad (7)$$

в) при $Pr Gr > 2 \cdot 10^7$

$$\alpha = A_3 \Delta t^{1/3}. \quad (8)$$

Для воздуха при средней температуре $T_{av} = \frac{1}{2}(T_1 + T_0)$ значения коэффициентов A_{1-3} следующие: $A_1 = 0.28$, $A_2 = 1.07$, $A_3 = 1.05$.

В рассматриваемом случае $Pr Gr = 1.3 \cdot 10^{12}$, и, соответственно, $\alpha = 6.8$ Вт/(м²·К). Таким образом, полный тепловой поток Q_1 с боковой поверхности печи будет составлять 5.07 МВт, включая 2.1 МВт конвекцией и 2.97 МВт излучением.

Теплообмен цементной печи при наличии термоэлектрического генератора на ее боковой поверхности

При установке на боковой поверхности печи блоков термоэлектрических генераторов (рис. 4), температура горячей стороны которых должна превышать температуру окружающей среды, тепловой поток от печи уменьшится, что недопустимо. Поэтому, для обеспечения прежнего отвода тепла, степень черноты поверхности печи нужно увеличить.

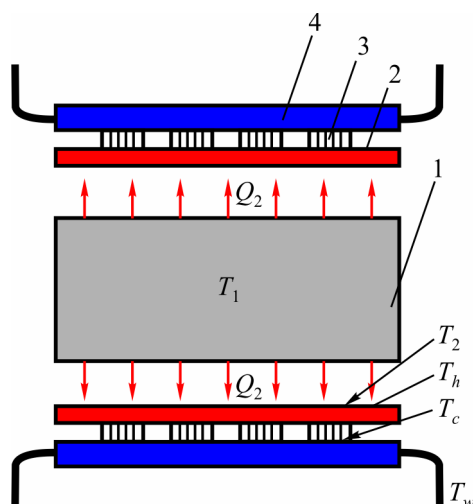


Рис. 4. Модель цементной печи при наличии термоэлектрического генератора.
1 – часть поверхности печи, 2 – горячий теплообменник, 3 – термоэлектрические модули,
4 – холодный водяной теплообменник.

Полный тепловой поток с боковой поверхности печи в таком случае можно записать в виде

$$Q_2 = \varepsilon_1' \varepsilon_2 \sigma S (T_1^4 - T_2^4) + Q'_{conv}. \quad (9)$$

При этом теплопередачу конвекцией Q'_{conv} можно учесть в формулах для теплопроводности для твердой стенки посредством введения эквивалентного коэффициента теплопроводности воздушной прослойки.

Эквивалентный коэффициент теплопроводности прослойки, при неучете теплоотдачи излучением от одной стенке к другой, определяется по формуле

$$\kappa_{eq} = \varepsilon_{conv} \kappa, \quad (10)$$

где κ – коэффициент теплопроводности среды, заполняющей прослойку ($\kappa = 0.0355$ Вт/(м·К), для воздуха при средней температуре 150 °С); $\varepsilon_{conv} = f(Pr Gr)$ – коэффициент, учитывающий влияние конвекции.

Расчетные формулы для определения коэффициента конвекции:

$$a) \text{ при } 10^4 < Pr Gr \left(\frac{L_1}{L_2} \right)^k \left(\frac{d}{\delta} \right)^n < 10^7$$

$$\varepsilon_{conv} = 0.062 \left[Pr Gr \left(\frac{L_1}{L_2} \right)^k \left(\frac{d}{\delta} \right)^n \right]^{1/3}, \quad (11)$$

$$б) \text{ при } 10^7 < Pr Gr \left(\frac{L_1}{L_2} \right)^k \left(\frac{d}{\delta} \right)^n < 10^{10}$$

$$\varepsilon_{conv} = 0.22 \left[Pr Gr \left(\frac{L_1}{L_2} \right)^k \left(\frac{d}{\delta} \right)^n \right]^{1/4}, \quad (12)$$

где: δ – толщина слоя, L_1/L_2 – отношение длины пути конвективного потока от нижней грани нагревателя и до встречи с холодильником к высоте этого пути, d – диаметр нагревателя. Для

наклонного цилиндрического слоя $\frac{L_1}{L_2} = 1$, $k = 3$, $n = 0$. Для горизонтального цилиндрического

слоя $\frac{L_1}{L_2} = \frac{\pi r + \delta}{d + \delta}$, $k = 3$, $n = 0$.

При значении комплекса $Pr Gr \left(\frac{L_1}{L_2}\right)^k \left(\frac{d}{\delta}\right)^n < 10^3$ влияние конвекции в щели практически отсутствует и расчет ведется только по теплопроводности.

При вычислении критериев за определяющую температуру принята средняя температура

$$T_{av} = \frac{1}{2}(T_1 + T_0), \quad (13)$$

за определяющий размер принимается толщина слоя δ (5 см).

Для данного случая величина $Pr Gr \left(\frac{L_1}{L_2}\right)^k \left(\frac{d}{\delta}\right)^n = 7.6 \cdot 10^5$, а $\varepsilon_{conv} = 2.62$. Соответственно, $\kappa_{eq} = 0.093$ Вт/(м·К), а тепловой поток конвекцией от боковой поверхности печи к горячему теплообменнику термоэлектрического генератора будет зависеть от установившейся температуры T_2 .

Влияние вращения внутреннего цилиндра на теплоотдачу в подобных задачах, задачах Куэтта-Тейлора, учитывается через безразмерные параметры – число Рейнольдса Re_h , характеризующее вынужденное окружное течение, или число Тейлора. При этом удобным для использования является модифицированное число Тейлора [14]

$$Ta_m = \frac{\Omega^2 d^2 \delta^3}{2\nu(d + \delta)} \left(\frac{1697}{\pi^4} C \right), \quad (14)$$

$$C = 0.0571 \left(1 - 0.652 \frac{2\delta}{d} \right) + 0.00056 \left(1 - 0.652 \frac{2\delta}{d} \right)^{-1}, \quad (15)$$

где Ω – угловая скорость вращения.

До возникновения вторичных течений ($Ta_m < 1700$), число Нуссельта Nu^* определяется равенством

$$Nu^* = 2 \quad (16)$$

и не зависит от свойств газа, размеров и скорости вращающегося цилиндра.

При возникновении макровихревых вторичных течений уже необходимо учитывать число Тейлора. В диапазоне $Ta_m \approx 1700 \dots 1 \cdot 10^5$ для воздуха коэффициент теплоотдачи определяется эмпирической формулой

$$Nu^* = 0.128 Ta_m^{0.367}. \quad (17)$$

В диапазоне $Ta_m \approx 10^4 \dots 2 \cdot 10^8$

$$Nu^* = 0.42 Ta_m^{0.25} Pr^{0.25}. \quad (18)$$

В диапазоне $Ta_m \approx 10^7 \dots 2 \cdot 10^9$

$$Nu^* = 0.28Ta_m^{0.285} \quad (19)$$

Таким образом, учет вращения печи дает повышение теплоотдачи конвекцией в 2.2 раза.

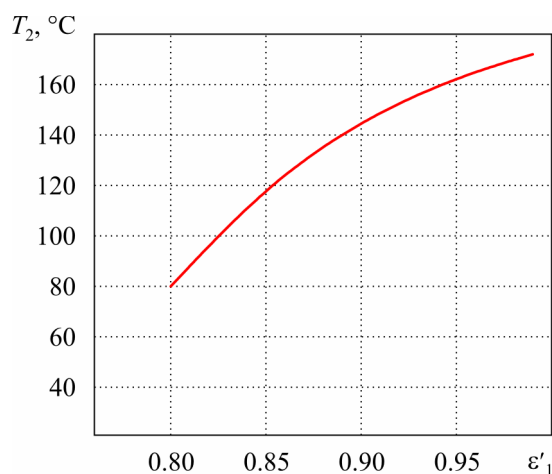


Рис. 5. Зависимость температуры горячего теплообменника от степени черноты печи.

Для нахождения новой степени черноты боковой поверхности печи ϵ'_1 , необходимой для обеспечения заданного теплоотода, нужно добиться равенства потоков тепла Q_1 и Q_2 . При этом, температура горячего теплообменника будет зависеть от значения ϵ'_1 . Расчеты показали, что значения температуры горячего теплообменника T_2 при покрытии поверхности печи специальной краской с степенью черноты от 0.80 до 0.99 будут находиться в диапазоне от 80 до 172 °C (рис. 5).

Зависимость КПД термоэлектрической батареи от ϵ'_1 , полученная исходя из экспериментальных зависимостей η от перепада температур $(T_h - T_c)$, приведена на рис. 6.

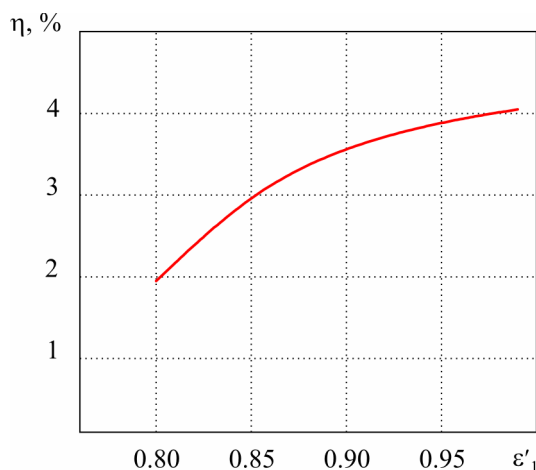


Рис. 6. Зависимость максимального КПД термоэлектрической батареи от степени черноты печи.

Таким образом, максимальный КПД специализированных для данных условий термоэлектрических модулей компании «Алтек-М» (Украина) с учетом того, что температура их холодной стороны при использовании водяного охлаждения $T_c \approx 30$ °C, будет равен 4.05%. При этом проектная мощность генератора с учетом затрат на обеспечение питания системы охлаждения термоэлектрических модулей составит 130 Вт/м².

Выводы

1. Построена математическая модель, которая позволяет рассчитать влияние термоэлектрического генератора на теплообмен цементной печи с учетом ее вращения. Установлена возможность устранения этого влияния путем изменения степени черноты поверхности печи.
2. Построены зависимости максимального КПД и температуры горячего теплообменника термоэлектрического генератора от степени черноты поверхности цементной печи.
3. Рассчитан максимальный КПД термоэлектрического генератора для рассмотренного варианта конструкции цементной печи, который составляет 4.05 %.
4. Проектная мощность генератора с учетом затрат на обеспечение питания системы охлаждения термоэлектрических модулей составляет 130 Вт/м².

Литература

1. Паньякив В. Когенерация: Как это работает / В. Паньякив // Сети и бизнес. – 2010 – № 4. – С. 96 – 101.
2. Анатычук Л.И. Рациональные области исследований и применений термоэлектричества / Л.И. Анатычук // Термоэлектричество. – 2001. – № 1. – С. 3 – 14.
3. Анатычук Л.И. Современное состояние и некоторые перспективы термоэлектричества / Л.И. Анатычук // Термоэлектричество. – 2007. – № 2. – С. 7 – 20.
4. Бернштейн А.С. Термоэлектрические генераторы. / А.С. Бернштейн – Москва: Госэнергоиздат, 1956. – 47 с.
5. Анатычук Л.И. Термоэлементы и термоэлектрические устройства: Справочник. / Л.И. Анатычук – К.: Наук. думка. – 1979. – 768 с.
6. L.I. Anatyshuk, O.J. Luste, and R.V. Kuz, Theoretical and Experimental Studies of the Thermoelectric Generator for Vehicles, *Journal of Electronic Materials* 40 (5), 2011.
7. L.I. Anatyshuk, Jenn-Dong Hwang, and A.V. Prybyla, Thermoelectric Generator for Conversion of Heat from Gas Rolling Furnaces, *Proc. of 29-th International Conference on Thermoelectrics* (China, Shanghai, 2010).
8. Анатычук Л.И. Термоэлектрический рекуператор тепла для газовых турбин / Л.И. Анатычук, А.В. Прибыла // Термоэлектрики и их применения: XIII межгосударственный семинар, 13-14 ноября 2012 г. – Санкт-Петербург, Россия, 2012.
9. Кадзикава Т. Современное состояние технологии термоэлектрического генерирования мощности в Японии / Т. Кадзикава // Термоэлектричество. – 2007. – № 2. – С. 21 – 31.
10. <http://www.innovaterussia.ru/project/gallery/current/16325>
11. Ходоров Е.И. Печи цементной промышленности / Е.И. Ходоров. – Л.: Стройиздат, 1968. – 456 с.
12. Кутателадзе С.С. Справочник по теплопередаче. / С.С. Кутателадзе, В.М. Боришанский – Л.; М.: Госэнергоиздат, 1958. – 414 с.
13. Цветков Ф.Ф. Тепломассообмен. / Ф.Ф. Цветков, Б.А. Григорьев – М.: Издательство МЭИ, 2005. – 550 с.
14. Мочалин Е.В. Теплообмен и гидравлические потери в зазоре между вращающимися цилиндрами. / Е.В. Мочалин, С.А. Юрьев // Технологический аудит и резервы производства. – 2013. – № 3 (11). – С. 45 – 49.

Поступила в редакцию 12.09.2013.