

УДК536.46, 620.93

## Оценки эффективности термоэлектрического преобразования тепла от горения газа в малоразмерной системе с противоточным теплообменом\*

С.С. Минаев<sup>1</sup>, И.А. Терлецкий<sup>1</sup>, С. Кумар<sup>2</sup>

<sup>1</sup>Дальневосточный федеральный университет, Владивосток

<sup>2</sup>Индийский технологический институт, Бомбей, Мумбай, Индия

E-mail: iterlik@mail.ru

Выполнены оценки эффективности термоэлектрического преобразования тепла от горения газа в малоразмерной системе, представляющей собой два канала с противоположно направленными потоками газа и термоэлементами, расположенными в разделяющей стенке. Горение происходит в камере, в которую поступает свежая смесь, подогреваемая продуктами горения через теплопроводящие стенки канала. В стенках канала расположены термоэлектрические преобразователи. Показано, что в такой системе максимальная эффективность преобразования тепла от сгорания газа может приближаться к максимальной эффективности термоэлектрического преобразования, рассчитанного по максимально допустимой рабочей температуре горячей стороны преобразователя. Этот вывод справедлив и в случае, когда адиабатическая температура сгорания смеси газов меньше максимально допустимой рабочей температуры горячей стороны термоэлектрического преобразователя. Рассматриваемая система перспективна для сжигания низкокалорийных смесей газов и не требует дополнительных затрат энергии для охлаждения холодной стороны термоэлектрического преобразователя.

**Ключевые слова:** горение, термоэлектричество, микросистемы.

### Введение

В настоящее время актуальной задачей, связанной с миниатюризацией механических и электромеханических устройств [1], является создание новых малоразмерных источников электроэнергии на основе сжигания углеводородных топлив. Системы с микрогорением и прямыми методами преобразования тепла от сгорания углеводородных топлив в электричество потенциально могли бы использоваться в малоразмерных автономных устройствах для производства тепла и электроэнергии [2]. Основные проблемы, которые возникают при создании эффективных устройств такого типа, связаны со стабилизацией горения в малоразмерных камерах сгорания, с эффективным использованием тепла от продуктов горения для нагрева горячей стороны термоэлектрического преобразователя и с необходимостью использовать систему охлаждения. В малоразмерных устройствах

---

\* Работа выполнена при частичной финансовой поддержке Минобрнауки РФ (договор 14.Y26.31.0003).

абсолютные размеры устройств и их элементов начинают влиять на процессы стабилизации и структуру волн горения. Другой характерной особенностью малоразмерных систем является возможность организовать возврат тепла от продуктов горения к несгоревшей смеси за счет теплопроводности по элементам конструкции.

В малоразмерных горелочных устройствах тепловая регенерация может осуществляться за счет переноса тепла от продуктов горения к свежей смеси за счет теплопроводящих стенок горелочного устройства, как, например, в горелке с противоточным теплообменом Swiss Roll [3–5] или микроканале с теплопроводящими стенками [6–9]. В указанных работах были определены области существования различных режимов горения и пределы существования пламени. Теоретически и экспериментально было показано, что в таких системах возможно устойчивое горение газа в каналах, поперечный размер которых меньше критического значения, рассчитанного по начальной температуре стенок [10, 11]. Критический диаметр канала  $d_c$  определяется выражением  $U_b \cdot d_c / \kappa > Re_c$ , где  $U_b$  — нормальная скорость пламени при заданной начальной температуре горючей смеси; коэффициент температуропроводности газа  $\kappa$  и значения критического числа Пекле  $Pe$  можно оценить теоретически [11] или определить экспериментально [7].

Несмотря на значительное число работ, посвященных описанию особенностей стабилизации пламени в малоразмерных системах с возвратом тепла, вопросам о возможных путях энергопреобразования тепла от продуктов горения и оценкам эффективности энергопреобразования не уделялось достаточного внимания. В работе [12] было показано, что общая эффективность термоэлектрического преобразования тепла от сгорания газа может быть существенно увеличена при уменьшении размеров устройства. Этот эффект достигается за счет увеличения доли тепла, отводимого от продуктов горения в термоэлектрический преобразователь.

Целью настоящей работы является получение оценок эффективности системы, представляющей собой два узких канала, соединенных теплопроводящей перегородкой, внутри которой находится термоэлектрический преобразователь. Получены оценки оптимальных параметров задачи, характеризующих как геометрию устройства, теплофизические свойства материала стенок и горючего газа, так и термоэлектрические свойства материалов преобразователя.

### 1. Модель термоэлектрического преобразования

На рис. 1 приведена схема противоточной горелки с разделяющей стенкой, в которой установлен термоэлектрический преобразователь. Свежая смесь поступает по одному из каналов в камеру сгорания, где происходит горение, а продукты горения движутся по другому каналу в направлении, противоположном движению свежей смеси. Вход несгоревшей смеси в камеру сгорания и выход продуктов горения из нее обозначены на рисунке штриховой линией. Направление движения газа микроканалах показано белыми стрелками. В процессе движения свежая смесь подогревается продуктами горения через теплопроводящую стенку. Для простоты рассмотрим случай, когда термоэлектрическое

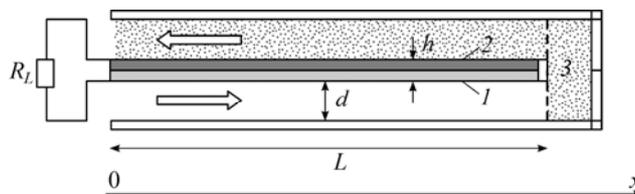


Рис. 1. Схема термоэлектрического преобразователя с противоточным теплообменом.  
1, 2 — термоэлектрические материалы с электрическим изолятором,  
из которых состоит теплопроводящая стенка, разделяющая два канала, 3 — камера сгорания.

устройство представляет собой термопару, спай которой расположен на горячем конце стенки рядом с камерой сгорания, а холодные ножки термопары соединены с нагрузкой  $R_L$  (см. рис. 1). Разница температуры между холодными концами и спаем термопары образуется за счет горения газа и охлаждения термопары входящим потоком несгоревшей смеси. Тепло по стенке распространяется как поперек термопары, нагревая свежую смесь теплом отходящих продуктов горения, так и вдоль — от горячего конца термопары к холодному.

Свежая смесь движется по каналу вдоль оси  $x$  с массовым расходом  $m = \rho_g v$ , где  $\rho_g$  — плотность газа, а  $v$  — его скорость. Продукты горения движутся в противоположном направлении с тем же массовым расходом. Поток химической энергии, поступающей в устройство за единицу времени, равен

$$W_{\text{ch}} = mc_p (T_b - T_0) d_0 a, \quad (1)$$

где  $c_p$  — удельная теплоемкость газа при постоянном давлении,  $T_b = T_0 + Q/(c_p \rho_g)$  — адиабатическая температура плоского пламени для данной смеси газов,  $\rho_g$  — плотность газа,  $Q$  — удельная теплота сгорания,  $T_0$  — начальная температура смеси газов,  $a$  — ширина канала,  $d_0$  — поперечный размер канала.

Спай термопары расположен в конце канала в точке с координатой  $x = L$ . Для простоты примем, что удельные сопротивления и теплопроводности проводников, составляющих термопару одинаковы, а сопротивление нагрузки равно сопротивлению термопары  $R$ . Предполагается, что проводники имеют толщину  $h/2$  и разделены тонкой неэлектропроводной перегородкой. В этом случае сопротивление термопары равно

$$R = 4\rho_s L/(ah), \quad (2)$$

где  $\rho_s$  — удельное сопротивление материала проводника.

Эффективность системы определяется как отношение электрической мощности, генерируемой устройством, к потоку химической энергии топлива, поступающей в систему за единицу времени:

$$\eta = W_{\text{el}}/W_{\text{ch}}. \quad (3)$$

Электрическая мощность, вырабатываемая термопарой, определяется формулой

$$W_{\text{el}} = I^2 R = 4I^2 \rho_s L/(ah). \quad (4)$$

Сила тока  $I$  определяется через термо-ЭДС  $\varepsilon = \alpha_S (\theta_F - T_0)$  из закона Ома:

$$I = \frac{\varepsilon}{2R} = \frac{\alpha_S (\theta_F - T_0)}{2R} = \frac{\alpha_S (\theta_F - T_0) ah}{8L\rho_s}, \quad (5)$$

где  $\alpha_S$  — коэффициент Зеебека для термоэлектрических материалов,  $T_0$  — температура окружающей среды,  $\theta_F$  — температура спаия термопары на конце канала  $x = L$ . В этом случае электрическая мощность (4) определяется выражением

$$W_{\text{el}} = \alpha_S^2 (\theta_F - T_0)^2 ah/(16\rho_s L). \quad (6)$$

Выражение для эффективности системы с учетом (1), (3) и (6) имеет вид:

$$\eta = \frac{\gamma \alpha_S^2}{16\rho_s \lambda_S} \cdot \frac{(\theta_F - T_0)^2}{(T_b - T_0)} = \frac{\gamma Z (T_b - T_0)}{16} \left( \frac{\theta_F - T_0}{T_b - T_0} \right)^2, \quad (7)$$

здесь  $Z = \alpha_S^2 / (\lambda_S \rho_g)$  — коэффициент добротности термоэлектрического преобразователя,  $\gamma = \lambda_S h / (m c_p d_0 L)$  — безразмерный параметр и  $\lambda_S$  — теплопроводность материалов термоэлектрической перегородки.

В случае, когда горячая сторона термопары нагревается продуктами горения от открытого пламени, часть тепла передается за счет теплообмена термопаре, а другая часть уносится конвективным потоком. В результате теплообмена с термопарой продукты горения охлаждаются до температуры горячего спая термопары  $\theta_F$  и только часть тепла от сгорания газа передается термопаре. В этом случае общая эффективность устройства определяется следующим образом:

$$\eta_c = \eta_0 (T_b - \theta_F) / (T_b - T_0), \quad (8)$$

где  $\eta_0 = Z(\theta_F - T_0) / 16$  — эффективность преобразования термопары. Заметим, что максимальная общая эффективность преобразования в этом случае достигается при  $\theta_F^* = (T_b + T_0) / 2$  и равна

$$\eta_{c \max} = Z(T_b - T_0) / 64. \quad (9)$$

Из сравнения формул (8) и (9) для КПД термопары  $\eta_0$  и КПД  $\eta_{c \max}$  всей системы видно, что только четверть тепла от сгорания топлива может быть использовано на термоэлектрическое преобразование для такого устройства.

Как будет показано ниже, в системе с регенерацией тепла температура горячего спая термопары может достигать предельно допустимой рабочей температуры термопары  $\theta_M$  даже при сжигании очень бедных смесей газов с небольшой адиабатической температурой сгорания. При сжигании бедных смесей газов, например, при использовании катализаторов, температура  $\theta_M$  может быть больше оптимальной температуры устройства с открытым пламенем  $\theta_M > \theta_F^* = (T_b + T_0) / 2$ .

Эффективность рассматриваемой системы определяется из формулы (7), в которую входит температура  $\theta_F$ . Для оценки этой температуры рассмотрим уравнения, учитывающие перенос тепла в каналах и термоэлектрической перегородке.

## 2. Модель теплообмена в противоточной горелке

Уравнения переноса тепла в продуктах горения и несгоревшей смеси с учетом ньютоновского теплообмена между газом и перегородкой с термопарой имеют вид:

$$m c_p d_0 (dT_1 / dx) = -\alpha(T_1 - \theta), \quad (10)$$

$$m c_p d_0 (dT_2 / dx) = \alpha(T_2 - \theta), \quad (11)$$

здесь  $T_1$  и  $T_2$  — температуры свежей смеси и продуктов горения соответственно,  $\theta$  — температура перегородки с термоэлементами,  $\alpha$  — коэффициент ньютоновского теплообмена. Предполагается, что внешние стенки всего устройства теплоизолированы и температура газов внутри канала изменяется лишь за счет теплообмена через перегородку, разделяющую два канала. Уравнение распространения тепла в разделяющей перегородке имеет вид:

$$\lambda_S h \theta_{xx} - \alpha(2\theta - T_1 - T_2) = 0. \quad (12)$$

В уравнении (12) не учитывается вклад джоулева тепла в распределение температуры на стенках канала, который считается малым по сравнению с потоком тепла от продуктов горения к свежей смеси. Граничные условия для уравнений (10)–(12) имеют вид:

$$x = 0: T_1 = \theta = T_0, \quad (13)$$

$$x = L: T_{2F} - T_{1F} = T_b - T_0, \quad (14)$$

$$d\theta/dx = -(Z/8L)(\theta_F - T_0)\theta_F, \quad (15)$$

здесь нижний индекс  $F$  обозначает величины на входе и выходе из камеры сгорания. Предполагается, что после сгорания свежей смеси температура продуктов горения увеличивается на величину  $Q/(c_p \rho_g) = T_b - T_0$ . В граничном условии (15) учитывается охлаждение контакта за счет эффекта Пельтье.

Введем обозначения:  $\beta = \alpha L/(m c_P d_0)$ ,  $\gamma = h \lambda_S/(m c_P d_0 L)$ ,  $T_b - T_0 = \Delta$ ,  $\zeta = x/L$ . В новых обозначениях уравнения (10)–(12) принимают вид:

$$dT_1/d\zeta = -\beta(T_1 - \theta), \quad (16)$$

$$dT_2/d\zeta = \beta(T_2 - \theta), \quad (17)$$

$$\gamma(d^2\theta/d\zeta^2) + dT_2/d\zeta - dT_1/d\zeta = 0. \quad (18)$$

Граничные условия (13)–(15) для системы уравнений (16)–(18) записываются в виде:

$$\zeta = 0: T_1(0) = \theta(0) = T_0. \quad (19)$$

$$\zeta = 1: T_{2F} - T_{1F} = \Delta, \quad \gamma \frac{d\theta}{d\zeta} = -\frac{\gamma Z}{8}(\theta_F - T_0)\theta_F. \quad (20)$$

Введем функции:

$$\Phi^- = T_2 - T_1, \quad \Phi^+ = T_1 + T_2.$$

Тогда уравнения (16), (17) относительно функций  $\Phi^+(\zeta)$ ,  $\Phi^-(\zeta)$  имеют вид:

$$d\Phi^+/d\zeta = \beta\Phi^-, \quad (21)$$

$$d\Phi^-/d\zeta = \beta(\Phi^+ - 2\theta). \quad (22)$$

Уравнение (18) с учетом граничного условия (20) в результате интегрирования может быть записано в виде

$$\gamma \frac{d\theta}{d\zeta} = \left( \gamma \frac{d\theta}{d\zeta} \Big|_{\zeta=1} + \Delta \right) - \Phi^-. \quad (23)$$

Граничные условия (19)–(20) в новых переменных имеют вид:

$$\Phi^-(1) = \Delta, \quad \Phi^+ - \Phi^- \Big|_{\zeta=0} = 2T_0, \quad \theta(0) = T_0, \quad \theta(1) = \theta_F. \quad (24)$$

Решениями уравнений (21)–(23) являются функции

$$\Phi^-(\zeta) = C_0 + k_1 e^{\lambda\zeta} + k_2 e^{-\lambda\zeta}, \quad (25)$$

$$\Phi^+(\zeta) = \beta C_0 \zeta + \frac{\beta}{\lambda} (k_1 e^{\lambda\zeta} - k_2 e^{-\lambda\zeta}) + k_3, \quad (26)$$

$$\theta(\zeta) = \frac{\beta C_0}{2} \zeta - \frac{1}{\lambda\gamma} (k_1 e^{\lambda\zeta} - k_2 e^{-\lambda\zeta}) + \frac{k_3}{2}, \quad (27)$$

здесь  $C_0 = \frac{2\beta}{\gamma\lambda^2} \left( -\frac{\gamma Z}{8} (\theta_F - T_0) \theta_F + \Delta \right)$ ,  $\lambda^2 = \frac{2\beta}{\gamma} + \beta^2$ . Константы  $k_1$ ,  $k_2$ ,  $k_3$  определяются граничными условиями (24), из которых следуют соотношения:

$$k_1 = (\Delta - C_0) e^{-\lambda} - k_2 e^{-2\lambda}, \quad (28)$$

$$k_2 \left( \frac{\lambda}{\beta} + 1 + \left( \frac{\lambda}{\beta} - 1 \right) e^{-2\lambda} \right) = \left( \frac{\lambda}{\beta} - 1 \right) \Delta e^{-\lambda} - C_0 \left( 1 + \left( \frac{\lambda}{\beta} - 1 \right) e^{-\lambda} \right), \quad (29)$$

$$k_3 = 2T_0 + \frac{2}{\lambda\gamma} (k_1 - k_2). \quad (30)$$

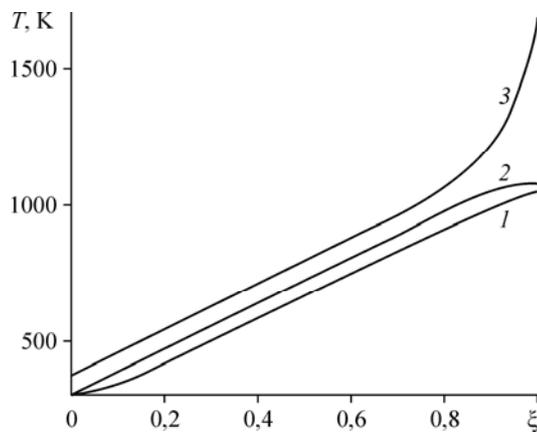
Выражение для температуры на горячем конце термопары  $\theta_F$  запишется в виде

$$\theta_F - T_0 = \frac{\beta C_0}{2} - \frac{1}{\lambda\gamma} (k_1 e^{\lambda} - k_2 e^{-\lambda}) + \frac{1}{\lambda\gamma} (k_1 - k_2). \quad (31)$$

По формулам (28)–(31) можно рассчитать температуру горячего спая термопары  $\theta_F$ , а затем по формуле (7) эффективность всего устройства. Заметим, что в формулах (28)–(31) длина канала  $L$  входит только в выражение для безразмерного коэффициента  $\beta = \alpha L / (m c_p d_0) = (\text{Nu}/\text{Re}) \cdot (L/d_0)$ . Другим безразмерным параметром, содержащим теплофизические коэффициенты, является  $\mu = \beta\gamma = (\text{Nu}/\text{Re}^2) \cdot (\lambda_s/\lambda_g) \cdot (h/d_0)$ , где  $\text{Nu} = \alpha \cdot d_0 / \lambda_g$  — число Нусельта и  $\text{Re} = c_p d_0 m / \lambda_g$  — число Пекле,  $\lambda_g$  — теплопроводность газа.

### 3. Эффективность термоэлектрического преобразования в системе с противоточным теплообменом

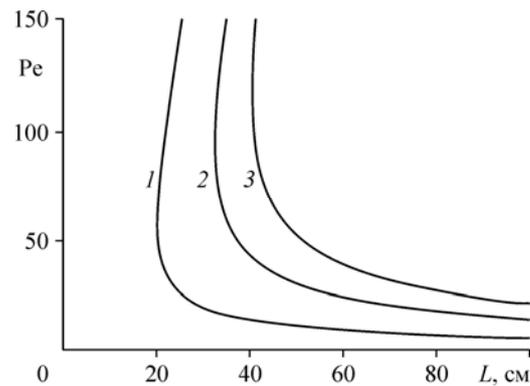
На рис. 2 отображены типичные распределения температуры в газе и разделяющей перегородке, рассчитанные по формулам (25)–(31). Расчеты приведены для таких безразмерных параметров, которые соответствуют системе, где ширина канала  $H = 0,5$  см, толщина термоэлектрической перегородки  $D = 0,1$  см, длина канала  $L = 40$  см,  $\lambda_s / \lambda_g = 5000$ ,  $\text{Nu} = 4$ ,  $\text{Re} = 25$ . Из рис. 2 видно, что температура свежего газа (1) возрастает с увеличением значения координаты за счет подогрева газа от продуктов горения через разделяющую стенку. В результате подогрева свежий газ вступает в реакцию с повышенной температурой. Продукты горения отдают тепло разделяющей стенке, и их температура понижается по мере удаления от камеры сгорания. В рассматриваемом примере максимальная температура разделяющей стенки достигает значения  $\theta_F = 1080$  К, что больше



температура понижается по мере удаления от камеры сгорания. В рассматриваемом примере максимальная температура разделяющей стенки достигает значения  $\theta_F = 1080$  К, что больше

Рис. 2. Зависимости температуры газа и разделяющей перегородки от безразмерной координаты  $\xi$ .  
Температура свежей смеси (1), разделяющей перегородки (2) и продуктов горения (3);  
 $T_0 = 300$  К,  $T_b - T_0 = \Delta = 600$  К,  
 $Z = 10^{-3}$  ( $\text{K}^{-1}$ ),  $\beta = 12,8$ ,  $\mu = 6,4$ .

Рис. 3. Зависимости числа Пекле от длины канала, необходимой для достижения предельной температуры горячего конца перегородки  $\theta_M$ .  
 $\theta_M = 1000$  К,  $T_b - T_0 = \Delta = 600$  К,  $Z = 10^{-3}$  (К $^{-1}$ ),  
 $h = 0,075$  (1), 0,2 (2), 0,3 (3) см.



выбранной адиабатической температуры сгорания смеси  $T_b = 900$  К при нормальных условиях.

С увеличением длины каналов температура горячего конца разделяющей стенки возрастает и может достигнуть любой, сколь угодно большой величины вплоть до температуры плавления материала стенки. Заметим, что этот вывод получен в рамках модели, которая не учитывает самовоспламенение свежей смеси перед входом в камеру сгорания, особенности горения в камере сгорания и теплопотери в окружающее пространство. Рисунок 3 позволяет оценить значение длины канала  $L$ , необходимое для достижения предельной температуры горячего конца перегородки  $\theta_M$  в зависимости от числа Пекле  $Pe = c_p d_0 m / \lambda_g$ . Отметим, что при заданной рабочей температуре  $\theta_M$  существует оптимальное число Пекле, при котором длина канала  $L$  будет минимальной. При небольших числах Пекле, соответствующих либо малому диаметру канала, либо небольшой скорости течения газа, разница температур в свежей смеси и продуктах горения является небольшой из-за интенсивного теплообмена. В результате для подогрева свежей смеси требуется достаточно протяженная длина каналов. В случае больших чисел Пекле, соответствующих высокой скорости газа, каналы должны иметь достаточно большую длину для того, чтобы тепло от продуктов горения успело передаться свежей смеси. Следовательно, существует оптимальное значение числа Пекле, соответствующее наименьшей длине канала. Этот вывод иллюстрирует рис. 4, на котором построены распределения температуры в свежей смеси и продуктах горения вдоль канала при различных значениях чисел Пекле.

Расчеты показали, что для канала с заданными размерами эффективность термоэлектрического преобразования зависит от расхода газа. На рис. 5 и 6 построены зависимости температуры горячего конца термопары и КПД термоэлектрического преобразования от входной скорости свежей смеси. Расчеты проводились для случаев разной толщины перегородки и длины канала диаметром  $d_0$ . Зависимости эффективности от расхода газа

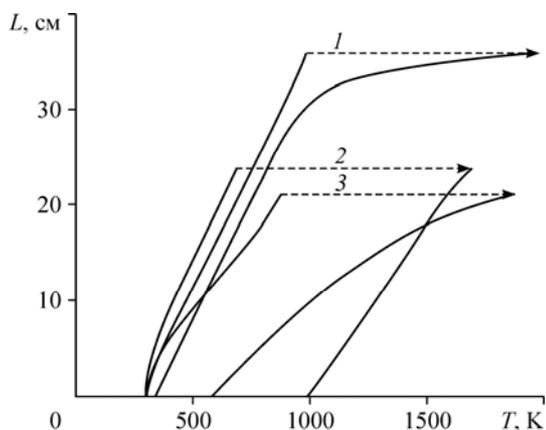


Рис. 4. Распределения температуры в газе в двух каналах, построенные для чисел  $Pe = 23,5$  (1), 255 (2), 80 (3), при температуре спая термопары  $\theta_M = 1000$  К.

Остальные параметры такие же, как для графика 1 на рис. 3; стрелками 1–3 показан переход от кривых для свежей смеси к соответствующим распределениям для продуктов горения.

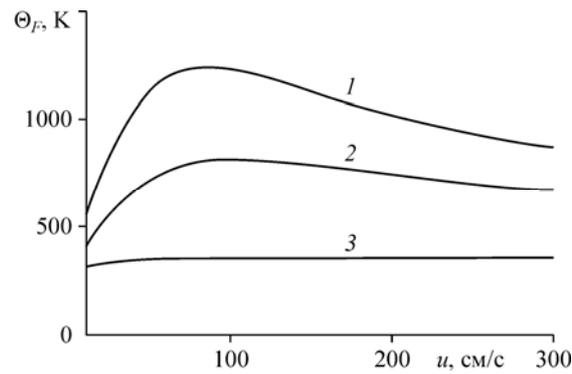


Рис. 5. Зависимости температуры горячего спая термопары от скорости газа, рассчитанные для  $h = 0,1$  (1),  $0,2$  (2),  $0,3$  (3) см при  $L = 5$  (1),  $40$  (2),  $60$  (3) см соответственно. Диаметр канала  $d_0 = 0,3$  см,  $\lambda_S/\lambda_g = 5000$ ,  $Nu = 4$ ,  $Z = 10^{-3}$ ,  $\Delta = 300$  К,  $T_0 = 300$  К.

показывают, что существует оптимальный расход газа, соответствующий максимальному КПД термоэлектрического преобразования.

Сравним эффективность термоэлектрического преобразования тепла от сгорания топлива в данной системе с эффективностью преобразования тепла в системе без регенерации. Определим функцию  $\Phi = \eta/\eta_{0max}$  как отношение эффективности данной системы  $\eta$  (7) к эффективности системы без регенерации тепла  $\eta_{0max}$  (9). На рис. 7 показаны зависимости функции  $\Phi = \eta/\eta_{0max}$  от числа Пекле  $Pe$ , рассчитанные для различных значений адиабатической температуры сгорания смеси. Видно, что эффективность данного устройства может быть существенно выше, чем устройства без регенерации тепла. Эта разница становится особенно существенной в случае сжигания смесей с небольшой адиабатической температурой. Кроме того, при одинаковых расходах газа эффективность устройств возрастает с уменьшением диаметра каналов  $d_0$ .

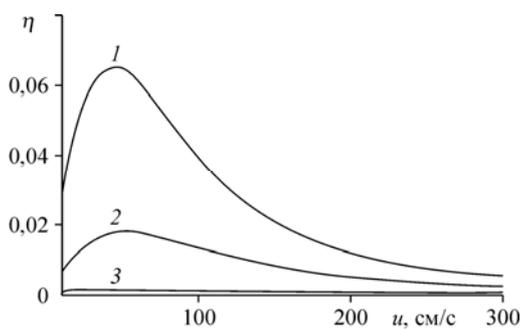


Рис. 6. Зависимости КПД термоэлектрического преобразования от скорости газа, рассчитанные для каналов с параметрами  $h = 0,1$  (1),  $0,2$  (2),  $0,3$  (3) см,  $L = 5$  (1),  $40$  (2),  $60$  (3) см соответственно.  $d_0 = 0,3$  см,  $\lambda_S/\lambda_g = 5000$ ,  $Nu = 4$ ,  $Z = 10^{-3}$ ,  $\Delta = 300$  К,  $T_0 = 300$  К.

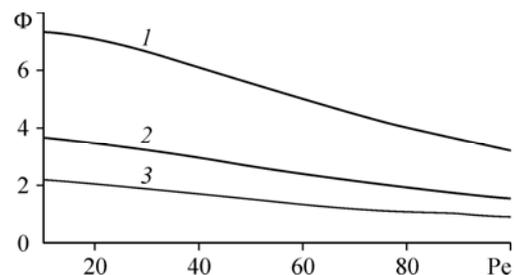


Рис. 7. Зависимости относительной эффективности термоэлектрического преобразования  $\Phi$  в зависимости от числа Пекле, рассчитанные для различных значений адиабатической температуры сгорания смеси.  $\Delta = 300$  (1),  $600$  (2),  $1000$  (3) К;  $h = 0,2$  см,  $Nu = 4$ ,  $d_0 = 0,3$  см,  $\lambda_S/\lambda_g = 5000$ ,  $\theta_M = 1000$  К.

### Заключение

В работе показано, что в малоразмерных энергопреобразующих устройствах тепловая регенерация за счет теплопроводных стенок позволяет существенно увеличить эффективность системы. Показано, что для достижения максимальной эффективности энергопреобразования необходимо согласование параметров, характеризующих как тепло-физические и термоэлектрические свойства системы, так и свойства горючей смеси. Термоэлектрическая система, рассматриваемая в этой статье, не является совершенной конструкцией. На практике в устройствах для увеличения теплоотдачи от газа в термоэлемент можно использовать теплопередающие сетки с развитой поверхностью [13]. В то же время, рассмотренная модель термоэлектрического преобразователя с горением газа позволила проиллюстрировать ряд положений, которые могут оказаться полезными при конструировании более совершенных устройств. Показано, что в предложенной системе максимальная эффективность преобразования тепла от сгорания газа может приближаться к максимальной эффективности термоэлектрического преобразования, рассчитанного по максимально допустимой рабочей температуре горячей стороны преобразователя. Этот вывод справедлив и в случае, когда адиабатическая температура сгорания смеси газов меньше максимально допустимой рабочей температуры горячей стороны термоэлектрического преобразователя. Предложенная система перспективна для сжигания низкокалорийных смесей газов и не требует использования дополнительных затрат энергии для охлаждения холодной стороны термоэлектрического преобразователя. В заключение отметим, что для увеличения генерации электрической мощности можно объединить микроустройства с высоким коэффициентом преобразования в модули. В этом случае, по-видимому, можно было бы добиться высокой эффективности энергопреобразования и генерировать необходимую электрическую мощность.

### Список литературы

1. Epstein A.H., Senturia S.D., Al-Midani O. Micro-heat engine, gas turbine, and rocket engines — the MIT microengine project // AIAA paper. No. 97-1773. Reston, Virginia, 1997. P. 1–12.
2. Fernandez-Pello A.C. Micropower generation using combustion: issues and approaches // Proc. Combust. Inst. 2002. Vol. 29. P. 883–899.
3. Kim N.I., Kato S., Kataoka T., Yokomori T., Maruyama S., Fujimori T., Maruta K. Flame stabilization and emission of small swiss-roll combustors as heaters // Combust. and Flame. 2005. Vol. 141, No. 3. P. 229–240.
4. Lloyd S.A., Weinberg F.J. A burner for mixtures of very low heat content // Nature. 1974. Vol. 251. P. 47–49.
5. Ronney P.D. Analysis of non-adiabatic heat-recirculating combustors // Combust. and Flame. 2003. Vol. 135, No. 4. P. 421–439.
6. Замашников В.В., Минаев С.С. Пределы распространения пламени в узком канале при фильтрации газа // Физика горения и взрыва. 2001. Т. 37, № 1. С. 25–31.
7. Zamashchikov V.V. Experimental investigation of gas combustion regimes in narrow tubes // Combust. and Flame. 1997. Vol. 108, No. 3. P. 357–359.
8. Ju Y., Xu B. Experimental study of spinning combustion in a mesoscale divergent channel // Proc. Combust. Inst. 2005. Vol. 30. P. 2445–2453.
9. Norton D.G., Vlachos D.G. Combustion characteristics and flame stability at the microscale: a CFD study of premixed methane/air mixtures // Chem. Eng. Sci. 2003. Vol. 58. P. 4871–4882.
10. Spalding D.B. A theory of inflammability limits and flame-quenching // Proc. Roy. Soc. L. 1957. Vol. A 240, No. 1220. P. 83–100.
11. Зельдович Я.Б., Баренблатт Г.И., Либрович В.Б., Махвиладзе Г.М. Математическая теория горения и взрыва. М.: Наука, 1980. 478 с.
12. Минаев С.С., Фурсенко Р.В. Оценки эффективности малоразмерного термоэлектрического канала для преобразования тепла от горения газа в электричество // Физика горения и взрыва. 2007. Т. 43, № 4. С. 15–22.
13. Анатычук Л.И. Термоэлементы и термоэлектрические устройства. Киев: Наук. думка, 1979. 768 с.

*Статья поступила в редакцию 22 октября 2014 г.,  
после доработки — 8 июля 2015 г.*