

УДК 536.46,620.93

ОЦЕНКА МАКСИМАЛЬНОЙ ЭФФЕКТИВНОСТИ ГОРЕЛОЧНОГО УСТРОЙСТВА С РЕГЕНЕРАЦИЕЙ ТЕПЛА

И. А. Терлецкий

Дальневосточный федеральный университет, 690950 Владивосток, iterlik@mail.ru

Получены оценки максимальной эффективности системы, состоящей из горелочного устройства с регенерацией тепла, соединенного с идеальной тепловой машиной, работающей по циклу Карно. Горелочное устройство служит нагревателем идеальной машины, а холодная сторона имеет температуру окружающей среды. Продукты горения нагревают горячую стенку идеальной машины и затем передают тепло горючей смеси, поступающей в камеру сгорания. Возврат тепла горючей смеси осуществляется через теплопроводящую стенку противоточного теплообменника, в котором продукты горения и горючая смесь движутся навстречу друг другу в каналах, соединенных теплопроводящей перегородкой. Получена оценка общей эффективности системы, которая определяется как отношение полезной мощности идеальной машины, к потоку химической энергии, поступающей на горелочное устройство. Показано, что общая эффективность системы может приближаться к эффективности цикла Карно с максимальной возможной температурой горячей стороны идеальной машины.

Ключевые слова: горение, термоэлектричество, микросистемы.

DOI 10.15372/FGV20180103

ВВЕДЕНИЕ

Создание новых малогабаритных источников питания, основанных на сжигании углеводородного топлива, является актуальной задачей в связи с современной тенденцией миниатюризации механических и электромеханических устройств [1, 2]. В небольших горелках тепловая регенерация может быть реализована за счет передачи тепла от продуктов сгорания к свежей смеси через теплопроводящие стенки горелки [3–6]. Имеется множество работ [7–9], в которых основное внимание уделяется процессам стабилизации пламени. В то же время лишь в некоторых работах [6, 10, 11] сделаны оценки общей эффективности устройств с горением и регенерацией тепла. В них рассматривалась малоразмерная система, представляющая собой два канала с противоположно направленными потоками газа и термоэлементами, расположенными в разделяющей стенке. Было показано, что для достижения максимальной эффективности энергопреобразования необходимо согласование параметров, характеризующих как теплофизические и термоэлектрические свойства системы, так и свой-

ства горючей смеси.

В данной работе рассматривается система, состоящая из горелочного устройства, служащего нагревателем для горячей стороны идеальной тепловой машины. Холодная сторона идеальной машины, которая работает по циклу Карно, имеет температуру окружающей среды. Целью исследования было получение оценок общей эффективности системы, которая определяется как отношение полезной мощности идеальной машины к потоку химической энергии, поступающей на горелочное устройство.

Поскольку эффективность преобразования тепла в полезную работу или электричество для любого устройства пропорциональна разности температур на горячей и холодной сторонах преобразователя, то оценки, полученные для идеальной машины, работающей по циклу Карно, дают значения максимально достижимой эффективности.

МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ

Согласно теореме Карно предельное, максимально возможное значение эффективности тепловой машины равно

$$\eta_c = \frac{T_h - T_0}{T_h}, \quad (1)$$

Работа выполнена при финансовой поддержке Министерства образования и науки РФ (проект № RFMEFI58417X0031).

© Терлецкий И. А., 2018.

где T_h — температура горячей стенки, T_0 — температура холодной стенки машины.

В случае, когда горячая сторона тепловой машины нагревается продуктами горения от открытого пламени, часть тепла передается за счет теплообмена машине, а другая часть уносится конвективным потоком. Продукты горения охлаждаются до температуры T_h на горячей стенке машины и удаляются в окружающее пространство. В этом случае только часть тепла от сгорания газа передается тепловой машине. Предполагается, что в горелочном устройстве газ нагревается за счет горения от начальной температуры T_0 до адиабатической температуры сгорания заданной смеси газов T_b . Отношение потока тепла, поступающего в тепловую машину, к общему потоку тепла, производимому горелочным устройством, в этом случае равно $\frac{T_b - T_h}{T_b - T_0}$. В итоге общая эффективность определяется выражением

$$\eta_0 = \left(\frac{T_b - T_h}{T_b - T_0} \right) \left(\frac{T_h - T_0}{T_h} \right). \quad (2)$$

Заметим, что максимальная общая эффективность системы достигается при температуре

$$T_h^* = \sqrt{T_b T_0} \quad (3)$$

и равна

$$\eta_{0 \max} = \frac{\sqrt{T_b/T_0} - 1}{\sqrt{T_b/T_0} + 1}. \quad (4)$$

В данной работе рассматривается система с регенерацией тепла, когда часть тепла, уносимая конвективным потоком, возвращается в нагревательное устройство. Данное устройство представляет собой два канала с противоположно направленными потоками газа (рис. 1). Свежая смесь с температурой T_0 , двигаясь по одному из каналов, подогревается до температуры T_{1f} за счет теплообмена с продуктами горения через теплопроводящую стенку и затем поступает с этой температурой в камеру сгорания. После сгорания температура продуктов превышает адиабатическую и равна $T_{2f} = T_{1f} + T_b - T_0$. На горячем конце стенки рядом с камерой сгорания расположена тепловая машина, преобразующая часть тепла от сгорания смеси в полезную работу.

Если температура горячей стороны идеальной машины равна T_h , то отношение потока

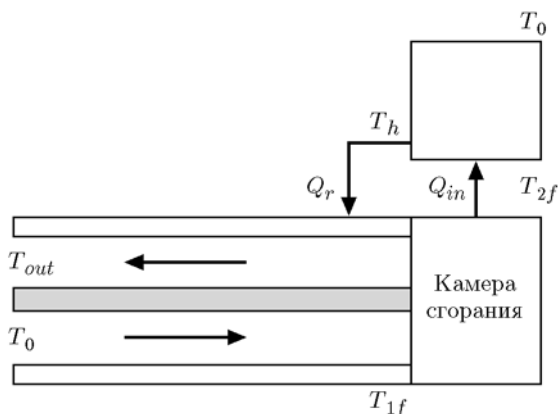


Рис. 1. Схема установки и распределения тепловых потоков:

Q_{in} — тепловой поток, поступающий от горелочного устройства на горячую стенку тепловой машины, Q_r — часть теплового потока, возвращаемого в нагревательное устройство, T_0 — температура на входе, T_{out} — температура на выходе горелочного устройства, T_h — температура горячей стенки, T_{f1} , T_{f2} — температура подогретой смеси и продуктов сгорания

тепла, поступающего на машину, к общему потоку химической энергии горючей смеси определяется следующим образом:

$$\frac{T_{2f} - T_h}{T_b - T_0} = \frac{T_{1f} + T_b - T_0 - T_h}{T_b - T_0}.$$

Общая эффективность устройства с регенерацией тепла равна

$$\begin{aligned} \eta &= \frac{T_{1f} - T_0 + T_b - T_h}{T_b - T_0} \frac{T_h - T_0}{T_h} = \\ &= \eta_0 + \frac{T_{1f} - T_0}{T_b - T_0} \eta_c. \end{aligned} \quad (5)$$

Из выражения (5) следует, что эффективность горелочного устройства с регенерацией тепла может быть увеличена за счет роста температуры горючей смеси перед входом в камеру сгорания T_{1f} .

Предположим, что нагрев горючей смеси происходит в противоточном теплообменнике, в котором продукты горения и горючая смесь движутся в противоположных направлениях, а теплообмен осуществляется через непроницаемую для газа теплопроводящую стенку (см. рис. 1). Для того чтобы оценить температуру подогретой смеси перед камерой сгорания T_{1f} и эффективность всего устройства, необходимо решить задачу теплообмена.

Пусть свежая смесь и продукты горения движутся по каналам вдоль оси x в противоположных направлениях с одинаковой массовой скоростью. Уравнения переноса тепла в продуктах горения и несгоревшей смеси с учетом ньютоновского теплообмена между газом и перегородкой и потерями тепла в окружающую среду имеют вид

$$mc_p \frac{dT_1}{dx} = -\alpha(T_1 - \theta) - \mu(T_1 - T_0), \quad (6)$$

$$mc_p \frac{dT_2}{dx} = \alpha(T_2 - \theta) + \mu(T_2 - T_0). \quad (7)$$

Здесь m — массовая скорость, c_p — удельная теплоемкость при постоянном давлении, T_1 и T_2 — температуры свежей смеси и продуктов горения соответственно, α — коэффициент теплообмена свежей смеси и продуктов горения с перегородкой, μ — коэффициент, учитывающий теплообмен свежей смеси и продуктов горения с окружающей средой и связанный с потерями тепла в окружающее пространство. Полагаем, что температура перегородки определяется как $\theta = (T_1 + T_2)/2$, а граничные условия имеют вид

$$x = 0: T_1 = T_0; \quad x = L: T_2(L) = T_h.$$

Введем обозначения: $\beta = \alpha L/mc_p$, $\varepsilon = \mu L/mc_p$, $\zeta = x/L$, L — длина канала. Из решения уравнений (6), (7) с учетом граничных условий можно найти температуру T_{1f} на входе камеры сгорания:

$$T_{1f} = A(\varepsilon, a)(T_h - T_0) + T_0, \quad (8)$$

где $a = \sqrt{\varepsilon(\varepsilon + \beta)}$,

$$A(\varepsilon, a) = \frac{a - \varepsilon}{a + \varepsilon} \frac{1 - \exp(-2a)}{1 - [(a - \varepsilon)^2/(a + \varepsilon)^2] \exp(-2a)}. \quad (9)$$

Величина $A(\varepsilon, a)$ (9) изменяется в пределах от нуля до единицы и зависит только от значений параметров, определяющих теплообмен свежей смеси и продуктов горения с окружающей средой (ε), а также теплообмен свежей смеси и продуктов горения с перегородкой (β). Значение $A(\varepsilon, \beta)$ убывает с увеличением параметра ε , возрастает с увеличением параметра β и достигает единицы, когда одновременно $\varepsilon \rightarrow 0$ и $\beta \rightarrow \infty$.

С учетом выражения (8) для температуры T_{1f} эффективность системы η можно представить как функцию температуры T_h :

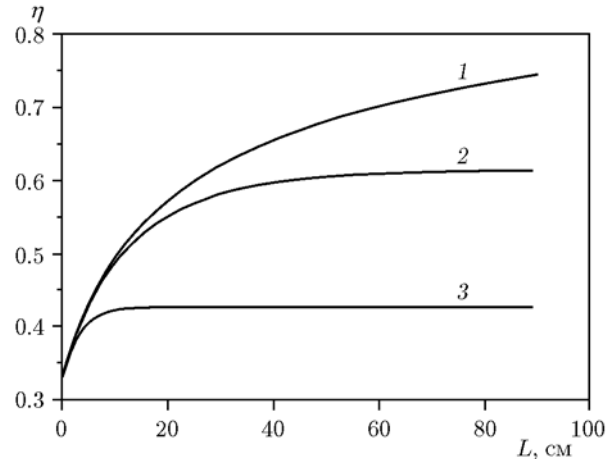


Рис. 2. Зависимость эффективности системы от длины канала:

1 — при отсутствии теплотерь в окружающую среду, $\varepsilon = 0$; 2, 3 — при $k = \varepsilon/\beta = 0.01$ (линия 2), 0.2 (3)

$$\eta = \frac{T_b - AT_0 - (1 - A)T_h}{T_b - T_0} \frac{T_h - T_0}{T_h}. \quad (10)$$

Данная функция $\eta(T_h)$ достигает максимума при температуре

$$T_h^* = T_0 \sqrt{\frac{T_b/T_0 - A}{1 - A}}. \quad (11)$$

Отметим, что температура T_h^* при $A = 0$ (отсутствие регенерации тепла) совпадает с оптимальной $T_h^* = \sqrt{T_b T_0}$ для системы без регенерации тепла (см. (3)). Если $A \neq 0$, максимальная эффективность системы при температуре T_h^* определяется выражением

$$\eta = \frac{T_b/T_0 - A - \sqrt{(T_b/T_0 - A)(1 - A)}}{T_b/T_0 - 1} \times \left(1 - \sqrt{\frac{1 - A}{T_b/T_0 - A}}\right). \quad (12)$$

РЕЗУЛЬТАТЫ И ОБСУЖДЕНИЯ

Эффективность системы (12) как функции A монотонно возрастает и достигает единицы при $A = 1$. Построим зависимости эффективности системы от длины канала L при фиксированных значениях параметра $k = \varepsilon/\beta$ (рис. 2). Как видно из расчетов, при отсутствии теплотерь в окружающую среду ($\varepsilon = 0$) эффективность системы при увеличении длины канала стремится к единице.

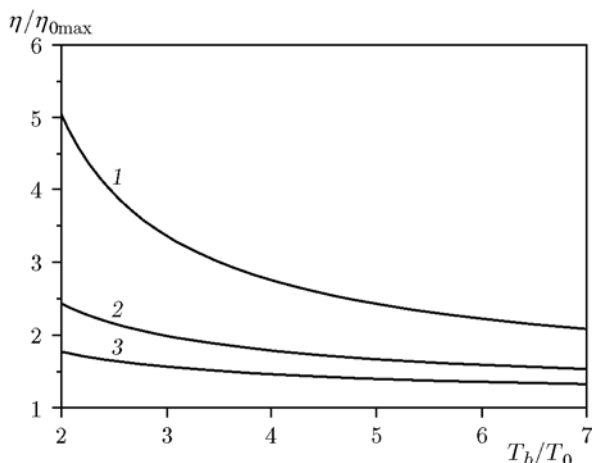


Рис. 3. Зависимость отношения $\eta/\eta_{0\max}$ от параметра T_b/T_0 при $A = 0.995$ (линия 1), 0.8 (2), 0.6 (3)

При учете потерь тепла в окружающую среду при $L \rightarrow \infty$ функция $A(\varepsilon, \beta)$ стремится к конечной величине $A^* = \frac{\sqrt{k+1} - \sqrt{k}}{\sqrt{k+1} + \sqrt{k}}$. Это приводит к тому, что эффективность системы при $L \rightarrow \infty$ стремится к некоторому максимальному значению, которое определяется аналитически и зависит только от отношения коэффициентов теплообмена ε и β — параметра $k = \varepsilon/\beta$. Сравним эффективность системы (12) с максимальной эффективностью системы без регенерации тепла (4). Зависимость отношения $\eta/\eta_{0\max}$ от параметра T_b/T_0 представлена на рис. 3.

Данные расчеты показывают, что величина $\eta/\eta_{0\max}$ убывает с ростом адиабатической температуры пламени и превышает единицу даже при малых значениях параметра A , с увеличением A это отношение возрастает.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

В работе предложена модель горелочно-го устройства с регенерацией тепла, представляющего собой два канала с противоположно направленными потоками газа в сочетании с устройством преобразования энергии. Показано, что эффективность такой системы может значительно превышать эффективность устройства без возврата тепла за счет увеличения температуры горячей стенки идеальной тепловой машины. Теоретически максимальная температура может достигать сколь угодно больших значений, и ограничивается только

особенностями идеальной машины (свойствами материалов горячей стенки и другими). В этом случае общая эффективность системы с регенерацией тепла может приближаться к эффективности цикла Карно с максимальной возможной температурой горячей стороны идеальной машины.

ЛИТЕРАТУРА

1. Epstein A. H., Senturia S. D., et al. Micro-heat engine, gas turbine, and rocket engines — The MIT microengine project // AIAA Paper 97-1773. — 1997. — P. 1–12.
2. Fernandez-Pello A. C. Micropower generation using combustion: issues and approaches // Proc. Combust. Inst. — 2002. — V. 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. Flame. — 2005. — V. 141, N 3. — P. 229–240.
4. Lloyd S. A., Weinberg F. J. A burner for mixtures of very low heat content // Nature. — 1974. — V. 251. — P. 47–49.
5. Ronney P. D. Analysis of non-adiabatic heat-recirculating combustors // Combust. Flame. — 2003. — V. 135, iss. 4. — P. 421–439.
6. 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.
7. Maruta K. Micro and mesoscale combustion // Proc. Combust. Inst. — 2011. — V. 33. — P. 125–150.
8. Ju Y., Maruta K. Microscale combustion: Technology development and fundamental research // Prog. Energy Combust. Sci. — 2011. — V. 37. — P. 669–715.
9. Kuo C. H., Ronney P. D. Numerical modeling of non-adiabatic heat-recirculating // Proc. Combust. Inst. — 2007. — V. 31. — P. 3277–3284.
10. Минаев С. С., Терлецкий И. А., कुमार К. Оценки эффективности термоэлектрического преобразования тепла от горения газа в малоразмерной системе с противоточным теплообменом // Теплофизика и аэромеханика. — 2016. — Т. 23, № 4. — С. 605–613.
11. Belyakov N., Terletsii I., Minaev S., Kumar S., Maruta K. Efficiency of microcombustion system with thermoelectric generator combined with countercurrent heat exchanger // Combust. Trans. Tech. Publ., Switzerland. — 2016. — V. 685. — P. 422–426.

Поступила в редакцию 11/XI 2016 г.,
в окончательном варианте — 16/VI 2017 г.