

К. х. н. В. Я. МИХАЙЛОВСКИЙ, к. х. н. Л. Т. СТРУТИНСКАЯ,
Е. В. ЧАЙКОВСКАЯ

Украина, г. Черновцы, Институт термоэлектричества
E-mail: vimot@bk.ru

Дата поступления в редакцию
05.04.2005 г.

Оппонент д. т. н. А. А. ДРУЖИНИН
(НТУ "Львовская политехника", г. Львов)

МОДЕЛИРОВАНИЕ ТЕРМОЭЛЕКТРИЧЕСКОЙ СИСТЕМЫ ГЕНЕРИРОВАНИЯ ТЕПЛОВОЙ И ЭЛЕКТРИЧЕСКОЙ ЭНЕРГИИ

Предложена аналитическая модель термоэлектрического генератора (ТЭГ) на газовом топливе с водяным охлаждением. Описан метод оптимизации ТЭГ с учетом его функционального назначения.

Благодаря последним достижениям в области разработки термоэлектрических материалов и систем [1, 2] возобновился интерес к применению термоэлектричества для генерирования электрической энергии. Преимущества термоэлектрических систем — отсутствие подвижных частей, бесшумная работа, перспективы экологической чистоты и возможности рекуперации отработанной тепловой энергии — усиливают эту заинтересованность. Необходимость разработок совершенных термоэлектрических систем с целью получения максимальной электрической мощности и КПД повышает важность методов компьютерного моделирования таких систем.

В работе [3] представлена аналитическая модель термоэлектрического генератора (ТЭГ), работа которого основана на принципе встречных потоков теплоносителей. Она позволяет прогнозировать рабочие характеристики генератора и влияние некоторых рабочих параметров на характеристики ТЭГ. Авторы работ [1, 4] решают задачи проектирования ТЭГ с учетом особенностей их применения с низкопотенциальными источниками тепла [5], для которых главная цель — надежность, а не КПД. Задача оптимизации конструктивных параметров решается авторами [2, 6] при моделировании термоэлектрических устройств с высокой плотностью энерговыделения, в которых использована тепловая изоляция. В приведенных работах термогенераторы рассматриваются только как источники электрической энергии.

Практически отсутствуют публикации работ, в которых комплексно исследовались бы термоэлектрические системы тепловой и электрической энергии с учетом рациональных конструктивных решений, функционального назначения, в том числе в условиях автономного использования. Вместе с тем когенерационные системы могут иметь широкое практическое использование. Комбинированное производство тепловой и электрической энергии позволяет увеличить коэффициент полезного использования теплотворной способности топлива до 90%. При этом себестоимость производства электроэнергии снижается в 2—2,5 раза [7].

Целью данной работы является построение аналитической модели термоэлектрической системы генерирования тепловой и электрической энергии, оптимизация энергетических характеристик ТЭГ.

Физическая модель

Физическая модель термоэлектрического генератора тепла и электричества приведена на рис. 1.

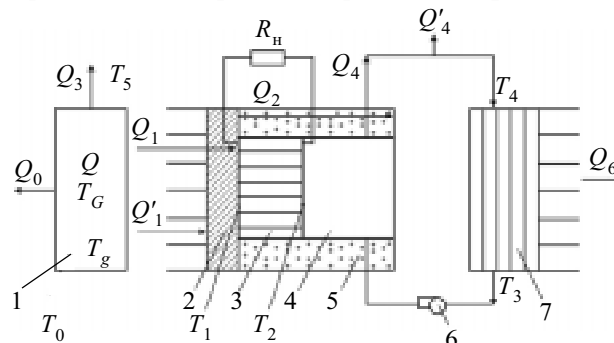


Рис. 1. Физическая модель генератора с водяным охлаждением: 1 — источник тепла; 2 — горячий радиатор; 3 — термоэлектрическая батарея; 4 — холодный жидкостный радиатор; 5 — изоляция; 6 — циркуляционный насос; 7 — холодный воздушно-жидкостный радиатор

Источником тепла в данной модели ТЭГ является химическая реакция горения пропан-бутановой смеси с выделением тепловой мощности Q :

$$Q = gG, \quad (1)$$

где g — расход топлива;

G — теплотворная способность топлива.

Тепло Q_1 от источника тепла 1 к горячему радиатору 2 передается конвективным путем и излучением:

$$Q_1 = \varepsilon \sigma_0 (T_G^4 - T_1^4) S_{wr} + \alpha_w (T_G - T_1) S_{wr}, \quad (2)$$

где ε — эффективная степень черноты системы "источник тепла — горячий радиатор";

σ_0 — постоянная Стефана-Больцмана;

T_G — средняя температура горячих газов в системе "источник тепла — горячий радиатор";

T_1 — температура горячего радиатора;

S_{wr} — площадь теплопринимающей поверхности горячего радиатора;

α_w — коэффициент конвективного теплообмена между горячим газом и поверхностью горячего радиатора.

Для выбранного типа и конструкции источника тепла потери на его элементах составляют около 3%, т. е.

$$Q_0 = 0,03 Q. \quad (3)$$

Часть генерированного тепла Q_3 отводится в окружающую среду с продуктами реакции горения CO_2 , H_2O и азотом воздуха, который необходим для горения топлива:

$$Q_3 = Q_{\text{CO}_2} + Q_{\text{H}_2\text{O}} + Q_{\text{N}_2};$$

$$Q_{\text{CO}_2} = c_{p1}(T_5 - T_0)g \cdot 3;$$

$$Q_{\text{H}_2\text{O}} = [c_{p2}(T_5 - 100) + \lambda' + c_{p3}(100 - T_0)]g \cdot 1,615;$$

$$Q_{\text{N}_2} = c_{p0}(T_5 - T_0)g \cdot 17,25 - c_{p4}(T_5 - T_0)g \cdot 3,624, \quad (4)$$

где c_{p0} , c_{p1} , c_{p2} , c_{p3} , c_{p4} — значения теплоемкости соответственно воздуха, CO_2 , водяного пара, воды и кислорода;

T_5 — температура продуктов сгорания на выходе из горячего радиатора;

T_0 — температура окружающей среды;

λ' — удельная теплота парообразования воды; коэффициенты 3 и 1,615 определяют соответственно массовые доли CO_2 и H_2O , которые получаются при сгорании единицы массы пропан-бутановой смеси, а коэффициенты 17,25 и 3,624 — соответственно массу воздуха и кислорода.

Полезное тепло Q_1 передается от горячего радиатора 2 к термоэлектрической батарее (ТЭБ) 3 теплопроводностью.

На элементах конструкции термопреобразователя теряется часть тепла Q_2 :

$$Q_2 = \frac{\lambda_n S}{L} (T_1 - T_2), \quad (5)$$

где λ_n — теплопроводность изоляционного материала;

S — площадь теплоотдающей поверхности горячего радиатора, которая не занята модулями;

L — толщина слоя теплоизоляции;

T_2 — температура холодной стороны ТЭБ.

Тепловой поток Q_1 устанавливается в зависимости от разности температур $T_1 - T_2$ на спаях ТЭБ, которая, согласно закону Зеебека, генерирует ЭДС. В замкнутой цепи на нагрузке R_n выделяется электрическая мощность P , причем

$$Q_1 = P + Q_4. \quad (6)$$

Тепло Q_4 отводится от ТЭБ потоком воды, которая циркулирует в жидкостном радиаторе 4:

$$Q_4 = g_w c_{p3} (T_4 - T_3), \quad (7)$$

где g_w — расход воды;

T_3 , T_4 — значения температуры воды на входе и на выходе радиатора, соответственно.

Тепло, которое передается жидкостным радиатором 4,

$$Q_5 = \alpha_c S_{wt} (T_2 - T_0), \quad (8)$$

где α_c , S_{wt} — соответственно коэффициент теплообмена и площадь теплопринимающей поверхности холодного жидкостного радиатора.

В рассматриваемой модели ТЭГ Q_6 — это тепло, рассеиваемое в окружающую среду воздушно-жидкостным радиатором 7:

$$Q_6 = \alpha_{\text{эф}} \left(\frac{T_3 + T_4}{2} - T_0 \right) S_r, \quad (9)$$

где $\alpha_{\text{эф}}$ — эффективный коэффициент теплоотдачи для воздушно-жидкостного радиатора в условиях свободной конвекции воздуха;

T_3 , T_4 — соответственно значения температуры воды на выходе и входе радиатора;

S_r — площадь теплоотдающей поверхности.

Величина Q_1 для ТЭГ заданной электрической мощности получена исходя из мощности P' одного стандартного модуля при определенных температурах горячей T_1 и холодной T_2 сторон ТЭБ, его КПД η' и количества модулей n :

$$Q_1(T_1, T_2) = n \frac{P'(T_1, T_2)}{\eta'(T_1, T_2)}. \quad (10)$$

Температурные зависимости электрических параметров стандартных модулей А-1061, которые использованы в данной модели ТЭГ, приведены в [8].

Вариант ТЭГ, рассматриваемый в данной работе, содержит ТЭБ, которая состоит из 24 модулей, соединенных последовательно-параллельно для обеспечения электрического напряжения не менее 12 В и выходной электрической мощности не менее 100 Вт.

КПД термогенератора

$$\eta = \frac{Q_1}{Q} \eta'. \quad (11)$$

График функции $\eta(T_1, T_2)$ приведен на рис. 2.

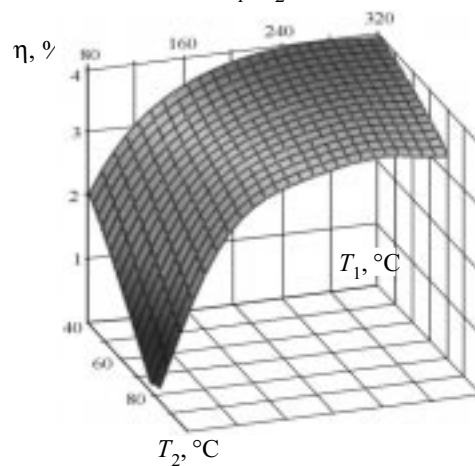


Рис. 2. Зависимость КПД термоэлектрического генератора от значений температуры горячей и холодной сторон термоэлектрической батареи

Из рис. 2 видно, что при $T_1 = 280^\circ\text{C}$ и $T_2 = 40^\circ\text{C}$ максимальное значение КПД термоэлектрического генератора может достигать 4%. При этом максимальная электрическая мощность составляет 151 Вт при $Q = 3767$ Вт. (Минимальный расход топлива составляет 295 г/ч.)

Алгоритм расчета

Общая методика расчета термоэлектрической системы генерирования тепловой и электрической энергии должна учитывать:

- генерирование тепла или общий тепловой поток от источника тепла;
- способ подведения тепла к термоэлектрическим модулям;
- способ отвода тепла от термоэлектрических модулей и его дальнейшее использование (например для обогрева помещений);
- потери тепла с продуктами сгорания, которые отводятся в окружающую среду;
- потери тепла на элементах конструкции источника тепла и термопреобразователя;
- генерирование максимальной исходной электрической мощности с учетом затрат электрической энергии на принудительную циркуляцию теплоносителя.

В основу алгоритма расчета и оптимизации термоэлектрического генератора положена система уравнений теплового баланса, которая отвечает выбранной модели:

$$\begin{cases} Q = Q_0 + Q_1 + Q_2 + Q_3; \\ Q_1 = Q'_1 - Q_2; \\ Q_1 = P + Q_4; \\ Q_4 = Q_5; \\ Q_4 = Q_6 + Q'_4, \end{cases} \quad (12)$$

где Q'_4 — потери тепла в системе "холодная сторона ТЭБ — воздушно-жидкостный радиатор".

Примем, что $T_1 \leq 320^\circ\text{C}$, $40^\circ\text{C} < T_2 < 80^\circ\text{C}$, температура горячего радиатора T_1 равна температуре горячей стороны ТЭБ.

Основные исходные данные для расчета ТЭГ:

- температура окружающей среды $T_0 = 20^\circ\text{C}$;
- теплотворная способность топлива $G = 10,95$ ккал/г;
- эффективная степень черноты системы "источник тепла — горячий радиатор" $\varepsilon = 0,3$;
- площадь поверхности горячего радиатора, покрытая изоляцией, $S = 0,14$ м²;
- толщина слоя изоляции $L = 27$ мм;
- теплопроводность изоляционного материала $\lambda_{\text{и}} = 0,1$ Вт/(м·К).

Дополнительно должны быть заданы:

- расход топлива g ;
- коэффициент конвективного теплообмена горячего радиатора α_w ;
- площадь теплопринимающей поверхности горячего радиатора S_{wr} ;
- коэффициент теплообмена между поверхностью холодного жидкостного радиатора и циркуляционной водой α_c ;
- эффективный коэффициент теплоотдачи для воздушно-жидкостного радиатора в условиях свободной конвекции $\alpha_{\text{эф}}$;
- площадь теплопринимающей поверхности холодного жидкостного радиатора S_{wr} ;
- площадь поверхности холодного воздушно-жидкостного радиатора S_r ;
- электрическая мощность, необходимая для работы циркуляционного насоса, P_p .

Такие исходные данные полностью определяют систему подвода и отвода тепла в термоэлектрическом генераторе, т. е. система уравнений (12) позволяет однозначно определить значения T_1 , T_2 , T_3 , T_4 и T_5 .

Температура горячих газов на входе в горячий радиатор определяется по формуле

$$T_g = \frac{A}{B}, \quad (13)$$

где

$$A = 0,97 \cdot G \cdot 1,163 + T_0 \cdot (3 \cdot c_{p1} + 17,25 \cdot c_{p0}(T_g) - 3,624c_{p4}) - 1,615[\lambda'(T_g) + c_{p3}(T_g) \cdot (100 - T_0)];$$

$$B = 3 \cdot c_{p1} + 17,25 \cdot c_{p0}(T_g) - 3,624c_{p4} + 1,615c_{p2}(T_g),$$

все остальные обозначения такие же, как и в (4).

Средняя температура горячих газов в системе "источник тепла — горячий радиатор" определяется как

$$T_G = (T_g + T_5)/2.$$

Для полноты решения задачи система должна быть дополнена уравнениями для определения исходной электрической мощности ТЭБ

$$P = \eta Q = \eta' Q_1 \quad (14)$$

и электрической мощности термогенератора P_b с учетом мощности, необходимой для работы циркуляционного насоса P_p :

$$P_b = P - P_p. \quad (15)$$

Результаты расчета ТЭГ

Описанный выше алгоритм и приведенные исходные данные легли в основу разработки компьютерной программы расчета термоэлектрического генератора тепловой и электрической энергии с оптимальными характеристиками.

Главная задача сводится к определению условий максимизации КПД, т. е. получения максимальной электрической мощности при минимальном расходе топлива. Определим η как функцию T_1 и T_2 и найдем ее максимум.

Поскольку T_1 и T_2 в значительной мере определяют расход топлива g , т. е. тепловой мощностью источника тепла Q , были исследованы зависимости КПД, общей электрической мощности термогенератора и расхода топлива от отношения T_1/T_2 . Температуры изменяли в пределах: $250^\circ\text{C} < T_1 < 320^\circ\text{C}$; $55^\circ\text{C} < T_2 < 75^\circ\text{C}$.

Из рис. 3 видно, что максимум КПД 3,65% термогенератора достигается при $T_1/T_2 = 3,9$, при этом общая электрическая мощность составляет 127 Вт.

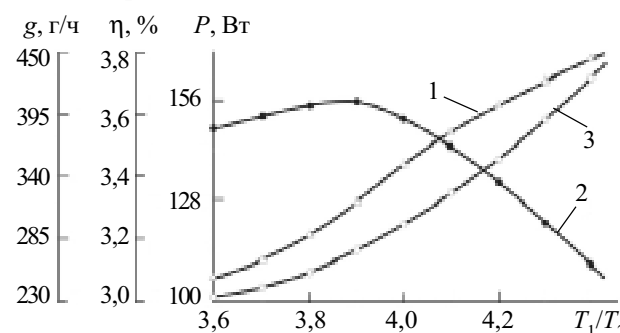


Рис. 3. Зависимость мощности (1), КПД (2), расхода топлива (3) от соотношения температур горячей и холодной сторон ТЭБ

Разработанная программа решения системы уравнений теплового баланса (12) позволила рассчитать зависимости α_c , ΔT и η_p от расхода воды в холодном контуре ($\Delta T = T_4 - T_3$, η_p — КПД термогенератора с учетом мощности, необходимой для работы циркуляционного насоса).

Из рис. 4 видно, что зависимость $\eta_p(g_b)$ имеет экстремальный характер, т. е. рациональным диапазоном значений расхода воды для выбранной модели ТЭГ является 300—400 л/ч. В результате расчетов при $g_b = 350$ л/ч получены значения $\eta = 3,7\%$, $P = 129$ Вт.

Электрическая мощность, КПД термогенератора и тепловой КПД устройства в целом существенно зависят от температуры холодной стороны термоэлемента.

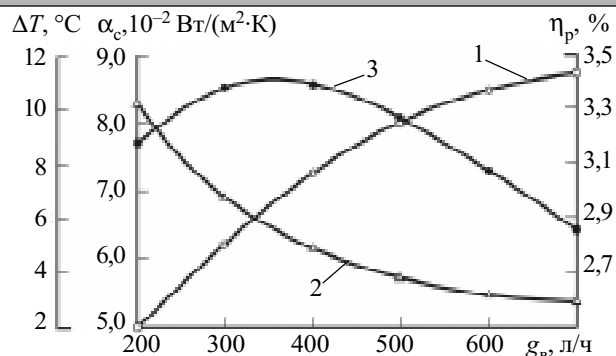


Рис. 4. Зависимости α_c (1), ΔT (2), η_p (3) от расхода воды в холодном контуре

реи. При эксплуатации ТЭГ для обеспечения необходимого теплового режима в помещении температура батареи для рассеяния тепла будет колебаться от 40 до 80°C. Из рис. 5 видно, что в таком случае электрическая мощность ТЭГ будет изменяться в пределах 118,7—142,6 Вт, а КПД — от 3,4 до 4,1%.

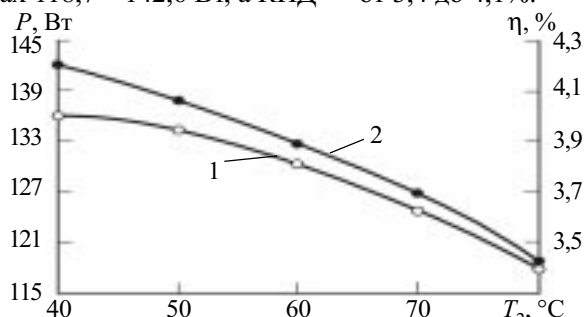


Рис. 5. Зависимость КПД (1) и электрической мощности (2) ТЭГ от температуры холодной стороны ТЭБ

Дальнейшие расчеты проводили для температуры $T_2=65^\circ\text{C}$ как наиболее целесообразной с точки зрения практической эксплуатации систем отопления.

Один из путей повышения КПД термогенератора — это снижение температуры T_5 продуктов сгорания. В системе с конвективным теплообменом этого достигают увеличением поверхности теплообмена горячего радиатора. КПД источника тепла при этом [9, с. 199]

$$\eta_T = \frac{T_g c_p (T_g) - T_1 c_p (T_1)}{T_g c_p (T_g) - T_0 c_p (T_0)}, \quad (17)$$

где $c_p(T)$ — теплоемкость продуктов сгорания при соответствующей температуре.

Максимум КПД будет при условии $\partial\eta/\partial T_1=0$. Решение этого уравнения дает оптимальное значение температуры теплопринимающей поверхности горячего радиатора, которая составляет $T_1=285^\circ\text{C}$. При этом $T_5=T_1$. Количество топлива, которое необходимо для осуществления такого режима, составляет $g=275$ г/ч.

Зависимости η_E , η_T и η от T_1 приведены на рис. 6 (η_E — КПД термоэлектробатареи).

Как видно из рисунка, максимальные значения КПД составляют: для термогенератора $\eta=3,85\%$, для ТЭБ $\eta_E=5,2\%$, для источника тепла $\eta_T=74\%$.

С целью получения максимальной электрической мощности при фиксированном общем количестве тепла ($Q=\text{const}$) необходимо найти такое соотношение коэффициентов теплообмена α_w и α_c , при котором дости-

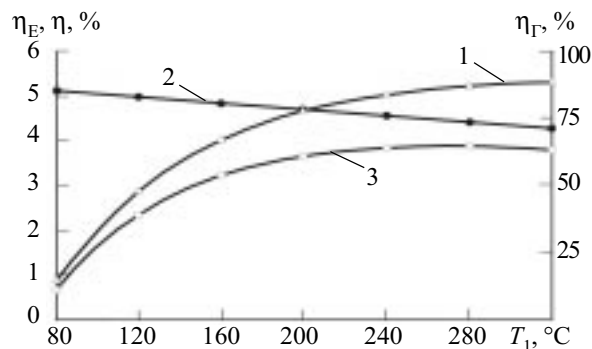


Рис. 6. Зависимости η_E (1), η_T (2) и η (3) от T_1

гается максимальный КПД термогенератора. Расчеты показали, что для этого значения коэффициентов теплообмена должны находиться в следующих пределах: $\alpha_c=4,5\dots6,0$ Вт/(м²·К), $\alpha_w=650\dots850$ Вт/(м²·К). КПД ТЭГ при этом составляет 4,5%, электрическая мощность — 156 Вт, а тепловой КПД η_T достигает 89%.

Таким образом, разработана аналитическая модель термоэлектрического генератора тепла и электричества на газовом топливе с водяным охлаждением. Она позволяет оптимизировать условия работы термогенератора с учетом его функционального назначения. Получено, что КПД термогенератора выбранной конструкции может достигать 4,5%, а тепловой КПД устройства в целом — 89%.

Построенная модель может быть использована для дальнейших разработок термогенераторов на органическом топливе, включая моделирование различных конфигураций теплообменных систем.

ИСПОЛЬЗОВАННЫЕ ИСТОЧНИКИ

1. Bell L. E. Alternate thermoelectric thermodynamic cycles with improved power generation efficiencies / 22nd International Conference on Thermoelectrics.— France.— 2003.— P. 558—562.
2. Diller R. W., Chang Y. Experimental results confirming improved performance of systems using thermal isolation / Proceedings 21st International Conference on Thermoelectrics.— Long Beach, USA.— 2002.— P. 558—562.
3. Mathiprakasham B., Sutikno T., Beeson J. Analytical model for predicting the performance of thermoelectric generators // 14th International Conference on Thermoelectric Energy Conversion.— Arlington, USA.— 1982.— P. 61—66.
4. Diller R. W., Bell L. E. Experimental results confirming improved efficiency power generation systems with alternate thermodynamic cycles / 22nd International Conference on Thermoelectrics.— France.— 2003.— P. 571—573.
5. Matsuura K., Rowe D.M., Koumoto K. Design optimization for a large scale, low temperature thermoelectric generation / 11th International Conference on Thermoelectrics.— Arlington, USA.— 1992.— P. 10—16.
6. Crane D. T. Modeling high-power density thermoelectric assemblies which use thermal isolation / 23rd International Conference on Thermoelectrics.— Adelaide, Australia.— 2004.— P. 86—92.
7. Клименко В. Н. Проблемы когенерационных технологий в Украине // Промышленная теплотехника.— 2001.— Т. 23, № 4.— С. 106—110.
8. Михайловский В. Я. Термоэлектрический генератор тепловой и электрической энергии // Термоэлектричество.— 2004.— № 2.— С. 81—87.
9. Котырло Г. К., Лобунец Ю. Н. Расчет и конструирование термоэлектрических генераторов и тепловых насосов.— Киев: Наукова думка, 1980.