



Анатычук Л.И.

## О ВЛИЯНИИ СИСТЕМЫ ТЕПЛООБМЕНА НА КПД ТЕРМОЭЛЕКТРИЧЕСКОГО ГЕНЕРАТОРА

Анатычук Л.И., Прибыла А.В.  
(Институт термоэлектричества, ул. Науки, 1,  
Черновцы, 58029, Украина)



Прибыла А.В.

- Приводятся результаты расчетов КПД термоэлектрического генератора с учетом влияния системы теплообмена. Определены оптимальные параметры системы теплообмена для достижения наивысшей эффективности.

### Введение

*Общая характеристика проблемы.* Улучшение КПД термоэлектрических генераторов (ТЭГ) электрической энергии [1] в большинстве случаев сводится к повышению добротности [2] термоэлектрических материалов. Однако эффективность таких генераторов зависит не только от качества термоэлектрических преобразователей энергии. Но и меньшей мере – от теплообменных приборов и систем, которыми подводятся и отводятся тепловые потоки. При этом улучшению качества теплообменных приборов и систем сейчас не уделяется соответствующее внимание. Предыдущий анализ показывает, что реальные значения КПД ТЭГ являются значительно меньше, чем ожидаемые даже при достигнутых значениях добротности материала. Это связано с тем, что при проектировании и оптимизации термоэлектрической аппаратуры преимущественно пользуются упрощенными физическими моделями, которые не учитывают качества систем теплообмена, тепловые и электрические потери, что может значительно ухудшить их энергетические характеристики [3-5].

В работе [6] рассмотрена методика расчета КПД ТЭГ для обобщенных физических моделей термоэлектрических преобразователей энергии. Целью данной работы является анализ влияния реальной системы теплообмена на КПД ТЭГ. Для этого проведен расчет КПД ТЭГ с учетом экспериментально определенных конструктивных и энергетических характеристик системы теплообмена, определены оптимальные параметры системы теплообмена для достижения наивысшей эффективности ТЭГ.

### Физические модели ТЭГ

Физические модели ТЭГ представлены на рис. 1 – 2. Генерация электрической мощности  $W$  осуществляется термоэлектрическими генераторными модулями 4. Источником тепла  $Q_s$  служит бензиновая горелка мощностью 2.3 кВт, что обеспечивает температуру бросовых газов  $T_{h.t.} = 1073$  °С при расходе  $G = 165.4$  г/ч. В камере бензиновой горелки 1 размещен воздушный радиатор 2, который обеспечивает отбор тепла  $Q_h$  от бросовых газов и его передачу на термоэлектрические модули. Отвод тепла  $Q_c$  от холодной стороны термоэлектрических модулей осуществляется жидкостно-воздушным теплообменником (рис. 1), состоящим из жидкостных теплообменников 5 и жидкостно-воздушного радиатора 7. Движение жидкости обеспечивается жидкостным насосом 6, потребляющего электрическую мощность  $W_1$ , а движение воздуха интенсифицируется воздушными вентиляторами 8, потребляющими электрическую мощность  $W_2$ ,  $W_3$ . Кроме того, в модели учтены потери за счет наличия

тепловых контактных сопротивлений между элементами конструкции термоэлектрического генератора 9, 10, 11.

В случае, представленном на рис. 2, отвод тепла осуществляется воздушным теплообменником 5 и интенсифицируется вентиляторами 6, потребляющими мощность  $W_1, W_2$ .

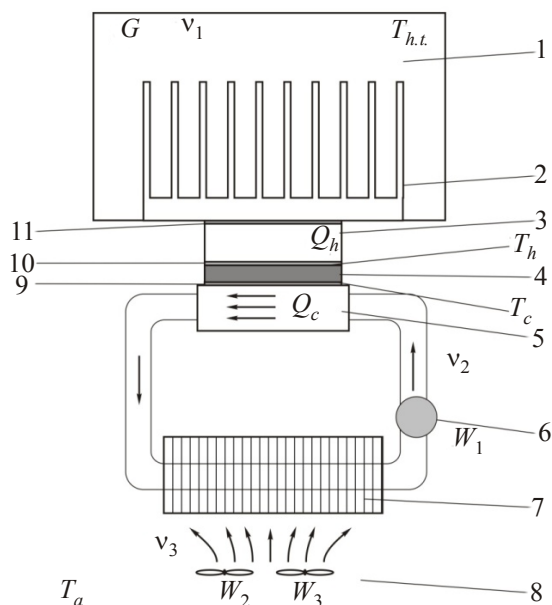


Рис. 1. Физическая модель термоэлектрического генератора с отводом тепла жидкостновоздушным теплообменником:  
 1 – камера бензиновой горелки мощностью 2.3 кВт, 2 – воздушный теплообменник, 3 – теплопереход между воздушным радиатором и термоэлектрическими модулями, 4 – термоэлектрические генераторные модули, 5 – жидкостные теплообменники, 6 – жидкостный насос, 7 – жидкостно-воздушный теплообменник, 8 – электрические вентиляторы, 9 – 11 – тепловые контакты между элементами конструкции термоэлектрического генератора.

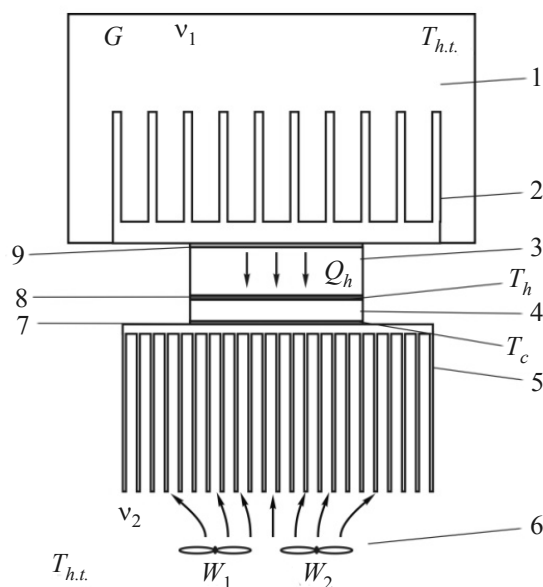


Рис. 2. Физическая модель термоэлектрического генератора с отводом тепла воздушным теплообменником:  
 1 – камера бензиновой горелки мощностью 2.3 кВт, 2 – воздушный теплообменник, 3 – теплопереход между воздушным радиатором и термоэлектрическими модулями, 4 – термоэлектрические генераторные модули, 5 – холодный воздушный теплообменник, 6 – электрические вентиляторы, 7 – 9 – тепловые контакты между элементами конструкции термоэлектрического генератора.

## Расчеты КПД термоэлектрического генератора

Расчет КПД для двух физических моделей термоэлектрического генератора проведен по методике, описанной в [6]:

$$\eta_{TEG} = \frac{W_u}{Q_{con}}, \quad (1)$$

где  $\eta_{TEG}$  – КПД ТЭГ,  $W_u$  – полезная электрическая мощность,  $Q_{con}$  – затраченная тепловая мощность.

$$W_u = W_{Thb} - W_l, \quad (2)$$

где  $W_{Thb}$  – электрическая мощность термоэлектрической батареи,  $W_l$  – электрическая мощность, используемая для дополнительного питания ТЭГ (питание электрических вентиляторов и электрического жидкостного насоса).

$$W_{Thb}(T_h, T_c) = Q_h \cdot \eta_{Thb}(T_h, T_c), \quad (3)$$

$$Q_h = Q_c + W_{Thb}(T_h, T_c), \quad (4)$$

где  $Q_h$  – тепловой поток к термоэлектрическому модулю,  $Q_c$  – тепловой поток после термоэлектрического модуля,  $T_h$  – температура горячей стороны термоэлектрического модуля,  $T_c$  – температура холодной стороны термоэлектрического модуля,  $\eta_{Thb}(T_h, T_c)$  – КПД термоэлектрической батареи.

Расчеты затраченной тепловой мощности проведены согласно известному расходу топлива в бензиновой горелке  $G = 165.4$  г/ч и теплообразовательной способности топлива  $\lambda = 10.4$  ккал/г и составляет  $Q_c = 2.3$  кВт.

$$Q_c = G \cdot \lambda. \quad (5)$$

Температура бросовых газов на выходе ТЭГ определяется по соотношению:

$$Q_h = C \cdot m \cdot (T_{ht}^{in} - T_{ht}^{out}) = C \cdot G \cdot \rho \cdot (T_{ht}^{in} - T_{ht}^{out}) \quad (6)$$

где  $C$  – теплоемкость теплоносителя;  $m$  – масса теплоносителя;  $G$  – расход теплоносителя;  $\rho$  – плотность теплоносителя;  $T_{ht}^{in}$  – температура газового теплоносителя на входе;  $T_{ht}^{out}$  – температура газового теплоносителя на выходе ТЭГ.

При проектировании ТЭГ использованы экспериментальные зависимости КПД термоэлектрических генераторных модулей Алтек-1061 (рис. 3).

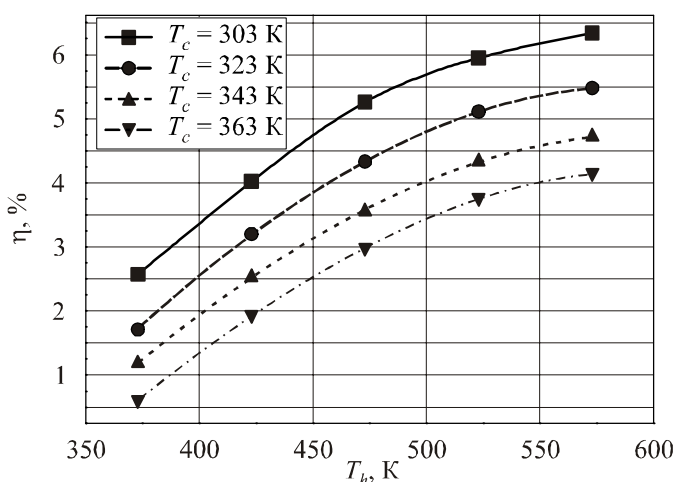


Рис. 3. КПД термоэлектрических модулей Алтек-1061.

Для определения влияния системы теплообмена ТЭГ и температурных потерь на его элементах использованы уравнения теплового баланса:

$$Q_h = \alpha_1(v_1) \cdot S_1 \cdot (T_{ht} - T_1), \quad (7)$$

где  $\alpha_1(v_1)$  – коэффициент теплоотдачи внешней поверхности воздушного радиатора, который является функцией скорости движения горячего теплоносителя  $v_1$ ;  $S_1$  – площадь внешней поверхности жидкостно-воздушного радиатора, который контактирует с горячим теплоносителем;  $T_{ht}$  – температура газового теплоносителя;  $T_1$  – температура поверхности воздушного радиатора, который контактирует с горячим теплоносителем.

Конструкция воздушного теплообменника, которая использована при расчетах, имеет

габаритные размеры  $120 \times 100 \times 20$  мм и состоит из 10 секций с переменной высотой ребра для обеспечения одинаковой температуры на термоэлектрических модулях. При скорости теплоносителя  $v_1 = 7.5$  м/с и температуре газов на входе  $T_{ht}^{in} = 1073$  К и на выходе  $T_{ht}^{out} = 615$  К, средняя температура поверхности теплообменника составляет  $T_1 = 590$  К.

Зная температурное сопротивление материала теплообменника и его геометрию, находим температуру основания теплообменника  $T_2$ :

$$Q_h = \chi_2 \cdot (T_2 - T_1), \quad (8)$$

где  $\chi_2$  – тепловое сопротивление воздушного теплообменника,  $T_2$  – температура основы воздушного теплообменника,

$$Q_h = \chi_3 \cdot (T_3 - T_2), \quad (9)$$

где  $\chi_3$  – тепловое сопротивление металлического теплопроводящего элемента,  $T_3$  – температура поверхности, которая контактирует с электроизоляционной слюдяной пластиной.

Как показано на рис. 1 в местах прикосновения элементов конструкции ТЭГ имеет место тепловое контактное сопротивление, величина которого из экспериментальных данных составляет  $\chi_c = 0.035$  К/Вт. Наличие контактного теплового сопротивления при известной плотности теплового потока ведет к уменьшению температуры  $\Delta T = 4.5$  К.

$$Q_h = \chi_c \cdot (T_h - T_3), \quad (10)$$

где  $\chi_c$  – тепловое контактное сопротивление.

Тепловой поток и температура на 10 термоэлектрических модулях представляют соответственно:  $T_h = 563$  К,  $T_c = 323$  К при тепловом потоке  $Q_h = 1430$  Вт.

$$Q_h = \chi_m \cdot (T_h - T_c) + W_{Thb}(T_h, T_c), \quad (11)$$

где  $\chi_m$  – тепловое сопротивление термоэлектрического модуля.

Расчеты потерь по холодной части ТЭГ проводится аналогично.

$$Q_c = \chi_c \cdot (T_c - T_4), \quad (12)$$

где  $\chi_c$  – тепловое контактное сопротивление между термоэлектрическим модулем и жидкостным теплообменником,  $T_4$  – температура поверхности жидкостного теплообменника, который контактирует с термоэлектрическим модулем.

Использовано 10 водяных теплообменников габаритными размерами  $45 \times 42 \times 6$  мм, движение жидкости, в которых обеспечивается водяным насосом мощностью 8 Вт.

$$Q_c = \chi_4 \cdot (T_4 - T_5), \quad (13)$$

где  $\chi_4$  – тепловое сопротивление водных теплообменников,  $T_5$  – температура поверхности холодного жидкостного теплообменника, который контактирует с жидкостью,

$$Q_c = \alpha_2(v_2) \cdot S_2 \cdot (T_5 - T_6), \quad (14)$$

где  $\alpha_2(v_2)$  – коэффициент теплоотдачи жидкостного теплообменника, являющийся функцией скорости движения жидкости  $v_2$ ;  $S_2$  – площадь поверхности жидкостного теплообменника;  $T_6$  – средняя температура жидкости между входом и выходом в холодный жидкостный теплообменник.

$$Q_c = \alpha_3(v_3) \cdot S_3 \cdot (T_6 - T_7), \quad (15)$$

где  $\alpha_3(v_3)$  – коэффициент теплоотдачи внутренней поверхности жидкостно-воздушного теплообменника, являющийся функцией скорости движения жидкости  $v_3$ ;  $S_3$  – площадь внутренней поверхности жидкостно-воздушного теплообменника;  $T_7$  – средняя температура жидкости между входом и выходом в холодный жидкостно-воздушный теплообменник.

$$Q_c = \chi_5 \cdot (T_7 - T_8), \quad (16)$$

где  $\chi_5$  – тепловое сопротивление жидкостно-воздушного теплообменника,  $T_8$  – температура поверхности жидкостно-воздушного теплообменника, который контактирует с окружающей средой.

$$Q_c = \alpha_4(v_4) \cdot S_4 \cdot (T_8 - T_a), \quad (17)$$

где  $\alpha_4(v_4)$  – коэффициент теплоотдачи внешней поверхности жидкостно-воздушного теплообменника, являющейся функцией скорости движения воздуха  $v_4$ ,  $T_a$  – температура окружающей среды,  $S_4$  – площадь поверхности жидкостно-воздушного теплообменника, который контактирует с окружающей средой.

При расчеты использован стандартный жидкостно-воздушный теплообменник с габаритными размерами  $270 \times 160 \times 40$  мм, параметры которого исследовано экспериментально. К такому теплообменнику прикреплены два воздушных вентилятора мощностью по 6 Вт, интенсифицирующий теплообмен между поверхностью теплообменника и окружающей средой с температурой  $T_a = 290$  К.

Подставив (2 – 5) в (1) получаем:

$$\eta_{TEG} = \frac{W_u}{Q_{con}} = \frac{W_{Thb} - W_l}{G \cdot \lambda} = \frac{Q_h \cdot \eta_{Thb}(T_h, T_c) - W_l}{G \cdot \lambda}. \quad (18)$$

Используя в (18), уравнения теплового баланса (7) – (17), получим:

$$\eta_{TEG} = \frac{\alpha_1(v_1) \cdot S_1 \cdot (T_{ht} - T_{ct}) \cdot \eta_{Thb}(T_h, T_c) - W_l}{1 + \alpha_1(v_1) \cdot S_1 \cdot (N_1 + N_2 \cdot (1 - \eta_{Thb}(T_h, T_c)))}, \quad (19)$$

где

$$N_1 = \frac{1}{\chi_1} + \frac{1}{\chi_2} + \frac{1}{\chi_3} + \frac{1}{\chi_c} + \frac{1}{\chi_m}, \quad (20)$$

$$N_2 = \frac{1}{\chi_4} + \frac{1}{\chi_c} + \frac{1}{\alpha_2 \cdot S_2} + \frac{1}{\alpha_3 \cdot S_3} + \frac{1}{\chi_5} + \frac{1}{\alpha_4 \cdot S_4}. \quad (21)$$

Итак, КПД ТЭГ с жидкостно-воздушной системой отвода тепла (рис. 1) мощностью  $W = 67$  Вт с учетом влияния системы теплообмена составляет  $\eta_{TEG} = 2.7\%$ .

Аналогичные расчеты для ТЭГ с системой отвода тепла лишь воздушными теплообменниками (рис. 2) дают следующие результаты: электрическая мощность составляет  $W = 48$  Вт,  $\eta_{TEG} = 1.9\%$ .

### Выбор оптимальной системы теплообмена

Исходная электрическая мощность ТЭГа и его эффективность зависят от температурных и тепловых условий на термоэлектрических модулях, которые обеспечиваются системой подвода и отвода тепла. В свою очередь, для повышения эффективности системы теплообмена используется принудительный обдув электрическими вентиляторами и теплообмен с жидкостным теплоносителем с помощью жидкостного насоса.

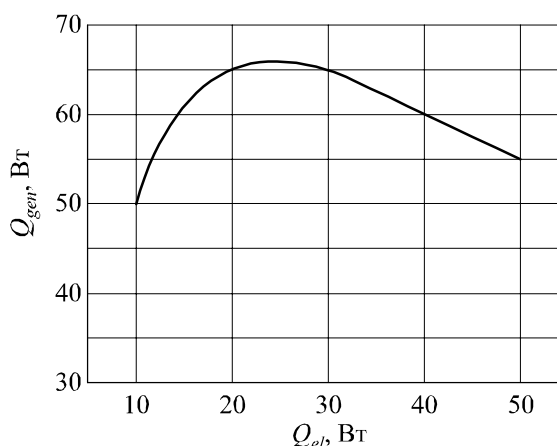


Рис. 4. Зависимость исходной электрической мощности ТЭГ от мощности, которая потребляется системой теплообмена.

На рис. 4 приведена зависимость исходной электрической мощности ТЭГ от мощности, которая потребляется системой теплообмена. Как видно из рисунка, выявлена оптимальная электрическая мощность системы теплообмена  $Q_{эл} = 25$  Вт, которая обеспечивает самую большую эффективность ТЭГ.

#### Выводы

1. Рассчитан КПД термоэлектрического генератора с учетом влияния системы теплообмена, который составляет 2.7% для генератора с комбинированной жидкостно-воздушной системой теплообмена и 1.9% с воздушной системой теплообмена.
2. Определены оптимальные параметры системы теплообмена для достижения самой большой эффективности.
3. Показано, что для достижения самой большой исходной электрической мощности ТЭГ необходимо использовать систему теплообмена суммарной мощностью  $Q_{эл} = 25$  Вт.

#### Литература

1. Анатычук Л.И. Термоэлектричество. Т. 2. Термоэлектрические преобразователи энергии / Л.И. Анатычук. – К.: Черновцы: Институт термоэлектричества, 2003. – 376 с.
2. Анатычук Л.И. Современное состояние и некоторые перспективы термоэлектричества / Л.И. Анатычук // Термоэлектричество. – 2007. – №2. – С. 7 – 20.
3. Михайловский В.Я. Физические модели термогенераторов на органичном топливе. Основные пути повышения их эффективности и расширения практического использования / В.Я. Михайловский // Термоэлектричество. – 2005. – №2. – С. 7 – 43.
4. <http://www.fujitaka.com>
5. <http://www.hi-z.com>
6. Анатычук Л.И. О влияние теплообменных систем на эффективность термоэлектрических приборов / Л.И. Анатычук, А.В. Прибыла // Термоэлектричество. – 2012. – №3. – С. 42 – 47.

Поступила в редакцию 11.10.2012.