

УДК 621.311.24

Моделирование теплопереноса для повышения эффективности солнечной энергетической системы с замкнутым циклом Брайтона и с рекуперацией

С. Сабзпушан^{1, 2}, М.Р. Морад²

¹*Фрайбургский университет, Фрайбург, Германия*

²*Технологический университет им. Шарифа, Тегеран, Иран*

E-mail: seyedali.sabzpoushan@livmats.uni-freiburg.de

В представленной работе выполнено моделирование теплового баланса для солнечной установки на основе цикла Брайтона с рекуперацией тепла. Изучено влияние линейного и нелинейного подходов к конвективному теплообмену и теплообмену излучением для случаев горячего и холодного теплового резервуаров. Также при моделировании рассматривались варианты тепловых потерь для цикла Брайтона солнечной установки, что является дополнением к схожему анализу для цикла Карно. Для различных моделей сравнивался общий КПД системы. Исследовано влияние шести значимых температур теплового двигателя и проведена оценка влияния этих температур на КПД коллектора, термический КПД и эффективность всей системы. Выполнено сравнение общей эффективности системы для различных реализованных моделей. Кроме того, проведен анализ конкретного примера и оценена важность рассмотрения нелинейного теплообмена при вычислении термического КПД для закрытого цикла Брайтона при различных температурах горячего источника. Такой подход полезен для оценки перспективных тепловых циклов на путях ускорения прогресса генерации энергии с пониженным углеродным следом.

Ключевые слова: тепловая машина с циклом Брайтона на солнечной энергии, КПД цикла, регенеративный цикл, потери на излучение, нелинейность процесса теплообмена.

Введение

Солнечная энергия является крупнейшим и самым экологически чистым источником энергии в мире. Различные аспекты использования солнечной энергии и соответствующих технологий представляют собой предмет обширных исследований. В этом случае, с учетом существенного уменьшения выбросов, использование замкнутых циклов, особенно замкнутых систем на основе цикла Брайтона, для регионов с большим количеством солнечных дней, например, в пустыне Сахаре или в странах вокруг Персидского залива, может быть альтернативным решением станциям, работающим на ископаемом топливе, особенно в качестве вспомогательных энергетических установок в часы пиковой нагрузки. Кроме того, эта альтернатива может быть конкурентоспособной и привлекательной с точки зрения эффективности, капитальных и эксплуатационных расходов.

Гелиотехника на солнечных панелях эффективна не для всех климатических регионов и областей применения, однако солнечные коллекторы нашли широкое применение в области тепло- и электроэнергетики, начиная с систем тригенерации для зданий [1] и до промышленных энергетических установок [2].

Воздух, будучи доступным и бесплатным видом газа, является наиболее распространенным рабочим телом для замкнутого цикла Брайтона, причем в мире имеется значительный опыт разработки таких энергетических гелиосистем. Вместе с тем некоторые недостатки воздуха побуждают исследователей к использованию нестандартных видов рабочей среды, таких как двуокись углерода в сверхкритическом или транскритическом состоянии (SO_2 - или T-CO_2) [3–5], гелий [6], азот и пр. Это связано с тем, что применение воздуха в рабочем цикле превышает риск окисления материалов при высоких температурах и большие потери давления становятся неизбежными. Кроме того, воздух обеспечивает сравнительно низкий коэффициент конвективного теплопереноса и для привлекательного уровня КПД он должен иметь высокую температуру на входе в турбину (ТВТ). Если разработчик выбирает вместо воздуха среду S-CO_2 , то это обеспечивает высокую эффективность при сравнительно низкой капитальной стоимости и хорошей компактности энергоустановки [3, 4]. Вместе с тем применение S-CO_2 создает свои проблемы со стабильностью и управлением при параметрах среды, близких к критической точке. Кроме того, недостаток данных по сверхкритическому флюиду также создает отдельные трудности [6].

В случае аналитического моделирования теплопереноса между концентратором солнечной энергии и самой энергетической станцией вполне уместно вместо рассмотрения квазиравновесных процессов использовать термодинамику конечного времени (Finite Time Thermodynamics — FTT), применяемую к внутренне обратимым циклам. Этот подход уже использовался в различных работах [8]. Также в таких термодинамических моделях учитывается тепловое излучение (особенно в виде солнечного излучения) как источник теплообмена между рабочим циклом и окружающей средой [2]. Широкий диапазон применимости внутренне обратимой термодинамики и FTT-анализа позволяют учитывать утечки и потери на трение в гидравлических системах [9], однако рассматривалась только простейшая схема теплового двигателя Карно с конечной разницей температур между высокотемпературным носителем и рабочим циклом [10]. Теплообмен при конечной разнице температур также был изучен для случая низкотемпературного теплового резервуара, при этом КПД (η_{CA}) при максимальной мощности двигателя Карно с полностью внутренне обратимым циклом описывается уравнением (1), приведенным в работе [11]:

$$\eta_{\text{CA}} = 1 - \sqrt{\frac{T_{\text{L}}}{T_{\text{H}}}}, \quad (1)$$

где T_{L} и T_{H} — соответственно температуры для холодного и горячего теплового резервуара для цикла Карно.

В работе [12] критерием оптимизации схожих внутренне обратимых циклов Карно являлась максимальная плотность мощности. Анализ подобной конфигурации должен учитывать эффекты конвективного и излучательного (линейный и нелинейный эффекты) механизма теплопереноса при работе внутренне обратимого двигателя Карно [13, 14]. С другой стороны, для газовых двигателей с циклом Брайтона анализ проводился как

для внутренне обратимого цикла (но лишь в линейном приближении и без учета теплопередачи излучением) [15–17]. Этот подход включал оценку внутренне обратимых процессов, а именно: перераспределение потоков тепла между аккумуляторами тепла, генерацией и промежуточным охлаждением. В ряде публикаций двигатели с циклом Карно на солнечной энергии оценивались с помощью ФТТ-анализа. Этот анализ распространялся только на теплопередачу излучением [18], на теплообмен как путем излучения, так и конвекции [19] или на радиационно-конвективный теплообмен в зависимости от выбора аккумулятора тепла [20–22]. Анализ солнечного излучения с использованием концепции внутренне обратимой термодинамики успешно применялся разными авторами к различным тепловым циклам: к циклу Ренкина [23], циклу Стирлинга [24], циклу Брайтона [25, 26] и к ряду необратимых циклов [27]. Как было отмечено в довольно полных обзорах и в работах по оптимизации энергоустановки, необратимые модели для замкнутого цикла Брайтона и внутренне обратимые модели для циклов охлаждения ранее использовались для изучения энергосистем с комбинированной генерацией тепла, холода и энергии (CCHP plants) или обратных циклов Брайтона (IBC) для регенерации тепловой энергии. При этом для оптимизации станции применялся ФТТ-анализ [28, 29]. Что касается важности роли солнечного приемника, то исследования показали, что до 30,3 % потерь качества энергии в теплоэлектростанции на цикле Брайтона относится к солнечному приемнику, и при этом только 8,3 % потерь эксергии приходится на саму установку с циклом Брайтона [28].

Таким образом, в предыдущих исследованиях была показана эффективность различных моделей тепловых потоков, что позволяет сравнить варианты с линейными и нелинейными эффектами (за исключением случая цикла Карно) [13, 14]. В целом влияние достоверности такого моделирования на точность результатов остается неясным. В литературе был представлен подход в виде одновременного линейного моделирования для энергии и эксергии для солнечных станций с комбинированным циклом и с рекуперацией тепла [6]. При этом известно очень небольшое число работ, где учитываются нелинейные эффекты для различных участков комбинированных циклов (в этом случае дополнительную сложность модели добавляет учет спектра излучения, приходящего на коллектор), но такие исследования ограничены случаем конфигураций без регенерации [30]. В настоящей работе рассматривается гелиоустановка с циклом Брайтона и регенерацией тепла. В простейшем случае авторы используют линейную модель для всех тепловых потоков независимо от влияния излучения, которое приводят к нелинейности. Здесь рассматриваются различные модели теплопереноса и потерь на излучение; получено аналитическое выражение для термического КПД для всех видов моделей. Для всех описанных случаев сравнивается изменение общей эффективности установки в терминах температуры горячего накопителя тепла. Кроме того, изучается влияние изменения критических температур установки, включая температуру холодного накопителя и низшую температуру цикла (входная температура компрессора) на общую эффективность.

1. Теоретическое моделирование

Схема солнечного теплового двигателя Брайтона с внутренней и внешней необратимостью представлена на рис. 1. В целом система включает две части: солнечный коллектор и тепловой двигатель с замкнутым циклом. Общий КПД (η) является произведением двух величин: КПД коллектора (η_s) и термического КПД цикла (η_m). Здесь величина T_H — температура коллектора, эквивалентная температуре горячего резервуара,

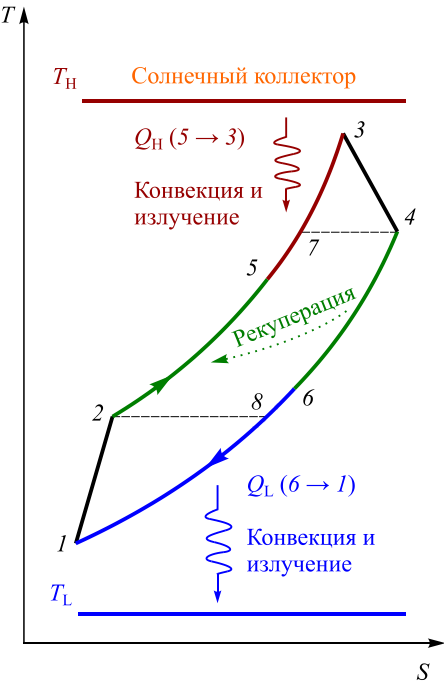


Рис. 1. Схема гелиоустановки на основе цикла Брайтона с рекуперацией тепла.

1–6 — фазы цикла; 7, 8 — теоретические точки крайних значений для процессов нагрева (7) и охлаждения (8).

а T_L — температура холодного резервуара, которая может равняться температуре окружающей среды. Индексы s и a соответствуют изоэнтропийному и реальному процессам. Фазы цикла, отмеченные на рис. 1, описаны ниже в табл. 1. Кроме того, точка 7 соответствует самому горячему теоретическому состоянию в процессе нагрева, которое может поглощать регенируемое тепло. И наоборот, точка 8 соответствует самому холодному теоретическому состоянию процесса охлаждения, которое может использоваться в качестве источника регенерации.

Термический КПД цикла связан с тепловыми потоками для горячего и холодного резервуаров ($\dot{Q}_H$ и $\dot{Q}_L$) следующими соотношениями:

$$\dot{Q}_H = \dot{m}(h_3 - h_5), \quad (2)$$

$$\dot{Q}_L = \dot{m}(h_6 - h_1), \quad (3)$$

$$\dot{W} = \dot{Q}_H - \dot{Q}_L, \quad (4)$$

$$\eta_h = 1 - (\dot{Q}_L / \dot{Q}_H), \quad (5)$$

здесь параметр h обозначает энтальпию, а $\dot{m}$ — массовый расход рабочего тела в цикле. На основе стандартного предположения холодного воздуха нелинейный тепловой поток описывается следующим образом:

$$Q_H = Q_1 = \frac{A_1 U_1 (T_3 - T_5)}{\ln((T_5 - T_H)/(T_3 - T_H))} + \frac{A_1 T_H^3 \varepsilon \sigma (T_3 - T_5)}{M}, \quad (6)$$

$$Q_L = Q_2 = \frac{A_2 U_2 (T_6 - T_1)}{\ln((T_6 - T_L)/(T_1 - T_L))} + \frac{A_2 T_L^3 \varepsilon \sigma (T_6 - T_1)}{N}, \quad (7)$$

где первые члены отвечают за эффект конвекции, а вторые — за эффект теплообмена излучением [25, 27]. Таким образом, нелинейный случай включает в себя линейные

Таблица 1

Обозначения фаз цикла

Фаза	Описание
1	Вход компрессора (минимальная температура цикла)
2	Выход компрессора
3	Вход турбины (максимальная температура цикла)
4	Выход турбины
5	Вход теплообменника
6	Вход теплообменника на холодную внешнюю среду

соотношения. В уравнениях (6) и (7) A_1 и A_2 — площади контакта рабочей среды с горячим и холодным резервуарами соответственно, U_1 и U_2 — коэффициенты конвективного теплопереноса для горячего и холодного резервуара, ε — коэффициент излучения для коллектора, $\sigma = 5,67 \cdot 10^{-8}$ (Вт/(м²·К⁴)) — постоянная Стефана–Больцмана, безразмерные параметры M и N соответствуют безразмерным температурам согласно нижеприведенным выражениям:

$$M = \frac{1}{4} \ln \frac{(T_3 + T_H)(T_5 - T_H)}{(T_5 + T_H)(T_3 - T_H)} + \frac{1}{2} \arctan \frac{T_H(T_3 - T_5)}{T_3 T_5 + T_H^2}, \quad (8)$$

$$N = \frac{1}{4} \ln \frac{(T_1 + T_L)(T_6 - T_L)}{(T_6 + T_L)(T_1 - T_L)} + \frac{1}{2} \arctan \frac{T_L(T_6 - T_1)}{T_1 T_6 + T_L^2}. \quad (9)$$

Теперь, используя уравнения баланса, включающего полную поглощенную солнечную энергию, конвективные потери, потери на излучение и интенсивность теплопередачи к двигателю, можно получить выражение для интенсивности теплопередачи от высокотемпературного резервуара:

$$\dot{Q}_H = \eta_0 G A_a - \varepsilon \sigma A_r (T_H^4 - T_L^4) - A_r U_L (T_H - T_L), \quad (10)$$

здесь η_0 — произведение для эффективного коэффициента пропускания, G — поток солнечного излучения, A_r — площадь поглощения на солнечном коллекторе, A_a — площадь апертуры коллектора, U_L — коэффициент теплообмена для коллектора. При этом КПД коллектора (η_s) записывается выражением

$$\eta_s = \frac{\dot{Q}_H}{G A_a} = \eta_0 \left(1 - M_1 \left(\left(\frac{T_H}{T_L} \right)^4 - 1 \right) - M_2 \left(\frac{T_H}{T_L} - 1 \right) \right), \quad (11)$$

где $M_1 = \frac{\varepsilon \sigma A_r T_L^4}{\eta_0 A_a G}$ и $M_2 = \frac{U_L A_r T_L}{\eta_0 A_a G}$ — излучательные и конвективные параметры соответственно. Таким образом, общая эффективность системы является произведением двух КПД и записывается как

$$\eta = \eta_0 \left(1 - M_1 \left(\left(\frac{T_H}{T_L} \right)^4 - 1 \right) - M_2 \left(\frac{T_H}{T_L} - 1 \right) \right) \left(1 - \frac{Q_2}{Q_1} \right). \quad (12)$$

Уравнение (12) получено в самой общей форме, поскольку рассматривает конвективные и радиационные потери тепла в виде нелинейных членов. Далее будут представлены формулы в виде подвариантов уравнения (12), отражающие некоторые упрощения, касающиеся линейности членов, описывающие тепловые потери.

2. Обсуждение результатов

Отметим, что тепло, полученное в процессе 2–5, равно выделению тепла в процессе 4–6 цикла, поскольку оба эти процесса вовлечены в регенерацию тепла. Действительно, согласно диаграмме рис. 1, система функционирует так, что определенное количество тепла,

произведенное на одном сегменте цикла (процесс 4–6) затем (в идеале) отдает то же самое количество тепла на другом сегменте (процесс 2–5).

Совокупность постоянных величин для используемых параметров рассматривалась с целью изучения влияния самой высокой температуры цикла на КПД различных моделируемых вариантов. Отдельные температуры и параметры были выбраны из типичных значений, представленных в доступных публикациях [25–27, 31, 32], и приведены в табл. 2.

Как упоминалось выше, термины «линейные» и «нелинейные» относятся к тепловой конвекции и комбинации теплового излучения и потерям солнечного коллектора соответственно. Чтобы исследовать влияние теплопереноса при моделировании в такой системе, авторами рассматривались различные члены уравнений и сравнивались полученные результаты. Таким образом, было изучено восемь различных случаев с учетом теплопереноса $\dot{Q}_H$ и $\dot{Q}_L$ (табл. 3).

Для всех приведенных в табл. 3 вариантов в табл. 4 представлены соответствующие явные выражения для общего КПД системы, которые были получены с помощью программы MATLAB. Самое надежное моделирование из рассматриваемых вариантов ожидается для последнего случая, где для компонент теплообмена и для тепловых потерь на коллекторе принимаются нелинейные выражения. Для этого варианта моделирования температуры были получены с помощью алгоритма Genetic (см. табл. 2). Однако, чтобы его применить, необходимо задать интервал для каждого T_i , а затем с помощью алгоритма можно найти оптимальную точку в этом интервале температуры. Таким образом, с использованием доступных баз данных были выбраны разумные интервалы для каждой температуры, и затем применен общий алгоритм, в результате чего на выходе были получены величины, представленные в табл. 2. Было определено, что для пяти из шести температур оптимальная точка — это всегда минимум или максимум для выбранного интервала, за исключением температуры T_H , для которой оптимальное значение — это не минимум или максимум, а нечто среднее. Общие закономерности в обобщенном виде приведены в табл. 5.

Таблица 2
Список выбранных значений
для параметров системы

Параметр	Выбранные величины
$U_{1,air}$, Вт/(м ² ·К)	20
$U_{2,air}$, Вт/(м ² ·К)	14
A_1 , м ²	1
A_2 , м ²	1
M_1	0,0025
M_2	0,03
η_0	0,8
ε	0,1
T_L , К	300
T_1 , К	301
T_3 , К	451
T_5 , К	401
T_6 , К	351

Таблица 3
Линейные и нелинейные члены
для различных вариантов моделирования

Вариант	Линейные члены	Нелинейные члены
1	$\dot{Q}_H$, $\dot{Q}_L$ и потери*	---
2	$\dot{Q}_H$ и $\dot{Q}_L$	Потери
3	$\dot{Q}_L$ и потери	$\dot{Q}_H$
4	$\dot{Q}_H$ и потери	$\dot{Q}_L$
5	Потери	$\dot{Q}_H$ и $\dot{Q}_L$
6	$\dot{Q}_L$	$\dot{Q}_H$ и потери
7	$\dot{Q}_H$	$\dot{Q}_L$ и потери
8	---	$\dot{Q}_H$, $\dot{Q}_L$ и потери

* — термин «потери» означает потери в коллекторе.

Таблица 4

Явные выражения для общего КПД для восьми случаев моделирования

Вариант	Выражение для КПД
1	$-\eta_0 \left(M_2 \left(\frac{T_H}{T_L} - 1 \right) - 1 \right) \left(\frac{A_2 U_2 \ln \left(\frac{T_5 - T_H}{T_3 - T_H} \right) (T_1 - T_6)}{A_1 U_2 \ln \left(\frac{T_6 - T_L}{T_1 - T_L} \right) (T_3 - T_5)} + 1 \right)$
2	$-\eta_0 \left(M_2 \left(\frac{T_H}{T_L} - 1 \right) + M_1 \left(\frac{T_H^4}{T_L^4} - 1 \right) - 1 \right) \left(\frac{A_2 U_2 \ln \left(\frac{T_5 - T_H}{T_3 - T_H} \right) (T_1 - T_6)}{A_1 U_2 \ln \left(\frac{T_6 - T_L}{T_1 - T_L} \right) (T_3 - T_5)} + 1 \right)$
3	$-\eta_0 \left(M_2 \left(\frac{T_H}{T_L} - 1 \right) - 1 \right) \left(\frac{A_2 U_2 (T_1 - T_6)}{Q_1 \ln \left(\frac{T_6 - T_L}{T_1 - T_L} \right)} + 1 \right)$
4	$-\eta_0 \left(M_2 \left(\frac{T_H}{T_L} - 1 \right) - 1 \right) \left(1 - \frac{Q_2 \ln \left(\frac{T_5 - T_H}{T_3 - T_H} \right)}{A_1 U_1 (T_3 - T_5)} \right)$
5	$-\eta_0 \left(M_2 \left(\frac{T_H}{T_L} - 1 \right) - 1 \right) \left(1 - \frac{Q_2}{Q_1} \right)$
6	$-\eta_0 \left(M_2 \left(\frac{T_H}{T_L} - 1 \right) + M_1 \left(\frac{T_H^4}{T_L^4} - 1 \right) - 1 \right) \left(1 - \frac{Q_2 \ln \left(\frac{T_5 - T_H}{T_3 - T_H} \right)}{A_1 U_1 (T_3 - T_5)} \right)$
7	$-\eta_0 \left(M_2 \left(\frac{T_H}{T_L} - 1 \right) + M_1 \left(\frac{T_H^4}{T_L^4} - 1 \right) - 1 \right) \left(\frac{A_2 U_2 (T_1 - T_6)}{Q_1 \ln \left(\frac{T_6 - T_L}{T_1 - T_L} \right)} + 1 \right)$
8	$-\eta_0 \left(M_2 \left(\frac{T_H}{T_L} - 1 \right) + M_1 \left(\frac{T_H^4}{T_L^4} - 1 \right) - 1 \right) \left(1 - \frac{Q_2}{Q_1} \right)$

Кривые для КПД системы для всех вариантов моделирования в зависимости от температуры T_H показаны на рис. 2. На графиках видно два набора по четыре кривых. Для нижней ветки кривых (понижающихся с ростом температуры) общим является то, что их поведение ближе к реальному, а также то, что потери для коллектора при моделировании являются нелинейными. Для четырех из восьми случаев, при которых потери на излучение считаются нелинейными, заметны довольно выраженные максимумы для кривой общего КПД при температуре T_H между 550 и 600 К. С физической точки

Таблица 5

Данные по изменению трех различных КПД, полученных с учетом влияния шести критических температур, и ограничения на изменения этих температур

Критические температуры (тенденция на повышение)	КПД коллектора	Термическая КПД цикла	КПД системы	Ограничение(я)
T_H	Уменьшается	Увеличивается	Параболическая зависимость с явно выраженным максимумом	Не выше температуры поверхности солнца, но выше T_3
T_1	Постоянное	Уменьшается	Уменьшается	Не ниже T_L , но не выше T_6
T_L	Увеличивается	Увеличивается	Увеличивается	Не выше T_1
T_3	Постоянное	Уменьшается	Уменьшается	Не выше T_H , но не ниже T_5
T_5	Постоянное	Немного уменьшается	Немного уменьшается	Должна быть не слишком высокой, чтобы остановить процесс рекуперации тепла
T_6	Постоянное	Уменьшается	Уменьшается	Должна быть не слишком высокой, чтобы остановить процесс рекуперации тепла

зрения быстрое падение КПД связано с большими потерями при увеличении температурной разницы между источником тепла и теплоотводом. Эти потери особенно возрастают для теплообмена за счет излучения, когда его интенсивность выражается через четвертую степень верхней и нижней температур. Что касается других четырех вариантов, в которых моделирование строилось на линейных формулах для потерь, то они не смогли правильно предсказать поведение общего КПД и тенденцию постепенного понижения при температуре T_H выше, чем 650 К.

Следует отметить, что выбранный вид моделирования потерь от солнечного коллектора играет важную роль при оценке общего КПД системы. Таким образом, нелинейное моделирование для потерь в коллекторе крайне важно для получения разумных результатов. Кроме того, кривые на рис. 2 показывают, что только для горячего резервуара с более низкой температурой случай линейного моделирования дает точную аппроксимацию реальности (поскольку излучение при низких температурах оказывает меньшее влияние). Поэтому предыдущие исследования, использовавшие предположение о линейности для потерь в коллекторе, страдали от связанной с этим неопределенностью, что будет рассмотрено далее.

Если использовать самые точные выражения для КПД, а именно: вариант 8 из табл. 4 и соответствующую ему формулу значения из табл. 2, то можно получить выражения для КПД цикла, коллектора и всей системы как функции температуры горячего резервуара (см. результаты, приведенные на рис. 3). Увеличение температуры T_H усиливает теплоперенос от горячего резервуара, но при этом теплоперенос от низкотемпературного резервуара не меняется и, как ожидалось, тепловая эффективность цикла (η_s) стремится к пределу (к единице). КПД коллектора (η_s), который представлен в виде отрицательного полинома четвертого порядка для высокотемпературного резервуара (см. уравнение (11)), понижается при повышении температуры резервуара выше 500 К. Это происходит из-за роста потерь на излучение и конвективных потерь в уравнении (10). Для общего КПД системы, состоящего из произведения двух КПД, наблюдается максимум при температуре $T_H \approx 584,58$ К для рассматриваемого интервала температур.

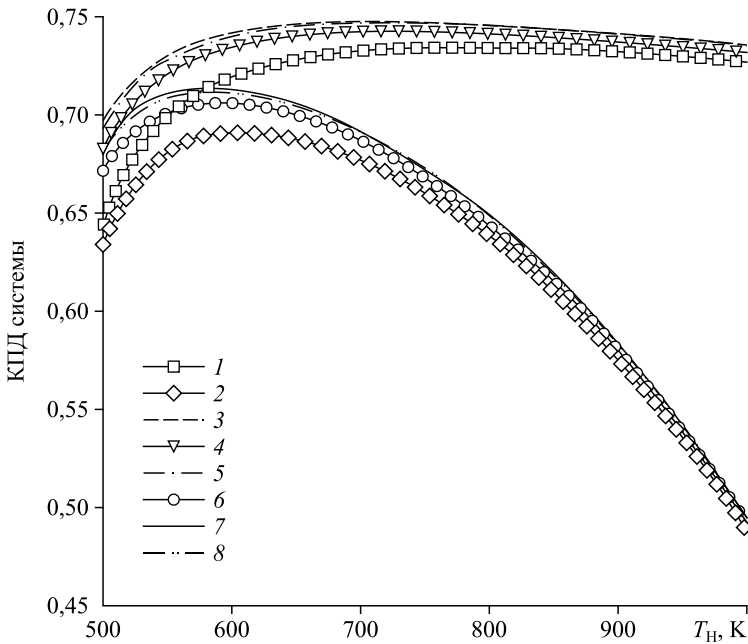


Рис. 2. Изменение общего КПД (η) для восьми вариантов моделирования для высоко- и низкотемпературного теплообмена и моделирование потерь через излучение как функции температуры T_H . 1–8 соответствуют вариантам моделирования 1–8 в табл. 4.

Сравнение результатов вариантов линейного и нелинейного моделирования тепловой эффективности теплового двигателя как части всей системы представлено на рис. 3. Для этой цели данные по изменению тепловой эффективности, выделенной из полных форм уравнений (6) и (7) (соответствует варианту 8 из табл. 4), сравнивались с результатами вычислений с помощью метода, предложенного в работе [33], где логарифмическое среднее для разницы температур применялось к линейной модели теплопереноса от горячего и холодного резервуаров. Видно, что учет нелинейности теплообмена является

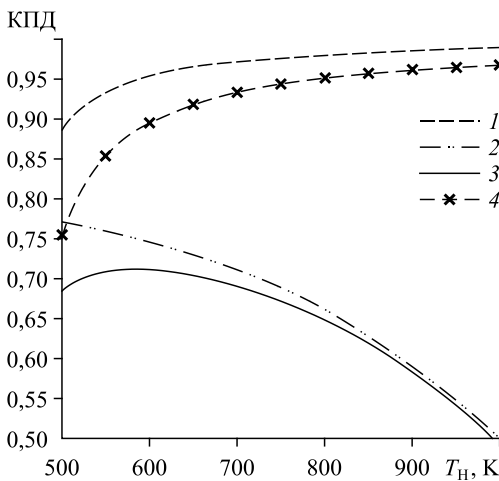


Рис. 3. Зависимость КПД цикла (η_h), коллектора (η_s) и системы (η) от температуры T_H . Результаты настоящего моделирования для η_h (1), η_s (2), η (3) и данные работы [32] для η_h (4).

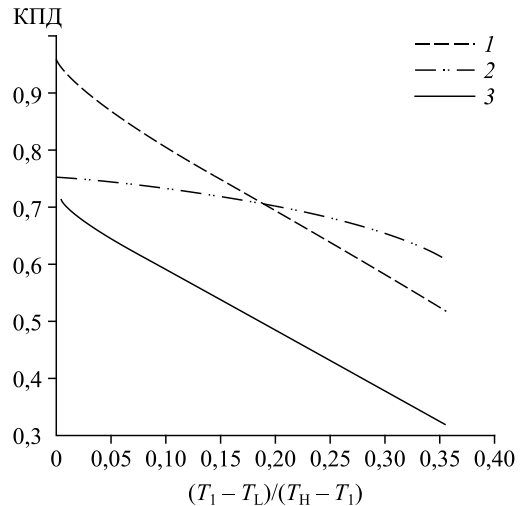


Рис. 4. Зависимость КПД η_h , η_s и η от температуры холодного резервуара T_L . Результаты настоящего моделирования для η_h (1), η_s (2), η (3).

более значительным фактором для КПД теплового двигателя с циклом Брайтона при более низких температурах горячего источника (это помогает избежать недооценки КПД). Таким образом, при оценке эффективности системы указанный фактор не менее важен по сравнению с нелинейностью излучательного компонента теплопереноса в солнечном приемнике, где при высоких значениях температуры T_H он оказывает доминирующее влияние и позволяет определить, насколько важно моделирование нелинейности при конкретной температуре T_H .

Для величины T_H , соответствующей максимуму КПД системы на рис. 3 ($T_H \approx 584,58$ К), изменения всех кривых для КПД как функции безразмерной критической температуры (описание см. в работах [34, 35]) показаны на рис. 4–8 (в качестве рабочего тела использовался воздух). Для каждого из этих графиков одна температура используется в качестве переменной, а остальные пять величин выбираются из табл. 2. Отметим, что значения температур из табл. 2 — это величины, полученные с помощью общего алгоритма для оптимизации общего КПД. Графики на рис. 4 позволяют предположить, что при постоянной T_H и $T_1 = 301$ К понижение температуры холодного резервуара приводит к снижению всех трех видов КПД. Снижение КПД цикла происходит также из-за увеличения $\dot{Q}_L$, но при этом понижение КПД солнечного коллектора имеет более сложный механизм. В упрощенном виде можно пояснить, что причина этого в том, что при понижении температуры T_L (то есть при повышении $\dot{Q}_L$) для того, чтобы поддерживать баланс между источником регенерации тепла и стоком тепла, средняя температура, в которую горячий резервуар подает тепло, должна быть несколько ниже (выбираем более низкую температуру для фазы 5). А это увеличивает потери на излучение в солнечном коллекторе, что понижает его эффективность.

На графиках рис. 5 температура T_1 — это переменный параметр, который приведен к безразмерной форме с помощью комбинации с постоянными температурами $T_H = 584,85$ К и $T_L = 300$ К. Более высокая входная температура компрессора, например, может быть достигнута благодаря потоку газа, ранее использованному для охлаждения другой жидкости — нефти, охлаждающей воды или среды для охлаждения лопастей турбины. Как видно, при более высоких величинах T_1 наблюдается снижение термического КПД цикла, следовательно, будет получен более низкий КПД всей системы

(поскольку КПД коллектора никак не связан с параметром T_1). Соответствующим обоснованием может быть факт, что увеличение входной температуры компрессора (T_1) вызывает рост средней температурной разницы между рабочим газом и холодным резервуаром за счет процесса передачи тепла ($6-I$ на рис. 1), что ведет к дальнейшему теплопереносу

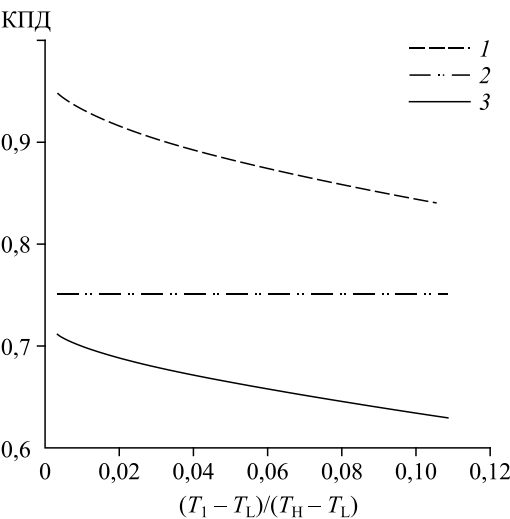


Рис 5. Влияние увеличения входной температуры компрессора T_1 на тепловой КПД цикла (η_h), КПД коллектора η_s и КПД системы η . Обозначения см. на рис. 3.

Рис. 6. Изменение КПД η_h , η_s и η в зависимости от максимальной температуры цикла T_3 .
Обозначение см. на рис. 3.

в окружающую среду. Предварительный анализ показал, что уменьшение минимальной температуры цикла (в рамках подхода ФТТ) вызывает увеличение термического КПД [7].

Как показывают кривые на рис. 6, снижение термического или общего КПД происходит из-за роста максимальной температуры цикла. Это снижение сменяется резким падением обоих видов КПД по мере приближения параметра T_3 к температуре коллектора.

Неожиданно, что при более высокой ТВТ цикл имеет более низкий термический КПД. В действительности рассматриваемый цикл получает энергию от солнечного излучения, а не от горения топлива, и средняя разница температур между солнечным коллектором и циклом уменьшается с ростом ТВТ. Поскольку меньшая температурная разница снижает теплообмен, то это согласуется с тенденциями для кривых, приведенных на рис. 6. Отметим, что данные для цикла Брайтона с рекуперацией тепла по части температуры T_3 также согласуются с предыдущим анализом, выполненным с помощью ФТТ-подхода [8].

Следующей значимой температурой для проводимого анализа является температура T_5 (пограничная точка между областью стока тепла (рекуперация)) и зоной поглощения солнечного излучения. Как видно из рис. 7, при росте температуры T_5 термический КПД цикла (и общий КПД системы) немного понижается. Это происходит из-за уменьшения $\dot{Q}_H$, что ведет к понижению КПД η_h . С другой стороны, повышение температуры T_5 расширяет зону стока тепла, а это, в свою очередь, понижает КПД регенерации тепла. Другими словами, при более высокой T_5 регенерируемое тепло переходит от той же фазы цикла (4–6) в целевую зону (2–5) при более высокой средней температуре.

Заметим, что при этом нельзя повышать температуру T_5 выше определенного предела.

Из кривых на рис. 8 видно, что начало сброса тепла при более высоком значении T_6 может понизить тепловой КПД

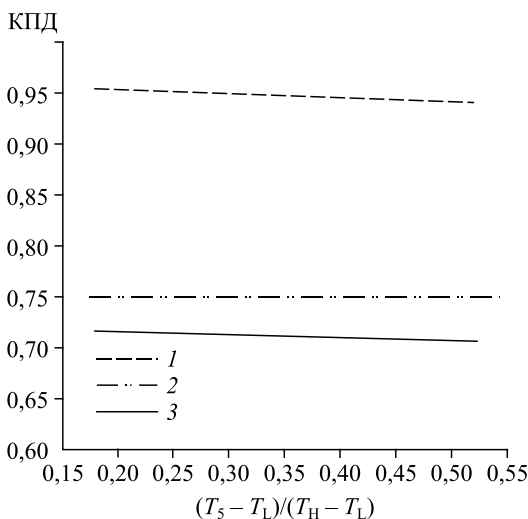
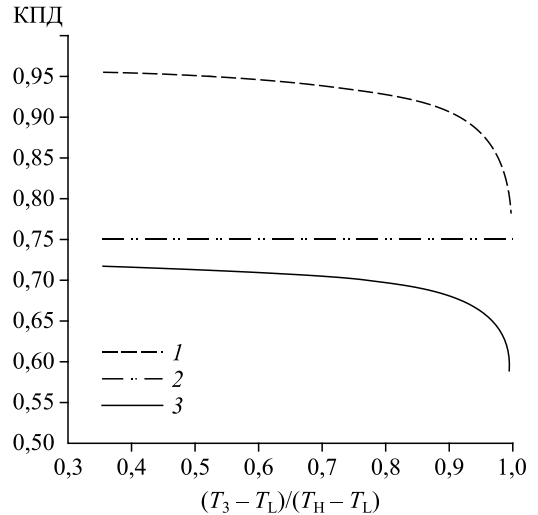


Рис. 7. Небольшое понижение термического КПД (η_h) и общей эффективности (η), вызванное ростом температуры, соответствующей начальной точке поглощения тепла T_5 .

Обозначения см. на рис. 3.

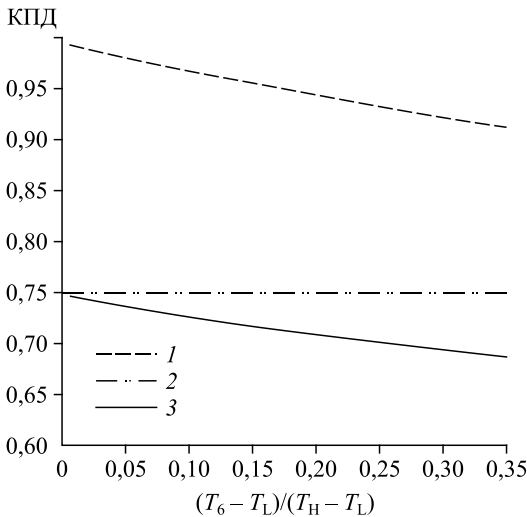


Рис. 8. Зависимость КПД η_h , η_s и η от начальной температуры точки сброса тепла (T_6).

Обозначения см. на рис. 6.

не только за счет увеличения количества $\dot{Q}_L$, происходящего вследствие роста разницы температур, которая связана с теплообменом излучением между циклом и холодным резервуаром, но также путем уменьшения тепла, доступного для регенерации.

Выводы

В настоящем исследовании рассмотрены математические модели, имеющие различные КПД для цикла Брайтона на солнечной энергии с рекуперацией тепла. Выполнено тестирование этих моделей. С помощью приведенных в работе формул изучен эффект теплообмена и тепловые потери системы. Показано, что достоверность линейного моделирования для теплообмена и тепловых потерь, оцениваемая с точки зрения общей эффективности системы, достигается исключительно для случая низкотемпературного теплообмена с высокотемпературным резервуаром. Т.е. при высокой температуре T_H (обычно выше 650 К), где возрастает вклад теплообмена через излучение, следует все же применять нелинейные модели, особенно для оценки КПД коллектора и соответствующих радиационных потерь на коллекторе. С другой стороны, для правильной оценки КПД системы при моделировании теплового двигателя системы подход в виде нелинейного моделирования является важным для случая низкой T_H (при определенной температуре T_L). Как показало практическое сравнение рассмотренных вариантов, линейное моделирование теплообмена и соответствующих потерь для случая замкнутого цикла Брайтона ведет к недооценке термического КПД при низких значениях T_H (обычно ниже 650 К). Однако при высоких значениях T_H нелинейность теплообмена для солнечного коллектора оказывает большее влияние на конечную эффективность системы. В работе также изучалось влияние шести самых важных температурных параметров (T_H , T_1 , T_L , T_3 , T_5 , T_6) на КПД цикла, коллектора и всей системы. В табл. 5 кратко представлены результаты проведенного анализа с учетом прироста этих ключевых параметров вместе с границами их изменения. Авторами получены аналитические формулы, которые представляют возможность аналитической оценки для всех восьми вариантов моделирования установки (варианты линейного и нелинейного расчета теплообмена для трех основных частей Брайтоновского теплового цикла). Ранее в литературе проводились схожие исследования (линейное и нелинейное моделирование процессов теплообмена) для цикла Карно. В представленной работе также изучалось влияние шести температур на шесть критических точек теплового двигателя Брайтона с рекуперацией. Полученные данные можно использовать для настройки указанных температурных параметров для достижения максимальных КПД.

Авторы заявляют, что не имеют противоречивых финансовых интересов или личных мотивов, которые могли бы повлиять на работу.

Список литературы

1. Oliveira A.C., Afonso C., Matos J., Riffat S., Nguyen M., Doherty P. A combined heat and power system for buildings driven by solar energy and gas // *Applied Thermal Engng.* 2002. Vol. 22, No. 6. P. 587–593.
2. Dunham M.T., Iverson B.D. High-efficiency thermodynamic power cycles for concentrated solar power systems // *Renewable and Sustainable Energy Reviews.* 2014. Vol. 30. P. 758–770.
3. Yang J., Yang Z., Duan Y. Off-design performance of a supercritical CO₂ Brayton cycle integrated with a solar power tower system // *Energy.* 2020. Vol. 201, 117676-1–117676-15.
4. Chen R., Romero M., González-Aguilar J., Rovense F., Rao Z., Liao S. Design and off-design performance comparison of supercritical carbon dioxide Brayton cycles for particle-based high temperature concentrating solar power plants // *Energy Conversion and Management.* 2021. Vol. 232. P. 113870-1–113870-21.
5. Sabzpoushan S., Morad M.R., Ebrahimi Rahnama H. A combined cooling and power transcritical CO₂ cycle for waste heat recovery from gas turbines // *Thermal Sci. and Engng Progress.* 2022. Vol. 34. P. 101423.
6. Habibi H., Zoghi M., Chitsaz A., Javaherdeh K., Ayazpour M., Bellos E. Working fluid selection for regenerative supercritical Brayton cycle combined with bottoming ORC driven by molten salt solar power tower using energy–exergy analysis // *Sustainable Energy Technologies and Assessments.* 2020. Vol. 39. P. 100699-1–100699-11.
7. Olumayegun O., Wang M., Kelsall G. Closed-cycle gas turbine for power generation: A state-of-the-art review // *Fuel.* 2016. Vol. 180. P. 694–717.
8. Momeni F., Morad M.R., Mahmoudi A. On the thermal efficiency of power cycles in finite time thermodynamics // *European J. Physics.* 2016. Vol. 37, No. 5. P. 055101-1–055101-10.
9. Masser R. Endoreversible thermodynamics of a hydraulic recuperation system // Ph.D. Thesis, Natural Sci. Chemnitz University of Technology, 2019. 113 p.
10. Novikov I.I. The efficiency of atomic power stations (a review) // *J. of Nuclear Energy.* 1954. Vol. 7, No. 1–2. P. 125–128.
11. Curzon F.L., Ahlborn B. Efficiency of a carnot engine at maximum power output // *American J. of Physics.* 1975. Vol. 43, No. 1. P. 22–24.
12. Sahin B., Kodal A., Yavuz H. Maximum power density for an endoreversible Carnot heat engine // *Energy.* 1996. Vol. 21, No. 12. P. 1219–1225.
13. Angulo Brown F., Paez-Hernandez R. Endoreversible thermal cycle with a nonlinear heat transfer law // *J. of Applied Phys.* 1993. Vol. 74, No. 4. P. 2216–2219.
14. Gordon J.M. Observations on efficiency of heat engines operating at maximum power // *American J. of Phys.* 1990. Vol. 58, No. 4. P. 370–375.
15. Cheng C.-Y., Chen C.-K. Ecological optimization of an irreversible brayton heat engine // *J. of Physics D: Applied Physics.* 1999. Vol. 32, No. 3. P. 350–357.
16. Ust Y., Safa A., Sahin B. Ecological performance analysis of an endoreversible regenerative Brayton heat-engine // *Applied Energy.* 2005. Vol. 80, No. 3. P. 247–260.
17. Chen L., Wang J., Sun F. Power density analysis and optimization of an irreversible closed intercooled regenerated Brayton cycle // *Mathematical and Computer Modelling.* 2008. Vol. 48, No. 3–4. P. 527–540.
18. Sahin A.Z. Optimum operating conditions of solar driven heat engines // *Energy Conversion and Management.* 2000. Vol. 41, No. 13. P. 1335–1343.
19. Sahin A.Z. Finite-time thermodynamic analysis of a solar driven heat engine // *Exergy, An Intern. J.* 2001. Vol. 1, No. 2. P. 122–126.
20. Koyun A. Performance analysis of a solar-driven heat engine with external irreversibilities under maximum power and power density condition // *Energy Conversion and Management.* 2004. Vol. 45, No. 11–12. P. 1941–1947.
21. Yilmaz T., Ust Y., Erdil A. Optimum operating conditions of irreversible solar driven heat engines // *Renewable Energy.* 2006. Vol. 31, No. 9. P. 1333–1342.
22. Sogut O.S., Durmayaz A. Performance optimization of a solar driven heat engine with finite-rate heat transfer // *Renewable Energy.* 2005. Vol. 30, No. 9. P. 1329–1344.
23. Barranco-Jiménez M.A., Sánchez-Salas N., Rosales M.A. Thermoeconomic optimum operation conditions of a solar-driven heat engine model // *Entropy.* 2009. Vol. 11, No. 3. P. 443–453.
24. Chen C.L., Ho C.E., Yau H.T. Performance analysis and optimization of a solar powered stirling engine with heat transfer considerations // *Energies.* 2012. Vol. 5, No. 9. P. 3573–3585.
25. Zhang Y., Lin B., Chen J. Optimum performance characteristics of an irreversible solar-driven Brayton heat engine at the maximum overall efficiency // *Renewable Energy.* 2007. Vol. 32, No. 5. P. 856–867.
26. Sánchez-Ortiz S., Medina A., Calvo Hernández A. Maximum overall efficiency for a solar-driven gas turbine power plant // *Intern. J. of Energy Research.* 2013. Vol. 37, No. 13. P. 1580–1591.
27. Zhang H., Wei F., Liu R., Lin G. Thermoeconomic performance optimization of a class of solar powered heat engines // In Proc. of the ASME 2011 5th Int. Conf. on Energy Sustainability. 2011. Paper No. ES2011-54055.

28. Ahmadi M.H., Alhuyi Nazari M., Sadeghzadeh M., Pourfayaz F., Ghazvini M., Ming T., Meyer J.P., Sharifpur M. Thermodynamic and economic analysis of performance evaluation of all the thermal power plants: A review // Energy Sci. and Engng. 2019. Vol. 7, No. 1. P. 30–65.
29. Chen Z. Inverted Brayton cycles for exhaust gas energy recovery // Ph.D. Thesis. Mechanical Engng. University of Bath, 2019. 306 p.
30. Peng W., Gonzalez-Ayala J., Su G., Chen J., Hernández A.C. Solar-driven sodium thermal electrochemical converter coupled to a Brayton heat engine: Parametric optimization // Renewable Energy. 2021. Vol. 164. P. 260–271.
31. Angelino G. Carbon dioxide condensation cycles for power production // J. Engng Power. 1968. Vol. 90, No. 3. P. 287–295.
32. Dang C., Hihara E. In-tube cooling heat transfer of supercritical carbon dioxide. Part 1. Experimental measurement // Intern. J. of Refrigeration. 2004. Vol. 27, No. 7. P. 736–747.
33. Osorio J.D., Rivera-Alvarez A., Abakporo O.I., Ordonez J.C., Hovsapien R. Thermodynamic modeling of heat engines including heat transfer and compression–expansion irreversibilities // J. of Thermal Sci. and Engng Applications. 2022. Vol. 14, No. 1. P. 011001-1–011001-10.
34. Santos M.J., Merchán R.P., Medina A., Hernández A.C. Seasonal thermodynamic prediction of the performance of a hybrid solar gas-turbine power plant // Energy Conversion and Management. 2016. Vol. 115. P. 89–102.
35. Merchán R.P., Santos M.J., Medina A., Hernández A.C. Thermodynamic model of a hybrid Brayton thermo-solar plant // Renewable Energy. 2018. Vol. 128. P. 473–483.

*Статья поступила в редакцию 23 января 2022 г.,
после доработки — 23 января 2022 г.,
принята к публикации 22 марта 2022 г.,
после дополнительной доработки — 6 мая 2022 г.*