

پیشنهاد و تحلیل ترمودینامیکی یک سیستم تولید توأم توان و گرما برای نیروگاه‌های خورشیدی با دریافت‌کننده مرکزی

مسعود حسن‌زاده

وحید زارع*

دانشجوی کارشناسی ارشد، دانشکده مهندسی مکانیک، دانشگاه صنعتی ارومیه، ارومیه، ایران

استادیار، دانشکده مهندسی مکانیک، دانشگاه صنعتی ارومیه، ارومیه، ایران

چکیده

انرژی خورشیدی بدون شک یکی از امیدبخش‌ترین گزینه‌ها برای تولید الکتریسیته و جایگزین سوخت‌های مرسوم است. نیروگاه‌های حرارتی خورشیدی با سیستم دریافت‌کننده مرکزی نسبت به سایر سیستم‌های متمرکزکننده توان خورشیدی مزیت‌های عمده‌ای دارند. برای افزایش بازده این نیروگاه‌ها، با توجه به بالا بودن دمای منبع گرم، می‌توان یک چرخه تولید توان مناسب استفاده کرد. بر همین اساس در کار حاضر، یک چرخه ترکیبی بر مبنای چرخه برایتون-رانکین آلی و بر اساس سیستم تولید توأم توان و گرما پیشنهاد شده است. تحلیل ترمودینامیکی شامل تحلیل انرژی و اگزرژی برای چرخه پیشنهادی و محاسبات نابودی اگزرژی در هر جزء صورت گرفته است. نتایج نشان می‌دهد که دو پارامتر دمای ورودی توربین و نسبت تمرکز بیشترین تأثیر افزایشی را بر روی بازده انرژی و اگزرژی دارند. هم‌چنین بیشترین میزان نابودی اگزرژی چرخه ترکیبی پیشنهادی مربوط به ریکاپراتور و کم‌ترین آن مربوط به پمپ‌های چرخه‌های ORC است. بر مبنای داده‌های ورودی، برای چرخه پیشنهادی، بازده قانون اول و دوم آن به ترتیب برابر ۶۱/۳۴ درصد و ۷۳/۲۸ درصد است. **واژه‌های کلیدی:** اگزرژی، نیروگاه خورشیدی، دریافت‌کننده مرکزی، تولید توأم، چرخه برایتون بسته.

Proposal and thermodynamic analysis of a Combined Heat and Power system for central receiver solar power plants

M. Hasanzadeh

Faculty of Mechanical Engineering, Urmia university of Technology, Urmia, Iran

V. Zare

Faculty of Mechanical Engineering, Urmia university of Technology, Urmia, Iran

Abstract

The solar energy is one of the most promising options for electricity generation to be replaced for fossil fuels. Solar thermal power plants with central receiver system have major advantages compared to the other concentrating solar power systems. To increase the efficiency of these power plants an efficient power cycle, regarding the high temperature of the heat source, can be employed. Accordingly, in the present work, a combined Brayton-ORC is proposed for co-generation of heat and power. Thermodynamic evaluation including energy and exergy analyses for the power plant is conducted. The results show that the gas turbine inlet temperature and concentration ratio have the largest incremental effect on the both energy and exergy efficiencies. The recuperator has the largest exergy destruction and exergy destruction in ORCs' pumps is the lowest one. Based on the input data, for the proposed combined cycle, first and second law efficiencies, can reach to 61.34% and 73.28%, respectively.

Keywords : Exergy, Solar power plants, Central receiver, Cogeneration, Closed Brayton cycle.

۱- مقدمه

جایگزین کردن انرژی‌های فسیلی با انرژی‌های تجدیدپذیر به‌منظور کاهش و صرفه‌جویی در مصرف انرژی، کنترل عرضه و تقاضای انرژی و کاهش انتشار گازهای آلاینده با استقبال فراوانی روبه‌رو شده است. در میان منابع انرژی تجدیدپذیر، انرژی خورشیدی یک منبع انرژی پایان‌ناپذیر، در دسترس، پاک، امن و بی‌خطر بوده [۱] و بدون شک یکی از امیدبخش‌ترین و پایدارترین گزینه‌ها برای تولید الکتریسیته و جایگزین سوخت‌های مرسوم، هم در زمان حال و هم برای آینده خواهد بود [۱ و ۲]. نیروگاه‌های برج خورشیدی یا برج توان که با نام نیروگاه‌های خورشیدی با سیستم دریافت‌کننده مرکزی (CRS^۱) نیز شناخته می‌شوند در مقایسه با سایر سیستم‌های

متمرکزکننده انرژی خورشیدی (CSP^۲)، یعنی سیستم‌های سهموی خطی و سهموی بشقابی، مزیت‌های عمده‌ای دارند که برخی از آن‌ها عبارتند از: نسبت تمرکز بالا (۳۰۰ تا ۱۵۰۰ [۳ و ۴]) و دمای عملیاتی بالا (تا ۱۰۰۰ درجه سلسیوس و بیش‌تر [۵]) [۶] و در نتیجه قابلیت استفاده از چرخه‌های ترمودینامیکی با بازده بالاتر [۷]، سهولت پیوند آن‌ها با سوخت‌های فسیلی که باعث تولید الکتریسیته با ضریب ظرفیت بالا (از ۰/۴۰ تا ۰/۸۰) می‌شود و در نهایت داشتن پتانسیل بیش‌تر برای کاهش هزینه‌ها و بهبود بازده (۶۵-۴۰ درصد) [۵].

Buck و همکاران [۸] ایده‌ی استفاده از دریافت‌کننده‌های مرکزی دوتایی در چرخه بخار را مطرح کرده و نشان دادند که سیستم جدید دارای بازده حرارتی بالاتر بوده و افزایش ۲۷ درصدی در میزان تولید برق سالانه را به همراه داشته است. Chacartegui و همکاران [۹]، استفاده از چرخه‌های ترکیبی بر مبنای چرخه کربن‌دی‌اکسید فوق

^۲ Concentrating Solar Power

^۱ Central Receiver System

* نویسنده مکاتبه کننده، آدرس پست الکترونیکی: m.hasanzade@mee.uut.ac.ir

تاریخ دریافت: ۹۵/۰۲/۲۰

تاریخ پذیرش: ۹۶/۰۲/۱۳

بحرانی ($S-CO_2^1$) را پیشنهاد کرده و نشان داده که چرخه‌های ترکیبی برای نیروگاه‌های خورشیدی با دریافت‌کننده‌ی مرکزی پتانسیل رقابت با سایر فناوری‌های مرسوم را هم از نظر هزینه و هم از نظر بازده دارند. Spelling و همکاران [۱۰] یک چرخه‌ی ترکیبی (شامل چرخه‌ی برایتون هوا و چرخه‌ی رانکین معمولی) را بررسی نموده و نتیجه گرفتند که این سیستم برای نیروگاه‌های حرارتی خورشیدی هم از نظر ترمودینامیکی و هم از نظر اقتصادی گزینه مناسبی خواهد بود. Xu و همکاران [۱] تحلیل انرژی و اگزرژی یک نیروگاه خورشیدی با دریافت‌کننده‌ی مرکزی را که از نمک مذاب به عنوان سیال انتقال گرما استفاده می‌کند انجام داده و نشان دادند که بیشترین نابودی اگزرژی در سیستم دریافت‌کننده و پس از آن در میدان هلیواستات‌ها رخ می‌دهد. Spelling و همکاران [۱۱]، یک نیروگاه خورشیدی با دریافت‌کننده‌ی مرکزی را با ارائه‌ی یک چرخه‌ی ترکیبی با هدف بهینه‌سازی عملکرد آن تحلیل و با سیستم‌های دریافت‌کننده‌ی سهموی خطی مقایسه کردند. نتایج آن‌ها نشان می‌دهد که در این نیروگاه، ۶۰ درصد کاهش هزینه‌ی تولید الکتریسیته و ۳۲ درصد کاهش انتشار گاز CO_2 ، حاصل شده است. Iverson و همکاران [۱۲]، استفاده از چرخه‌های برایتون فوق بحرانی کربن‌دی‌اکسید را برای نیروگاه‌های حرارتی خورشیدی جهت افزایش بازده بررسی نموده و نتیجه گرفتند برای دماهای بالاتر از ۶۰۰ درجه‌ی سلسیوس بازده حرارتی حدود ۵۰ درصد مورد انتظار است. Pacio و همکاران [۱۳] پس از بررسی پتانسیل استفاده از فلزات مذاب به‌عنوان سیال انتقال گرما در سیستم‌های با دریافت‌کننده‌ی مرکزی، پنج چرخه‌ی توان پیشرفته را برای بهره‌گیری از پتانسیل فلزات مذاب پیشنهاد داده و بررسی و مقایسه نمودند. Reddy و همکاران [۱۴] تحلیل اگزرژی و اقتصادی نیروگاه حرارتی خورشیدی با دریافت‌کننده‌ی مرکزی با چرخه‌ی رانکین را برای شهر جاده‌پور هند انجام داده و میانگین سالانه‌ی بازده انرژی و اگزرژی را برای آن محاسبه نمودند.

Haglind و Modi [۱۵] چرخه‌ی کالینا را برای یک نیروگاه خورشیدی با دریافت‌کننده‌ی مرکزی با تولید مستقیم بخار از نظر بازده اگزرژی، تحلیل و با چرخه‌ی رانکین ساده مقایسه کردند.

Atif و Al-Sulaiman [۱۶] پنج چرخه‌ی برایتون فوق‌بحرانی کربن دی‌اکسید را برای نیروگاه برج خورشیدی، برای شهر زهران در عربستان سعودی تحلیل و مقایسه کردند. بیشترین بازده حرارتی مربوط به چرخه‌ی برایتون با تراکم مجدد بوده که برای آن بیشترین بازده حرارتی چرخه برابر ۵۲ درصد به‌دست آمده است. Osorio و همکاران [۱۷] نیروگاه برج خورشیدی با دریافت‌کننده‌ی مرکزی با چرخه‌ی فوق بحرانی کربن دی‌اکسید را تحت شرایط فصلی مختلف تحلیل نمودند. Tsoukopoulos و همکاران [۱۸] اقدام به طراحی و ساخت یک میکرونیروگاه برج خورشیدی با چرخه‌ی رانکین آلی با ظرفیت تولید ۱۰ کیلووات الکتریسیته برای شهر بورتوفاسو کردند. Dincer و AlZahrani [۱۹] سیستمی متشکل از نیروگاه برج خورشیدی با چرخه‌ی برایتون کربن دی‌اکسید فوق‌بحرانی و واحد الکترولیز برای تولید هیدروژن را مورد مطالعه قرار داده و تحلیل‌های

ترمودینامیکی را برای بخش‌های مختلف آن انجام دادند.

با توجه به مرور تحقیقات پیشین در زمینه‌ی نیروگاه‌های با دریافت‌کننده‌ی مرکزی (برج خورشیدی) ملاحظه می‌شود که استفاده از چرخه‌های برایتون بسته و نیز چرخه‌های ترکیبی گزینه‌های مناسبی هستند. لذا در مقاله حاضر، چرخه‌ی ترکیبی جدیدی بر مبنای چرخه‌ی برایتون بسته-رانکین آلی برای تولید توأم توان و گرما پیشنهاد شده و از دیدگاه ترمودینامیکی بر اساس قوانین اول و دوم تحلیل شده است. تأثیر پارامترهای مختلف نظیر دمای ورودی توربین گازی، نسبت فشار کمپرسور و دمای تبخیرکننده در بخش چرخه‌ی تولید توان و پارامترهای بازده نوری (بازده میدان هلیواستات‌ها)، ضریب تمرکز و تابش مستقیم خورشیدی (DNI^2) در بخش خورشیدی نیروگاه بر بازده انرژی و اگزرژی و بر توان خالص و نرخ گرمایش تولیدی، بررسی شده است.

۲- معرفی سیستم و فرضیات

طرحواره سیستم پیشنهادی در شکل ۱ نشان داده شده است. چرخه‌ی ترکیبی متشکل از یک چرخه‌ی گازی با سیال عامل هلیوم و دو چرخه‌ی رانکین آلی است که با یک سیستم دریافت‌کننده‌ی مرکزی از نوع دریافت‌کننده‌ی حجمی باز با سیال انتقال گرما هوا کوپل شده است. بخش خورشیدی سیستم مورد بررسی را می‌توان به دو بخش میدان هلیواستات‌ها و دریافت‌کننده تقسیم کرد. محاسبات مربوط به بخش میدان هلیواستات‌ها شامل محاسبه‌ی ضرایب یا بازده‌های مربوط به میدان یعنی بازده‌های کسینوسی، سایه‌اندازی^۳، سدکنندگی^۴، بازتابندگی و تمیزی آینه‌ها، میرایی جوی^۵ و قطع‌کردن^۶ (اتلافات سرریز شدن^۷ در دریافت‌کننده) می‌باشد [۲۰]. بازده کلی میدان یا بازده نوری برابر حاصل ضرب این بازده‌ها می‌باشد [۲۰ و ۲۱]. بخش تولید توان به‌صورت یک چرخه‌ی ترکیبی بر مبنای چرخه‌ی برایتون با دو چرخه‌ی رانکین ساده پیشنهاد شده است. چرخه‌ی برایتون شامل یک توربین گازی، ژنراتور برق، دو کمپرسور، ریکاپراتور^۸، خنک‌کن میانی و پیش‌خنک‌کن به‌عنوان بخش تولید گرما برای مصارف گرمایشی می‌باشد. پس از آن که هوا در دریافت‌کننده‌ی حجمی به دماهای بالا رسید، حرارت دریافتی را در یک مبادله‌کن گرمای میانی (IHE) به سیال عامل هلیوم می‌دهد و دوباره به دریافت‌کننده بازمی‌گردد. هلیوم گرم‌شده در توربین گازی منبسط شده که موجب به‌حرکت درآوردن ژنراتور برق و کمپرسورهای گازی می‌شود. پس از خروج هلیوم از توربین، از بخش داغ ریکاپراتور وارد آن شده و پس از خروج از آن، بخشی از گرمای خود را در تبخیرکننده ۱ به چرخه‌ی ORC 1 می‌دهد. پس از آن در پیش‌خنک‌کن از گرمای هلیوم برای تولید گرما جهت مصارف گرمایشی استفاده می‌شود.

² Direct Normal Irradiance

³ Shading

⁴ Blocking

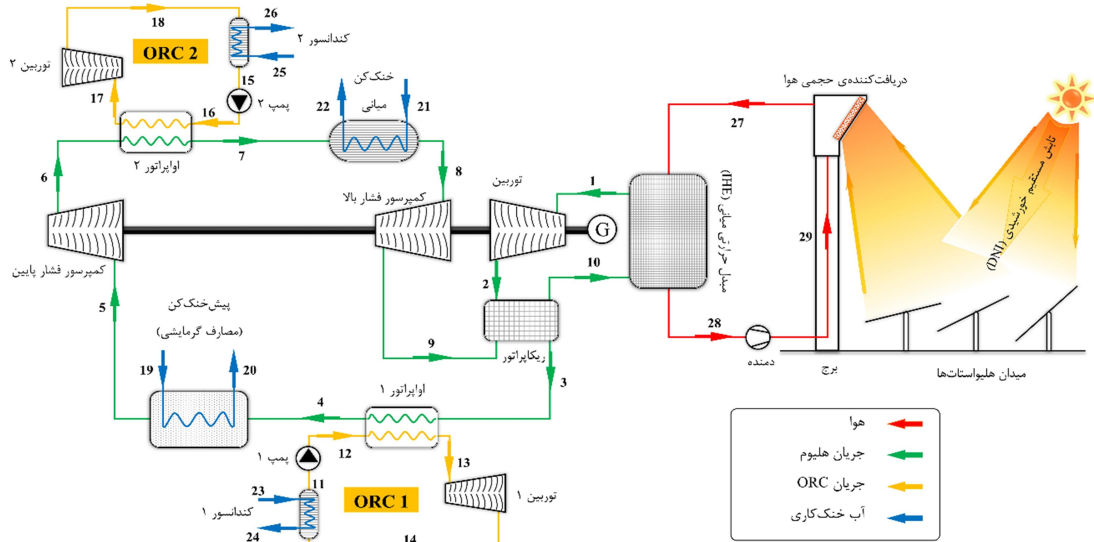
⁵ Atmospheric Attenuation

⁶ Interception

⁷ Spillage

⁸ Recuperator

¹ Supercritical CO_2



شکل ۱- طرحواره سیستم پیشنهادی

عنوان یک حجم کنترل در نظر گرفته شده و معادلات مربوط به بقای جرم، قانون اول و دوم ترمودینامیک اعمال شده است.

۳-۱- تحلیل قانون اول

در تحلیل قانون اول برای هر جزء که به صورت یک حجم کنترل در نظر گرفته شده است روابط بقای جرم و انرژی به صورت زیر بیان می‌شود:

$$\sum \dot{m}_{in} = \sum \dot{m}_{out} \quad (1)$$

$$\dot{Q}_{in} - \dot{W} + \sum \dot{m}_{in} h_{in} - \sum \dot{m}_{out} h_{out} = 0 \quad (2)$$

روابط مربوط به تحلیل قانون اول برای هر جزء با در نظر گرفتن فرضیات بیان شده، اعمال و در جدول ۱ آورده شده است. برای توربین و کمپرسورهای چرخه‌ی گازی بازده پلی‌تروپیک به ترتیب از روابط ۳ و ۴ محاسبه می‌شوند [۴۱]:

$$\eta_{P,turb} = 0.932 - 0.0117 \ln(PR_{turb}) \quad (3)$$

$$\eta_{P,comp} = 0.916 - 0.0175 \ln(PR_{comp}) \quad (4)$$

بر اساس گرمای ورودی به چرخه، بازده حرارتی یا بازده قانون اول، برای چرخه‌ی پیشنهادی در سیستم تولید توأم توان و گرما از رابطه‌ی (۵) و در حالت تولید توان از رابطه‌ی (۶) محاسبه می‌شود:

$$\eta_{I,CHP,C} = \frac{(\dot{W}_{net} + \dot{Q}_{heat})}{\dot{Q}_{IHE}} \quad (5)$$

$$\eta_{I,power,C} = \frac{\dot{W}_{net}}{\dot{Q}_{IHE}} \quad (6)$$

سیس طی دو مرحله در کمپرسور فشار پایین و فشار بالا متراکم می‌شود. بین دو مرحله‌ی فشرده‌سازی نیز، سیال عامل هلیوم در تبخیرکننده ۲ و خنک‌کن میانی دوباره خنک می‌شود. پس از خروج از کمپرسور فشار بالا، از بخش سرد و فشار بالای ریکاپراتور وارد آن شده و دوباره گرم می‌شود و پس از خروج از توربین به مبادله‌کن گرمایی میانی بازمی‌گردد.

فرضیاتی که در این مقاله منظور شده‌اند به قرار زیر است:

- سیستم در حالت پایا کار می‌کند.
- از افت فشار در چرخه‌های رانکین آلی چشم‌پوشی شده و لیکن برای چرخه‌ی گازی مقادیر مناسب افت فشار منظور شده است [۲۲].
- تغییرات مربوط به انرژی و انرژی جنبشی و پتانسیل در نظر گرفته نشده است.
- با توجه به این‌که تغییری در ترکیب شیمیایی سیال‌ها رخ نمی‌دهد، انرژی شیمیایی آن‌ها در نظر گرفته نشده‌اند.
- برای توربین و کمپرسورهای چرخه‌ی گازی، بازده پلی‌تروپیک و برای توربین و پمپ چرخه‌ی ORC، بازده آیزنتروپیک تعریف شده است.
- برای مبادله‌کن‌های گرما (ریکاپراتور، پیش‌خنک‌کن و خنک‌کن میانی) ضریب تأثیر در نظر گرفته شده است [۲۲].

۳- تحلیل ترمودینامیکی

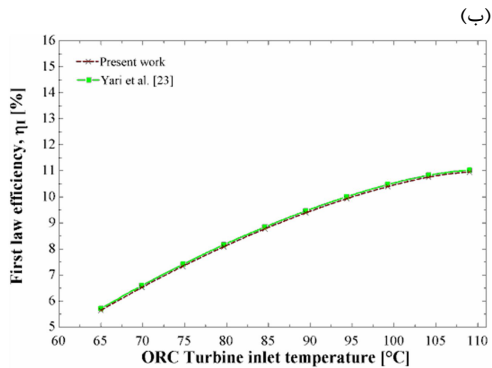
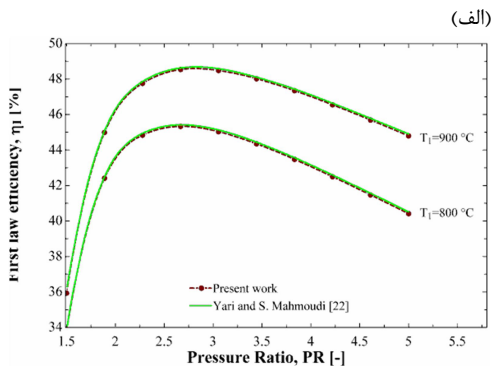
سیستم مورد بررسی با استفاده از نرم‌افزار حل معادلات مهندسی (EES) شبیه‌سازی شده است. در این شبیه‌سازی هر جزء از سیستم به

جدول ۱- روابط مورد استفاده برای موازنه‌ی انرژی و انرژی برای هر جزء در سیستم مورد بررسی

معادله‌ی موازنه‌ی انرژی	معادله‌ی موازنه‌ی انرژی و معادلات کمکی	اجزای سیستم
$\dot{Q}_{sun}(1 - T_0/T_{sun}) = \dot{Q}_{rec,in}(1 - T_0/T_{sun}) + \dot{I}_{hel}$	$\eta_{field} = \frac{\dot{Q}_{rec,in}}{\dot{Q}_{sun}} = \frac{\dot{Q}_{rec,in}}{DNI \times (A_{hel} N_{hel})}$ $\eta_{field} = \eta_{cos} \times \eta_{shad\&block} \times \eta_{int} \times \eta_{att} \times \eta_{ref} \times \eta_{cl}$	میدان هلیواستات
$\dot{\Psi}_{29} + \dot{Q}_{rec,in}(1 - T_0/T_{sun}) = \dot{\Psi}_{27} + \dot{Q}_{rec,loss}(1 - T_0/T_{rec}) + \dot{I}_{rec}$	$\dot{Q}_{rec,in} = \dot{Q}_{rec,loss} + \dot{Q}_{rec,net}$ $\Rightarrow \dot{Q}_{sun} \cdot \eta_{field} = \dot{Q}_{rec,loss} + \dot{m}_A C_{p,A} (T_{27} - T_{29})$	دریافت‌کننده
$\dot{\Psi}_{27} - \dot{\Psi}_{28} = \dot{\Psi}_1 - \dot{\Psi}_{10} + \dot{I}_{IHE}$	$\dot{Q}_{IHE} = \dot{m}_A (h_{27} - h_{28}) = \dot{m}_H (h_1 - h_{10})$	مبادله‌کن گرمای میانی
$\dot{\Psi}_1 = \dot{\Psi}_2 + \dot{W}_{GT} + \dot{I}_{GT}$	$\dot{W}_{GT} = \dot{m}_H (h_1 - h_2)$	توربین گازی
$\dot{\Psi}_2 - \dot{\Psi}_3 = \dot{\Psi}_{10} - \dot{\Psi}_9 + \dot{I}_{recup}$	$h_2 - h_3 = h_{10} - h_9$ $\epsilon_{recup} = \frac{T_{10} - T_9}{T_2 - T_9}$	ریکاپراتور
$\dot{\Psi}_3 - \dot{\Psi}_4 = \dot{\Psi}_{13} - \dot{\Psi}_{12} + \dot{I}_{eva,1}$	$\dot{Q}_{eva,1} = \dot{m}_H (h_3 - h_4) = \dot{m}_{ORC,1} (h_{13} - h_{12})$	تبخیرکننده ۱
$\dot{\Psi}_4 - \dot{\Psi}_5 = \dot{\Psi}_{20} - \dot{\Psi}_{19} + \dot{I}_{PC}$	$\dot{Q}_{heat} = \dot{m}_H (h_4 - h_5) = \dot{m}_{19} (h_{20} - h_{19})$ $\epsilon_{PC} = \frac{T_4 - T_5}{T_4 - T_{19}}$	پیش‌خنک‌کن (بخش گرمایش تولیدی)
$\dot{\Psi}_5 + \dot{W}_{comp,1} = \dot{\Psi}_6 + \dot{I}_{comp,1}$	$\dot{W}_{comp,1} = \dot{m}_H (h_6 - h_5)$	کمپرسور فشار پایین
$\dot{\Psi}_6 - \dot{\Psi}_7 = \dot{\Psi}_{17} - \dot{\Psi}_{16} + \dot{I}_{eva,2}$	$\dot{Q}_{eva,2} = \dot{m}_H (h_6 - h_7) = \dot{m}_{ORC,2} (h_{17} - h_{16})$	تبخیرکننده ۲
$\dot{\Psi}_7 - \dot{\Psi}_8 = \dot{\Psi}_{22} - \dot{\Psi}_{21} + \dot{I}_{IC}$	$\dot{Q}_{IC} = \dot{m}_H (h_7 - h_8) = \dot{m}_{21} (h_{22} - h_{21})$ $\epsilon_{IC} = \frac{T_7 - T_8}{T_7 - T_{21}}$	خنک‌کن میانی
$\dot{\Psi}_8 + \dot{W}_{comp,2} = \dot{\Psi}_9 + \dot{I}_{comp,2}$	$\dot{W}_{comp,2} = \dot{m}_H (h_9 - h_8)$	کمپرسور فشار بالا
$\dot{\Psi}_{11} + \dot{W}_{pump,1} = \dot{\Psi}_{12} + \dot{I}_{pump,1}$	$\dot{W}_{pump,1} = \dot{m}_{ORC,1} (h_{12} - h_{11})$ $\eta_{pump,1} = \frac{v_{11}(P_{12} - P_{11})}{h_{12} - h_{11}}$	پمپ ۱
$\dot{\Psi}_{13} = \dot{\Psi}_{14} + \dot{W}_{turb,1} + \dot{I}_{turb,1}$	$\dot{W}_{turb,1} = \dot{m}_{ORC,1} (h_{13} - h_{14})$ $\eta_{turb,1} = \frac{h_{13} - h_{14}}{h_{13} - h_{14s}}$	توربین ۱
$\dot{\Psi}_{14} - \dot{\Psi}_{11} = \dot{\Psi}_{24} - \dot{\Psi}_{23} + \dot{I}_{cond,1}$	$\dot{m}_{ORC,1} (h_{14} - h_{11}) = \dot{m}_{23} (h_{24} - h_{23})$	چگالنده ۱
$\dot{\Psi}_{15} + \dot{W}_{pump,2} = \dot{\Psi}_{16} + \dot{I}_{pump,2}$	$\dot{W}_{pump,2} = \dot{m}_{ORC,2} (h_{16} - h_{15})$ $\eta_{pump,2} = \frac{v_{15}(P_{16} - P_{15})}{h_{16} - h_{15}}$	پمپ ۲
$\dot{\Psi}_{17} = \dot{\Psi}_{18} + \dot{W}_{turb,2} + \dot{I}_{turb,2}$	$\dot{W}_{turb,2} = \dot{m}_{ORC,2} (h_{17} - h_{18})$ $\eta_{turb,2} = \frac{h_{17} - h_{18}}{h_{17} - h_{18s}}$	توربین ۲
$\dot{\Psi}_{18} - \dot{\Psi}_{15} = \dot{\Psi}_{26} - \dot{\Psi}_{25} + \dot{I}_{cond,2}$	$\dot{m}_{ORC,2} (h_{18} - h_{15}) = \dot{m}_{25} (h_{26} - h_{25})$	چگالنده ۲

۴-۱- نتایج تحلیل قانون اول (تحلیل انرژی)

تأثیر تغییرات نسبت فشار بر توان خالص و گرمایش تولیدی در شکل ۳-الف و بر بازده قانون اول چرخه در شکل ۳-ب نشان داده شده است. با افزایش نسبت فشار، میزان توان تولیدی و بازده قانون اول افزایش می‌یابد تا در یک نسبت فشار معین، به یک مقدار بیشینه می‌رسند و پس از آن کاهش می‌یابند. مقدار بهینه برای نسبت فشار برابر ۳٫۲۲ است که به ازای آن توان خالص تولیدی ۱۰٫۸۴ مگاوات و بازده قانون اول چرخه در حالت تولید توان ۴۸٫۹۲ درصد خواهد بود. ولی برای بازده قانون اول چرخه در سیستم تولید توأم نسبت فشار بهینه برابر ۱٫۶۶۳ است که بازده متناظر با آن برابر ۶۶٫۶۱ درصد است. علت رفتار متفاوت بازده قانون اول برای دو حالت تولید توأم (CHP) و حالت تولید فقط توان و جابجایی نقطه‌ی بیشینه مربوط به تغییرات نرخ گرمایش تولیدی طبق شکل ۳-الف است.



شکل ۲- اعتبارسنجی مدل ترمودینامیکی کار حاضر (الف): چرخه‌ی گازی، (ب): چرخه‌ی ORC ساده با سیال R152a

۳-۲- تحلیل قانون دوم

بر خلاف تحلیل انرژی (تحلیل قانون اول)، تحلیل انرژی قادر است تشخیص واضح‌تری از اتلافات مختلفی که در سیستم انرژی اتفاق می‌افتد، هم از نظر کمی و هم از نظر کیفی ارائه دهد. تاکنون مقالات کمی در زمینه‌ی تحلیل انرژی نیروگاه‌های خورشیدی و تحلیل عملکرد آن‌ها ارائه شده است [۱] و این مسئله در مورد نیروگاه‌های دارای برج توان بسیار کم‌تر نیز می‌باشد.

انرژی فیزیکی جریان سیال از رابطه‌ی زیر به دست می‌آید:

$$\dot{\psi} = \dot{m}[(h - h_0) - T_0(s - s_0)] \quad (7)$$

هم‌چنین برای هر جزء موازنه‌ی انرژی به صورت زیر خواهد بود که در جدول ۱ آورده شده است:

$$\sum \dot{\psi}_{in} + \sum \dot{Q} \left(1 - \frac{T_0}{T}\right) = \dot{W} + \sum \dot{\psi}_{out} + \dot{I} \quad (8)$$

مشابه بازده قانون اول، بازده انرژی یا بازده قانون دوم نیز، برای چرخه در دو حالت سیستم تولید توأم و حالت تولید توان، به ترتیب به دو صورت زیر تعریف می‌شود:

$$\eta_{II,CHP,C} = \frac{\dot{W}_{net} + (\dot{\psi}_{20} - \dot{\psi}_{19})}{\dot{\psi}_{27} - \dot{\psi}_{28}} \quad (9)$$

$$\eta_{II,power,C} = \frac{\dot{W}_{net}}{\dot{\psi}_{27} - \dot{\psi}_{28}} \quad (10)$$

۳-۳- اعتبارسنجی نتایج

در شکل ۲-الف بازده قانون اول به دست آمده بر حسب نسبت فشار در دو دمای مختلف ورودی توربین، برای چرخه‌ی گازی بر اساس مدل حاضر و نتایج موجود در [۲۲] و هم‌چنین در شکل ۲-ب بازده قانون اول بر حسب دمای ورودی توربین برای چرخه‌ی ORC ساده با سیال R152a، بر اساس مدل کار حاضر و نتایج موجود در [۲۳] مقایسه شده‌اند. همان‌طور که مشاهده می‌شود نتایج به دست آمده در کار حاضر دارای تطابق خوبی با نتایج مراجع مذکور است.

۴- نتایج و بحث

مقادیر پارامترهای ورودی که جهت شبیه‌سازی چرخه‌ی ترکیبی مورد بررسی در نرم‌افزار EES در نظر گرفته شده‌اند در جدول ۲ آورده شده است. شایان ذکر است که نتایج ارائه شده برای بازده قانون اول و دوم طبق روابط (۵)، (۶)، (۹) و (۱۰) مربوط به چرخه‌ی تولید توان بوده و مسلم است که بازده کل نیروگاه (تبدیل انرژی تابش خورشیدی به توان مفید) بسیار کم‌تر از مقادیر بازده چرخه خواهد بود.

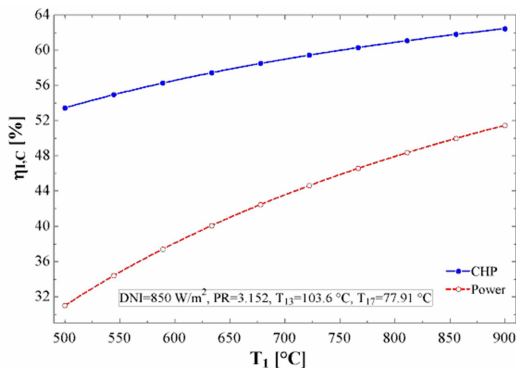
جدول ۲- مقادیر پارامترهای ورودی جهت شبیه‌سازی

پارامتر	نشانه	مقدار	واحد	مرجع
خورشید				
تابش عمودی مستقیم	DNI	۸۵۰	W/m ²	مفروض
میدان هلیواستات‌ها				

[۲۱]	-	۰,۸۲۶۷	η_{\cos}	بازده کسینوسی
[۲۱]	-	۰,۹۶۹۸	$\eta_{\text{shad \& block}}$	بازده سایه‌اندازی و سدکنندگی
[۲۱]	-	۰,۹۷۱۰	η_{int}	بازده قطع کردن
[۲۱]	-	۰,۹۳۸۳	η_{att}	بازده میرایی جوی
[۲۱]	-	۰,۸۸	η_{ref}	بازده بازتابندگی
[۲۱]	-	۱	η_{cl}	بازده تمیزی
[۲۱]	-	۶۲۴	N_{hel}	تعداد هلیواستات‌ها
[۲۱]	m ²	۹,۴۵×۱۲,۸۴	A_{hel}	مساحت هر هلیواستات
دریافت‌کننده				
[۲۴] مفروض بر اساس	m ²	۶۸,۱	A_{rec}	مساحت دریافت‌کننده
[۲۵]	%	۷۵	η_{rec}	بازده دریافت‌کننده
[۲۴]	°C	۱۰۰۰	T_{rec}	دمای سطح دریافت‌کننده
[۲۵]	-	۰,۵۲	ARR	نسبت بازگشت هوا
چرخه‌ی تولید توان				
مفروض	kPa	۱۰۰	P_0	فشار محیط
مفروض	°C	۲۵	T_0	دمای محیط
محاسبه‌شده	-	۳,۲۴۵	PR	نسبت فشار کمپرسور
[۲۲]	kPa	۱۰۰	$\Delta P_{\text{H,IHE}}$	افت فشار هلیوم در مبادله‌کن گرمای میانی
[۲۲]	kPa	۸۰	$\Delta P_{\text{HP,recup}}$	افت فشار در بخش فشار بالای ریکاپراتور
[۲۲]	kPa	۵۰	$\Delta P_{\text{LP,recup}}$	افت فشار در بخش فشار پایین ریکاپراتور
[۲۲]	kPa	۴۰	$\Delta P_{\text{eva}} , \Delta P_{\text{heat}} , \Delta P_{\text{IC}}$	افت فشار در سایر مبادله‌کن‌های گرما
[۲۲]	°C	۴۰	T_{cond}	دمای چگالنده
مفروض	°C	۵۰	T_{20}	دمای خروجی آب در بخش گرمایشی (پیش‌خنک‌کن)
[۲۲]	%	۸۵	η_{pump}	بازده ایزنتروپیک پمپ
[۲۲]	%	۸۰	$\eta_{\text{turb,ORC}}$	بازده ایزنتروپیک توربین ORC
[۲۲]	%	۹۰	ε	ضریب تأثیر مبادله‌کن گرما

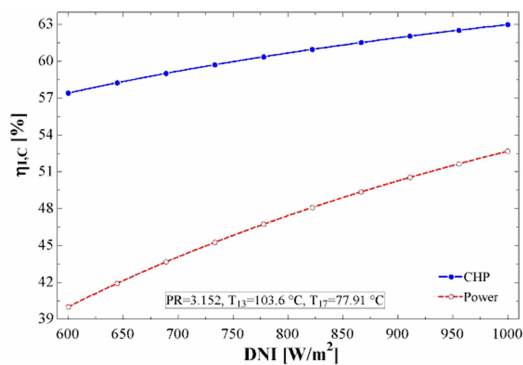
در شکل ۶ اثر تغییرات دمای ورودی توربین گازی به عنوان یک پارامتر بسیار مهم بر روی بازده نشان داده شده است. همان‌گونه که در شکل نشان داده شده است در بازه‌ی دمایی ۵۰۰ تا ۹۰۰ درجه‌ی سلسیوس برای دمای ورودی توربین گازی، بازده قانون اول چرخه برای سیستم CHP از ۵۳٫۴۷ تا ۶۲٫۴۷ درصد و برای حالت تولید فقط توان از ۳۱٫۰۱ تا ۵۱٫۴۹ درصد افزایش می‌یابد.

در شکل‌های ۷ تا ۹، تغییرات بازده قانون اول به‌ازای تغییرات پارامترهای مورد بررسی مربوط به بخش خورشیدی نیروگاه نشان داده شدند. مشاهده می‌شود که این پارامترها اثر مشابهی بر روی بازده قانون اول دارند و باعث افزایش آن می‌شوند. زیرا اثر افزایش هر کدام از این پارامترها در نهایت بر روی دمای نقطه‌ی دریافت گرما چرخه (دمای منبع گرم، همان نقطه‌ی ۲۷) و باعث افزایش آن خواهد بود. افزایش دمای دریافت گرما معادل است با افزایش دمای ورودی توربین گازی که آن هم موجب افزایش بازده قانون اول می‌شود.



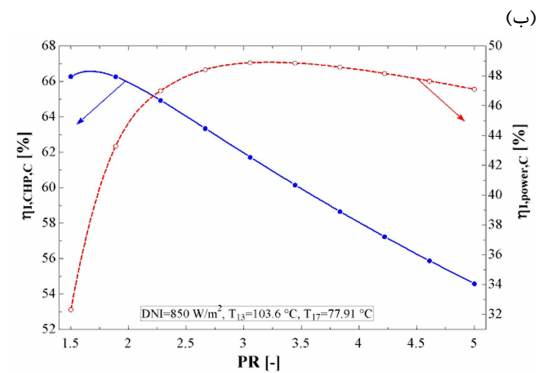
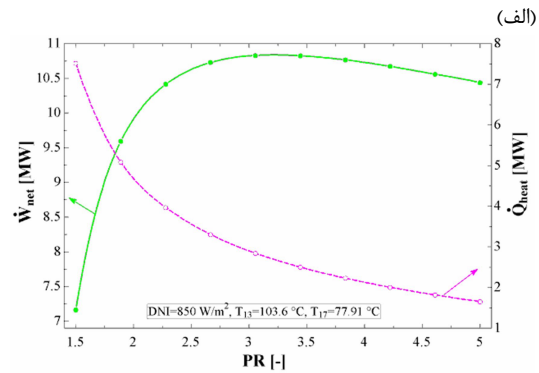
شکل ۶- تأثیر تغییرات دمای ورودی توربین گازی بر بازده قانون اول سیستم برای حالت CHP و حالت تولید توان

در شکل ۷ بازده قانون اول چرخه به ازای تابش مستقیم خورشیدی در محدوده‌ی ۶۰۰-۱۰۰۰ W/m²، برای سیستم CHP از ۵۷٫۴۳ تا ۶۳ درصد و برای حالت تولید فقط توان از ۴۰٫۰۲ تا ۵۲٫۷ درصد افزایش می‌یابد.

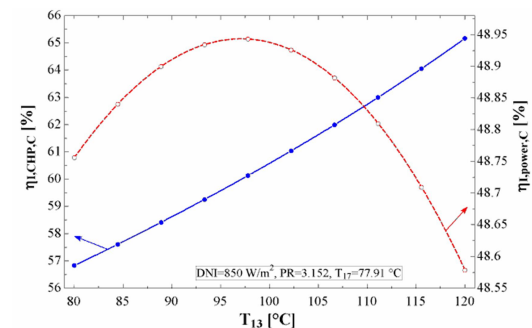


شکل ۷- تأثیر تغییرات تابش مستقیم خورشیدی بر بازده قانون اول سیستم برای حالت CHP و حالت تولید توان

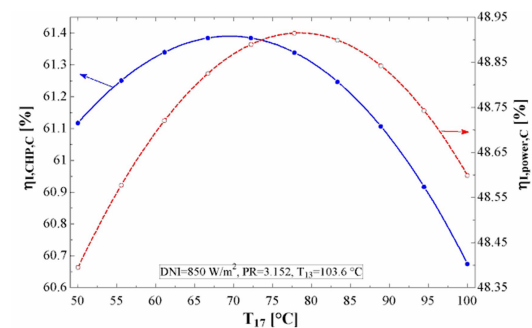
در شکل ۸ با در نظر گرفتن محدوده‌ی ۶۰ الی ۹۰ درصد برای



شکل ۳- تأثیر تغییرات نسبت فشار بر (الف) توان خالص تولیدی و گرمایش تولیدی، (ب) بازده قانون اول سیستم برای حالت CHP و حالت تولید توان



شکل ۴- تأثیر تغییرات دمای تبخیرکننده ۱ بر بازده قانون اول سیستم برای حالت CHP و حالت تولید توان



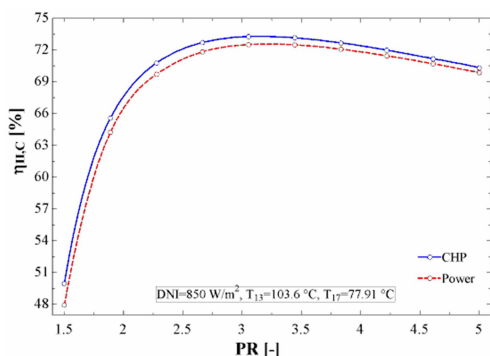
شکل ۵- تأثیر تغییرات دمای تبخیرکننده ۲ بر بازده قانون اول سیستم برای حالت CHP و حالت تولید توان

بازده میدان هلیواستات‌ها، بازده قانون اول چرخه برای سیستم CHP از ۶۰٫۶ تا ۶۴٫۶۶ درصد و برای حالت تولید فقط توان از ۴۷٫۲۴ تا ۵۶٫۴۷ درصد افزایش می‌یابد.

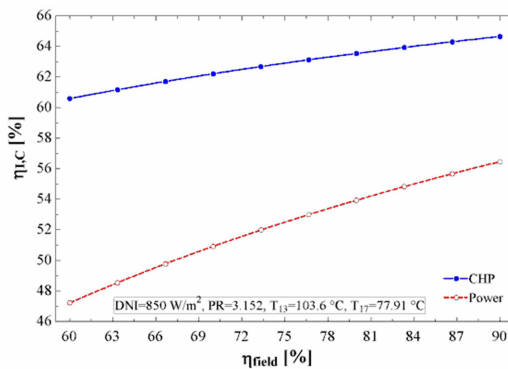
در این مقاله افزایش نسبت تمرکز، با فرض ثابت ماندن مساحت میدان هلیواستات‌ها است که در این صورت افزایش نسبت تمرکز معادل با کاهش مساحت دریافت‌کننده است. برای نسبت تمرکز در محدوده ۴۸۰ تا ۱۸۰۰ در شکل ۹ بازده قانون اول چرخه برای سیستم CHP از ۵۱٫۸۲ تا ۶۵٫۹۵ درصد و برای حالت تولید فقط توان از ۲۷٫۲۶ تا ۵۹٫۳۹ درصد افزایش می‌یابد.

نشان می‌دهد. مقدار بهینه‌ی نسبت فشار مربوط به بیشینه‌ی بازده قانون دوم برای سیستم تولید توأم (CHP) برابر ۳٫۱۵۲ و در حالت فقط تولید توان برابر ۳٫۲۲ است. مقادیر بیشینه‌ی بازده قانون دوم چرخه برای سیستم تولید توأم (CHP) و سیستم تولید فقط توان به ترتیب برابر ۷۳٫۲۸ و ۷۲٫۵۶ درصد است.

در مورد تأثیرات دمای تبخیرکننده ۱ و ۲، به‌طور مشابه با بازده قانون اول، تغییرات بازده قانون دوم نیز به ازای تغییرات دمای تبخیرکننده، تغییرات جزئی داشته ولی دارای یک مقدار بیشینه است.

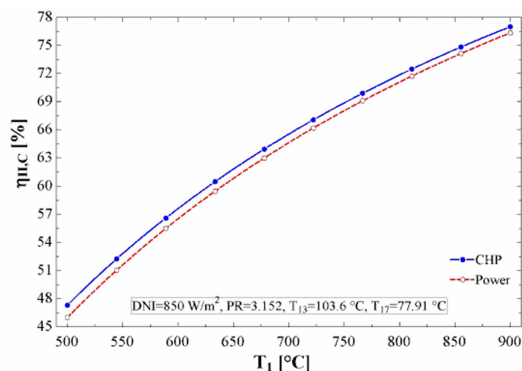


شکل ۱۰- تأثیر تغییرات نسبت فشار بر بازده قانون دوم چرخه برای سیستم CHP و حالت تولید توان

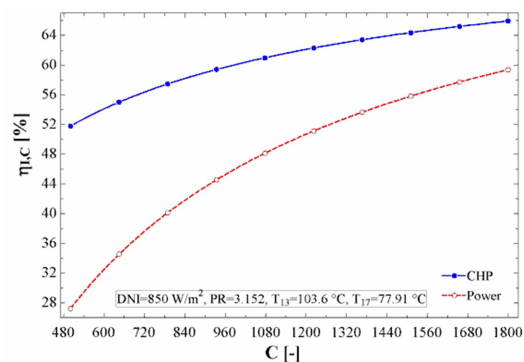


شکل ۸- تأثیر تغییرات بازده میدان هلیواستات‌ها بر بازده قانون اول سیستم برای حالت CHP و حالت تولید توان

در شکل ۱۱ در بازه‌ی دمایی ۵۰۰ تا ۹۰۰ درجه‌ی سلسیوس برای دمای ورودی توربین گازی، میزان افزایش بازده قانون دوم برای سیستم CHP از ۴۷٫۳۲ تا ۷۷٫۰۱ درصد و برای حالت تولید فقط توان از ۴۵٫۹۹ تا ۷۶٫۳۷ درصد است.



شکل ۱۱- تأثیر تغییرات دمای ورودی توربین گازی بر بازده قانون دوم چرخه برای سیستم CHP و حالت تولید توان



شکل ۹- تأثیر تغییرات نسبت تمرکز بر بازده قانون اول سیستم برای حالت CHP و حالت تولید توان

۴-۲- نتایج تحلیل قانون دوم (تحلیل اگزرژی)

نحوه‌ی تغییرات بازده قانون دوم با تغییر پارامترهای مورد بررسی مشابه با بازده قانون اول خواهد بود با این تفاوت که در نمودارهای مربوط به بازده قانون اول، اختلاف بین سیستم CHP و سیستمی که در آن، هدف فقط تولید توان است بسیار کم است. زیرا اگزرژی مربوط به بخش گرمایش تولیدی به دلیل آن‌که در دمای نسبی پایینی تولید می‌شود کم بوده و مجموع توان خالص تولیدی و اگزرژی حرارت تولیدی بخش گرمایشی، نسبت به توان خالص تولیدی، افزایش اندکی خواهد داشت. به دلیل تشابه نمودارها و همچنین زیاد نشدن تعداد صفحات مقاله، همه‌ی نمودارها در این‌جا نشان داده نشده است.

شکل ۱۰ تغییرات بازده قانون دوم چرخه را برحسب نسبت فشار

هم‌چنین بر اساس نمودارهای به‌دست‌آمده، نحوه‌ی تغییرات بازده قانون دوم با تابش مستقیم خورشیدی و بازده میدان هلیواستات‌ها نیز مشابه با بازده قانون اول است. در محدوده‌ی W/m^2 ۶۰۰ تا W/m^2 ۱۰۰۰ برای تابش مستقیم خورشیدی، بازده قانون دوم چرخه برای سیستم CHP از ۶۳٫۵۴ تا ۷۶٫۹۱ درصد و برای حالت تولید فقط توان از ۶۲٫۴۶ تا ۷۶٫۳۱ درصد افزایش می‌یابد و به ازای تغییر بازده میدان هلیواستات‌ها در محدوده‌ی ۶۰ الی ۹۰ درصد، افزایش بازده قانون دوم

چرخه‌ی ترکیبی برای تون بسته با سیستم تولید توأم (CHP) پیشنهاد و تحلیل ترمودینامیکی از دو دیدگاه قانون اول و دوم ترمودینامیک انجام شده است. اثر پارامترهای مختلف بر بازده قانون اول و دوم و بر توان خالص تولیدی و هم‌چنین نرخ گرمایش تولیدی در سیستم تولید توأم مورد بررسی قرار گرفت و درصد نابودی انرژی در هر جزء محاسبه گردید. برخی از مهم‌ترین نتایج به‌دست آمده به قرار زیر است:

- بازده (قانون اول یا دوم) را می‌توان بر حسب سه پارامتر نسبت فشار در چرخه، دمای تبخیرکننده ۱ و تبخیرکننده ۲ بهینه‌سازی کرد؛ به‌این ترتیب که به ازای مقادیر ۳/۱۵۲ برای نسبت فشار، ۱۰۳/۶ درجه سلسیوس برای دمای تبخیرکننده ۱ و ۷۷/۹۱ درجه سلسیوس برای دمای تبخیرکننده ۲، بیشترین مقدار برای بازده قانون دوم به‌دست می‌آید.
- نسبت تمرکز و دمای ورودی توربین گازی بیشترین اثر را روی توان تولیدی و بازده قانون اول و دوم دارند در صورتی که تأثیر دمای تبخیرکننده چرخه‌های رانکین بر روی بازده بسیار کم است.
- اختلاف بازده قانون اول بین دو حالت تولید توأم و سیستم تولید توأم چشم‌گیر بوده در صورتی که در مورد بازده قانون دوم این اختلاف بسیار کم‌تر است.
- بر مبنای داده‌های ورودی، برای چرخه‌ی پیشنهادی، بازده قانون اول چرخه برابر ۶۱،۳۴ درصد و بازده قانون دوم چرخه برابر ۷۳،۲۸ درصد است.

۶- نمادها

A	مساحت (m^2)
C	نسبت تمرکز
C_p	گرمای ویژه ($kJ/kg.K$)
DNI	تابش مستقیم خورشیدی (W/m^2)
h	آنتالپی ویژه (kJ/kg)
\dot{I}	نرخ نابودی انرژی (kW)
\dot{m}	دبی جرمی (kg/s)
P	فشار (kPa)
PR	نسبت فشار
\dot{Q}	آهنگ انتقال گرما (kW)
s	انترپوی ویژه ($kJ/kg.K$)
T	دما ($^{\circ}C$)
\dot{W}	توان تولیدی (kW)
Y	نسبت نابودی انرژی
ARR	نسبت بازگشت هوا

حروف یونانی

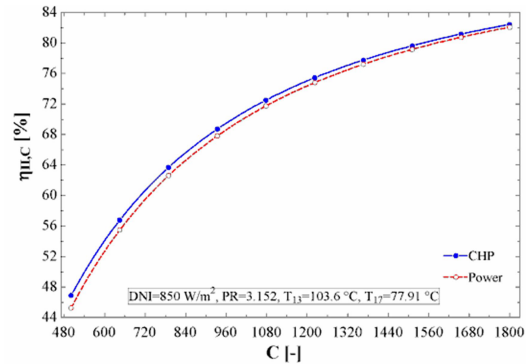
η	بازده
ε	ضریب تأثیر مبادله‌کن حرارتی
$\dot{\psi}$	انرژی فیزیکی جریان (kW)

زیروندها

0	مربوط به محیط
A	هوا

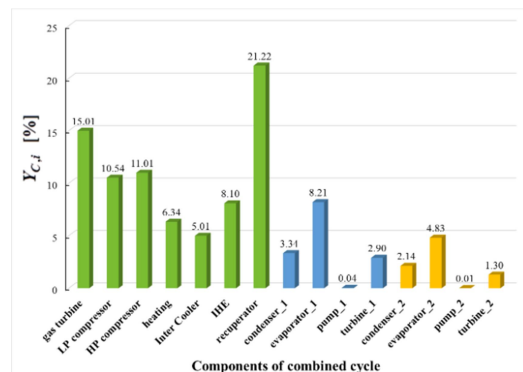
چرخه برای سیستم CHP از ۷۱،۵۷ تا ۸۰،۱۷ درصد و برای حالت تولید فقط توان از ۷۰،۷۸ تا ۷۹،۷۲ درصد به‌دست آمده است.

شکل ۱۲ اثر نسبت تمرکز را در محدوده ۴۸۰ تا ۱۸۰۰ بر روی بازده قانون دوم نشان می‌دهد که به ازای آن بازده قانون دوم چرخه برای سیستم CHP از ۴۶،۹۱ تا ۸۲،۴۵ درصد و برای حالت تولید فقط توان از ۴۵،۲۹ تا ۸۲،۰۹ درصد افزایش می‌یابد.



شکل ۱۲- تأثیر تغییرات نسبت تمرکز بر بازده قانون دوم چرخه برای سیستم CHP و حالت تولید توأم

در شکل ۱۳، درصد نابودی انرژی در هر کدام از اجزای چرخه نسبت به کل نابودی انرژی در چرخه نشان داده شده است. کل اتلاف انرژی در چرخه برابر است با مجموع نابودی انرژی اجزای چرخه. بیشترین نابودی انرژی در چرخه مربوط به ریکاپراتور با ۲۱،۲۲ درصد و پس از آن توربین گازی با ۱۵،۰۱ درصد می‌باشد. پس از این دو جزء، کمپرسورها بیشترین سهم را در نابودی انرژی دارند. هم‌چنین کم‌ترین مقدار نابودی انرژی مربوط به پمپ‌های چرخه‌های ORC با درصد ناچیز است. داشتن بیشترین نابودی انرژی در ریکاپراتور ناشی از وجود اختلاف دمای زیاد بین دو جریان گاز است که سبب می‌شود انرژی زیادی در عبور از ریکاپراتور نابود شود.



شکل ۱۳- درصد نابودی انرژی اجزای چرخه نسبت به نابودی انرژی کل چرخه

۵- نتیجه‌گیری

برای نیروگاه خورشیدی با سیستم دریافت‌کننده‌ی مرکزی، با توجه به امکان ایجاد دماهای بالا (حدود ۱۰۰۰ درجه‌ی سلسیوس) یک

- [10] Spelling J., Favrat D., Martin A., Augsburg G., Thermoeconomic optimization of a combined-cycle solar tower power plant, *Energy*, 41, pp. 113–120, 2012.
- [11] Spelling J., Laumert B., Fransson T., Advanced hybrid solar tower combined-cycle power plants, *Energy Procedia*, 49, 1207–1217, 2013.
- [12] Iverson BD., Conboy TM., Pasch JJ., Kruizenga AM., Supercritical CO₂ Brayton cycles for solar-thermal energy, *Appl. Energy*, 111, pp. 957–970, 2013.
- [13] Pacio J., Singer C., Wetzel T., Uhlig R., Thermodynamic evaluation of liquid metals as heat transfer fluids in concentrated solar power plants, *Appl. Therm. Eng.*, 60, pp. 295–302, 2013.
- [14] Reddy VS., Kaushik SC., Tyagi SK., Exergetic analysis and economic evaluation of central tower receiver solar thermal power plant, *Int. J. of Energy Res.*, 38, pp. 1288–1303 2014.
- [15] Modi A., Haglind F., Performance analysis of a Kalina cycle for a central receiver solar thermal power plant with direct steam generation, *Appl. Therm. Eng.*, 65, pp. 201–208, 2014.
- [16] Al-Sulaiman FA., Atif M., Performance comparison of different supercritical carbon dioxide Brayton cycles integrated with a solar power tower, *Energy*, 82, pp. 61–71, 2015.
- [17] Osorio JD., Hovsopian R., Ordonez JC., Dynamic analysis of concentrated solar supercritical CO₂-based power generation closed-loop cycle, *Appl. Therm. Eng.*, 93, pp. 920–934, 2016.
- [18] N'Tsoukpoe KE., Azoumah KY., Ramde E., Fiagbe AKY., Neveu P., Integrated design and construction of a micro-central tower power plant, *Energy Sustain. Dev.*, 31, pp. 1–13, 2016.
- [19] AlZahrani AA., Dincer I., Design and analysis of a solar tower based integrated system using high temperature electrolyzer for hydrogen production, *Int. J. Hydrogen Energy*, 41, pp. 8042–8056, 2016.
- [20] Romero M., González-Aguilar J., Solar thermal CSP technology, *Rev. Energy Environ.*, 3, pp. 42–59, 2014.
- [21] Besarati SM., Goswami DY., A computationally efficient method for the design of the heliostat field for solar power tower plant, *Renew. Energy*, 69, pp. 226–232, 2014.
- [22] Yari M., Mahmoudi SMS, Utilization of waste heat from GT-MHR for power generation in organic Rankine cycles, *Appl. Therm. Eng.*, 30, pp. 366–375, 2010.
- [23] Yari M., Mehr AS., Zare V., Mahmoudi SMS., Rosen MA., Exergoeconomic comparison of TLC (trilateral Rankine cycle), ORC (organic Rankine cycle) and Kalina cycle using a low grade heat source, *Energy*, 83, 712–722, 2015.
- [24] Hoffschmidt B., Receivers for Solar Tower Systems, 2014.
- [25] Ávila-Marín AL., Volumetric receivers in Solar Thermal Power Plants with Central Receiver System technology: A review, *Sol. Energy*, 85, 5, pp. 891–910, 2011.
- میرایی جوی att
تمیزی cl
کمپرسور comp
چگالنده cond
کسینوسی cos
تبخیرکننده eva
میدان هلیواستات‌ها field
توربین گازی GT
هلیواستات hel
خنک‌کن میانی IC
مبادله‌کن گرمای میانی IHE
قطع کردن int
پلی‌تروپیک P
پیش‌خنک کن PC
حالت تولید توان power
نیروگاه PP
پمپ pump
دریافت‌کننده rec
ریکاپراتور recup
بازتابندگی ref
سایه‌اندازی و سدکنندگی shad@block
توربین turb
کیفیت x

۷- مراجع

- [1] Xu C., Wang Z., Li X., Sun F., Energy and exergy analysis of solar power tower plants, *Appl. Therm. Eng.*, 31, pp. 3904–3913, 2011.
- [2] Siva Reddy V., Kaushik SC., Ranjan KR., Tyagi SK., State-of-the-art of solar thermal power plants - A review, *Renew. Sustain. Energy Rev.*, 27, pp. 258–273, 2013.
- [3] Spelling J., Thermo-Economic Optimisation of Solar Tower Thermal Power Plants, *ECOS Conf.*, 5648, pp. 1–171, 2013.
- [4] Kalogirou SA., *Solar Energy Engineering Processes and Systems*, Cyprus University of Technology, 2009.
- [5] Behar O., Khellaf A., Mohammedi K., A review of studies on central receiver solar thermal power plants, *Renew. Sustain. Energy Rev.*, 23, pp. 12–39, 2013.
- [6] Pacio J., Wetzel T., Assessment of liquid metal technology status and research paths for their use as efficient heat transfer fluids in solar central receiver systems, *Sol. Energy*, 93, pp. 11–22, 2013.
- [7] Boerema N., Morrison G., Taylor R., Rosengarten G., Liquid sodium versus Hitec as a heat transfer fluid in solar thermal central receiver systems, *Sol. Energy*, 86, pp. 2293–2305, 2012.
- [8] Buck R., Barth C., Eck M., Steinmann WD., Dual-receiver concept for solar towers, *Sol. Energy*, 80, pp. 1249–54, 2006.
- [9] Chacartegui R., Muñoz De Escalona JM., Sánchez D., Monje B., Sánchez T., Alternative cycles based on carbon dioxide for central receiver solar power plants, *Appl. Therm. Eng.*, 31, pp. 872–879, 2011.