Archive of SID

نشریه علمی مهندسی و مدیریت انرژی
سال یازدهم، شمارهٔ دوم/ تابستان ۱۴۰۰/ صفحه ۹۲ـ۱۰۵

نوع مقاله: پژوهشی
تاریخ دریافت: ۱۳۹۹/۲/۶ تاریخ پذیرش: ۱۳۹۹/۴/۲۲

مدل‌سازی ترمودینامیکی و تحلیل جامع عملکرد یک چرخهٔ واقعی ترکیبی خورشیدی در خارج از شرایط طراحی

محسن یزدانی[۱]، مهدی مقیمی[۲*]

[۱] کارشناس ارشد شرکت کیان توربو پارس، تهران، ایران
yazdani.msn@gmail.com
[۲] استادیار دانشکده مهندسی مکانیک، دانشگاه علم و صنعت ایران، تهران، ایران
moghimi@iust.ac.ir

چکیده: در مقالهٔ حاضر، مدل‌سازی ترمودینامیکی و تحلیل جامع عملکرد یک نیروگاه واقعی چرخهٔ ترکیبی خورشیدی (ISCC) انجام شده است. ارزیابی عملکرد چرخهٔ نیروگاه، در خارج از شرایط طراحی و در دو حالت عملکردی افزایش توان و صرفه‌جویی در سوخت، مورد بررسی قرار گرفته که تاکنون در پژوهش‌های قبلی، چنین رویکردی لحاظ نشده است. نیروگاه یزد به‌عنوان نیروگاه مورد مطالعه، شامل کلکتورهای سهموی بوده که به بخش بخار چرخهٔ ترکیبی متصل شده‌اند. نتایج حاصل از شبیه‌سازی چرخه، در ساعات مختلف روز طراحی و در دوازده ماه سال ارائه شده است. مطابق با این نتایج، در حالت افزایش توان (مصرف سوخت ثابت)، از ساعت ۶ صبح تا ساعت ۱۵ روز طراحی، میزان تولید بخار بخش فسیلی، ۱۲ kg/s کاهش یافته اما میزان تولید بخار بخش خورشیدی، ۳۶ kg/s افزایش داشته است. فلسفهٔ کنترلی شروع تولید بخار در میدان خورشیدی، با تثبیت دمای روغن در مقدار ۳۹۲ °C تحلیل شده است. در حالت صرفه‌جویی در سوخت (توان خروجی ثابت)، در صورت فعال بودن میدان خورشیدی، مصرف سوخت مشعل‌های کمکی به میزان ۲۸ هزار کیلوگرم در روز طراحی کاهش داشته است. نتایج این مقاله، بیانگر پایداری بیشتر توان خروجی نیروگاه‌های ISCC نسبت به چرخه‌های ترکیبی متداول، در روزهای گرم سال است.

واژه‌های کلیدی: چرخهٔ ترکیبی خورشیدی، خارج از شرایط طراحی، حالت افزایش توان، حالت صرفه‌جویی در سوخت.

* نویسندهٔ مسئول

[Downloaded from energy.kashanu.ac.ir on 2021-12-20]
[DOI: 10.22052/11.2.10]
www.SID.ir

Archive of SID

۱. مقدمه

استفاده از انرژی‌های نو لازمهٔ توسعهٔ پایدار است؛ زیرا در اکثر کشورهای در حال توسعه، تمام تلاش‌ها در جهت ارتقای کیفیت زندگی مردم، حفظ ذخایر و منابع طبیعی، فقرزدایی و رشد شکوفایی اقتصادی است که لازمهٔ آن، استفادهٔ بهینه از منابع انرژی می‌باشد. در میان سیاست‌گذاری‌های مختلف، استفاده از انرژی‌های تجدیدپذیر، از جمله انرژی خورشیدی، بهترین گام برای تحقق این اهداف شناخته شده است. امروزه، بسیاری از کشورها برای ساخت چرخه‌های توان با استفاده از انرژی خورشیدی اقدام کرده‌اند. در این بین، چرخه‌های ترکیبی خورشیدی (ISCC[1]) به‌عنوان یک فناوری نوظهور در چند سال اخیر، به‌دلیل مزایای منحصربه‌فرد خود، بسیار مورد توجه قرار گرفته‌اند.

اساساً یک نیروگاه ترکیبی خورشیدی، از یک مزرعه کلکتورهای خورشیدی و یک چرخهٔ ترکیبی معمول ساخته می‌شود. این نوع طراحی باعث می‌گردد تا در زمان‌هایی که انرژی خورشید به‌اندازهٔ کافی موجود نیست یا در شب‌هنگام که چرخهٔ خورشیدی توانایی تولید بخار را ندارد، به‌دلیل وجود چرخهٔ ترکیبی، تولید برق متوقف نشود. از طرفی، وجود یک چرخهٔ خورشیدی در کنار چرخهٔ ترکیبی، امکان صرفه‌جویی در مصرف سوخت فسیلی و در نتیجه کاهش آلاینده‌ها را ممکن می‌سازد. در میدان خورشیدی این نیروگاه‌ها، تشعشع خورشید با استفاده از سیستم‌های متمرکزکنندهٔ خورشیدی، به انرژی حرارتی تبدیل می‌شود. این سیستم‌ها بر اساس هندسه و نحوهٔ تمرکز نور خورشید، به دو دستهٔ متمرکزکننده‌های نقطه‌ای و خطی تقسیم می‌شوند. از نوع اول می‌توان به سیستم‌های دریافت مرکزی و بشقاب‌های سهموی و از نوع دوم به کلکتورهای سهموی خطی و کلکتورهای خطی فرنل اشاره کرد [۱]. ساخت اولین نیروگاه ISCC ایران، در شهر یزد و در سال ۲۰۰۷ آغاز شد. میدان خورشیدی این نیروگاه از نوع کلکتورهای سهموی خطی است.

عملکرد چرخه‌های ترکیبی خورشیدی با کلکتورهای سهموی، تاکنون توسط تعدادی از محققان بررسی شده است که عمدتاً تحلیل چرخه در شرایط طراحی و بهینه‌سازی چرخه در شرایط مذکور بوده است. آلانی و همکاران [۲] امکان‌سنجی فنی و اقتصادی احداث یک نیروگاه ISCC را در کشور تونس مطالعه کردند. آن‌ها عملکرد نیروگاه را که دارای کلکتورهای سهموی‌شکل بود، در نقطهٔ طراحی، برای دو ظرفیت مختلف توربین بخار (۶۷/۵ و ۵۱/۵ مگاوات) بررسی کردند. نیروگاه مورد مطالعهٔ آن‌ها در ساعات آفتابی ۸۸ مگاوات و در شب، هنگام کار کردن به‌صورت یک چرخهٔ ترکیبی، ۵۸ مگاوات انرژی الکتریسیته تولید می‌نمود. باقرنژاد و یعقوبی [۳] بهینه‌سازی ترمواقتصادی نیروگاه ISCC یزد را انجام دادند. با مدل‌سازی اگزرژی و روش بهینه‌سازی چندمتغیره و استفاده از الگوریتم ژنتیک در نرم‌افزار متلب، بهترین شرایط کاری چرخه در نقطهٔ طراحی، برای داشتن کمترین اتلاف اگزرژی و کمترین هزینهٔ تجهیزات محاسبه شد. نتایج این پژوهش، بیانگر افزایش بازده اگزرژی چرخهٔ نیروگاه از ۴۳/۷۹ به ۴۶/۸٪ و کاهش هزینهٔ تخریب اگزرژی تا ۱۴/۸۲٪ بود. باکس و پارسا [۴] تحلیل اقتصادی یک نیروگاه ISCC را در یونان انجام دادند و تأثیر اندازهٔ میدان خورشیدی بر هزینه‌های نیروگاه را مطالعه کردند. این نیروگاه از توربین گاز ۳۵ مگاواتی، توربین بخار ۱۵ مگاواتی و یک میدان خورشیدی با کلکتورهای سهموی‌شکل تشکیل شده است. با تغییر اندازهٔ میدان خورشیدی، اقتصادی بودن طرح نیروگاه ارزیابی شد. نویسندگان به این نتیجه رسیدند که اگر قیمت خرید برق تولیدی در یونان از ۰/۰۵۰۲۶ به ۰/۰۶ یورو بر کیلووات ساعت افزایش پیدا کند، نیروگاه ISCC حتی با یک میدان خورشیدی با اندازهٔ بزرگ‌تر نیز به‌صرفه خواهد بود. در این پژوهش، از نرم‌افزار ترنسیس برای شبیه‌سازی نیروگاه استفاده شد. بینامر [۵] یک نیروگاه ISCC در کشور کویت را با مدل‌سازی در نرم‌افزار EES[2] مورد مطالعه قرار داد. بازده برنامه‌ریزی‌شده برای نیروگاه، ۰/۶۶ و بیشترین توان چرخه، ۲۹۰ مگاوات الکتریسیته در انرژی خورشیدی ورودی ۷۵ گیگاژول در ثانیه گزارش شد. در انتها استفاده از سیستم ذخیره‌سازی انرژی برای بهره‌مندی بیشتر از انرژی خورشیدی سالیانهٔ دریافتی پیشنهاد شد. الموحلاوی و همکاران [۶] با استفاده از مدل یک ریاضی، توسعهٔ یک نیروگاه خورشیدی به یک نیروگاه ISCC را بررسی کردند. نتایج تحلیل عملکرد چرخه نشان داد که در حالت ISCC، توان چرخه از ۵۰۳ مگاوات به ۵۵۵ مگاوات رسیده و کاهش تولید گاز دی‌اکسید کربن برای این نیروگاه به‌دلیل استفاده از انرژی خورشیدی، ۵۱۶۷۱ تن بوده است. عامری و محمدزاده [۷] ارزیابی فنی- اقتصادی و چرخهٔ عمر یک نیروگاه ISCC را در شرایط طراحی مورد مطالعه قرار دادند. در این مقاله، مقادیر تخریب اگزرژی تجهیزات چرخه محاسبه شد و بیشترین مقدار آن، مربوط به محفظهٔ احتراق، به میزان ۶۴٪ گزارش گردید. همچنین تولید برق توسط نیروگاه از نظر تأثیرات زیست‌محیطی، در دو موضوع سلامتی

1. Integrated Solar Combined Cycle

2. Engineering Equation Solver

[Downloaded from energy.kashanu.ac.ir on 2021-12-20]
[DOI: 10.22052/11.2.10]
www.SID.ir

Archive of SID

انسان و تخریب منابع مورد بحث قرار گرفت. ارزیابی عملکرد یک نیروگاه ISCC در جنوب الجزایر، توسط آکور و همکاران [۸] به‌صورت تجربی و با هدف مدل‌سازی عملکرد چرخهٔ نیروگاه صورت گرفت. آن‌ها با مدل‌سازی ترمودینامیکی و همچنین پیشنهاد یک مدل ساده برای محاسبهٔ تابش مستقیم خورشید، مقدار بازده حرارتی چرخه را حدود ۶۰٪ محاسبه کردند. تورچی و ما [۹]، عملکرد یک نیروگاه ISCC را با طرحی متفاوت بررسی کردند. در این چرخه، گازهای خروجی از توربین گاز، به‌جای ورود به دیگ بخار بازیاب حرارت[1]، برای گرمایش سیال انتقال حرارت میدان خورشیدی به کار رفت. برای شبیه‌سازی چرخهٔ نیروگاه از نرم‌افزارهای IPSEpro[2] و SAM[3] استفاده شد. نتایج این پژوهش نشان داد که به‌دلیل گرمایش بخشی از سیال انتقال حرارت میدان خورشیدی با گازهای خروجی، میدان خورشیدی کوچک‌تر شده و هزینهٔ تولید برق این چرخه، نسبت به طرح‌های معادل کمتر شده است. تحلیل عملکرد یک نیروگاه ISCC با تولید بخار مستقیم، توسط مونتز و همکاران [۱۰] صورت گرفت. در پژوهش آن‌ها، شبیه‌سازی یک نیروگاه ISCC برای دو شهر مختلف انجام شده و نتایج آن‌ها با یکدیگر مقایسه شد. نتایج حاصل نشان می‌دهد که اگرچه نیروگاه ISCC بدون عمل کردن چرخهٔ خورشیدی آن، به‌دلیل دمای محیط بالاتر شهر لاسوگاس، بدتر از شهر آلمریا عمل می‌کند، این نیروگاه با فعال بودن چرخهٔ خورشیدی آن، به‌دلیل دارا بودن روزهای با دما و تشعشع بالای بیشتر در لاسوگاس، نسبت به آلمریا بهتر عمل می‌کند. باقرنژاد و همکاران [۱۱] با بررسی یک چرخهٔ ISCC، امکان استفاده از پیل سوختی و یا سیستم احتراق زیست‌توده را به‌جای میدان خورشیدی بررسی کردند. نتایج این مطالعه نشان داد که استفاده از پیل سوختی در مقایسه با استفاده از میدان خورشیدی و یا احتراق زیست‌توده، بالاترین میزان بازده اگزرژی الکتریکی را در پی داشته است.

تحلیل اقتصادی عملکرد یک سیکل واقعی ISCC توسط نجما و همکاران [۱۲] انجام شد. در این مقاله، داده‌های لازم برای اعتبارسنجی مدل، با انجام آزمایش‌های تجربی برای محاسبهٔ توان تولیدی نیروگاه و همچنین اندازه‌گیری داده‌های هواشناسی انجام شد. نتایج این مقاله، بیانگر هزینهٔ بیشتر برق تولیدی توسط بخش خورشیدی در ماه دسامبر نسبت به دیگر ماه‌های سال بوده است. دایم و همکاران [۱۳] با شبیه‌سازی عددی و اعتبارسنجی تجربی، عملکرد یک سیکل ISCC واقع در کشور مصر را بررسی کردند. سپس با اعمال اقلیم آب‌وهوایی شهر مکه بر مدل صحت‌سنجی‌شده، نتیجه گرفتند که توان سیکل بخار، رشد ۱۰ درصدی و مشارکت بخش خورشیدی، رشد ۲۵ درصدی را به‌دلیل شدت تابش بیشتر خورشید در شهر مکه داشته است. وانگ و فو [۱۴] با افزودن یک چرخه رانکین آلی به خروجی دیگ بخارِ بازیاب حرارت یک نیروگاه ISCC، عملکرد آن را مورد بررسی قرار دادند. نتایج این مقاله بیانگر افزایش بازده اگزرژی سیکل تا مقدار ۴۸٪ در صورت استفاده از سیال کاری R227ea بوده است.

با توجه به مطالعات پیشین مشاهده می‌شود که اگرچه تحلیل عملکرد چرخه‌های ترکیبی خورشیدی با کلکتورهای سهموی‌شکل در ادبیات موضوع وجود دارد، عملکرد این نوع چرخه‌ها فقط در شرایط طراحی بررسی شده است. به‌دلیل خاصیت ذاتی زمانمند بودن انرژی خورشیدی، تحلیل عملکرد چرخهٔ نیروگاه در شرایط طراحی کافی نیست و نمی‌تواند اطلاعات درستی راجع به عملکرد بلندمدت نیروگاه در اختیار سیاست‌گذاران این حوزه قرار دهد. بنابراین در این مقاله به‌عنوان یک رویکرد نوآورانه در تحلیل چرخه‌های ترکیبی خورشیدی، مدل‌سازی یک چرخهٔ واقعی ISCC در خارج از شرایط طراحی انجام شده و عملکرد آن، در دو حالت عملکردی متفاوت، شامل حالت افزایش توان و حالت صرفه‌جویی در سوخت، از دیدگاه انرژی مورد تحلیل قرار گرفته است. در حالت افزایش توان، با ثابت نگه داشتن مصرف سوخت مشعل‌های کمکی موجود در دیگ بخارِ بازیاب حرارت، میزان افزایش توان و در حالت صرفه‌جویی در سوخت، با ثابت نگه داشتن توان کل خروجی، میزان کاهش مصرف سوخت به‌دلیل مشارکت بخش خورشیدی در تولید بخار اشباع بررسی شده است. این در حالی است که در مطالعات قبلی بر روی چرخه‌های ترکیبی خورشیدی، فقط توانایی بخش خورشیدی در تولید کسری از توان کل ارزیابی شده و ایجاد قیود کنترلی (توان خروجی ثابت یا مصرف سوخت ثابت) بر روی چرخه، به‌منظور بررسی عملکرد آن لحاظ نشده است. با هدف دستیابی به نتایج قابل اعتماد و اعتبارسنجی مدل، نتایج مدل شبیه‌سازی‌شده با اطلاعات موجود در اسناد طراحی نیروگاه نیز مقایسه شده است.

۲. توصیف نیروگاه

نیروگاه ISCC یزد در ۳۵ کیلومتری شمال غربی شهر یزد واقع شده است. این نیروگاه متشکل از سه نوع چرخهٔ گاز، بخار و خورشیدی می‌باشد. در این بخش، مشخصات و اطلاعات طراحی مربوط به

1. Heat Recovery Steam Generator
2. Developed by SimTec
3. System Advisor Model

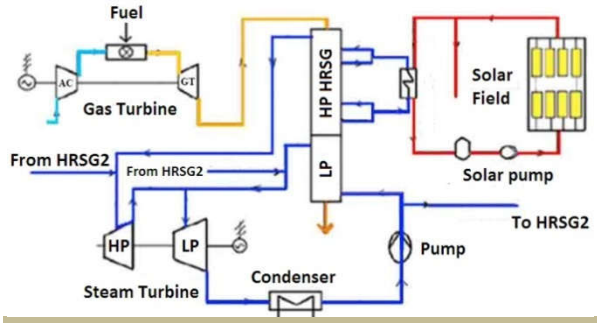
www.SID.ir

[Downloaded from energy.kashanu.ac.ir on 2021-12-20]

[DOI: 10.22052/11.2.10]

Archive of SID

اجزای اصلی چرخه بیان می‌شود. طرح‌وارهٔ سیکل نیروگاه در شکل (۱) مشاهده می‌شود.



شکل (۱): طرح‌وارهٔ چرخهٔ ترکیبی خورشیدی مورد مطالعه [۱۵]

چرخهٔ ترکیبی خورشیدی نیروگاه ISCC یزد، در شرایط جدول (۱) طراحی شده است. نیروگاه دارای دو توربین گاز با ظرفیت نامی ۱۵۷ مگاوات از نوع V94.2 و یک توربین بخار با ظرفیت نامی ۱۶۰ مگاوات از نوع زیمنس است. مشخصات طراحی توربین گاز نیروگاه، در جدول (۲) ذکر شده است. اطلاعات مذکور از آزمایش توربین گاز در شرایط استاندارد، توسط شرکت سازندهٔ توربین (زیمنس) به دست آمده است. شرایط استاندارد بدین صورت است: دمای محیط ۱۵ درجهٔ سانتی‌گراد، فشار اتمسفر ۱۰۱/۳۲ کیلوپاسکال و رطوبت نسبی هوا ۶۰٪.

جدول (۱): شرایط طراحی چرخهٔ ترکیبی خورشیدی یزد [۳]

پارامتر	مقدار	واحد
روز طراحی	۲۱ ژوئن	-
دمای هوای محیط	۱۹	°C
رطوبت نسبی	۳۲	%
شدت تابش خورشید	۸۰۰	W/m^2

جدول (۲): مشخصات طراحی توربین گاز نیروگاه

پارامتر	مقدار	واحد
نسبت فشار	۱۱/۱	-
دمای ورودی به توربین	۱۱۴۹	°C
دمای خروجی از توربین	۵۳۷	°C
نرخ جریان هوای ورودی	۵۰۰	kg/s

سوخت مصرفی واحدهای توربین گاز نیروگاه، گاز طبیعی است. عملکرد توربین گاز در این پژوهش، در شرایط بار کامل بررسی می‌شود. در این شرایط، سیستم کنترلی توربین با تنظیم جریان سوخت، دمای جریان گاز ورودی به توربین را در یک مقدار ثابت نگه می‌دارد مگر اینکه شرایط حدی برای بعضی از پارامترها به وجود آید؛ برای نمونه، فشار خروجی کمپرسور به بیشترین مقدار و یا توربین گاز به حد بالای توان تولیدی خود برسد. در این صورت دمای ورودی به توربین گاز کاهش می‌یابد.

هر واحد گازی نیروگاه، به یک دیگ بخار بازیاب حرارت متصل است. بخار تولیدی از دو دیگ بخار بازیاب حرارت، در نهایت با هم مخلوط شده و یک توربین بخار را تغذیه می‌کنند. دیگ‌های بخار مورد استفاده در این نیروگاه، به‌صورت افقی بوده و بخش‌های گرمکن، تبخیرکننده و مافوق گرمکن به‌صورت سری در داخل آن قرار گرفته‌اند. مشخصات طراحی مربوط به جریان بخار خروجی از مافوق گرمکن فشار بالا و مافوق گرمکن فشار پایین که بخار خشک توربین‌های پرفشار و کم فشار را تأمین می‌کنند، در جدول (۳) ملاحظه می‌شود. برای افزایش توان سیکل بخار، هریک از دیگ‌های بخار بازیاب حرارت نیروگاه یزد، به یک مشعل کمکی مجهز شده‌اند. بیشترین مقدار مصرف سوخت هر مشعل، ۰/۷ kg/s و بیشترین حرارت تولیدی ۳۶/۰۵ مگاوات است. در حالت طراحی مقدار مصرف سوخت به ۰/۳۲ kg/s کاهش می‌یابد [۱۶ و ۱۷].

جدول (۳): مشخصات طراحی جریان بخار خروجی از مافوق گرمکن فشار بالا و مافوق گرمکن فشار پایین [۱۷ و ۱۸]

پارامتر	مقدار	واحد
فشار بخار پرفشار	۹۵/۱	bar
دمای بخار پرفشار	۵۲۳	°C
نرخ جریان بخار پرفشار	۶۷/۰۷	kg/s
فشار بخار کم‌فشار	۹/۶	bar
دمای بخار کم‌فشار	۲۳۵	°C
نرخ جریان بخار کم‌فشار	۹	kg/s
دمای آب تغذیه	۴۹	°C

فشار سوخت در ورودی هر مشعل، ۴ بار است. در شرایطی که گازهای خروجی توربین گاز، انرژی کافی برای تولید توان لازم را نداشته باشند یا تابش خورشید به مقداری باشد که میدان خورشیدی نتواند حرارت لازم را برای تولید بخار در مبدل‌های حرارتی خورشیدی تأمین کند، سوخت مصرفی مشعل‌ها افزایش می‌یابد.

هوازدا که وظیفهٔ حذف اکسیژن و گازهای محلول در آب را بر عهده دارد، نیازمند بخار آب است. بخار لازم برای کارکرد هوازدا، از بخشی از بخار تولیدی تبخیرکنندهٔ فشار بالا تأمین می‌شود.

خصوصیات کلکتورهای میدان خورشیدی در جدول (۴) ملاحظه می‌شود. این کلکتورها از نوع SKAL-ET-150 بوده که آینه‌هایی دارند که تابش مستقیم خورشید را بر روی لوله‌های جاذب، واقع بر خط کانونی سهمی متمرکز می‌کنند. تابش متمرکزشده، سیالی را که از لولهٔ جاذب می‌گذرد، گرم کرده و آنتالپی و دمای آن را افزایش می‌دهد.

[Downloaded from energy.kashanu.ac.ir on 2021-12-20]
[DOI: 10.22052/11.2.10]
www.SID.ir

Archive of SID

جدول (۴): خصوصیات کلکتورهای میدان خورشیدی مورد مطالعه [۱۶]

پارامتر	مقدار	واحد
طول کلکتور	۱۴۸/۵	m
عرض دهانه	۵/۷۶	m
بیشترین بازده نوری	۰/۷۶۵	-
مساحت خالص دهانه	۸۱۷/۵	m^2
طول متوسط کانونی	۱/۷۱	m
قطر خارجی لولهٔ جاذب	۰/۰۷	m

میدان خورشیدی از طریق دو دسته مبدل حرارتی (مبدل خورشیدی)، انرژی حرارتی خود را با سیال عامل چرخه مبادله می‌کند. هر دسته از مبدل‌های خورشیدی شامل یک گرمکن و یک تبخیرکننده است و هر دسته به یکی از دیگ‌های بخار بازیاب حرارت متصل می‌شود. هم تبخیرکننده و هم گرمکن خورشیدی، مبدل‌های پوسته لوله‌ای هستند که آب از سمت پوسته و روغن از سمت لوله‌ها، در درون آن‌ها جریان دارد. مشخصات هریک از جریان‌ها در جدول (۵) بیان شده است. بخار میدان خورشیدی در شرایط طراحی، پتانسیل تولید ۱۷ مگاوات انرژی الکتریسیته را دارد [۱۶].

جدول (۵): مشخصات هریک از جریان‌های عبوری از مبدل‌های خورشیدی [۱۶ـ۱۸]

پارامتر	مقدار	واحد
در سمت پوسته		
دمای آب ورودی به گرمکن	۲۱۰	ºC
فشار آب ورودی به گرمکن	۱۱۶	bar
دمای بخار ورودی به تبخیرکننده	۳۱۰	ºC
فشار بخار ورودی به تبخیرکننده	۹۸	bar
نرخ جریان بخار	۱۳/۱	kg/s
در سمت لوله		
دمای روغن ورودی به تبخیرکننده	۳۹۲	ºC
فشار روغن ورودی به تبخیرکننده	۱۶	bar
دمای روغن خروجی از گرمکن	۲۹۳–۲۹۹	ºC
فشار روغن خروجی از گرمکن	۱۱	bar
نرخ جریان روغن	۱۰۹	kg/s

۳. معادلات حاکم

معادلات حاکم بر عملکرد کمپرسور چرخهٔ توربین گاز برای محاسبهٔ دمای خروجی از کمپرسور (T_O)، نسبت فشار (r_c)، نرخ جریان هوا (M_C) و توان مصرفی (W_C) در خارج از شرایط طراحی به‌صورت روابط (۱) تا (۵) است [۱۹].

$$T_O = T_i(1 + \frac{1}{\eta_c}[r_c^{\frac{k-1}{k}} - 1]) \quad (۱)$$

$$r_c = \beta = \frac{P_2}{P_1} \quad (۲)$$

$$\beta = \beta_{iso}(\frac{T_{iso}}{T_i}) \quad (۳)$$

$$W_c = (\frac{kR}{k-1})T_i(\frac{1}{\eta_c}\left[r_c^{\frac{k-1}{k}} - 1\right]) \quad (۴)$$

$$M_C = M_{C,iso}(\frac{T_{iso}}{T_i})(\frac{P_i}{P_{iso}}) \quad (۵)$$

در روابط (۱) تا (۵)، P فشار، k نسبت ظرفیت حرارتی، η_C بازده کمپرسور و R ثابت گازهاست. شایان ذکر است که برای محاسبهٔ دقیق‌تر پارامترهای مربوط به کمپرسور و توربین در خارج از شرایط طراحی، به نقشه‌های عملکرد هرکدام از تجهیزات نیاز است. معادلهٔ موازنهٔ انرژی برای محفظهٔ احتراق، به‌صورت رابطهٔ (۶) بیان می‌شود [۱۹].

$$\dot{m}_a h_{in} + \dot{m}_f LHV = \dot{m}_g h_{out} + \dot{m}_f(1 - \eta_{CC})LHV \quad (۶)$$

که در آن m_a نرخ جریان هوای ورودی به محفظهٔ احتراق، m_g نرخ جریان گاز خروجی از محفظهٔ احتراق، η_{CC} بازده احتراق، LHV ارزش حرارتی پایینی سوخت و h آنتالپی است. اگر تزریق بخار به محفظهٔ احتراق وجود داشته باشد و یا مقداری از جریان هوای خروجی کمپرسور برای خنک‌کاری تیغه‌های توربین گاز به کار رود، جملات دیگری به رابطهٔ (۶) اضافه می‌شود. دمای گاز خروجی از توربین گاز (T_{out}) را می‌توان طبق رابطهٔ (۷) به دست آورد [۱۹] که در آن T_{in} دمای گاز ورودی به توربین گاز، η_{GT} بازده پلی‌تروپیک و r_{GT} نسبت فشار توربین است.

$$T_{out} = T_{in}(1 - \eta_{GT}\left[1 - r_{GT}^{\frac{1-k}{k}}\right]) \quad (۷)$$

از آنجا که مدل باید در خارج از شرایط طراحی، عملکرد سیستم را پیش‌بینی کند، تغییرات خصوصیات جریان سیال از جمله ضریب انتقال حرارت و افت فشار در بخش‌های مختلف دیگ بخار بازیاب حرارت باید لحاظ شود. ضریب انتقال حرارت در خارج از شرایط طراحی، به‌کمک مقدار متناظرش در حالت طراحی به دست می‌آید و به‌عبارتی از روش مقیاس‌بندی مقاومت حرارتی استفاده شده است [۲۰ و ۲۱]. برای جریانی که از روی لوله عبور می‌کنند (مانند جریان گاز در دیگ بخار بازیاب حرارت)، ضریب انتقال حرارت جابه‌جایی (h_g) از رابطهٔ (۸) به دست می‌آید که توسط اسمیت [۲۲] پیشنهاد شده و ویر [۲۳] در دیگ بخار بازیاب حرارت از آن استفاده کرده است.

[Downloaded from energy.kashanu.ac.ir on 2021-12-20]

[DOI: 10.22052/11.2.10]

www.SID.ir

Archive of SID

$$h_g = \left(\frac{0.3\,.D_g^{0.625-1}}{A_g^{0.625}.\phi_a^{0.625-1}}\right).\left(\frac{C_{p,g}^{0.625}}{Pr_g^{0.625-0.33}.k_g^{0.625-1}}\right).\dot{m}_g^{0.625} = \Gamma_g.\beta_g.\dot{m}_g^{0.625} \quad (۸)$$

در رابطهٔ (۸)، ϕ_a پارامتری است که به هندسهٔ مبدل (تعداد و سایز فین‌ها و هندسهٔ مجموعهٔ لوله‌ها) بستگی دارد. متغیر D قطر، A مساحت لوله و Pr نماد عدد پرانتل است. در رابطهٔ (۸) ضریب انتقال حرارت جابه‌جایی، تابعی از سه عبارت است. یکی از این عبارات مقدار ثابتی دارد و تنها وابسته به هندسه است (Γ)، دومین متغیر تابع خواص حرارتی سیال است (β) و سومین متغیر به نرخ جریان وابسته است. سرانجام برای به‌دست‌آوردن نسبت ضریب انتقال حرارت جابه‌جایی در خارج از شرایط طراحی به شرایط طراحی، رابطهٔ (۹) حاصل می‌شود که به‌کمک آن می‌توان انتقال حرارت در خارج از شرایط طراحی را محاسبه کرد.

$$\frac{h_g}{h_{g,design}} = \frac{\Gamma_g.\beta_g.\dot{m}_g^{0.625}}{\Gamma_g.\beta_{g,design}.\dot{m}_{g,design}^{0.625}} \quad (۹)$$

در حالتی که یکی از سیالات در درون و دیگری در خارج از لوله جریان دارد (مانند مبدل‌های موجود در دیگ بخار بازیاب حرارت)، ضریب انتقال حرارت (U) طبق رابطهٔ (۱۰) محاسبه می‌شود:

$$U = \frac{1}{\frac{1}{h_g} + \frac{r_o \ln(r_o/r_i)}{k} + \frac{r_o}{r_i h_w}} \cong \frac{1}{\frac{1}{h_g}} = h_g \quad (۱۰)$$

در رابطهٔ (۱۰)، r قطر و k ضریب هدایت لوله است. همچنین h_g و h_w ضرایب انتقال حرارت جابه‌جایی سمت گاز و آب هستند. اما از آنجا که مقدار جمله اول در مخرج رابطهٔ بالا، در فرایندهای معمول انتقال حرارت از جمله در دیگ بخار بازیاب حرارت، نسبت به دو جملهٔ دیگر غالب است، می‌توان از تقریب ذکرشده استفاده کرد. اکنون با داشتن U، می‌توان مقدار تبادل حرارت در هر جزء از دیگ بخار بازیاب حرارت را محاسبه کرد. بنابراین برای تحلیل حرارتی دیگ بخار بازیاب حرارت شامل گرمکن، تبخیرکننده و مافوق گرمکن در خطوط فشار بالا و فشار پایین، مجموعه‌ای از روابط مذکور، به‌صورت زنجیره‌وار وجود دارد. در واقع با معلوم بودن شرایط گازهای خروجی از توربین گاز به‌عنوان ورودی به مدل دیگ بخار بازیاب حرارت، با استفاده از سعی و خطا (به‌کمک رابطهٔ ۱۰ و روابط ۱۱ و ۱۲) و با اعمال شرایط همگرایی جواب و لحاظ کردن قیود مربوطه به هر جزء، مدل‌سازی مدل دیگ بخار بازیاب حرارت انجام می‌شود.

$$LMTD = \frac{\Delta T_{cold} - \Delta T_{hot}}{Ln\frac{\Delta T_{cold}}{\Delta T_{hot}}} \quad (۱۱)$$

$$(\dot{Q})_{off-design} = (UA.LMTD)_{off-design} \quad (۱۲)$$

رایج‌ترین روش کنترل توربین بخار، روش فشار لغزشی است. در این روش، دما و فشار ورودی به توربین بخار، به‌طور خودبه‌خود، به‌دلیل تغییرات مشخصات گازهای خروجی از توربین گاز، متناسب با فشار خروجی از توربین بخار تغییر می‌کنند. رابطهٔ (۱۳) که به رابطهٔ استودلا شهرت دارد [۲۴]، بیانگر این نحوهٔ عملکرد توربین بخار است. در این رابطه، شرایط مرجع، شرایط طراحی توربین بخار است.

$$\frac{(\dot{m}\sqrt{T}/P)_{in}}{(\dot{m}\sqrt{T}/P)_{in,ref}} = \frac{\sqrt{1-(P_{out}/P_{in})^2}}{\sqrt{1-(P_{out}/P_{in})^2_{ref}}} \quad (۱۳)$$

کلکتور خورشیدی سهموی خطی، دارای لولهٔ جاذب برای جذب انرژی خورشید است. تمام تابش عمودی فرودی بر دهانهٔ کلکتور، جذب لولهٔ جاذب نمی‌شود؛ زیرا سطوح آینه، پوشش شیشه‌ای و لوله از لحاظ خواص نوری ایدئال نیستند. از بازده نوری کلکتور برای لحاظ کردن اتلاف در این سطوح استفاده می‌شود. بازده نوری مشخصه‌ای از سیستم جاذب است و به مواد، پوشش به‌کاررفته و ترتیب آن‌ها وابسته است. انرژی ناخالص جذب‌شده توسط لولهٔ دریافت‌کننده، توسط رابطهٔ (۱۴) محاسبه می‌شود [۲۵].

$$\dot{Q}_{abs} = DNI.\eta_{nominal}.cos(\emptyset).\ IAM.f_{rowshodow}.f_{clean}.f_{end\ loss} \quad (۱۴)$$

که DNI تابش مستقیم خورشید، $\eta_{nominal}$ بازده نوری نامی، φ زاویهٔ تابش فرودی، $f_{rowshodow}$ ضریب افت عملکرد به‌واسطهٔ سایهٔ ناشی از ردیف‌های موازی کلکتورها، f_{clean} ضریب تمیزی سطح و $f_{end\ loss}$ ضریب اتلاف ناشی از ساختار انتهایی کلکتور است. معمولاً سازندگان کلکتورها از شبیه‌سازی ردیابی اشعه برای مشخص کردن توانایی کلکتورها برای متمرکز کردن تابش مستقیم عمودی استفاده می‌کنند. نتایج این شبیه‌سازی‌ها به‌صورت روابطی با نام تصحیح زاویهٔ فرودی ارائه می‌شود. یکی از این روابط IAM پیشنهادی، به‌ازای φ بین ۰ و ۸۵ درجه، به‌صورت رابطهٔ (۱۵) است [۲۶]:

$$IAM = 1 - 2.231E-4\times\varphi - 1.1E-4\times\varphi^2 + 3.186E-6\times\varphi^3 - 4.855E-8\times\varphi^4 \quad (۱۵)$$

پارامتر $f_{rowshodow}$ ضریبی است که برای محاسبهٔ کاهش

[Downloaded from energy.kashanu.ac.ir on 2021-12-20]
[DOI: 10.22052/11.2.10]
www.SID.ir

Archive of SID

مساحت مؤثر دهانهٔ آینه، به‌دلیل سایه انداختن کلکتورها بر روی یکدیگر، به‌خصوص زمانی که خورشید نزدیک به افق باشد مطابق رابطهٔ (۱۶) به کار می‌رود [۲۵].

$$f_{rowshadow} = \frac{W_{eff}}{W} = \frac{L_{spacing}}{W} \cdot \frac{cos(\varphi_z)}{cos(\varphi)} \quad (۱۶)$$

که W_{eff} پهنای مؤثر صفحهٔ دید، W پهنای صفحهٔ دید کلکتور، $L_{spacing}$ فاصلهٔ بین ردیف‌های کلکتور و φ_z زاویهٔ سمت الرأس است. در بعضی از زوایای تابش فرودی، بخشی از مساحت قسمت انتهایی کلکتور، قابل استفاده نیست و بدین ترتیب ضریب f_{end_loss} (رابطهٔ ۱۷) برای لحاظ کردن این اثر، مورد استفاده قرار می‌گیرد. در رابطهٔ (۱۷) f فاصلهٔ کانونی و L_{SCA} طول کلکتور است.

$$f_{end\ loss} = 1 - \frac{f.Tan(\emptyset)}{L_{SCA}} \quad (۱۷)$$

بخشی از حرارت جذب‌شده، لولهٔ دریافت‌کننده و سیال درون آن را گرم می‌کند و بخش دیگر آن، اتلافات حرارتی است. حرارت اتلافی از طریق جابه‌جایی، هدایت و تابش می‌باشد. شرکت‌های سازنده اغلب از روش‌های تجربی برای تعیین مشخصات اتلاف حرارتی لوله‌های دریافت‌کننده استفاده می‌کنند. رابطه‌ای که برای محاسبهٔ اتلاف انرژی حرارتی از لولهٔ جاذب به کار می‌رود، به‌صورت رابطهٔ (۱۸) است [۲۵].

$$\dot{Q}_{Loss,Absorber} = A1 \times DT + A2 \times DT^4 \ (\frac{W}{m}) \quad (۱۸)$$

در رابطهٔ (۱۸)، ضرایب $A1$ و $A2$ به‌صورت تجربی برای هر نوع لولهٔ دریافت‌کننده خاص تعیین می‌شوند. همچنین DT، تفاضل بین دمای میانگین سطح خارجی لوله و دمای محیط است. فرض می‌شود که دمای سطح لوله، ۵ درجه بیشتر از دمای روغن جاری در لوله باشد [۲۵].

برای محاسبهٔ اتلاف حرارت تقریبی از سیستم لوله‌کشی میدان خورشیدی، از رابطهٔ تجربی (۱۹) که به‌ازای هر متر مربع از دهانهٔ کلکتور است، استفاده می‌شود. این رابطه، از آزمایش‌های تجربی که بر روی نیروگاه‌های خورشیدی آمریکا انجام شده، توسط آزمایشگاه ملی انرژی تجدیدپذیر[1] پیشنهاد شده است [۲۵].

$$\dot{Q}_{Loss,Piping} = 0.01693 \times \Delta T - 1.683 \times 10^{-4} \times \Delta T^2 + 6.780 \times 10^{-7} \times \Delta T^3 \ (\frac{W}{m^2}) \quad (۱۹\text{-الف})$$

$$\Delta T = \frac{T_{out,field} + T_{in,field}}{2} - T_{amb} \quad (۱۹\text{-ب})$$

اختلاف بین انرژی جذب‌شده در لولهٔ جاذب و مجموع افت‌های حرارتی لولهٔ جاذب و سیستم لوله‌کشی، انرژی خالص جمع‌شده ($\dot{Q}_{net,SF}$) در میدان خورشیدی (SF) را می‌دهد (رابطهٔ ۲۰).

$$\dot{Q}_{net,SF} = \dot{Q}_{abs} - (\dot{Q}_{loss,Absorber} - \dot{Q}_{loss.Piping}) \quad (۲۰)$$

روغن مورد استفاده در چرخهٔ خورشیدی یزد از نوع Therminol VP1 است. مشخصات این روغن در روابط (۲۱) و (۲۲) آمده است.

$$C\left(\frac{kj}{kgK}\right) = 0.0024T + 5.95 \times 10^{-6}T^2 - 2.98 \times 10^{-9}T^3 + 4.41 \times 10^{-11}T^4 + 1.5 \quad (۲۱)$$

$$\rho\left(\frac{kg}{m^3}\right) = -0.90709T + 0.00078T^2 - 2.367 \times 10^{-6}T^3 + 1083.25 \quad (۲۲)$$

برای محاسبهٔ تابش مستقیم خورشید از تابش کل اندازه‌گیری‌شده، ابتدا تابش پخشیده (I_d) محاسبه شده و سپس با کسر تابش پخشیده از تابش کل، تابش مستقیم خورشید به دست می‌آید [۱].

محاسبهٔ توان تولیدی توربین‌ها، با محاسبهٔ خواص سیال در جریان ورودی و خروجی توربین‌ها و استفاده از رابطهٔ نسبت فشار (روش استودلا (رابطهٔ ۱۳) برای توربین بخار) و همچنین محاسبهٔ نرخِ جریان به دست آمده است. محاسبهٔ خواص هر جریان، با داشتن دو متغیر مستقل، به کمک نرم‌افزار REFPROP[2] که به نرم‌افزار متلب لینک شد، محاسبه شده است.

پارامترهایی که در بخش اعتبارسنجی مدل استفاده شده‌اند، به‌صورت روابط (۲۳) تا (۲۹) تعریف می‌شوند [۱۷]. روابط مذکور به‌ترتیب بیانگر این موارد هستند: توان حرارتی سوخت مصرفی در دو توربین گاز، توان حرارتی سوخت مصرفی در دو مشعل کمکی، کل توان حرارتی به‌دلیل مصرف سوخت فسیلی در چرخهٔ نیروگاه، مقدار انرژی حرارتی منتقل‌شده به آب/ بخار توسط سیکل خورشیدی، توان تولیدی خالص نیروگاه، بازده نیروگاه بر اساس توان حرارتی سوخت فسیلی مصرف‌شده در سیکل و بازده نیروگاه بر اساس کل توان حرارتی داده‌شده به سیکل.

$$Q_{GT} = m_{f,GT1}LHV_{f,GT1} + m_{f,GT2}LHV_{f,GT2} \quad (۲۳)$$

$$Q_{DB} = m_{f,DB1}LHV_{f,DB1} + m_{f,DB2}LHV_{f,DB2} \quad (۲۴)$$

$$Q_f = Q_{GT} + Q_{DB} \quad (۲۵)$$

1. National Renewable Energy Laboratory (NREL)

2. Reference Fluid Thermodynamic and Transport Properties

www.SID.ir

[Downloaded from energy.kashanu.ac.ir on 2021-12-20]

[DOI: 10.22052/11.2.10]

Archive of SID

$$Q_{solar} = \Delta H_{SHE,1} + \Delta H_{SHE,2} \quad (۲۶)$$

$$P_{net} = P_{GTG,1} + P_{GTG,2} + P_{STG} - P_{Aux} \quad (۲۷)$$

$$\eta_f = P_{net}/Q_f \quad (۲۸)$$

$$\eta_{overall} = P_{net}/(Q_f + Q_{solar}) \quad (۲۹)$$

در این پژوهش از نرم‌افزار متلب برای شبیه‌سازی و تحلیل عملکرد چرخهٔ ISCC یزد استفاده شده است. برای بررسی چرخهٔ توربین گاز در خارج از شرایط طراحی، از نقشه‌های عملکرد توربین گاز، در نرم‌افزار ترموفلکس نیز کمک گرفته شده است.

به‌عنوان جمع‌بندی بخش مدل‌سازی، لازم است مطالبی ذکر شود. در شرایط طراحی، با توجه به اطلاعاتی که از مدارک نیروگاه برای نقطهٔ طراحی و تولید بار نامی موجود است، ظرفیت هر جزء از چرخه تعیین شده است. بعد از تعیین ظرفیت هر جزء، مدل‌سازی چرخه توسعه داده شده تا بتواند در شرایط خارج از طراحی نیز عملکرد چرخه را پیش‌بینی کند. بدین منظور در شرایط خارج از طراحی، با ثابت نگه داشتن ظرفیت هر جزء، تغییرات خواص هر جریان از سیالات و یا نرخ جریان به‌دلیل خروج از شرایط طراحی محاسبه شده است. محاسبهٔ این تغییرات برای هر جزء متفاوت است. برای مثال برای محاسبهٔ تغییرات نسبت فشار کمپرسور از رابطهٔ (۳) با توجه به شرایط استاندارد (ایزو) کمپرسور، برای محاسبهٔ تغییرات ضریب انتقال حرارت یک مبدل جرارتی از رابطهٔ (۹) و برای شرایط خارج از طراحی توربین بخار، از رابطهٔ (۱۳) استفاده شده است. مبنای اصلی این روابط، روش مقیاس‌بندی است. برای چرخهٔ خورشیدی به‌دلیل تغییرات تابش خورشید، بررسی شرایط خارج از طراحی، نیازمند محاسبهٔ تابش ساعتی خورشید و اعمال آن، بر توانایی لوله‌های جاذب برای افزایش دمای روغن است. رابطهٔ (۱۴) رابطهٔ اصلی برای شروع محاسبات خارج از طراحی برای چرخهٔ خورشیدی بوده است. شایان ذکر است که عوامل زیادی از جمله افت عملکرد یک جزء به‌دلیل کارکرد بلندمدت و استهلاک آن، تغییر در ساختار و همچنین تغییرات محیطی مانند تغییر دما، رطوبت و تابش خورشید، باعث خروج از شرایط طراحی یک چرخه می‌شود. به‌طور مشخص بررسی همزمان تمام این عوامل غیرممکن است. در این پژوهش، فقط تأثیر تغییرات محیطی بر عملکرد خارج از طراحی چرخه بررسی شده است.

۴. نتایج و بحث

۴. ۱. اعتبارسنجی چرخهٔ شبیه‌سازی‌شده

برای اطمینان از صحت مدل ایجادشده، خروجی مدل، با نتایج دو عملکرد مختلف چرخهٔ نیروگاه یزد که در مرجع [۱۷] ذکر شده، مقایسه شده است (جدول ۶). در هر دو حالت بررسی‌شده در جدول (۶)، دمای محیط و درصد بار توربین گاز ثابت بوده و به‌ترتیب برابر با ۱۹ °C و ۱۰۰٪ می‌باشد.

در حالت اول، مشعل‌های کمکی خاموش هستند و در حالت دوم، چرخه در شرایط طراحی بوده و مصرف سوخت هریک از مشعل‌ها برابر با ۰/۳۲ kg/s می‌باشد. شبیه‌سازی چرخهٔ نیروگاه در این بخش، بر اساس شرایط طراحی و برای تولید توان نامی انجام شده است؛ به‌عبارتی تجهیزات چرخه به‌گونه‌ای مدل شده‌اند که توان کل خروجی از ژنراتورهای توربین گاز و توربین بخار، با توان طراحی چرخه که در اسناد نیروگاه گزارش شده، برابر باشد. گفتنی است که توان خروجی توربین گاز و میزان سوخت مصرفی مشعل‌های کمکی به‌عنوان ورودی و در یک مقدار مشخص تثبیت شده‌اند و به همین دلیل در جدول (۶)، خطای نسبی برای آن‌ها صفر بوده و ذکر این مقادیر در جدول، فقط برای بیان کامل شرایط است. با توجه به مقادیر خطای محاسبه‌شده، خروجی‌های مدل را می‌توان قابل قبول دانست. علت خطاهای موجود، ناشی از عدم اطلاع دقیق از میزان افت فشار و اتلاف حرارت در اجزای مختلف چرخه است. اکنون می‌توان به تحلیل عملکرد نیروگاه در شرایط کاری مختلف پرداخت.

جدول (۶): اعتبارسنجی نتایج مدل چرخهٔ نیروگاه

پارامتر	حالت اول			حالت دوم (شرایط طراحی)		
	نتایج شبیه‌سازی	نتایج مرجع [۱۷]	خطای نسبی (٪)	نتایج شبیه‌سازی	نتایج مرجع [۱۷]	خطای نسبی (٪)
Q_{DB} (MW_{th})	۰	۰	۰	۲۹/۹۰	۲۹/۹۰	۰
Q_{GT} (MW_{th})	۷۵۵/۰۰	۷۵۷/۶۰	۰/۳۴	۷۵۵/۰۰	۷۵۷/۶۰	۰/۳۴
Q_{Solar} (MW_{th})	۴۸/۱۵	۴۷/۳۰	۱/۸۰	۴۸/۰۰	۴۷/۳۰	۱/۴۸
P_{GTG} (MW_{el})	۲۵۶/۴	۲۵۶/۴	۰	۲۵۶/۴	۲۵۶/۴	۰
P_{STG} (MW_{el})	۱۴۷/۳۰	۱۴۶/۹۰	۰/۲۷	۱۵۹/۹۱	۱۶۰/۰۰	۰/۰۶
P_{Aux} (MW_{el})	۱۴/۴۰	۱۵/۱۰	۴/۶۴	۱۴/۷۵	۱۵/۶۰	۵/۴۵
η_f	۵۱/۵۶	۵۱/۲۴	۰/۶۲	۵۱/۱۵	۵۰/۸۹	۰/۵۳
η_o	۴۸/۴۷	۴۸/۲۲	۰/۵۲	۴۸/۲۱	۴۸/۰۱	۰/۴۲

۴. ۲. اطلاعات هواشناسی

برای تحلیل عملکرد چرخه در خارج از شرایط طراحی، نیاز به اطلاعات هواشناسی است. این اطلاعات که از سازمان هواشناسی کشور دریافت شده، شامل دمای محیط، رطوبت نسبی و تابش کلی

[Downloaded from energy.kashanu.ac.ir on 2021-12-20]
[DOI: 10.22052/11.2.10]
www.SID.ir

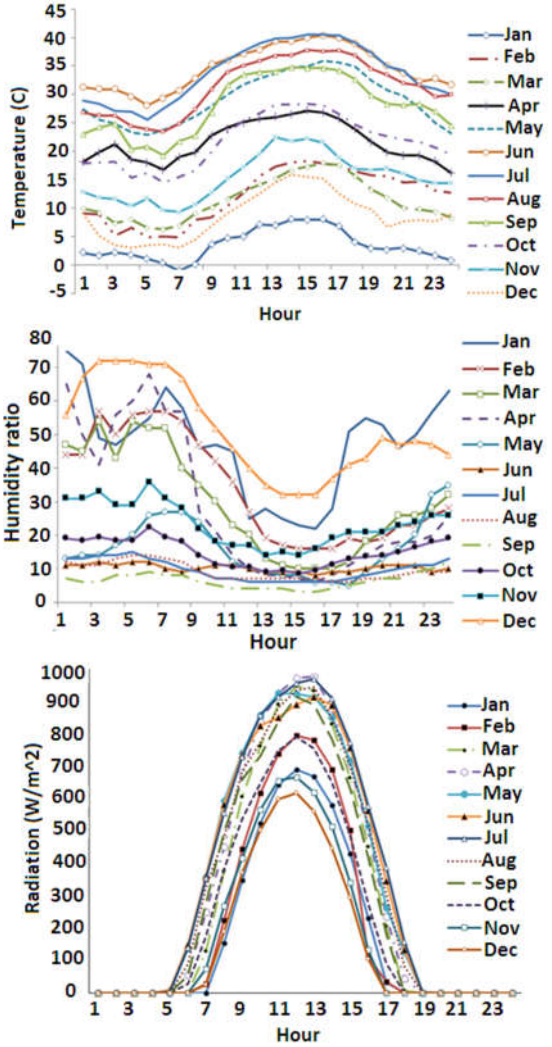
Archive of SID

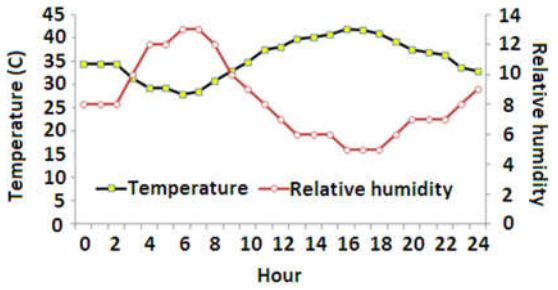
خورشید و مربوط به سال‌های ۲۰۰۷ و ۲۰۰۸ است. علت استفاده از داده‌های این سال‌ها، دسترسی به داده‌های کامل برای هریک از پارامترهای مذکور، در ساعات مختلف سال بوده است؛ به‌خصوص مقدار تابش کلی خورشید که تأثیر زیادی بر روی میزان مشارکت بخش خورشیدی در تولید توان دارد. به همین دلیل سعی شد تا طبق مطالعات دافی و بکمن [۱]، برای روز میانگین هر ماه، داده‌های مورد استفاده، دقیق و صحیح باشند. روز میانگین هر ماه که در جدول (۷) ذکر شده، روزی است که میزان تابش در آن روز، به‌عنوان تابش میانگین کل ماه در نظر گرفته می‌شود.

جدول (۷): روز میانگین هر ماه

ژانویه	۱۷	آوریل	۱۵	جولای	۱۷	اکتبر	۱۵
فوریه	۱۶	می	۱۵	آگوست	۱۶	نوامبر	۱۴
مارس	۱۶	ژوئن	۱۱	سپتامبر	۱۵	دسامبر	۱۰

در شکل (۲) مقادیر دمای محیط، رطوبت نسبی، تابش کل خورشید برای روز میانگین هر ماه و همچنین توزیع دما و رطوبت نسبی برای روز طراحی (۲۱ ژوئن) نشان داده شده است.





شکل (۲): به‌ترتیب از بالا به پایین: مقادیر دمای محیط، رطوبت نسبی و شدت تابش کل خورشید برای روز میانگین هر ماه و همچنین توزیع دما و رطوبت نسبی برای روز طراحی

۴. ۳. تحلیل انرژی عملکرد نیروگاه

برای تحلیل عملکرد نیروگاه ISCC شبیه‌سازی‌شده، دو حالت عملکردی مختلف برای تولید برق در نظر گرفته شده است. در حالت اول، نرخ مصرف جریان سوخت در مشعل‌های کمکی موجود در دیگ‌های بخار بازیاب حرارت، ثابت نگه داشته شده و مصرف سوخت در توربین‌های گاز، تابع شرایط محیط بوده، به‌گونه‌ای که بتواند شرایط بار کامل را برای توربین‌های گاز ایجاد کند. هیچ تابع کنترلی دیگری، برای تغییر نرخ مصرف سوخت فسیلی تعریف نمی‌شود و ظرفیت بخش خورشیدی، تأثیری در این میزان مصرف سوخت ندارد. در این صورت می‌توان، میزان افزایش توان تولیدی به‌واسطهٔ جذب انرژی خورشید و یا به‌عبارتی دیگر، میزان مشارکت بخش خورشیدی را ارزیابی کرد. به این شیوهٔ کنترلی و عملکردی چرخه، به‌اصطلاح حالت افزایش توان[1] گفته می‌شود. توان کمپرسور، پمپ سیال انتقال حرارت میدان خورشیدی و پمپ‌های آبی، به‌عنوان توان مصرفی از مقدار کل توان ناخالص چرخه کم می‌شود. در حالت دوم، توان خروجی چرخه ثابت نگه داشته شده و میزان کاهش مصرف سوخت فسیلی، به‌دلیل مشارکت انرژی خورشیدی در تولید برق ارزیابی می‌گردد. به این نوع عملکرد چرخه، حالت صرفه‌جویی در سوخت[2] گفته می‌شود.

۴. ۳. ۱. حالت عملکردی افزایش توان

شکل (۳) مفهوم حالت افزایش توان را در قالب نموداری که مقدار توان افزوده‌شده به چرخه، در زمان فعال بودن میدان خورشیدی است، نشان می‌دهد.

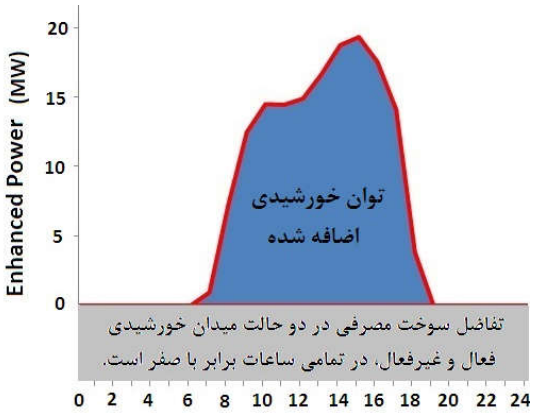
1. Power-Boosting Mode
2. Fuel-Saving Mode

[Downloaded from energy.kashanu.ac.ir on 2021-12-20]

[DOI: 10.22052/11.2.10]

www.SID.ir

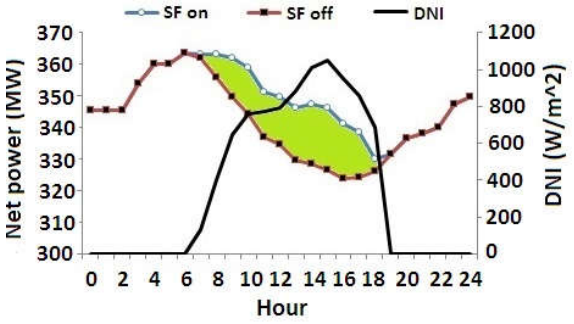
Archive of SID



شکل (۳): توان خورشیدی اضافه‌شده به چرخه در ساعات مختلف روز طراحی برحسب مگاوات

در این حالت عملکردی، مشارکت بخش خورشیدی در تولید توان کل، در روز طراحی ارزیابی شده است، به‌طوری که مقدار افزایش توان چرخه هنگام فعال بودن میدان خورشیدی نسبت به زمانی که غیرفعال بوده، مقایسه گردیده است. همچنین سوخت مصرفی مشعل‌های کمکی در طول اجرای مدل، در بازهٔ زمانی ۲۴ ساعتهٔ روز طراحی، برای هر دو وضعیت یکسان نگه داشته شده است. مطابق با شکل (۳)، بیشترین مشارکت میدان خورشیدی در توان تولیدی، در ساعت ۱۵ و به میزان ۱۹/۳ مگاوات بوده است.

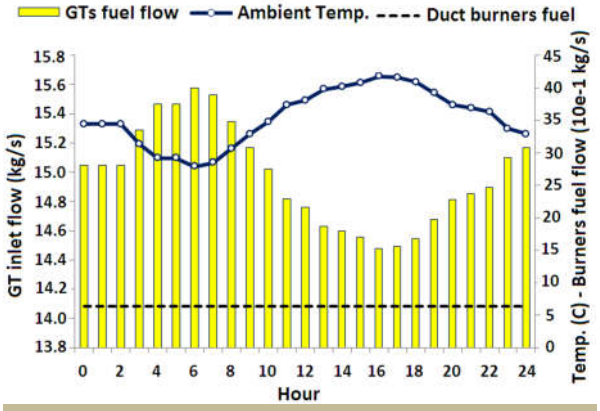
در شکل (۴) توان خالص کل چرخه، در دو وضعیت میدان خورشیدی فعال یا غیرفعال نشان داده شده است. در این شکل، دو عملکرد همزمان و البته غیر همسوی چرخه، ناشی از تغییرات شرایط محیطی مشاهده می‌شود. تا ساعت ۶ صبح که دمای محیط روند نزولی داشته، به‌دلیل افزایش نرخ جرمی هوای ورودی به کمپرسور، توان خالص چرخه تا مقدار ۳۶۳/۷ مگاوات افزایش یافته است. اما از ساعت ۶ به‌بعد، با طلوع خورشید و افزایش دمای محیط، توان چرخهٔ توربین گاز افت کرده اما وجود میدان خورشیدی و دریافت انرژی حرارتی خورشید توسط کلکتورها و شروع تولید بخار از ساعت هفت، این کاهش توان چرخه را تعدیل کرده است.



شکل (۴): توان خالص تولیدی چرخه و تابش مستقیم خورشید در روز طراحی (SF: Solar Field)

در واقع یکی از مهم‌ترین مزیت‌های این چرخه نسبت به چرخهٔ ترکیبی معمول، جبران بخشی از افت توان نیروگاه، در روزهای گرم سال بوده که در نتیجه، منجر به پایداری بیشتر تولید برق شده است. البته با وجود اینکه میدان خورشیدی مقداری به توان چرخه افزوده، همچنان افت توان در ساعات گرم روز که نیاز بیشتری به برق می‌باشد، احساس شده و نیاز به بهبود عملکرد چرخه و تأمین برق مورد نیاز مصرف‌کننده در این ساعات، ضروری است. مساحت رنگ‌شده در شکل (۴)، نمایانگر توان تولیدی خالص میدان خورشیدی در روز طراحی است.

اگرچه نرخ سوخت مصرفی مشعل‌های کمکی، ثابت و برابر با مقدار طراحی نگه داشته شده، نرخ سوخت مصرفی توربین‌های گاز، با تغییر دمای محیط و نرخ هوای ورودی به چرخه، تغییر کرده است. در شکل (۵) این موضوع مشاهده می‌شود.



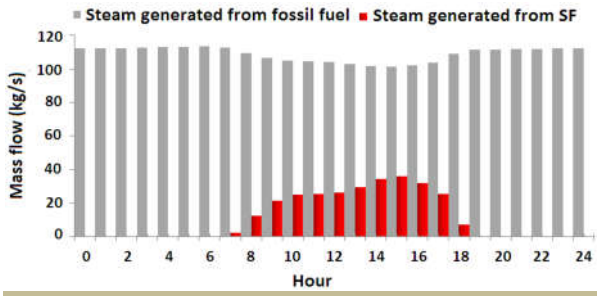
شکل (۵): نرخ سوخت مصرفی توربین‌های گاز و مشعل‌های کمکی چرخه در روز طراحی

طبق شکل (۵)، الگوی مصرف سوخت توربین گاز، کاملاً برعکس توزیع دمای محیط شده است. با کاهش دمای محیط، مصرف سوخت افزایش یافته و با افزایش آن، سوخت کمتری توسط توربین مصرف شده است. اصولاً زمانی که قرار است چرخهٔ توربین گاز، در بار کامل کار کند، سیستم کنترلی داخلی مجموعهٔ توربین، به‌گونه‌ای عمل می‌کند که دمای گاز ورودی به توربین (TIT[1]) تحت شرایط مختلف، ثابت بماند. بنابراین از آنجا که با تغییر دما، نرخ هوای ورودی به چرخه تغییر کرده است، با تنظیم نرخ سوخت ورودی به محفظهٔ احتراق، TIT ثابت نگه داشته می‌شود. در شکل (۶)، نرخ بخار تولیدشده توسط مبدل‌های خورشیدی در طول روز طراحی و مقدار آن نسبت به بخار تولیدشده در دیگ بخار بازیاب حرارت مشاهده می‌شود.

1. Turbine Inlet Temperature (TIT)

[Downloaded from energy.kashanu.ac.ir on 2021-12-20]
[DOI: 10.22052/11.2.10]
www.SID.ir

Archive of SID

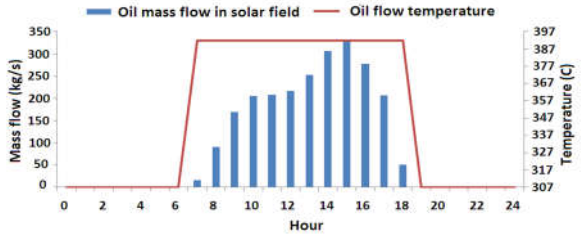


شکل (۶): مقایسهٔ نرخ بخار تولیدی از بخش خورشیدی و بخش فسیلی در طول روز طراحی (SF: Solar Field)

در اواسط روز، به‌دلیل کاهش انرژی گازهای خروجی از توربین گاز ناشی از افزایش دمای محیط، بخار کمتری در تبخیرکنندهٔ دیگ بخار بازیاب حرارت تولید می‌شود، به‌گونه‌ای که در ساعت ۶ صبح که دمای هوا کمترین مقدار را به میزان ۲۷/۹ °C دارد، ۱۱۳/۴ kg/s بخار از بخش فسیلی تولید شده است و در مقابل، در ساعت ۱۵ با افزایش دما به ۴۰/۲ °C، جریان بخار تولیدی به ۱۰۱/۳ kg/s کاهش یافته است. از طرف دیگر، با جذب انرژی خورشید توسط کلکتورها، مبدل‌های خورشیدی با تبادل حرارت میان روغن و آب ورودی از گرمکن پرفشار دیگ بخار بازیاب حرارت، بخاری با فشار طراحی ۹۵/۸۸ بار تولید کرده‌اند، به‌طوری که بیشترین میزان بخار خورشیدی تولیدی، ۳۶/۱ kg/s در ساعت ۱۵ بوده است. با توجه به شکل (۶) مشاهده می‌شود که با افزایش دما و شدت تابش خورشید از ساعت ۶ صبح تا ۱۵، میزان بخار بخش فسیلی ۱۱٪ معادل با ۱۲ kg/s کاهش اما میزان تولید بخار بخش خورشیدی در این مدت، ۳۶ kg/s افزایش داشته است. بدین ترتیب قرارگیری میدان خورشیدی در کنار چرخه‌های ترکیبی، تلفیق سودمندی را از لحاظ کارکرد این مجموعه، در اقلیم آب‌وهوایی گرم می‌دهد.

نکتهٔ قابل ذکر دیگر در مورد شکل (۶)، زمان شروع تولید بخار توسط مبدل‌های خورشیدی است. در شبیه‌سازی انجام‌شده، نرخ جریان روغن برابر با صفر، معادل با غیرفعال بودن مزرعهٔ کلکتورها بوده است. در فلسفهٔ کنترلی چرخه، زمانی‌که قرار است چرخهٔ روغن (چرخهٔ خورشیدی)، جریان خود را به شبکه تحمیل کند، تولید بخار زمانی آغاز می‌شود که دمای روغن خروجی از کلکتورها، به دمای معینی که برابر با دمای طراحی (۳۹۲ °C) است، رسیده باشد. در این صورت روغن از مبدل‌های خورشیدی عبور کرده و تولید بخار آغاز می‌شود. بنابراین در مدت‌زمان تولید بخار، میدان خورشیدی با توجه به دمای محیط و میزان تابش مستقیم خورشید، با تنظیم کردن نرخ جریان روغن، دمای روغن خروجی را به میزان دمای طراحی از قبل تعیین‌شده تثبیت کرده است. در شکل (۷) چگونگی تغییر نرخ جریان روغن در طول روز، برای نگه داشتن دمای خروجی آن، به میزان ۳۹۲ °C نشان داده شده است. مطابق با شکل (۷)، زمان شروع تولید بخار، ساعت ۷ صبح (به میزان kg/s ۲/۴ مطابق با شکل (۶)) بوده که مقدار نرخ جرمی روغن در گردش، در میدان خورشیدی در این ساعت، kg/s ۱۶/۱ بوده است. علت تولید بخار خورشیدی در این ساعت، رسیدن دمای روغن به دمای مورد نظر (۳۹۲ °C) برای اولین بار است.

همان گونه که از شکل (۷) مشاهده می‌شود، با افزایش شدت تابش خورشید، نرخ جریان روغن هم زیاد شده است. موضوع قابل ذکر دیگر، معیار زمان خاموش شدن میدان خورشیدی است. در مدل ایجادشده، فرض بر این بوده است که اگر مقدار تابش برخوردی بر واحد طول لولهٔ گیرنده، کمتر از ۱۵٪ مقدار طراحی شود، جریان روغن در مبدل‌های خورشیدی صفر شده و میدان خورشیدی غیرفعال شود. واضح است که این معیار، به‌صورت غیر مستقیم، حداقل جریانی را در لولهٔ جاذب، برای کارکرد چرخهٔ خورشیدی تعیین می‌کند.



شکل (۷): نرخ جریان روغن و دمای خروجی روغن از میدان خورشیدی در روز طراحی

۴. ۳. ۲. حالت عملکردی صرفه‌جویی در سوخت

در حالت صرفه‌جویی در سوخت، یک حلقهٔ کنترلی بر روی عملکرد تجهیزات چرخه ایجاد شد تا توان خروجی خالص نیروگاه، در تمامی ساعات، در مقدار توان طراحی تثبیت شود. بدین صورت، میزان کاهش مصرف سوخت فسیلی به‌دلیل مشارکت انرژی خورشیدی در تولید برق محاسبه شده است. فلسفهٔ کنترلی این حالت عملکردی بدین ترتیب است که تا زمانی که توان لحظه‌ای چرخه به‌دلیل شرایط محیطی کمتر از مقدار طراحی باشد، به مشعل‌های کمکی فرمان داده می‌شود تا نرخ سوخت مصرفی‌شان را افزایش دهند تا انرژی حرارتی گازهای ورودی به دیگ بخار بازیاب حرارت افزایش یابد و به‌تبع آن، بخار بیشتری تولید گردد. در شکل (۸) خروجی مدل برای روز طراحی، در حالت صرفه‌جویی در سوخت نشان داده شده است. در این شکل، تغییرات مصرف سوخت مشعل‌های کمکی برای نگه داشتن توان خروجی چرخه نیروگاه در مقدار طراحی (۴۱۷ مگاوات)، در

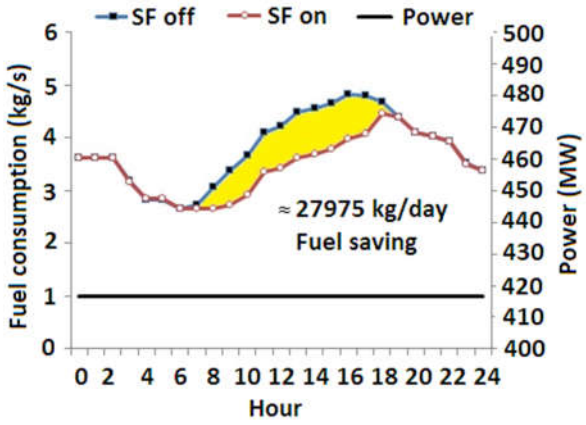
[Downloaded from energy.kashanu.ac.ir on 2021-12-20]

[DOI: 10.22052/11.2.10]

www.SID.ir

Archive of SID

شرایطی که میدان خورشیدی فعال یا غیرفعال باشد، مشاهده می‌شود. مطابق با این شکل، در صورت فعال بودن میدان خورشیدی، مصرف سوخت مشعل‌های کمکی در دیگ بخار بازیاب حرارت، برای تولید ۴۱۷ مگاوات الکتریسیته، حدوداً به میزان ۲۸ هزار کیلوگرم، در روز طراحی کاهش یافته است. در واقع اولویت در تولید توان، با میدان خورشیدی بوده و در نتیجه در ساعاتی که تابش خورشید به‌اندازهٔ کافی موجود است، مصرف سوخت مشعل‌ها به‌منظور صرفه‌جویی در سوخت، کاهش یافته است.



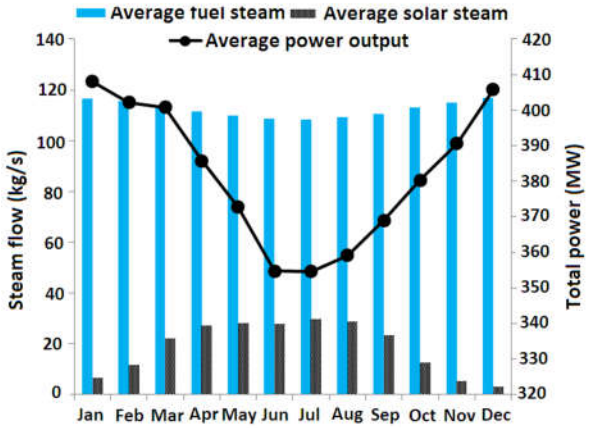
شکل (۸): مصرف سوخت مشعل‌های کمکی در حالت صرفه‌جویی در سوخت، در روز طراحی (توان خروجی ثابت)

بدین‌ترتیب، به‌دلیل قابلیت تنظیم کارکرد مشعل‌های کمکی، می‌توان از این موضوع به‌عنوان یک فرمان کنترل‌کننده برای تنظیم و مدیریت سوخت مصرفی استفاده کرد. علاوه بر این، تأثیر کاهش توان تولیدی توربین‌های گاز به‌دلیل افزایش دما بر توان خروجی کل چرخه قابل ملاحظه است. در صورتی که بتوان از سیستم خنک‌کاری هوای ورودی به کمپرسور توربین گاز استفاده کرد، توان پایدارتری می‌توان تولید کرد که در این حالت، فلسفهٔ کنترلی چرخه، علاوه بر پایش مداوم انرژی در دسترس خورشیدی، برای تولید بخار خورشیدی، باید عملکرد سیستم خنک‌کاری را نیز مد نظر قرار دهد تا بتواند مصرف سوخت مشعل‌های کمکی را تنظیم کند.

۴. ۳. ۳. تحلیل سالیانهٔ عملکرد نیروگاه ISCC

در شکل (۹) میانگین توان تولیدی و میانگین نرخ جرمی بخار تولیدی توسط بخش فسیلی و بخش خورشیدی، برای روز میانگین ماه‌های مختلف سال مشاهده می‌شود. در واقع هریک از متغیرهای مذکور، برای ۲۴ ساعت روز میانگین هر ماه، محاسبه و سپس از نتایج حاصل ۲۴ ساعته، متوسط‌گیری شده است.

با توجه به شکل (۹) مشاهده می‌شود که افت توان کل نیروگاه، به‌دلیل کاهش توان تولیدی توربین‌های گاز در ماه‌های گرم سال قابل توجه است. با وجود این، به‌دلیل استفاده از مشعل‌های کمکی در دیگ بخار بازیاب حرارت و استفاده از انرژی خورشیدی که اتفاقاً در ماه‌های گرم مشارکت بیشتری دارد، باعث شده است که کمبود نرخ بخار تولیدی در این ماه‌ها تا حدی جبران شود. بدین ترتیب، اگرچه در ساعات گرم، توان توربین‌های گاز کم می‌شود، کاهش توان تولیدی توربین بخار کمتر است. این موضوع بدین معناست که افت توان توربین بخار در ساعات گرم، در چرخه‌های ترکیبی خورشیدی کمتر از چرخه‌های ترکیبی معمول است.



شکل (۹): میانگین توان تولیدی و نرخ جرمی بخار تولیدی توسط بخش فسیلی و بخش خورشیدی، برای روز میانگین ماه‌های مختلف سال

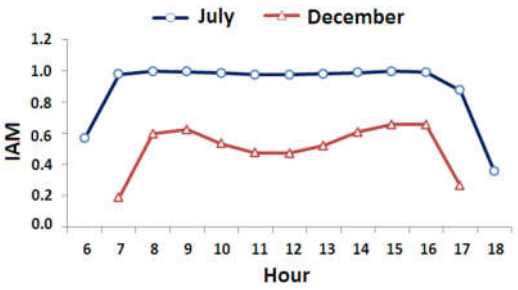
طبق اسناد نیروگاه، برای نقطهٔ طراحی چرخه (جدول ۱)، توان تولیدی (در شرایط طراحی) ۴۱۷ مگاوات است. در شکل (۹) توان تولیدی میانگین چرخه، در ماه‌های مختلف سال نشان داده شده است. با توجه به این شکل، توان میانگین ماهانهٔ چرخه در هیچ کدام از دوازده ماه سال، به مقدار توان طراحی نرسیده است؛ اگرچه در ساعات مختلف ماه ممکن است توان طراحی تولید شده باشد. علت این موضوع را می‌توان از اطلاعات هواشناسی نشان داده‌شده در شکل (۲) تحلیل کرد. بخش قابل توجهی از دمای روز میانگین هر ماه، بیش از ۱۹ °C بوده که این عامل باعث کاهش توان توربین‌های گاز نسبت به شرایط طراحی (دمای ۱۹ °C) می‌شود. از طرفی، بخش قابل توجهی از تابش میانگین خورشید در ساعات مختلف روز میانگین هر ماه، کمتر از ۸۰۰ وات بر مترمربع است که این عامل نیز افت عملکرد چرخهٔ خورشیدی را نسبت به شرایط طراحی به دنبال دارد؛ به‌عبارتی با توجه به داده‌های هواشناسی در دسترس و پتانسیل تولید انرژی توسط چرخه در ماه‌های مختلف، ظرفیت طراحی انجام‌شده برای چرخه، مقداری بیش از اندازهٔ مورد نیاز

[Downloaded from energy.kashanu.ac.ir on 2021-12-20]
[DOI: 10.22052/11.2.10]
www.SID.ir

Archive of SID

است. البته این امکان وجود دارد که اطلاعاتی که از شرایط طراحی چرخه منتشر شده، مربوط به مراحل اولیهٔ امکان‌سنجی بوده و طراحی چرخه در مراحل بعد، دچار تغییراتی شده باشد.

به‌عنوان یکی از پارامترهای مهم برای توضیح تفاوت شدت تابش خورشید در ماه‌های مختلف سال، ضریب تصحیح زاویهٔ تابش مورد بررسی قرار می‌گیرد. در تابستان، شدت تابش خورشید بیشتر است و مقدار *IAM* به‌عنوان یکی از پارامترهای مهم در مبحث انرژی خورشیدی، به یک بسیار نزدیک و تغییرات آن در بازهٔ خیلی کوچکی می‌باشد. بنابراین انرژی خورشیدی بیشتری را می‌توان برای تولید بخار جمع‌آوری کرد. بدین ترتیب سیستم قادر است تا برای مدت‌زمان نسبتاً طولانی‌تری، نزدیک به نقطهٔ طراحی کار کند. در مقابل، در زمستان به‌دلیل تابش ضعیف خورشید، *IAM* دستخوش تغییرات بیشتری شده و انرژی خورشیدی کمتری جمع‌آوری شده، لذا کاهش قابل ملاحظه‌ای در مقدار بخار خورشیدی تولیدی ایجاد می‌شود. در شکل (۱۰) مقدار *IAM* برای دو ماه جولای و دسامبر در ساعاتی که تابش خورشید موجود است، رسم شده است.



شکل (۱۰): ضریب تصحیح زاویه تابش در ساعات مختلف روز میانگین دو ماه جولای و دسامبر

در شکل (۱۰) مشاهده می‌شود که تغییرات *IAM* در ماه جولای نسبت به ماه دسامبر کمتر بوده و مقادیر آن به یک نزدیک‌تر است. بنابراین، هر چقدر این ضریب تصحیح بزرگ‌تر باشد، تابش جذب‌شده توسط لولهٔ گیرنده بیشتر خواهد بود.

۵. نتیجه‌گیری

مطالعهٔ عملکرد یک نیروگاه ISCC به‌دلیل مجهز بودن آن به میدان خورشیدی و وابستگی آن به تغییرات روزانهٔ تابش خورشید و شرایط محیط، استفاده از مدل‌سازی در خارج از شرایط طراحی را ضروری‌تر کرده و بدین ترتیب، امکان محاسبهٔ دقیق‌تر و واقعی‌تر مقدار برق تولیدی در بازه‌های زمانی دلخواه فراهم می‌گردد. در این مقاله، نیروگاه ISCC یزد به‌عنوان یک نمونهٔ واقعی از نیروگاه‌های ISCC انتخاب شد و سپس مدل‌سازی ترمودینامیکی آن در خارج از شرایط طراحی صورت گرفت. تحلیل جامع عملکرد نیروگاه، در دو حالت عملکردی متفاوت و مهم شامل حالت افزایش توان و حالت صرفه‌جویی در سوخت مورد تحلیل قرار گرفت. بدین ترتیب، تأثیر میدان خورشیدی که شامل کلکتورهای سهموی‌شکل است، بر عملکرد کلی چرخهٔ ISCC و تأثیر آن بر دیگ بخار بازیاب حرارت و توربین بخار مورد بحث قرار گرفت. به‌طور خلاصه، نتایج حاصل از شبیه‌سازی چرخهٔ نیروگاه در خارج از شرایط طراحی بدین صورت است:

۱. در حالت افزایش توان، برای روز طراحی، بیشترین مشارکت میدان خورشیدی در تولید توان، در ساعت ۱۵ و به میزان ۱۹/۳ مگاوات بوده است.

۲. با افزایش دما و شدت تابش خورشید از ساعت ۶ صبح تا ساعت ۱۵ روز طراحی، میزان بخار بخش فسیلی ۱۱٪ معادل با ۱۲ kg/s کاهش یافته اما میزان تولید بخار بخش خورشیدی در این مدت، ۳۶ kg/s افزایش داشته است.

۳. زمان شروع تولید بخار در روز طراحی، ساعت ۷ صبح بوده است. این عملیات به‌دلیل فلسفهٔ کنترلی اعمالی بر میدان خورشیدی بوده که باید دمای روغن به دمای ۳۹۲ °C برسد تا تولید بخار آغاز شود.

۴. نتایج حاصل از حالت افزایش توان بیان می‌کند که مهم‌ترین مزیت چرخهٔ ISCC نسبت به یک چرخهٔ ترکیبی معمول، جبران بخشی از افت توان توربین‌های گاز، در روزهای گرم سال به‌دلیل جذب مناسب تابش خورشید بوده و در نتیجه پایداری بیشتری برای تولید برق به دنبال دارد.

۵. در حالت صرفه‌جویی در سوخت، در صورت فعال بودن میدان خورشیدی، مصرف سوخت مشعل‌های کمکی در دیگ بخار بازیاب حرارت، برای تولید ۴۱۷ مگاوات الکتریسیته، حدود ۲۸ هزار کیلوگرم، در روز طراحی کاهش یافته است. در واقع، اولویت در تولید توان، با میدان خورشیدی بوده و در نتیجه در ساعاتی که تابش خورشید به‌اندازهٔ کافی موجود است، مصرف سوخت مشعل‌ها به‌منظور صرفه‌جویی در سوخت کاهش می‌یابد.

۶. عملکرد سالیانهٔ چرخهٔ نیروگاه یزد از لحاظ تولید انرژی بررسی شد و مقدار توان تولیدی بخش خورشیدی و توان کلی چرخه و همچنین میزان سوخت مصرفی نیروگاه در هریک از ماه‌های سال محاسبه گردید. به‌عنوان یکی از پارامترهای مهم برای توضیح تفاوت شدت تابش خورشید در ماه‌های مختلف، ضریب تصحیح زاویهٔ تابش نیز بررسی شد.

[Downloaded from energy.kashanu.ac.ir on 2021-12-20]

[DOI: 10.22052/11.2.10]

www.SID.ir

Archive of SID

در تحقیقات آتی لازم است که شاخص‌های اقتصادی چرخهٔ نیروگاه، در شرایط مختلف عملکردی و محیطی نیز بررسی شود.

مراجع

[1] Duffie, J. A. and Beckman, W. A., *Solar Engineering of Ehermal Processes*, John Wiley & Sons, 2013.

[2] Allani, Y., Favrat, D. and Von Spakovsky, M. R., "*CO2 Mitigation Through the Use of Hybrid Solar-Combined Cycles*", Energy Conversion and Management, Vol. 38, pp. S661–S667, 1997.

[3] Baghernejad, A. and Yaghoubi, M., "*Exergoeconomic Analysis and Optimization of an Integrated Solar Combined Cycle System (ISCCS) Using Genetic Algorithm*", Energy Conversion and Management, Vol. 52, pp. 2193–2203, 2011.

[4] Bakos, G. C. and Parsa, D., "*Technoeconomic Assessment of an Integrated Solar Combined Cycle Power Plant in Greece Using Line-Focus Parabolic Trough Collectors*", Renewable Energy, Vol. 60, pp. 598–603, 2013.

[5] Binamer, A. O., "Al-Abdaliya Integrated Solar Combined Cycle Power Plant: Case Study of Kuwait, Part I", Renewable Energy, Vol. 131, pp. 923–937, 2019.

[6] Elmohlawy, A. E., Ochkov, V. F. and Kazandzhan, B. I., "*Study and Prediction the Performance of an Integrated Solar Combined Cycle Power Plant*", Energy Procedia, Vol. 156, pp. 72–78, 2019.

[7] Ameri, M. and Mohammadzadeh, M., "*Thermodynamic, Thermoeconomic and Life Cycle Assessment of a Novel Integrated Solar Combined Cycle (ISCC) Power Plant*", Sustainable Energy Technologies and Assessments, Vol. 27, pp. 192–205, 2018.

[8] Achour, L., Bouharkat, M. and Behar, O., "*Performance Assessment of an Integrated Solar Combined Cycle in the Southern of Algeria*", Energy Reports, Vol. 4, pp. 207–217, 2018.

[9] Turchi, C. S. and Ma, Z., "*Co-located Gas Turbine/Solar Thermal Hybrid Designs for Power Production*", Renewable Energy, Vol. 64, pp. 172–179, 2014.

[10] Montes, M. J., Rovira, A., Muñoz, M. and Martínez-Val, J. M., "*Performance Analysis of an Integrated Solar Combined Cycle Using Direct Steam Generation in Parabolic Trough Collectors*", Applied Energy, Vol. 88, pp. 3228–3238, 2011.

[11] Baghernejad, A., Yaghoubi, M. and Jafarpur, K., "*Exergoeconomic Comparison of Three Novel Trigeneration Systems Using SOFC, Biomass and Solar Energies*", Applied Thermal Engineering, Vol. 104, pp. 534–555, 2016.

[12] Abdelhafidi, N., Bachari, N. E. I., Abdelhafidi, Z., Cheknane, A., Mokhnache, A. and Castro, L., "*Modeling of Integrated Solar Combined Cycle Power Plant (ISCC) of Hassi R'mel, Algeria*", International Journal of Energy Sector Management, 2019.

[13] Dayem, A. M. A., Metwally, M. N., Alghamdi, A. S. and Marzouk, E. M., "*Numerical Simulation and Experimental Validation of Integrated Solar Combined Power Plant*", Energy Procedia, Vol. 50, pp. 290–305, 2014.

[14] Wang, S. and Fu, Z., "*Thermodynamic Investigation of an Integrated Solar Combined Cycle with an ORC System*", Entropy, Vol. 21, pp. 428, 2019.

[15] Baghernejad, A. and Yaghoubi, M., "*Exergy Analysis of an Integrated Solar Combined Cycle System*", Renewable Energy, Vol. 35, pp. 2157–2164, 2010.

[16] Mehrnia, V. and Khoshkhoo, R., "*Solar Field Thermo-Economical Optimization of Yazd Integrated Solar Combined Cycle (ISCC)*", Modares Mechanical Engineering, Vol. 14, pp. 117–127, 2014.

[17] Izadpanah, S., Haghighi-khoshkhoo, R. and Torabnejad, E., "*Thermodynamic Analysis of Yazd Solar Combined Cycle Power Plant*", 26th International Power System Conference, 2011.

[18] *Design Documents of Yazd Integrated Solar Combined cycle Power Plant, Prepared for Iran Power Plant Projects Management Co. (MAPNA)*.

[19] Ehyaei, M. A., Mozafari, A. and Alibiglou, M. H., "*Exergy, Economic & Environmental (3E) Analysis of Inlet Fogging for Gas Turbine Power Plant*", Energy, Vol. 36, pp. 6851–6861, 2011.

[20] Rovira, A., Valdés, M. and Durán, M. D., "*A Model to Predict the Behaviour at Part Load Operation of Once-Through Heat Recovery Steam Generators Working with Water at Supercritical Pressure*", Applied Thermal Engineering, Vol. 30, pp. 1652–1658, 2010.

[21] Ganapathy, V., "*Simplify Heat Recovery Steam Generator Evaluation*", Hydrocarbon Processing, Vol. 69, 1990.

[22] Smith, D. M., "*Mean Temperature Difference in Cross Flow*", Engineering, Vol. 138, pp. 479–481, 1934.

[23] Weir, C. D., "*Estimating the Performance of Gas Turbine Heat-Recovery Boilers Off-Design*", Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part A: Journal of Power and Energy, Vol. 202, pp. 269–277, 1988.

[24] Lee, J. J. and Kim, T. S., "*Development of a Gas Turbine Performance Analysis Program and its Application*", Energy, Vol. 36, pp. 5274–5285, 2011.

[25] García, I. L., Álvarez, J. L. and Blanco, D., "*Performance Model for Parabolic Trough Solar Thermal Power Plants with Thermal Storage: Comparison to Operating Plant Data*", Solar Energy, Vol. 85, pp. 2443–2460, 2011.

[26] Romero-Alvarez, M. and Zarza, E., *Concentrating Solar Thermal Power*, CRC Press, 2007.

[Downloaded from energy.kashanu.ac.ir on 2021-12-20]

[DOI: 10.22052/11.2.10]

www.SID.ir