

الحمد لله
الذي هدانا لهذا
الذي كنا لنهتدي لولا
هدى الله لنا



دانشکده مهندسی مکانیک و مکاترونیک

پایان نامه کارشناسی ارشد مهندسی تبدیل انرژی

تحلیل ترمودینامیکی و اقتصادی، سیستم ذخیره ساز انرژی حرارتی خورشیدی با دمای بالا با استفاده از مایعات یونی در تهویه مطبوع و تولید توان

نگارنده: علی اردشیری طرقي

اساتید راهنما

دکتر محمود مهرگان

دکتر سید مجید هاشمیان

شهریور ۱۴۰۰

شماره: ۲۰۱۹-۱۲۴
تاریخ: ۱۵/۸/۱۴۰۰
ویرایش:

باسمه تعالی

فرمهای ارزشیابی پایان نامه کارشناسی ارشد
مربوط به ورودی های ۹۴ به بعد



مدیریت تحصیلات تکمیلی

فرم شماره (۳) صورتجلسه نهایی دفاع از پایان نامه دوره کارشناسی ارشد

با نام و یاد خداوند متعال، ارزیابی جلسه دفاع از پایان نامه کارشناسی ارشد خانم / آقای علی اردشیری طرقی با شماره دانشجویی ۹۷۰۲۱۳۴ رشته مهندسی مکانیک گرایش تبدیل انرژی تحت عنوان تحلیل ترمودینامیکی و اقتصادی سیستم ذخیره ساز انرژی حرارتی خورشیدی با دمای بالا با استفاده از مایعات یونی در تهویه مطبوع و تولید توان که در تاریخ ۱۴۰۰/۶/۲۴ با حضور هیأت محترم داوران در دانشگاه صنعتی شاهرود برگزار شد به شرح ذیل اعلام می گردد:

الف) درجه عالی: نمره ۲۰-۱۹ ☐ ب) درجه خیلی خوب: نمره ۱۸-۱۷ ☒ ج) درجه خوب: نمره ۱۶-۱۷ ☐ د) درجه متوسط: نمره ۱۵-۱۴ ☐ ه) کمتر از ۱۴ غیر قابل قبول و نیاز به دفاع مجدد دارد ☐ نوع تحقیق: نظری ☒ عملی ☐			
عضو هیأت داوران	نام و نام خانوادگی	مرتبه علمی	امضاء
۱- استاد راهنمای اول	دکتر محمود مهرگان	دانشیار	
۲- استاد راهنمای دوم	دکتر سید مجید هاشمیان	استادیار	
۳- استاد مشاور	-	-	-
۴- استاد داور اول	دکتر احمد نظری	استادیار	
۵- استاد داور دوم	دکتر محمد محسن شاه مردان	استاد	
۶- نماینده تحصیلات تکمیلی	دکتر مسلم صیوری	استادیار	

نام و نام خانوادگی رئیس دانشکده: دکتر مهدی گردویی

تاریخ و امضاء و مهر دانشکده:

۱۵/۸/۱۴۰۰

تقدیم به وجود مقدس:
آنان که رفتند تا ما بمانیم...

«من لم يشكر المخلوق لم يشكر الخالق»

بسی شایسته است از استاد فرهیخته و فرزانه جناب آقای دکتر محمود مهرگان و جناب آقای دکتر سید مجید هاشمیان که با کرامتی، چون خورشید، سرزمین دل را روشنی بخشیدند و گلشن سرای علم و دانش را با راهنمایی‌های کارساز و سازنده بارور ساختند تقدیر و تشکر نمایم.

علی اردشیری طرقی

شهریور ۱۴۰۰

تعهد نامه

اینجانب علی اردشیری طرقي دانشجوی کارشناسی ارشد رشته مهندسی مکانیک تبدیل انرژی دانشکده مهندسی مکانیک و مکاترونیک دانشگاه صنعتی شاهرود، نویسنده پایان نامه با عنوان تحلیل ترمودینامیکی و اقتصادی، سیستم ذخیره ساز انرژی حرارتی خورشیدی با دمای بالا با استفاده از مایعات یونی در تهویه مطبوع و تولید توان، تحت راهنمایی محمود مهرگان و سید مجید هاشمیان متعهد می شوم:

- تحقیقات در این پایان نامه توسط اینجانب انجام شده است و از صحت و اصالت برخوردار است.
- در استفاده از نتایج پژوهش های دیگر پژوهش گران، به مرجع مورد استفاده استناد شده است.
- مطالب این پایان نامه، تا کنون توسط خود، یا فرد دیگری برای دریافت هیچ نوع مدرک یا امتیازی در هیچ جا ارایه نشده است.
- حقوق معنوی این اثر، به دانشگاه صنعتی شاهرود تعلق دارد، و مقالات مستخرج با نام “دانشگاه صنعتی شاهرود” یا “Shahrood University of Technology” به چاپ خواهد رسید.
- حقوق معنوی تمام افرادی که در به دست آوردن نتایج اصلی پایان نامه تاثیرگذار بوده اند، در مقالات مستخرج از پایان نامه رعایت می گردد.
- در تمام مراحل انجام این پایان نامه، در مواردی که از موجود زنده (یا بافت های آنها) استفاده شده است، ضوابط و اصول اخلاقی رعایت شده است.
- در تمام مراحل انجام این پایان نامه، در مواردی که به حوزه اطلاعات شخصی افراد دسترسی یافته (یا استفاده شده است)، اصل رازداری و اصول اخلاق انسانی رعایت شده است.

علی اردشیری طرقي

شهریور ۱۴۰۰

مالکیت نتایج و حق نشر

- تمام حقوق معنوی این اثر و محصولات آن (مقالات مستخرج، کتاب، برنامه های رایانه ای، نرم افزارها و تجهیزات ساخته شده) متعلق به دانشگاه صنعتی شاهرود می باشد. این مطلب باید به نحو مقتضی، در تولیدات علمی مربوطه ذکر شود.
- استفاده از اطلاعات و نتایج موجود در این پایان نامه بدون ذکر منبع مجاز می باشد.

چکیده

انرژی خورشیدی به عنوان یک انرژی پاک و قابل تجدید امروزه توجه زیادی به عنوان جایگزین مناسب برای سوخت های فسیلی به خود جلب کرده است. در این راستا نیروگاه های حرارتی خورشیدی یکی از روش های استفاده از انرژی خورشیدی می باشد بر خلاف نیروگاه های فسیلی این نیروگاه اغلب بارهای حرارتی بالاتر یا پایین تر از نقطه طراحی خود نشان می دهند که منجر به کارکرد در شرایط خارج از نقطه طراحی در اکثر اوقات می شود. همین عامل سبب می شود که پارامترهای خروجی نیروگاه در روز های مختلف سال دچار تغییر شود. در این پژوهش تجزیه و تحلیل انرژی و انرژی یک نیروگاه خورشیدی همراه با سیکل رانکین و سیکل تبرید جذبی مورد بررسی قرار می گیرد همچنین در این پژوهش بجای استفاده از سیال انتقال حرارت معمول که نمک های نیترات هستند از مایعات یونی استفاده شده است. تفاوت اصلی این دو نوع سیال در این است که مایعات یونی در دمای اتاق مایع می باشند اما نمک های نیترات معمولاً دمای ذوب بالای ۲۰۰ درجه دارند همین عامل باعث می شود که محدوده کاربرد از لحاظ دمایی محدود شود. علاوه بر این به سیستم حفاظتی برای جلوگیری از انجماد نمک های نیترات نیاز است. در مایعات یونی که در دمای اتاق مایع می باشند به چنین سیستمی نیاز نیست. از طرفی با توجه به اینکه دمای انجماد این مایعات کمتر از دمای اتاق است می توان از این مایعات در جهت سرمایش یا گرمایش هم استفاده کرد. در این پژوهش یک نیروگاه حرارتی خورشیدی دریافت کننده مرکزی همراه با دو تانک ذخیره انرژی ، سیکل رانکین برای تولید توان و سیستم تبرید جذبی برای تهویه مطبوع استفاده شده است. در این پژوهش دمای سیال انتقال حرارت ورودی و خروجی به سیکل رانکین ثابت در نظر گرفته شده است. با توجه به این که بار حرارتی ورودی به سیکل در طول روز متفاوت است. در این پژوهش عامل دما محدود شده پس دبی سیال انتقال حرارت ورودی و خروجی به سیکل رانکین متغیر خواهد بود. نتایج نشان می دهد که بیشترین بازده در شرایط اولیه برای تابش مستقیم خورشیدی W/m^2 ۹۰۰ می باشد ، در پژوهش مورد نظر تحلیل انرژی و انرژی سیکل توان مورد نظر خواهد بود. نتایج حاصل از شبیه سازی بدین صورت خواهد بود. که در حداکثر تابش مستقیم خورشیدی بازده قانون اول و دوم به ترتیب برابر ۲۷،۷۲ و ۷،۷۶ خواهد بود کار مفید خروجی به $30.77 MW$ می رسد، در ادامه با افزایش فشار توربین اول کار مفید خروجی، بازده قانون اول و دوم افزایش می یابد. همچنین طی این افزایش کار خروجی توربین دوم هم کاهشی خواهد بود اما این کاهش در مقابل افزایش کار خروجی توربین اول ناچیز است.

در قسمت تحلیل اقتصادی مشاهده شد که با وجود سیستم ذخیره ساز کل درآمد سالیانه نیروگاه از فروش برق با احتساب قیمت های جهانی حدود ۲۱،۵۹ میلیون دلار می باشد، که پس از ۱۰ سال سرمایه اولیه باز خواهد گشت، در ادامه با حذف سیستم ذخیره ساز درآمد سالیانه به ۹،۸۹ میلیون دلار کاهش می یابد که در این حالت نرخ بازگشت سرمایه ۲۰ سال است.

کلمات کلیدی: مایعات یونی ، ذخیره ساز ، نیروگاه خورشیدی

لیست مقالات مستخرج از پایان نامه

۱. مقاله اول

۲. مقاله دوم

۳. مقاله سوم

فهرست مطالب

م	فهرست تصاویر
ف	فهرست جداول
۱	۱ مقدمه
۱	۱.۱ انرژی خورشیدی
۲	۱.۱.۱ پتانسیل تابش انرژی خورشیدی
۳	۲.۱ کاربرد های انرژی خورشیدی
۴	۱.۲.۱ کاربرد غیر نیروگاهی
۵	۲.۲.۱ کاربرد نیروگاهی
۵	۳.۱ نیروگاه های فتوولتائیک
۵	۴.۱ نیروگاه های حرارتی خورشیدی
۶	۵.۱ انواع نیروگاه حرارتی خورشیدی
۶	۱.۵.۱ نیروگاه سهموی خطی
۷	۲.۵.۱ نیروگاه های دریافت کننده مرکزی
۸	۳.۵.۱ نیروگاه های دیش سهموی
۱۰	۴.۵.۱ نیروگاه دودکش خورشیدی
۱۰	۵.۵.۱ نیروگاه کلکتور فرنل
۱۱	۶.۱ هلیوستات
۱۳	۷.۱ دریافت کننده مرکزی
۱۶	۸.۱ انواع سیستم ذخیره سازی انرژی
۱۶	۹.۱ انواع روش های ذخیره سازی انرژی حرارتی
۱۶	۱.۹.۱ سیستم ذخیره سازی انرژی حرارتی دما بالا
۱۷	۲.۹.۱ سیستم ذخیره سازی انرژی حرارتی محسوس
۱۷	۳.۹.۱ سیستم ذخیره سازی انرژی حرارتی ناپیدا
۱۸	۱۰.۱ تانک های ذخیره سازی انرژی

۱۸	۱۱.۱ ذخیره سازها
۱۹	۱.۱۱.۱ بخار آب
۱۹	۲.۱۱.۱ فلزات مایع
۱۹	۳.۱۱.۱ نمک های مذاب
۲۰	۴.۱۱.۱ مایعات یونی
۲۱	۵.۱۱.۱ گازها
۲۱	۶.۱۱.۱ روغن ها
۲۱	۱۲.۱ چرخه قدرت یا سیکل رانکین
۲۲	۱۳.۱ سیکل تولید برق خورشیدی
۲۴	۱۴.۱ چیلر جذبی
۲۶	۱۵.۱ چیلر تراکمی

۲ مرور کار های پیشین

۳ مدل سازی

۳۱	۱.۳ سیکل کاری
۳۳	۲.۳ مدل سازی ریاضی و معادلات حاکم
۳۳	۱.۲.۳ تحلیل انرژی و انرژی سیستم
۳۳	۲.۲.۳ هلیوستات
۳۴	۳.۲.۳ دریافت کننده مرکزی
۳۶	۴.۲.۳ مولد بخار
۳۸	۵.۲.۳ توربین
۳۸	۶.۲.۳ کندانسور
۳۹	۷.۲.۳ پمپ
۳۹	۸.۲.۳ گرمکن آب تغذیه باز
۳۹	۹.۲.۳ ذخیره ساز انرژی
۴۱	۱۰.۲.۳ روابط سیکل رانکین
۴۱	۱۱.۲.۳ سیکل تبرید
۴۲	۳.۳ فرضیات
۴۲	۴.۳ شرایط مبنا
۴۳	۵.۳ نرم افزار مورد استفاده

۴ نتایج

۴۵	۱.۴ سیکل تبرید
۴۸	۲.۴ سیکل توان

۴۸	اعتبار سنجی	۱.۲.۴
۴۹	بررسی تغییر پارامترها در عملکرد ترمودینامیکی	۳.۴
۵۰	تأثیر کلی DNI بر عملکرد ترمودینامیکی	۱.۳.۴
۵۳	تأثیر فشار توربین اول در DNI های مختلف	۲.۳.۴
۶۶	تأثیر فشار خروجی توربین اول در DNI های مختلف	۳.۳.۴
۷۰	تغییرات فشار خروجی توربین سوم در DNI های مختلف	۴.۳.۴
۷۲	تلفات اگزرژی	۵.۳.۴
۷۴	تحلیل اقتصادی	۴.۴

۷۹	جمع بندی و پیشنهادات	۵
----	----------------------	---

۸۳	مراجع	
----	-------	--

فهرست تصاویر

۱.۱	وضعیت انرژی تابشی از اتمسفر تا سطح زمین [۲]	۲
۲.۱	مقدار تابش مستقیم انرژی خورشیدی برای کل کره زمین [۱]	۳
۳.۱	متوسط تابش سالیانه و روزانه در ایران [۴۱]	۳
۴.۱	یک نیروگاه فتوولتائیک در ایران	۶
۵.۱	شماتیک یک نیروگاه سهموی خطی همراه با اجزای فرعی آن	۷
۶.۱	بازتابنده سهموی خطی	۷
۷.۱	شماتیک یک نیروگاه دریافت کننده مرکزی همراه با اجزای آن	۸
۸.۱	نیروگاه دریافت کننده مرکزی	۸
۹.۱	شماتیک یک نیروگاه دیش سهموی	۹
۱۰.۱	دیش سهموی	۹
۱۱.۱	شماتیک یک نیروگاه دودکش خورشیدی	۱۰
۱۲.۱	شماتیک یک نیروگاه کلکتور فرنل	۱۱
۱۳.۱	کلکتور فرنل خطی	۱۱
۱۴.۱	شماتیک یک هلیوستات	۱۲
۱۵.۱	شماتیک یک دریافت کننده مرکزی حفره ای	۱۳
۱۶.۱	شماتیک یک دریافت کننده مرکزی خارجی	۱۴
۱۷.۱	نحوه عملکرد سیستم ذخیره سازی حرارتی دما بالا	۱۷
۱۸.۱	نمونه ای از سیستم ذخیره سازی انرژی حرارتی محسوس	۱۸
۱۹.۱	شماتیک از تانک تکی (سمت چپ) و تانک دوتایی (سمت راست)	۱۹
۲۰.۱	شماتیک سیکل رانکین	۲۳
۲۱.۱	شماتیک سیکل تولید برق خورشیدی	۲۳
۲۲.۱	شماتیک سیکل تبرید جذبی خورشیدی	۲۵
۲۳.۱	شماتیک سیکل تبرید تراکمی	۲۶
۱.۳	شماتیک کلی سیکل مورد نظر [۳۸-۱۹]	۳۲
۲.۳	شماتیک ذخیره ساز	۴۰

۴۶	تأثیر دمای ژنراتور فشار بالا بر ضریب عملکرد در دماهای مختلف اوپراتور . . .	۱.۴
۴۷	تأثیر دمای ژنراتور فشار بالا بر ضریب عملکرد در دماهای مختلف کندانسور . . .	۲.۴
۴۷	تأثیر بازده مبدل حرارتی بر ضریب عملکرد	۳.۴
۴۸	تأثیر دمای ژنراتور فشار بالا بر بازده اگزرژی در دماهای مختلف اوپراتور	۴.۴
۴۸	تأثیر دمای ژنراتور فشار بالا بر بازده اگزرژی در دماهای مختلف کندانسور . . .	۵.۴
۴۹	تأثیر بازده مبدل حرارتی بر بازده اگزرژی	۶.۴
۵۳	تغییرات DNI در برابر بازده قانون اول	۷.۴
۵۴	تغییرات DNI در برابر بازده قانون دوم	۸.۴
۵۴	تغییرات DNI در برابر تخریب اگزرژی توربین اول	۹.۴
۵۵	تغییرات DNI در برابر تخریب اگزرژی توربین دوم	۱۰.۴
۵۵	تغییرات DNI در برابر تخریب اگزرژی توربین سوم	۱۱.۴
۵۶	تغییرات DNI در برابر تخریب اگزرژی گرمکن آب تغذیه اول	۱۲.۴
۵۶	تغییرات DNI در برابر تخریب اگزرژی گرمکن آب تغذیه دوم	۱۳.۴
۵۷	تغییرات DNI در برابر کار خروجی توربین اول	۱۴.۴
۵۷	تغییرات DNI در برابر کار خروجی توربین دوم	۱۵.۴
۵۸	تغییرات DNI در برابر کار خروجی توربین سوم	۱۶.۴
۵۸	تغییرات DNI در برابر کار خروجی مفید	۱۷.۴
۵۹	تغییرات فشار P_1 بر آنتالپی در $DNI = ۰,۴$	۱۸.۴
۵۹	تغییرات فشار P_1 بر کار خروجی توربین اول در $DNI = ۰,۴$	۱۹.۴
۶۰	تغییرات فشار P_1 بر بازده قانون دوم در $DNI = ۰,۴$	۲۰.۴
۶۰	تغییرات فشار P_1 بر بازده قانون اول در $DNI = ۰,۴$	۲۱.۴
۶۱	تغییرات فشار P_1 بر کار خروجی خالص در $DNI = ۰,۴$	۲۲.۴
۶۲	تغییرات فشار P_1 بر آنتالپی در $DNI = ۰,۷$	۲۳.۴
۶۲	تغییرات فشار P_1 بر کار خروجی توربین اول در $DNI = ۰,۷$	۲۴.۴
۶۳	تغییرات فشار P_1 بر کار خروجی توربین دوم در $DNI = ۰,۷$	۲۵.۴
۶۳	تغییرات فشار P_1 بر کار خروجی خالص در $DNI = ۰,۷$	۲۶.۴
۶۴	تغییرات فشار P_1 بر بازده قانون اول در $DNI = ۰,۷$	۲۷.۴
۶۴	تغییرات فشار P_1 بر بازده قانون دوم در $DNI = ۰,۷$	۲۸.۴
۶۵	تغییرات فشار P_1 بر بازده قانون اول و دوم در $DNI = ۰,۹$	۲۹.۴
۶۵	تغییرات فشار P_1 بر کار خروجی توربین اول و دوم در $DNI = ۰,۹$	۳۰.۴
۶۶	تغییرات فشار P_1 بر کار خروجی خالص در $DNI = ۰,۹$	۳۱.۴
۶۷	تغییرات فشار P_2 بر بازده قانون اول و دوم در $DNI = ۰,۴$	۳۲.۴
۶۷	تغییرات فشار P_2 بر کار خروجی خالص در $DNI = ۰,۴$	۳۳.۴
۶۸	تغییرات فشار P_2 بر کار خروجی توربین اول و دوم در $DNI = ۰,۴$	۳۴.۴

۶۸	تغییرات فشار P_2 بر بازده قانون اول و دوم در $DNI = 0,9$	۳۵.۴
۶۹	تغییرات فشار P_2 بر کار خروجی خالص در $DNI = 0,9$	۳۶.۴
۶۹	تغییرات فشار P_2 بر کار خروجی توربین اول و دوم در $DNI = 0,9$	۳۷.۴
۷۰	تغییرات فشار P_8 بر کار خروجی خالص در $DNI = 0,4$	۳۸.۴
۷۱	تغییرات فشار P_8 بر بازده قانون اول در $DNI = 0,4$	۳۹.۴
۷۱	تغییرات فشار P_8 بر بازده قانون دوم در $DNI = 0,4$	۴۰.۴
۷۲	تغییرات فشار P_8 بر کار خروجی توربین سوم در $DNI = 0,4$	۴۱.۴
۷۲	تغییرات فشار P_8 بر کار خروجی خالص در $DNI = 0,9$	۴۲.۴
۷۳	تغییرات فشار P_8 بر بازده قانون اول و دوم در $DNI = 0,9$	۴۳.۴
۷۳	تغییرات فشار P_8 بر کار خروجی توربین سوم در $DNI = 0,9$	۴۴.۴
۷۴	تلفات اغزرژی توربین اول با افزایش DNI	۴۵.۴
۷۴	تلفات اغزرژی توربین دوم با افزایش DNI	۴۶.۴
۷۵	تلفات اغزرژی توربین سوم با افزایش DNI	۴۷.۴
۷۵	تلفات اغزرژی گرمکن آب تغذیه با افزایش DNI	۴۸.۴

فهرست جداول

۱.۱	مقایسه فناوری های رایج نیروگاه خورشیدی	۱۲
۲.۱	برخی از نیروگاه های حرارتی خورشیدی	۱۵
۳.۱	برخی از نیروگاه های حرارتی خورشیدی	۱۵
۴.۱	چند مورد از مایعات یونی رایج در ذخیره سازی انرژی حرارتی	۲۰
۵.۱	مقایسه انواع ذخیره ساز ها	۲۱
۱.۳	شرایط اولیه سیکل جذبی	۴۳
۲.۳	شرایط مبنا سیکل توان و ذخیره ساز	۴۴
۱.۴	نتایج اولیه مدل سازی ترمودینامیکی سیکل تبرید	۴۶
۲.۴	نتایج کار خرسندی	۴۹
۳.۴	نتایج اولیه حاصل از شبیه سازی	۵۰
۴.۴	نتایج اولیه سیکل توان	۵۱
۵.۴	نتایج تغییر DNI بر روی پارامترهای انتخابی سیکل	۵۲
۶.۴	هزینه احداث نیروگاه خورشیدی همراه با ذخیره ساز	۷۶

فصل ۱

مقدمه

یکی از مسائلی که امروزه در سیستم های قدرت به ویژه شبکه ی قدرت ایران مورد توجه برنامه ریزان و بهره برداران قرار دارد تغییرات زیاد و عدم یکنواخت بودن منحنی بار در ساعات مختلف شبانه روز است، این موضوع باعث شده تا فقط در ساعات پیک بار از تمام ظرفیت تولید کشور استفاده شود از طرفی در نیروگاه های خورشیدی فقط امکان استفاده در طول روز مهیا می باشد و با اتمام روز عملاً این نیروگاه ها از مدار خارج می شوند همه ی این موارد به معنی خواب سرمایه است البته این مشکل در شبکه های قدرت دنیا مشاهده می شود.

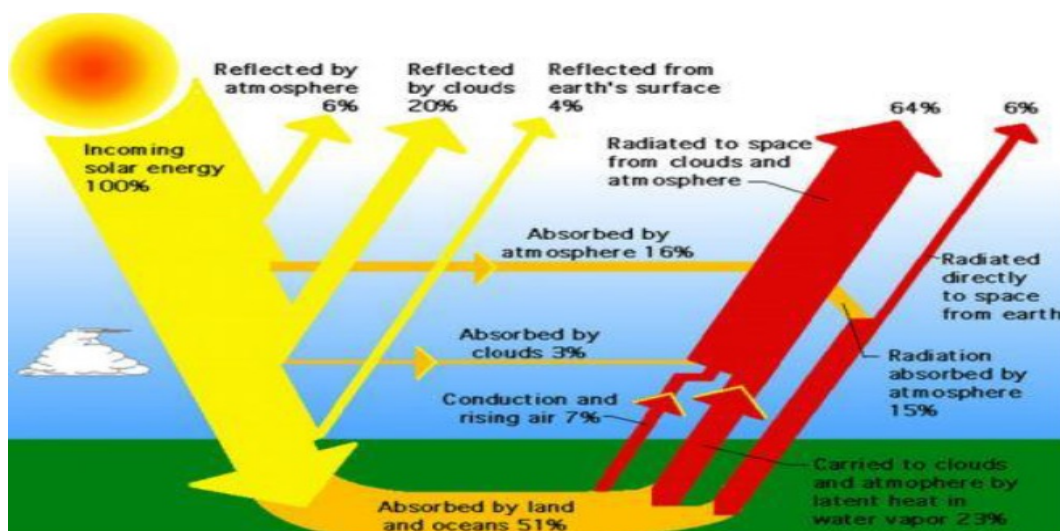
همین موضوع باعث شد ایده ذخیره سازی انرژی مطرح شود از آنجایی که هزینه تولید برق و قیمت فروش آن در تمام طول روز یکسان نیست این ایده ذخیره سازی برق در ساعات غیر پیک (برق ارزان) و استفاده آن در ساعات پیک (برق گران) هم میتواند باعث ترغیب سرمایه گذاران به سرمایه گذاری در روش های مختلف ذخیره سازی انرژی شده است.

ایده ذخیره سازی انرژی یک راه حل مفید برای چالش فوق از طریق تسهیل در افزایش نفوذ منابع انرژی تجدید پذیر، کمک به کنترل فرکانس، کاهش نوسان ولتاژ شبکه و افزایش کیفیت می باشد.

۱.۱ انرژی خورشیدی

خورشید را می توان یک منبع انرژی عظیم و بی پایان فرض کرد، طبق گزارشات علمی انرژی ساطع شده از خورشید برابر $10^{26} \text{ W} * 3/8$ می باشد [۱]. تقریباً نیمی از این انرژی طی مسیر خود تا سطح

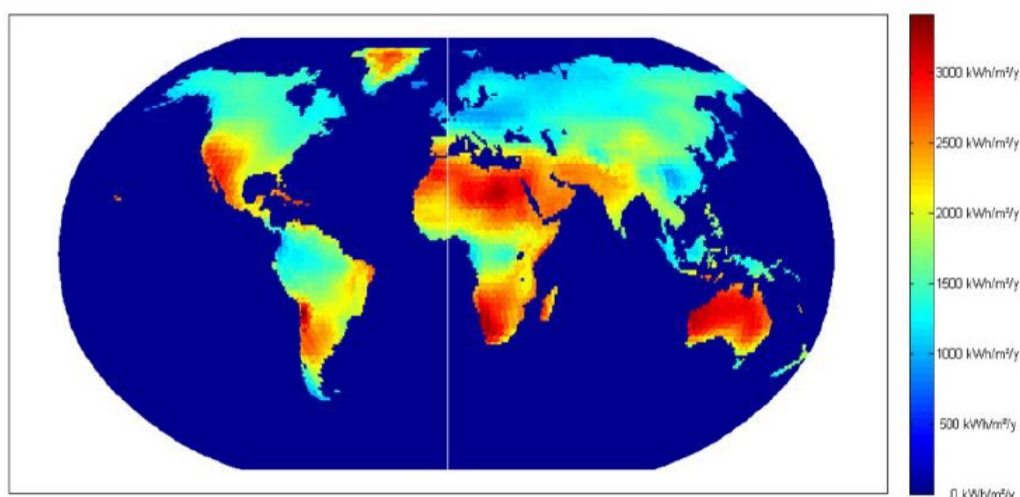
زمین تلف می‌شود، مقدار انرژی که طی یک ساعت به زمین می‌رسد $J \cdot 10^{20} * 4/3$ است [۲]. که از کل انرژی مصرفی در کره زمین طی یک سال بیشتر می‌باشد، با این وجود به دلیل تناوبی بودن تابش خورشیدی، این انرژی نیاز به ذخیره سازی دارد در واقع می‌توان با یکارگیری سیستم‌های ذخیره سازی انرژی تا حدودی از این انرژی پاک، بی‌پایان و رایگان را ذخیره و استفاده کرد و تا حد زیادی مصرف سوخت‌های فسیلی را کاهش داد.



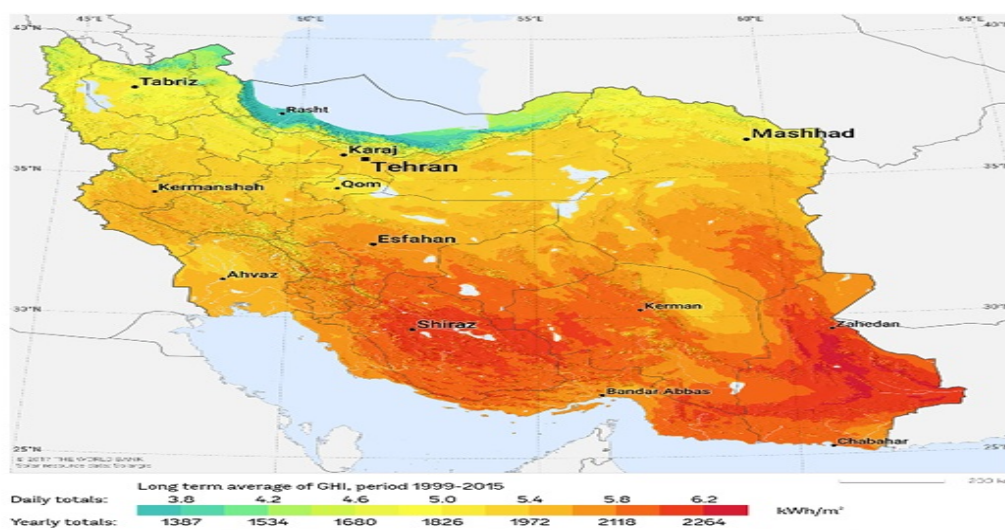
شکل ۱.۱: وضعیت انرژی تابشی از اتمسفر تا سطح زمین [۲]

۱.۱.۱ پتانسیل تابش انرژی خورشیدی

مناطق با مقدار تابش حداقل $2000 kWh/m^2 \cdot year$ برای احداث یک نیروگاه خورشیدی توجیح اقتصادی دارند [۳]. حدود ۸۰ درصد جمعیت دنیا در عرض جغرافیایی بین ۳۵ درجه شمالی و ۳۵ درجه جنوبی زندگی می‌کنند، این مناطق حدود ۳۰۰۰ ساعت تابش خورشید در سال را دریافت می‌کنند که مقدار کافی برای احداث یک نیروگاه خورشیدی می‌باشد [۱]. کشور ایران در بین مدار ۲۵ تا ۴۵ درجه عرض شمالی قرار گرفت است، این منطقه به لحاظ دریافت انرژی خورشیدی بین بالاترین مناطق دنیا می‌باشد، این مقدار تابش بین ۱۵۰۰ تا ۲۲۵۰ کیلو وات بر متر مربع تخمین زده شده که از متوسط جهانی بالاتر است، با توجه به اینکه ایران به طور متوسط در طول سال ۲۸۰ روز آفتابی دارد پس می‌توان نتیجه گرفت که ایران از پتانسیل خوبی در زمینه انرژی خورشیدی برخوردار است که می‌بایست با سرمایه گذاری دولت و بخش خصوصی و کمک علمی محققین این پتانسیل به فعلیت برسد [۴۱].



شکل ۲.۱: مقدار تابش مستقیم انرژی خورشیدی برای کل کره زمین [۱]



شکل ۳.۱: متوسط تابش سالیانه و روزانه در ایران [۴۱]

۲.۱ کاربرد های انرژی خورشیدی

انرژی خورشیدی یک منبع رایگان، پاک و عاری از اثرات مخرب محیط زیستی است که از دیرباز به روش های گوناگونی مورد استفاده بشر قرار گرفته است، به طور کلی کاربرد انرژی خورشیدی را می توان به دو دسته غیر نیروگاهی و نیروگاهی تقسیم کرد.

۱.۲.۱ کاربرد غیر نیروگاهی

کاربرد غیر نیروگاهی شامل تهویه مطبوع، آب شیرین کن، خشک کن و... می باشد که در زیر به چند مورد اشاره می کنیم:

۱. آبگرمکن های خورشیدی و حمام خورشیدی

تولید آب گرم مصرفی یک ساختمان یک روش اقتصادی استفاده از انرژی خورشیدی می باشد در مناطقی که مشکل سوخت رسانی وجود دارد این امر بسیار مفید می باشد، چنانچه ظرفیت این سیستم افزایش یابد می توان از آنها به عنوان حمام خورشیدی استفاده کرد، با توجه به موقعیت جغرافیایی ایران تا کنون تعداد زیادی آب گرمکن خورشیدی و همچنین حمام خورشیدی در مناطقی از جمله استان های خراسان، یزد، سیستان و بلوچستان نصب و راه اندازی شده است.

۲. تهویه مطبوع

گرمایش و سرمایش یک ساختمان با استفاده از انرژی خورشیدی از سال ۱۹۳۰ شد و در کمتر از یک دهه به پیشرفت قابل توجهی رسید، با استفاده از سیستم های تبرید جذبی می توان سرمایش و گرمایش را در فصول مختلف برای یک ساختمان ایجاد کرد.

۳. آب شیرین کن خورشیدی

هنگامی که حرارت دریافت شده از خورشید با درجه کم روی آب شور اثر کند آب بخار شده و املاح آن باقی می ماند که با روش های متداول می توان این بخار را تقطیر کرد و آب شیرین بهداشتی تهیه کرد با این کار می توان آب شیرین برای مناطق جزیره ای که دسترسی به آب شیرین ندارند را فراهم آورد، این آب شیرین کن ها را با توجه به حجم آب مورد نیاز می توان در ابعاد خانگی و صنعتی تولید کرد.

۴. خشک کن خورشیدی

خشک کردن مواد غذایی برای نگهداری طولانی آن از زمان های دور بسیار مرسوم بوده است، خشک کردن باعث افزایش عمر نگهداری و جلوگیری از رشد باکتری های می شود. در خشک کن های خورشیدی به طور مستقیم یا غیر مستقیم از انرژی خورشیدی جهت خشک کردن مواد استفاده می شود، و هوا به صورت طبیعی یا اجباری جریان یافته و باعث سریع در فرآیند خشک شدن می شود، خشک کن های خورشیدی در ابعاد مختلف با توجه به کاربری آن تولید می شود.

۲.۲.۱ کاربرد نیروگاهی

مهم ترین کاربرد انرژی خورشیدی، کاربرد نیروگاهی آن است نیروگاه های خورشیدی را می توان به دو دسته فتوولتائیک و حرارتی دسته بندی کرد.

با وجود این که نیروگاه های فتوولتائیک رو به رشد است اما هزینه تجهیزات این مدل نیروگاه چالش اساسی می باشد از طرفی مهم ترین وسیله ذخیره سازی این انرژی باطری می باشد، در نتیجه کاربرد این مدل بیشتر به سمت تکمیل عرضه الکتریسیته موجود در مناطق تحت شبکه یا در اتصال با منابع دیگر الکتریسیته در مناطق دورتر محدود می شود، این ها مقیاس استفاده را در حد منازل مسکونی یا حداکثر به جوامع کوچک محدود می سازد در حالی که نیروگاه حرارتی از تجهیزات مختلفی برای تبدیل تابش خورشیدی به گرما استفاده می کند این گرما می تواند به طور غیر مستقیم به الکتریسیته تبدیل شود این نوع نیروگاه ها قابلیت اتصال به ذخیره ساز گرما را به راحتی دارند.

۳.۱ نیروگاه های فتوولتائیک

به پدیده ای که در اثر تابش نور بدون استفاده از مکانیزم های محرک اولیه، الکتریسیته تولید می کند پدیده فتوولتائیک می گویند و به هر سیستمی که از این پدیده استفاده کند سیستم فتوولتائیک گویند، سیستم های فتوولتائیک یکی از پر مصرف ترین کاربردهای انرژی نو می باشد و تاکنون سیستم های گوناگونی با ظرفیت های مختلف در سراسر جهان نصب شده اند و با توجه به به قابلیت عملکرد و اطمینان بالا هر روزه شاهد افزایش استفاده از این نوع سیستم در سراسر جهان هستیم، هم اکنون در بسیاری از کشورهای جهان شاهد بکارگیری این دسته نیروگاه در ابعاد مختلف هستیم که به صورت اتصال به شبکه و یا مستقل از شبکه نصب و در حال کار هستند ولی این دسته همانطور که اشاره شد دارای هزینه ساخت و راه اندازی اولیه بالایی می باشد که یک چالش اساسی برای این دسته نیروگاه محسوب می شود، شکل ۴.۱ یک نیروگاه فتوولتائیک را نشان می دهد.

۴.۱ نیروگاه های حرارتی خورشیدی

به تاسیساتی که با استفاده از آن انرژی حرارتی جذب شده خورشید به الکتریسیته تبدیل می شود نیروگاه خورشیدی نامیده می شود.

در نیروگاه های خورشیدی وظیفه ای اصلی بخش های خورشیدی، تولید بخار مورد نیاز جهت تغذیه با توربین هاست به عبارت دیگر این نوع نیروگاه ها شامل دو قسمت هستند:

۱. سیستم خورشیدی که پرتو های خورشید را جذب و با استفاده از حرارت آن بخار تولید می شود.

۲. سیستم های مرسوم که وظیفه تبدیل بخار تولیدی حاصل از قسمت خورشیدی به الکتریسیته را بر عهده دارند که شامل توربین، ژنراتور و سایر اجزاء می شود.

نیروگاه های حرارتی خورشیدی می توانند برق ارزان تری نسبت به نیروگاه های فتوولتائیک تولید و



شکل ۴.۱: یک نیروگاه فتوولتائیک در ایران

عرضه کنند همچنین روش های بسیار متنوعی برای ذخیره سازی حرارت مورد نیاز این نیروگاه ها وجود دارد که نسبت به نیروگاه های فتوولتائیک برتری محسوب می شود.

۵.۱ انواع نیروگاه حرارتی خورشیدی

۱.۵.۱ نیروگاه سهموی خطی

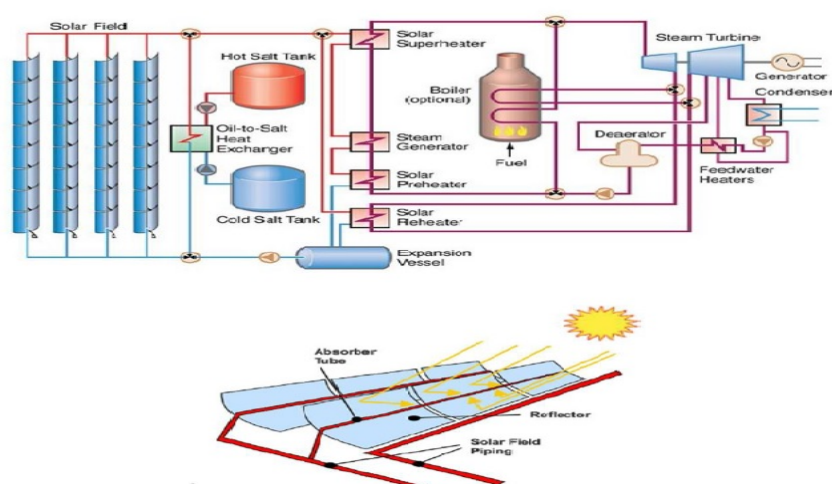
نیروگاه سهموی خطی^۱ شامل ردیف های موازی و طولانی از متمرکز کننده ها می باشد بخش متمرکز کننده شامل سطوح انعکاسی سهموی است که جنس آن آئینه ای شیشه ای است که روی سازه نگهدارنده نگه داشته می شود.

دریافت کننده^۲ از لوله هایی جاذب با نوعی پوشش مخصوص که به وسیله پیرکس پوشانده می شوند و در طول خط کانونی قرار دارند. در این نوع از متمرکز کننده ها سیستم ردیابی خورشیدی عمل ردیابی خورشید را از شرق به غرب انجام می دهد بگونه ای که پرتوی خورشیدی در تمام مدت روز بر روی لوله های جاذب پرتو منعکس می گردد یک سیال انتقال حرارت^۳ از میان لوله ها در جریان می باشد و این سیال در مبدل های حرارتی با آب تبادل حرارت لازم را انجام داده و آب به بخار سوپرهیت تبدیل گشته و عمل تولید توان و در ادامه تولید برق را به دنبال خواهد داشت. شکل ۵.۱ یک نیروگاه سهموی خطی و شکل ۶.۱ یک بازتابنده هموی خطی را نشان می دهد.

^۱Parabolic Trough Power Plant

^۲Receiver

^۳Heat Transfer Fluid(HTF)



شکل ۵.۱: شماتیک یک نیروگاه سهموی خطی همراه با اجزای فرعی آن



شکل ۶.۱: بازتابنده سهموی خطی

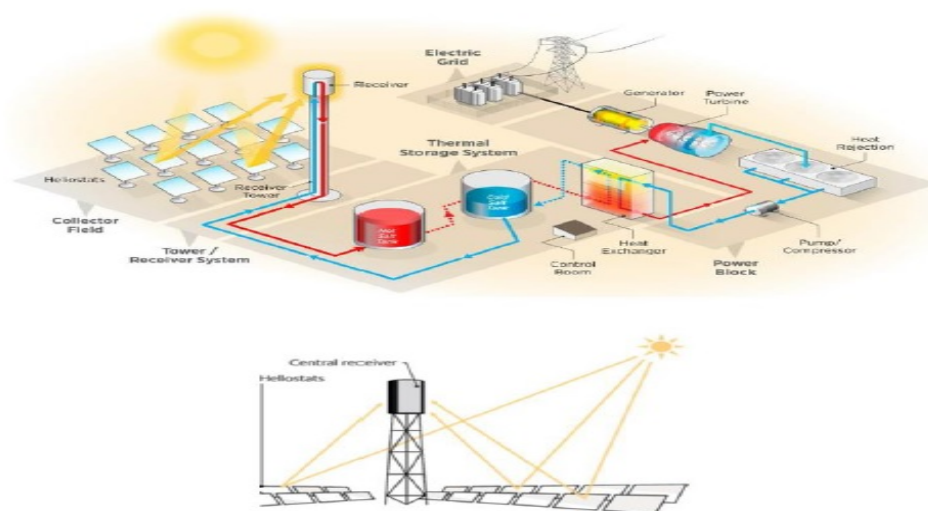
۲.۵.۱ نیروگاه‌های دریافت کننده مرکزی

در نیروگاه‌های دریافت کننده مرکزی^۴، پرتوی خورشیدی توسط میدانی شامل تعدادی بالا از آینه‌های انعکاس دهنده نور خورشید بنام هلیوستات^۵ بر روی یک دریافت کننده مرکزی که در بالای برجی بلند استقرار یافته است متمرکز می‌گردد در نتیجه همین تمرکز پرتو خورشید انرژی گرمایی زیادی بدست می‌آید که این انرژی به وسیله سیال انتقال حرارت جذب و در مبدل سوپر هیت با آب

^۴Central Receiver Power Plant

^۵Heliostat

تبادل حرارت انجام داده و تولید بخار سوپر هیت می‌گردد مابقی فرآیند ها مشابه سایر نیروگاه های بخار است. شکل ۷.۱ و ۸.۱ یک نیروگاه دریافت کننده مرکزی را نشان می‌دهند.



شکل ۷.۱: شماتیک یک نیروگاه دریافت کننده مرکزی همراه با اجزای آن



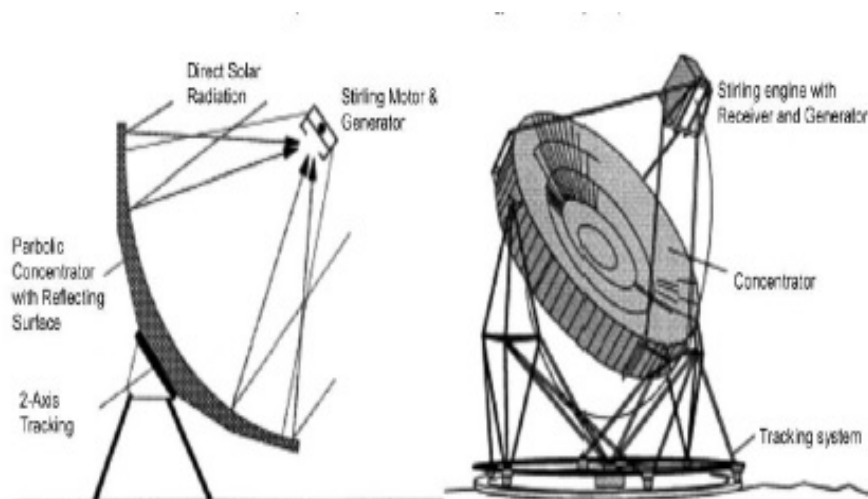
شکل ۸.۱: نیروگاه دریافت کننده مرکزی

۳.۵.۱ نیروگاه های دیش سهموی

در نیروگاه های دیش سهموی^۶، همان طور که در شکل ۹.۱ و ۱۰.۱ مشاهده می‌شود، پرتوهای خورشیدی تابیده شده بر روی سطح متمرکز کننده سهموی در کانون آن جمع می‌شود برای این که چنین

^۶Parabolic Dish Power plant

سیستمی راندمان بالایی داشته باشد لازم است که همواره دیش به طرف نور خورشید ردیابی شود در نتیجه به یک مکانیزم دو محوری نیاز است نور خورشید در یک نقطه ی کانونی متمرکز می شود و می توان با کمک یک موتور استرلینگ انرژی حرارتی را به مکانیکی و سپس به الکتریسیته تبدیل کرد.



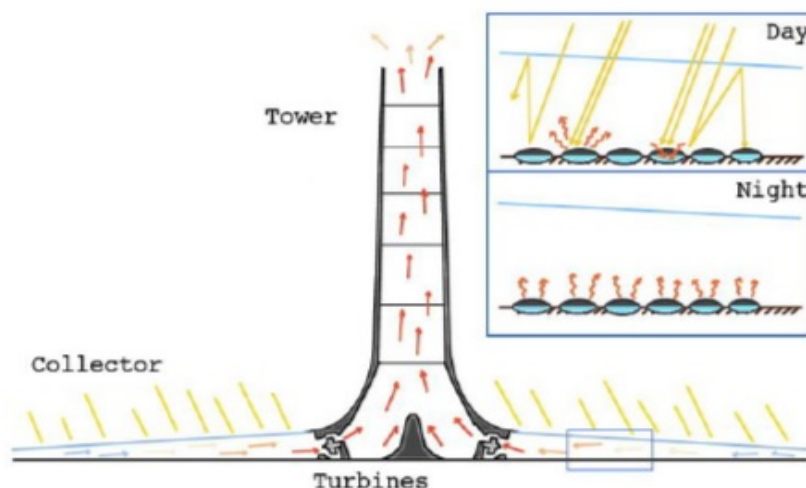
شکل ۹.۱: شماتیک یک نیروگاه دیش سهموی



شکل ۱۰.۱: دیش سهموی

۴.۵.۱ نیروگاه دودکش خورشیدی

در نیروگاه‌های دودکش خورشیدی^۷، که از ترکیب کلکتورهای هوای خورشیدی و برج هدایت کننده هوا برای تولید جریان هوا استفاده می‌شود این جریان هوا موجب چرخش توربین فشاری و در نهایت تولید برق توسط ژنراتور می‌گردد (شکل ۱۱.۱).



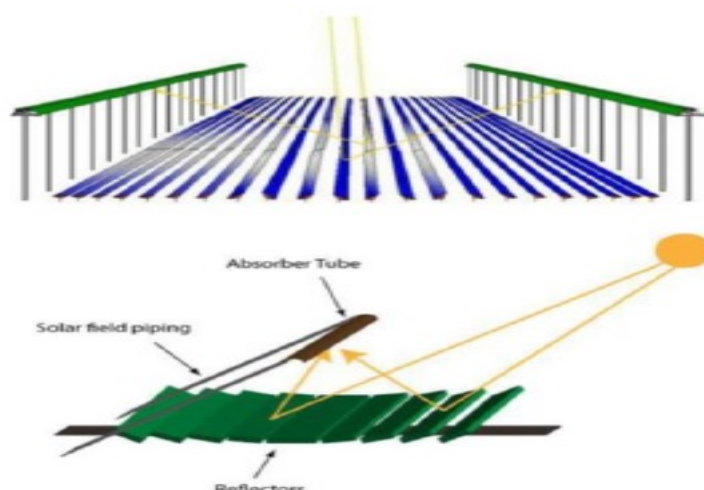
شکل ۱۱.۱: شماتیک یک نیروگاه دودکش خورشیدی

۵.۵.۱ نیروگاه کلکتور فرنل

در نیروگاه کلکتور فرنل^۸، از کلکتور فرنل برای متمرکز کردن نور خورشید روی لوله دریافت کننده استفاده می‌شود در این نیروگاه همانند نیروگاه‌های سهموی خطی کلکتورها به صورت خطی نصب می‌شوند. کلکتورهای آن شامل تعداد بالایی آینه تخت طویل که در کنار یکدیگر قرار گرفته‌اند در بخش دریافت کننده یک بازتاب دهنده ثانویه از نوع جفت سهموی قرار دارد که بازتاب آینه‌ها رو جمع‌آوری کرده و روی لوله دریافت کننده می‌تاباند که با گرم شدن لوله دریافت کننده سیال عامل آن هم گرم خواهد شد. این نوع نیروگاه‌ها از نظر عملکرد دو دسته هستند: دسته اول سیال عامل داخل لوله، روغن است که عمل انتقال حرارت با آب به جهت تولید بخار را انجام می‌دهد. دسته دوم که مستقیماً بخار تولید می‌کنند از یک طرف لوله آب وارد و در انتها بخار خارج می‌شود. طول لوله در این دسته از نیروگاه‌ها بسیار زیاد است (۱۰۰ متر) اما نیازی به سیستم‌های اضافی مبدل نیست (شکل ۱۲.۱ و ۱۳.۱).

⁷Solar Chimney Power Plant

⁸Fresnel Collector Power Plant



شکل ۱۲.۱: شماتیک یک نیروگاه کلکتور فرنل



شکل ۱۳.۱: کلکتور فرنل خطی

۶.۱ هلیوستات

به آینه هایی گویند که قابلیت جابجایی دارند بنابراین می توانند تشعشعات خورشید را به دریافت کننده ی مرکزی^۹ منعکس کنند این هلیوستات ها برای دنبال کردن خورشید ساخته شده اند نه اینکه بر تشعشعات آن عمود باشد بلکه باید در زاویه ای باشد که بتواند آن را به دریافت کننده مرکزی منعکس کنند. هر هلیوستات از یک سطح منعکس کننده آینه ای تشکیل شده است و ساختمان آن

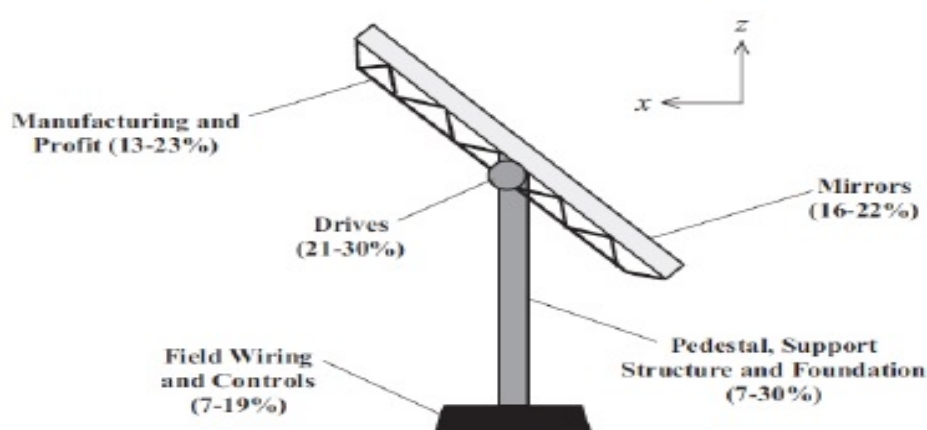
^۹Central Receiver

جدول ۱۰.۱: مقایسه فناوری های رایج نیروگاه خورشیدی

تکنولوژی	سهامی خطی	فر تل خطی	دریافت کننده مرکزی	دیش سهمی
دامنه ظرفیت (MW)	۱۰-۲۰۰	۱۰-۲۰۰	۱۰-۱۵۰	۰/۰۱-۰/۴
نسبت تمرکز	۷۰-۸۰	۲۵-۱۰۰	۳۰۰-۱۰۰۰	۱۰۰۰-۳۰۰۰
بیشینه بازده خورشیدی	$۲۱\% (d')$	$۲۰\% (p^2)$	$۲۰\% (d)$ $۳۵\% (p)$	$۲۹\% (d)$
بازده خورشیدی سالیانه	$۱۰-۱۵\% (d)$ $۱۷-۱۸\% (p)$	$۹-۱۱\% (p)$	$۸-۱۰\% (d)$ $۱۵-۲۵\% (p)$	$۱۶-۱۸\% (d)$ $۱۸-۲۳\% (p)$
بازده سیکل حرارتی	$۳۰-۴۰\% (ST^2)$	$۳۰-۴۰\% (ST)$	$۳۰-۴۰\% (ST)$ $۴۵-۵۵\% (CC^2)$	$۳۰-۴۰\% (Stirling)$ $۲۰-۳۰\% (GT^2)$
فاکتور ظرفیت	$۲۴\% (d)$ $۲۵-۷۰\% (p)$	$۲۵-۷۰\% (p)$	$۲۵-۷۰\% (p)$	$۲۵\% (p)$
زمین موردنیاز ($m^2/MWh/year$)	۶-۸	۴-۶	۸-۱۲	۸-۱۲

شامل جهت یاب، سیستم کنترل و سیستم حرکتی است. امروزه در طراحی ها مجموعاً بین ۴۰ الی ۷۰ متر مربع سطح در نظر میگیرند معمولاً دو نوع منعکس کننده وجود دارد که شامل شیشه‌ای و پلاستیکی می باشد.

یک هلیوستات شیشه‌ای شامل حداقل ۱۰ پنل است که یک سطح بزرگ را تشکیل می دهد این امر باعث تقسیم شدن سطحی بزرگ به تعدادی پنل شده که سهولت حمل و نصب را به دنبال دارد. در



شکل ۱۴.۱: شماتیک یک هلیوستات

هلیوستات‌های امروزی از شیشه و نقره در سطح منعکس کننده و معمولاً از فولاد در تهیه ی پایه آن استفاده می شود.

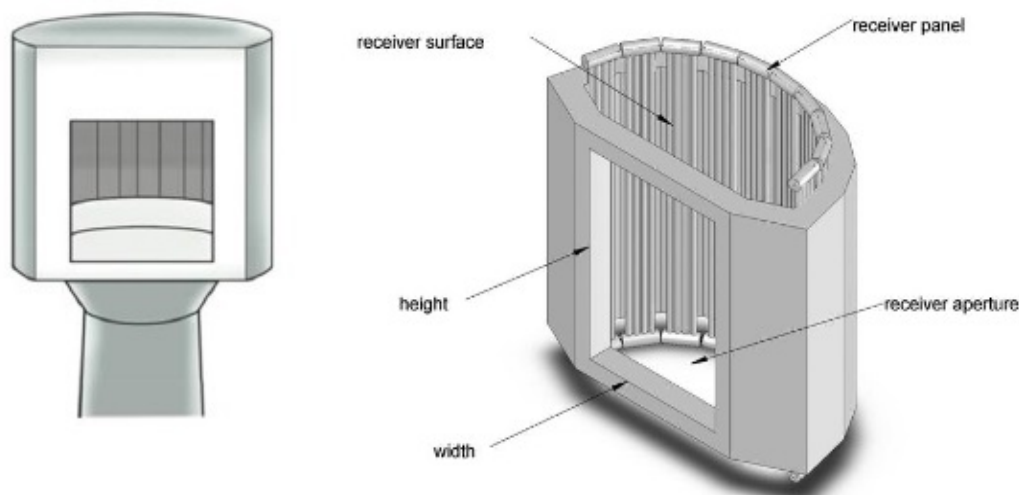
جرم هر پنل هلیوستات که شامل فوندانسیون هم می شود حدود 60 kg/m^2 است. حدود ۴۵ درصد هزینه یک نیروگاه خورشیدی مربوط به هلیوستات می باشد. هلیوستات های پلاستیکی مشابه شیشه ای هستند با این تفاوت که قدرت انعکاس کمتری نسبت به نوع شیشه ای و مقاومت کمتری دارند اما هزینه ی کمتری هم در بر خواهند داشت (شکل ۱۴.۱).

۷.۱ دریافت کننده مرکزی

وسیله ای در بالای برج بلندی (ارتفاع حدود ۹۴ متر) قرار دارد این وسیله طوری طراحی شده که از تلفات انرژی دریافتی جلوگیری کند و حداکثر آن را جذب و به سیال انتقال حرارت منتقل کند. به طور کلی دو نوع دریافت کننده مرکزی به نام حفره ای و خارجی وجود دارد که در زیر به توضیح خواهیم پرداخت:

دریافت کننده مرکزی حفره ای

شکل ۱۵.۱ یک دریافت کننده مرکزی نوع حفره ای^{۱۰} را نشان می دهد که شامل صفحه هایی با لوله های منتقل کننده سیال انتقال حرارت در سطح داخلی آن می باشد صفحه لوله ها در داخل سطح مقعر دریافت کننده به سمت زمین منظم شده است. این لوله ها وظیفه انتقال انرژی جذب شده از هلیوستات به سیال انتقال حرارت را بر عهده دارند.

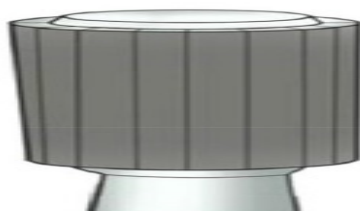


شکل ۱۵.۱: شماتیک یک دریافت کننده مرکزی حفره ای

¹⁰Cavity Receiver

دریافت کننده مرکزی نوع خارجی

شکل ۱۶.۱ یک دریافت کننده نوع خارجی^{۱۱} را نشان می‌دهد که صفحات در سطح خارجی دریافت کننده مرکزی قرار دارند از این نوع دریافت کننده بیشتر برای نیروگاه های مقیاس کوچک استفاده می‌شود. راندمان دریافت کننده ها همان نسبت انرژی جذب شده به دفع آن می‌باشد که وابسته به عوامل زیر است:



شکل ۱۶.۱: شماتیک یک دریافت کننده مرکزی خارجی

۱. نشتی:

مظور از نشتی^{۱۲} این است که انرژی دریافتی از هلیوستات دریافت شده اما توسط سیال انتقال حرارت جذب نمی‌شود، تشعشعات منعکس شده از هلیوستات ممکن است به دریافت کننده مرکزی برخورد نکند که علت آن خطای ردیابی که ناشی از بخش کنترل سیستم می‌باشد در یک طراحی مناسب این خطا به ۵ درصد نمی‌رسد.

۲. بازگشت: این مورد همان انرژی است که از سطح عبوری دریافت کننده برگشت داده می‌شود که به وسیله ی رنگ آمیزی با قابلیت جذب بالا سطح دریافت کننده به حداقل می‌رسد.

۳. همرفت: این انرژی به وسیله ی همرفت^{۱۳} بین بدنه دریافت کننده مرکزی و هوای اطراف از بین می‌رود (تلف می‌شود).

۴. تشعشع: این انرژی به وسیله تشعشعات^{۱۴} فروسرخ از سطح داخلی دریافت کننده مرکزی تلف می‌شود که وابسته به نوع دریافت کننده مرکزی (حفره‌ای یا خارجی) می‌باشد. ترکیب همرفت و تشعشع مقدار قابل توجهی از تلفات را تشکیل می‌دهد که تا ۱۵ درصد هم می‌رسد.

۵. هدایت: تلفات هدایت^{۱۵} از طریق اجزای ساختمان، نوع عایق بندی و... از بین می‌رود که جز حداقل تلفات است و به ۱ درصد هم نمی‌رسد.

طراحی بهینه دریافت کننده ها بسیار مهم است برای مثال در یک دریافت کننده مرکزی بزرگ تلفات نشتی بسیار پایین است و تلفات اصلی شامل همرفت و تشعشع است.

¹¹ External Reciever

¹² Spillage

¹³ Convection

¹⁴ Radiation

¹⁵ Conduction

به طور کلی دریافت کننده های مرکزی حفره ای نسبت به نوع خارجی آن دارای راندمان بیشتری هستند.

جدول ۲.۱: برخی از نیروگاه های حرارتی خورشیدی

کشور	مکان	نام	ظرفیت (MW)	تکنولوژی	سیستم ذخیره سازی	ملاحظات
اسپانیا	Seville	Solnova	۱۵۰	سهمی خطی	بدون ذخیره سازی؛ پشتیبانی با سوخت فسیلی	شامل ۳ واحد که ظرفیت هریک ۵۰ MW است. در ۲۰۱۰ تکمیل شد.
اسپانیا	Granda	Andosol	۱۵۰	سهمی خطی	7.5h ذخیره حرارت با استفاده از نمک های نیترات	۳ واحد که ظرفیت هریک ۵۰ MW است و پرتیب در سال های ۲۰۰۸، ۲۰۰۹ و ۲۰۱۱ ساخته شدند.
اسپانیا	Palma del Rio	Plama del Rio solar power station	۱۰۰	سهمی خطی	بدون ذخیره سازی	۲ واحد که ظرفیت هریک ۵۰ MW است. در سال ۲۰۱۱ ساخته شد.
اسپانیا	Alcázar de San Juan	Manchasol Power station	۱۰۰	سهمی خطی	5h ذخیره حرارت با استفاده از نمک های نیترات	۲ واحد که ظرفیت هریک ۵۰ MW است. در ۲۰۱۱ تکمیل شد.
اسپانیا	San José Valle de	Valle solar power station	۱۰۰	سهمی خطی	5h ذخیره حرارت با استفاده از نمک های نیترات	۲ واحد که ظرفیت هریک ۵۰ MW است. در ۲۰۱۱ تکمیل شد.
اسپانیا	Écija	Helioenergy solar power station	۱۰۰	سهمی خطی	بدون ذخیره سازی؛ پشتیبانی با سوخت فسیلی	۲ واحد که ظرفیت هریک ۵۰ MW است. در ۲۰۱۲ تکمیل شد.
اسپانیا	Alcázar de San Juan	Aste solar power station	۱۰۰	سهمی خطی	8h ذخیره حرارت با استفاده از نمک های نیترات	۲ واحد که ظرفیت هریک ۵۰ MW است. در ۲۰۱۲ تکمیل شد.
اسپانیا	Carpo El	Solacor power solar station	۱۰۰	سهمی خطی	بدون ذخیره سازی	۲ واحد که ظرفیت هریک ۵۰ MW است. در ۲۰۱۲ تکمیل شد.

جدول ۳.۱: برخی از نیروگاه های حرارتی خورشیدی

کشور	مکان	نام	ظرفیت (MW)	نوع تکنولوژی	سیستم ذخیره سازی	ملاحظات
امریکا	Hawaii	Keahole solar power	۲	سهمی خطی	2h ذخیره سازی حرارت	سال ۲۰۰۹ ساخته شد.
امریکا	Peoria Arizona	solar Maricopa	۱/۵	دیش استرلینگ	بدون ذخیره سازی	در سال ۲۰۱۰ ساخته شد.
امریکا	Red Rock	Saguaro solar station Power	۱	سهمی خطی	بدون ذخیره سازی؛ پشتیبانی با گاز طبیعی	سال ۲۰۰۶ ساخته شد.
ایران	Yazd	Yazd Integrated solar combined cycle power station	۱۷	سهمی خطی	بدون ذخیره سازی	اولین نیروگاه سیکل ترکیبی خورشیدی در جهان که سال ۲۰۰۹ ساخته شد.
ایران	Shiraz	Shiraz solar power plant	۰/۲۵	سهمی خطی	بدون ذخیره سازی؛ پشتیبانی با سوخت های فسیلی	اولین نیروگاه خورشیدی ایران که در سال ۲۰۰۸ ساخته شد.
ایتالیا	Sicily	solar Archimede plant power	۵	سهمی خطی	8h ذخیره حرارت با استفاده از نمک های نیترات	در سال ۲۰۱۰ ساخته شد.
استرالیا	New South Wales	Liddell power station solar steam generator	۲	فرزتل خطی	n.a	در ۲۰۰۷ ساخته شد. از انرژی خورشیدی فقط برای پیش گرمایش آب استفاده می شود و عموماً انرژی بویلر ۱ سوختن ذغال سنگ تأمین می گردد.
آلمان	Jülich	Jülich solar tower	۱/۵	برج خورشیدی	1.5h ذخیره سازی حرارت با استفاده از سرامیک	سال ۲۰۰۸ ساخته شد.

۸.۱ انواع سیستم ذخیره سازی انرژی

انواع سیستم ذخیره سازی انرژی به طور کلی می تواند موارد زیر باشد:

۱. ذخیره سازی هوای فشرده
۲. ذخیره سازی چرخ طیار
۳. ذخیره سازی انرژی حرارتی
۴. ذخیره سازی مغناطیسی ابر رسانا
۵. ذخیره سازی ابر خازن

در حال حاضر حداقل ۱۴۰ گیگاوات ذخیره سازی انرژی در مقیاس بزرگ نصب شده است اکثریت قریب (۹۹ درصد) به اتفاق این ظرفیت شامل تلمبه ذخیره ای می باشد. یک درصد دیگر ترکیبی از سایر روش های ذخیره سازی می باشد. بیشترین تکنولوژی از نوع ذخیره سازی انرژی حرارتی که امروزه در جهان نصب شده است، شامل مخازن آب گرم منازل است، دیگر تکنولوژی ذخیره سازی از قبیل ذخیره سازی یخ و آب سرد در جنوب کشور استرالیا، آمریکا، چین و ژاپن نقش مهمی در کاهش هزینه انرژی مشترکین دارد. سیستم های ذخیره سازی انرژی زیرزمینی به وفور در کانادا، آلمان و دیگر کشورهای اروپایی یافت می شود.

۹.۱ انواع روش های ذخیره سازی انرژی حرارتی

انواع روش های ذخیره سازی انرژی حرارتی به شرح زیر می باشد:

۱.۹.۱ سیستم ذخیره سازی انرژی حرارتی دما بالا

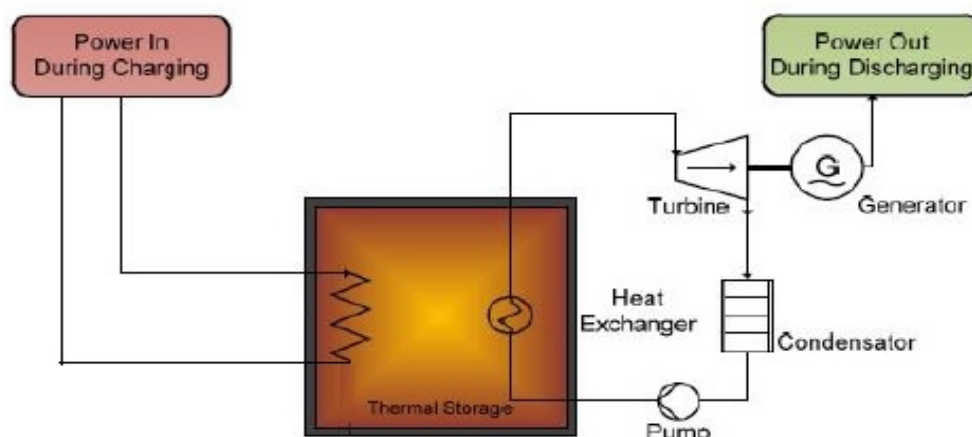
سیستم ذخیره سازی انرژی حرارتی دما بالا^{۱۶} در فرآیند شارژ حرارتی حدود 773K توسط منبع حرارتی (خورشیدی) ایجاد می شود که توسط خشت های منیزیم، نمک های مذاب (یا مایعات یونی) ذخیره می شود، در فرآیند تخلیه حرارت از سیستم ذخیره ساز خارج می شود و با تبادل حرارت در مبدل سوپرهیت^{۱۷} سبب تولید بخار با فشار و دمای بالا می گردد در ادامه توسط سیکل رانکین^{۱۸} کار مورد نیاز جهت به حرکت درآوردن ژنراتور فراهم و به تولید الکتریسیته منجر خواهد شد (شکل ۱۷.۱).

استفاده از این روش در ظرفیت های مگاواتی مقرون به صرفه است.

¹⁶High Temperature Thermal energy Storage System

¹⁷Superheat

¹⁸Rankine Cycle



شکل ۱۷.۱: نحوه عملکرد سیستم ذخیره سازی حرارتی دما بالا

۲.۹.۱ سیستم ذخیره سازی انرژی حرارتی محسوس

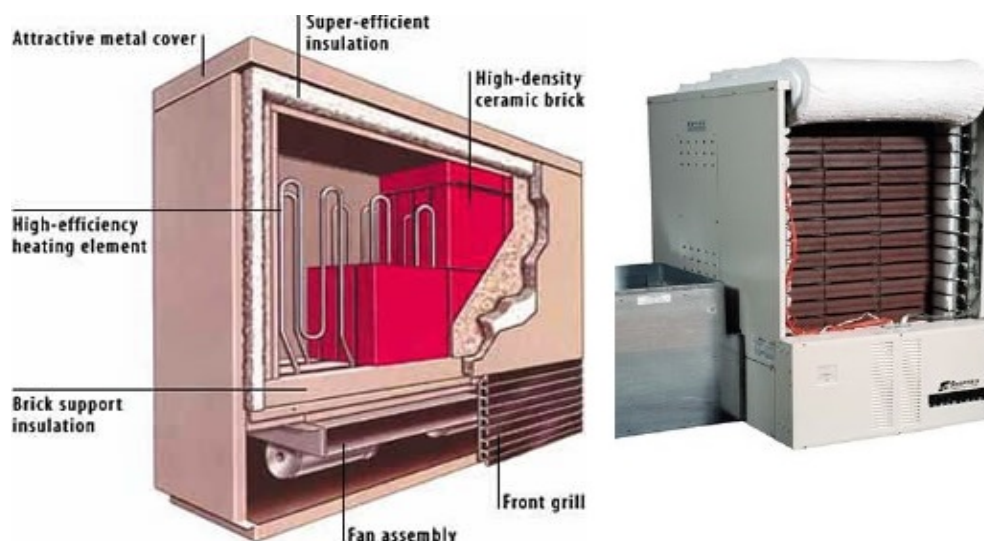
سیستم ذخیره سازی انرژی حرارتی محسوس^{۱۹} برای هر دو منظور سرمایش و گرمایش استفاده می شود این سیستم در ساعات غیر پیک انرژی را ذخیره کرده و در ساعات پیک مصرف به عنوان سیستم تهویه مطبوع مورد استفاده قرار می گیرد این سیستم باعث شیفیت پیک بار می شود کارکرد این سیستم بدین گونه است که با توجه به نیاز مصرف (سرمایش یا گرمایش) ماده واسط گرم یا سرد می شود و در ساعات پیک با دمین هوا از روی ماده واسط گرما یا سرمای مطلوب بدست می آید واسط ذخیره ساز می تواند شامل آب ذخیره شده در تانک یا روغن باشد این نوع روش بطور متوسط چگالی حجمی انرژی 25 KW.h/m^3 و ایراد آن ها دمای متغیر در هنگام تخلیه است، از این سیستم نمی توان در دمای بالا استفاده کرد از مزایای دیگر می توان به عدم تولید آلاینده، بی نیازی به شارژ مخزن اشاره کرد (شکل ۱۸.۱).

۳.۹.۱ سیستم ذخیره سازی انرژی حرارتی ناپیدا

در سیستم ذخیره سازی انرژی حرارتی ناپیدا^{۲۰} همانند روش قبل در ساعات غیر پیک انرژی ذخیره و هنگام نیاز استفاده می شود. مزایای این سیستم همانند روش قبل است با این تفاوت که در این روش ماده واسط که نقش ذخیره کننده انرژی را بر عهده دارد قابلیت تغییر فاز دارد. به عنوان مثال اگر از آب به عنوان ماده واسط استفاده شود (روش قبل) چگالی حجمی انرژی حدود 100 KW.h/m^3 می باشد و اگر از پارافین استفاده شود چگالی حجمی تا حدود 300 KW.h/m^3 قابل

¹⁹Sensible Heat Storage System

²⁰Latent Heat Storage System



شکل ۱۸.۱: نمونه ای از سیستم ذخیره سازی انرژی حرارتی محسوس

دسترسی است از آنجایی که در حال تغییر فاز اختلاف دمایی در ماده واسط رخ نمی دهد لذا در هنگام مصرف و تخلیه انرژی دما ثابت می ماند.

۱۰.۱ تانک های ذخیره سازی انرژی

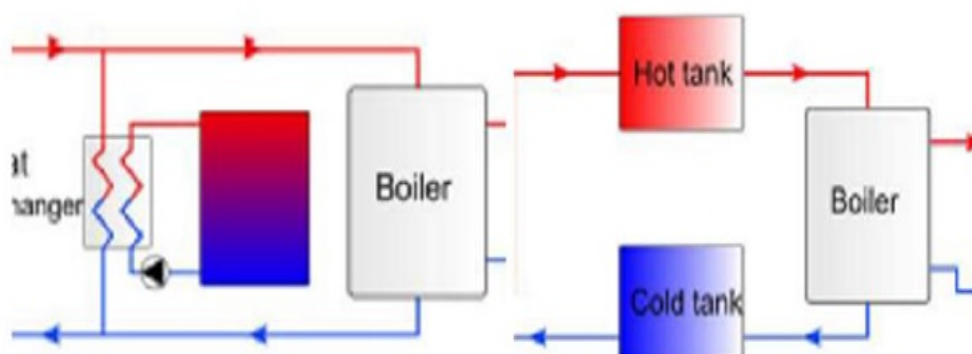
وجود سیستمی برای ذخیره سازی انرژی در نیروگاه خورشیدی - گرمایی امری کاملاً ضروری می باشد چون در شرایط متغیر جوی به این سیستم نیاز است در این حالت می توان از نیروگاه های فسیلی هم به عنوان سیستم ترکیبی استفاده کرد اما تانک ذخیره سازی انرژی گرمایی نسبت به سیستم های فسیلی متداول تر و دارای مزیت های بیشتری است. به طور کلی دو نوع مدل تانک برای ذخیره سازی انرژی گرمایی وجود دارد (شکل ۱۹.۱).

۱. تانک تکی

۲. تانک دو تایی

۱۱.۱ ذخیره سازها

ذخیره سازها می توانند همان سیال معمولی در نیروگاه های معمولی (آب) یا ممکن است از جنس دیگری باشد که به توضیح مختصر آنها خواهیم پرداخت:



شکل ۱۹.۱: شماتیک از تانک تکی (سمت چپ) و تانک دوتایی (سمت راست)

۱.۱۱.۱ بخار آب

آب در سیستم دریافت کننده مرکزی گرما را دریافت می کنند تا به بخار تبدیل شود تغییر فاز در دریافت کننده روش معمولی تولید بخار است روش دیگر استفاده از بویلر با سوپر هیت است بخار آب ممکن است در دمای $۸۱۳K$ تا $۸۷۳K$ و تا فشار $۱۴Mpa$ تولید شود، از مهم ترین مزیت این سیستم استفاده از حداقل تکنولوژی و کاهش هزینه است.

۲.۱۱.۱ فلزات مایع

فلزات به خصوص سدیم به عنوان یک سیال انتقال حرارت مورد استفاده قرار می گیرد از جمله مزیت آن می توان به بازده بسیار بالای انتقال حرارت نام برد، سدیم در $۳۷۱K$ منجمد می شود لذا به سیستمی نیاز است که در طول خاموش بودن نیروگاه از انجماد آن جلوگیری کرد فلزات مایع در دمای بسیار بالا دارای فشار بخار کمی هستند لذا نیازی به تجهیزات فشار نیست.

۳.۱۱.۱ نمک های مذاب

نمک های مذاب برای انتقال گرما در صنایع مختلف از جمله صنایع شیمیایی مورد استفاده قرار می گیرند و هم اکنون به صورت آزمایشی نیز به عنوان سیال در راکتورهای هسته ای بکار می روند، آنها مثل فلزات مایع به تجهیزات فشار بالا در دمای کاری نیازی ندارند بعلاوه از ظرفیت گرمایی مناسبی هم برخوردار هستند، هم اکنون نمک های مخلوط نیترات برای سیستم های خورشیدی با دریافت کننده مرکزی مورد استفاده قرار می گیرند همچنین این نمک های می توانند در دمای بالا کار کنند و انرژی را برای تولید بخار سیکل رانکین انتقال دهند اما استفاده از آنها در دمای نزدیک به دمای

تجزیه آنها با ملاحظات ایمنی همراه است، آنها همچنین دارای نقطه انجماد حدود ۴۷۳ کلوین می باشند که این دمای انجماد جزو نقطه ضعف این نمک ها محسوب می شود که برای احتیاط در مقابل تغییر فاز به حالت جامد نیازمند وسایل حفاظتی طی خاموشی نیروگاه می باشد.

۴.۱۱.۱ مایعات یونی

مایعات یونی^{۲۱} به عنوان انقلاب شیمی سبز در مراکز تحقیقاتی و صنایع وابسته پذیرفته شده اند این مایعات نسبت به سایر مواد مشابه آلودگی محیط زیستی کمتری داشته و می تواند نقش بسیار ارزنده ای در صنایع ایفا کنند.

به طور کلی مایعات یونی دارای دو ویژگی ارزنده زیر هستند:

۱. نقطه ذوب کمتر از $373K$ دارند
 ۲. زیر دمای تجزیه حرارتی فشار بخار قابل ملاحظه ای ندارند و به نوعی زیر فرار محسوب می شوند و مشکل زیست محیطی نخواهند داشت.
- مایعات یونی همانطور که از نام آنها پیداست ترکیباتی کاملاً یونی هستند به همین دلیل باعث می شود این مواد در دمای زیر $373K$ مایع باشند. فشار بخار که یکی از خواص مهم مایعات یونی محسوب می شود در دمای محیط بسیار ناچیز است مایعات یونی تنها در صورتی که تحت خلا قرار گیرند بخار می شوند و تمایلی به تبخیر از خود نشان نمی دهند فشار بخار این مایعات به قدری پایین است که عملاً می توان از آن صرف نظر کرد به طور مثال فشار بخار PF_6 در دمای اتاق حدود $9.86 \times 10^{-17} atm$ گزارش شده است، فشار بخار ناچیز، پایداری حرارتی عالی، و عدم آتشگیری باعث شده استفاده از این مواد روز به روز افزایش یابد. [۴]

جدول ۴.۱: چند مورد از مایعات یونی رایج در ذخیره سازی انرژی حرارتی

Ionic Liquid	C_p (Kj/Kg.K)	ρ ($\frac{Kg}{m^3}$)
(Omim)BF ₄	1.63	1059
(Odmim)BF ₄	1.83	1184
(Omim)PF ₆	1.59	1183
(Odmim)PF ₆	2.61	1088
(Odmim)TF ₂ N	1.25	1560
(Omim)TF ₂ N	1.23	1253

²¹Ionic Liquid

۵.۱۱.۱ گازها

گازها می‌توانند در هر دمای دلخواهی کار کنند منتهی افزایش دما باعث ایجاد فشار بالا هم می‌شود لذا بر پیچیدگی و به طبع آن افزایش هزینه های ساخت منجر خواهد شد علاوه بر این ظرفیت گرمایی گازها پایین است پس نیازی به حجمی زیادی می‌باشد که خود موضوعی چالشی محسوب می‌شود. در حال حاضر مطالعاتی بر روی هلیوم در حال انجام است.

۶.۱۱.۱ روغن‌ها

از فواید روغن‌ها طول عمر زیاد و فساد پذیری کم است اما عیب اصلی آن عدم تحمل دمای بالاست که در این دما تجزیه می‌شد لذا محدودیت دمایی خواهیم داشت همچنین در نیروگاه های اتمی تشعشعات اتمی باعث تجزیه آن‌ها خواهد شد، نتیجه عملی تجزیه روغن افزایش فشار است که مطلوب ما نخواهد بود محدوده ی دمایی روغن حدود $266K$ تا $588K$ می‌باشد.

جدول ۵.۱: مقایسه انواع ذخیره سازها

ماده	محدوده دمای کارکرد ($^{\circ}C$)	ρc_p (kWh/m^3)	$k/\rho c_p$ (m^2/s)	هزینه ($US\$/kWh_t$)	فاز ذخیره سازی
ماسه-سنگ	۲۰۰-۳۰۰	۶۰	۴/۵۲	۴/۲	جامد
بتن ارمه	۲۰۰-۴۰۰	۱۰۰	۸/۰۲	۱/۰	جامد
NaCl	۲۰۰-۵۰۰	۱۵۰	۳۸/۱۳	۱/۵	جامد
چدن	۲۰۰-۴۰۰	۱۶۰	۹۱/۷۶	۳۲/۰	جامد
فولاد ریخته گری	۲۰۰-۷۰۰	۴۵۰	۸۵/۴۷	۶۰/۰	جامد
آجر نسوز سیلیکاتی	۲۰۰-۷۰۰	۱۵۰	۸/۲۴	۷/۰	جامد
آجر نسوز منیزی	۲۰۰-۱۲۰۰	۶۰۰	۱۴/۴۹	۶/۰	جامد
روغن های معدنی	۲۰۰-۳۰۰	۵۵	۰/۶۰	۴/۲	مایع
روغن های سنتزی	۲۵۰-۳۵۰	۵۷	۰/۵۳	۴۳/۰	مایع
روغن سیلیکون	۳۰۰-۴۰۰	۵۲	۰/۵۳	۸۰/۰	مایع
نمک های نیترات	۲۶۵-۵۶۵	۲۵۰	۱/۷۳	۳/۷	مایع
نمک های کربنات	۴۵۰-۸۵۰	۴۳۰	۵/۲۹	۱۱/۰	مایع
سدیم	۲۷۰-۵۳۰	۸۰	۶۴۲/۵۳	۲۱/۰	مایع

۱۲.۱ چرخه قدرت یا سیکل رانکین

هر سیکل رانکین حداقل دارای چهار بخش اصلی است که شامل بویلر، کندانسور، توربین و پمپ می‌باشد. سیال کاری در این سیکل معمولاً آب است. پس از دریافت گرما در بویلر آب از حالت مایع به بخار تبدیل می‌شود، بخار تولید شده که دما و فشار بالایی دارد وارد توربین می‌شود و پره های توربین را به چرخش در می‌آورد از طرفی توربین با یک ژنراتور که توان مکانیکی را به توان الکتریکی تبدیل می‌کند کوپل شده است در نتیجه این فرآیند برق در ژنراتور تولید می‌شود و می‌تواند وارد شبکه

توزیع گردد، آب خروجی از توربین که دما و فشار پایینی دارد و احیاناً اندکی به صورت مایع تبدیل شده به کندانسور وارد می‌شود تا کاملاً به صورت مایع در بیاید، عملیات خنک کاری در کندانسور توسط برج خنک کننده صورت می‌پذیرد سپس آب مایع وارد پمپ شده تا اختلاف فشار بین کندانسور و بویلر را تامین کند شکل ۲۵.۱ فرآیند شرح داده شده را به خوبی نمایش می‌دهد گرمای ورودی در بویلر را می‌توان از احتراق سوخت های فسیلی، راکتور هسته ای، نیروگاه های خورشیدی یا از هر منبع گرمایی دیگری که بتواند با تولید دمای زیاد آب را به بخار دما فشار بالا تبدیل کند تامین کرد. راندمان سیکل رانکین را می‌توان به صورت نسبت گرمای ورودی به بویلر به کار خالص تولیدی تعریف کرد کار خالص تولیدی از اختلاف کار مصرفی پمپ ها و کار تولید در توربین به دست می‌آید، این راندمان به راندمان حرارتی یا راندمان قانون اول معروف است، راندمان به دمای متوسط فرآیند دریافت گرما و دمای متوسط فرآیند دفع گرما بستگی دارد، افزایش دمای متوسطی که در آن فرآیند گرما دریافت می‌شود یا کاهش دمای متوسط که در آن گرما دفع می‌شود باعث افزایش راندمان سیکل خواهد شد برای این کار معمولاً سه راهکار وجود دارد که البته هر کدام از این راهکار ها هم با محدودیت هایی مواجه است و ملاحظات خاص خود را دارد.

۱. افزایش فشار در بویلر که دمای فرآیند دریافت گرما را افزایش می‌دهد.

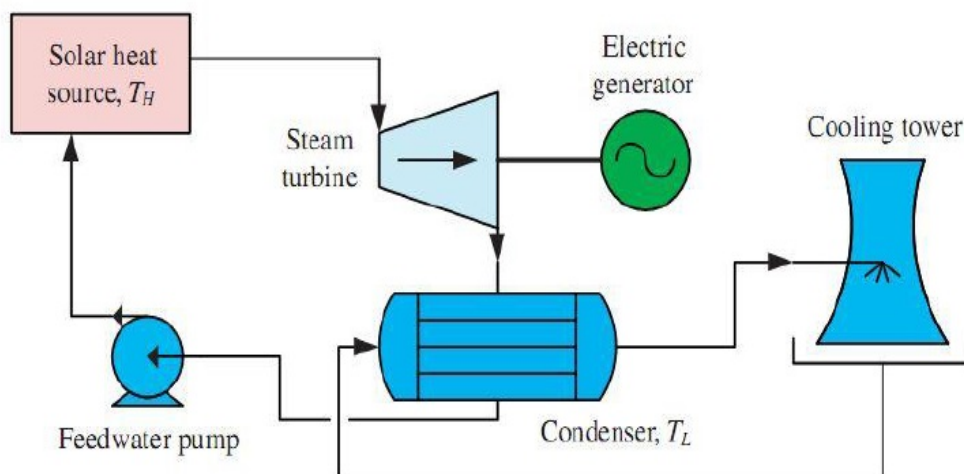
۲. کاهش فشار در کندانسور که باعث کاهش دمای دفع شده گرما می‌شود

۳. تولید بخار فوق اشباع در بویلر که این کار موجب افزایش دمای فرآیند دریافت گرما می‌شود.

افزایش دمای فرآیند دریافت گرما از طریق تجهیزاتی بنام گرمکن آب تغذیه صورت می‌گیرد، پس از آن که بخار در توربین منبسط شد، قبل از آن که فشار آن به فشار کندانسور کاهش می‌یابد، بخش از آن از طریق یک زیرکش از توربین خارج و وارد گرمکن آب تغذیه می‌شود. در گرمکن آب تغذیه بخار با آب خروجی از کندانسور در تماس قرار می‌گیرید و منجر به افزایش دمای آن می‌شود. گرمکن ها دو دسته هستند: یکی گرمکن باز آب تغذیه و دیگری گرمکن بسته آب تغذیه، در گرمکن های باز بخار خروجی از توربین به طور مستقیم با آب خروجی از کندانسور در تماس است، ولی در گرمکن های بسته تماس دو بخار و آب به طور غیر مستقیم در تماس هستند، مزیت گرمکن های باز به این است که قیمت های کمتری نسبت به نوع باز آن دارند و مشخصه های انتقال حرارت بهتری دارند اما عیب اصلی آن این است که برای هر گرمکن یک پمپ برای پمپاژ آب نیاز است در نیروگاه های متداول معمولاً چند مرحله از گرمکن آب تغذیه استفاده می‌شود تعداد مراحل به پارامتر های اقتصادی بستگی دارد (شکل ۲۵.۱).

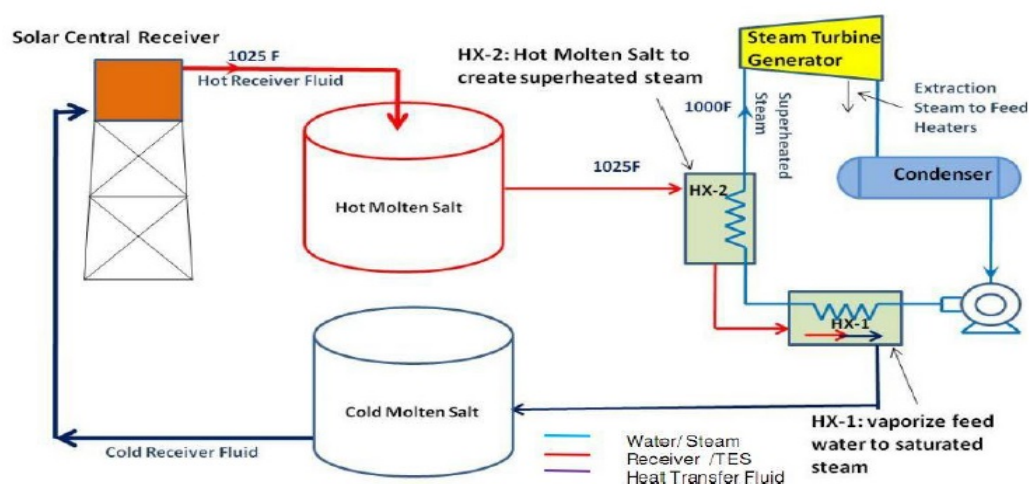
۱۳.۱ سیکل تولید برق خورشیدی

همان طور که می‌دانیم سیکل تولید برق خورشیدی در نیروگاه های حرارتی دارای دو سیکل است یکی سیکل تولید توان که معمولاً سیکل رانکین است و دیگری سیکل خورشیدی، در نیروگاه های بخار جهان که بیشترین سهم تولید برق در جهان را دارند از سیکل رانکین استفاده می‌شود معمولاً از آب به عنوان سیال کاری در این سیکل استفاده می‌شود اما سیکل دیگر که سیکل خورشیدی



شکل ۲۰.۱: شماتیک سیکل رانکین

است شامل میدان دریافت کننده های خورشیدی، تانک های ذخیره کننده انرژی و چندین مبدل حرارتی، بسته به نوع سیکل ذخیره سازی یک یا دو ماده می تواند در سیکل خورشیدی مورد استفاده قرار گیرد (شکل ۲۱.۱).



شکل ۲۱.۱: شماتیک سیکل تولید برق خورشیدی

۱۴.۱ چیلر جذبی

فناوری تبرید جذبی روشی عالی برای تهویه مطبوع مرکزی در تأسیساتی است که ظرفیت حرارتی اضافی داشته و می‌توانند بخار یا آب داغ مورد نیاز برای راه‌اندازی چیلر را تأمین نمایند. چیلرهای جذبی ظرفیت بین ۲۵ تا ۱۲۰۰ تن برودتی را به راحتی تأمین می‌کنند. در این تجهیزات از آب به عنوان مبرد استفاده می‌شود. گرمای مورد نیاز برای کارکرد این چیلرها به طور مستقیم از گاز طبیعی یا گازوئیل تأمین می‌گردد. منابع غیر مستقیم گرما در چیلرهای جذبی عبارتند از آب داغ، بخار پرفشار و کم‌فشار. بر این اساس تولیدکنندگان مختلف در جهان سه نوع اصلی چیلر جذبی ارائه می‌نمایند که عبارتند از: شعله مستقیم، بخار و آب داغ.

در یک تقسیم‌بندی عمومی می‌توان چیلرهای جذبی را در دو دسته چیلرهای جذبی آب و آمونیاک و چیلرهای جذبی لیتیوم بروماید و آب طبقه‌بندی نمود. در واقع در هر چرخه تبرید جذبی یک سیال جاذب و یک سیال مبرد وجود دارد که تقسیم بندی فوق بر این مبنا انجام شده است.

در سیستم آب و آمونیاک، سیال مبرد آمونیاک و سیال جاذب آب است. در سیستم لیتیوم بروماید و آب، سیال مبرد آب و سیال جاذب، محلول لیتیوم بروماید است؛ با این حال بر حسب اجزای سیستم هم می‌توان تقسیم‌بندی‌های دیگری ارائه کرد. مثلاً می‌توان چرخه‌های تبرید جذبی را به چرخه‌های تبرید یک اثره، دو اثره و سه اثره طبقه‌بندی کرد. امروزه چرخه‌های تبرید جذبی تک اثره و دو اثره در مقیاس بسیار وسیع و در اشکال متنوع ساخته می‌شوند و چرخه‌های سه اثره همچنان در دست مطالعه هستند.

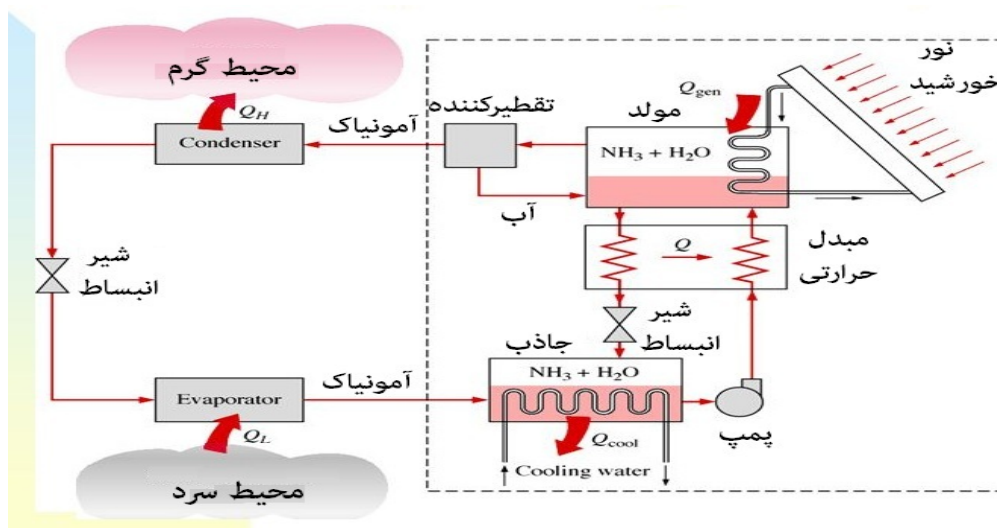
سیستم تبرید جذبی سیستمی است که به کمک حرارت و گرما کار می‌کند. این سیستم به سیستم تبرید تراکمی شباهت زیادی دارد (در سیستم تراکمی از کمپرسور گریز از مرکز یا رفت و برگشتی یا دوار استفاده می‌شود). همچنین در هر دو سیستم، تبخیرکننده و کندانسور مورد استفاده قرار می‌گیرد. فرآیندی که در تبخیرکننده و کندانسور در هر دو سیستم اتفاق می‌افتد در دو فشار متفاوت است تا بتوان به تبرید در هر دو مورد دست یافت.

تفاوت این دو سیستم در نحوه ایجاد این دو فشار برای تبخیر کننده و تقطیر کننده است. این دو سیستم در نحوه چرخش مبرد نیز متفاوت هستند. در سیستم تبرید تراکمی، مبرد در فشار پایین در تبخیرکننده تبخیر می‌شود و حرارت مورد نیاز برای تبخیر خود را از محیط اطراف می‌گیرد. کمپرسور بخار خروجی از تبخیرکننده را در ورودی می‌گیرد و فشار آن را بالا می‌برد و به سمت کندانسور هدایت می‌کند. در کندانسور بخار با فشار بالا تقطیر می‌شود و به مایع تبدیل می‌گردد. در یک سیستم جذبی عملکرد کمپرسور به وسیله ترکیبی از واحد «جاذب» (Absorbent) و «مولد» (Generator) بخار جایگزین شده است. محلولی که به عنوان جاذب، تمایل زیادی به حل مبرد در خود دارد توسط یک پمپ محلول بین مولد بخار و واحد جاذب حرکت می‌کند. در واحد جاذب محلول رقیق، بخار مبرد را در خود حل کرده و باعث می‌شود فشار پایینی در تبخیرکننده حاکم باشد

تا مبرد بتواند در فشار پایین‌تری تبخیر شود.

در مولد بخار محلول جاذب و مبرد حرارت داده می‌شوند تا مبرد محلول در محلول جاذب و مبرد از آن جدا شود و به صورت بخار با فشار بالا به سمت کندانسور رود تا در آنجا تقطیر گردد. بنابر این عمل مکش در کمپرسور با عمل جذب در واحد جاذب جایگزین شده و پمپ کاری مثل بالا بردن فشار مبرد در کمپرسور و مواد بخار، تحویل آن به کندانسور را به عهده دارد. محلول جاذب، بخار مبرد فشار پایین را در سمت تبخیرکننده و واحد جاذب، به سمت فشار بالا یعنی کندانسور و مولد بخار می‌برد. مایع مبرد در خروجی از تقطیر کننده به خاطر اختلاف فشار بین دو پوسته بالایی و پایینی به سمت تبخیر کننده جریان یافته و بدین ترتیب چرخه حرکتی مبرد در داخل سیستم تبرید جذبی تکمیل می‌شود.

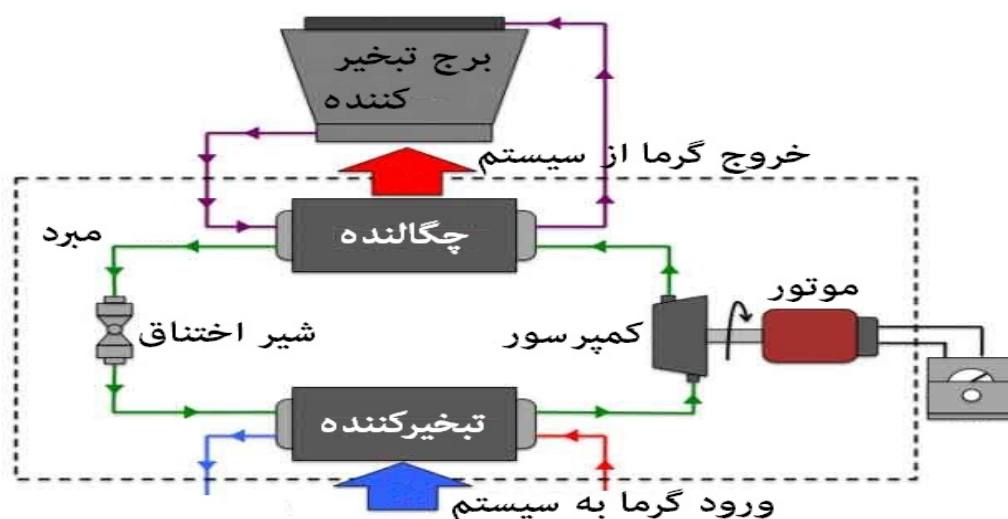
در سیستم تبرید تراکمی، بخار مبرد به وسیله کمپرسور مستقیماً مبرد را از سمت فشار پایین اوپراتور به سمت (فشار بالا) کندانسور هدایت می‌کند، در حالی که در سیستم جذبی بخار مبرد در واحد جاذب جذب می‌شود و محلول جاذب و مبرد به سمت پوسته فشار بالای کندانسور مولد بخار به کمک یک پمپ فرستاده می‌شود. مبرد محلول در جاذب به وسیله گرمایی که در مولد بخار می‌گیرد از محلول جدا می‌شود. در واقع به جای اینکه فشار گاز، با کمپرسور بالا رود آن را در یک ماده جاذب حل می‌کنیم و فشار محلول را با پمپ بالا برده و سپس با حرارت دادن جدا می‌کنیم. بنابراین ورودی انرژی برای این سیستم، انرژی گرمایی است که در مولد بخار به محلول داده می‌شود. این انرژی می‌تواند به صورت آب داغ، بخار یا شعله مستقیم به جای استفاده از موتور الکتریکی یا موتور احتراق داخلی در سیستم تبرید تراکمی باشد (شکل ۲۲.۱).



شکل ۲۲.۱: شماتیک سیکل تبرید جذبی خورشیدی

۱۵.۱ چیلر تراکمی

در یک چرخه ایده‌آل تبرید تراکمی بخار، مبرد در حالت اول به صورت بخار اشباع وارد کمپرسور می‌شود و به صورت ایزونتروپیک تا فشار کندانسور تراکم می‌یابد. دمای مبرد طی این فرآیند تراکمی با آنتروپی ثابت به حد کافی بالاتر از دمای محیط اطراف افزایش می‌یابد. مبرد سپس به صورت «بخار فوق داغ» در حالت دوم وارد کندانسور می‌شود و در نتیجه تخلیه‌ی حرارت به محیط اطراف به صورت مایع اشباع در حالت سوم، آن را ترک می‌کند. مبرد به صورت مایع اشباع در حالت سوم با عبور از یک شیر انبساط / اختناق یا لوله موئین، به فشار تبخیرکننده اختناق می‌یابد. دمای مبرد طی این فرایند به زیر دمای فضای سرد شونده افت می‌کند. مبرد در حالت چهارم به صورت یک مخلوط اشباع با کیفیت پایین وارد تبخیرکننده می‌شود و با جذب حرارت از فضای سرد شده کاملاً تبخیر می‌گردد. مبرد تبخیر کننده را به صورت بخار اشباع ترک و با وارد شدن به کمپرسور چرخه را تکمیل می‌کند (شکل ۲۳.۱).



شکل ۲۳.۱: شماتیک سیکل تبرید تراکمی

فصل ۲

مرور کارهای پیشین

در این فصل به مرور کارهای پیشین به طور مختصر خواهیم پرداخت:

وانگ و همکاران [۵] به آنالیز انرژی و انرژی یک نیروگاه سهموی خورشیدی جهت بهبود بازدهی انرژی و انرژی پرداختند و نتایج آنالیز نشان داد که می‌توان در دمای ورودی ۸۵۳ کلین بازده انرژی و انرژی به ترتیب ۴.۵ و ۱.۷ درصد افزایش می‌یابد.

دسای و همکاران [۶] یک نیروگاه خورشیدی متشکل از دیش‌های سهموی خطی و کلکتور فرنل را جهت بهترین حالت از نظر هزینه تولید توان مورد بررسی قرار دادند نتایج نشان داد که هزینه تولید توان در این حالت حدود ۶.۹ درصد نسبت به حالت دیش‌های سهموی خطی و حدود ۵.۱۳ درصد نسبت به حالت کلکتور فرنل کاهش می‌یابد.

قحطانی و همکاران [۷] یک سیکل قدرت ترکیبی خورشیدی را مورد بررسی قرار دادند نتایج نشان داد که سیستم ترکیبی فوق هزینه تولید برق را حدود ۳۵ درصد کاهش می‌دهد.

ژانگ و همکاران [۸] یک سیستم شامل دیش‌های سهموی خطی را مورد بررسی قرار دادند نتایج نشان داد که در تابش‌های مستقیم بیشتر از $550 W/m^2$ این سیستم نسبت به مدل‌های مشابه دارای بازدهی بیشتری نسبت به سایر موارد است.

فهادی سلیمانیه [۹] بررسی تاثیر تغییر پارامترهای مختلف در سیکل نیروگاه خورشیدی بر روی عملکرد از منظر انرژی پرداخته و با تغییر پارامترها در قسمت‌های مختلف سیکل تاثیر آن‌ها را روی بازده انرژی و نرخ برگشت پذیری بررسی کرده است.

لیگ و همکاران [۱۰] به شبیه سازی کلکتورهای خورشیدی سهموی همراه با سیکل آبی رانکین

پرداخته و مقایسه داده های شبیه سازی با نتایج آزمایشگاهی پرداخته است.

جورگن درج و همکاران [۱۱] به عملکرد اقتصادی بودن سیکل های خورشیدی ترکیبی پرداخته اند و با مقایسه آن با نیروگاه های خورشیدی تولید الکتریکی به این نتیجه رسیدند که سیکل های خورشیدی ترکیبی عملکرد بهتری خواهند داشت.

نافی و شرف [۱۲] تحلیل ترمودینامیکی برای نیروگاه تولید توان ترکیبی انجام دادند سپس آن ها چهار میرد دکان، نونان، اکتان و تولوئن را امتحان کردند و به این نتیجه رسیدند که تولوئن بهترین عملکرد ترمودینامیک را بین سایر میرد ها دارد.

مونتنس و همکاران [۱۳-۱۴] تجزیه و تحلیل تجزیه و تحلیل حرارتی و اقتصادی یک نیروگاه حرارتی خورشیدی با تولید بخار مستقیم را در کار خود مورد بررسی قرار دادند.

لاربی و همکاران [۱۵] تجزیه و تحلیل عملکرد یک نیروگاه خورشیدی دودکش مرکزی را ارائه کردند و همچنین تاثیر عوامل مختلف بر عملکرد حرارتی از جمله مقدار تابش خورشید، دمای محیط، ارتفاع برج انجام دادن.

وی هاو همکاران [۱۶] افزایش کارایی نیروگاه خورشیدی با تلفیق برج پارابولیک انجام دادند بر اساس نتایج بدست آمده بازده حرارتی سیستم ادغام شده به ۲۴.۷ رسید که نسبت به نیروگاه بدون پارابولیک ۷۰.۱ درصد بیشتر است هزینه تولید برق سیستم جدید ۴ درصد کاهش نشان داد.

پیزالتو و همکاران [۱۷] تحلیل یک مدل قابل اعتماد از مخازن ذخیره سازی حرارتی تک مخزن با ژنراتور بخار و شناسایی دو طرح بهینه شده برای دستیابی به بهترین عملکرد اقتصادی انجام دادند نتایج نشان داد که سیستم پیشنهادی می تواند در مرکز ایتالیا (رم) برق را با کاهش ۱۵ درصدی نسبت به سایر روش ها تولید کند علاوه بر این نشان دادند که این سیستم گزینه ی خوبی برای مقیاس های کوچک است و بازگشت سرمایه در ۶ سال خواهد بود علاوه براین می تواند ۸۰ درصد نیاز تهویه مطبوع (سرمایش و گرمایش) را نیز پوشش دهد.

کاشیک و همکاران [۱۸] تحلیل انرژی برای یک نیروگاه خورشیدی انجام دادند و به کمک تحلیل انرژی و انرژی برای تک تک اجزای نیروگاه به این نتیجه رسیدند که تلفات اصلی انرژی در دریافت کننده مرکزی رخ می دهد.

تهرانی و همکاران [۱۹] یک مدل حرارتی توسعه داده شده و مورد تایید قرار گرفته را که مناسب برای تجزیه تحلیل نقاط طراحی و غیر طراحی دریافت کننده های حفره ای نمک مذاب در دو حالت پایدا و گذار است انجام دادند، در این مطالعه دو روش جریان دریافت کننده ثابت و دمای خروجی دریافت کننده قابت برای هر دو حالت ذخیره سازی انرژی و غیر ذخیره سازی مورد بررسی قرار گرفت، از طریق این تجزیه و تحلیل به نتیجه رسیدند که حداکثر دمای مجاز ورودی به دریافت کننده نمی تواند از ۶۰۰ کلوین بیشتر باشد و نشان دادند که تمامی سه مکانیزم انتقال حرارت در به حداقل رساندن تلفات حرارتی دریافت کننده حفره ای نمک مذاب نقش مهم و اساسی دارد.

یو و همکاران [۲۰] به بررسی و ارائه یک نیروگاه یک مگاواتی در چین پرداختند نتایج آنها نشان داد که بازده دریافت کننده تقریباً ثبات و برابر ۸۵ درصد است زمانی که انرژی ورودی بالاتر از ۲۰۰۰ کیلووات است، همچنین آنه براساس معادلات انرژی و مدل سازی اجزای اصلی را توسعه دادند و به یک مدل

نیروگاه کامل تبدیل کردند.

یو و همکاران [۲۱] کارایی مطلوب حرارتی و اگزرژی را برای سیستم ترکیبی شامل چرخه رانکین را مورد بررسی قرار دادند.

گپتا و همکاران [۲۲] تجزیه و تحلیل اگزرژی را برای اجزای مختلف یک نیروگاه خورشیدی ارائه دادند و مشخص شد که حداکثر تلفات انرژی در کندانسور و به دنبال آن کلکتور خورشیدی اتفاق می افت.

وو و همکاران [۲۳] یکی سیستم خورشیدی طراحی کردند و به ارزیابی عملکرد آن پرداختند در این سیستم سیال انتقال حرارت یک فلز قلیایی بود، نتیجه این طراحی و ارزیابی بدین گونه شده که بازده کلی به ۲۰.۶ درصد با توان خروجی ۱۸.۵۴ کیلووات و دمای عملکرد سیستم هم ۱۲۸۰ کلوین می باشد. ردی و همکاران [۲۳] یک بررسی جامع و اقتصادی بر روی انواع تکنولوژی های نیروگاه های خورشیدی انجام دادند مطالعه ی موردی یک نیروگاه با ظرفیت ۵۲ مگاوات بود نتیجه حاصل با در نظر گرفتن طول عمر ۳۰ ساله و نرخ بهمره ۱۰ درصد نشان داد که نیروگاه دیش سهموی در این مورد برق را با قیمت پایین تری تولید خواهد کرد.

کوپن و همکاران [۲۴] سیستمی برای بازیابی گرمای اتلافی صنایع با استفاده از سیستم های ذخیره ساز انرژی دما بالا ارائه کردند.

فابیو دال ماگو و همکاران [۲۵] سیستمی برای بازیابی گرمای اضافی نیروگاه ها جهت افزایش راندمان نیروگاه مبتنی بر مواد ذخیره ساز انرژی حرارتی دما بالا تغییر فاز دهنده طراحی کرده اند. آنا دی انترومنت [۲۶] شبیه سازی سیستم ذخیره سازی دما بالا ترکیب با هیبرید های فلزی برای نیروگاه بخار ارائه کرده اند.

مونیکا بنیتز [۲۷] بررسی ذخیره سازی انرژی حرارتی خورشیدی در دمای بالا با استفاده از مواد معدنی را بررسی کردند

برونو کاردناس [۲۸] بررسی، طراحی و مدل سازی سیستم ذخیره سازی حرارتی خورشیدی دما بالا با استفاده از مایعات یونی و سیلیکای مذاب را انجام دادند.

ای جانسون و همکاران [۲۹] بررسی مایعات یونی جهت ذخیره سازی انرژی و کاربرد های آن را انجام دادند.

استفانو و همکاران [۳۰] بررسی بازیافت گرمای اتلافی تولید شده توسط بخار مافوق گرم صنایع فولاد با استفاده از ذخیره سازی دما بالای مواد تغییر فاز دهنده.

فصل ۳

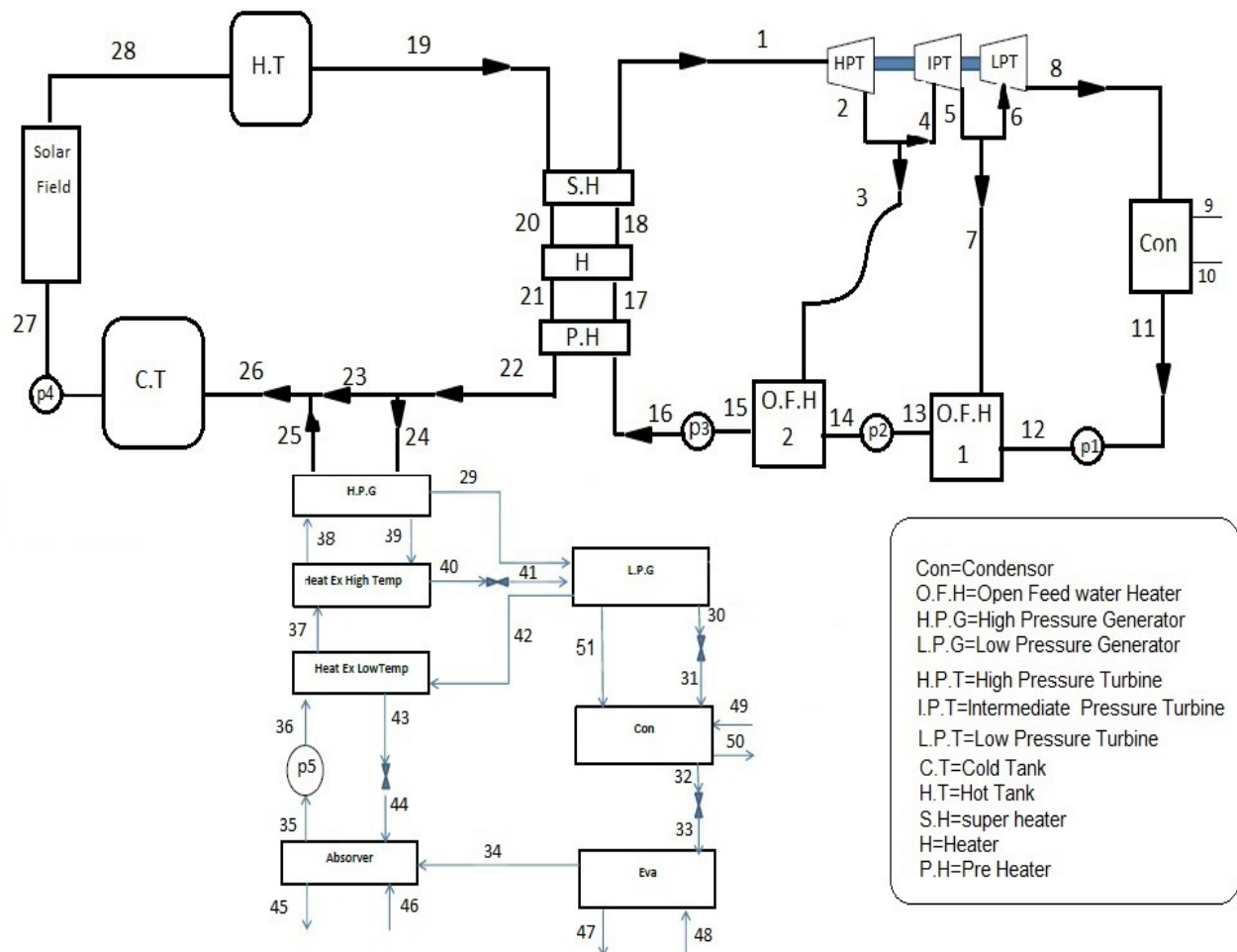
مدل سازی

۱.۳ سیکل کاری

بعد از تابش نور خورشید به آینه های بزرگی به نام هلیوستات این پرتوهای نور به دریافت کننده مرکزی منعکس می گردد. درون این دریافت کننده مرکزی پرتوهای منعکس شده که دارای انرژی زیادی هستند با سیال انتقال حرارت تبادل حرارت می کنند این سیال انتقال حرارت به تانک های ذخیره سازی انرژی با دمای بالا که به آن تانک گرم خواهیم گفت منتقل می شود این سیال ذخیره شده از تانک گرم وارد یک سری مبدل حرارتی سری خواهد شد که سیال سیکل توان که آب می باشد را تبدیل به بخار سوپر هیت کرده این بخار وارد توربین فشار بالا شده بخشی از بخار خروجی از توربین فشار بالا توسط یک زیرکش به گرمکن آب تغذیه باز منتقل می شود مابقی این بخار که همچنان سوپرهیت می باشد وارد توربین فشار متوسط خواهد شد و دوباره بخشی از بخار خارج شده از توربین فشار متوسط وارد یک گرمکن آب تغذیه باز شده و مابقی بخار وارد توربین فشار پایین شده که این بخار پس از خروج از توربین فشار پایین وارد کندانسور شده، تغییر فاز داده و مایع می شود پس از کندانسور آب وارد پمپ شماره یک شده پس از پمپ شماره یک این آب وارد گرمکن آب تغذیه یک شده و دمای آب بالا می رود دوباره همین فرآیند تکرار و آب پمپ شده وارد گرمکن آب تغذیه می شود که باز هم باعث افزایش دما شده در نهایت این آب وارد پمپ شماره سه شده و از آنجا وارد مبدل های حرارتی برای تولید بخار سوپرهیت می شود.

سیال انتقال حرارت پس از خروج از مبدل های حرارتی دمای آن افت کرده و به سمت تانک سرد

حرکت می کند بخش کوچکی از این سیال انتقال حرارت صرف انرژی مورد نیاز چیلر جذبی خواهد شد دوباره این سیال ذخیره شده در تانک سرد به سمت دریافت کننده مرکزی پمپ می شود و دمای آن افزایش می یابد که دوباره چرخه مورد نظر تکرار می شود. همانطوری که در بالا اشاره شد سیکل مورد نظر از پنج جز اصلی تشکیل شده است که عبارتند از:



شکل ۱.۳: شماتیک کلی سیکل مورد نظر [۱۹-۳۸]

۱. هلیوستات ها

۲. دریافت کننده مرکزی

۳. سیکل قدرت

۴. ذخیره ساز انرژی

۵. سیکل تبرید

شماتیک کلی سیکل استفاده شده در این پژوهش که در شکل ۱.۳ آمده است، انرژی خورشیدی به

هلیوستات ها تابیده و این انرژی منعکس شده و سپس توسط دریافت کننده مرکزی جذب و با سیال انتقال حرارت تبادل حرارت می کند این انرژی در تانک ها ذخیره انرژی حرارتی دما بالا (تانک گرم) ذخیره سازی می شود انرژی ذخیره شده در تانک های ذخیره انرژی توسط مبدل های حرارتی به سیکل قدرت جهت تولید برق منتقل می شود، از باقی مانده انرژی سیال انتقال حرارت قبل از ورود به تانک ذخیره سازی انرژی دما پایین (تانک سرد) می توان جهت سیکل تبرید استفاده کرد. سیکل قدرت (رانکین) مورد نظر از سه توربین بخار در سه فشار کاری متفاوت، ۳ پمپ، کندانسور، گرمکن آب تغذیه باز تشکیل شده است، بخش ذخیره سازی انرژی شامل دو تانک ذخیره سازی انرژی حرارتی می باشد که به تانک با دمای بالا تانک گرم و تانک با دمای پایین تانک سرد گوئیم، در بخش سیکل تبرید از سیکل تبرید جذبی دو اثره استفاده خواهیم کرد.

۲.۳ مدل سازی ریاضی و معادلات حاکم

در این بخش ابتدا روابط قانون اول و دوم ترمودینامیک را به صورت کلی نوشته سپس برای تک تک اجزای سیکل روابط را اعمال می کنیم.

۱.۲.۳ تحلیل انرژی و انرژی سیستم

برای فرآیندی پایا، موازنه انرژی و انرژی برای یک حجم کنترل را می توان بصورت زیر نوشت:

$$\dot{W}_{cv} = \sum_j \dot{Q}_j + \sum_{in} \dot{m}_{in} h_{in} - \sum_{out} \dot{m}_{out} h_{out} \quad (1.3)$$

$$\dot{W}_{cv} = \sum_j (1 - (T_o/T_j)) \dot{Q}_j + \sum_{in} \dot{m}_{in} Ex_{in} - \sum_{out} \dot{m}_{out} Ex_{out} - T_o \dot{S}_{gen} \quad (2.3)$$

در معادله ۲.۳ همان نرخ تلفات انرژی که برابر با برگشت ناپذیری است. انرژی را می توان طبق رابطه زیر تعریف کرد:

$$\dot{m} Ex = \dot{m}((h - h_o) - T_o(s - s_o)) \quad (3.3)$$

۲.۲.۳ هلیوستات

یک میدان هلیوستات شامل صدها صفحه می باشد که دارای مساحت A_{field} می باشد، کل انرژی تابش شده به میدان متناسب با مساحت می باشد و از رابطه زیر بدست می آید: [۳۲]

$$Q_{field} = DNI.A_{field} \quad (4.3)$$

در رابطه قبل، DNI همان مقدار تابش عمودی خورشیدی دریافتی بر واحد سطح^۱ می باشد واحد آن W/m^2 می باشد، در رابطه بالا Q_{field} کل انرژی دریافتی از خورشید می باشد که قسمتی از آن به دریافت کننده مرکزی و مابقی انرژی تلف می شود. اگر رابطه بالانس انرژی و انرژی را برای هلیوستات بنویسیم به صورت زیر خواهد شد:

$$Q_{field} = Q_{rec,in} + Q_o \quad (5.3)$$

$$Ex_{field} = Ex_{rec,in} + Ex_o \quad (6.3)$$

در رابطه بالا $Q_{rec,in}$ انرژی و $Ex_{rec,in}$ انرژی تحویلی به دریافت کننده مرکزی می باشد و همچنین Q_o و Ex_o تلفات انرژی و انرژی می باشد، همچنین بازده هلیوستات از رابطه زیر قابل محاسبه است:

$$\eta_{field} = \frac{Q_{rec,in}}{Q_{field}} \quad (7.3)$$

۳.۲.۳ دریافت کننده مرکزی

معادلات بالانس انرژی و انرژی را برای دریافت کننده مرکزی نوشته همان طور که میدانیم بخشی از این انرژی دریافتی توسط سیال انتقال حرارت جذب و مابقی توسط روش های مختلف به تلفات تبدیل می شود. [۳۳]

$$Q_{rec,in} = Q_{rec,abs} + Q_{rec,loss} \quad (8.3)$$

$$Ex_{rec,in} = Ex_{rec,abs} + Ex_{rec,loss} + T_o \dot{S}_{gen} \quad (9.3)$$

$$Q_{rec,loss} = Q_{rec,con} + Q_{rec,rad} + Q_{rec,ref} + Q_{rec,nc} + Q_{rec,fc} \quad (10.3)$$

$$\eta_{rec} = \frac{Q_{rec,abs}}{Q_{in}} \quad (11.3)$$

معادله ۱۰.۳ بالانس انرژی تلفات برای دریافت کننده مرکزی می باشد، که در آن $Q_{rec,fc}$ تلفات ناشی از انتقال حرارت جابجایی اجباری، $Q_{rec,nc}$ تلفات ناشی از انتقال حرارت جابجایی طبیعی، $Q_{rec,con}$ ناشی از تلفات انتقال حرارت هدایت، $Q_{rec,rad}$ ناشی از تلفات حرارتی تشعشع و $Q_{rec,ref}$ ناشی از بازتابش تشعشعات خورشید منعکس شده به دریافت کننده مرکزی می باشد، که در معادلات زیر به محاسبه تک تک آنها خواهیم پرداخت.

$$\frac{Q_{rec,in}}{A_{rec,surf}} = \frac{T_{rec,surf} - T_{HTF}}{(d_o/d_i) \cdot h_{HTF} + d_o/2 \lambda_{rec,tube} \ln(d_o/d_i)} \quad (12.3)$$

¹Direct Normal Irradiation

$$Nu_{HTF} = 0.23 Re_{HTF}^{0.4} Pr_{HTF}^{0.4} = \frac{h_{HTF} \cdot d_i}{k_{HTF}} \quad (13.3)$$

$$Re_{HTF} = \frac{2 \dot{m}_{HTF}}{\pi \cdot N_{rec,tube} r_i \mu_{HTF}} \quad (14.3)$$

$$T_{HTF} = \frac{T_{rec,out} - T_{rec,in}}{2} \quad (15.3)$$

$$Fr = \frac{A_{rec,ap} = H \cdot W}{A_{rec,surf}}, W = 0.5H \quad (16.3)$$

$$C = \frac{A_{field}}{A_{rec,ap}} \quad (17.3)$$

در معادلات بالا $T_{rec,sur}$ دمای میانگین سطح دریافت کننده، T_{HTF} دمای متوسط سیال انتقال حرارت، C نسبت تمرکز، FR فاکتور پارامتر طراحی می باشد. تعداد لوله های داخل دریافت کننده مرکزی از رابطه زیر بدست می آید:

$$N_{rec,tube} = \frac{2 \dot{m}_{HTF}}{\rho_{HTF} \cdot V_{max,HTF} \cdot \pi \cdot d_i^2} \quad (18.3)$$

یکی از تلفات دریافت کننده مرکزی ناشی از انتقال حرارت تشعشع می باشد که از رابطه ی زیر قابل محاسبه است: [۳۴]

$$Q_{rad} = \varepsilon_{avg} \cdot \sigma \cdot (T_{surf}^4 - T_o^4) \cdot A_{rec,surf} \cdot FR \quad (19.3)$$

$$\varepsilon_{avg} = \frac{\varepsilon_w}{\varepsilon_w + (1 - \varepsilon_w) \cdot FR} \quad (20.3)$$

$$\sigma = 5.67 \times 10^{-8} W / (m^2 K^4) \quad (21.3)$$

یکی از مهم ترین بخش های مربوط به تلفات دریافت کننده مرکزی ناشی از بازتابش تشعشعات خورشید می باشد که از معادله زیر قابل محاسبه است: [۳۵]

$$Q_{ref} = \rho \cdot Q_{rec,in} \cdot FR \quad (22.3)$$

در مورد تلفات ناشی از انتقال حرارت جابجایی اجباری و طبیعی می توان از روابط زیر استفاده کرد [۳۶]

$$Q_{rec,fc} = h_{fc} \cdot (T_{rec,surf} - T_o) \cdot A_{rec,ap} \quad (23.3)$$

$$Nu_{fc} = 0.287 \cdot Re_{fc}^{0.4} \cdot Pr_{air}^{0.4} = \frac{h_{fc} \cdot H}{K_{air}}, Re = \rho_{air} V_{wind} \cdot H / \mu_{air} \quad (24.3)$$

$$Q_{rec,nc} = h_{nc} \cdot (T_{rec,surf} - T_o) \cdot A_{rec,surf} \quad (25.3)$$

$$h_{nc} = 0.141(T_{rec,surf} - T_o)^{0.75} \quad (26.3)$$

تلفات ناشی از انتقال حرارت هدایت یک تلفات حداقل می باشد. اما قابل چشم پوشی نیست لذا باید در محاسبات لحاظ کرد که شامل هدایت از طریق لایه عایق، از طریق ساختار بدنه و هوای بین لایه عایق و پنل دریافت کننده مرکزی می باشد. [۳۷]

$$Q_{rec,con} = \frac{(T_{rec,surf} - T_{ins})A_{rec,surf}}{\delta_{ins}/\lambda_{ins}} = \frac{(T_{ins} - T_o)A_{rec,surf}}{1/h_{mix}} \quad (27.3)$$

در معادله بالا h_{mix} یک ضریب انتقال حرارت ترکیبی است که از رابطه زیر قابل محاسبه است: [۳۷]

$$h_{mix} = (h_{air,fc}^a + h_{air,nc}^a)^{1/a}, a = 1 \quad (28.3)$$

$$Nu_{air,fc} = 0.239 \cdot Re_{air,fc}^{0.8} (0.785 T_{ins}/T_o)^{0.4} \sqrt{1.67 Pr_{air}^{0.4}} = \frac{h_{air,fc} \cdot H}{k_{air}} \quad (29.3)$$

$$h_{air,nc} = 1.24(T_{ins} - T_o)^{0.7} \quad (30.3)$$

در روابط بالا اعداد رینولدز و پرانتل و سایر پارامترهای مجهول با حل همزمان معادلات و داده های اولیه بدست خواهد آمد. با توجه به معادله ۹.۳ که بالانس انرژی دریافت کننده مرکزی می باشد، تک تک پارامترهای آن به صورت زیر محاسبه می شود.

$$Ex_{rec,abs} = \dot{m}_{HTF} C_{p,HTF} (T_{rec,out} - T_{rec,in} - T_o \ln(T_{rec,out}/T_{rec,in})) \quad (31.3)$$

$$Ex_{rec,loss} = Q_{rec,loss} (1 - (T_o/T_{rec,surf})) \quad (32.3)$$

$$\dot{S}_{gen} = \frac{Q_{rec,loss}}{T_o} - \frac{Q_{rec,in}}{T_{sun}} + \dot{m}_{HTF} \cdot C_{p,HTF} \cdot \ln(T_{rec,out}/T_{rec,in}) \quad (33.3)$$

همچنین بازده انرژی به صورت زیر تعریف می شود:

$$\eta_{rec,exergy} = \frac{Ex_{rec,abs}}{Ex_{rec,in}} \quad (34.3)$$

۴.۲.۳ مولد بخار

ابتدا تعادل انرژی و انرژی برای کل بخش تولید بخار مینویسیم این بخش شامل سوپر هیترو و پیش گرم کن ها می باشد. معمولاً این بخش شامل یک سری از مبدل های حرارتی است که از طریق آن سیال انتقال حرارت با

دمای بالا از تانک گرم که خارج می شود سیال عامل سیکل قدرت رو به بخار سوپرهیت تبدیل می کند، فرض بر این است که این مبدل ها به خوبی عایق شده اند، و اتلاف گرمای ناچیز دارند. تعادل انرژی و انرژی به صورت زیر می باشد:

$$Q_{HTF,abs} = \dot{m}_{HTF} \cdot C_{p,HTF} \cdot (T_{19} - T_{22}) = Q_B \quad (35.3)$$

در رابطه بالا T_{19} دمای سیال انتقال حرارت به مولد بخار و T_{22} دمای سیال انتقال حرارت خروجی از مولد بخار است.

$$Q_B = \dot{m}_{\lambda 6} (h_{\lambda 1} - h_{\lambda 6}) \quad (36.3)$$

$$Ex_{HTF,abs} = Ex_B + Ex_{des} \quad (37.3)$$

$$Ex_B = \dot{m}_{\lambda 6} (h_{\lambda 1} - h_{\lambda 6}) - T_o (s_{\lambda 1} - s_{\lambda 6}) \quad (38.3)$$

مولد بخار شامل تعدادی مبدل حرارتی می باشد که به روش $\varepsilon - NTU$ مدل شده اند:

$$\varepsilon = \frac{\dot{q}}{\dot{q}_{max}} \quad (39.3)$$

$$\dot{q}_{max} = \dot{C}_{min} (T_{hot,in} - T_{cold,in}) \quad (40.3)$$

$$\dot{C}_{min} = \min(C_{p,hot} \cdot \dot{m}_{hot}, C_{p,cold} \cdot \dot{m}_{cold}) \quad (41.3)$$

$$NTU = -\ln(1 - (\varepsilon)) \quad (42.3)$$

$$NTU = \frac{\ln \frac{\varepsilon - 1}{\varepsilon \cdot C_R - 1}}{\varepsilon \cdot C_R - 1} \quad (43.3)$$

$$NTU = \frac{UA}{\dot{C}_{min}} \quad (44.3)$$

سوپر هیتر:

$$Ex_{des,super} = Ex_{\lambda 9} + Ex_{\lambda 8} - Ex_{\lambda 7} - Ex_{\lambda 1} \quad (45.3)$$

هیتر:

$$Ex_{des,heater} = Ex_{\lambda 7} + Ex_{\lambda 6} - Ex_{\lambda 8} - Ex_{\lambda 1} \quad (46.3)$$

پیش گرمکن:

$$Ex_{des,heater} = Ex_{\gamma_1} + Ex_{\gamma_6} - Ex_{\gamma_2} - Ex_{\gamma_7} \quad (۴۷.۳)$$

۵.۲.۳ توربین

برای تحلیل انرژی و انرژی توربین می توان روابط زیر را بکار برد:

$$\eta_{tur,Hp} = \frac{h_{\gamma_1} - h_{\gamma_2}}{h_{\gamma_1} - h_{\gamma_{2s}}} \quad (۴۸.۳)$$

$$\eta_{tur,Lp} = \frac{h_{\gamma_6} - h_{\gamma_8}}{h_{\gamma_6} - h_{\gamma_{8s}}} \quad (۴۹.۳)$$

$$\eta_{tur,Ip} = \frac{h_{\gamma_4} - h_{\gamma_5}}{h_{\gamma_4} - h_{\gamma_{5s}}} \quad (۵۰.۳)$$

$$\dot{W}_{tur,Hp} = \dot{m}(h_{\gamma_1} - h_{\gamma_2}) \quad (۵۱.۳)$$

$$\dot{W}_{tur,Lp} = \dot{m}(h_{\gamma_6} - h_{\gamma_8}) \quad (۵۲.۳)$$

$$\dot{W}_{tur,Ip} = \dot{m}(h_{\gamma_4} - h_{\gamma_5}) \quad (۵۳.۳)$$

$$Ex_{des,tur,Hp} = Ex_{\gamma_1} - Ex_{\gamma_2} - \dot{W}_{tur,Hp} \quad (۵۴.۳)$$

$$Ex_{des,tur,Lp} = Ex_{\gamma_6} - Ex_{\gamma_8} - \dot{W}_{tur,Lp} \quad (۵۵.۳)$$

$$Ex_{des,tur,Ip} = Ex_{\gamma_4} - Ex_{\gamma_5} - \dot{W}_{tur,Ip} \quad (۵۶.۳)$$

۶.۲.۳ کندانسور

$$Ex_{des,Con} = Ex_{\gamma_8} + Ex_{\gamma_{10}} - Ex_{\gamma_9} - Ex_{\gamma_{11}} \quad (۵۷.۳)$$

۷.۲.۳ پمپ

برای پمپ ها می توان روابط زیر را بکار برد:

$$\dot{W}_{p1} = \dot{m}_{11}(h_{13} - h_{12}) \quad (58.3)$$

$$\dot{W}_{p3} = \dot{m}_{15}(h_{16} - h_{15}) \quad (59.3)$$

$$\dot{W}_{p2} = \dot{m}_{13}(h_{14} - h_{13}) \quad (60.3)$$

$$\eta_{p1} = \frac{\nu_{11}(p_{12} - p_{11})}{\dot{W}_{p1}} \quad (61.3)$$

$$\eta_{p2} = \frac{\nu_{13}(p_{14} - p_{13})}{\dot{W}_{p2}} \quad (62.3)$$

$$\eta_{p3} = \frac{\nu_{15}(p_{16} - p_{15})}{\dot{W}_{p3}} \quad (63.3)$$

$$Ex_{des,p1} = Ex_{11} - Ex_{12} + \dot{W}_{p1} \quad (64.3)$$

$$Ex_{des,p2} = Ex_{13} - Ex_{14} + \dot{W}_{p2} \quad (65.3)$$

$$Ex_{des,p3} = Ex_{15} - Ex_{16} + \dot{W}_{p3} \quad (66.3)$$

۸.۲.۳ گرمکن آب تغذیه باز

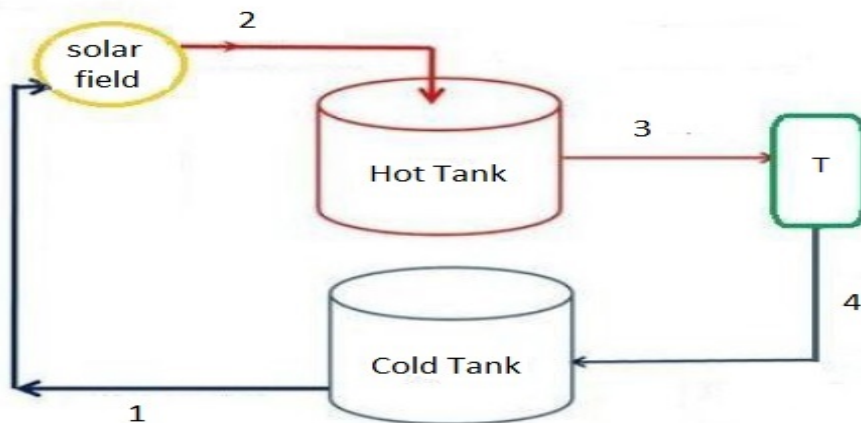
برای گرمکن آب تغذیه باز می تون از روابط زیر استفاده کرد:

$$\dot{m}_{in}h_{in} = \dot{m}_{out}h_{out} \quad (67.3)$$

$$Ex_{des} = \Sigma(Ex_{in}) - \Sigma(Ex_{out}) \quad (68.3)$$

۹.۲.۳ ذخیره ساز انرژی

برای محاسبات ذخیره سازی انرژی ابتدا می بایست بار حرارتی مورد نیاز را محاسبه کنیم، در این پژوهش بار حرارتی مورد نیاز شامل سیکل قدرت و تبرید می باشد. فرض می کنیم که Q_T کل بار حرارتی مورد نیاز می باشد.



شکل ۲.۳: شماتیک ذخیره ساز

$$Q_T = \dot{m}C_p(T_T - T_F) \quad (۶۹.۳)$$

با توجه به داده های اولیه که شامل اختلاف دمای تانک گرم و سرد، کل بار حرارتی و ظرفیت گرمایی سیال انتقال حرارت می باشد از رابطه بالا می توان دبی مورد نیاز سیستم را محاسبه کرد. برای محاسبه کل جرم مورد نیاز برای سیستم ذخیره سازی رابطه زیر بکار می رود:

$$M_{Total} = \int \dot{m} dt = ۳۶۰۰ \int_0^{۲۴} \dot{m} dt \quad (۷۰.۳)$$

در محاسبات بالا فرض بر این است که سیکل قدرت و تبرید به طور ۲۴ ساعته در حال کار است. حال باید برای تانک سرد و گرم بالانس انرژی بنویسیم:

$$\dot{m}_T - \dot{m}_F = d/dt(M_{Hot}) \quad (۷۱.۳)$$

$$\dot{m}_T h_T - \dot{m}_F h_F - Q_{loss, Hot} = d/dt(M_{Hot} U_{Hot}) \quad (۷۲.۳)$$

در معادله بالا جرم سیال انتقال حرارت ذخیره شده در تانک گرم، U_{Hot} انرژی داخلی سیال انتقال حرارت در تانک گرم و $Q_{loss, Hot}$ تلفات تانک گرم می باشد.

$$\dot{m}_F h_F - \dot{m}_T h_T - Q_{loss, Cold} = d/dt(M_{Cold} U_{Cold}) \quad (۷۳.۳)$$

بطور مشابه M_{Cold} جرم سیال انتقال حرارت ذخیره شده در تانک سرد، U_{Cold} انرژی درونی سیال موجود در تانک سرد و $Q_{loss, Cold}$ تلفات تانک سرد می باشد، از طرفی مجموع جرم سیال انتقال حرارت ذخیره شده در تانک ها سرد و گرم همواره باید برابر کل جرم سیال انتقال حرارت باشد، بدین معنی که از جرم موجود در مسیر های انتقال صرف نظر کرده ایم.

$$M_{Cold} + M_{Hot} = M_{Total} \quad (۷۴.۳)$$

تلفات حرارتی تانک های سرد و گرم را می توان از داده های عملی موجود در مقالات و متناسب سازی آن با مقیاس مورد نظر بدست آورد.

$$Q_{rec,abs} = \dot{m}_1 C_p (T_2 - T_1) \quad (۷۵.۳)$$

$$Q_{rec,in} = Q_{rec,abs} + Q_{rec,loss} \quad (۷۶.۳)$$

$$Q_{field} = Q_{rec,in} + Q_o \quad (۷۷.۳)$$

۱۰.۲.۳ روابط سیکل رانکین

$$Q_{in} = W_{net} + Q_{out} \quad (۷۸.۳)$$

$$W_{net} = \Sigma W_t - \Sigma W_p \quad (۷۹.۳)$$

$$Ex_{in} - Ex_{out} = Ex_{des} \quad (۸۰.۳)$$

$$\eta_I = \frac{\dot{W}_{net}}{Q_{in}} \quad (۸۱.۳)$$

$$\eta_{II} = \frac{\dot{W}_{net}}{Ex_{in}} \quad (۸۲.۳)$$

۱۱.۲.۳ سیکل تبرید

برای سیکل تبرید که از نوع دو اثره لیتیوم بروماید می باشد روابط زیر به کار می رود:

$$X = \frac{m_{Libr}}{m_{total}} \quad (۸۳.۳)$$

$$COP = \frac{Q_{eva}}{Q_{HPG} + W_p} \quad (۸۴.۳)$$

$$\eta_{II} = \frac{\dot{Q}_{ev}(1 - T_o/T_{cold})}{\dot{Q}_{Gen}(1 - T_o/T_{hot}) + \dot{W}_p} \quad (۸۵.۳)$$

$$\dot{Q}_{ev} = \dot{m}_{۳۴}(h_{۳۴} - h_{۳۳}) = \dot{m}_{۴۸}(h_{۴۸} - h_{۴۷}) \quad (۸۶.۳)$$

$$\dot{Q}_{abs} = \dot{m}_{\epsilon\epsilon}(h_{\epsilon\delta} - h_{\epsilon\epsilon}) = \dot{m}_{\epsilon\epsilon}h_{\epsilon\epsilon} + \dot{m}_{\epsilon\epsilon}h_{\epsilon\epsilon} - \dot{m}_{\epsilon\delta}h_{\epsilon\delta} \quad (۸۷.۳)$$

$$W_p = \dot{m}_{\epsilon\delta}(h_{\epsilon\epsilon} - h_{\epsilon\delta}) \quad (۸۸.۳)$$

$$\dot{Q}_{HPG} = \dot{m}_{\epsilon\epsilon}h_{\epsilon\epsilon} + \dot{m}_{\epsilon\epsilon}h_{\epsilon\epsilon} - \dot{m}_{\epsilon\delta}h_{\epsilon\delta} \quad (۸۹.۳)$$

$$\dot{Q}_{LPG} = \dot{m}_{\delta\delta}h_{\delta\delta} + \dot{m}_{\epsilon\epsilon}h_{\epsilon\epsilon} - \dot{m}_{\epsilon\delta}h_{\epsilon\delta} = \dot{m}_{\epsilon\epsilon}(h_{\epsilon\epsilon} - h_{\epsilon\delta}) \quad (۹۰.۳)$$

$$\eta_{LTHE} = \frac{T_{\epsilon\epsilon} - T_{\epsilon\delta}}{T_{\epsilon\epsilon} - T_{\epsilon\delta}} \quad (۹۱.۳)$$

$$\dot{m}_{\epsilon\epsilon}h_{\epsilon\epsilon} + \dot{m}_{\epsilon\epsilon}h_{\epsilon\epsilon} = \dot{m}_{\epsilon\delta}h_{\epsilon\delta} + \dot{m}_{\epsilon\delta}h_{\epsilon\delta} \quad (۹۲.۳)$$

$$\eta_{HTHE} = \frac{T_{\epsilon\epsilon} - T_{\epsilon\delta}}{T_{\epsilon\epsilon} - T_{\epsilon\delta}} \quad (۹۳.۳)$$

$$\dot{m}_{\epsilon\delta}h_{\epsilon\delta} + \dot{m}_{\epsilon\epsilon}h_{\epsilon\epsilon} = \dot{m}_{\epsilon\delta}h_{\epsilon\delta} + \dot{m}_{\epsilon\epsilon}h_{\epsilon\epsilon} \quad (۹۴.۳)$$

۳.۳ فرضیات

۱. از انرژی جنبشی و پتانسیل صرف نظر می شود.
۲. شرایط سیستم پایا می باشد.
۳. در سیکل تبرید از انتقال حرارت بین اجزا سیکل با محیط صرف نظر شده بجز در ژنراتور، جاذب، چگالنده و اواپراتور.
۴. در سیکل تبرید محلول خارج شده از جاذب، ژنراتور، در حالت تعادل بوده و دمای آن برابر دمای اجزای مربوطه می باشد.
۵. شرایط مرجع را دما و فشار محیط در نظر میگیریم.
۶. مدل سازی سیکل تبرید بر اساس ظرفیت تبرید ثابت ۳۰۰ کیلووات انجام خواهد گرفت.
۷. در سیکل توان به منظور افزایش بازده مبدل های حرارتی و کاهش اندازه آنها از مبدل های جریان مخالف استفاده شده.
۸. از افت فشار و دما در خطوط لوله صرف نظر شده است.

۴.۳ شرایط مبنا

شرایط مبنا و سایر پارامترهای مهم مورد نیاز طبق جداول زیر است:
از پارامترهای موجود در جداول زیر برای شبیه سازی سیکل و ارائه نتایج اولیه استفاده خواهد شد.

جدول ۱.۳: شرایط اولیه سیکل جذبی

دماهای ورودی و خروجی جریان سرد و گرم	مقادیری پارامتری مبنا
$T_{49} = 27^{\circ}\text{C}$	$T_{HPG} = 134^{\circ}\text{C}$
$T_{50} = 32^{\circ}\text{C}$	$\eta_{HTHE} = 0.7$
$T_{48} = 12^{\circ}\text{C}$	$\eta_{LTHE} = 0.7$
$T_{47} = 7^{\circ}\text{C}$	$\eta_{Pump} = 0.95$
$T_{24} = 148^{\circ}\text{C}$	$T_{25} = 140^{\circ}\text{C}$

۵.۳ نرم افزار مورد استفاده

در این پژوهش از نرم افزار EES^۲ استفاده شده است این نرم افزار یک برنامه جهت حل معادلات مهندسی می باشد همچنین از این برنامه می توان جهت بهینه سازی استفاده کرد. از مهم ترین ویژگی این برنامه می توان به وجود پایگاه داده بسیار دقیق از خواص ترمودینامیکی مواد اشاره کرد که در تحلیل های ترمودینامیکی بسیار مهم می باشد. این برنامه قابلیت حل ۶۰۰۰ معادله غیر خطی را بطور همزمان دارا می باشد همچنین قابلیت ارتباط به متلب، اکسل و سایر برنامه ها را هم دارا می باشد دقت و سرعت حل بالا هم از ویژگی بارز این برنامه می باشد.

^۲Engineering Equation Solver

جدول ۲.۳: شرایط مبنا سیکل توان و ذخیره ساز

پارامتر	واحد	مقدار
دمای محیط	K	298.15
دمای خورشید	k	5778
فشار ورودی توربین فشار بالا	MPa	12
فشار ورودی توربین فشار متوسط	MPa	1.60
فشار ورودی توربین فشار پایین	MPa	0.4
نسبت جمع شدگی (C)	-	900
فشار کندانسور	MPa	0.085
تابش نور مستقیم (DNI)	W/m^2	900
بازده هلیوستات	-	0.6
بازده آیزنتروپیک پمپ ها	-	0.75
بازده آیزنتروپیک توربین فشار بالا	-	0.85
بازده آیزنتروپیک توربین فشار پایین	-	0.92
بازده آیزنتروپیک توربین فشار متوسط	-	0.85
دمای ورودی توربین فشار بالا	k	673.15
دمای خروجی سیکل توان	k	454.7
قطر خارجی لوله دریافت کننده مرکزی	m	0.04
ضخامت لوله دریافت کننده مرکزی	m	0.00125
ضریب هدایت لوله دریافت کننده مرکزی ($\lambda_{rec,tube}$)	W/m.k	23.9
ضریب تابش سطح دریافت کننده (ϵ)	-	0.88
ضریب منعکس کننده (ρ)	-	0.04
ضریب هدایت عایق حرارتی لوله های حرارتی (λ_{ins})	W/m.k	0.03
ضخامت عایق لوله های حرارتی $\delta_{rec,tube}$	m	0.1
ضریب Fr	-	0.8
سرعت باد	m/s	7
دمای ورودی توربین اول	k	673.15
ظرفیت گرمایی سیال انتقال حرارت (TF_2N)	Kj/kg.k	1.25
چگالی سیال انتقال حرارت (TF_2N)	Kg/m^3	1560

فصل ۴

نتایج

۱.۴ سیکل تبرید

نتایج اولیه حاصل از شبیه سازی سیکل تبرید در جدول ۱.۴ ارائه شده است:

در ادامه به بررسی پارامترهای مختلف و تاثیر آن بر سیکل تبرید خواهیم پرداخت:

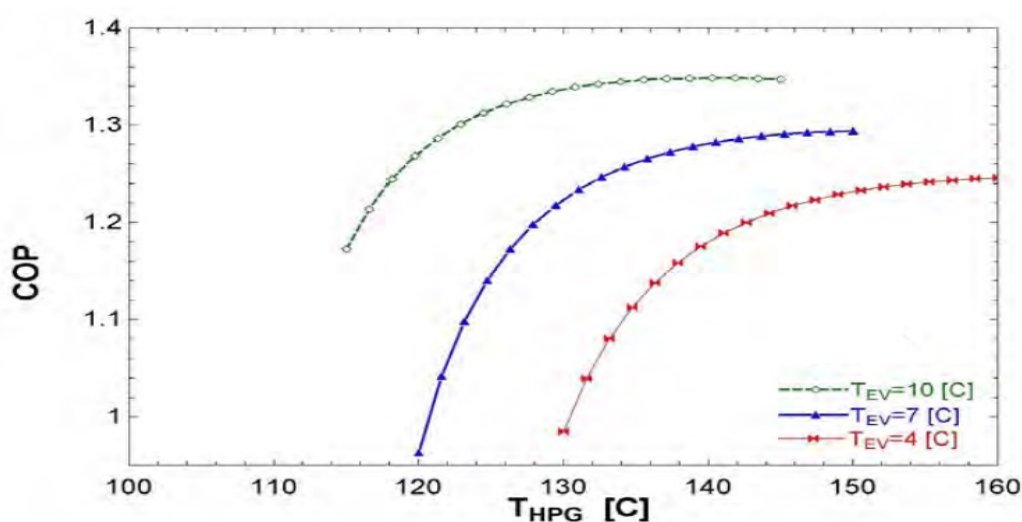
شکل ۱.۴ نشان دهنده تاثیر دمای ژنراتور فشار بالا بر ضریب عملکرد در دماهای مختلف اواپراتور را نشان می دهد و در شکل ۲.۴ تاثیر دمای ژنراتور فشار بالا بر ضریب عملکرد در دماهای مختلف کندانسور را نشان می دهد چنانچه مشاهده می شود ضریب عملکرد سیکل بدون در نظر گرفتن دمای اواپراتور و کندانسور با افزایش دمای ژنراتور فشار بالا افزایش می یابد، البته این افزایش ضریب عملکرد ابتدا شیب تندی دارد و با افزایش دمای ژنراتور ضریب عملکرد تقریباً روند ثابتی دارد لذا می توان نتیجه گرفت که برای هر شرایط عملکرد خاصی، یک دمای ژنراتور دما بالا بهینه وجود خواهد داشت که در آن دما ضریب عملکرد عملکرد به مقدار بیشینه خود می رسد، با بررسی بیشتر نمودار های مربوطه مشخص می شود که افزایش دمای اواپراتور و کاهش دمای کندانسور ضریب عملکرد را افزایش می دهد.

شکل ۳.۴ نشان دهنده تاثیر بازده مبدل حرارتی بر ضریب عملکرد را نشان می دهد، چنانچه از نمودار ها مشاهده می شود با افزایش بازده مبدل حرارتی ضریب عملکرد همواره افزایش خواهد یافت.

شکل ۴.۴ و شکل ۵.۴ نشان دهنده دمای ژنراتور دما بالا بر بازده اگزرژی در دماهای مختلف اواپراتور و کندانسور است. از بررسی این نمودار می توان فهمید که برای شرایط کارکرد مشخص، مقدار بهینه

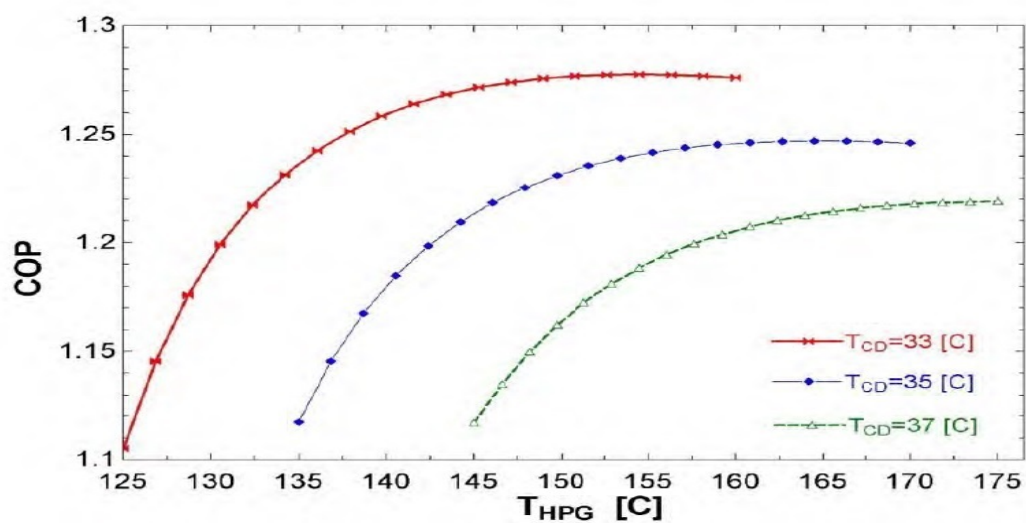
جدول ۱.۴: نتایج اولیه مدل سازی ترمودینامیکی سیکل تبرید

State	T(c)	X(%LiBr)	H(Kj/Kg)	S(Kj/Kg.T)	m(kg/sec)
32	35	-	146.6	0.505	0.127
33	4	-	146.6	0.5193	0.127
34	4	-	2508	9.049	0.127
35	35	0.5587	87.59	0.2082	2.358
36	35.02	0.5587	87.63	0.2083	2.358
37	62.02	0.5587	142.2	0.3782	2.358
38	110.7	0.5587	243.7	0.66	2.358
39	134	0.5737	295.6	0.7654	2.296
40	83.63	0.5737	191.2	0.4933	2.296
41	83.63	0.5737	191.2	0.4933	2.296
29	134	-	2747	7.754	0.06159
30	87.32	-	365.7	1.164	0.06159
31	35	-	365.7	1.216	0.6159
51	77.32	-	2644	8.595	0.06546
42	77.32	0.5905	184.9	0.4444	2.231
43	47.71	0.5905	127.3	0.2724	2.231
44	47.71	0.5905	127.3	0.2724	2.231
24	148	-	526.3	1.822	27.40
25	140	-	516.3	1.739	27.40
49	27	-	113.2	0.3949	8.463
50	32	-	134.1	0.464	8.463
48	12	-	50.36	0.1804	14.32
47	7	-	29.42	0.1063	14.32
46	27	-	113.2	0.3949	18.94
45	32	-	134.1	0.464	18.94

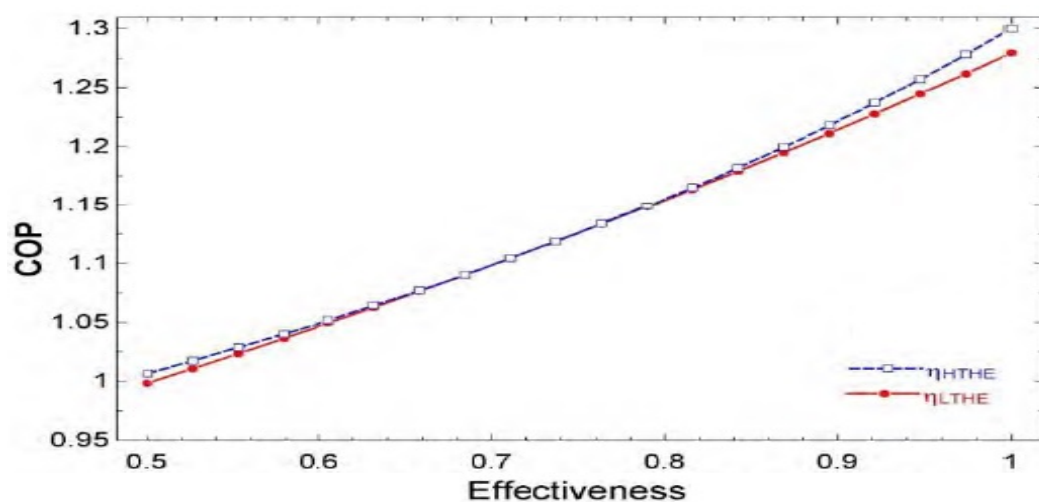


شکل ۱.۴: تاثیر دمای ژنراتور فشار بالا بر ضریب عملکرد در دماهای مختلف اواپراتور

ای برای دمای ژنراتور دما بالا وجود دارد که در آن دما بازده اگزرژی بیشینه خواهد شده. که این دمای بهینه با کاهش دمای کندانسور و اواپراتور افزایش می یابد، لازم به ذکر است که بازده اگزرژی

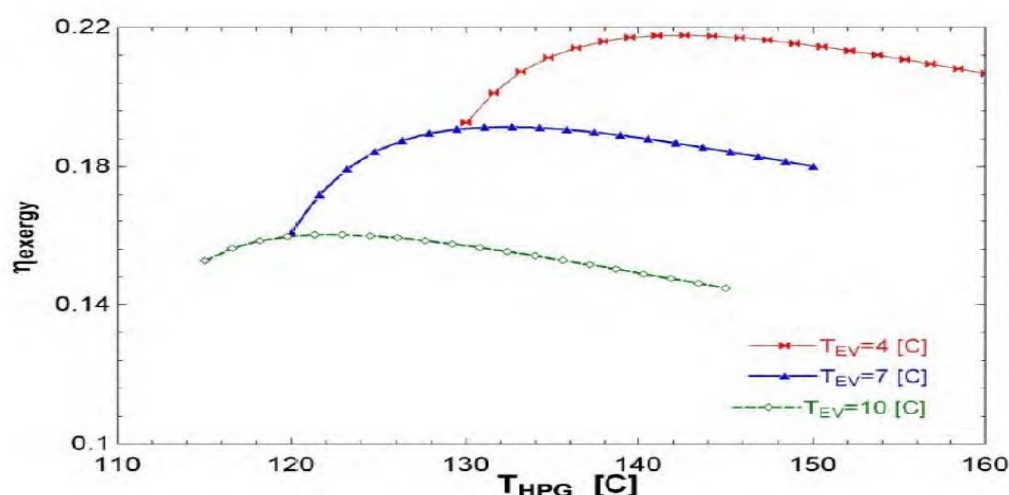


شکل ۲.۴: تاثیر دمای ژنراتور فشار بالا بر ضریب عملکرد در دماهای مختلف کندانسور

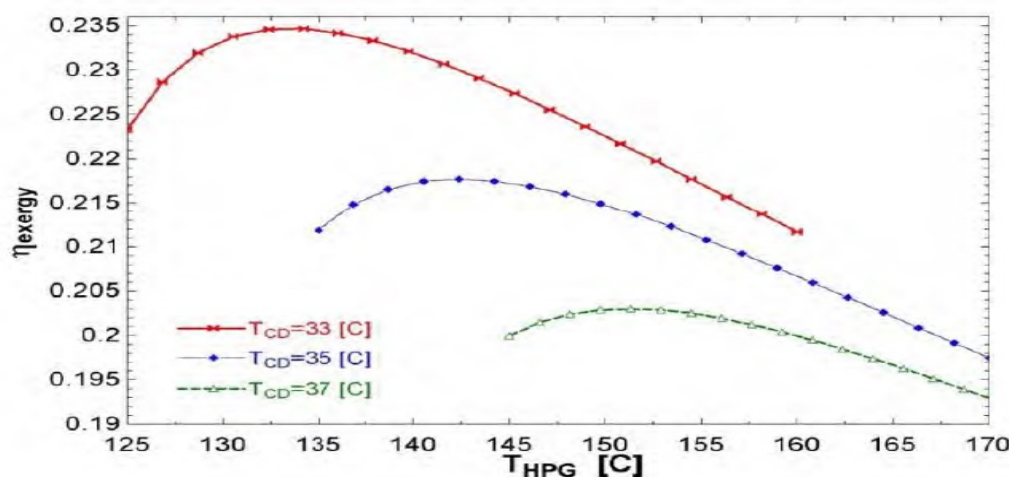


شکل ۳.۴: تاثیر بازده مبدل حرارتی بر ضریب عملکرد

با افزایش دمای ژنراتور فشار بالا و کاهش دمای کندانسور و اواپراتور افزایش خواهد یافت. شکل ۶.۴ تاثیر افزایش بازده مبدل های حرارتی بر بازده اگزرژی را نشان می دهد از این نمودار می توان بدین نتیجه رسید که افزایش بازده مبدل حرارتی تاثیر مستقیم بر بازده اگزرژی خواهد گذاشت و باعث افزایش بازده اگزرژی می شود.



شکل ۴.۴: تاثیر دمای ژنراتور فشار بالا بر بازده اگزرژی در دماهای مختلف اواپراتور

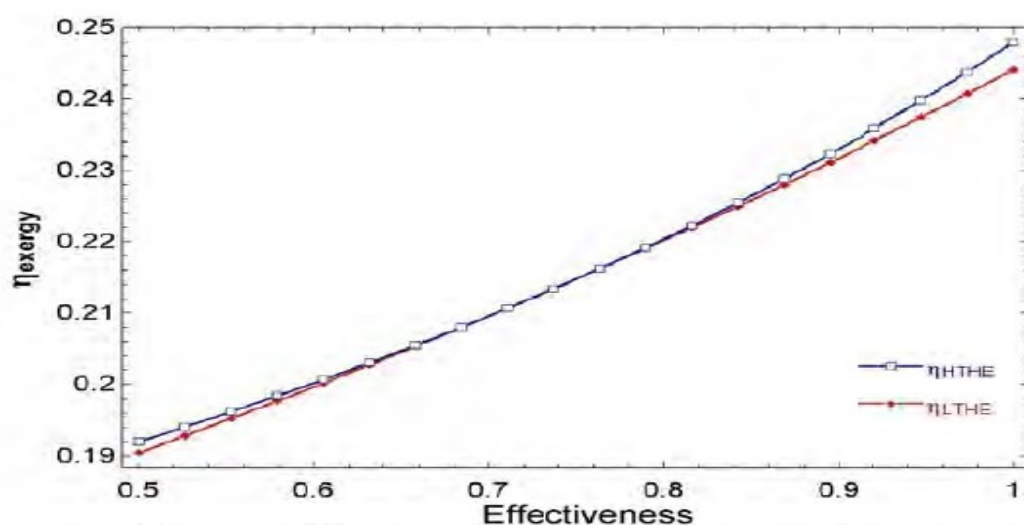


شکل ۵.۴: تاثیر دمای ژنراتور فشار بالا بر بازده اگزرژی در دماهای مختلف کندانسور

۲.۴ سیکل توان

۱.۲.۴ اعتبار سنجی

در این پژوهش اعتبار سنجی با کار خرسندی [۳۸] انجام شده است که نتایج در جدول ۲.۴ ارائه شده همینطور که مشاهده می شود نتایج نتایج بدست آمده در این پژوهش تناسب خوبی با نتایج اعتبار سنجی نشان می دهد. جدول ۳.۴ و جدول ۴.۴ نتایج اولیه حاصل از شبیه سازی را با توجه به پارامترهای اولیه نشان می دهد که به شرح زیر می باشد:



شکل ۶.۴: تاثیر بازده مبدل حرارتی بر بازده انرژی

جدول ۲.۴: نتایج کار خرسندی

پارامتر	واحد	نتایج خرسندی
W_{net}	KW	47070
Q_{Field}	KW	651900
$Q_{abs\ cycle}$	KW	141900
Q_{abs}	KW	391100
مساحت هلیوستات	m^2	724320
بازده هلیوستات	-	0.6
بازده دریافت کننده مرکزی	-	0.9
تعداد لوله های دریافت کننده مرکزی	-	102

۳.۴ بررسی تغییر پارامترها در عملکرد ترمودینامیکی

در این بخش به بررسی تغییر پارامترهای موثر در سیکل و تغییر آن در عملکرد سیکل خواهیم پرداخت.

در این بخش تاثیر تغییر DNI که پارامتر کلیدی در انرژی ورودی به سیکل می باشد را بررسی

جدول ۳.۴: نتایج اولیه حاصل از شبیه سازی

پارامتر	واحد	نتایج حاصل از شبیه سازی
W_{net}	KW	30769
Q_{Field}	KW	426501
$Q_{abs\ cycle}$	KW	111000
Q_{abs}	KW	249751
مساحت هلیوستات	m^2	514000
بازده هلیوستات	-	0.6
بازده دریافت کننده مرکزی	-	0.9
تعداد لوله های دریافت کننده مرکزی	-	63

خواهیم کرد لازم به ذکر است که دمای ورودی و خروجی سیال انتقال حرارت به سیکل را ثابت در نظر گرفته پس با افزایش یا کاهش DNI انرژی ورودی به سیکل هم دچار تغییر می شود اما از طرفی چون دمای ورودی و خروجی سیال انتقال حرارت به سیکل ثابت است پس با تغییر انرژی ورودی و خروجی یا همان DNI، دبی سیال انتقال حرارت هم تغییر خواهد کرد.

۱.۳.۴ تاثیر کلی DNI بر عملکرد ترمودینامیکی

در این بخش، تغییرات کلی DNI بر پارامترهای سیکل توان را بررسی می کنیم سپس در ادامه به بررسی سایر پارامترها می پردازیم.

با تغییر DNI از ۰.۴ به ۰.۹ انرژی ورودی به سیکل افزایش می یابد اما از طرفی چون دماهای سیال انتقال حرارت ورودی به سیکل و همچنین دمای توربین فشار بالا ثابت است پس با افزایش انرژی ورودی می بایست دبی سیکل هم افزایش یابد تا دما ثابت شود.

مشاهده می شود در پایین ترین عدد $DNI = 0.4$ بازده سیکل $12/65$ و همچنین بازده اگزرژی $3/54$ می باشد در این DNI کار مفید برابر 14042 KW می باشد، همچنین کار خروجی توربین های اول تا سوم به ترتیب برابر 4085 ، 7153 و 3311 خواهد بود در این عدد از DNI، تخریب اگزرژی توربین اول تا سوم، گرمکن تغذیه آب اول و دوم به ترتیب برابر $472/8$ ، $489/4$ و $472/8$ می باشد.

مشاهده می شود در بالاترین ترین عدد $DNI = 0.9$ بازده سیکل $27/72$ و همچنین بازده اگزرژی $7/76$ می باشد در این DNI کار مفید برابر 30773 KW می باشد، همچنین کار خروجی توربین های اول تا سوم به ترتیب برابر 8862 ، 14890 و 7528 خواهد بود در این عدد از DNI، تخریب اگزرژی توربین اول تا سوم، گرمکن تغذیه آب اول و دوم به ترتیب برابر $588/6$ ، 1075 و $714/7$ می باشد (جدول ۵.۴).

جدول ۴.۴: نتایج اولیه سیکل توان

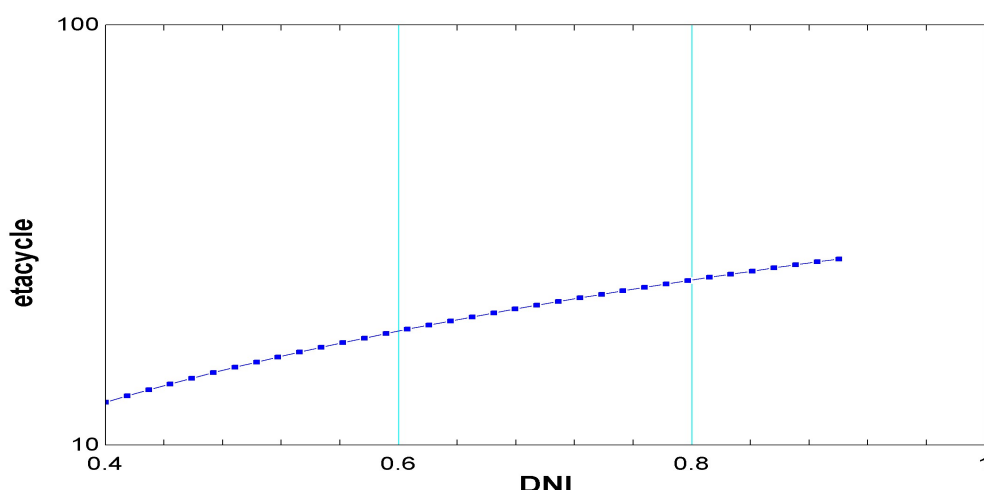
T(K)	p(Mpa)	h(Kj/Kg)	s(Kj/Kg.K)	m_dot(Kg/sec)	State
673	12	3051	6.076	41.51	1
474.5	1.6	2693	6.209	41.51	2
474.5	1.6	2693	6.209	1.5	3
474.5	1.6	2693	6.209	40.01	4
416.8	0.4	2471	6.255	40.01	5
416.8	0.4	2471	6.255	38.51	6
416.8	0.4	2471	6.255	1.5	7
368.3	0.085	2276	6.349	38.51	8
309	0.085	150.3	0.5166	2061	9
298	0.085	104.3	0.3651	2061	10
319.1	0.085	192.4	0.6508	38.51	11
319.1	0.4	192.7	0.6508	38.51	12
339.5	0.4	278.1	0.9103	40.01	13
339.6	1.6	279.4	0.9103	40.01	14
360.4	1.6	366.6	1.16	41.51	15
361	12	377.3	1.16	41.51	16
459.1	12	794.7	2.182	41.51	17
580.1	12	1381	3.309	41.51	18
693	12	866.3	1.009	327.7	19
522.7	12	653.4	0.987	327.7	20
463.3	12	579.1	0.87	327.7	21
421	12	526.3	0.76	327.7	22
421	12	526.3	0.76	300.3	23
420	12	525	0.74	300.3	26
420	12	525	0.74	654	27
693	12	866.3	1.009	654	28

طبق نمودار شکل ۷.۴ که تغییرات DNI برحسب بازده کلی سیکل رسم شده است مشاهده می شود که طی این تغییرات بازده سیکل از ۱۲/۶۵ به ۲۷/۷۲ افزایش می یابد که نشان دهنده افزایش ۲/۱۹ برابری در مقابل افزایش ۲/۲۵ برابری DNI می باشد همچنین طبق نمودار شکل ۸.۴ تغییرات بازده قانون دوم طی این تغییر DNI از ۳/۵۴ به ۷/۷۶ می رسد که افزایش ۲/۱۹ برابری همچون بازده انرژی را از خود نشان می دهد، تخریب انرژی توربین اول (نمودار شکل ۹.۴) به میزان ۲ برابر افزایش می یابد همچنین توربین دوم و سوم (نمودار شکل ۱۰.۴ و ۱۱.۴) هم افزایش ۲/۱۶ و ۲/۲۷ برابری را از خود نشان می دهد تخریب انرژی گرمکن آب تغذیه اول (نمودار شکل ۱۲.۴) هم به میزان ۱/۲۰ برابر افزایش یافته و تخریب انرژی گرمکن آب تغذیه دوم (نمودار شکل ۱۳.۴) هم به میزان ۱/۵۱ برابر روند افزایش دارد، کار خروجی توربین اول (نمودار شکل ۱۴.۴) به میزان ۲/۰۸ برابر رشد نشان می دهد، کار خروجی توربین دوم (نمودار شکل ۱۵.۴) هم به میزان ۱/۲۳ برابر افزایش یافته و توربین سوم

جدول ۵.۴: نتایج تغییر DNI بر روی پارامترهای انتخابی سیکل

DNI	etacycle	etaenergy	Exdestt1	Exdestt2	Exdestt3	Exdestope1	Exdestope2	Wt_dot[1]	Wt_dot[2]	Wt_dot[3]	Wnet
0.4	12.65	3.544	792.7	254	472.8	489.4	472.5	7153	4085	3311	14042
0.4147	13.09	3.669	817.9	262.7	490.6	495.4	485.9	7381	4225	3435	14534
0.4294	13.54	3.793	843.2	271.4	508.3	501.1	498.7	7608	4366	3559	15026
0.4441	13.98	3.917	868.4	280.2	526	506.4	510.9	7836	4506	3683	15518
0.4588	14.42	4.041	893.6	288.9	543.7	511.5	522.5	8063	4647	3807	16010
0.4735	14.87	4.165	918.8	297.7	561.4	516.2	533.5	8291	4787	3931	16502
0.4882	15.31	4.29	944	306.4	579.1	520.7	544.1	8518	4928	4055	16995
0.5029	15.75	4.414	969.3	315.1	596.8	525	554.1	8746	5068	4179	17487
0.5176	16.2	4.538	994.5	323.9	614.5	529	563.7	8974	5209	4303	17979
0.5324	16.64	4.662	1020	332.6	632.2	532.8	572.9	9201	5349	4427	18471
0.5471	17.08	4.787	1045	341.3	649.9	536.4	581.7	9429	5490	4551	18963
0.5618	17.53	4.911	1070	350.1	667.6	539.9	590.1	9656	5630	4675	19455
0.5765	17.97	5.035	1095	358.8	685.3	543.1	598.1	9884	5771	4799	19947
0.5912	18.41	5.159	1121	367.6	703	546.3	605.8	10111	5911	4923	20439
0.6059	18.86	5.283	1146	376.3	720.8	549.3	613.2	10339	6052	5047	20931
0.6206	19.3	5.408	1171	385	738.5	552.1	620.3	10567	6192	5171	21423
0.6353	19.74	5.532	1196	393.8	756.2	554.8	627.1	10794	6333	5295	21915
0.65	20.19	5.656	1221	402.5	773.9	557.4	633.7	11022	6473	5419	22408
0.6647	20.63	5.78	1247	411.2	791.6	559.9	640	11249	6614	5543	22900
0.6794	21.07	5.904	1272	420	809.3	562.3	646	11477	6755	5667	23392
0.6941	21.52	6.029	1297	428.7	827	564.6	651.9	11704	6895	5791	23884
0.7088	21.96	6.153	1322	437.5	844.7	566.8	657.5	11932	7036	5915	24376
0.7235	22.4	6.277	1348	446.2	862.4	568.9	662.9	12160	7176	6039	24868
0.7382	22.85	6.401	1373	454.9	880.1	570.9	668.1	12387	7317	6164	25360
0.7529	23.29	6.526	1398	463.7	897.8	572.8	673.1	12615	7457	6288	25852
0.7676	23.73	6.65	1423	472.4	915.5	574.7	677.9	12842	7598	6412	26344
0.7824	24.18	6.774	1448	481.1	933.2	576.5	682.6	13070	7738	6536	26836
0.7971	24.62	6.898	1474	489.9	951	578.2	687.1	13297	7879	6660	27329
0.8118	25.06	7.022	1499	498.6	968.7	579.9	691.5	13525	8019	6784	27821
0.8265	25.51	7.147	1524	507.4	986.4	581.5	695.7	13753	8160	6908	28313
0.8412	25.95	7.271	1549	516.1	1004	583	699.8	13980	8300	7032	28805
0.8559	26.39	7.395	1575	524.8	1022	584.5	703.7	14208	8441	7156	29297
0.8706	26.84	7.519	1600	533.6	1039	585.9	707.5	14435	8581	7280	29789
0.8853	27.28	7.644	1625	542.3	1057	587.3	711.2	14663	8722	7404	30281
0.9	27.72	7.768	1650	551	1075	588.6	714.7	14890	8862	7528	30773

(نمودار شکل ۱۶.۴) هم به میزان ۲/۲۷ برابر افزایش می یابد در انتها کار خالص خروجی هم (نمودار شکل ۱۷.۴) دو برابر می شود.



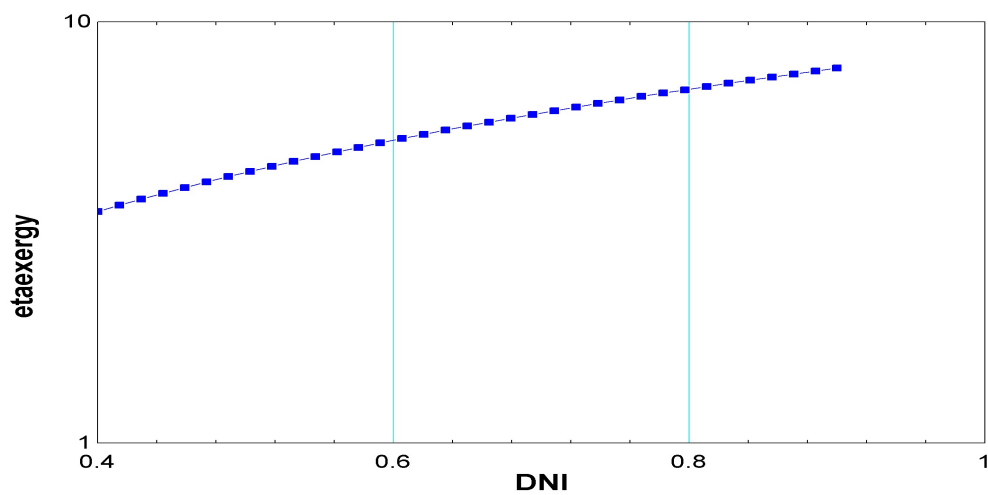
شکل ۷.۴: تغییرات DNI در برابر بازده قانون اول

۲.۳.۴ تاثیر فشار توربین اول در DNI های مختلف

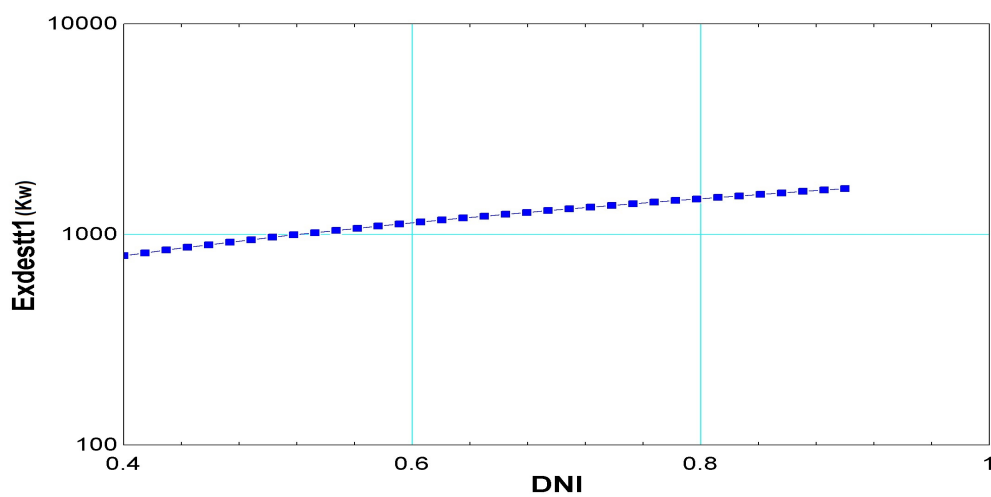
برای بررسی این قسمت فشار ورودی توربین اول را از 10 MPa تا 12 MPa تغییر خواهیم داد هم چنین طی این تغییر DNI اعداد ثابت 0.4% و 0.9% خواهد بود.

$$DNI = 0.4\%$$

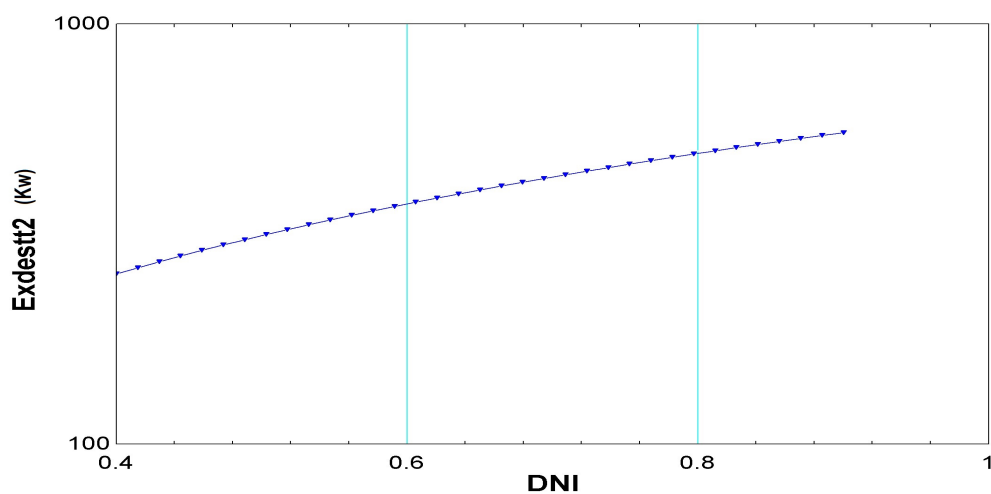
در این حالت چون DNI ثابت فرض شده پس دبی ورودی به سیکل هم ثابت خواهد بود پس با افزایش فشار آنتالپی نقاط ۱ و همچنین ۲ و ۵ روندی کاهشی خواهند داشت (شکل ۱۸.۴) در نتیجه این تغییرات کار توربین اول روندی افزایش خواهد داشت (شکل ۱۹.۴) همچنین انتظار می رود که کار توربین دوم هم کاهشی باشد اما این کاهش ناچیز خواهد بود و افزایش کار خروجی توربین اول به مراتب بیشتر از کاهش کار خروجی توربین دوم خواهد بود پس این افزایش اثر خود را بر روی بازده قانون اول و دوم به صورت روندی افزایش نشان می دهد (شکل ۲۰.۴ و ۲۱.۴) هم چنین کار خروجی مفید هم افزایش خواهد یافت. (شکل ۲۲.۴)



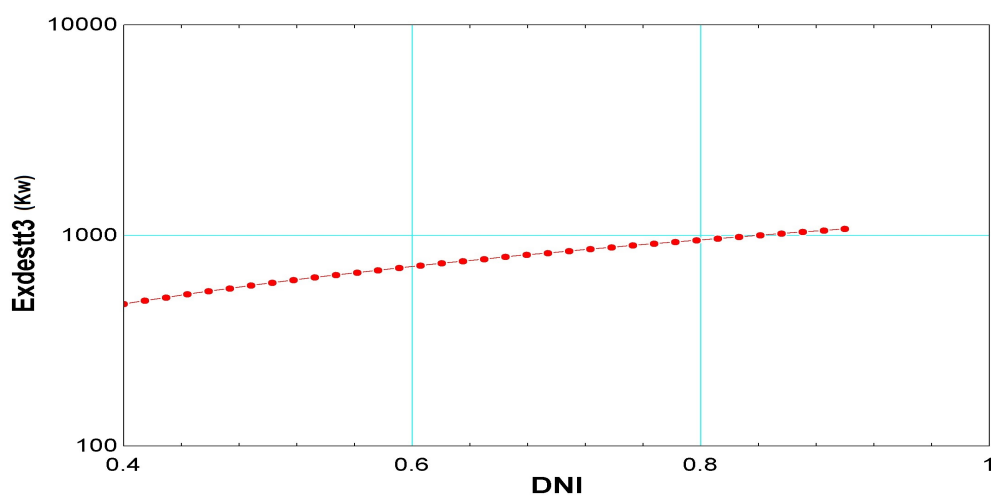
شکل ۸.۴: تغییرات DNI در برابر بازده قانون دوم



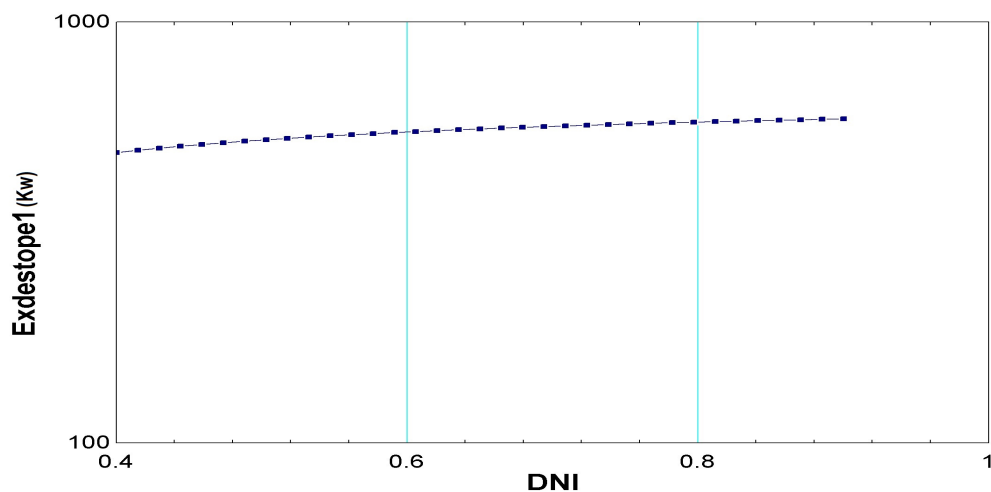
شکل ۹.۴: تغییرات DNI در برابر تخریب انرژی توربین اول



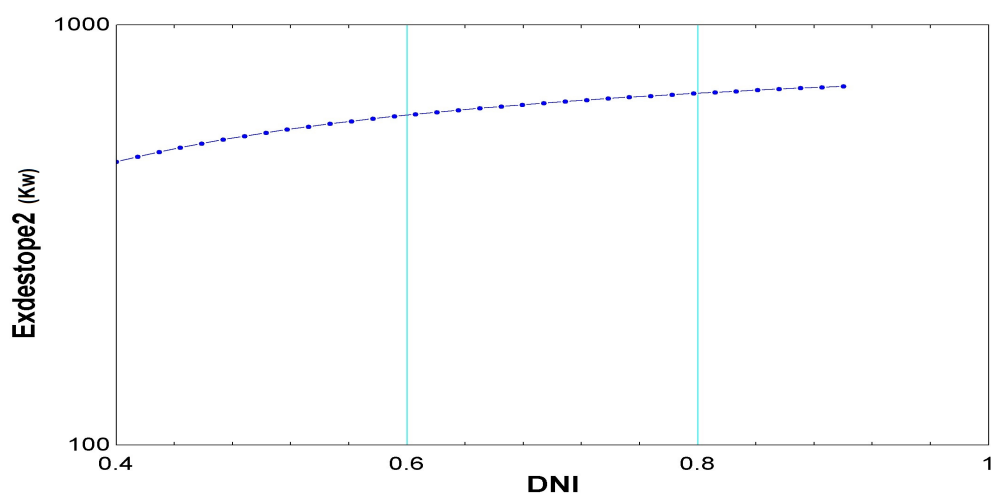
شکل ۱۰.۴: تغییرات DNI در برابر تخریب اگزرژی توربین دوم



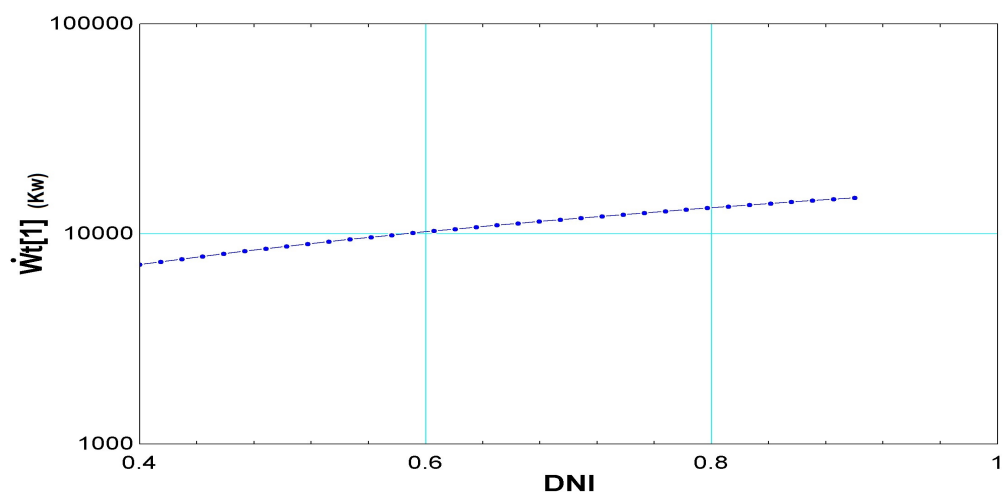
شکل ۱۱.۴: تغییرات DNI در برابر تخریب اگزرژی توربین سوم



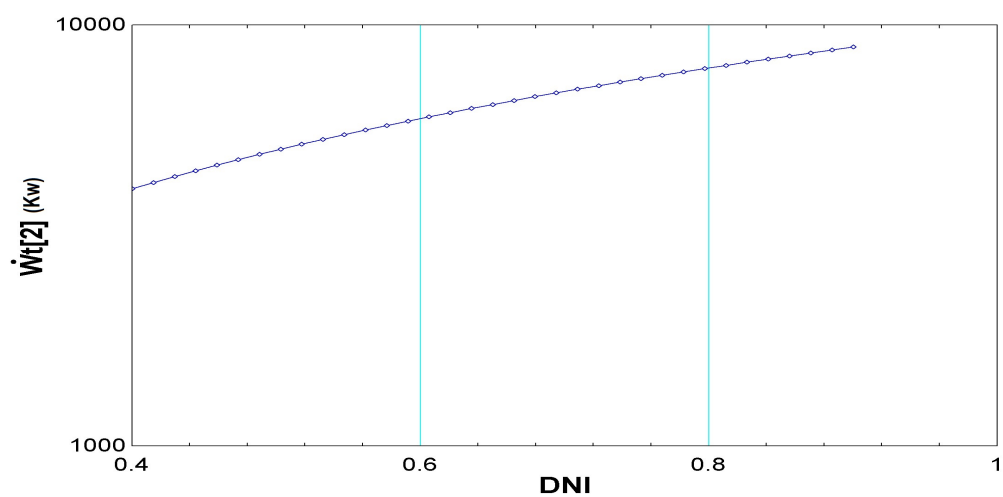
شکل ۱۲.۴: تغییرات DNI در برابر تخریب انرژی گرمایی گرمکن آب تغذیه اول



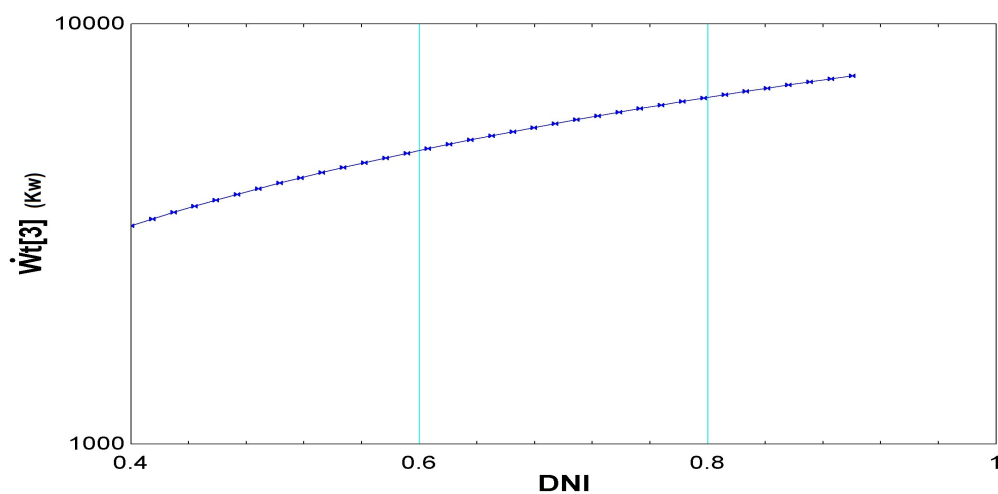
شکل ۱۳.۴: تغییرات DNI در برابر تخریب انرژی گرمایی گرمکن آب تغذیه دوم



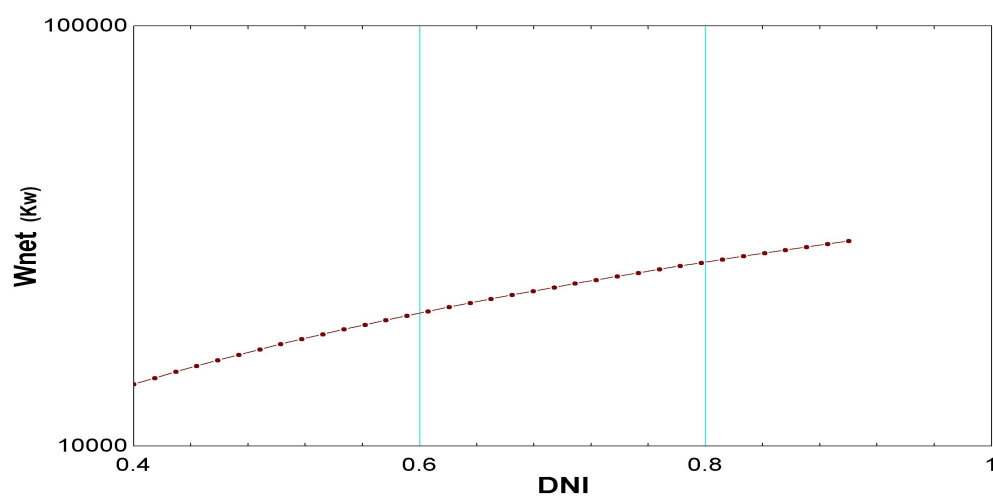
شکل ۱۴.۴: تغییرات DNI در برابر کار خروجی توربین اول



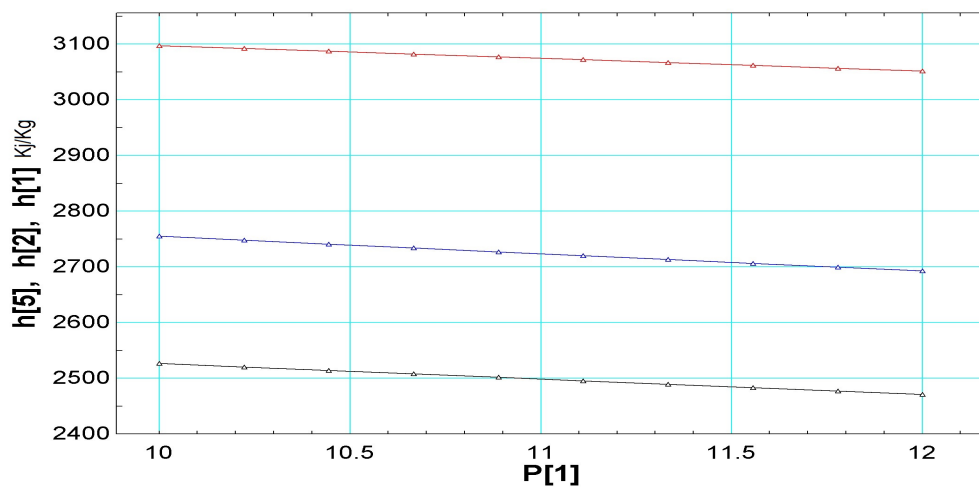
شکل ۱۵.۴: تغییرات DNI در برابر کار خروجی توربین دوم



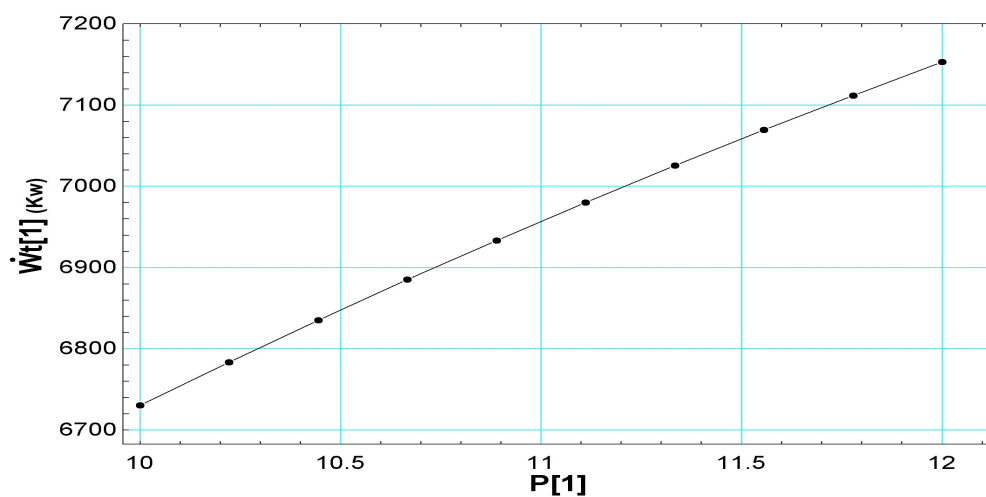
شکل ۱۶.۴: تغییرات DNI در برابر کار خروجی توربین سوم



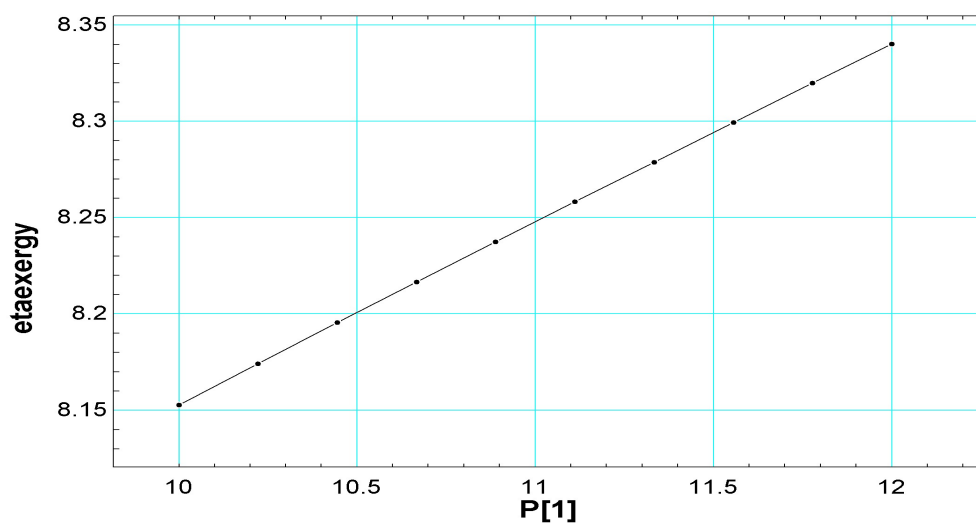
شکل ۱۷.۴: تغییرات DNI در برابر کار خروجی مفید



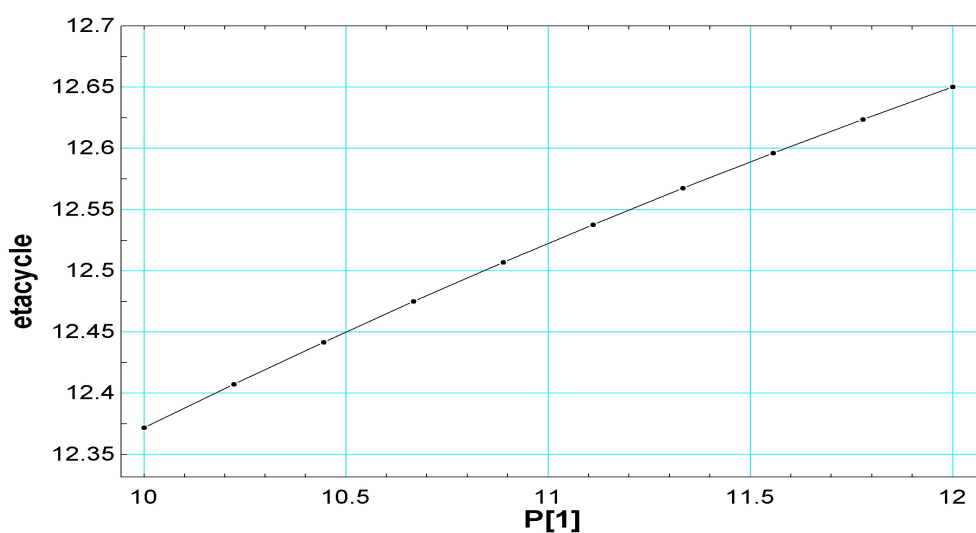
شکل ۱۸.۴: تغییرات فشار P_1 بر آنتالپی در $DNI = 0.4$



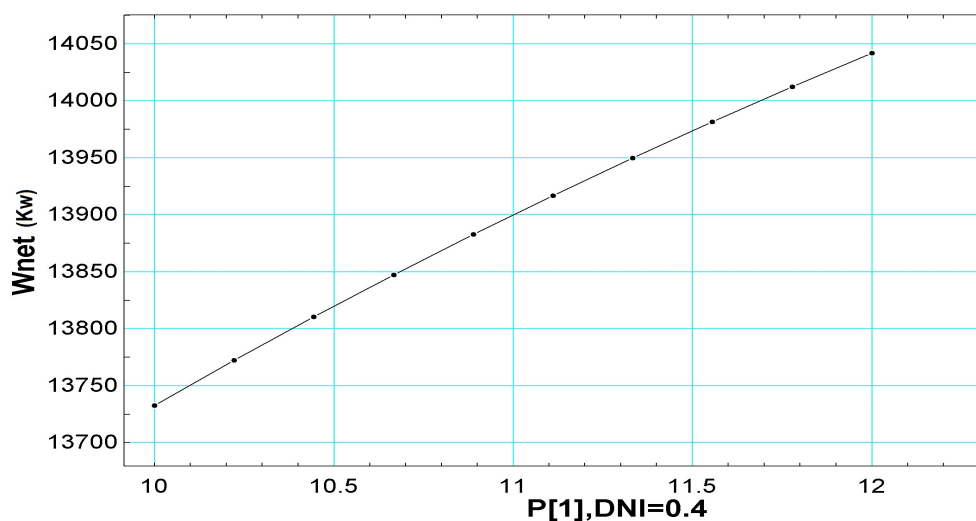
شکل ۱۹.۴: تغییرات فشار P_1 بر کار خروجی توربین اول در $DNI = 0.4$



شکل ۲۰.۴: تغییرات فشار P_r بر بازده قانون دوم در $DNI = ۰.۴$



شکل ۲۱.۴: تغییرات فشار P_r بر بازده قانون اول در $DNI = ۰.۴$



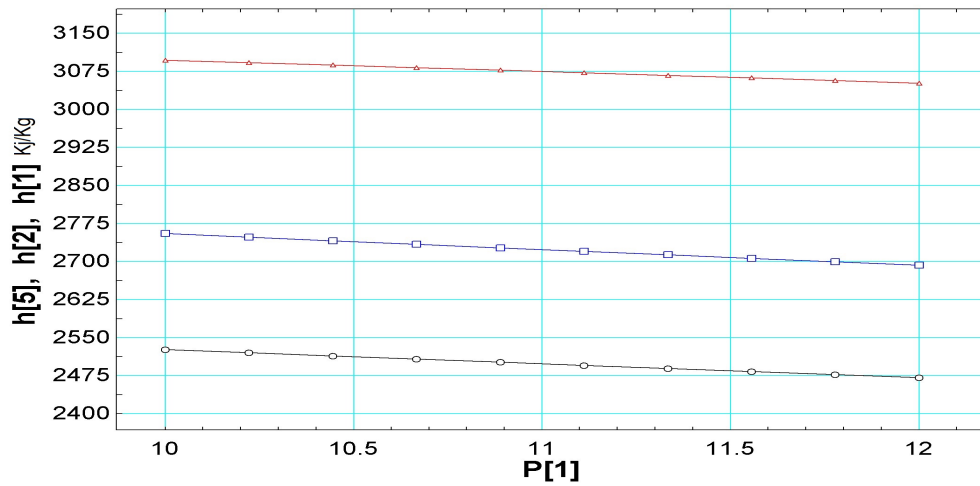
شکل ۲۲.۴: تغییرات فشار P_r بر کار خروجی خالص در $DNI = ۰.۴$

$$DNI = ۰.۷$$

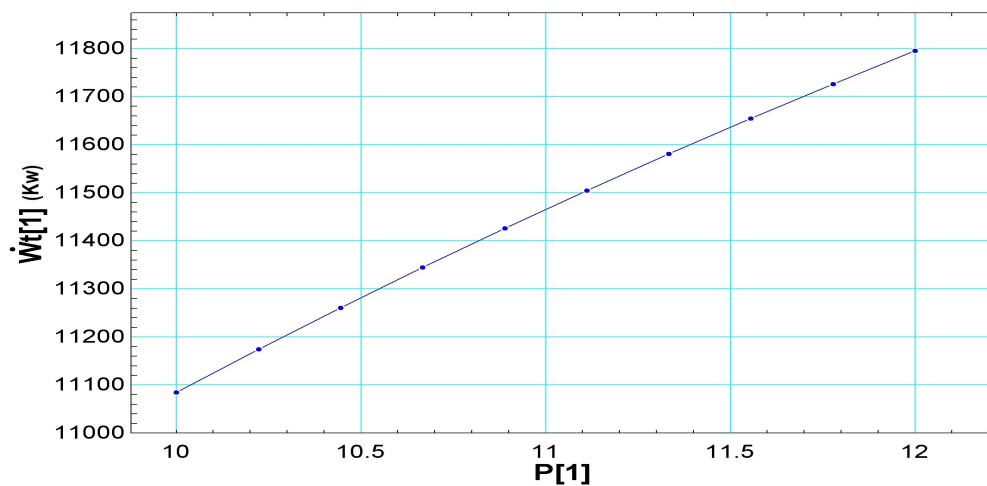
در این حالت نسبت به حالت قبل چون DNI افزایش یافته پس دبی سیکل می بایست افزایش یابد مشاهده می شود که آنتالپی نقطه ۱ از ۳۰۹۷ به ۳۰۵۱ کاهش می یابد همچنین آنتالپی نقطه دوم و پنجم می بایست روند کاهشی داشته باشد (شکل ۲۳.۴)، اما کار خروجی توربین اول طی این فرآیند افزایش فشار افزایش می یابد که به میزان ۶/۴ درصد می باشد (شکل ۲۴.۴). کار خروجی توربین دوم هم به میزان ۱/۶ درصد کاهش می یابد (شکل ۲۵.۴)، کار خالص خروجی هم ۲/۲ درصد افزایش می یابد (شکل ۲۶.۴)، بازده قانون اول حدود ۲ درصد (شکل ۲۷.۴) و بازده قانون دوم هم ۲/۵ درصد افزایش می یابد (شکل ۲۸.۴).

$$DNI = ۰.۹$$

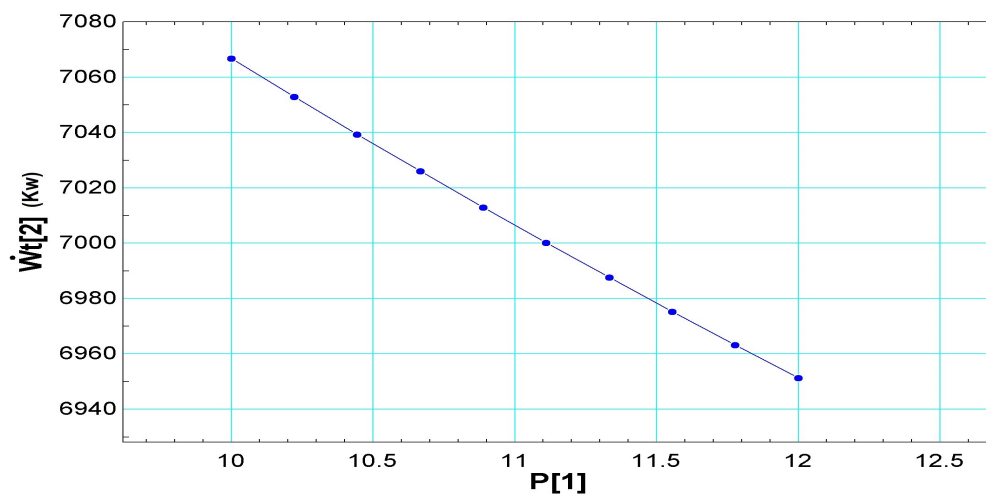
در این حالت بیشترین دبی ورودی سیکل را خواهیم داشت در طی تغییرات فشار در این حالت بازده قانون اول و دوم به ترتیب ۲/۲ و ۲/۴ درصد افزایش می یابد (شکل ۲۹.۴) همچنین کار توربین اول ۹۰۲ کیلووات افزایش می یابد و کار توربین دوم ۱/۶ درصد کاهش نشان می دهد (شکل ۳۰.۴) و کار خالص خروجی ۶۶۵ کیلووات افزایش خواهد داشت (شکل ۳۱.۴).



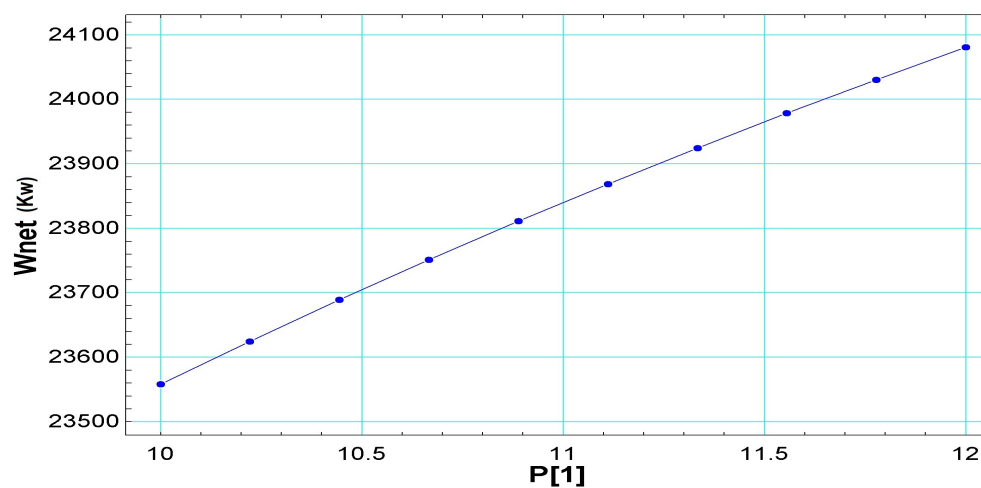
شکل ۲۳.۴: تغییرات فشار P_r بر آنتالپی در $\alpha = 0^\circ$ $DNI =$



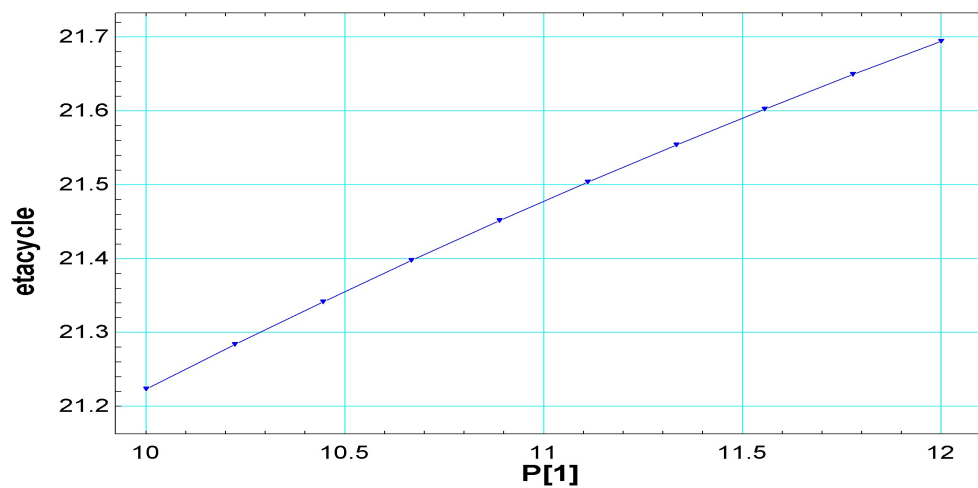
شکل ۲۴.۴: تغییرات فشار P_r بر کار خروجی توربین اول در $\alpha = 0^\circ$ $DNI =$



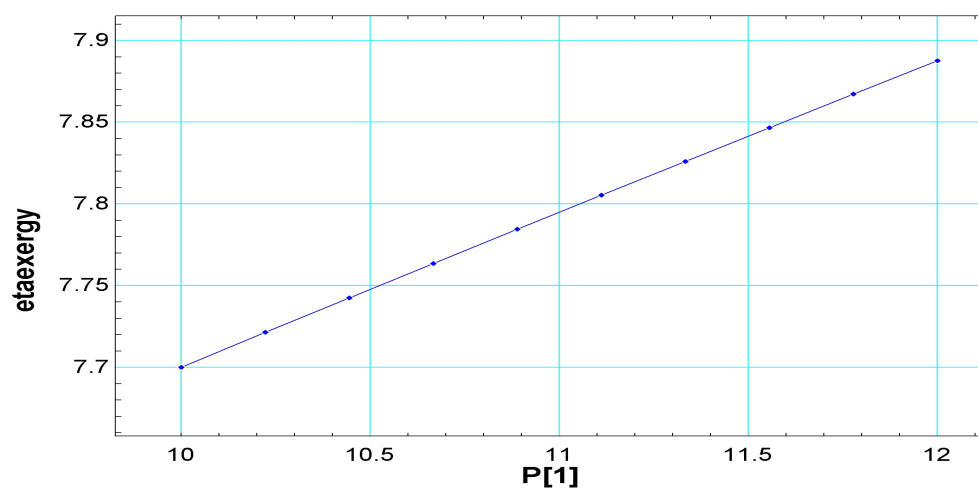
شکل ۲۵.۴: تغییرات فشار P_r بر کار خروجی توربین دوم در $DNI = 0.7$



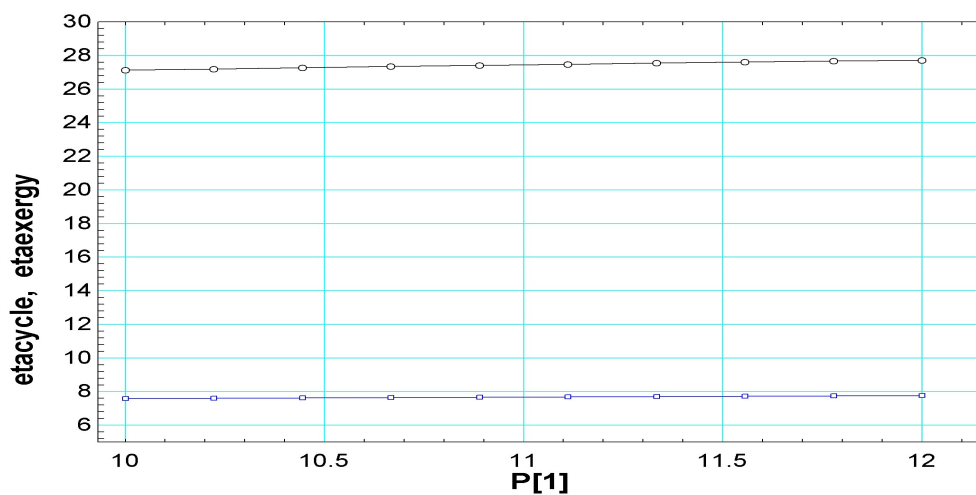
شکل ۲۶.۴: تغییرات فشار P_r بر کار خروجی خالص در $DNI = 0.7$



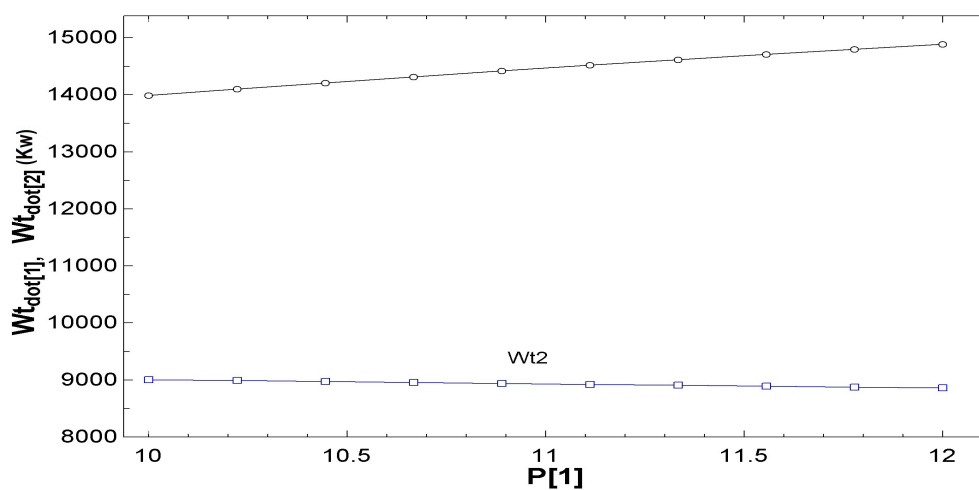
شکل ۲۷.۴: تغییرات فشار P_1 بر بازده قانون اول در $\mathcal{N} = 0$ در $DNI = 0$



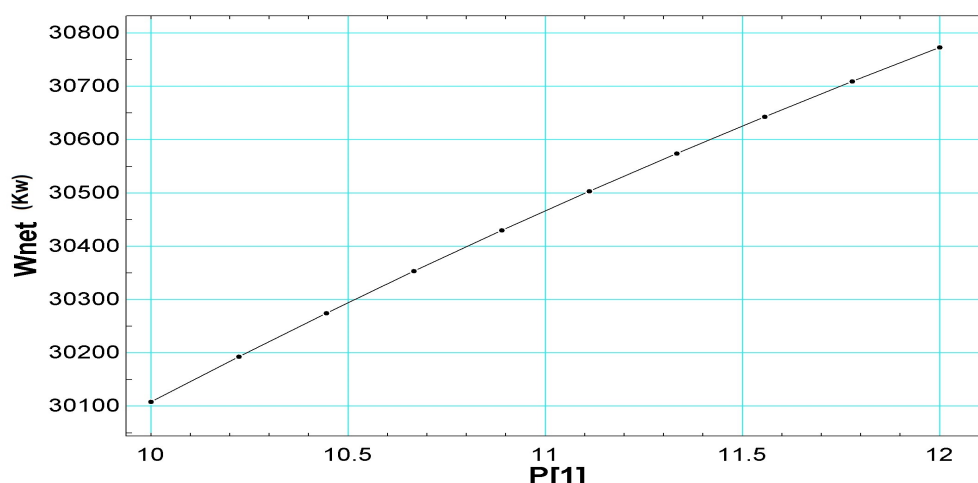
شکل ۲۸.۴: تغییرات فشار P_1 بر بازده قانون دوم در $\mathcal{N} = 0$ در $DNI = 0$



شکل ۲۹.۴: تغییرات فشار P_1 بر بازده قانون اول و دوم در $DNI = 900$



شکل ۳۰.۴: تغییرات فشار P_1 بر کار خروجی توربین اول و دوم در $DNI = 900$



شکل ۳۱.۴: تغییرات فشار P_1 بر کار خروجی خالص در $DNI = ۰/۹$

۳.۳.۴ تاثیر فشار خروجی توربین اول در DNI های مختلف

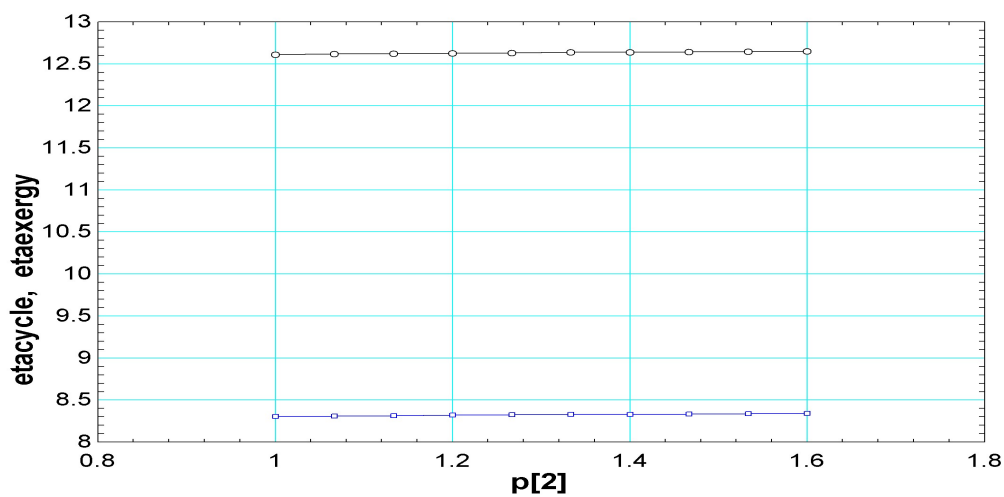
در این بخش تاثیر تغییرات فشار خروجی توربین اول P_1 بر روی سایر پارامترهای سیکل را مورد بررسی قرار می دهیم.

$$DNI = ۰/۴$$

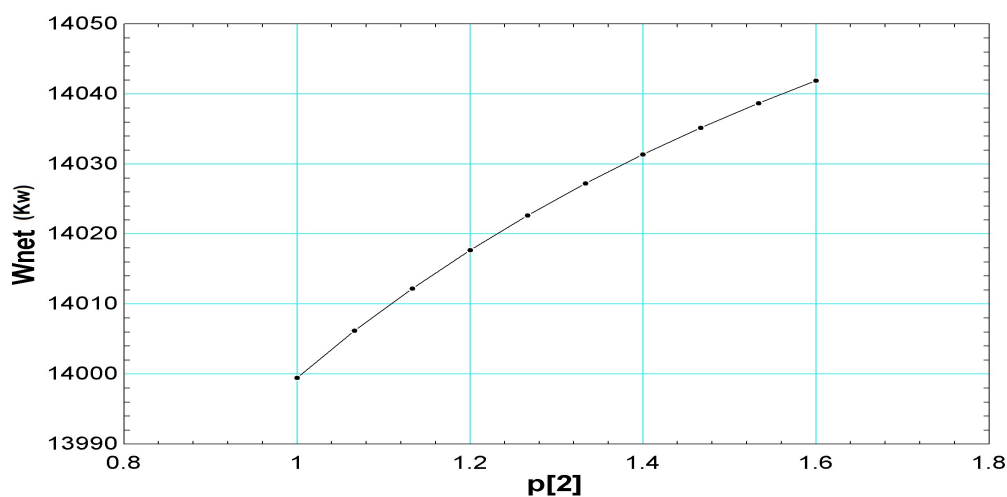
با تغییرات فشار از $۱ MPa$ تا $۱/۶ MPa$ در کمترین حالت $DNI = ۰/۴$ آنتالپی نقطه دوم افزایش خواهد یافت با افزایش آنتالپی نقطه دوم، کار خروجی توربین اول روند نزولی به خود خواهد گرفت و کار توربین ۲ هم افزایش می یابد (شکل ۳۴.۴). در این حالت کار توربین اول به مقدار $۱/۶$ درصد کاهش خواهد داشت، کار توربین دوم هم به مقدار ۱۴۴۳ کیلووات افزایش می یابد، بازده انرژی، اگزرژی (شکل ۳۲.۴) و کار مفید خروجی هم افزایش خواهد یافت (شکل ۳۳.۴).

$$DNI = ۰/۹$$

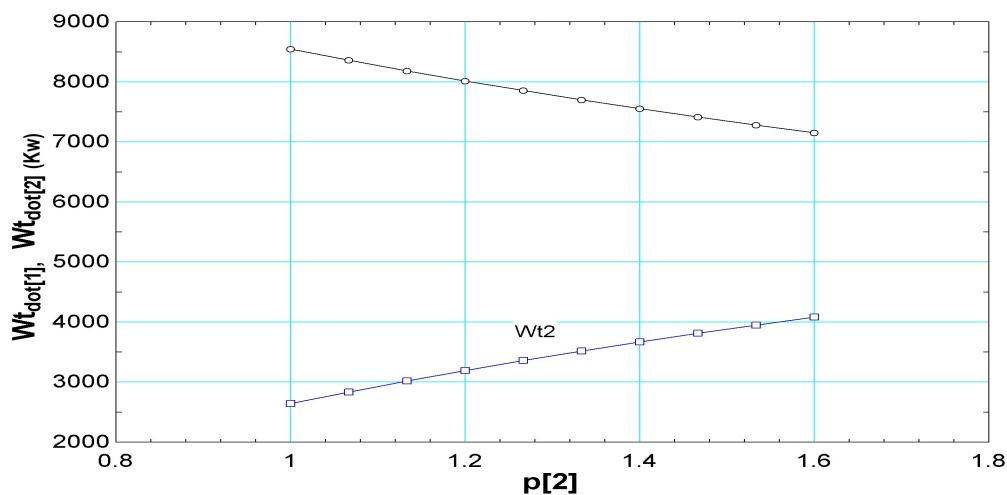
در این حالت بیشترین انرژی ورودی به سیکل را خواهیم داشت اما چون دماهای ورودی ثابت در نظر گرفته شده پس دبی به بیشترین مقدار خود می رسد. پس با افزایش فشار مشاهده می شود که کار خروجی توربین دوم ۵۴ درصد افزایش می یابد اما کار خروجی توربین کاهش ۱۶ درصدی از خود نشان می دهد (شکل ۳۷.۴)، بازده قانون اول و دوم افزایش ناچیز تجربه خواهند کرد (شکل ۳۵.۴)، و کار خروجی مفید هم به مقدار ۱۸۵ کیلووات افزایش می یابد (شکل ۳۶.۴).



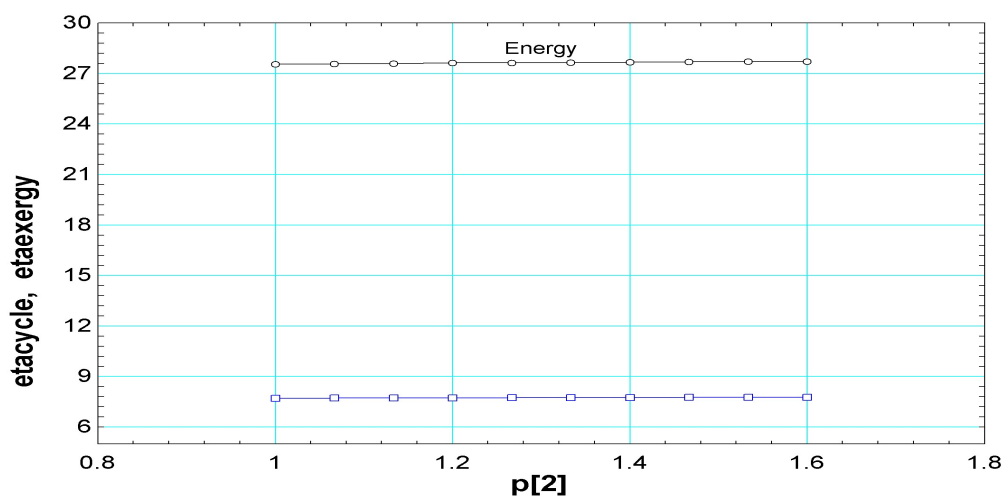
شکل ۳۲.۴: تغییرات فشار P_2 بر بازده قانون اول و دوم در $DNI = 0.4$



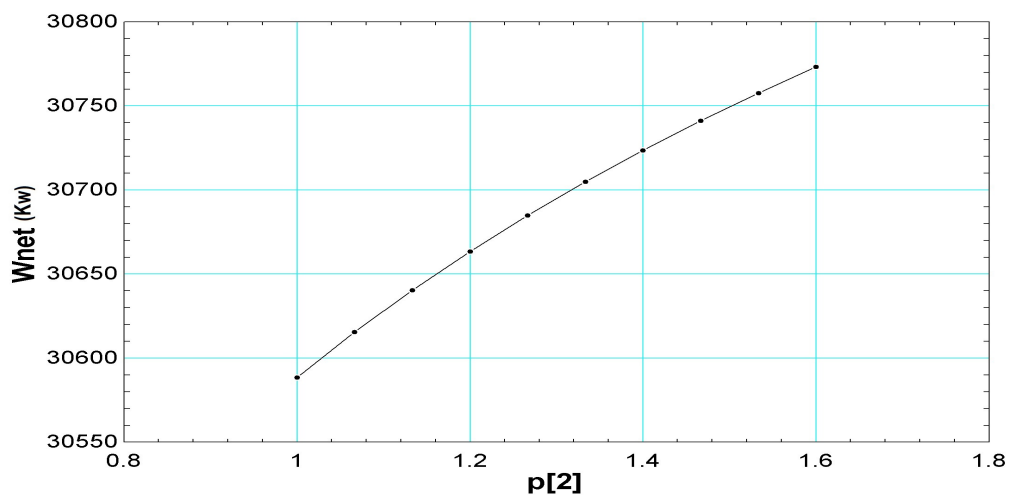
شکل ۳۳.۴: تغییرات فشار P_2 بر کار خروجی خالص در $DNI = 0.4$



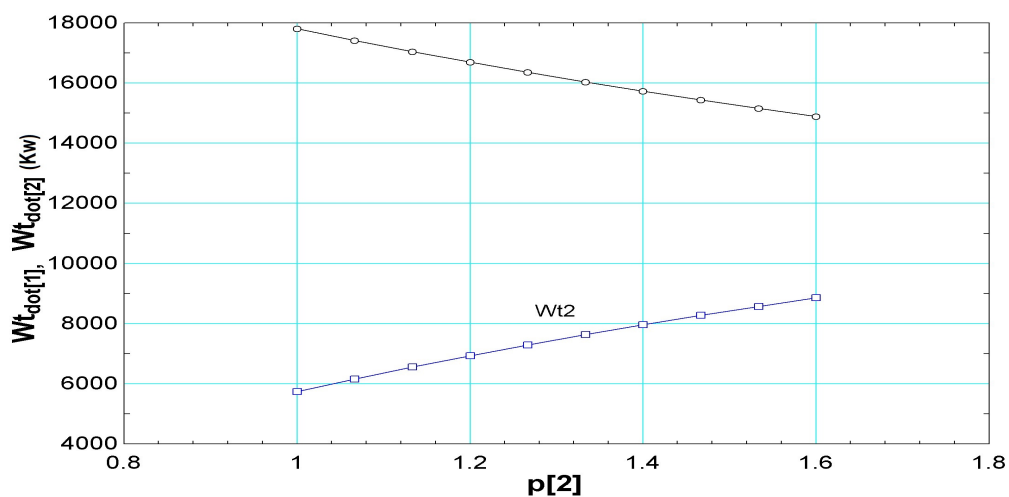
شکل ۳۴.۴: تغییرات فشار P_r بر کار خروجی توربین اول و دوم در $DNI = 4\%$



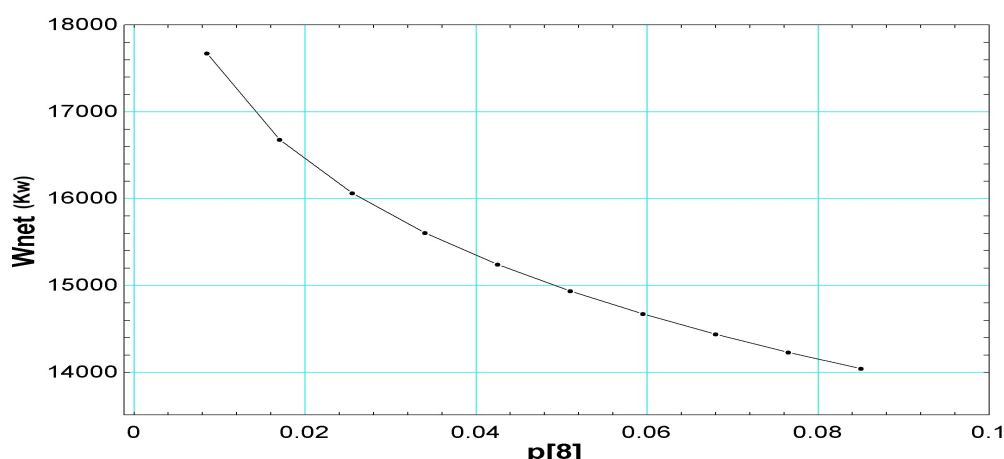
شکل ۳۵.۴: تغییرات فشار P_r بر بازده قانون اول و دوم در $DNI = 9\%$



شکل ۳۶.۴: تغییرات فشار P_2 بر کار خروجی خالص در $DNI = 0.9$



شکل ۳۷.۴: تغییرات فشار P_2 بر کار خروجی توربین اول و دوم در $DNI = 0.9$



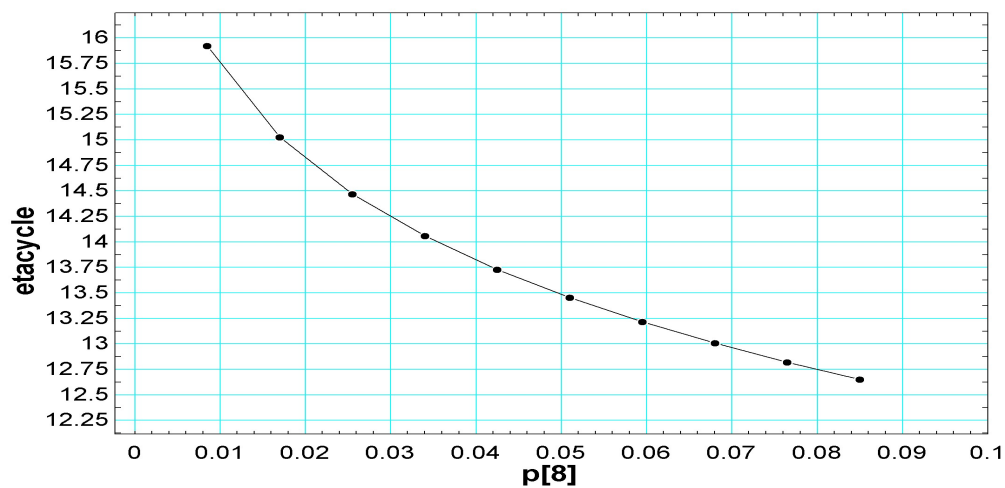
شکل ۳۸.۴: تغییرات فشار P_8 بر کار خروجی خالص در $DNI = 0.4$

۴.۳.۴ تغییرات فشار خروجی توربین سوم در DNI های مختلف

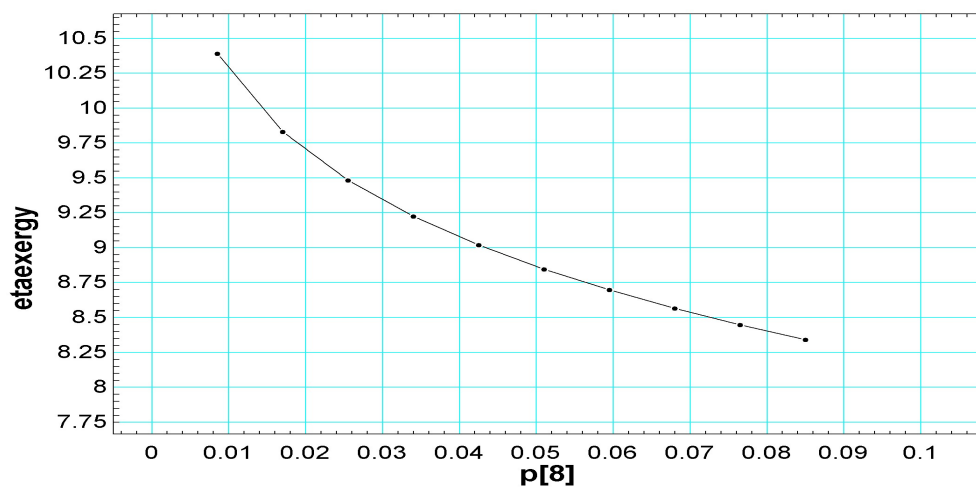
در این بخش تاثیر تغییرات فشار خروجی توربین سوم (P_8) در DNI های مختلف را بر روی کار خروجی مفید، بازده قانون اول و دوم را بررسی خواهیم کرد.

$$DNI = 0.4$$

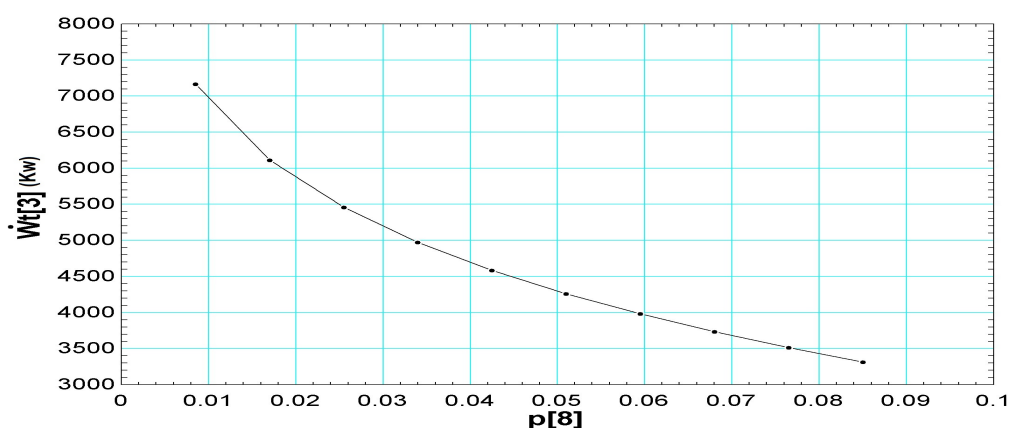
با تغییر فشار از $0.0085 MPa$ به 0.085 در $DNI = 0.4$ کار خروجی مفید (شکل ۳۸.۴) بازده قانون اول (شکل ۳۹.۴) و بازده قانون دوم (شکل ۴۰.۴) روندی کاهشی خواهند داشت، علت آن در این است که چون دبی سیکل ثابت است پس با افزایش فشار خروجی توربین سوم طبق رابطه بازده آیزنتروپیک آنتالپی خروجی توربین سوم افزایش می یابد پس کار خروجی توربین سوم روند کاهشی به خود می گیرد و چون کار خروجی توربین اول و دوم ثابت است پس کار مفید خروجی کاهش و همچنین بازده قانون اول و دوم هم کاهشی است، طی این تغییرات فشار کار خروجی توربین سوم حدود ۵۳ درصد کاهش می یابد (شکل ۴۱.۴)، کار مفید خروجی به مقدار ۳۶۳۲ کیلووات روندی کاهشی دارد، بازده قانون دوم ۱۲ درصد کاهش خواهد یافت و بازده قانون اول هم حدود ۲۰ درصد کاهش نشان می دهد.



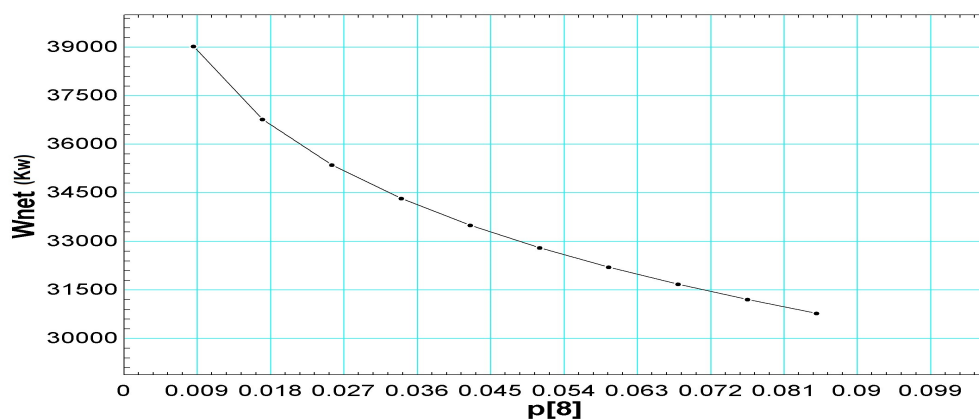
شکل ۳۹.۴: تغییرات فشار P_h بر بازده قانون اول در $DNI = 4\%$



شکل ۴۰.۴: تغییرات فشار P_h بر بازده قانون دوم در $DNI = 4\%$



شکل ۴۱.۴: تغییرات فشار P_8 بر کار خروجی توربین سوم در $DNI = 0.4$



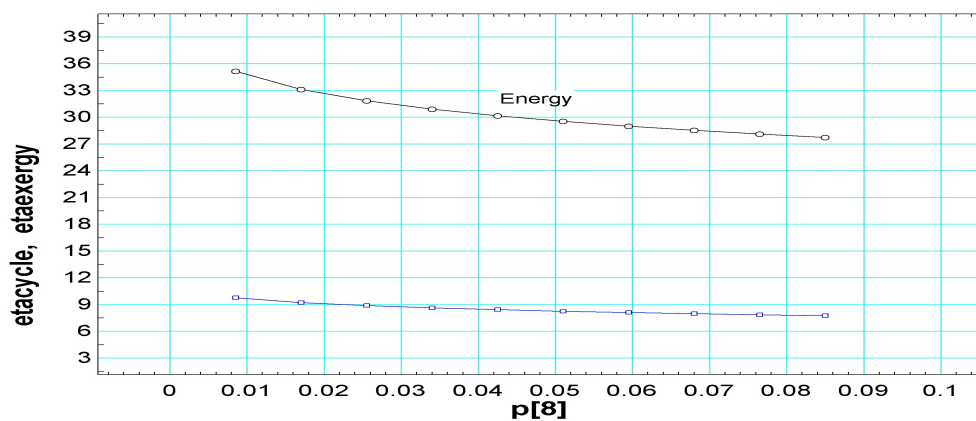
شکل ۴۲.۴: تغییرات فشار P_8 بر کار خروجی خالص در $DNI = 0.9$

$$DNI = 0.9$$

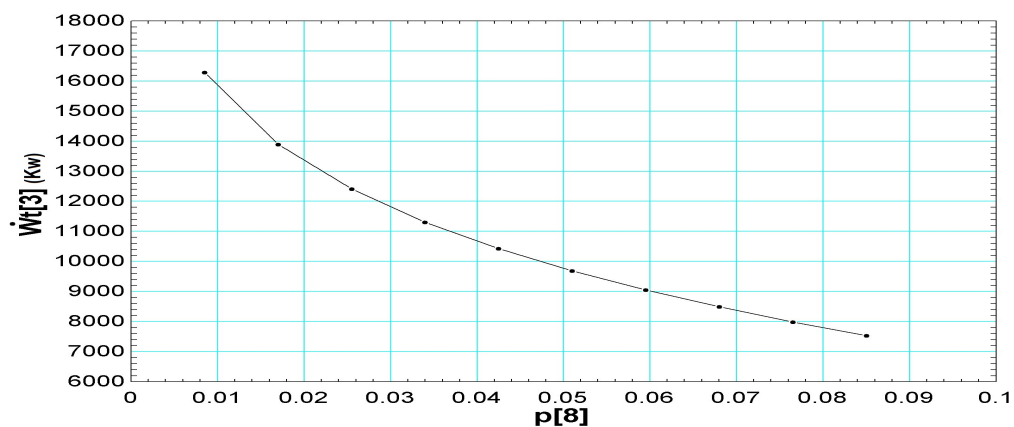
با افزایش فشار طبق حالت قبل و در حداکثر دبی وارد شده به سیکل مشاهده می‌شود که کار خروجی از توربین سوم به مقدار ۸۷۵۸ کیلووات کاهش می‌یابد (شکل ۴۴.۴)، کار خالص خروجی ۲۱ درصد کاهش می‌یابد (شکل ۴۲.۴)، بازده قانون اول از ۹/۷۷ به ۷/۷۶ کاهش می‌یابد همچنین بازده قانون دوم هم از ۳۵/۱۶ به ۲۷/۷۲ روندی کاهشی خواهد داشت (شکل ۴۳.۴).

۵.۳.۴ تلفات اگزرژی

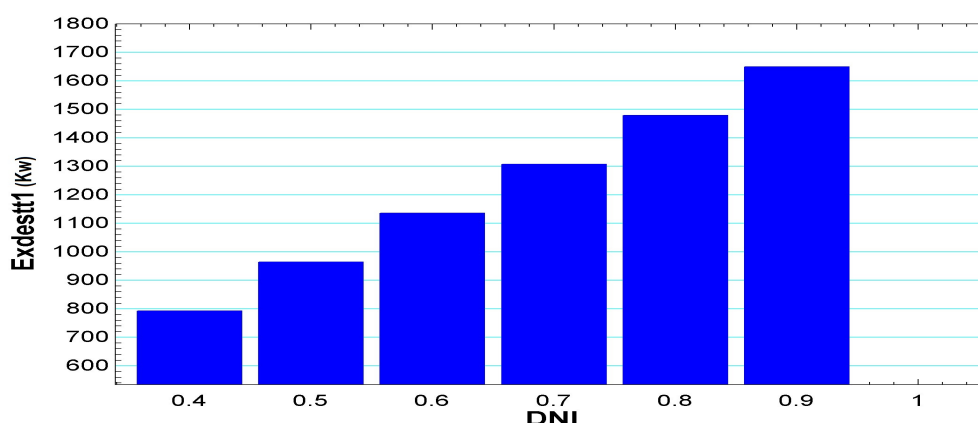
همانطور که مشاهده می‌شود تلفات اگزرژی با افزایش DNI روند افزایش به خود می‌گیرد علت آن به ورود انرژی بیشتری با افزایش DNI می‌باشد پس تلفات افزایش می‌یابد (شکل ۴۵.۴-۴۶.۴-۴۷.۴).



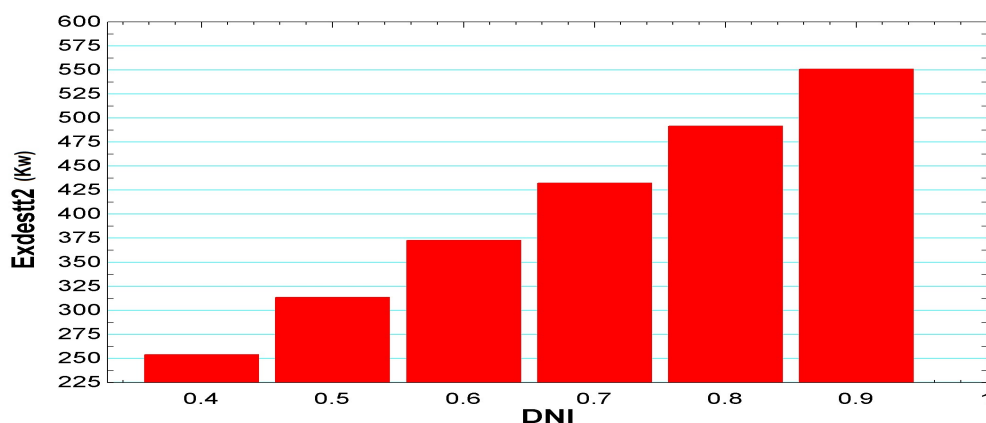
شکل ۴۳.۴: تغییرات فشار P_8 بر بازده قانون اول و دوم در $DNI = 9\%$



شکل ۴۴.۴: تغییرات فشار P_8 بر کار خروجی توربین سوم در $DNI = 9\%$



شکل ۴۵.۴: تلفات اگزرژی توربین اول با افزایش DNI

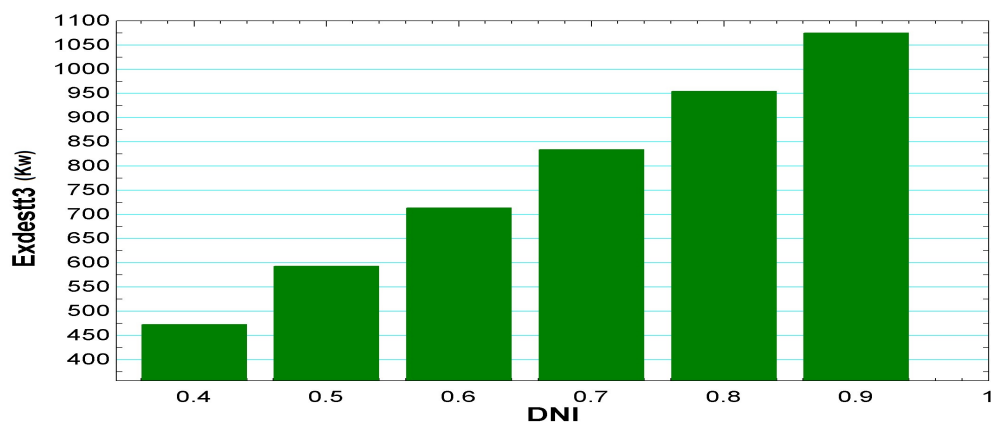


شکل ۴۶.۴: تلفات اگزرژی توربین دوم با افزایش DNI

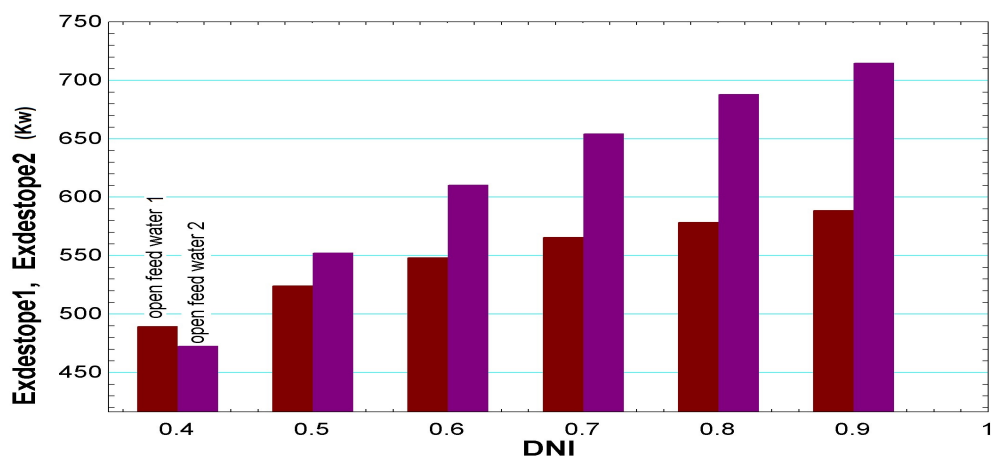
۴.۴ تحلیل اقتصادی

برای تحلیل اقتصادی سیستم ابتدا باید هزینه ساخت سیکل مورد نظر را بررسی سپس به نتیجه گیری خواهیم پرداخت.

آژانس بین المللی انرژی های تجدید پذیر که برای ترویج استفاده و افزایش استفاده پایدار از همه اشکال انرژی تجدیدپذیر تأسیس شده و همچنین مسئول ارائه اطلاعات فنی مرتبط با انرژی های تجدید پذیر می باشد در گزارشی جامع هزینه ساخت برای هر $1MW$ نیروگاه خورشیدی را چیزی در حدود $7/28$ میلیون دلار اعلام کرد که شامل موارد موجود در جدول ۶.۴ می باشد. برای سیستم پیشنهادی با حداکثر توان خروجی مفید $31MW$ محاسبات هزینه احداث به شرح جدول ۶.۴ است.



شکل ۴۷.۴: تلفات اگزرژی توربین سوم با افزایش DNI



شکل ۴۸.۴: تلفات اگزرژی گرمکن آب تغذیه با افزایش DNI

جدول ۶.۴: هزینه احداث نیروگاه خورشیدی همراه با ذخیره ساز

ردیف	تجهیزات	هزینه (USD Million/MW)	هزینه تمام شده
1	سایت خورشیدی و میدان خورشیدی شامل سازه های فلزی و سیستم ها الکتریکی مرتبط با آن	1.24	38.68
2	هزینه دریافت کننده شامل هلیوستات ها، آینه ها، دریافت کننده مرکزی، لوله کشی سیال انتقال حرارت و...	2.80	86.98
3	هزینه ذخیره سازی شامل تانک ذخیره ساز، سیال ذخیره ساز، پمپ ها و سیستم های حفاظتی سیستم	0.768	23.80
4	هزینه سیستم تولید توان	1.04	32.24
5	سایر هزینه ها شامل هزینه های طراحی، مدیریت پروژه و سایر هزینه های مرتبط	1.42	44.02
جمع کل:			225.72

همانطور که میدانیم قیمت برق در بازارهای جهانی 13 Cent/KW می باشد. از طرفی هزینه تعمیر و نگهداری، حقوق نیرو های شاغل در نیروگاه، هزینه ماشین آلات و سایر هزینه های پیش بینی نشده به طور متوسط شامل ۲۵ درصد درآمد سالیانه نیروگاه می شود. ساعت کاری سیکل کاری مورد نظر ۷۲۰۰ ساعت در سال می باشد. محاسبه کل درآمد نیروگاه با احتساب سیستم ذخیره ساز:

$$30769 (KW) * 7200 = 22153 * 10^6 (KW)$$

$$13 (Cent/KW) * 22153 * 10^6 = 28799 * 10^9 (Cent) = 28799 (USD, million)$$

کل درآمد نیروگاه از فروش برق پس از کسر هزینه تعمیر و نگهداری و سایر هزینه های جانبی برابر است با:

$$28799 (USD, milion) - 789 (USD, million) = 2159$$

باید توجه کرد که محاسبه درآمد حاصل از فروش برق و هزینه احداث با قیمت های جهانی محاسبه شده است، مشخص می شود که سرمایه هزینه شده برای احداث نیروگاه پس از سال ۱۰ اتفاق خواهد افتاد و نیروگاه از سال ۱۰ به بعد وارد فاز سود دهی خالص خواهد شد.

محاسبه کل درآمد نیروگاه بدون احتساب سیستم ذخیره ساز:

در صورتی که سیستم ذخیره ساز را از سیکل مورد نظر حذف کنیم ساعت کار سیستم از ۷۲۰۰ به ۳۳۰۰ کاهش می یابد علت این امر در نبود نور خورشید در طی شب خواهد بود اما از طرفی با حذف این سیستم کل هزینه نیروگاه از ۲۲۵/۷۲ میلیون دلار به ۲۰۱/۹۲ میلیون دلار کاهش می یابد، حال محاسبات را در نبود سیستم ذخیره ساز به طریق زیر خواهد بود.

$$30769 (KW) * 3300 = 10153 * 10^6 (KW)$$

$$۱۳(Cent/KW) * ۱۰۱/۵۳ * ۱۰^۶ = ۱/۱۳۱ * ۱۰^۹(Cent) = ۱۳/۸۱(USD, million)$$

کل درآمد نیروگاه از فروش برق پس از کسر هزینه تعمیر و نگهداری و سایر هزینه های جانبی برابر است با:

$$۱۳/۸۱(USD, milion) - ۳/۲۷(USD, million) = ۹/۸۴$$

مشاهده می شود که در این حالت نرخ بازگشت سرمایه از ۱۰ سال در حالت وجود ذخیره ساز به حدود ۲۱ سال افزایش می یابد پس وجود سیستم ذخیره ساز نه تنها برای سیکل ضروری است بلکه امری کاملاً اقتصادی هم محسوب می شود.

ذکر این نکته قابل توجه است که در حال حاضر احداث از این دسته نیروگاه ها در ایران با توجه به یارانه دولت به سوخت های فسیلی و قیمت پایین آنها نسبت به قیمت جهانی به صرفه نخواهد همچنین قیمت برق خریداری شده از نیروگاه های خورشیدی در سال ۱۴۰۰ توسط دولت حدود ۹۰۰ تومان به ازای هر کیلووات می باشد که نسبت به قیمت جهانی آن (با احتساب هر دلار ۲۵ هزار تومان) ۳۲۵۰ تومان تفاوت بسیار زیادی خواهد داشت که این باعث عدم رقبت سرمایه گذاران بخش خصوصی در امر نیروگاه سازی می شود و فقط ساخت نیروگاه منحصر به بخش دولتی خواهد شده که با توجه به منابع عظیم سوخت های فسیلی موجود در ایران، بخش دولتی تمایلی به ساخت نیروگاه خورشیدی با توجه به هزینه احداث اولیه بالا نخواهد داشت.

در یک حالت خاص اگر کل سیستم خورشیدی را از سیکل مورد نظر حذف کنیم، کل هزینه تمام شده ساخت نیروگاه به حدود ۷۸ میلیون دلار می رسد. با احتساب قیمت جهانی گاز برای هر متر مکعب حدود ۲۰/۲۱ دلار می باشد. از طرفی برای سیکل مورد نظر هر ساعت ۸۹۹ متر مکعب گاز نیاز است پس برای یک دوره ۷۲۰۰ ساعته چیزی در حدود ۶/۵ میلیون مترمکعب گاز نیاز داریم، ادامه محاسبات به شرح زیر است:

$$۳۰۷۶۹(KW) * ۷۲۰۰ = ۲۲۱/۵۳ * ۱۰^۶(KW)$$

$$۱۳(Cent/KW) * ۲۲۱/۵۳ * ۱۰^۶ = ۲/۸۷۹ * ۱۰^۹(Cent) = ۲۸/۷۹(USD, million)$$

$$۶/۵(Milionm^3 Gas) * ۲۰/۲۱(USD/m^3) = ۱۳۰(USDmilion)$$

$$۲۸/۷۸(USD) - ۷/۱۹(USD) = ۲۱/۵۹(USD)$$

$$۲۱/۵۹(USD) - ۱/۳۳(USD) = ۲۰/۲۵(USD)$$

مشاهده می شود که کل هزینه گاز خریداری شده برابر ۱۳۰ میلیون دلار برای دوره ۷۲۰۰ ساعته می باشد و کل هزینه برق فروخته شده پس از کسر هزینه تعمیر نگهداری و سایر حقوقات برابر ۲۱/۵۹ میلیون دلار می باشد حال اگر بهای گاز خریداری شده را کم کنیم کل درآمد خالص برابر ۲۰/۲۵ میلیون دلار می شود که با احتساب هزینه اولیه برای احداث نیروگاه حداکثر پس از ۴ سال سرمایه اولیه باز خواهد گشت.

فصل ۵

جمع بندی و پیشنهادات

در این پایان نامه یک نیروگاه حرارتی مورد بحث قرار گرفت که تشکیل شده بود از میدان هلیوستات، تانک های ذخیره سازی انرژی، دریافت کننده مرکزی، سیکل رانکین و یک چیلر جذبی دو اثره لیتیوم بروماید، سیال ذخیره کننده در این پژوهش یک مایع یونی بود که در فصل اول به آن اشاره شد، همچنین طی این پژوهش تا حدی با اجزای اصلی نیروگاه خورشیدی، سیستم های ذخیره سازی و انواع روش های آن آشنا شدیم، سیستم های ذخیره سازی انرژی خورشیدی یکی از اصلی ترین بخش های نیروگاه های خورشیدی حرارتی می باشد که در مواقع لزوم که انرژی خورشیدی در دسترس نیست از این انرژی ذخیره شده در جهت تولید توان و به دنبال آن تولید برق استفاده کند تا در روند تولید برق اختلالی ایجاد نشود.

هدف از این پایان نامه تحلیل انرژی و انرژی سیکل توان و تبرید بود و بررسی پارامتر های موثر بر آن بود بر این اساس سیستم در شرایط کنترلی دمای سیال انتقال حرارت ورودی و خروجی و دمای سیال ورودی به توربین اول ثابت در نظر گرفته شد.

برای بخش تولید توان تاثیر DNI بر روی راندمان قانون اول و دوم و همچنین کار مفید خروجی بررسی شده مشاهده شد که با افزایش پارامتر DNI راندمان قانون اول از ۱۲/۶۵ به ۲۷/۷۲ افزایش می یابد همچنین طی این تغییر راندمان قانون دوم از ۳/۵۴ به ۷/۷۶ افزایش می یابد و کار مفید خروجی از ۱۴/۰۴۲ MW به ۳۰/۷۷۳ MW افزایش می یابد، لازم به ذکر است که تغییرات DNI از ۰/۴ تا ۰/۹ خواهد بود.

در بخش دوم تحلیل تاثیر فشار ورودی توربین اول در DNI های ثابت را مورد بررسی قرار دادیم و

مشاهد شد که با افزایش فشار توربین اول کار مفید خروجی و بازده قانون اول و دوم افزایش می یابد همچنین کار خروجی توربین دوم روندی کاهشی به خود میگیرد که این روند کاهشی در مقابل روند افزایشی کار توربین اول ناچیز است به عبارت دیگر این کاهش تاثیر چندانی بر روی پارامترهای خروجی سیکل نخواهد گذاشت.

در بخش سوم تاثیر افزایش فشار خروجی توربین اول بر روی پارامترهای سیکل مورد بررسی قرار گرفت که طبق مشاهدات کار توربین اول کاهش می یابد و کار توربین دوم روندی افزایش خواهد یافت که این تغییرات باعث افزایش ناچیز در بازده قانون اول و دوم و همچنین کار خالص خروجی خواهد شد.

در بخش چهارم بررسی تغییرات فشار خروجی توربین سوم بر روی پارامترهای سیکل توان مورد تحلیل قرار گرفت، مشاهدات از این قرار بود که با افزایش فشار کار مفید، بازده قانون اول و دوم کاهش می یابد دلیل آن هم از این قرار است با افزایش فشار خروجی توربین سوم آنتالپی آن نقطه افزایش می یابد که این افزایش باعث کاهش کار خروجی توربین سوم می شود از طرفی چون کار خروجی توربین اول و دوم ثابت است پس این کاهش کار خروجی توربین سوم باعث کاهش در راندمان قانون اول و دوم و همچنین کار مفید خروجی خواهد شد.

در بخش پایانی هم تلفات اگزرژی با افزایش *DNI* بررسی شد که نتایج نشان داد با افزایش *DNI* انرژی ورودی به اجزا بیشتر خواهد شده و با افزایش انرژی تلفات اگزرژی هم افزایش خواهد یافت. در قسمت چیلر جذبی تاثیر تغییرات دمای ژنراتور فشار بالا در دماهای مختلف اواپراتور و کندانسور بر روی عملکرد و بازده قانون دوم بررسی شده و مشاهده شد که با افزایش دمای ژنراتور فشار بالا بدون در نظر گرفتن دمای اواپراتور و کندانسور ضریب عملکرد افزایش می یابد و به این نتیجه رسید که برای هر شرایط عملکرد خاص یک دمای بهینه وجود دارد که در آن دما ضریب عملکرد بیشترین مقدار خود را دارد، همچنین افزایش دمای اواپراتور و کاهش دمای کندانسور ضریب عملکرد را افزایش می دهد، در بخش بعدی تاثیر ضریب عملکرد مبدل های حرارتی بر روی ضریب عملکرد سیکل و بازده قانون دوم بررسی شده و به این نتیجه ختم شد که با افزایش ضریب عملکرد مبدل های حرارتی، ضریب عملکرد سیکل و بازده قانون دوم افزایش می یابد، در بخش بازده قانون دوم و تاثیر دمای ژنراتور فشار بالا و اواپراتور و کندانسور به همان نتایج ضریب عملکرد رسیدیم. برای ادامه کار موارد زیر پیشنهاد می شود:

۱. آنالیز ترموآکونومیک برای اجزای سیکل.
۲. اضافه کردن کردن بخش گرمایش برای تهویه مطبوع علاوه بر سیستم تبرید جذبی.
۳. تغییر در سیکل رانکین جهت بهره وری بیشتر.
۴. استفاده از دو دریافت کننده مرکزی برای انرژی دریافتی و ذخیره سازی آن.
۵. استفاده از بویلر سوخت فسیلی جهت افزایش دمای بخار ورودی به توربین.
۶. تغییر در ابعاد هلیوستات ها.
۷. استفاده از سایر سیستم های خورشیدی بجای سیستم دریافت کننده مرکزی.
۸. بررسی سیالات مختلف در سیکل رانکین.

۹. استفاده از سیکل تبرید جذبی سه اثره و بررسی تاثیر آن.

مراجع

- [1] 1.Z.Sen. (2008). Solar Energy Fundamentals and Modeling Techniques
- 2.R Foster,M.Ghassemi, A.Cota. (2010). SOLAR ENERGY: Renewable Energy and the Environment
- 3.F.Trieb, et al ” Trans-Mediterranean Interconnection for Concentrating Solar Power,” German Aerospace Center by order of Federal Ministry for the Environment, 2005
- 4.Yizhak Marcus,Ionic Liquid Properties From Molten Salts to RTILs,Springer International Publishing (2016)
- 5.Wang Q, Hu M, Yang H, Cao J, Li J, Su Y, Pei G. Energetic and exergetic analyses on structural optimized parabolic trough solar receivers in a concentrated solarethermal collector system. Energy 2019;171:611e23. [https://doi.org/ 10.1016/j.energy.2018.12.211](https://doi.org/10.1016/j.energy.2018.12.211).
- 6.Desai NB, Bandyopadhyay S. Integration of parabolic trough and linear Fresnel collectors for optimum design of concentrating solar thermal power plant. Clean Technol Environ Policy 2015;17(7):1945e61. <https://doi.org/10.1007/s10098-015-0918-9>.
- 7.Alqahtani BJ, Pati no-Echeverri D. Integrated solar combined cycle power plants: paving the way for thermal solar. Appl Energy 2016;169:927e36. <https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2016.02.083>.
- 8.Zhang C, Zhang Y, Arauzo I, Gao W, Zou C. Cascade system using both trough system and dish system for power generation. Energy Convers Manag 2017;142:494e503. <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2017.03.073>.
9. Al-Sulaiman Fahad A. Exergy analysis of parabolic trough solar collectors integrated with combined steam and organic Rankine cycles. Energy 10.1016/ j.energy.2013.05.020.
10. He Ya-Ling, Mei Dan-Hua, Tao Wen-Quan, Yang Wei-Wei, Liu Huai-Liang. Simulation of the parabolic trough solar energy generation system with organic Rankine cycle. Appl Energy 2012;97:630–41.
11. Derscha Jurgen, Geyer Michael, Herrmann Ulf, Jones Scott A, Kelly Bruce, Kistner Rainer, et al. Trough integration into power plants—a study on the performance and economy of integrated solar combined cycle systems. Energy 2004;29:947–59.

12. Nafey AS, Sharaf MA. Combined solar organic Rankine cycle with reverse osmosis desalination process: energy, exergy, and cost evaluations. *Renew Energy* 2010;35:2571–80.
13. M.J. Montes, A. Abánades, and J.M. Martínez-Val, Performance of a direct steam generation solar thermal power plant for electricity production as a function of the solar multiple. *Solar Energy*, 2009. 83(5): p. 679-689.
14. M.J. Montes, A. Abánades, and J.M. Martínez-Val, M. Valdés, Solar multiple optimization for a solar-only thermal power plant, using oil as heat transfer fluid in the parabolic trough collectors. *Solar Energy*, 2009. 83(12): p. 2165-2176.
15. S. Larbi, A. Bouhdjar, and T. Chergui, Performance analysis of a solar chimney power plant in the southwestern region of Algeria. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 2010. 14(1): p. 470-477.
16. W. Han, H. Jin, R. Lin, Q. Liu, Performance Enhancement of a Solar Trough Power Plant by Integrating Tower Collectors. *Energy Procedia*, 2014. 49(Supplement C): p. 1391-1399.
17. A.Pizzolato, F. Donato, V. Verda, M. Santarelli, A. Sciacovelli, CSP plants with thermocline thermal energy storage and integrated steam generator – Techno-economic modeling and design optimization. *Energy*, 2017. 139(Supplement C): p. 231-246.
18. S.C. Kaushik, R.D. Misra, and N. Singh, Second law analysis of a solar thermal power system. *International Journal of Solar Energy*, 2000. 20(4): p. 239-253.
19. S.S. Mostafavi Tehrani, and R.A. Taylor, Off-design simulation and performance of molten salt cavity receivers in solar tower plants under realistic operational modes and control strategies. *Applied Energy*, 2016. 179(Supplement C): p. 69.715-8
20. Z. Yao, Z. Wang, Z. Lu, X. Wei, Modeling and simulation of the pioneer 1MW solar thermal central receiver system in China. *Renewable Energy*, 2009. 34(11): p. 2437-2446.
21. Y. You, and E.J. Hu, A medium-temperature solar thermal power system and its efficiency optimisation. *Applied Thermal Engineering*, 2002. 22(4): p. 357-364.
22. M.K. Gupta and S.C. Kaushik, Exergy analysis and investigation for various feed water heaters of direct steam generation solar–thermal power plant. *Renewable Energy*, 2010. 35(6): p. 1228-1235.
23. S-Y Wu, et al "A parabolic dish/AMTEC solar thermal power system and its performance evaluation," *Applied Energy*, vol. 87, p. 452:462, 2010
24. S.Reddy, et al "State-of-the-art of solar thermal power plants—A review," *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, vol. 27, p. 258:273, 2013
25. K. Merlin , J. Soto, D. Delaunay , L. Traonvouez. Industrial waste heat recovery using an enhanced conductivity latent heat thermal energy storage. *Applied Energy* 2016; 183: 491–503

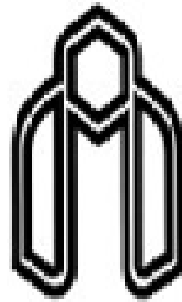
26. F. Dal Magro, H. Xu, G. Nardin, A. Romagnoli. Application of high temperature phase change materials for improved efficiency in waste-to-energy plants. *Waste Management* 2018; 73: 322–331
27. Anna d'Entremont, Simulation of high temperature thermal energy storage system based on coupled metal hydrides for solar driven steam power plants, *International Journal of Hydrogen Energy*, <https://doi.org/10.1016/j.ijhydene.2017.11.100>.
28. Monica Benitez-Guerrero, Large-scale high-temperature solar energy storage using natural minerals, *Solar Energy Materials and Solar Cells*, <http://dx.doi.org/10.1016/j.solmat.2017.04.013>
29. Bruno Ca'rdenas, Design and modeling of a high temperature solar thermal energy storage unit based on molten soda lime silica glass, *Solar Energy*, <http://dx.doi.org/10.1016/j.solener.2015.12.034>
30. E. Jónsson, Ionic liquids as electrolytes for energy storage applications, *Energy Storage Materials*, <https://doi.org/10.1016/j.ensm.2019.08.030>
31. F. Dal Magro, S. Savino, A. Meneghetti, G. Nardin. Coupling waste heat extraction by phase change materials with superheated steam generation in the steel industry. *Energy* 2017; 137: 1107–1118.
32. X. Li, W. Kong, Z. Wang, CH.Chang, F. Bai, Thermal model and thermodynamic performance of molten salt cavity receiver. *Renewable Energy*, 2010. 35(5): p. 981-988.
33. C.J. Winter, R.L. Sizmann, and L.L. Vant-Hull. *Solar Power Plants : Fundamentals, Technology, Systems, Economics*. 1991;
34. X. Li, W. Kong, Z. Wang, CH.Chang, F. Bai, Thermal model and thermodynamic performance of molten salt cavity receiver. *Renewable Energy*, 2010. 35(5): p. 981-988.
35. S. Benammar, A. Khellaf, and K. Mohammedi, Contribution to the modeling and simulation of solar power tower plants using energy analysis. *Energy Conversion and Management*, 2014. 78(Supplement C): p. 923-930.
36. D.L. Siebers, and J.S. Kraabel, Estimating convective energy losses from solar central receivers. 1984 ; ,Sandia National Labs., Livermore, CA (USA). p. Medium: ED; Size: Pages: 68.
37. X. Li, W. Kong, Z. Wang, CH.Chang, F. Bai, Thermal model and thermodynamic performance of molten salt cavity receiver. *Renewable Energy*, 2010. 35(5): p. 981-988.
38. S.S. Mostafavi Tehrani, and R.A. Taylor, Off-design simulation and performance of molten salt cavity receivers in solar tower plants under realistic operational modes and control strategies. *Applied Energy*, 2016. 179(Supplement C): p. 69.715-8
39. Ibrahim Dincer, Tahir Abdul Hussain Ratlamwala, *Integrated Absorption Refrigeration Systems Comparative Energy and Exergy Analyses* (2016, Springer International Publishing)

- [۲] ۴۰. خرسندی، مجتبی (۱۳۹۶)، تحلیل ترموآکونومیک سیکل رانکین ترکیبی با برج خورشیدی، پایان نامه کارشناسی ارشد، دانشگاه شهید مدنی
۴۱. حسین، حیدری (۱۳۹۲)، طراحی و مدل سازی نیروگاه حرارتی خورشیدی متمرکز کننده ۱۰ کیلووات، پایان نامه کارشناسی ارشد، دانشگاه اصفهان

Aabstract

Solar energy is a clean and renewable energy that attracted much attention as an alternative to fossil fuels in this regard. Solar thermal power plants are one of the methods of using solar energy, unlike the fossil plants of this. The power plant often shows higher or lower thermal loads from their design point, which results in operating conditions outside the design point in most of the time. The same factor causes the power plant output parameters to change in different days of the year, in this. The research analysis of energy and exergy analysis of a solar power plant with Rankin cycle and absorption refrigeration cycle. Also, in this study, instead of using the usual heat transfer fluid, commonly used nitrate salts, the main difference of ionic fluids is the main difference of these two. The type of fluid is that ionic liquids are fluid at room temperature, but nitrate salts usually have a melting temperature above 200 °. The same factor causes the range of applications to be limited in terms of temperature and in addition to the protective system to prevent salt freezing. Nitrate needs In ionic fluids that are in liquid room temperature do not need such a system, with the fact that the freezing temperature of these fluids is less than the room temperature, these fluids can be used in the process of cooling or heating, in this research a power plant. Solar thermal recipient along with two energy storage tanks, Rankin cycle is used to produce power and absorption refrigeration system for air conditioning. In this research, the fluid temperature of the input heat and output heat transfer to the fixed Rankin cycle is considered, according to. The thermal load varies to the cycle throughout the day, and in our research, the temperature factor is restricted so the fluid fluid transmission of the input and output heat transfer to the Rankin cycle varies, which shows the most efficiency in the initial conditions for solar radiation of W/m^2 , in the research, energy analysis and exergy cycle will be desired.

Keywords: ionic liquid , solar energy



Shahrood University of Technology

Mechanical and Mechatronics Engineering

M.Sc. Thesis in Energy Conversion Engineering

**Thermodynamic and economic analyses of
high-temperature solar thermal energy storage
system using ionic liquids for air conditioning
and power generation**

By: Ali Ardeshiri Toroqi

Supervisors

Dr. Mahmood Mehregan

Dr. Majid Hashemian

August 2021