

بِسْمِ اللَّهِ الرَّحْمَنِ الرَّحِيمِ



دانشکده مهندسی مکانیک و مکاترونیک
رشته مهندسی مکانیک- گرایش سیستم‌های انرژی

پایان‌نامه کارشناسی ارشد

تحلیل اگزرژی و اگزرهاکونومیک سیکل رنکین آلی خورشیدی با استفاده از ذخیره‌سازی حرارتی با مواد تغییر فاز

نگارنده: سید ولی اله موسوی

اساتید راهنما:

دکتر محمود فرزانه گرد

دکتر محمدحسین احمدی

بهمن ۱۳۹۷

دانشگاه صنعتی شاهرود

دانشکده: مهندسی مکانیک

گروه: سیستم‌های انرژی

پایان نامه کارشناسی ارشد آقای سید ولی اله موسوی به شماره دانشجویی: ۹۵۱۴۵۱۴

تحت عنوان:

تحلیل انرژی و انرژی‌های سیکل رنکین آلی خورشیدی با استفاده از ذخیره‌سازی حرارتی با

مواد تغییر فاز

در تاریخ .. ۹۷/۱۱/۱۰.. توسط کمیته تخصصی زیر جهت اخذ مدرک کارشناسی ارشد مورد ارزیابی و با درجه مورد پذیرش قرار گرفت.

امضاء	اساتید مشاور	امضاء	اساتید راهنما
	نام و نام خانوادگی: -----		نام و نام خانوادگی: محمود فرزانه گرد
	نام و نام خانوادگی: -----		نام و نام خانوادگی: محمدحسین احمدی

امضاء	نماینده تحصیلات تکمیلی	امضاء	اساتید داور
	نام و نام خانوادگی: احمد نظری		نام و نام خانوادگی: محمود چهارطاقی
			نام و نام خانوادگی: علی عباس‌نژاد

تقدیم اثر

خدای را بسی شاکرم که از روی کرم پدر و مادری فداکار نصیبم ساخته تا در سایه درخت پر بار
وجودشان بیاسایم و از ریشه آن‌ها شاخ و برگ گیرم و از سایه وجودشان در راه کسب علم و دانش
تلاش نمایم .

والدینی که بودنشان تاج افتخاری است بر سرم و نامشان دلیلی است بر بودنم چراکه این دو وجود
پس از پروردگار مایه هستی‌ام بوده‌اند دستم را گرفتند و راه رفتن در این وادی زندگی پر از فراز و
نشیب را به من آموختند.

آموزگارانی که برایم زندگی؛ بودن و انسان بودن را معنا کردند

حال این برگ سبزی است تحفه درویش تقدیم آنان...

به پاس تعبیر عظیم و انسانی‌شان از کلمه ایثار و از خودگذشتگان

به پاس عاطفه سرشار و گرمای امیدبخش وجودشان که در این سردترین روزگاران بهترین پشتیبان

است

به پاس قلب‌های بزرگشان که فریادرس است و سرگردانی و ترس در پناهشان به شجاعت می‌گراید

و به پاس محبت‌های بی‌دریغشان که هرگز فروکش نمی‌کند.

این مجموعه را به پدر و مادر عزیزم تقدیم می‌کنم.

تشکر و قدردانی

سپاس و ستایش مر خدای را جل و جلاله که آثار قدرت او بر چهره روز روشن، تابان است و انوار حکمت او در دل شب تار، درفشان. آفریدگاری که خویشتن را به ما شناساند و درهای علم را بر ما گشود و عمری و فرصتی عطا فرمود تا بدان، بنده ضعیف خویش را در طریق علم و معرفت بیازماید.

بدون شک جایگاه و منزلت معلم، اجل از آن است که در مقام قدردانی از زحمات بی‌شائبه‌ی او، با زبان قاصر و دست ناتوان، چیزی بنگاریم؛ اما از آنجایی که تجلیل از معلم، سپاس از انسانی است که هدف و غایت آفرینش را تأمین می‌کند و سلامت امانت‌هایی را که به دستش سپرده‌اند، برحسب وظیفه

از پدر و مادر عزیزم... این دو معلم بزرگوارم... که همواره بر کوتاهی و درشتی من، قلم عفو کشیده و کریمانه از کنار غفلت‌هایم گذشته‌اند و در تمام عرصه‌های زندگی یار و یآوری بی چشم‌داشت برای من بوده‌اند.

از استاد با کمالات و شایسته؛ دکتر **محمود فرزانه** که زحمت راهنمایی این پایان‌نامه را بر عهده گرفتند.

از استاد صبور، دکتر **محمدحسین احمدی** که زحمات زیادی در تهیه این پایان‌نامه را در حالی متقبل شدند که بدون مساعدت ایشان، این پروژه به نتیجه مطلوب نمی‌رسید.

و از اساتید فرزانه و دلسوز؛ جناب دکتر **محمود چهارطاقی** و دکتر **علی عباس‌نژاد** که زحمت داوری این پایان‌نامه را متقبل شدند، کمال تشکر و قدردانی را دارم.

تعهد نامه

اینجانب ...سید ولی اله موسوی... دانشجوی دوره کارشناسی ارشد رشته مهندسی مکانیک/سیستم‌های انرژی... دانشکده ...مکانیک و مکاترونیک... دانشگاه صنعتی شاهرود نویسنده پایان نامه ... تحلیل انرژی و انرژی‌های اگزرژاکنونیک سیکل رنکین آلی خورشیدی با استفاده از ذخیره‌سازی حرارتی با مواد تغییر فاز... تحت راهنمایی ...دکتر محمود فرزانه گرد و دکتر محمدحسین احمدی... متعهد می‌شوم:

- تحقیقات در این پایان‌نامه توسط اینجانب انجام شده است و از صحت و اصالت برخوردار است.
- در استفاده از نتایج پژوهش‌های محققان دیگر به مرجع مورد استفاده استناد شده است.
- مطالب مندرج در پایان‌نامه تاکنون توسط خود یا فرد دیگری برای دریافت هیچ نوع مدرک یا امتیازی در هیچ جا ارائه نشده است.
- کلیه حقوق معنوی این اثر متعلق به دانشگاه صنعتی شاهرود می‌باشد و مقالات مستخرج با نام «دانشگاه صنعتی شاهرود» و یا «Shahrood University of Technology» به چاپ خواهد رسید.
- حقوق معنوی تمام افرادی که در به دست آمدن نتایج اصلی پایان‌نامه تأثیرگذار بوده‌اند در مقالات مستخرج از پایان‌نامه رعایت می‌گردد.
- در کلیه مراحل انجام این پایان‌نامه، در مواردی که از موجود زنده (بافتهای آن‌ها) استفاده شده است ضوابط و اصول اخلاقی رعایت شده است.
- در کلیه مراحل انجام این پایان‌نامه، در مواردی که به حوزه اطلاعات شخصی افراد دسترسی یافته یا استفاده شده است اصل رازداری، ضوابط و اصول اخلاق انسانی رعایت شده است.

تاریخ

امضای دانشجو

مالکیت نتایج و حق نشر

- کلیه حقوق معنوی این اثر و محصولات آن (مقالات مستخرج، کتاب، برنامه‌های رایانه‌ای، نرم افزارها و تجهیزات ساخته شده است) متعلق به دانشگاه صنعتی شاهرود می‌باشد. این مطلب باید به نحو مقتضی در تولیدات علمی مربوطه ذکر شود.
- استفاده از اطلاعات و نتایج موجود در پایان‌نامه بدون ذکر مرجع مجاز نمی‌باشد

فهرست مطالب

فصل ۱: مقدمه.....	۱
۱-۱ پیشگفتار.....	۲
۲-۱ سیکل رنگین آلی.....	۳
۱-۲-۱ اصول سیکل ORC.....	۴
۲-۲-۱ انتخاب سیال آلی در یک سیکل ORC.....	۱۰
۳-۲-۱ پارامترهای مهم در انتخاب سیال کاری.....	۱۰
۴-۲-۱ نمونه‌هایی از سیال کاری.....	۱۲
۵-۲-۱ کاربرد سیستم‌های ORC.....	۱۳
۳-۱ کلکتورهای خورشیدی.....	۱۷
۱-۳-۱ کلکتور لوله خلأ.....	۱۹
۲-۳-۱ زاویه شیب کلکتور خورشیدی.....	۲۲
۴-۱ ذخیره‌سازی حرارتی.....	۲۳
فصل ۲: مروری بر تحقیقات پیشین.....	۲۹
۱-۲ معرفی پایان‌نامه.....	۳۶
فصل ۳: توصیف سیستم و معادلات حاکم.....	۳۹
۱-۳ توصیف سیستم.....	۴۰
۲-۳ معادلات حاکم.....	۴۲

۴۳	 ۱-۲-۳ ارزیابی ترمودینامیکی
۴۵	 ۲-۲-۳ تحلیل اگزرژیواکونومیک
۴۷	 ۳-۲-۳ ارزیابی ترمودینامیکی اجزای سیستم
۵۱	 ۴-۲-۳ ارزیابی اقتصادی اجزای سیستم
۵۴	 ۵-۲-۳ پارامترهای خروجی
۵۷	 فصل ۴: نتایج و بحث
۵۸	 ۱-۴ مقدمه
۵۸	 ۲-۴ نتایج تحلیل اگزرژی و اگزرژیواکونومیک
۶۵	 ۱-۲-۴ آنالیز انرژی و اگزرژی
۶۹	 ۲-۲-۴ آنالیز اگزرژیواکونومیک
۷۲	 ۳-۴ تحلیل پارامتری
۷۲	 ۱-۳-۴ تأثیر تغییرات دمای ورودی به توربین بر عملکرد سیستم
۷۵	 ۲-۳-۴ تأثیر تغییرات دمای اواپراتور بر عملکرد سیستم
۷۷	 ۳-۳-۴ تأثیر تغییرات دمای نقطه‌ی پینچ بر عملکرد سیستم
۸۰	 ۴-۳-۴ تأثیر تغییرات دمای خروجی بویلر کمکی بر عملکرد سیستم
۸۲	 ۵-۳-۴ تأثیر تغییرات شار خورشیدی بر عملکرد سیستم
۸۴	 ۶-۳-۴ تأثیر تغییرات سایر پارامترها بر عملکرد سیستم
۸۹	 فصل ۵: جمع‌بندی و پیشنهادات

۹۰ ۱-۵ جمع بندی..

۹۱ ۲-۵ پیشنهادات.

۹۲ مراجع

فهرست اشکال

- شکل ۱-۱ دیاگرام T-S تلوئن [4] ۶
- شکل ۲-۱ بخار اشباع سیالات خشک و تر [6] ۶
- شکل ۳-۱ دیاگرام دما-آنتروپی سیکل ORC با بازیاب [4] ۸
- شکل ۴-۱ تجهیزات اصلی یک سیکل ORC [6] ۹
- شکل ۵-۱ لیست سیالات آلی بر اساس دمای منبع حرارتی و دمای بحرانی آنها [8] ۱۲
- شکل ۶-۱ دیاگرام T-S سیالات کاری مورد استفاده در سیستم ORC [6] ۱۳
- شکل ۷-۱ سیستم بازیاب توان ORC [6] ۱۴
- شکل ۸-۱ سیکل ORC با منبع حرارتی خورشیدی [6] ۱۶
- شکل ۹-۱ سیکل ORC با بازیاب [6] ۱۷
- شکل ۱۰-۱ کارکرد یک کلکتور خورشیدی در حالت کلی ۱۹
- شکل ۱۱-۱ کلکتور لوله‌ای تحت خلأ [16] ۲۰
- شکل ۱۲-۱ انواع کلکتورهای تحت خلأ [13] ۲۱
- شکل ۱۳-۱ زاویه کلکتور خورشیدی [17] ۲۳
- شکل ۱۴-۱ دسته‌بندی سیستم‌های ذخیره‌ساز حرارتی ۲۵
- شکل ۱-۳ شماتیک سیستم رنگین آلی با محرک خورشیدی و ذخیره‌ساز حرارتی ۴۱
- شکل ۲-۳ نمودار دما-آنتالپی سیکل ORC با محرک خورشیدی و اجزاء تشکیل دهنده‌ی آن ۴۲
- شکل ۳-۳ یک حجم کنترل برای معادله موازنه جرمی ۴۳

- شکل ۳-۴ شماتیک جریان‌های اواپراتور به همراه پارامترها و قسمت‌های تشکیل‌دهنده‌ی آن..... ۵۰
- شکل ۴-۱ تابش به‌دست‌آمده در طول یک سال برای شهر شاهرود..... ۶۳
- شکل ۴-۲ عملکرد ترمودینامیکی مواد PCM در روز ۱۵ ژوئیه..... ۶۴
- شکل ۴-۳ دیاگرام گراسمن جریان‌های اگزرژی سیستم برای تابستان..... ۶۸
- شکل ۴-۴ دیاگرام گراسمن جریان‌های اگزرژی سیستم برای زمستان..... ۶۸
- شکل ۴-۵ نمودار میله‌ای تخریب اگزرژی اجرای سیستم..... ۶۹
- شکل ۴-۶ تأثیر دمای ورودی به توربین بر بازده انرژی و اگزرژی سیستم..... ۷۳
- شکل ۴-۷ تأثیر دمای ورودی به توربین بر نرخ هزینه‌ی سرمایه‌گذاری و نرخ هزینه محصولات... ۷۴
- شکل ۴-۸ تأثیر دمای ورودی به توربین بر نرخ هزینه‌ی کل و تخریب اگزرژی سیستم..... ۷۵
- شکل ۴-۹ تأثیر دمای اواپراتور بر بازده انرژی و اگزرژی سیستم..... ۷۵
- شکل ۴-۱۰ تأثیر دمای اواپراتور بر نرخ هزینه‌ی سرمایه‌گذاری و نرخ هزینه محصولات..... ۷۶
- شکل ۴-۱۱ تأثیر دمای اواپراتور بر نرخ هزینه‌ی کل و تخریب اگزرژی سیستم..... ۷۶
- شکل ۴-۱۲ تأثیر دمای اواپراتور بر مساحت اواپراتور و کار خروجی سیکل ORC..... ۷۷
- شکل ۴-۱۳ تأثیر اختلاف دمای پینچ اواپراتور بر بازده انرژی و اگزرژی سیستم..... ۷۸
- شکل ۴-۱۴ تأثیر اختلاف دمای پینچ اواپراتور بر نرخ هزینه‌ی محصولات و نرخ هزینه‌ی سرمایه‌گذاری..... ۷۹
- شکل ۴-۱۵ تأثیر اختلاف دمای پینچ اواپراتور بر نرخ هزینه‌ی کل و تخریب اگزرژی سیستم..... ۷۹
- شکل ۴-۱۶ تأثیر دمای خروجی بویلر کمکی بر بازده انرژی و اگزرژی سیستم..... ۸۰

- شکل ۴-۱۷ تأثیر دمای خروجی بویلر کمکی بر نرخ هزینه‌ی کل و تخریب انرژی سیستم ۸۱
- شکل ۴-۱۸ تأثیر دمای خروجی بویلر کمکی بر نرخ هزینه‌ی کل و تخریب انرژی سیستم ۸۱
- شکل ۴-۱۹ تأثیر تابش خورشیدی بر بازده انرژی و انرژی سیستم در ماه‌های مختلف سال ۸۲
- شکل ۴-۲۰ تأثیر تابش خورشیدی بر نرخ هزینه‌ی محصول و تخریب انرژی سیستم در ماه‌های مختلف سال ۸۳
- شکل ۴-۲۱ تأثیر تابش خورشیدی بر نرخ هزینه‌ی کل و فاکتور انرژی واکوئومیک سیستم در ماه‌های مختلف سال ۸۴
- شکل ۴-۲۲ تأثیر فشار ورودی به توربین بر بازده انرژی و انرژی سیستم ۸۵
- شکل ۴-۲۳ تأثیر فشار ورودی به توربین بر نرخ هزینه‌ی سرمایه‌گذاری و نرخ هزینه محصولات. ۸۶
- شکل ۴-۲۴ تأثیر فشار ورودی به توربین بر نرخ هزینه‌ی کل و تخریب انرژی سیستم ۸۶
- شکل ۴-۲۵ تأثیر فشار کندانسور بر بازده انرژی و انرژی سیستم ۸۷
- شکل ۴-۲۶ تأثیر فشار کندانسور بر نرخ هزینه‌ی سرمایه‌گذاری و نرخ هزینه محصولات ۸۷
- شکل ۴-۲۷ تأثیر فشار کندانسور بر نرخ هزینه‌ی کل و تخریب انرژی سیستم ۸۸

فهرست جداول

- جدول ۱-۱ مقایسه عملکرد بازیافت حرارت اتلافی سیکل ORC و بخار [4] ۹
- جدول ۲-۱ دسته‌بندی ذخیره‌سازهای حرارتی بر اساس کاربرد دمایی ۲۸
- جدول ۱-۳ تعریف سوخت و محصول برای هر یک از اجزاء سیستم ۵۲
- جدول ۲-۳ روابط هزینه سرمایه‌گذاری اولیه تجهیزات [42][37, 38] ۵۳
- جدول ۳-۳ توازن هزینه و معادلات کمکی به منظور تحلیل اگزرژیواکونومیک [37,38] ۵۴
- جدول ۱-۴ مقادیر استفاده‌شده در شبیه‌سازی سیکل ORC [37] [40] ۵۹
- جدول ۲-۴ مقادیر استفاده‌شده در شبیه‌سازی حلقه‌ی ذخیره‌ساز حرارتی [33],[40] ۶۰
- جدول ۳-۴ پارامترهای کلکتور خورشیدی لوله خلا [36] ۶۱
- جدول ۴-۴ پارامترهای اقتصادی [37] ۶۱
- جدول ۵-۴ تابش متوسط در شبانه‌روز برای هر ماه، تعداد ساعات آفتابی و بازده کلکتور ۶۲
- جدول ۶-۴ صحت سنجی سیکل رنکین تحقیق حاضر با مرجع [40] ۶۵
- جدول ۷-۴ نتایج آنالیز اگزرژی اجزاء سیستم برای تابستان ۶۶
- جدول ۸-۴ نتایج آنالیز اگزرژی اجزاء سیستم برای زمستان ۶۷
- جدول ۹-۴ نتایج آنالیز اگزرژیواکونومیک اجزاء سیستم برای تابستان ۷۱
- جدول ۱۰-۴ نتایج آنالیز اگزرژیواکونومیک اجزاء سیستم برای زمستان ۷۱

فهرست علائم و نشانه‌ها:

علائم لاتین	
مساحت (m^2)	A
نرخ هزینه (\$/hr)	$\dot{C}$
ظرفیت ویژه گرمایی ($kJ/kg^\circ C$)	c_p
ضریب بازگشت سرمایه	CRF
قطر داخلی مخزن (متر)	D
انرژی (kJ)	E
اگرژی (kJ)	$\dot{E}_x$
ضریب تصحیح مبدل	F
فاکتور اگرژیواکونومیک (/.)	f
تابش لحظه‌ای (kW)	G
ساعات کارکرد در یک سال	H
آنتالپی مخصوص (kJ/kg)	h
نرخ بهره (/.)	i
ارزش حرارتی پایین (kJ/kg)	LHV
طول مخزن (متر)	L
دبی جرمی جریان (kg/s)	$\dot{m}$
عمر مفید (سال)	n
فشار (kPa)	p
نرخ انتقال حرارت (kW)	$\dot{Q}$
اختلاف هزینه نسبی (/.)	r
آنتروپی مخصوص ($kJ/kg.K$)	s
دما (درجه سلسیوس)	T
زمان (s)	t
ضریب انتقال حرارت (W/m^2C)	U
سرعت (m/s)	V
توان (kW)	$\dot{W}$
هزینه ابتدایی خریداری (\$)	Z

علائم یونانی

بازده حرارتی (%)	η
بازده انرژی (%)	ε
چگالی (kg/m^3)	ρ
ضریب هزینه عملکرد و نگهداری	φ
تغییرات در متغیر	Δ
حجم ویژه (m^3/kg)	ϑ

زیرنویس‌ها

AB	Auxiliary Boiler
Amb	ambient
Cv	control volume
cond	condenser
D	destruction
Eco	Economizer
Eva	Evaporator
E	outlet condition
En	energy
Ex	exergy
F	Fuel
G	generator
I	inlet condition
L	loss
NG	Natural Gas
p	pressure
SH	Super Heater
St	Storage tank
t	turbine
tot	total

فصل ۱: مقدمه

۱-۱ پیشگفتار

نیاز به یک راه حل مناسب، جهت تأمین برق مناطق کم جمعیت، استراتژیک و صعب العبور از جمله مسائل مهم، در کشورهای مختلف است. یکی از این راه حل ها، استفاده از انرژی خورشیدی می باشد که کشور ایران از این لحاظ موقعیت جغرافیایی خوبی دارد؛ این انرژی، امروزه در مناطق فاقد الکتریسیته به خصوص مناطق کم جمعیت و دور دست از منبع الکتریسیته، مفید واقع می باشد.

سیکل حرارتی رنگین آلی، می تواند با دماهای مختلفی به ویژه در محدوده دماهای پایین کار کند. از آن جا که انرژی خورشیدی، با نوساناتی همراه است این سیستم، با داشتن یک ذخیره ساز که از تلفات انرژی خورشیدی در زمان حضور آن، جلوگیری کند می تواند یک سیستم بسیار فعال در این زمینه باشد.

سیکل رنگین آلی خورشیدی، یک سیستم برای کاربرد دما پایین، استفاده توزیع شده و غیر متمرکز انرژی خورشید، در آینده می باشد. بازیافت حرارت، در سیکل های رنگین در میان فرآیندهای انرژی تجدید پذیر، به خاطر تولید قدرت از حرارت تلف شده و منابع طبیعی از جمله تابش خورشید، زمین گرمایی، بیومس، تلفات احتراقی و فرآیندهای صنعتی از اهمیت خاصی برخوردار است.

یکی از روش های بهبود بازده سیستم های خورشیدی، استفاده از ذخیره سازهای انرژی، به منظور کاهش اختلاف بین عرضه و تقاضا می باشد. ذخیره سازی انرژی موجب، بهبود عملکرد و قابلیت اطمینان به وسیله کاهش بار پیک و کارکرد با محدوده بهینه، می شود؛ بنابراین نقش اساسی در حفظ انرژی ایفا می کند [1].

انرژی خورشید، یک منبع انرژی مطمئن می باشد؛ چون فراوان، رایگان و یک انرژی پاک است. ولی کاربرد آن به علت تابش متغیر، متأثر پارامترهای نامتناوب آن است. یک سیستم ذخیره ساز حرارتی مطمئن و بهینه، راه حل مناسبی برای محدودیت زمانی این انرژی است. انرژی حرارتی می تواند به صورت

تغییرات انرژی درونی مواد به عنوان حرارت محسوس، حرارت نهان و ترموشیمیایی یا ترکیبی از آن‌ها ذخیره شود. در مقایسه با روش‌های ذخیره‌ساز حرارتی دیگر، ذخیره‌سازی حرارتی نهان مزایایی از قبیل ظرفیت ذخیره‌سازی بالا در فرم حرارت نهان و تغییرات دمایی کم در طی ذخیره و آزادسازی دارد؛ که تحقیقاتی در این مورد در سال‌های اخیر صورت گرفته است.

۱-۲ سیکل رنکین آلی

همان‌طور که می‌دانید سیکل رنکین برای تولید قدرت به کار گرفته می‌شود که در آن یک سیال، معمولاً آب، بخار آب منبسط و چگالیده می‌شود. این سیکل یک منبع انرژی با محتوای آنتالپی بالایی نیاز دارد چون بخار باید به فشار $8/6 \text{ MPa}$ و دمای 500°C برسد تا بازده قابل قبول و بالایی داشته باشد. به هر حال منابع انرژی زیادی با محتوای انرژی پایین وجود دارند نظیر حرارت بازیافتی یک واحد صنعتی، منابع زمین‌گرمایی یا انرژی حرارتی خورشیدی. به منظور استفاده از منابع ذکر شده سیکل رنکین نیازمند یک سیال آلی است که در این حالت به آن سیکل رنکین آلی می‌گویند. مزایای سیکل^۱ ORC شامل: ساختار ساده، نگهداری آسان، قابلیت اطمینان بالا، انواع مختلف سیال کاری (صدها ماده‌ی آلی) و تنوع منابع انرژی ممکن، می‌باشد [2].

چرخه‌های رنکین آلی (ORC) از قوانین اساسی چرخه رنکین معمولی که با آب کار می‌کند پیروی می‌کنند با این حال، آن‌ها به دلیل برخی از مزایا نسبت به چرخه رنکین آب، محبوب هستند. این نوع چرخه می‌تواند تحت فشار و دمای پایین کار کند و کارایی بهتر را نسبت به چرخه رنکین معمولی دارد؛ که این مزیت‌ها در مقایسه با چرخه رنکین آب در به کارگیری حرارت پایین به دلیل استفاده از هیدروکربن‌های مختلف و مبردهای مختلف قابل توجه است. مبردهای مختلف می‌تواند با استفاده از مایعات کار مناسب، بر اساس محدوده‌های مختلفی از دمای منبع حرارت موجود، تعیین شوند. علاوه

^۱ Organic Rankine Cycle

بر این، سادگی و هزینه کم، قدرت تولیدی آن، می‌تواند بدون استفاده از گرم‌کن‌های تغذیه و توربین‌های چندمرحله‌ای به دست آید.

سیکل رنکین آلی یا ORC به این دلیل، به آن سیکل آلی می‌گویند که در آن از یک سیال آلی با جرم مولکولی بالا با نقطه‌ی جوش بسیار پایین‌تر از دمای تغییر فاز آب استفاده می‌شود. سیال آلی به سیکل رنکین اجازه می‌دهد تا حرارت را از منابع با دمای پایین مانند احتراق بیومس^۱، حرارت تلف‌شده صنعتی^۲، حرارت زمین‌گرمایی^۳، کلکتورهای خورشیدی و غیره بازیابی کند. حرارت کم‌دما به یک کار مفید و پس از آن به برق تبدیل می‌شود. در اوایل دهه‌ی ۱۸۹۰ موتورهای نفتا^۴ با اصول مشابه ORC اما برای کاربردهای دیگر توسعه یافتند.

۱-۲-۱ اصول سیکل ORC

سیکل قدرت بخار با توجه به نام مخترع آن سیکل رنکین خوانده می‌شود. سیکل رنکین با توجه به سیال کاری و ساختار به انواع مختلفی تقسیم می‌شود شناخته‌شده‌ترین سیال کاری، بخار آب است و از سیال‌های دیگر می‌توان به مخلوط آمونیاک و آب، آمونیاک، دی‌اکسید کربن و سیال آلی اشاره کرد. اصل کار سیکل رنکین آلی همانند سیکل رنکین است؛ سیال کاری به یک منبع حرارتی وارد و در آن تبخیر می‌شود. از یک وسیله‌ی انبساطی همانند توربین یا منبسط‌کننده^۵ عبور می‌کند سپس وارد یک مبدل حرارتی کندانسور شده و در آن دوباره چگالیده می‌شود.

استفاده از آب به‌عنوان سیال انتقال حرارت دارای مشکلات زیر است:

^۱ Biomass

^۲ Waste Heat

^۳ Geothermal Heat

^۴ Nafta Engines

^۵ Expander

- برای اینکه بخار آب را در حدود دمای محیط مایع شود، فشار بسیار پایینی مورد نیاز است؛ به عنوان مثال دمای چگالش ۴۵ درجه سانتی گراد، فشاری زیر ۰/۱ بار می خواهد که این، باعث افزایش طول ردیف های آخر پره های توربین بخار و افزایش اندازه ی کندانسور می شود.
- به دلیل افزایش نسبت فشار خروجی و ورودی توربین بخار، طراحی توربین پیچیده تر و استفاده از توربین های بخار چندمرحله ای، لازم می شود.

- برای اجتناب از تولید قطرات آب در مراحل انتهایی توربین بخار، لازم است بخار به دماهای بالاتر سوپرهیت شود این دماهای بالاتر بر روی طراحی و انتخاب جنس توربین و مبدل های حرارتی، تأثیرگذار است.

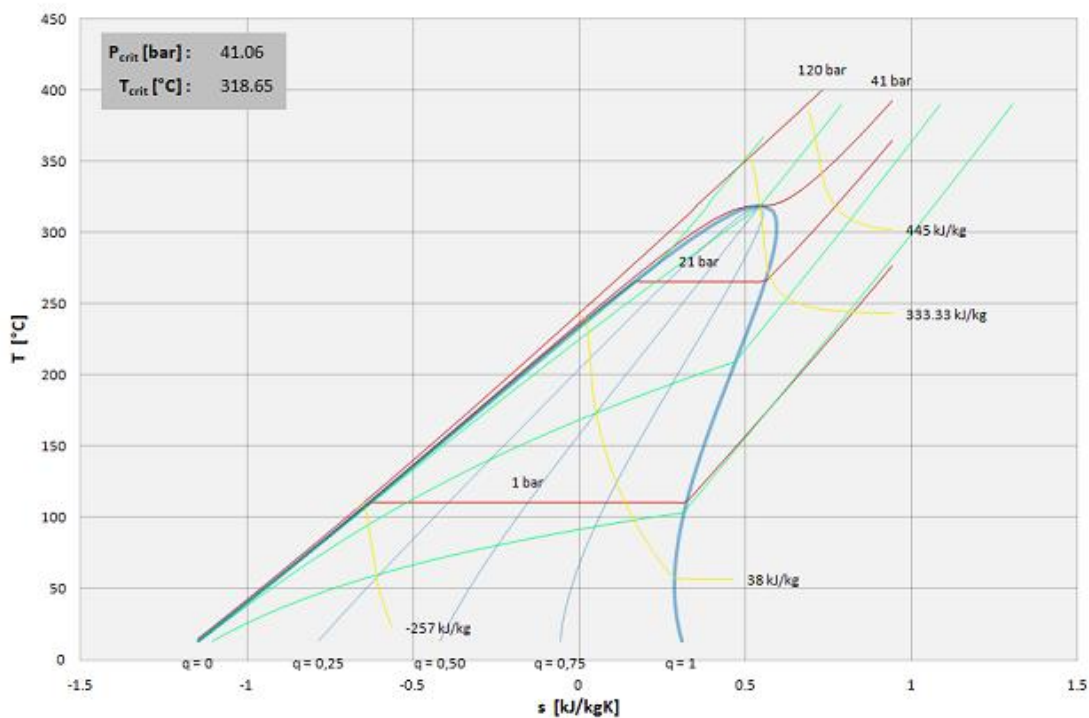
- آب همچنین دمای تبخیر بالایی دارد، در نتیجه نیاز به یک منبع حرارتی دارد که بتواند انرژی حرارتی فراوانی در سطح دمای بالا تحویل دهد.

به دلیل مشکلات ذکر شده، در مواردی که یک منبع حرارتی در دمای پایین در دسترس است استفاده از آب یا بخار آب به عنوان سیال انتقال حرارت، با محدودیت هایی مواجه می شود. گزینه ی مناسب تر در این موارد استفاده از سیکل های رنگین بر مبنای اصول ORC است. سیکل ORC از نظر ترمودینامیکی همانند یک سیکل بخار کلاسیک کار می کند و اجزای آن نیز همانند سیکل های بخار کلاسیک شامل مبدل حرارتی، توربین بخار یا منبسط کننده، کندانسور و پمپ های تغذیه است با این تفاوت که سیال انتقال حرارت در آن متفاوت است در این تکنولوژی از سیال آلی نظیر مبرد^۱ همانند R245fa، تولوئن^۲ پنتان یا روغن سیلیکون استفاده می شود.

این سیالات به عنوان سیالات خشک، شناخته شده و در مقایسه با آب/بخار خصوصیات ویژه ای دارند [3]. به عنوان مثال دیاگرام دما-آنتروپی تولوئن در شکل زیر نشان داده شده است .

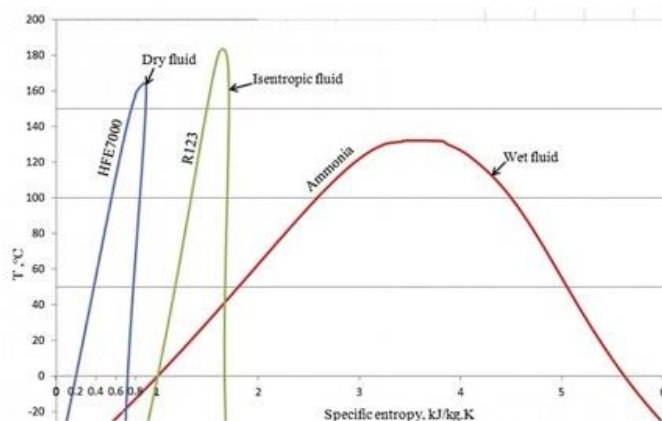
^۱ Refrigerant

^۲ Toluene



شکل ۱-۱ دیاگرام T-S تلون

در سیال خشک مانند تلون، منحنی بخار اشباع در دیاگرام دما-آنترپپی شیب مثبت دارد، به دلیل این ویژگی این سیالات نیاز به سوپرهیت شدن ندارند؛ زیرا بخار اشباع بعد از انبساط در منطقه‌ی سوپرهیت قرار می‌گیرد [5]. در شکل ۲-۱ دیاگرام سه سیال آلی خشک، تر و آیزنتروپیک را مشاهده می‌کنید.



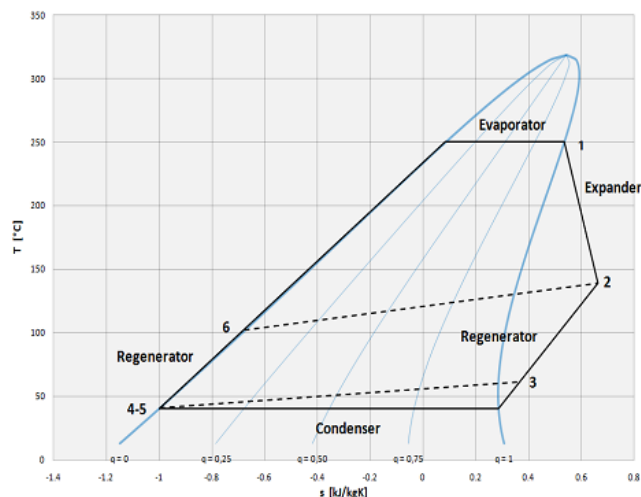
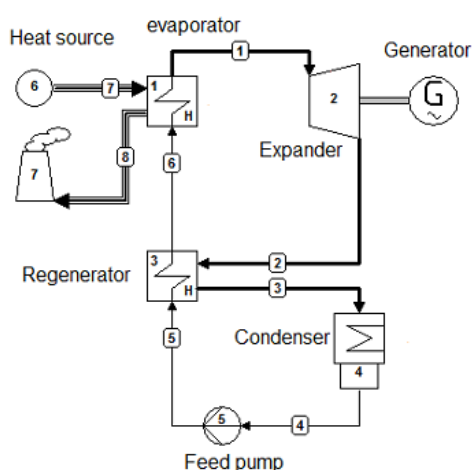
شکل ۲-۱ بخار اشباع سیالات خشک و تر

استفاده از سیالات آلی، در مقابل با آب/بخار دارای مزایای زیر است:

- سیالات آلی، در یک سیستم ORC می‌توانند نسبت به آب در دمای تبخیر و فشار پایین‌تری کار کنند.
- در صورت استفاده از سیالات آلی، نیاز به سوپرهیت شدن نیست البته در عمل کمی سوپرهیت انجام می‌شود.
- حرارت تبخیر سیالات آلی، تقریباً یک‌دهم آب است.

موارد بالا منجر به نیاز به سطوح دمایی پایین‌تر در منابع حرارتی می‌شوند. در نتیجه منابع حرارت با دما پایین‌تر به عنوان منبع حرارتی در سیستم ORC قابل کاربرد هستند. کمینه دمایی که می‌تواند به عنوان منبع حرارتی در یک سیستم ORC استفاده شود حدود ۵۵ درجه سانتی‌گراد است. البته راندمان سیکل به شدت وابسته به تفاوت بین دمای تبخیر و چگالش است. به طوری که کاهش این اختلاف دما منجر به کاهش راندمان سیکل می‌شود. انتخاب یک سیال آلی برای یک کاربرد مشخص، یک پارامتر مهم در کارایی سیکل ORC است. استفاده از مبردها تنها در مورد منابع حرارتی کم‌دما، کارا است. برای منبع حرارتی با دمای بالاتر همانند گاز خروجی از موتورهای حرارتی^۱، سایر سیالات آلی مانند تلون یا روغن سیلیکون، مورد استفاده قرار می‌گیرند. شکل ۱-۳، نمای شماتیک سیستم ORC و سیکل مربوطه را در دیاگرام دما-آنترپپی نشان می‌دهد [4].

^۱ Heat engine



شکل ۳-۱ دیاگرام دما-آنتروپی سیکل ORC با بازیاب [4]

مراحل سیکل در دیاگرام دما-آنتروپی به شرح زیر است.

۲-۱: انبساط به فشار کندانسور در توربین

۳-۲: سرد شدن بخار سوپرهیت در بازیاب در فشار ثابت

۴-۳: چگالش در کندانسور

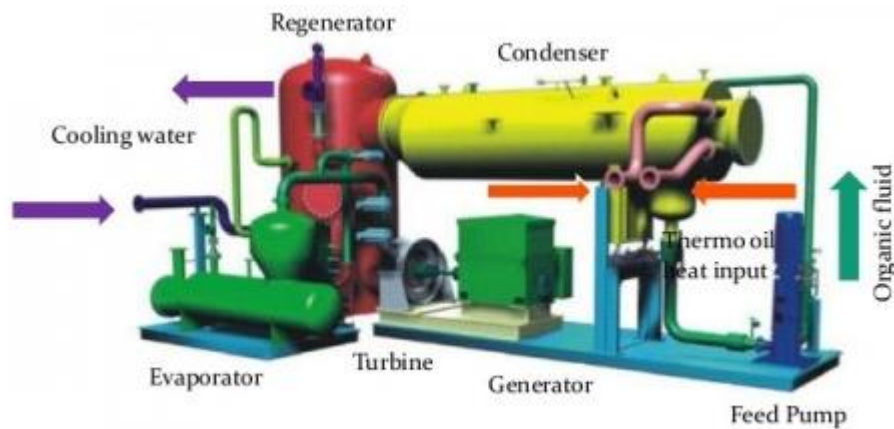
۵-۴: افزایش فشار با استفاده از پمپ تغذیه

۶-۵: پیش گرم کردن سیال آلی در بازیاب

۱-۶: پیش گرم کردن و تبخیر با استفاده از منبع حرارتی خارجی در اواپراتور

در شکل ۴-۱ تجهیزات اصلی سیکل رنگین آلی را مشاهده می کنید.

به دلیل ویژگی‌های سیال خشک، بخار بعد از انبساط سوپرهیت باقی می ماند. این ویژگی اثر منفی بر روی راندمان سیکل می گذارد زیرا در این صورت بخار سوپرهیت باید در کندانسور سرد شود که این باعث به هدر رفتن بخار سوپرهیت در کندانسور می شود در نتیجه معمولاً برای افزایش راندمان سیکل از یک بازیاب حرارت داخلی، استفاده می گردد [4].



شکل ۴-۱ تجهیزات اصلی یک سیکل ORC [6]

به دلیل این ویژگی‌ها، یک سیکل ORC می‌تواند حرارت‌های پایین ناشی از انرژی‌های تجدید پذیر یا حرارت اتلافی گازهای خروجی را با راندمان بالایی به الکتریسیته تبدیل کند جدول ۱-۱ نتایج شبیه‌سازی یک جریان اتلافی را با ماکزیمم دمای ۳۵۰ درجه سانتی‌گراد و توان حرارتی ۳۰۰۰ کیلووات نشان می‌دهد. همان‌طور که مشاهده می‌شود با استفاده از سیستم ORC حرارت بیشتری بازیافت می‌شود باوجود اینکه راندمان سیکل ORC نسبت به سیکل بخار پایین‌تر است در آن توان الکتریکی بالاتری به دست می‌آید [4].

جدول ۱-۱ مقایسه عملکرد بازیافت حرارت اتلافی سیکل ORC و بخار [4]

		ORC	Steam	
$P_{\text{evaporator}}$	[bar]	14	12	18
η_i turbine	[%]	75	75	74
T_{sup}	[°C]	234	300	329
$P_{\text{th recover}}$	[kW _{th}]	2509	2371	2121
$P_{\text{gen, nto}}$	[kW _e]	522	500	473
$\eta_{\text{gen, nto}}$	[%]	20.8	21.1	22.3

عوامل محدودکننده در سیکل بخار در حرارت کم‌دما، ترکیب فشار، دما و دمای سوپرهیت هستند. در هر صورت انتخاب سیکل‌های بخار یا ORC به‌شدت، متأثر از پروفایل دمایی منبع حرارتی است و هر مورد باید جداگانه مورد بررسی قرار گیرد.

۱-۲-۲ انتخاب سیال آلی در یک سیکل ORC

سیال‌های آلی به سیال‌هایی می‌گویند که در فرمول شیمیایی خود دارای کربن هستند بر این اساس تنها تفاوت سیکل رنکین آلی با سیکل بخار در نوع سیال کاری به‌کاررفته در سیکل است؛ اما همین تفاوت اندک، در رفتار و کاربرد سیکل تغییرات مهمی ایجاد می‌کند.

اشباع نمودن بخار سیال آلی جهت استفاده در توربین نسبت به آب در دمای بسیار پایین‌تری رخ می‌دهد. بدین ترتیب بازده دمایی سیکل رنکین آلی پایین‌تر از سیکل رنکین بخار است و می‌توان از سیکل رنکین آلی در کاربرد دماپایین استفاده نمود.

انتخاب سیال گازی مناسب در سیکل ORC پارامتری بسیار تأثیرگذار است و تأثیر زیادی بر روی کارایی واحد می‌گذارد، به دلیل دمای پایین منبع حرارتی که همان دمای حرارت اتلافی است راندمان انتقال حرارت در مبدل‌های حرارتی کاهش می‌یابد که این بر راندمان کلی سیکل تأثیر منفی می‌گذارد، میزان این کاهش راندمان بسیار تحت تأثیر خواص ترمودینامیکی سیال کاری است. [7]

۱-۲-۳ پارامترهای مهم در انتخاب سیال کاری

- منحنی بخار اشباع آیزنتروپیک

از آنجاکه هدف ORC تمرکز بر بهره‌وری انرژی کم‌دما است همانند سیکل رنکین سنتی، استفاده از یک رویکرد سوپرهیت مناسب نیست؛ بنابراین همیشه یک فوق‌گرمایش کوچک در خروجی اواپراتور ترجیح داده می‌شود. این ضعف سیالات مرطوب است که در انتهای مرحله‌ی انبساط در حالت دو فاز قرار دارند. در مورد سیالات خشک برای افزایش راندمان سیکل باید از یک بازیاب حرارت داخلی

استفاده کرد.

- نقطه‌ی انجماد کم‌دما، دمای پایداری بالا

برخلاف آب، سیالات آلی معمولاً دچار فرسایش شیمیایی و تجزیه در دماهای بالا می‌شوند؛ بنابراین بیشینه دمای منبع داغ بر اساس پایداری شیمیایی سیال کاری محدود می‌شود. نقطه‌ی انجماد باید پایین‌ترین دما در سیکل باشد.

- حرارت تبخیر و چگالی بالا

یک سیال با حرارت و چگالی بالا، انرژی بیشتری را از منبع اواپراتور جذب می‌کند و بنابراین نرخ جریان موردنیاز سایر تجهیزات و مصرف پمپ را کاهش می‌دهد.

- اثرات زیست‌محیطی

پارامترهای اصلی در نظر گرفته‌شده عبارت‌اند از پتانسیل تخریب اوزون یا ODP^1 و پتانسیل گرم شدن زمین یا GWP^2

- ایمنی

سیال باید غیر خورنده، غیرقابل اشتعال و غیر سمی باشد. دسته‌بندی ایمنی $ASHRAE^3$ برای مبردها می‌تواند به‌عنوان شاخصی از میزان خطر سیالات استفاده شود [3].

- در دسترس بودن و قیمت کم

- فشار قابل قبول

در شکل ۱-۵ نمونه‌ای از سیالات کاری مناسب، با توجه به دمای بحرانی سیال و دمای منبع حرارتی،

¹ Ozon Depletion Potential

² Global Warming Potential

³ American Society of Heating, Refrigerating and Air Conditioning Engineers

نشان داده شده است.

Low-temperature ($<150^{\circ}\text{C}$)		Medium-temperature ($150^{\circ}\text{C}-250^{\circ}\text{C}$)		High-temperature ($250^{\circ}\text{C}-400^{\circ}\text{C}$)	
Fluid	$T_{\text{critical}} (^{\circ}\text{C})$	Fluid	$T_{\text{critical}} (^{\circ}\text{C})$	Fluid	$T_{\text{critical}} (^{\circ}\text{C})$
R134a	101.1	R123	183.7	Benzene	288.9
R245fa	154.1	R245ca	174.6	Toluene	318.6
R152a	113.3	N-butane	152	MDM	290.9
R236fa	124.9	HFE7000	164.5	MD4M	380.1
R227ea	102.8	HFE7100	195.3	D4	313.3
R143a	72.7	N-pentane	196.5	Cyclohexane	280.5
R236ea	139.3	Isopentane	187.2		
Isobutane	144.9	MM	245.5		
Ammonia	132.3	Ethanol	241.6		

شکل ۱-۵ لیست سیالات آلی بر اساس دمای منبع حرارتی و دمای بحرانی آنها [8]

۱-۲-۴ نمونه‌هایی از سیال کاری

در شکل ۱-۶ دیاگرام برخی از سیالات آلی را مشاهده می‌کنید که در زیر به دسته بندی آنها اشاره شده است.

CFC ها همانند R-11 و R-12: ممنوع شده توسط پروتکل مونترال به علت تخریب ازن

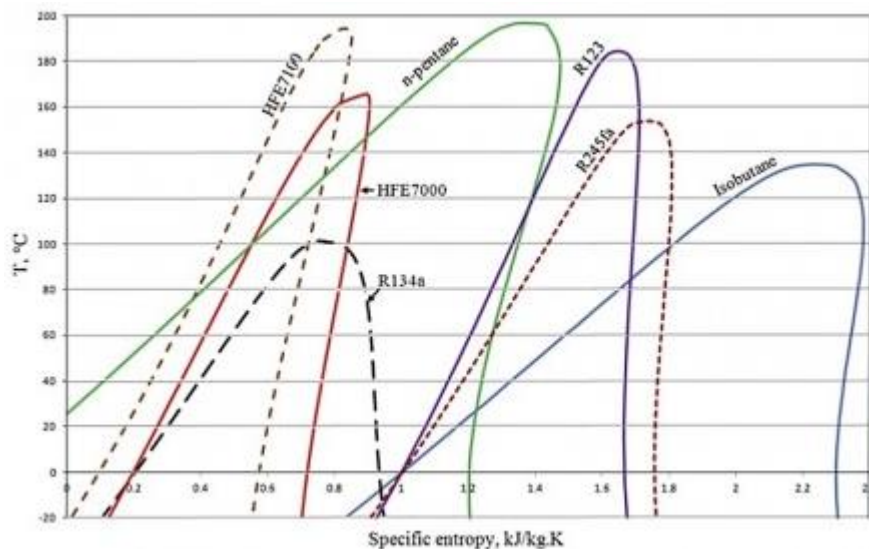
HCFC ها همانند R-22 و R-123: در حال ترک کاربرد به واسطه‌ی اصلاحیه کپنهاگ به پروتکل

مونترال

HFC ها همانند R-134a و R245fa

HC ها همانند ایزوبوتان، پنتان، پروپان: مواد قابل اشتعال و فرآورده‌های فرآوری شده گاز

PCF ها [8].



شکل ۶-۱ دیگرام T-S سیالات کاری مورد استفاده در سیستم ORC [6]

۱-۲-۵ کاربرد سیستم‌های ORC

تکنولوژی سیکل رنکین آلی می‌تواند در شرایط مختلفی کار کند به خصوص منابع حرارتی کم‌دما حدود ۵۵ درجه سانتی‌گراد می‌توانند به عنوان یک منبع حرارتی یک سیکل ORC استفاده شوند. در ادامه بیش‌ترین زمینه‌های سیکل رنکین آلی توضیح داده شده است.

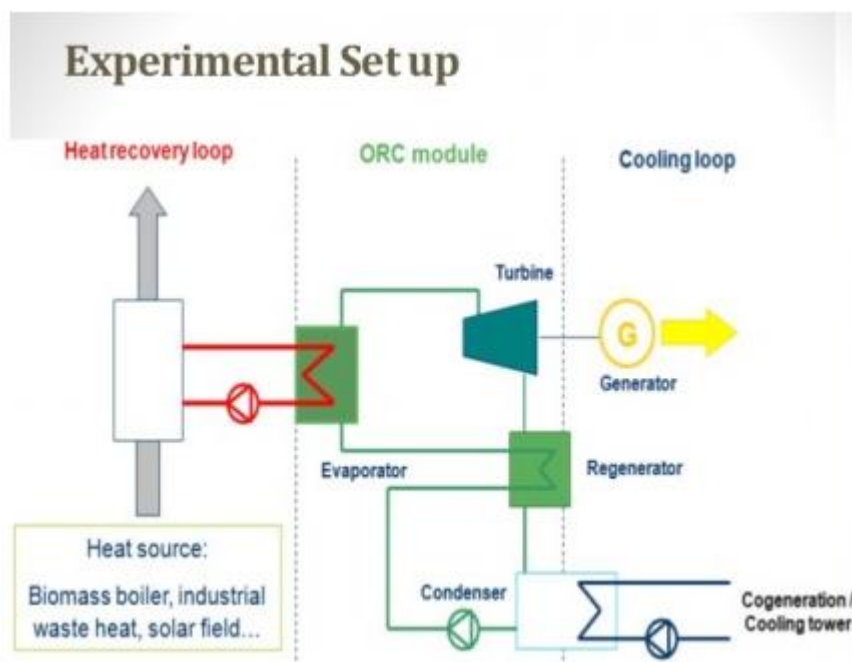
➤ بازیافت حرارت اتلافی در صنایع

بازیافت حرارت تلف‌شده^۱ نقش مهمی در مدیریت منابع انرژی بازی می‌کند. از سیکل آلی رنکین می‌توان برای بازیابی حرارت اتلافی کم‌دما استفاده نمود. در صنایع اتلاف حرارت در دماهای پایین بسیار رخ می‌دهد؛ که در آن حرارت از برج‌های خنک‌کننده^۲ با دودکش به محیط وارد می‌شود. بخشی از این منابع حرارتی برای پیش‌گرمایش یا گرمایش ناحیه‌ای مورد استفاده قرار می‌گیرد. در مواردی که استفاده شخصی از این حرارت اتلافی وجود ندارد می‌توان با استفاده از یک سیکل ORC از این حرارت اتلافی برای تولید برق استفاده کرد.

^۱ Waste heat recovery

^۲ Cooling tower

یکی از منابع مهم اتلاف حرارت در صنایع مربوط به صنعت سیمان است. تولید سیمان یکی از پرمصرف‌ترین فرآیندهای تولید صنعتی از نظر مصرف انرژی است. حتی در یک خط بهینه تولید سیمان مقدار قابل ملاحظه‌ای انرژی حرارتی از خنک‌کن‌های کلینکر^۱ تلف می‌شود. در ۲۰ سال اخیر تعداد زیادی از کارخانه‌های سیمان در نقاط مختلف دنیا، نیروگاه‌های تولید برق، از بازیافت حرارت تلف‌شده احداث کرده‌اند. باین وجود به دلیل تغییر دمای هوای خروجی از دودکش که می‌تواند بین ۱۶۰ تا ۳۳۰ درجه سانتی‌گراد متغیر باشد این طراحی می‌تواند با ناپایداری و راندمان پایین نیروگاه‌های مذکور همراه باشد. در این میان نیروگاه با سیکل ORC می‌تواند پایداری بالاتری از خود نشان دهند [4]. در شکل ۷-۱ شماتیکی از بازیافت حرارتی به وسیله سیکل رنکین آلی را مشاهده می‌کنید.



شکل ۷-۱ سیستم بازیافت توان ORC [6]

برخی دیگر موارد استفاده از سیستم‌های ORC در صنایع عبارت‌اند از فلرهای^۲ گاز در صنایع

^۱ Clinker

^۲ Flares

فرآیندی، گازهای با کیفیت پایین، بخارهای کم فشار، آبگرم کن ها و مشعل های گرمایشی.

➤ توربین های گاز و موتورهای درون ساز

موتورهای احتراقی دارای کاربرد گسترده ای در CHP ها هستند. در سیستم های CHP در کنار تولید برق، از حرارت اتلافی موتور استفاده می شود. موتورهای درون سوز و توربین های گازی راندمان گرمایی بین ۲۰ تا ۵۰ درصدی دارند در نتیجه مقدار زیادی انرژی تلف می شود. گازهای خروجی معمولاً دمایی بالاتر از ۳۰۰ درجه سانتی گراد دارند و در نتیجه ورودی مناسبی برای سیستم های ORC محسوب می شوند [8].

➤ نیروگاه زیست توده

بیومس در سراسر جهان در دسترس است و می تواند برای تولید برق در نیروگاه های با اندازه ی کوچک تا متوسط استفاده شود. با توجه به فشار کاری کم در نیروگاه های ORC مشکل هزینه سرمایه بالا مانند بویلرها برطرف می شود. مزیت دیگر، عمر عملیاتی مفید دستگاه ها به علت ویژگی سیال کاری است که برخلاف بخار، خورنده و فرساینده سیت و لوله ها^۱ لوله ها و پره های توربین^۲ نیست. همچنین فرآیند ORC برای استفاده از مقدار نسبت کم سوخت ورودی موجود در بسیاری از مناطق کمک می کند؛ زیرا نیروگاه ORC در ابعاد نیروگاه های کوچک امکان پذیر است [9].

➤ نیروگاه زمین گرمایی

منابع حرارتی زمین گرمایی^۳ در بازه ی دمایی ۵۰ تا ۳۵۰ درجه سانتی گراد موجود هستند. به همین دلیل ORC برای این نوع کاربرد کاملاً سازگار است. با این حال باید توجه کرد که برای منابع

^۱ Valve seat

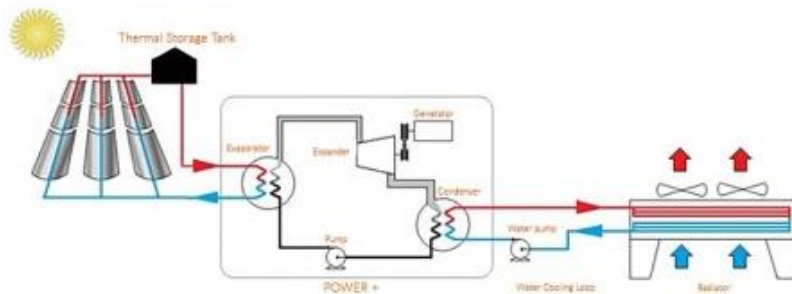
^۲ Turbine blades

^۳ Geothermal

زمین گرمایی کم‌دما (معمولاً کمتر از ۱۰۰ درجه سانتی‌گراد) راندمان بسیار پایین است و به‌شدت به دمای چاه حرارتی^۱ بستگی دارد که بر اساس دمای محیط تعریف می‌شود [10].

➤ برق حرارتی خورشیدی

سیکل رنکین آلی به‌جای سیکل رنکین بخار معمولاً در تکنولوژی سهموی خطی خورشیدی استفاده می‌شود. ORC امکان تولید برق در ظرفیت‌های پایین‌تر و با دمای کلکتور پایین‌تر را فراهم می‌کند و در نتیجه امکان ایجاد واحدهای توان خورشیدی متمرکز^۲ یا CSP ارزان، کوچک و پراکنده را می‌دهد [11]. در شکل ۸-۱ شماتیک یک سیکل ORC خورشیدی نشان داده شده است.



شکل ۸-۱ سیکل ORC با منبع حرارتی خورشیدی [6]

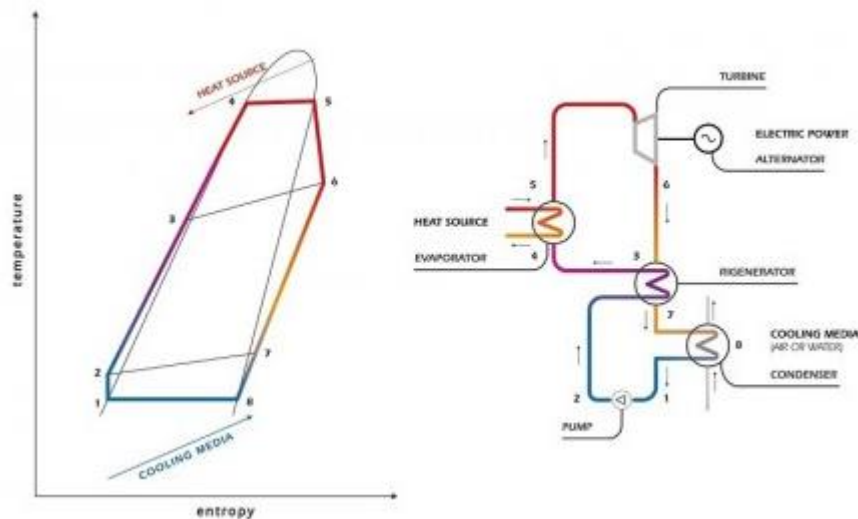
➤ بهبود سیکل رنکین آلی

وقتی از سیال خشک استفاده می‌شود سیکل رنکین را می‌توان با استفاده از یک بازتاب حرارت داخلی بهبود داد. از آنجاکه سیال در انتها به حالت دو مرحله‌ای نرسیده است دمای آن در این نقطه بالاتر از دمای میعان است. این سیال مانند آنچه در شکل ۹-۱ نشان داده شده است با دمای بالا می‌تواند قبل از ورود به اواپراتور برای پیش‌گرمایش به کار رود.

^۱Heat sink

^۲Centralized solar power

یک مبدل حرارتی^۱ جریان متقابل (گاز به مایع) بین خروجی توربین و ورودی کندانسور نصب می‌شود و در نتیجه توان موردنیاز را از منبع حرارتی کاهش و راندمان را افزایش می‌دهد [12].



شکل ۹-۱ سیکل ORC با بازیاب [6]

۳-۱ کلکتورهای خورشیدی

مهم‌ترین بخش هر آب‌گرم‌کن خورشیدی را می‌توان کلکتور آن دانست که کار اصلی آن جذب تابش خورشید و تبدیل آن به گرما و انتقال آن به سیال عامل که در لوله‌ها جریان دارد، می‌باشد. کلکتورها به سه دسته تقسیم می‌شوند که بر اساس این تقسیم‌بندی روش انتقال حرارت هر کدام متفاوت خواهد بود. انتخاب نوع کلکتور به شرایط آب و هوایی منطقه و دمای مطلوب موردنیاز (دمای آب داغ) بستگی دارد. اگرچه امروزه انواع کلکتورها با تکنولوژی جدید و پیشرفته ساخته می‌شوند و مواد جاذب به‌کاررفته دارای حداکثر جذب و حداقل نشر و انعکاس هستند.

در حالت کلی کلکتورها را می‌توان به سه دسته زیر تقسیم کرد [13]:

^۱Heat exchanger

(۱) کلکتور صفحه تخت^۱.

(۲) کلکتور لوله‌ای تحت خلأ^۲.

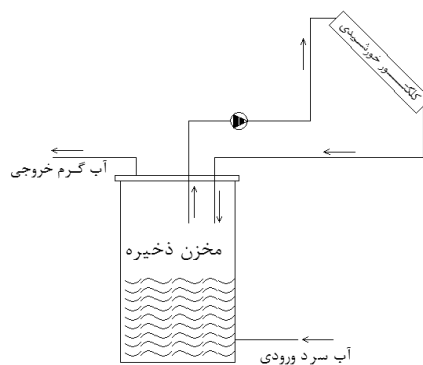
(۳) کلکتور متمرکز کننده^۳.

کلکتور نوع مسطح هر دو انرژی تابشی (مستقیم و پراکنده) را جذب می‌کند درحالی‌که در نوع متمرکز کننده، تنها تابش مستقیم خورشید جذب می‌شود. به همین دلیل کلکتورهای متمرکز کننده همواره باید خورشید را تعقیب کنند. انرژی جذب شده توسط این کلکتورها، از نوع تخت بیشتر است اما تجهیزات مورد نیاز مکانیکی برای تعقیب خورشید و نگهداری از آن در درازمدت، بسیار گران قیمت خواهد بود. این کلکتورها باید در هر ساعت حدود ۱۵ درجه در جهت حرکت خورشید، چرخش داشته باشند. با توجه به این که کلکتورهای تخت، دمای مورد نیاز تا ۱۰۰ درجه سلسیوس را تأمین می‌کنند، استفاده از این نوع کلکتور معمولاً توصیه می‌شود و کلکتورهای متمرکز کننده بیشتر برای مصارف خاص، کاربرد دارند شکل ۱-۱۰ کارکرد یک کلکتور خورشیدی در حالت کلی را نشان می‌دهد که در مخزن ذخیره از آب به عنوان ذخیره ساز محسوس استفاده شده است و بیشتر در این حالت برای مصارف خانگی و غیرصنعتی کاربرد دارد [14] در بخش بعدی در مورد ذخیره سازهای حرارت نهان و نحوه‌ی به کارگیری آن در این مطالعه توضیحاتی داده خواهد شد.

^۱Flat Plate Collector

^۲Evacuated Tube Collector

^۳ Concentrating Collector



شکل ۱-۱۰ کارکرد یک کلکتور خورشیدی در حالت کلی

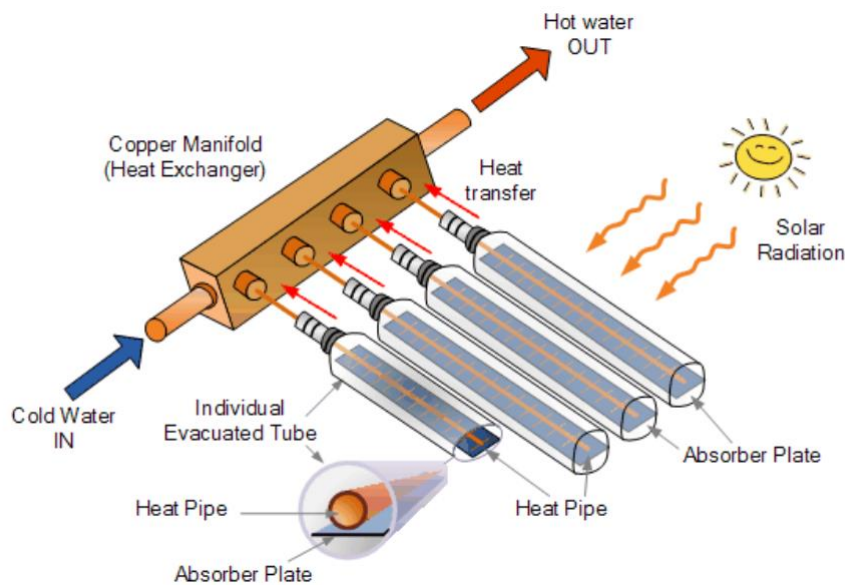
۱-۳-۱ کلکتور لوله خلأ

اتلاف گرمایی همرفت ناشی از حرکت هوا در داخل کلکتور را می‌توان به صورت قابل ملاحظه‌ای با ثابت نگاه‌داشتن و ماندگاری خلأ به وجود آمده، میان صفحه شفاف رو به آفتاب و جاذب کلکتور خورشید، کاهش داد. از سوی دیگر خلأ ایجادشده، موجب می‌گردد تا فشارهای هوای محیط (فشار اتمسفر) وارد بر صفحه شفاف جلوی کلکتور، آن را به سمت عقب براند. لذا برای حل این مشکل لازم است تا نگاه‌دارنده‌های کوچکی در حدفاصل قسمت تحتانی و فوقانی کلکتور و در داخل آن قرار گیرد تا شکل کلکتور حفظ شود.

این‌که در کلکتورهای خورشیدی صفحه تخت، بتوان حالت خلأ درون کلکتور را به مدت زمان طولانی حفظ نمود امری دشوار است، زیرا همیشه هوای اطراف کلکتور از میان محل اتصال صفحه شفاف رو به آفتاب و دیواره‌های کلکتور برای جریان یافتن به داخل کلکتور راهی پیدا می‌کند. لذا می‌بایست به صورت دوره‌ای نسبت به ایجاد خلأ مجدد در داخل محفظه کلکتور خورشیدی صفحه تخت اقدام شود. این عیب عمده که در کنار هزینه بالای تعمیر و نگهداری، موجب کاهش بازده کلی کلکتور و سامانه خورشیدی می‌شود را می‌توان با استفاده از کلکتورهای لوله خلأ شده، رفع نمود.

خلأ بسیار بالا (تقریباً کامل) داخل لوله شیشه‌ای در بسته، مورد استفاده در کلکتورهای لوله خلأ در مقایسه با محفظه خلأ شده در کلکتورهای صفحه تخت به مدت بسیار طولانی‌تری شرایط خود را

حفظ می‌کنند. این لوله‌ها به سبب شکلشان در مقابل فشار هوای خارج از خود مقاومت بالاتری بروز داده و نتیجه، این‌که به قطعات پشتیبان در داخل خود نیاز ندارند [15]. در شکل ۱۱-۱ یک کلکتور لوله خلأ و اجزای مختلف آن را مشاهده می‌کنید.



شکل ۱۱-۱ کلکتور لوله‌ای تحت خلأ [16]

کلکتورهای لوله خلأ از کاراترین و گران‌ترین انواع کلکتورهای خورشیدی هستند. این کلکتور از تعدادی لوله دوجداره شفاف موازی تشکیل شده است که در داخل آن یک تیوب با پوششی از ماده جاذب قرار دارد. هوا از فضای بین دوجداره خارج گردیده و خلأ ایجاد شده از اتلاف حرارت جلوگیری می‌کند.

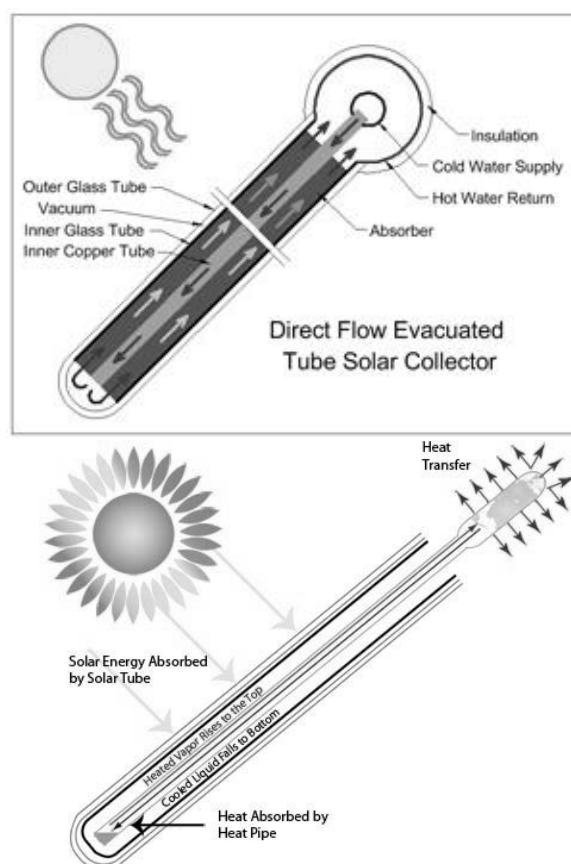
این کلکتورها برای تأمین دماهای بالای ۶۰ درجه سانتی‌گراد یا مناطق بسیار سرد مورد استفاده قرار می‌گیرند؛ کاربرد آن‌ها بیشتر از سایر کلکتورها بوده و برای موارد تجاری و صنعتی مورد استفاده قرار می‌گیرند.

راندمان بالا و کم‌ترین اتلاف حرارتی از مزیت‌های این کلکتورها بوده و به علت وجود خلأ بین پوشش و جذب‌کننده، اتلاف گرمایی آن‌ها حتی در هوای سرد، بسیار پایین است. در شکل ۱۲-۱

کلکتور لوله‌ای تحت خلأ به همراه اجزای آن نمایش داده شده است [13].

این کلکتورها در دو نوع زیر طبقه‌بندی می‌شوند:

- کلکتور لوله خلأ جریان مستقیم^۱
- کلکتور لوله خلأ هیت پایپ^۲



شکل ۱-۱۲ انواع کلکتورهای تحت خلأ [13]

برای کار بهینه، لازم است تا لوله‌های خلأ با حداقل زاویه ممکن نصب شوند تا حرکت بخار از پایین به بالا و سیال عامل چگالیده شده از بالا به پایین به پایداری صورت پذیرد.

^۱ Direct Flow Evacuated Tube Collector

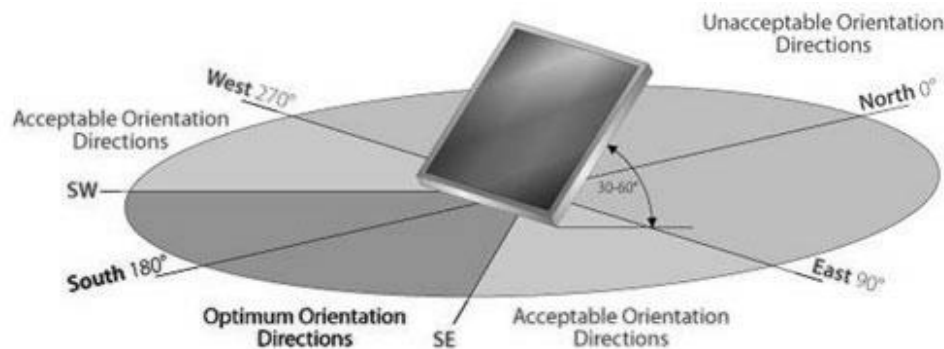
^۲ Heat Pipe Evacuated Tube Collector

با استفاده از کلکتورهای لوله خلاً به مراتب انرژی بیشتری را می‌توان مورد استحصال قرارداد که این وضعیت در ماه‌های سرد و کم آفتاب سال، بیشتر نمود پیدا می‌کند.

۱-۳-۲ زاویه شیب کلکتور خورشیدی

زاویه بین کلکتور با محور افقی را زاویه شیب کلکتور گویند که در اکثر مواقع حالات زیر می‌تواند حادث شود [17]:

- زاویه شیب کلکتور مساوی عرض جغرافیایی باشد، این زاویه معمولاً زاویه‌ای است که حداکثر تابش سالیانه خورشید فراهم باشد؛ یعنی سیستم تمام سال کار می‌کند.
- زاویه شیب کلکتور ۱۵ درجه کمتر از طول جغرافیایی محل است. این زاویه معمولاً حداکثر تابش خورشید در تابستان را خواهد داد.
- زاویه شیب کلکتور ۱۵ درجه بیشتر از طول جغرافیایی محل است. این زاویه معمولاً حداکثر تابش خورشید در زمستان را خواهد داد.
- زاویه شیب کلکتور برابر زاویه شیب سقفی باشد که کلکتور روی آن نصب می‌شود. در این حالت به‌طور قاطع نمی‌توان گفت که حداکثر تابش به دست می‌آید. انتخاب این زاویه فقط باعث کاهش هزینه‌های نصب خواهد شد. در شکل ۱-۱۳ شماتیک یک کلکتور خورشیدی و زاویه‌ی موردنظر آن را مشاهده می‌کنید.



شکل ۱-۱۳ زاویه کلکتور خورشیدی [17]

در منابع انرژی حرارتی بزرگ، کلکتورهای سهموی خطی^۱ کاربرد وسیعی دارند. با این حال، سیکل رنکین آلی خورشیدی تنها برای تولید برق در مقیاس کیلووات تا چند مگاوات کاربرد دارند؛ بنابراین در این مطالعه از کلکتورهای لوله خلاء که ارزان تر و با توجه به شرایط مسئله کاربردی تر هستند استفاده شده است. همچنین آن‌ها قابلیت اطمینان برای مناطق روستایی و یا مکان‌های نزدیک به کارخانه‌ها به علت دوری از اتصال شبکه‌ای و جلوگیری از هزینه اضافی، مناسب هستند. همان‌طور که قبلاً توضیح داده شد، ORC های مایعات ارگانیکی بر اساس هیدروکربن‌ها و برخی مبردها طراحی شده‌اند؛ که در میان آن‌ها برخی از سیالات داری شیب مثبت در نمودار T-S در قسمت بخار اشباع هستند. این مزیت برای محافظت از توربین به دلیل عدم گرم شدن بیش از حد با استفاده از برخی از مایعات آلی کمک می‌کند.

۴-۱ ذخیره‌سازی حرارتی

توسعه وسایل بهینه و ارزان برای ذخیره انرژی به اندازه توسعه منابع انرژی اهمیت دارد. ذخیره انرژی حرارتی همان ذخیره موقتی گرما در دماهای بالا و پایین است. درواقع ذخیره‌ی انرژی حرارتی، ناهم‌هنگی میان عرضه و تقاضا انرژی را کاهش می‌دهد و نقش مهمی در حفظ انرژی ایفا می‌کند.

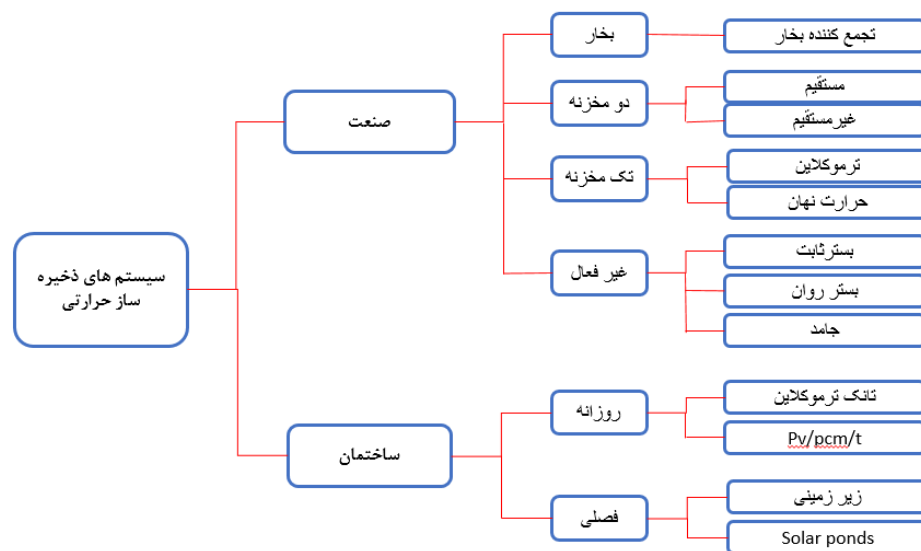
^۱Parabolic trough

ذخیره انرژی با متناسب کردن میزان عرضه، ثبات سیستم‌های انرژی را افزایش می‌دهد و این‌گونه باعث عملکرد بهتر آن‌ها می‌شود [18]. برخی از منابع انرژی تجدیدپذیر فقط به‌صورت دوره‌ای و متناوب انرژی تولید می‌کنند. اگرچه خورشید یک منبع ایمن، پاک و فراوان انرژی است ولی این انرژی قطعاً در دوره‌هایی از سال و روزهای خاصی قابل‌دسترسی است. درواقع این انرژی دوره‌ای و اغلب غیرقابل‌پیش‌بینی است و چگالی آن در مقایسه با شارهای برخی سوخت‌های فسیلی پایین‌تر است و همچنین میزان تقاضای آن نیز با توجه به سیکل سالانه و روزانه پایین‌تر می‌باشد. از طرف دیگر انرژی خورشید به‌محض دریافت باید مورداستفاده قرار گیرد، بنابراین ضرورت ذخیره انرژی خورشیدی با توجه به همین موارد احساس می‌شود.

یکی از مشخصه‌های مهم یک سیستم ذخیره، مدت‌زمانی است که طی آن، انرژی می‌تواند بدون افت قابل‌توجه ذخیره شود. ذخیره انرژی حرارتی ممکن است برای مدت‌زمان کمی امکان‌پذیر باشد، زیرا افت‌های انرژی به‌صورت تابش، جابجایی و هدایت وجود خواهد داشت. یک ویژگی مهم دیگر سیستم ذخیره، ظرفیت حجمی انرژی یا میزان انرژی ذخیره‌شده بر واحد حجم است حجم کمتر، سبب ذخیره بهتر می‌شود؛ بنابراین یک سیستم خوب باید زمان ذخیره طولانی و حجم بر واحد انرژی کمتری داشته باشد. نکته دیگر که موردتوجه قرار می‌گیرد این است که مواد با چگالی بالاتر، حجم کوچک‌تری دارند و در صورت بالا بودن ظرفیت گرمایی ویژه جرمی آن‌ها، ظرفیت انرژی بیشتری بر واحد حجم را به خود اختصاص می‌دهند. حجم اشغال‌شده توسط سیستم‌های ذخیره یک فاکتور مهم برای این سیستم‌ها و تعیین اندازه آن‌هاست که تأثیر مهمی در هزینه صرف شده دارد. درواقع هزینه، یکی از مهم‌ترین پارامترها در بهینه‌سازی سیستم‌های ذخیره است. تکنولوژی ذخیره انرژی حرارتی به نقطه‌ای رسیده است که اثرات فراوانی روی زندگی انسان می‌گذارد. شاید غیر صنعتی‌ترین استفاده از ذخیره انرژی حرارتی ثابت نگه‌داشتن دمای یک خانه در زمستان باشد. با ظهور انقلاب صنعتی، ذخیره گرمایی به‌عنوان شاخه‌ای از تولید انرژی معرفی گردیده است. بیشترین کاربرد ذخیره‌سازها در صنعت

و بخش ساختمان است؛ که در صنعت بیشتر برای تولید قدرت و در بخش ساختمان برای مصارف کم‌دمای روزانه و فصلی مورد استفاده قرار می‌گیرد؛ که در شکل ۱-۱۴ دسته‌بندی این سیستم‌ها را به صورت مختصر نشان داده شده است.

ذخیره حرارتی در مواد تغییر فاز بسیار قابل توجه می‌باشد چون چگالی ذخیره‌سازی بالایی با نوسان دمایی کمی دارد. نشان داده شده که برای توسعه سیستم ذخیره‌سازی نهان انتخاب ^۱PCM، نقش مهمی در مکانیزم انتقال حرارت آن دارد [19].



شکل ۱-۱۴ دسته‌بندی سیستم‌های ذخیره‌ساز حرارتی

مواد تغییر فاز در کاربردهای مختلفی استفاده شده‌اند که برخی از آن‌ها شامل تهویه ساختمان‌ها، ذخیره‌سازی با یخ، خنک‌سازی مواد غذایی و محصولات لبنی، خانه‌های سبز، کاربرد دارویی، تابلوهای عملگر، بازیافت حرارت تلف شده، گرمایش و سرمایش آب، نیروگاه خورشیدی و سیستم پمپ حرارتی می‌باشد [20].

مواد تغییر فاز، حرارت را به عنوان گرمای نهان در طی فرآیند ذوب شدن، ذخیره می‌کنند در طی

^۱ Phase Change Material

فرآیند جذب تغییر فاز صورت می‌پذیرد و نوسان دما خیلی اندک می‌باشد معمولاً تغییر فاز جامد-مایع به کار گرفته می‌شود. انتقال از فاز مایع به گاز بیشترین انرژی نهان را در مواد تغییر فاز دارد ولی تغییر حجمی زیاد در طی آن موجب پیچیدگی ذخیره‌سازی و غیرعملی شدن آن می‌شود [21]. در تغییر فاز جامد-جامد، به علت عدم وجود مایع، خطر نشستی در مخازن وجود ندارد ولی در این حالت، انتقال حرارت خیلی کمتر از حالت جامد-مایع می‌باشد. مواد ذخیره تغییر فاز باید دارای انرژی نهان گرمایی و هدایت حرارتی بالایی داشته باشند [22]. مواد تغییر فاز ۵ تا ۱۴ برابر بیشتر از مواد محسوس حرارت را در دمای ثابت، ذخیره می‌کنند [23]. آن‌ها باید دمای ذوب نزدیک به دمای کاربردی داشته و باید منظم با کمترین دمای سابکول، ذوب شوند همچنین باید پایداری شیمیایی، هزینه کم داشته، غیرسمی و غیر اشتعال باشند. در طی فرآیند تخلیه دمای مواد تغییر فاز، ثابت بوده بنابراین دمای سیال انتقال حرارت، پایدار مانده که از مزایای این ذخیره‌سازی نسبت به ذخیره‌ساز محسوس می‌باشد. گرمای نهان ماده در مقابل با ظرفیت گرمایی، خیلی بیشتر بوده برای مثال نمک‌های سدیم‌نیترات ظرفیت گرمایی $\frac{1}{1} \frac{kJ}{kg.K}$ ولی گرمای نهان $172 \frac{kJ}{kg}$ دارند؛ که این حجم سیستم ذخیره حرارت را کاهش داده و باعث کاهش سطوح و تلفات آن‌ها می‌گردد. مواد تغییر فاز برحسب ترکیب شیمیایی به دو دسته مواد تغییر فاز آلی و غیر آلی تقسیم می‌شوند [24]. مواد تغییر فاز آلی از هیدروکربن‌ها تشکیل شده‌اند و شامل پارافین‌ها، اسیدهای چرب، الکل‌ها و واکس‌ها هستند. مواد تغییر فاز غیر آلی شامل نمک‌های مذاب، نمک‌های هیدروکربنی و فلزات هستند. یک کلاس دیگر از مواد تغییر فاز، مواد تغییر فاز یوتکتیک نام دارد که تشکیل شده از پیوندهای بین مواد آلی-غیرآلی، غیرآلی-غیرآلی، آلی-غیرآلی می‌باشد. برای کاربردهای تجاری و صنعتی مواد تغییر فاز باید داخل یک پوشش آب‌بند شده قرار گیرند. دمای کاری متداول‌ترین مواد تغییر فاز بین $40^{\circ}C$ تا $117^{\circ}C$ است. این مواد را می‌توان در اشکال مختلف با پوششی از پلی‌اتیلن بسته‌بندی نمود؛ باید بین بسته‌های مواد تغییر فاز فاصله باشد تا سیال مذکور به راحتی در فواصل بین آن‌ها جریان یابد و تبادل انرژی صورت پذیرد.

انتخاب ماده‌ی ذخیره‌ساز در درجه‌ی اول با توجه به دمای کاری آن صورت می‌گیرد که در جدول ۲-۱ دسته‌بندی مواد ذخیره‌ساز حرارتی بر اساس دمای کاری آن‌ها صورت گرفته‌است در این دسته‌بندی سیستم ذخیره حرارتی با محدوده‌ی دمایی 20°C تا 80°C را ذخیره حرارت دماپایین در نظر می‌گیرند معمولاً کاربرد آن در گرمایش فضا و نظافت و غیره می‌باشد. انواع مواد ذخیره‌ساز شامل آب، نمک‌های نیترات، مواد ذخیره نهان معدنی مانند پارافین، اسیدهای چرب و غیره دارای نقطه ذوب در این محدوده هستند.

انرژی حرارتی ذخیره‌شده در محدوده دما 100°C تا 250°C را ذخیره حرارتی متوسط در نظر می‌گیرند در این دماها، آب در اتمسفر به صورت بخار می‌باشد و داری فشار بخار است. کاربردهای رایج در این دما شامل خشک‌کن‌ها، بخار، جوشش، استریلیزه، پخت‌وپز و غیره هستند و مواد ذخیره‌ساز در این محدوده شامل الکل‌های شکر و مواد ذخیره‌ساز جذب سطحی شیمیایی هستند. یکی از کاربردهای مهم بازیافت حرارتی صنعتی شامل روش فرآیند حرارتی مانند خشک‌کن می‌باشد. در دماهای بیش از 250°C که تا نقطه ذوب نمک‌ها و فلزات می‌رسد انواع مواد ذخیره‌ساز در این دما شامل نمک‌ها، مواد زمینی، بتن و فلزات می‌باشند. نیروگاه‌های حرارتی مانند نیروگاه‌های متمرکزکننده خورشیدی، در این محدوده‌ی دمایی کار می‌کنند.

جدول ۲-۱ دسته‌بندی ذخیره‌سازهای حرارتی بر اساس کاربرد دمایی

مرجع	ماده ذخیره ساز حرارت	محدوده ی دمایی C	کاربرد	سیستم ذخیره ساز حرارتی از لحاظ کاربرد دمایی
[25] [26] [27] [23]	آب پارافین آب، نمک های نیترا ته، پارافین، اسیدهای چرب یوتکتیک فلزات	20-100 27-80	آبگرمکن خورشیدی سیستم ذخیره ساز فصلی ذخیره حرارت غیر فعال	دما پایین
[28] [29] [30]	الکل شکر مواد ذذخیره ساز جامد مانند بتن مواد ذخیره ساز جذب سطحی شیمیایی	100-250	ریکاوری حرارت، تولید قدرت دما پایین و متوسط	دما متوسط
[23] [27] [31] [29]	نمک های هیدراته فلزات مایع شن بتن	>250	تولید قدرت دما بالا	دما بالا

در این پژوهش آنالیز ترمودینامیکی سیکل ORC متوسط (۵۰ kW) که به‌وسیله کلکتورهای خورشیدی لوله خلأ تغذیه می‌شود، بررسی شده است. خواص ترمودینامیکی با استفاده از نرم‌افزار EES تخمین زده شده‌اند. سیستم دارای یک تانک حرارتی است تا بار حرارتی را برای ۵ الی ۶ ساعت ذخیره کند برای ذخیره حرارت از مواد تغییر فاز اریتریتول^۱ استفاده شده است که در دسته مواد تغییر فاز آلی قرار دارد. بنابراین سیستم خواهد توانست در تابستان برای ۱۵ ساعت مداوم کار کند؛ و پس‌از آن از سیستم کمکی استفاده گردد. قدرت و بازده با استفاده قانون اول ترمودینامیک تخمین زده شده است. همچنین انتقال جرم از کلکتور لوله خلأ به تانک ذخیره آنالیز شد و در ادامه به بررسی اقتصادی متناسب با جریان‌های موجود پرداخته شد.

^۱ Erithritol

فصل ۲: مروری بر تحقیقات پیشین

تاکنون تحقیقاتی در مورد تحلیل سیکل رنکین آلی خورشیدی و تحلیل انرژی و انرژی‌های اگزرژی و اگزرژی‌واکونومیک سیکل آن انجام شده است. دانگ و همکاران [32] آنالیز ترمودینامیکی و اقتصادی سیال‌های آلی مخلوط را در دمای کم سیکل رنکین انجام دادند که نتایج حاصله نشان داد که استفاده از سیالات مخلوط زئوتروپیک، ظرفیت توان تولیدی را نسبت به سیال خالص آلی افزایش می‌دهد. خصوصاً برای منابع حرارتی با اختلاف دمای بالا بسیار مؤثر می‌باشد. به‌هرحال این حالت به مساحت مبدل بیشتری نیاز دارد که یک عملکرد اقتصادی نامطلوب را به وجود می‌آورد. تحت مساحت مبدل یکسان، سیال‌های خالص دمای پینچ پایین‌تر و توان خروجی بالاتری نسبت به سیکل زئوتروپیک دارند بنابراین انتخاب سیال خالص و ترکیب زئوتروپیک به توجیه‌پذیری تقاضای قدرت، بستگی دارد.

مانفردا و همکاران [33] مواد ذخیره‌ساز نهان را در یک سیکل ORC با محرک خورشیدی مدل‌سازی و شبیه‌سازی کردند که این شبیه‌سازی به‌وسیله‌ی نرم‌افزار TRNSYS و EES برای یک هفته انجام شد و نتایج حاصله حاکی از این بود که سیستم قادر خواهد بود در ۷۸/۵ درصد از زمان کار کند که با بازده متوسط ۱۳/۴ درصد برای کل سیستم به انضمام سیستم خورشیدی گزارش شده است. محمدزاده بینا و همکاران [32] به بررسی آنالیز ترمو-اقتصادی چهار مدل سیستم ORC با محرک انرژی زمین‌گرمایی سبلان به‌عنوان منبع حرارتی پرداختند. فشار ورودی توربین، دمای کندانسور، اختلاف دمای نقطه پینچ و دبی سیال زمین‌گرمایی روی بازده انرژی، اگزرژی و همچنین نرخ هزینه‌ی محصولات کل به‌عنوان پارامتر حساسیت بودند. این بهینه‌سازی به‌وسیله‌ی نرم‌افزار EES انجام شد که بیش‌ترین مقدار انرژی و اگزرژی به ترتیب ۲۰/۵۷ و ۶۳/۷۲ درصد مربوط به سیکل ORC با پیش‌گرمایش بود و کم‌ترین هزینه‌ی محصول و هزینه‌ی انرژی به ترتیب برای ORC با بازیاب (۲۵/۴ \$/GJ) و ORC حالت پایه (۲/۴۷ M\$/year) گزارش شد.

میرزایی و همکاران [35] به آنالیز انرژی و اگزرژی یک سیکل ORC محرک با گاز خروجی کوره‌ی ذوب با به‌کارگیری چندین سیال آلی پرداختند و تأثیر پارامترهای متغیر بررسی‌شده و نتایج حاصله را

مقایسه کردند. برای نسبت فشار مخصوص توربین m-xylene، p-xylene و Ethylbenzene نسبت به سیالات کاری مورد بررسی دیگر، بازده حرارتی و توان خروجی بیش‌تری داشتند به‌علاوه این سیالات به کمترین مساحت انتقال حرارت در مبداهای حرارتی با کم‌ترین هزینه‌ی کلی نیاز داشتند. به نظر می‌رسد سیال ذکرشده مناسب‌ترین گزینه برای کار با منابع حرارتی با آنتالپی متوسط و بالا می‌باشد. کتلو و همکاران [36] مدل‌سازی سیکل رنکین آلی متصل به مخزن آب داغ فشرده برای کاربردهای مسکونی را بررسی کردند که سیکل آلی توسط کلکتور لوله خلأ و مخزن ذخیره تغذیه می‌شد. سیستم موردنظر در بازه‌های زمانی روز، ابتدای شب و بعد از نیمه‌شب با تولید قدرت متفاوت شبیه‌سازی شد تا با شرایط موجود تطابق پیدا کند نتایج مطالعه نشان داد که قدرت تولیدی با کنترل جرم قابل تعدیل بوده و امکان دسترسی به الکتریسیته در ساعات بدون تابش امکان‌پذیر است.

احمدی بویاقچی و همکاران [37] یک سیستم تولید هم‌زمان بر اساس سیکل ORC خورشیدی را از لحاظ ترمو-اقتصادی و بهینه‌سازی بررسی کردند. در آنالیز ترمو-اقتصادی از روش SPECO بهره گرفته شد همچنین بالانس هزینه و معادلات کمکی برای هر جزء سیستم فرموله شد و هزینه‌ی میانگین بر واحد انرژی در حالات مختلف برای حل معادلات، توسط نرم‌افزار EES محاسبه گردید. بازده حرارتی، انرژی و نرخ هزینه محصولات برای تابستان ۲۳/۶۶٪، ۹/۵۱٪ و ۵۱۱۴ دلار بر سال و برای زمستان ۴۸/۴۵٪، ۱۳/۷۶٪ و ۵۶۸۸ دلار بر سال گزارش شد. همچنین ارزش متغیرهای انرژی و انرژی‌های اگزرژی برای اجزاء اصلی محاسبه گردید نتایج آن‌ها نشان داد که بویلر کمکی، کلکتور خورشیدی، اواپراتور و اکونومایزر اجزایی با ارزش بالای نرخ هزینه‌ی سرمایه‌گذاری و نرخ هزینه‌ی تخریب انرژی $(\dot{Z} + \dot{C}_D)$ هستند پس تأثیر متغیرهای ترمودینامیکی روی بازده سیستم حرارتی، بازده انرژی و نرخ هزینه محصولات بررسی شد و حاکی از آن بود که در تابستان نرخ هزینه تولید هم‌زمان پایین‌تری در دما و فشار ورودی توربین بالاتر و دمای هیت‌ر و فشار پشت توربین پایین‌تر به دست می‌آید. عاشوری و همکاران [38] یک آنالیز انرژی اگزژی و اکونومیک و بهینه‌سازی سیکل رنکین آلی دو

فشاره الحاق شده با کلکتور خورشیدی و تانک ذخیره‌ساز حرارتی ارائه دادند. آنالیز عددی جهت بررسی عملکرد انرژی و انرژی‌اقتصادی انجام شده است. نتایج حاکی از آن بود که سیستم در روز توانایی ۱۰۰ درصدی تولید قدرت را دارد. در شب و در مواقع پیش‌بینی نشده سیستم قادر بود از ذخیره‌ساز حرارت و یک هیتر کمکی، بهره‌برد. پارامترهای مؤثر شامل فشار و دمای ورودی توربین بررسی شدند معیارهای انرژی‌اقتصادی مشخص کردند که بیشترین ارزش $\dot{Z} + \dot{C}_D$ مربوط به کلکتور خورشیدی می‌باشد که به دلیل تخریب انرژی بالا و هزینه‌ی بالای آن می‌باشد. بعد از کلکتور، تانک ذخیره، کندانسور، توربین، رکوپراتور بیشترین تخریب انرژی را داشتند. عملکرد بهینه‌سازی دو هدفه شامل بازده انرژی و نرخ هزینه محصولات مدنظر بود که ده متغیر تصمیم شامل دما و فشار ورودی توربین، کمترین اختلافات دمایی مبدل، نرخ دبی جرمی در کلکتور خورشیدی و فشار کندانسور بر طبق آنالیز پارامتری انتخاب شدند. همچنین با کمک روش انتخاب TOPSIS نقطه بهینه از نمودار پارتوی الگوریتم ژنتیک تعیین شد. نتایج نشان داد که سیستم می‌تواند به بازده ۲۲/۷٪ و نرخ هزینه محصول ۲/۶۶ میلیون دلار در سال برسد.

مادکور و همکاران [39] به مدل‌سازی، اعتبارسنجی و تحلیل انرژی یک سیستم یکپارچه سیکل رنگین آلی تولید هم‌زمان محرک با انرژی خورشیدی پرداختند. تأثیر شرایط آب و هوایی مدیریت‌های در عملکرد سیستم در نظر گرفته شد که در آن از کلکتورهای سهموی خطی برای تأمین انرژی یک سیکل رنگین آلی استفاده شده و از حرارت تلف‌شده سیکل برای یک چیلر جذبی و آب‌شیرین‌کن به کار گرفته شده که خروجی آن شامل الکتریسیته، آب نمک‌زدایی شده و بار سرمایی بود. نتایج حاکی از آن بود که کلکتور خورشیدی با ۸۴/۳۹٪ تلفات انرژی و ۹۱/۸۹٪ تلفات انرژی جزء اصلی تلفات می‌باشد. این سیستم قادر خواهد بود با ۴۱/۷٪ بازده انرژی کار کند و ۱ MW الکتریسیته، ۱۹۴ تن بار سرمایی و ۲۳/۴ t/day آب شیرین تولید کند. بیش‌ترین تخریب انرژی مربوط به کلکتور سهموی خطی با ۳۸٪ و پس‌از آن تانک ذخیره حرارت، اواپراتور، سایر اجزاء، پارامترهای تأثیرگذار، توربین،

ژنراتور و پمپ به ترتیب، در رتبه‌های بعدی قرار داشتند.

تمپستی و همکاران [40] به ارزیابی یک سیستم ORC محرک با انرژی زمین گرمای و انرژی خورشیدی از دیدگاه انرژی-اقتصادی پرداختند که شامل سیستم تولید هم‌زمان حرارت و آب گرم مصرفی نیز بود. سیستم برای تولید ۵۰ kW طراحی شده بود. منبع حرارتی انرژی زمین گرمایی با کاربرد دمایی (۸۰°C تا ۱۰۰°C) و انرژی خورشیدی بود که در سیستم خورشیدی از کلکتورهای لوله خلاء بهره گرفته شد. سیال‌های کاری سیکل آلی شامل R134a، R236fa و R245fa بودند که سیستم با توجه به شرایط آب و هوایی شهری در مرکز ایتالیا برای سه ماه مختلف ارزیابی شد. آنالیز اقتصادی نشان‌دهنده این بود که R245fa کمترین هزینه انرژی تولیدشده را دارد و این سیال کمترین هزینه حرارت بازیافت دمابالا را ارائه داد در صورتی که R134a کمترین هزینه حرارت بازیافتی دمایی را نشان داد. در نهایت بهترین عملکرد به دست آمده مربوط به سیال R245fa گزارش شد.

گارگ و همکاران [41] بهینه‌سازی اقتصادی سیکل رنکین آلی با سیال خالص و ترکیبی با به‌کارگیری از انرژی خورشیدی و حرارت تلف شده را ارائه داد که در آن از روش بهینه‌سازی PSO استفاده شده بود. در این مطالعه ظرفیت قدرت تولیدی ۵، ۵۰ و ۵۰۰ کیلووات از منبع حرارتی با محدوده دمایی ۷۵°C تا ۲۷۵°C و تعدادی از سیال کاری، مورد بررسی قرار گرفت. سیالات R134a و R152a بهترین سیالات آلی از منظر ماکزیمم آنتالپی حرارت تلف شده و کمترین هزینه سرمایه‌گذاری بودند. نتیجه کلی این مطالعه این بود که در حرارت اتلافی با بهینه‌سازی چند هدفه می‌توان با به حداقل رساندن هزینه به میزان بازیافت حرارت تلف شده به شرایط اقتصادی بهتری دست یافت. سایر موارد جهت بهبودسازی شامل یکپارچه‌سازی منبع حرارت بازیافت و طراحی فرآیند مطابق با محدوده دمایی سیال کاری سیکل ORC است که منجر به بهره‌برداری کامل از منبع حرارت و بهینه‌سازی نقطه‌ی پینچ در بارهای مبدل می‌شود.

فریمن و همکاران [42] به بررسی سیکل رنکین آلی خورشیدی و قدرت به صورت یکپارچه و با ذخیره انرژی حرارتی در مقیاس کوچک پرداختند؛ که مشخص شد مقدار حجم ذخیره‌سازی متناسب با کاربرد سیستم و مصرف استراتژیک آن می‌باشد. نتایج حاصله نشان داده الکتريسيته خروجی در روز با استفاده از PCM به‌عنوان ذخیره‌ساز ۲۰٪ بیش‌تر از به‌کارگیری آب به‌عنوان ذخیره‌ساز محسوس بود. عملکرد دما ثابت PCM در هنگام تغییر فاز موجب بازده تبدیل انرژی بالاتری از آرایه خورشیدی می‌گردد؛ که این نتایج برای توسعه سیستم‌های تولید قدرت از حرارت خورشید در مقیاس کوچک مفید خواهد بود.

حاج‌عبداللهی و همکاران [43] به ارزیابی و بهینه‌سازی سیکل رنکین آلی خورشیدی را با استفاده از الگوریتم ژنتیک جهت به‌دست آوردن سود سالانه نسبی پرداختند که این مطالعه روی سه سیال R123، R245fa و ایزوبوتان به صورت جداگانه جهت مقایسه آن‌ها انجام شد نتایج حاصله نشان داد که بهترین سیال آلی ایزوبوتان با سود سالانه $258810 \text{ \$/year}$ و بعد از آن R245fa و R123 به ترتیب با $68173 \text{ \$/years}$ و $64028 \text{ \$/year}$ سود سالانه نسبی بودند. آنالیز ساعتی نشان داد که سیستم با سیال کاری ایزوبوتان الکتريسيته بیشتری تولید می‌کند علاوه بر این در این حالت سیستم به فشار اواپراتور، دبی جرمی و تعداد پنل خورشیدی بیشتر و فشار کندانسور، ظرفیت تانک ذخیره‌ی کمتری نسبت به دو سیال دیگر نیاز داشت. درنهایت با آنالیز حساسیت روی شبیه‌سازی مقدار ۴٪، ۴٪ و ۷٪ برای R123، R245fa و ایزوبوتان گزارش شد. کاسترو و همکاران [2] یک سیکل رنکین آلی کوپل شده با کلکتور سهموی خطی را طراحی و عملکرد آن را بررسی کردند؛ که اجزاء اصلی آن از کلکتورهای سهموی خطی، سیستم ذخیره حرارت، سیستم ORC با سیال کاری R245fa و توربین شعاعی به‌عنوان منبسط‌کننده تشکیل شده بود. نتایج حاصله نشان داد که سیستم قادر است 10 kWe در ۱۸ ساعت روز تولید کند و همچنین حرارت آزادشده کندانسور مقدار 124 kW بود که برای گرمایش آب مصرفی مورد استفاده قرار گرفت. بازده سیستم ۸۰۲٪ و بازده قانون دوم ۵۷/۹۹٪ گزارش

شد.

الجیری و همکاران [44] به بررسی عملکرد انرژی ORC برای کاربردهای دمای زمین گرمایی در اسلوواکی پرداختند؛ که از سیال آلی ایزوبوتان، ایزوپنتان و R245fa استفاده شد که نتایج حاکی از تأثیر مثبت دمای بخار روی رفتار ORC و استفاده از بازیاب در دماهای بالا بود. کار خالص تولیدی ۱۶ kWe به وسیله دمای بخار کم 80°C به دست آمد؛ که نشان دهنده ی مناسب بودن این سیکل برای کاربردهای دمای پایین می باشد.

لی و همکاران [45] به بررسی عملکرد یک سیکل رنکین آلی در مقیاس کوچک با ذخیره انرژی حرارت پرداختند؛ که فاکتورهای مهم آن ظرفیت ذخیره ساز حرارت، شار خورشیدی و دمای اواپراتور گزارش شدند. نتایج حاصله نشان داد که مدت زمان تابش مؤثر یک ظرفیت ذخیره حرارتی مشخصی برای سیستم وجود دارد بنابراین این ظرفیت باید بر اساس شار تابش محلی طراحی گردد.

رن لی و همکاران [46] به بررسی و توسعه ی عملی یک سیستم ORC برای بازیافت حرارت یک شرکت پتروشیمی پرداختند که در تایوان بهره برداری و ساخته شد. در این پروژه از یک سیستم ORC با مبرد R134a استفاده شد که سیستم حاصله برای ۲۰۶۰۰ ساعت از نوامبر ۲۰۱۴ تا آوریل ۲۰۱۷ با تولید قدرت بیش از ۴۲۴۸۰۰۰ kWh بدون خطای خاصی به کار گرفته شد؛ بنابراین سیستم دارای قابلیت اطمینان بالا و عمر طولانی می باشد. این سیستم شامل توربین پیچشی با یک ژنراتور القایی، پمپ چندطبقه، اواپراتور و سوپرهیت پوسته و لوله، یک کندانسور دوسیره پوسته و یک جداکننده نفت بود. نتایج تست، قدرت خروجی متوسط ۱۹ کیلووات با بازده حرارتی ۴/۷٪ از منبع حرارتی آب گرم با دمای $81/5^{\circ}\text{C}$ و دبی ۱۸۹ تن بر ساعت را نشان داد.

گانگ و همکاران [47] یک سیکل رنکین آلی محرک با حرارت کم خورشیدی با بازیاب را آنالیز کردند که از کلکتورهای سهموی خطی و مواد تغییر فاز در آن استفاده شده بود. تأثیر بازیاب روی کلکتور خورشیدی روی بازده الکتریکی بررسی شد. نتایج حاصله نشان داد که بازیاب روی ORC تأثیر

مثبت ولی روی کلکتور خورشیدی تأثیر منفی دارد که به علت افزایش دمای ورودی کلکتور بود علاوه بر این بیشترین بازده ORC و ژنراتور الکتریکی در شرایط تابش و دمای اواپراتور و محیط یکسان بررسی شد و بازده سیکل ORC با تابش 750 W/m^2 ، 8.6% گزارش شد که نسبت به بدون بازیاب آن $4/9\%$ بود بالاتر می‌باشد. کاساتی و همکاران [48] به بررسی ذخیره انرژی حرارتی برای سیکل رنکین آلی پرداختند؛ که در آن، نتایج حاصله بازده الکتریکی سیستم، 18% با در نظر گرفتن ذخیره حرارتی گزارش شد؛ که در این پروژه تحلیل اگزورژواکونومیک به منظور دستیابی به تحلیل دقیق فنی و اقتصادی سیستم و مقادیر تراکم ذخیره‌سازی پیشنهاد گردید.

۲-۱ معرفی پایان‌نامه

در برخی تحقیقات انجام‌گرفته‌ی پیشین، سیستم ORC خورشیدی بدون ارزیابی اگزورژواکونومیک انجام گرفته؛ به عبارتی، تأثیر پارامترهای اجزاء مختلف سیستم در ارزیابی‌ها لحاظ نشده و بیشتر به مدل‌سازی آن پرداخته شده است. در تحقیقات دیگر، تحلیل اگزورژی و اگزورژواکونومیک بدون استفاده از مواد تغییر فاز مدنظر بوده که به جای آن از مواد ذخیره‌ساز محسوس مانند آب استفاده شده بود که موجب افزایش حجم سیستم ذخیره و همچنین نیاز به دستگاه‌های کنترل دمایی بود.

با توجه به مطالعات انجام‌شده، مطالعه‌ای که به تحلیل اگزورژی و اگزورژواکونومیک سیکل رنکین آلی خورشیدی دما پایین، به همراه مخزن ذخیره مواد تغییر فاز بپردازد، لازم دیده شد. سیستم پیشنهادی در این پایان‌نامه با توجه به نیاز مناطق کم جمعیت و استراتژیک در کشور مانند مناطق مرزی و یا خارج کشور مانند جزایر دوردست از مناطق پرجمعیت، طراحی شده است. در این سیستم، کلکتور لوله خلأ برای شارژ مخزن ذخیره شامل مواد تغییر فاز کپسوله شده اریتریتول، استفاده شده است. مخزن ذکر شده برای تأمین حرارت به سیکل رنکین آلی با قدرت ۵۰ کیلووات طراحی شد.

اریتریتول یک نوع الکل شکر می‌باشد که در دمای ۱۱۷ درجه سانتی‌گراد تغییر فاز داده و از فاز جامد به مایع تبدیل می‌شود. استفاده از مواد تغییر فاز در این مطالعه، موجب تغییرات محدوده‌ی دمایی و همچنین افزایش ظرفیت مخزن می‌شود که نسبت به مطالعات قبلی قابل توجه خواهد بود از طرفی هزینه‌ی مواد تغییر فاز و تأثیر آن در هزینه‌های کلی، مورد بررسی قرار می‌گیرد. و در پایان تأثیر پارامترهای مختلف بر عملکرد سیستم نیز بررسی می‌شود.

فصل ۳: توصیف سیستم و معادلات حاکم

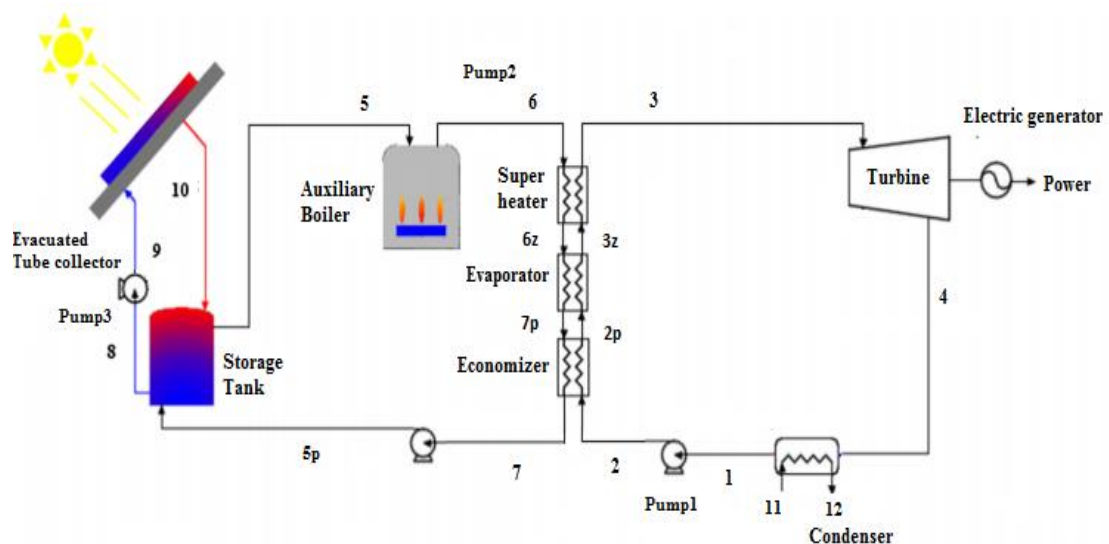
در فصل قبل به بررسی پژوهش‌های انجام شده در زمینه‌ی سیکل رنگین آلی و ذخیره‌سازهای حرارتی پرداخته شد. در این فصل با تشریح کامل مسئله، به بررسی روش حل آن پرداخته می‌شود. سپس با ارائه معادلات حاکم، روابط مناسبی نیز برای محاسبه آنالیز انرژی و انرژی‌اقتصاد سیکل رنگین آلی با ذخیره‌ساز حرارتی، انتخاب می‌شود. پس از حل مسئله، به اعتبارسنجی نتایج، بررسی مقایسه بین حالت‌های مختلف و تحلیل پارامتری پرداخته می‌شود.

۳-۱ توصیف سیستم

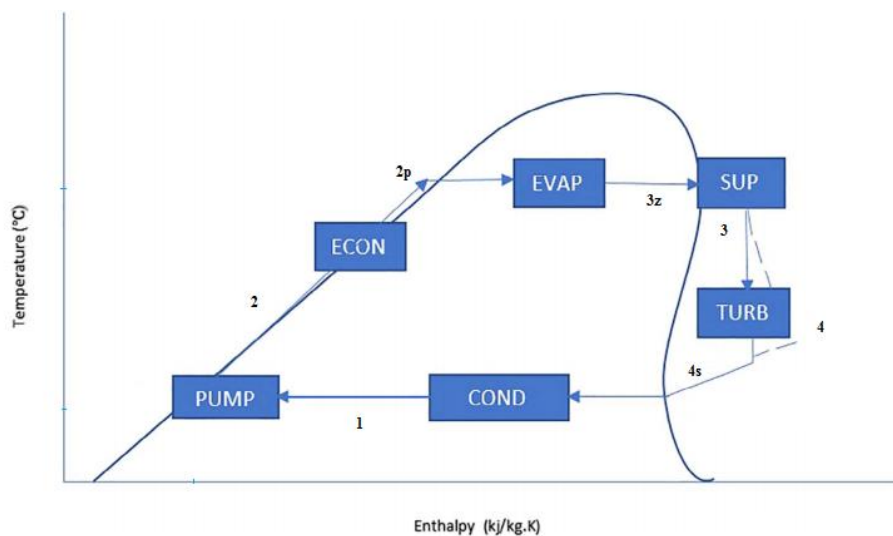
در شکل ۳-۱ شماتیک سیستم ORC رنگین آلی با محرک خورشیدی و ذخیره‌ساز حرارتی نشان داده شده است. سیستم پیشنهادی دارای سه حلقه می‌باشد. حلقه‌ی اول شامل آب به عنوان سیال کاری با دریافت انرژی تابشی خورشیدی در کلکتور و انتقال آن به مخزن ذخیره در نظر گرفته شده است. حلقه‌ی دوم، قسمت ذخیره حرارت در تانک‌های عایق شده و انتقال آن به مبدل‌های سیکل ORC است؛ بنابراین انرژی ذخیره شده می‌تواند در طول زمانی که تابش خورشید در دسترس یا به اندازه‌ی مناسب برای ORC نیست، مورد استفاده قرار گیرد. این حلقه شامل، تانک ذخیره برای حرارت دادن به مواد تغییر فاز کروی، مبدل‌های حرارتی که با حلقه‌ی ORC تعامل دارند و یک پمپ برای انتقال حرارت تانک به مبدل و یک بویلر کمکی می‌باشد. حلقه‌ی سوم شامل اجزاء سیکل ORC و تولید الکتریسیته می‌باشد.

بویلر کمکی زمانی که بار حرارتی کم است، بار حرارتی را به مبدل‌های سیکل ORC می‌دهد. تا جریان حرارتی ثابت، به سیستم ORC وارد شود. نرخ دبی گرمی گذرا از آرایه کلکتور خورشیدی با توجه به انرژی مورد تقاضا در حلقه ORC و ذخیره انرژی حرارتی متغیر می‌باشد. بر طبق خصوصیات کلی کلکتورهای لوله خلاء استفاده شده در اینجا، دمای خروجی می‌تواند در محدوده‌ی 100°C تا 170°C برسد. این دما با استفاده از دبی پمپ دور متغیر ثابت شده تا دبی گرمی برای آب برای انتقال

حرارت به سیکل ORC منظم باشد. مطابق شکل ۳-۲ سیال آلی ابتدا وارد پمپ شده تا به فشار موردنظر برسد بعد از آن سیال آلی به وسیله آب گرم خروجی از مخزن ذخیره با دمای 117°C به بخار فوق گرم تبدیل می شود. در مرحله ی بعد بخار فوق گرم وارد توربین شده و تولید قدرت می کند. دفع گرما در کندانسور سبب افزایش دمای آب از محیط تا 45°C می گردد؛ و بدین ترتیب سیکل آلی تکمیل می شود. مخزن ذخیره شامل PCM کپسوله کروی می باشد که به وسیله آب خروجی از کلکتور لوله خلأ با دمای 150°C شارژ می شود. کلکتور لوله خلأ به دلیل ارزان تر بودن نسبت به کلکتور تمرکزی با ردیاب خورشیدی انتخاب شده است. [36] PCM کپسوله با آزادسازی انرژی در زمانی که انرژی خورشیدی کافی در دسترس نیست و با جذب انرژی در زمانی که انرژی خورشیدی بیش از نیاز باشد به متعادل نگه داشتن دمای مخزن کمک می کند و بازده عملکرد سیکل را بهبود می بخشد. همچنین از سیال آلی R134a استفاده شده است. این سیال دارای خواص زیست محیطی بسیار مناسب و یک سیال رایج است.



شکل ۳-۱ شماتیک سیستم رنکین آلی با محرک خورشیدی و ذخیره ساز حرارتی



شکل ۲-۳ نمودار دما-آنتالپی سیکل ORC با محرک خورشیدی و اجزاء تشکیل دهنده‌ی آن
 علاوه بر این برای شبیه‌سازی سیکل موردنظر، چندین فرض ساده شونده برای راحت‌تر کردن
 ارزیابی در نظر گرفته شده است. این فرضیات درحالی‌که دقت محاسبات را در حد کافی حفظ می‌کنند
 باعث می‌شوند که به نکات اصلی پایان‌نامه توجه بیشتری شود. این فرضیات عبارت‌اند از [38]:

- سیستم در حالت پایا کار می‌کند.
- از تغییرات انرژی جنبشی و پتانسیل صرف‌نظر می‌شود.
- افت فشار ثابت برای اجزاء مختلف چرخه برابر ۵٪ می‌باشد.
- اجزای مختلف چرخه به غیر از مخزن ذخیره و کلکتور خورشیدی آدیاباتیک است.
- سیال عامل خروجی کندانسور و ورودی پمپ مایع اشباع است.
- پمپ و توربین بازده آیزنتروپیک مشخص دارند.
- در تحلیل انرژی دما و فشار محیط به‌عنوان دما و فشار مرجع و ثابت است.

۲-۳ معادلات حاکم

در این بخش قسمتی از توضیحات مقدماتی ارائه خواهد شد. این توضیحات با قواعد کلی

ترمودینامیکی و اقتصادی شروع می‌شود

۳-۲-۱ ارزیابی ترمودینامیکی

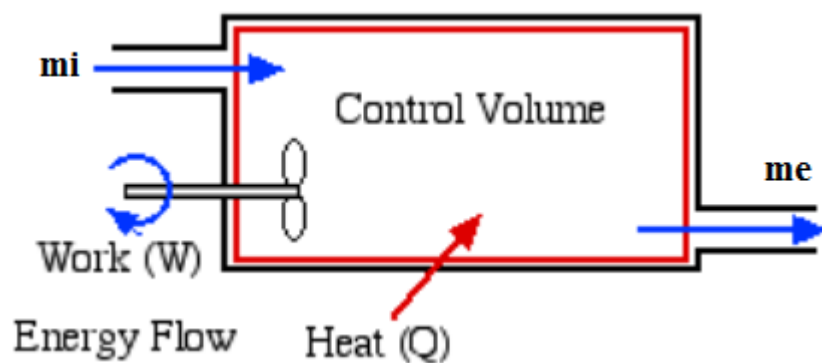
ارزیابی ترمودینامیکی شامل معادلات موازنه جرم، انرژی و آگزرژی می‌شود که به صورت زیر می‌باشد.

- معادلات موازنه جرمی

اصل بقای جرم یکی از قواعد پایه‌ای در ارزیابی هر سیستم ترمودینامیکی است. این اصل برای یک حجم کنترل تعریف می‌شود که در شکل ۳-۳ نشان داده شده است.

$$\sum_k \dot{m}_i = \sum_k \dot{m}_e \quad (۳-۱)$$

که در آن m و $\dot{m}$ به ترتیب جرم و دبی جرمی هستند. و اندیس i و e به ترتیب بیانگر ورودی و خروجی به حجم کنترل می‌باشند.



شکل ۳-۳ یک حجم کنترل برای معادله موازنه جرمی

- معادلات بالانس انرژی

معادله موازنه یک حجم کنترل تمامی انرژی‌های ورودی و خروجی یک حجم کنترل را شامل می‌شود. قانون اول ترمودینامیک که به اصل بقای انرژی معروف است به صورت زیر تعریف می‌شود.

$$\dot{Q} + \sum_i \dot{m}_i (h_i) = \dot{W} + \sum_e \dot{m}_e (h_e) \quad (2-3)$$

که، $\dot{Q}$ ، $\dot{W}$ و h به ترتیب بیانگر نرخ انتقال حرارت، توان خروجی و آنتالپی مخصوص می‌باشند.

• معادلات بالانس انرژی

بالانس انرژی همانند تعادل انرژی، در مطالعه سیستم گرمایشی است. تنها تفاوت، این است که تعادل انرژی بیانگر حفظ انرژی است و تعادل انرژی شامل شرایط بیان‌کننده کیفیت انرژی است. انرژی بیانگر انحراف سیستم از حالت تعادل می‌باشد که می‌تواند به‌عنوان یک ویژگی مشترک سیستم و محیط شمرده شود؛ و از رابطه‌ی زیر به‌دست می‌آید [35].

$$\dot{Ex}_Q + \sum_i \dot{m}_i ex_i = \dot{Ex}_W + \sum_e \dot{m}_e ex_e + \dot{Ex}_D \quad (3-3)$$

$\dot{Ex}_Q$ ، $\dot{Ex}_W$ و $\dot{Ex}_D$ انرژی متناظر با تخریب، انتقال حرارت و انرژی کار و ex انرژی فیزیکی هر جریان بوده و مطابق روابط زیر به‌دست می‌آید.

$$\dot{Ex}_Q = \left(1 - \frac{T_0}{T_k}\right) \dot{Q}_k \quad (4-3)$$

$$\dot{Ex}_W = \dot{W} \quad (5-3)$$

$$ex = h - h_0 - T(s - s_0) \quad (6-3)$$

که زیرنویس 0 مربوط به خواص در دما و فشار محیط است. به‌منظور سنجش حقیقی کارایی جزء در سیکل، بازده انرژی مطابق رابطه (7-3) تعریف می‌گردد.

$$\varepsilon = \frac{\dot{Ex}_P}{\dot{Ex}_F} = 1 - \frac{\dot{Ex}_D}{\dot{Ex}_F} \quad (7-3)$$

که $\dot{Ex}_P$ و $\dot{Ex}_F$ به ترتیب جریان انرژی محصول و سوخت هر جزء می‌باشد.

۳-۲-۲ تحلیل اگزورژواکونومیک

اگزورژواکونومیک شاخه‌ای از مهندسی است که ارزیابی ترمودینامیکی بر پایه تحلیل اگزورژی را به صورت مناسب با اصول اقتصادی ترکیب می‌کند و اطلاعاتی را در اختیار مهندس یا طراح قرار می‌دهد که برای عملکرد بهینه اقتصادی سیستم بسیار سودمند می‌باشد. ولی منحصرأً از تحلیل انرژی و اگزورژی و یا تحلیل اقتصادی سیستم به دست نمی‌آید. تحلیل اگزورژی سیستم بر این پایه استوار است که اگزورژی تنها مفهوم منطقی برای نسبت دادن هزینه به ناکارآمدی‌های سیستم و فعل و انفعالاتی است که سیستم با محیط خود تجربه می‌کند [49]. برای تحلیل اگزورژواکونومیک دیدگاه‌های مختلفی در منابع مطرح شده است. در این مطالعه از دیدگاه^۱ SPECO استفاده شده است. این روش بر پایه اگزورژی، بازده اگزورژی و معادلات کمکی برای اجزای سیستم حرارتی بنا شده است [50].

معادله‌ی موازنه هزینه طبق رابطه‌ی (۳-۸) و (۳-۹) می‌باشد [25]:

$$\dot{C}_Q + \sum \dot{C}_i + \dot{Z} = \dot{C}_W + \sum \dot{C}_o \quad (۳-۸)$$

$$\dot{C} = c \dot{E}x \quad (۳-۹)$$

که c هزینه‌ی واحد اگزورژی و $\dot{Z}_k$ نرخ هزینه برای جزء k ام می‌باشد که از رابطه‌ی (۳-۱۰) به دست می‌آید. [37]

$$\dot{Z}_k = \frac{\dot{C}_k CRF \cdot \phi}{H} \quad (۳-۱۰)$$

که $\dot{C}_k$ هزینه‌ی ابتدای خریداری جزء، ϕ ضریب مربوط به هزینه عملکرد و نگهداری جزء، H تعداد ساعات عملکرد سالیانه جزء و CRF ضریب بازگشت سرمایه است و از رابطه (۳-۱۱) به دست می‌آید [51].

^۱Specific exergy costing method

$$CRF = \frac{i(1+i)}{(1+i)^n - 1} \quad (۱۱-۳)$$

که i نرخ سود و برابر با ۱۰ درصد، n عمر مفید برابر با ۲۰ سال، $\varphi = ۱/۰۶$ و $H=۷۴۴۶$ ساعت است .
 [37] هزینه متوسط واحد سوخت و محصول و همچنین معادله موازنه طبق آن‌ها از رابطه‌ی (۱۲-۳) و (۱۳-۳) به دست می‌آید.

$$c_{F,k} = \frac{\dot{C}_{F,k}}{\dot{EX}_{F,k}} \quad (۱۲-۳)$$

$$c_{P,k} = \frac{\dot{C}_{P,k}}{\dot{EX}_{P,k}} \quad (۱۳-۳)$$

هزینه‌ی تخریب انرژی، فاکتور انرژی‌واکونومیک و نسبت هزینه‌های نسبی از روابط (۱۴-۳) و (۱۵-۳) به دست می‌آید [51].

$$c_{D,k} = c_{F,k} \dot{EX}_{D,k} \quad (۱۴-۳)$$

$$f_k = \frac{\dot{Z}_k}{\dot{Z}_k + \dot{C}_D} \quad (۱۵-۳)$$

$$r_k = \frac{c_{P,k} - c_{F,k}}{c_{F,k}} \quad (۱۶-۳)$$

فاکتور انرژی‌واکونومیک یکی از مهم‌ترین پارامترهای تحلیل انرژی‌واکونومیک است که اهمیت نسبی هزینه خرید و نگهداری تجهیزات جزء k را به هزینه تخریب و تلفات انرژی در آن نشان می‌دهد. Γ_k اختلاف هزینه متوسط نسبی بین محصول و سوخت را نشان می‌دهد و در واقع نشانگر منابع واقعی ایجاد هزینه در سیستم؛ یعنی هزینه تخریب انرژی و هزینه تجهیزات می‌باشد.

۳-۲-۳ ارزیابی ترمودینامیکی اجزای سیستم

۱-۳-۲-۳ کلکتور خورشیدی

در این تحقیق به منظور شبیه سازی عملکرد کلکتور خورشیدی لوله خلأ از نتایج تست کلکتور مطابق روابط زیر استفاده شده است. [36]

$$\eta_{coll} = c_0 - c_1 \left(\frac{T_{col} - T_{amb}}{G_{tot}} \right) - c_2 \left(\frac{T_{col} - T_{amb}}{G_{tot}} \right)^2 \quad (۱۷-۳)$$

$$c_0 = 0.746, c_1 = 0.399 \text{ W / m}^2.K, c_2 = 0.0067 \text{ W / m}^2.K^2 \quad (۱۸-۳)$$

$$\eta_{coll} = \frac{\dot{Q}_{col}}{G_{tot} \cdot A_{col}} \quad (۱۹-۳)$$

G_{tot} تابش مستقیم و پراکنده روی سطح شیب دار که با زاویه ی $۳۶/۴$ درجه نسبت به افق (برابر با عرض جغرافیایی شاهرود) می باشد. تابش خورشید در این تحقیق برابر میانگین تابش ماهیانه که در این مطالعه به وسیله نرم افزار Meteonorm با توجه به الگوی تابش شاهرود استخراج و توسط نرم افزار ترنسیس خوانده شده است. از سوی دیگر بازده کلکتور از رابطه ی (۱۷-۳) به دست می آید. [39] که در رابطه ی (۱۹-۳) $\dot{Q}_{col}$ نرخ انتقال گرما در کلکتور و A_{col} مساحت مورد نیاز کلکتور خورشیدی می باشد. پمپ کلکتور خورشیدی دبی متغیر می باشد که این مقدار طبق بالانس انرژی و دمای متناسب با نیاز، به صورت زیر به دست می آید.

$$\dot{m}_3 = \frac{\dot{Q}_{col}}{c_w \cdot \Delta T} \quad (۲۰-۳)$$

که ΔT تغییرات آب در ورودی و خروجی مخزن ذخیره می باشد.

۲-۳-۲-۳ مخزن ذخیره

یک تانک اختلاط که شامل مواد تغییر فاز کپسوله کروی و آب می باشد که مواد تغییر فاز در این

مطالعه، ایریتريتول انتخاب شده و تعداد آنها ۶۰۰۰ کپسوله با توجه به نیاز سیستم در نظر گرفته شده است. در ضمن در این مطالعه، هزینه ایریتريتول \$/kg ۱۴/۷۵ می باشد [52] که برای مدل کردن مخزن ذخیره انتخاب شده است در فرآیندها انرژی مفید از کلکتور وارد تانک ذخیره شده و سپس به سمت سیستم قدرت جریان می یابد بنابراین مقداری انرژی از تانک به محیط داده می شود. فرض می کنیم در یک محدوده دمایی تعریف شده، دمای تانک ثابت و برابر با دمای تغییر فاز PCM، یعنی ۱۷°C باشد از آنجا که داده های تابش در یک ساعت در دسترس بوده محدوده زمانی در این مطالعه، یک ساعت در نظر گرفته شده است. انتقال حرارت در مخزن از رابطه (۳-۲۱) به دست می آید [33].

$$\dot{Q}_{st} = \dot{Q}_{col} - \dot{Q}_l \quad (۳-۲۱)$$

که در آن $\dot{Q}_{col}$ حرارت گرفته شده از کلکتور، $\dot{Q}_{st}$ نرخ انتقال حرارت در مخزن و $\dot{Q}_l$ تلفات حرارتی تانک بوده که از رابطه (۳-۲۲) محاسبه می شود [38].

$$\dot{Q}_t = U_{st} A_{st} (T_{st} - T_{amb}) \quad (۳-۲۲)$$

U_{st} و A_{st} مربوط به ضریب انتقال حرارت تانک که بستگی به ابعاد تانک و جنس مواد به کاررفته دارد. T_{st} و T_{amb} به ترتیب دمای تانک و دمای محیط می باشد.

۳-۳-۲-۳ سیکل ORC

بازده حرارتی سیکل رنکین آلی از رابطه زیر به دست می آید [34].

$$\eta_{en} = \frac{\dot{W}_{net}}{\dot{Q}_{in}} \quad (۳-۲۳)$$

که $\dot{W}_{net}$ توان خالص خروجی می باشد و از رابطه زیر به دست می آید [37].

$$\dot{W}_{net} = \dot{W}_g - \dot{W}_p \quad (۳-۲۴)$$

• مبدل های حرارتی

جهت به دست آوردن هزینه‌ی تخمینی، همه‌ی مبدل‌ها پوسته و لوله فرض شده‌اند [3] در مبدل حرارتی مورد استفاده سیال آلی، در سمت لوله و آب، در سمت پوسته جریان دارد. نرخ انتقال حرارت از رابطه‌ی (۳-۲۵) به دست می‌آید [34].

$$\dot{Q} = FUA\Delta T_{LMTD} \quad (۳-۲۵)$$

که در آن A مساحت ΔT_{LMTD} اختلاف دمای لگاریتمی، F ضریب تصحیح برابر 0.9 و U ضریب کلی انتقال حرارت مبدل حرارتی می‌باشد [32].

$$\Delta T_{LMTD} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\log \frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}} \quad (۳-۲۶)$$

درواقع این مطالعه، شامل مبدل حرارتی اکونومایزر، اواپراتور و سوپرهیتر برای مبادله حرارت تانک و یک کندانسور می‌باشد. حرارت فرستاده شده به سیکل ORC، برابر با کل حرارت دریافتی به وسیله‌ی مبدل حرارتی ذکر شده می‌باشد. که برای اختلاف دمای پینچ معین و اختلاف دمای سوپرهیت $\dot{Q}_{in}$ به صورت زیر قابل محاسبه است [35]. در شکل ۳-۴ شماتیک جریان سیال، در سه مبدل‌های حرارتی ذکر شده، نشان داده شده است.

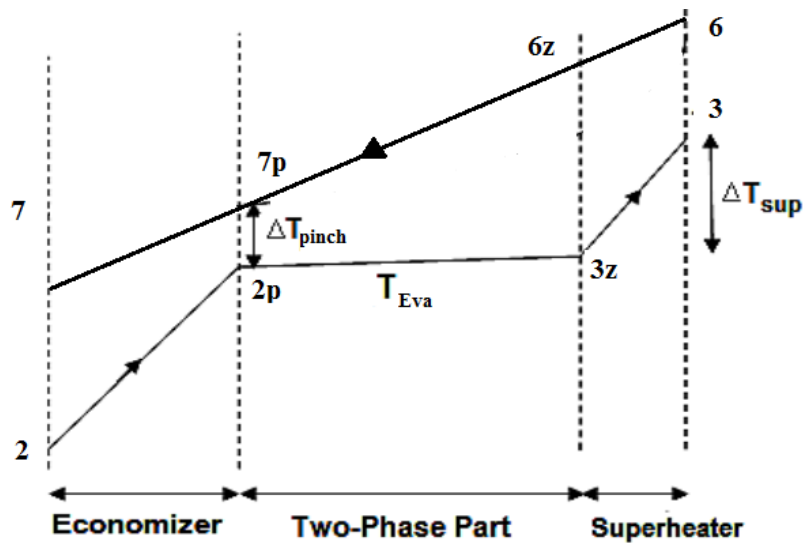
$$\dot{Q}_{tot} = F \cdot \dot{Q}_{in} \quad (۳-۲۷)$$

$$\dot{Q}_{in} = \dot{Q}_{Eco} + \dot{Q}_{Eva} + \dot{Q}_{SH} \quad (۳-۲۸)$$

$$\dot{Q}_{Eco} = \dot{m}_{ORC} (h_{2p} - h_2) \quad (۳-۲۹)$$

$$\dot{Q}_{Eva} = \dot{m}_{ORC} (h_{3z} - h_{2p}) \quad (۳-۳۰)$$

$$\dot{Q}_{SH} = \dot{m}_{ORC} (h_3 - h_{3z}) \quad (۳-۳۱)$$



شکل ۳-۴ شماتیک جریان‌های اواپراتور به همراه پارامترها و قسمت‌های تشکیل‌دهنده‌ی آن

- توربین و ژنراتور سیکل آلی

قدرت خروجی توربین از رابطه‌ی زیر به‌دست می‌آید [35].

$$\dot{W}_t = \dot{m}_{ORC} (h_3 - h_4) \quad (3-32)$$

که تحت انبساط آدیاباتیکی، بازدهی آیزنتروپیک آن برابر است با:

$$\eta_t = \frac{\dot{W}_t}{\dot{W}_{s,t}} \quad (3-33)$$

کار ژنراتور برابر است با:

$$\dot{W}_g = \eta_g \cdot \dot{W}_t \quad (3-34)$$

- کندانسور سیکل آلی

با اعمال بالانس انرژی در کندانسور مشاهده شد که [35]:

$$\dot{Q}_{cond} = \dot{m}_{ORC} (h_4 - h_1) \quad (3-35)$$

همچنین دبی آب خنک‌کننده کندانسور از رابطه‌ی زیر به‌دست می‌آید.

$$\dot{m}_{w,cond} = \frac{\dot{Q}_{col}}{c_w \cdot (T_{12} - T_{11})} \quad (36-3)$$

• پمپ سیکل آلی

قدرت مصرفی پمپ از رابطه‌ی زیر به دست می‌آید.

$$\dot{W}_{p1} = \dot{m}_{ORC} (h_2 - h_1) \quad (37-3)$$

که تحت افزایش فشار آدیاباتیک، بازده و کار آیزنتروپیک پمپ برابر است با:

$$\eta_{p1} = \frac{\dot{W}_{s,p1}}{\dot{W}_{p1}} \quad (38-3)$$

$$\dot{W}_{s,p1} = \dot{m}_{ORC} \cdot \nu_1 (P_2 - P_1) \quad (39-3)$$

۴-۳-۲-۳ بویلر کمکی

زمانی که حرارت جذب شده به وسیله‌ی کلکتورهای خورشیدی در مخزن ذخیره، به اندازه‌ی حرارت مورد نیاز مبدل‌های سیکل ORC نباشد، بویلر کمکی وارد مدار شده تا اختلاف حاصله را جبران کند بنابراین بالانس انرژی حاصله با در نظر گرفتن تلفات مخزن، به صورت زیر می‌باشد.

$$\dot{Q}_{AB} = \dot{Q}_{tot} - \dot{Q}_{St} \quad (40-3)$$

۴-۲-۳ ارزیابی اقتصادی اجزای سیستم

روش SPECO شامل سه گام است: الف) شناسایی جریان‌های انرژی ب) تعریف سوخت و محصول برای هر یک از اجزاء سیستم ج) تخصیص معادلات هزینه [49] در ادامه هر یک از این گام‌ها در مورد سیکل رنکین آلی با محرک خورشیدی و مخزن ذخیره اعمال می‌شود.

در این روش برای تعریف جریان انرژی در هر یک از اجزاء سیستم، لازم است مفاهیم سوخت و

محصول برای اجزاء سیستم تعریف شود. محصول نشانگر نتایج مطلوب یک جزء یا سیستم و سوخت نشانگر منابع مصرف‌شده برای تولید محصول است.

لزوماً یک سوخت واقعی مانند گاز طبیعی، سوخت دیزل و... نیست. سوخت و محصول هر دو برحسب جملات اگزرژی بیان می‌شوند تعریف سوخت و محصول برای هر یک از اجزاء سیستم سیکل رنکین آلی خورشیدی با ذخیره‌ساز حرارتی در جدول ۳-۱ آمده است.

جدول ۳-۱ تعریف سوخت و محصول برای هر یک از اجزاء سیستم

جزء	اگزرژی سوخت	اگزرژی محصول
کلکتور	$\dot{E}_{X_{col}}$	$\dot{E}_{X_3} - \dot{E}_{X_2}$
توربین	$\dot{E}_{X_3} - \dot{E}_{X_2}$	$\dot{W}_t$
پمپ ۱	$\dot{W}_{p1}$	$\dot{E}_{X_1} - \dot{E}_{X_2}$
پمپ ۲	$\dot{W}_{p2}$	$\dot{E}_{X_{5p}} - \dot{E}_{X_7}$
پمپ ۳	$\dot{W}_{p3}$	$\dot{E}_{X_9} - \dot{E}_{X_8}$
کندانسور	$\dot{E}_{X_4} - \dot{E}_{X_1}$	$\dot{E}_{X_{12}} - \dot{E}_{X_{11}}$
اکنونمایزر	$\dot{E}_{X_{7p}} - \dot{E}_{X_7}$	$\dot{E}_{X_{2p}} - \dot{E}_{X_2}$
اواپراتور	$\dot{E}_{X_{6z}} - \dot{E}_{X_{7p}}$	$\dot{E}_{X_{3z}} - \dot{E}_{X_{2p}}$
سوپرهیتر	$\dot{E}_{X_6} - \dot{E}_{X_{6z}}$	$\dot{E}_{X_3} - \dot{E}_{X_{3z}}$
مخزن ذخیره	$\dot{E}_{X_{10}} - \dot{E}_{X_8}$	$\dot{E}_{X_5} - \dot{E}_{X_{5p}} - \dot{E}_{X_1}$
ژنراتور	$\dot{W}_t$	$\dot{W}_g$
بویلر کمکی	$\dot{E}_{X_{AB}}$	$\dot{E}_{X_6} - \dot{E}_{X_5}$

هزینه‌ی اولیه برای هر یک از اجزاء سیستم، در جدول ۳-۲ آمده است؛ که در واقع مدل اقتصادی هر یک از اجزاء با توجه به کارایی آن در جزء می‌باشد.

جدول ۳-۲ روابط هزینه سرمایه‌گذاری اولیه تجهیزات [37, 38][42]

روابط هزینه	جزء
$\dot{C}_{col} = 125 * A_{col}$	کلکتور
$\dot{C}_t = 10^{(2.6259 + 1.4398 * \log \dot{W}_t - 0.1776 * (\log \dot{W}_t)^2)}$	توربین
$\dot{C}_{p1} = 3540 * \dot{W}_{p1}^{0.71}$	پمپ ۱
$\dot{C}_{p2} = 3540 * \dot{W}_{p2}^{0.71}$	پمپ ۲
$\dot{C}_{p3} = 3540 * \dot{W}_{p3}^{0.71}$	پمپ ۳
$\dot{C}_{cond} = 1773 * \dot{m}_{w,cond}$	کندانسور
$\dot{C}_{eco} = 45.7 * A_{eco}$	اکنونمایزر
$\dot{C}_{eva} = 34.9 * A_{eva}$	اوپراتور
$\dot{C}_{sh} = 96.2 * A_{sh}$	سوپرهیتر
$\dot{C}_{st} = 35 \$ / kWh$	مخزن ذخیره
$\dot{C}_g = 60 * \dot{W}_g^{0.95}$	ژنراتور
$\dot{C}_{AB} = 28 \$ / kWh$	بویلر کمکی

روابط بالانس نرخ هزینه در اجزاء مختلف همراه با معادلات کمکی با استفاده از روش SPECO در جدول ۳-۳ آمده است. با حل دستگاه معادلات خطی این جدول، هزینه جریان‌های انرژی سیستم محاسبه می‌شود. بعد از محاسبه نرخ هزینه‌ی سیستم، می‌توان کارایی هزینه‌ای هر یک از اجزای آن را بررسی کرد. این بررسی از طریق پارامترهای انرژی و اکونومیک انجام می‌شود. این پارامترها شامل هزینه‌ی متوسط در واحد انرژی سوخت و محصول، اختلاف هزینه‌ی نسبی، ضریب انرژی و اکونومیک و نرخ هزینه متناسب با تخریب انرژی می‌باشند.

جدول ۳-۳ توازن هزینه و معادلات کمکی به منظور تحلیل اگزرجواکونومیک [37,38]

معادله ی کمکی	معادله ی اصلی	جزء
$C_9 = C_{10}$ $C_{sun} = 0$	$\dot{C}_9 + C_{sun} \dot{Ex}_{f,col} + \dot{Z}_{col} = \dot{C}_{10}$	کلکتور
$C_3 = C_4$	$\dot{C}_3 + \dot{Z}_{tur} = \dot{C}_4 + C_t \dot{W}_t$	توربین
$C_{w,p1} = C_t$	$\dot{C}_1 + C_{w,p1} \dot{W}_{p1} + \dot{Z}_{p1} = \dot{C}_2$	پمپ ۱
$C_7 = C_{5p}$	$\dot{C}_7 + C_{w,p2} \dot{W}_{p2} + \dot{Z}_{p2} = \dot{C}_{5p}$	پمپ ۲
	$\dot{C}_8 + C_{w,p3} \dot{W}_{p3} + \dot{Z}_{p3} = \dot{C}_9$	پمپ ۳
$C_1 = C_4$ $C_{11} = 0$	$\dot{C}_4 + \dot{C}_{11} + \dot{Z}_{cond} = \dot{C}_1 + \dot{C}_{12}$	کندانسور
$C_{7p} = C_7$	$\dot{C}_2 + \dot{C}_{7p} + \dot{Z}_{eco} = \dot{C}_{2p} + \dot{C}_7$	اکونومایزر
$C_{6z} = C_{7p}$	$\dot{C}_{6z} + \dot{C}_{2p} + \dot{Z}_{eva} = \dot{C}_{7p} + \dot{C}_{3z}$	اواپراتور
$C_6 = C_{6z}$	$\dot{C}_{3z} + \dot{C}_6 + \dot{Z}_{sh} = \dot{C}_{6z} + \dot{C}_3$	سوپرهیتر
$C_{10} = C_8$	$\dot{C}_{10} + \dot{C}_{5p} + \dot{Z}_{St} = \dot{C}_5 + \dot{C}_8 + \dot{C}_1$	مخزن ذخیره
	$C_t \dot{W}_t + \dot{Z}_g = C_g \dot{W}_g$	ژنراتور
$C_f = 6.5 \$ / GJ$	$\dot{C}_5 + \dot{Z}_{AB} + \dot{C}_f = \dot{C}_6$	بویلر کمکی

۳-۲-۵ پارامترهای خروجی

بازده انرژی، اگزرجی و همچنین نرخ هزینه کلی و نرخ هزینه محصولات برای سیکل موردنظر از

روابط (۳-۴۱) الی (۳-۴۴) به دست می آید [38].

$$\eta_{en,sys} = \frac{\dot{W}_g - \sum_i \dot{W}_{pi}}{A_{col} \dot{G}_t + \dot{m}_{NG} LHV_{NG}} \quad (۳-۴۱)$$

که در آن LHV_{NG} ارزش حرارتی پایین برای گاز طبیعی بوده و برابر 50654 kJ/kg می باشد. [37]

$$\varepsilon_{sys} = \frac{\dot{Ex}_{F,col} + \dot{Ex}_{F,AB} - \sum_i \dot{Ex}_D}{\dot{Ex}_{F,col} + \dot{Ex}_{F,AB}} \quad (42-3)$$

$$\dot{C}_{tot} = \sum \dot{Z}_k + \sum \dot{C}_D \quad (43-3)$$

$$\dot{C}_{p,tot} = \sum \dot{C}_{F,tot} + \sum \dot{C}_{D,tot} \quad (44-3)$$

که $\dot{Ex}_{F,AB}$ انرژی گاز طبیعی می باشد و برابر با 51393 kJ/kg است $\dot{Ex}_{F,col}$ برابر با انرژی حاصل از تابش خورشید می باشد که از رابطه ی زیر به دست می آید [37].

$$\dot{Ex}_{sun} = G_{tot} A_{col} \cdot [1 - \frac{T_{amb}}{T_{sun}}] \quad (45-3)$$

که در معادله ی ۳-۴۵، برای محاسبه ی T_{sun} ، مقدار آن برابر با 0.75 دمای تعادلی جسم سیاه در برابر خورشید در نظر گرفته شده است [24]. کل انرژی ای که جسم سیاه بر واحد سطح بر واحد زمان می تاباند با دمایش رابطه ای دارد که از قانون استفان-بولتزمن به دست می آید؛ بنابراین برای محاسبه ی دمای جسم سیاه، با داشتن مقدار تابش خورشیدی از داده های منطقه، از معادله ۳-۴۶ استفاده شده است.

$$G_{tot} = \sigma T^4 \quad (46-3)$$

در بالا σ ثابت بولتزمن می باشد که برابر $5.68 \times 10^{-8} \text{ W/m}^2 \text{K}^4$ است.

فصل ۴: نتایج و بحث

۴-۱ مقدمه

سیکل رنکین آلی یکی از تکنولوژی‌های تولید توان توسعه‌یافته و پذیرفته‌شده در دنیا است که با استفاده از منبع انرژی دمای پایین، بازده نسبتاً خوبی نسبت به سایر سیکل‌های تولید قدرت دارد. همچنین مشکل اصلی این سیکل، بازده انرژی کم و محدودیت راه‌های موجود برای افزایش کار خروجی و انتخاب پارامترهای طراحی، به‌طوری‌که باعث ماکزیمم شدن توان آن شود، می‌باشد که در این مطالعه نسبت به بررسی و رفع این مهم اقدام شده است. در این تحقیق، عوامل مؤثر بر دسترس‌پذیری، انرژی و انرژی‌واکونومیک سیکل رنکین آلی خورشیدی با ذخیره‌سازی حرارتی به وسیله‌ی مواد تغییر فاز بررسی شده که در کاربرد بهینه این سیکل بسیار حیاتی و درخور توجه خواهد بود. کلیه معادلات پایستگی جرم و انرژی و روابط برگشت‌ناپذیری، همچنین روابط مربوط به تحلیل انرژی‌واکونومیک در اجزای مختلف سیکل، به‌وسیله‌ی نرم‌افزار EES شبیه‌سازی شده است. این نرم‌افزار شامل یک زیرمجموعه از خواص سیالات متفاوت در قسمت‌های مختلف می‌باشد؛ که برای شبیه‌سازی سیکل موردنظر سودمند خواهد بود. همچنین در این شبیه‌سازی برای دستیابی بهتر نیازمند به داده‌های هواشناسی و تابش منطقه موردنظر بودیم که از نرم‌افزار TRNSYS و Meteonorm بهره گرفته شده‌است.

۴-۲ نتایج تحلیل انرژی و انرژی‌واکونومیک

برای مدل‌سازی ترمودینامیکی، سیستم حاصله، به سه بخش حلقه ORC، حلقه ذخیره‌ساز و حلقه کلکتور خورشیدی تقسیم و برای مدل‌سازی انرژی، موازنه انرژی برای هر جزء سیستم در نظر گرفته شده است. تعدادی از پارامترها که به‌عنوان اطلاعات ورودی برای شبیه‌سازی انتخاب شده‌اند در ادامه ذکر خواهد شد.

در جدول زیر داده‌های مربوط به حلقه سیکل ORC ارائه شده است که مقادیر اساسی ورودی

سیکل رنکین آلی از مقاله مرجع [40] الگوبرداری و طبق نیاز مدل سازی شدند. دما و فشار مرده، برای تحلیل اگزرژی طبق اصول گفته شده در مرجع [37] برای تابستان و زمستان، یکسان در نظر گرفته شده است.

جدول ۴-۱ مقادیر استفاده شده در شبیه سازی سیکل ORC [37] [40]

نماد	توضیح	مقدار
$T_{amb} (^{\circ}C)$	دمای محیط	15
$P_{amb} (kpa)$	فشار محیط	101
$T_1 (^{\circ}C)$	دمای کندانسور سیکل آلی	45
$P_1 (kpa)$	فشار کندانسور سیکل آلی	1171
$T_2 (^{\circ}C)$	دمای خروجی از اکونومایزر	95
$P_2 (kpa)$	فشار ورودی به اکونومایزر	3636
$T_3 (^{\circ}C)$	دمای ورودی به توربین	105
$P_3 (kpa)$	فشار خروجی از توربین	1171
$\dot{W}_t (kw)$	قدرت تولیدی توربین	50
η_{eg}	بازده الکتریکی ژنراتور	0.93
η_t	بازده حرارتی توربین	0.85
η_p	بازده حرارتی پمپ	0.85
$T_1 (^{\circ}C)$	دمای آب خروجی کندانسور	45
$U_{cond} (kw / m^2 k)$	ضریب انتقال حرارت کندانسور	0.25
$\dot{m}_{p1} (kg / s)$	دبی پمپ ۱	2.9

در جدول ۴-۲ مقادیر استفاده شده در شبیه سازی حلقه ی ذخیره ساز حرارتی نشان داده شده است که مقادیر مرتبط به PCM از مرجع [33] استفاده شده است و مقادیر دیگر حاصل از مدل سازی سیستم با توجه به نیاز سیکل ORC به دست آمده اند.

جدول ۴-۲ مقادیر استفاده شده در شبیه‌سازی حلقه‌ی ذخیره‌ساز حرارتی [33], [40]

نماد	توضیح	مقدار
$T_6 (^{\circ}C)$	دمای آب داغ خروجی از بویلر کمکی	117
$P_9 (kpa)$	فشار سیال خورشیدی ورودی	500
$T_{10} (^{\circ}C)$	دمای سیال خورشیدی خروجی	150
$U_{eco} (kw / m^2 k)$	ضریب انتقال حرارت اکونومایزر	0.25
$U_{eva} (kw / m^2 k)$	ضریب انتقال حرارت اواپراتور	0.2
$U_{sh} (kw / m^2 k)$	ضریب انتقال حرارت سوپرهیتر	0.13
$\Delta T_{pinch} (^{\circ}C)$	اختلاف دمای پینچ	5
$\dot{m}_{p2} (kg / s)$	دبی پمپ ۲	4.15
$U_l (kw / m^2 k)$	ضریب تلفات حرارتی مخزن	0.03
$d(m)$	قطر کپسوله کروی	0.2
$T_m (^{\circ}C)$	دمای ذوب PCM	117
$h_{vp} (kj / kg)$	حرارت نهان PCM	330
$\rho_l (kg / m^3)$	چگالی مایع PCM	1300
$\rho_s (kg / m^3)$	چگالی جامد PCM	1480
$C_{ps} (kj / kg.k)$	حرارت مخصوص جامد PCM	1.38
$C_{pl} (kj / kg.k)$	حرارت مخصوص مایع PCM	2.76
$D(m)$	قطر داخلی تانک ذخیره	3
$L(m)$	طول تانک ذخیره	8

پارامترهای ورودی استفاده‌شده برای کلکتور خورشیدی، در جدول ۴-۳ آورده شده است. که مشخصات کلکتور لوله خلأ زیر، از مرجع [36] استفاده شده است و مقدار مساحت کلکتور با توجه به نیاز حرارتی سیکل رنکین آلی و مخزن ذخیره مدل‌سازی شده‌است.

جدول ۳-۴ پارامترهای کلکتور خورشیدی لوله خلاً [36]

نماد	توضیح	مقدار
$\theta(\text{degree})$	شیب کلکتور	36.4
C_o	بازده اپتیکی کلکتور	0.746
$c_1(w / m^2 k)$	ضریب c۱ کلکتور	0.399
$c_2(w / m^2 k^2)$	ضریب c۲ کلکتور	0.0067
$A_{col}(m^2)$	مساحت کلکتور	2500
$m_{p3}(kg / s)$	دبی پمپ ۳	متغیر

به منظور ارزیابی ترمو-اقتصادی سیستم پیشنهادی، پارامترهای اقتصادی به صورت زیر در نظر گرفته شده است.

جدول ۴-۴ پارامترهای اقتصادی [37]

نماد	توضیح	مقدار
i	نرخ بهره (%)	10
n	تعداد سال های کارکرد	20
H	تعداد ساعات کارکرد سالانه	7446
ϕ	ضریب عملکرد و نگهداری	1.06

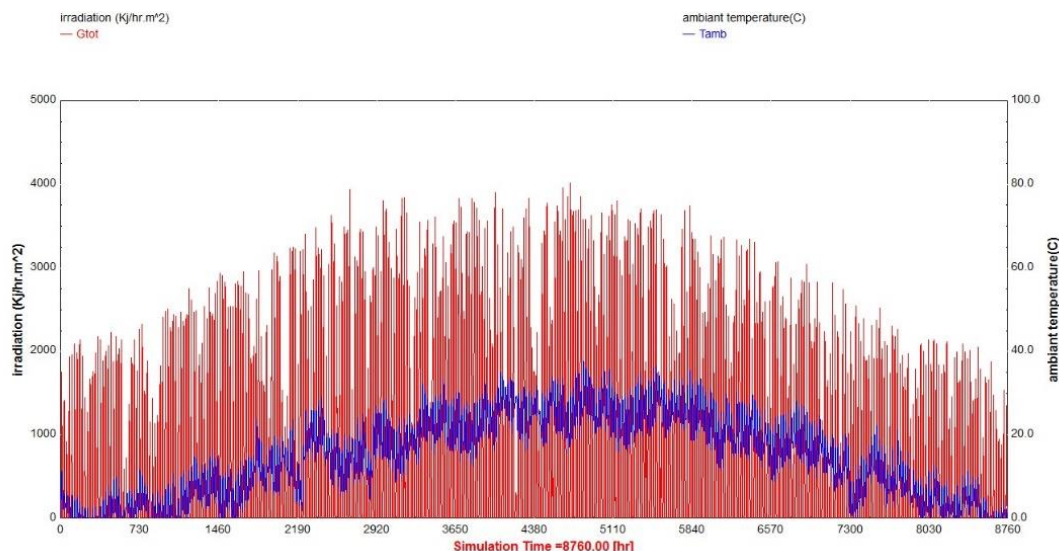
در جدول زیر شار متوسط خورشیدی در تابش به وسیله نرم افزار Meteonorm نمایش داده شده است همان طور که مشاهده می کنید بیشترین تابش و کمترین تابش به ترتیب مربوط به ماه های ژوئن و دسامبر هستند که مقدار آن ها در آنالیز، به عنوان نماینده تابستان و زمستان برگزیده شده است. بازده کلکتور با توجه با تابش متوسط محاسبه شده که رابطه ی مستقیم با آن دارد.

جدول ۴-۵ تابش متوسط در شبانه‌روز برای هر ماه، تعداد ساعات آفتابی و بازده کلکتور

ماه	متوسط ساعات روز	شیب کلکتور نسبت به افق (درجه)	شار متوسط ساعتی شبانه روز (w / m^2)	شار متوسط روزانه (w / m^2)	دمای محیط ($^{\circ}C$)	بازده کلکتور
ژانویه	10	36.4	125.2	300.6	1.4	0.38
فوریه	11	36.4	162.0	353.5	4.8	0.43
مارس	12	36.4	208.9	417.8	10.3	0.48
آوریل	13	36.4	251.4	464.1	15.6	0.51
مه	14	36.4	285.4	489.3	20.8	0.52
ژوئن	14	36.4	302.1	517.8	24.9	0.53
ژوئیه	14	36.4	297.3	509.7	26.9	0.53
اوت	13	36.4	277.9	513.0	26.4	0.53
سپتامبر	12	36.4	238.4	476.9	22.6	0.51
اکتبر	11	36.4	183.3	400.0	16.8	0.47
نوامبر	10	36.4	137.9	330.9	9.2	0.41
دسامبر	10	36.4	111.0	266.5	3.1	0.33

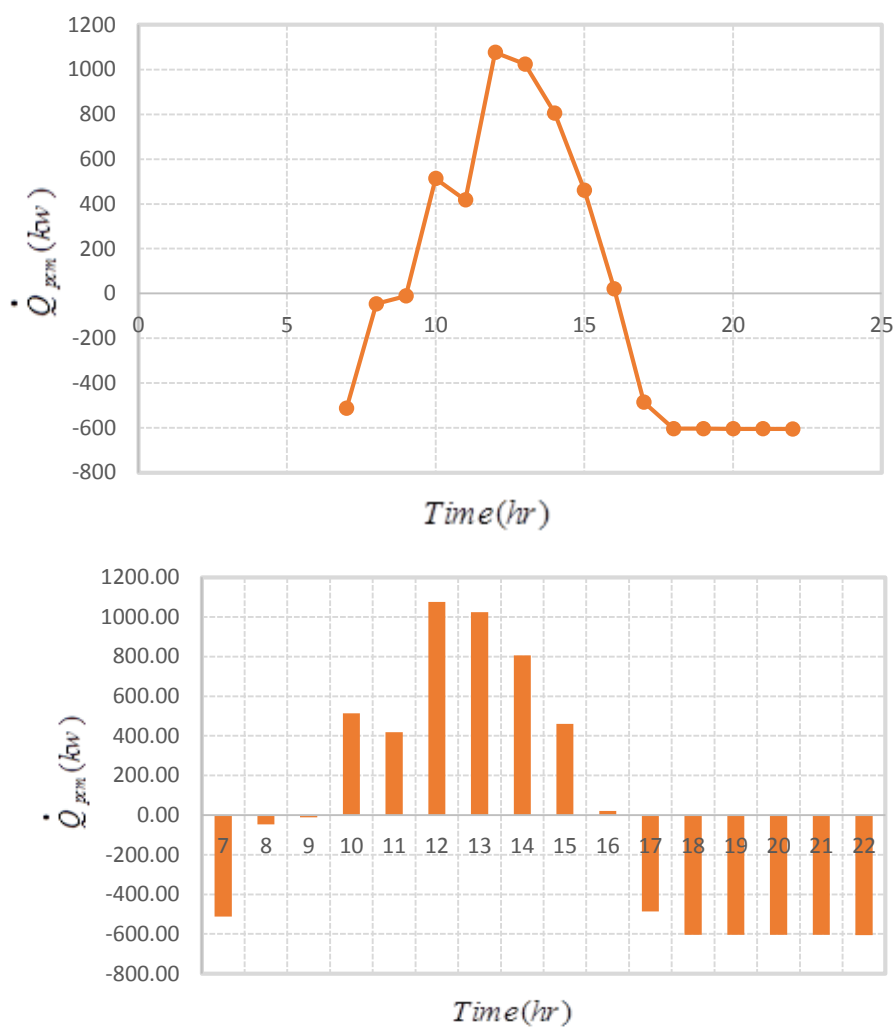
در شکل ۴-۱ تابش لحظه‌ای شهر شاهرود در طول یک سال نشان داده شده است. که خطوط منحنی پایینی تغییرات دما را نشان می‌دهند. این نمودار از نرم‌افزار TRNSYS کوپل شده با Meteonorm استخراج شده است.

آنالیز ترمودینامیکی و ترمو-اقتصادی برای سیستم ORC با محرک خورشیدی با توان خروجی ۵۰ kW بر اساس قانون اول و دوم ترمودینامیک و روش SPECO انجام شد. تابش ساعتی متوسط روزانه برای زمستان $111 W/m^2$ و برای تابستان $302 W/m^2$ انتخاب شدند؛ که مربوط به ماه‌های دسامبر و ژوئن هستند.



شکل ۴-۱ تابش به دست آمده در طول یک سال برای شهر شاهرود

در شکل ۴-۲ شیوهی عملکرد شارژ و دشارژ در مواد تغییر فاز در روز ۱۵ ژوئیه که ماکزیمم تابش را دارا بوده، نشان داده شده است. در این جا آزادسازی حرارت در مواد تغییر فاز، منفی و حرارت جهت شارژ آن‌ها مثبت در نظر گرفته شده است؛ مشاهده می شود که در ابتدای روز (ساعت ۷) مواد تغییر فاز در حال آزادسازی حرارت هستند و از ساعت ۹ به بعد مواد تغییر فاز شارژ شده و در ساعت ۱۶ به بعد که تابش به اندازهی راه اندازی سیکل نیست با آزادسازی حرارت به این تقاضا پاسخ می دهد؛ بنابراین مواد PCM با این رویه دو مزیت را نشان می دهد اول اینکه مانع از تغییرات دما مخزن و نوسان حرارتی آن در اثر نوسانات تابش می گردد و همچنین در ساعت اولیه شب حرارت سیکل رنکین را تأمین می کند. در این مطالعه جهت محاسبه حالت پایا در سیستم، مخزن ذخیره و مواد تغییر فاز داخل آن به صورت یکپارچه بررسی شده اند. مواد تغییر فاز در پارامترهای دمایی قبل و بعد و ظرفیت حرارتی مخزن نقش به سزایی دارند همچنین در عملکرد اقتصادی سیکل تغییراتی را نسبت به بدون PCM ایجاد می کنند در این قسمت ظرفیت مخزن ذخیره و تعداد کپسوله ها متناسب با تابش دریافتی از کلکتور خورشیدی در ماکزیمم تابش منطقه طراحی شده است. در این مطالعه، مدل سازی ترمودینامیکی و ترمو-اقتصادی سیستم بر اساس کد شبیه سازی در نرم افزار EES انجام شده است.



شکل ۴-۲ عملکرد ترمودینامیکی مواد PCM در روز ۱۵ ژوئیه

در این قسمت به منظور صحت‌سنجی نتایج حاصله، سیکل رنگین آلی شبیه‌سازی شده در تحقیق حاضر با سیکل رنگین آلی مرجع [40] با موارد ورودی مشابه، مقایسه می‌گردد. نتایج صحت‌سنجی در جدول ۴-۶ ارائه شده است. همان‌طور که ملاحظه می‌کنید تطابق خوبی بین نتایج حاصله و نتایج مذکور وجود دارد.

جدول ۴-۶ صحت سنجی سیکل رنکین تحقیق حاضر با مرجع [40]

پارامتر	تحقیق حاضر	مرجع [40]
سیال آلی	R134a	R134a
فشار جریان منبع حرارتی bar	36	38
دمای اواپراتور $^{\circ}C$	95	98
سیال جریان منبع سرد	آب	آب
فشار جریان منبع سرد bar	11	11.6
دمای کندانسور $^{\circ}C$	45	45
بازده آیزنتروپیک پمپ %	85	80
بازده آیزنتروپیک توربین $^{\circ}C$	85	80
اختلاف دمای پینچ $^{\circ}C$	5	5
توان خروجی سیکل kw	50	50
بازده سیکل آلی %	8.4	9.1

۴-۲-۱ آنالیز انرژی و اگزرژی

همان طور که در جدول ۴-۷ و جدول ۴-۸ مشاهده می شود بازده انرژی و اگزرژی سیستم برای تابستان ۴/۸۴٪ و ۹/۳۳٪ به دست آمد که برای زمستان مقدار آن ها برابر ۶/۷۹٪ و ۱۲/۱۶٪ بودند. سهم کلکتور خورشیدی برای حرارت ورودی در تابستان ۶۶٪ و در زمستان ۱۵٪ می باشد؛ که با توجه به زمان سال، درصدی از این مقدار با کمک مواد تغییر فاز در بازه ی زمانی متفاوت به سیستم انتقال می یابد و الباقی توسط بویلر کمکی تأمین می شود. همچنین مقدار بازگشت ناپذیری کلی برای تابستان و زمستان به ترتیب ۶۸۳/۳ kW و ۵۰۸/۴ kW گزارش شد. بیشترین اگزرژی سوخت مربوط به کلکتور خورشیدی و بویلر کمکی می باشد؛ که تأمین کننده اصلی انرژی در سیستم هستند و کمترین آن مربوط به پمپ ۲ و پمپ ۳ است و دلیل آن تغییرات فشار کم و کار کم آن ها می باشد. مخزن ذخیره هم تخریب اگزرژی بالایی دارد که به علت به کارگیری مواد تغییر فاز در آن می باشد؛ در مقابل سبب

افزایش تبادل حرارت در مخزن می شود و ظرفیت آن را افزایش می دهد.

جدول ۴-۷ نتایج آنالیز اگزرژی اجزاء سیستم برای تابستان

درصد تخریب اگزرژی	$\eta_{ex} (\%)$	$\dot{Ex}_d (kw)$	$\dot{Ex}_p (kw)$	$\dot{Ex}_f (kw)$	$\dot{Q} or \dot{W} (kw)$ or $\eta_{sys} (\%)$	دستگاه
70.87	19.8	484.1	119.3	603.4	400.3	کلکتور
14.25	35.1	97.32	52.58	149.9	207.5	بویلر کمکی
1.33	85.4	9.08	52.91	61.99	52.91	توربین
0.001	99.9	0.005	6.31	6.315	6.3	پمپ ۱
0.003	85.0	0.0193	0.1097	0.129	0.129	پمپ ۲
0.002	85.2	0.01329	0.07671	0.09	0.09	پمپ ۳
1.82	73.1	12.44	33.74	46.18	479.8	کندانسور
2.58	71.0	17.64	43.27	60.91	258.3	اکنونمایزر
1.46	80.5	9.96	41.19	51.15	189.1	اواپراتور
0.64	80.0	4.35	17.4	21.75	74.92	سوپرهیتر
6.65	61.9	45.45	73.95	119.4	580.4	مخزن ذخیره با مواد PCM
0.39	95.0	2.65	50.26	52.91	50.26	ژنراتور
99.99	9.33	683.03	70.27	753.3	4.84	سیستم

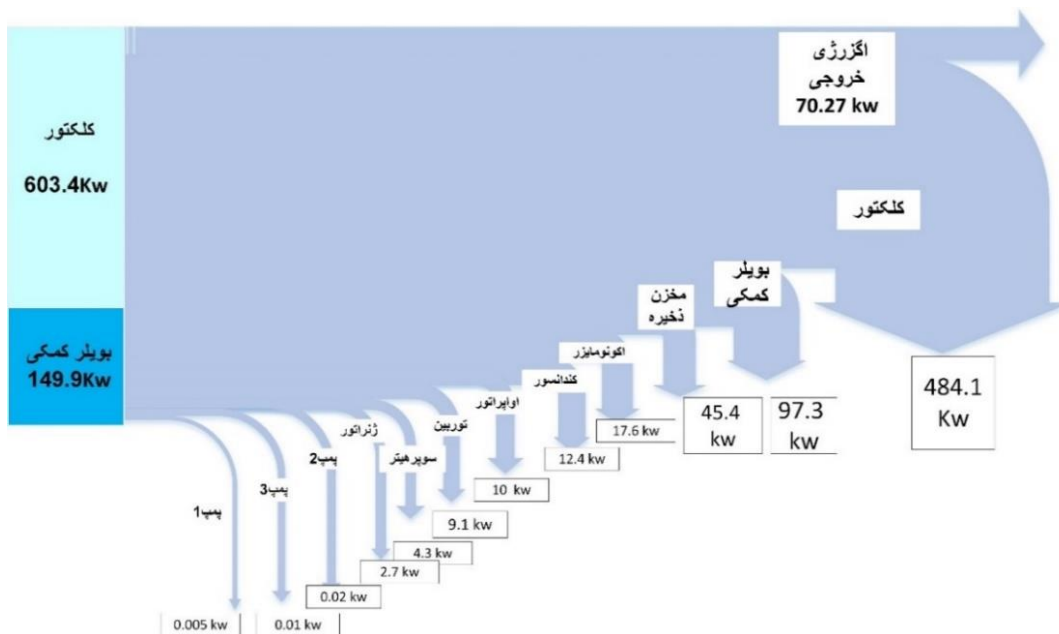
در جدول ۴-۸ نیز نتایج حالت زمستان، نشانگر آن است که بیشترین اگزرژی سوخت مربوط به بویلر کمکی و بعد از آن کلکتور خورشیدی می باشد و دلیل تفاوت آن با حالت تابستان، سهم تولید حرارت بیش تر بویلر نسبت به کلکتورها بوده که با توجه به تابش کم و شرایط محیطی سبب کاهش کارایی کلکتور در این فصل شده است. در این حالت شاهد کاهش ۵۲ درصدی تخریب اگزرژی مخزن ذخیره هستیم که به علت به کارگیری کمتر مواد تغییر فاز به علت کاهش تابش می باشد. در مقابل تخریب اگزرژی بویلر افزایش می یابد نکته قابل توجه در آن، کاهش ۲۵ درصدی تخریب اگزرژی سیستم می باشد این مقدار موجب شده سیستم، در ازای اگزرژی سوخت کمتر، اگزرژی خروجی برابر با حالت تابستان داشته باشد. که مربوط به مدت زمان کارکرد دو جزء بویلر و کلکتور خورشیدی و همچنین کاهش تخریب اگزرژی در مواد تغییر فاز می باشد.

جدول ۴-۸ نتایج آنالیز انرژی اجزاء سیستم برای زمستان

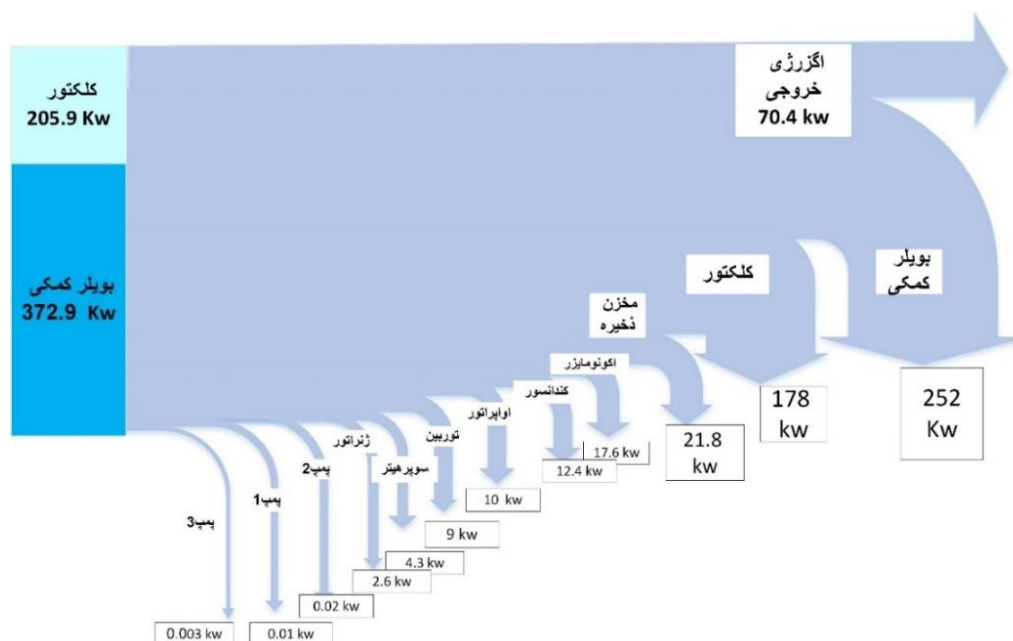
دستگاه	$\dot{Q} or \dot{W} (kW)$ or $\eta_{sys} (\%)$	$\dot{Ex}_f (kW)$	$\dot{Ex}_p (kW)$	$\dot{Ex}_d (kW)$	$\eta_{ex} (\%)$	درصد تخریب انرژی
کلکتور	91.58	205.9	27.3	178.6	13.3	35.1
بویلر کمکی	516.2	372.9	121	251.9	32.4	49.5
توربین	52.91	61.99	52.91	9.08	85.4	1.8
پمپ ۱	6.315	6.315	6.3	0.015	99.8	0.003
پمپ ۲	0.129	0.129	0.11	0.019	85.3	0.004
پمپ ۳	0.0206	0.0206	0.0175	0.0031	85.0	0.001
کندانسور	479.8	46.18	33.74	12.44	73.1	2.4
اکونومایزر	258.3	60.91	43.27	17.64	71.0	3.5
اوپراتور	189.1	51.15	41.19	9.96	80.5	2.0
سوپرهیتر	74.92	21.75	17.4	4.35	80.0	0.9
مخزن ذخیره با مواد PCM	580.4	27.31	5.523	21.787	20.2	4.3
ژنراتور	50.29	52.91	50.26	2.65	95.0	0.5
سیستم	6.79	578.8	70.4	508.4	12.16	100.0

همان‌طور که مشاهده می‌کنید شکل ۴-۲، نمودار گراسمن جریان‌های انرژی برای حالت تابستان و شکل ۴-۴ این جریان را برای زمستان نشان می‌دهد و در شکل ۴-۵ درصدای تخریب انرژی به کل آن به صورت نمودار میله‌ای نشان داده شده است؛ مشخص است که انرژی ورودی توسط کلکتور خورشیدی و بویلر کمکی تأمین شده و قسمت اعظم توسط کلکتور خورشیدی تأمین می‌شود همچنین مواد تغییر فاز باعث دریافت بهینه انرژی خورشیدی به سیکل رنکین آلی می‌شوند. کلکتور خورشیدی با ۸۰/۲٪ تلفات انرژی، جزء اصلی تلفات برای حالت تابستان می‌باشد. این سیستم قادر خواهد بود با ۹/۳۳٪ بازده انرژی کار کند و انرژی خروجی آن ۷۰/۲۷ کیلووات می‌باشد که می‌توان از آن استفاده گردد. بیش‌ترین درصد از کل تخریب انرژی، مربوط به کلکتورهای لوله خلاً با ۷۰/۸٪ و بعد از آن به بویلر کمکی با ۱۴/۳٪ و پس از آن تانک ذخیره حرارت با مواد تغییر فاز، اکونومایزر، کندانسور، اوپراتور، توربین و سایر اجزاء به ترتیب با درصدای ۶/۷٪، ۲/۶٪، ۱/۸٪، ۱/۵٪، ۱/۳٪ و ۱٪.

در رتبه‌های بعدی قرار داشتند و کمترین تخریب انرژی مربوط به پمپ‌ها می‌باشد.



شکل ۳-۴ دیاگرام گراسمن جریان‌های انرژی برای تابستان

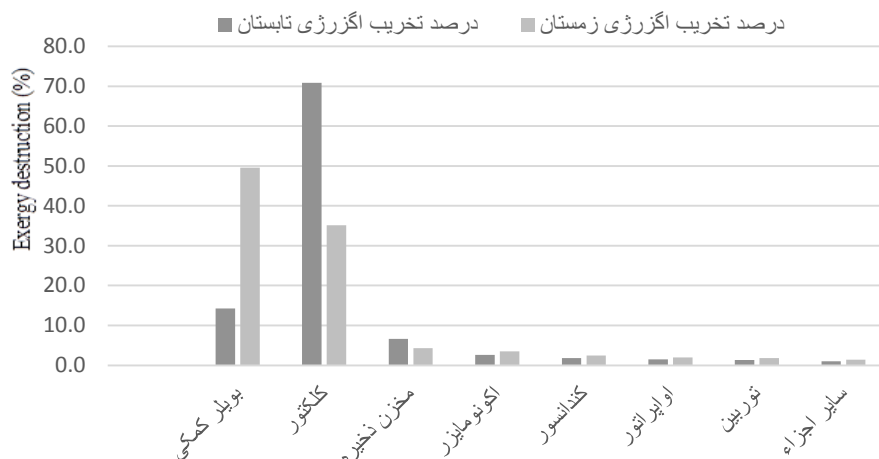


شکل ۴-۴ دیاگرام گراسمن جریان‌های انرژی برای زمستان

برای حالت زمستان بویلر کمکی با ۳۵/۱٪ و کلکتورهای خورشیدی با ۴۹/۵٪ بیش‌ترین تخریب

انرژی را داشتند. مقدار کم تخریب انرژی در مخزن مواد PCM نسبت به دو جزء اصلی دیگر قابل

توجه می‌باشد. تفاوت درصد تخریب انرژی در زمستان و تابستان به علت کاهش سهم کلکتور در زمستان و تابش خورشیدی در تولید حرارت اولیه سیستم می‌باشد. سایر اجزاء مشابه حالت تابستان می‌باشد.



شکل ۴-۵ نمودار میله‌ای تخریب انرژی اجزای سیستم

۴-۲-۲ آنالیز انرژی و اکونومیک

آنالیز انرژی-اقتصادی برای سیستم موردنظر در جدول ۴-۹ و جدول ۴-۱۰ ارائه شده است که نتایج مشخص کرد که نرخ هزینه‌ی محصول در تابستان و زمستان به ترتیب $178210 \text{ \$/hr}$ و $22214 \text{ \$/hr}$ بودند. همچنین مقدار فاکتور انرژی و اکونومیک کل سیستم برای تابستان و زمستان به ترتیب $54/91$ و $43/47$ درصد بود. این مقادیر، نشانگر این است که در زمستان هزینه تخریب انرژی سیستم بر هزینه سرمایه‌گذاری آن غالب می‌باشد؛ که تأثیر سهم کلکتور خورشیدی را در تابستان نشان می‌دهد، بنابراین استفاده از سیستم‌هایی که هزینه سوخت کمتر یا صفر داشته باشند به جای بویلر کمکی می‌تواند در کاهش هزینه و افزایش پارمتر f تأثیر به‌سزایی داشته باشد. بر طبق ارزیابی ترمو-اقتصادی در طراحی سیستم جدید باید به اجزایی که دارای $\dot{Z} + \dot{C}_D$ بالاتر هستند توجه شود. همان‌طور که در جدول ۴-۹ برای تابستان نشان داده شده است. مخزن ذخیره، کلکتور خورشیدی، اکونومایزر کندانسور، توربین و بویلر کمکی به ترتیب مقدار $\dot{Z} + \dot{C}_D$ بالاتری دارند که در میان آنها

مخزن ذخیره، کلکتور و بویلر فاکتور f و r قابل توجهی نسبت به سایر اجزا دارند؛ به این دلیل مهم‌ترین اجزاء از منظر ترمو-اقتصادی هستند. مخزن ذخیره به دلیل جا دادن مواد تغییر فاز و هزینه قابل توجه آنها و نقش عمده در کارکرد سیستم و پارامترهای دمایی و حرارتی یک جزء مهم و اساسی می‌باشد.

مقدار $10/6\%$ پارامتر اقتصادی f برای بویلر کمکی در کنار پارامتر $\dot{Z} + \dot{C}_D$ نسبتاً بالا نشان‌دهنده‌ی این است که هزینه‌ی مربوط به آن بیش‌تر ناشی از تخریب انرژی است. بخشی از تخریب انرژی بویلر می‌تواند به وسیله‌ی پیش‌گرمایش واکنش‌دهنده‌ها و کاهش حرارت اتلافی و هوای در دسترس، بهبود یابد. در کلکتور خورشیدی که در رتبه‌ی دوم $\dot{Z} + \dot{C}_D$ بالاتر قرار دارد مقدار بالای f نشان‌دهنده‌ی این است که هزینه‌ی اولیه و تعمیر و نگهداری غالب می‌باشد از آنجاکه هزینه‌ی کلکتور متناسب با مساحت آن می‌باشد می‌توان مقدار آن را با افزایش فشار و دمای توربین و یا کاهش فشار پشت توربین، بهبود داد. مقدار بی‌نهایت r برای کلکتور خورشیدی به علت صفر در نظر گرفتن ارزش سوخت آن می‌باشد. تانک ذخیره از منظر مقدار f مقدار 85% را دارد و مقدار پارامتر r نسبتاً بالایی نسبت به سایر اجزاء دارد؛ بنابراین انتظار می‌رود که هزینه‌ی مؤثر کل سیستم با کاهش $\dot{Z}$ آن بهبود یابد که با افزایش سهم به کارگیری مواد تغییر فاز و انتخاب مواد ذخیره‌ساز با بازده بالاتر امکان‌پذیر است. تعیین ظرفیت متناسب مخزن حاوی مواد تغییر فاز و همچنین انتخاب ماده تغییر فاز با قابلیت ذخیره‌سازی بالا و قیمت مناسب، تأثیر زیادی بر هزینه سیستم خواهد داشت. پایین‌ترین مقدار r برای ژنراتور نشان‌دهنده‌ی کم‌ترین هزینه‌ی تخریب انرژی در آن می‌باشد. نتایج زمستان در جدول ۴-۱۰ نشان داده شده که بحث آن مشابه حالات تابستان می‌باشد و تنها تفاوت آن بیش‌تر شدن نسبی $\dot{Z} + \dot{C}_D$ و کاهش فاکتور f و r برای بویلر کمکی می‌باشد که با توجه به افزایش کارایی آن در این فصل و همچنین هزینه تخریب انرژی بیشتر به دنبال آن، امری بدیهی می‌باشد. با مقایسه $\dot{Z}$ کل برای دو فصل تابستان و زمستان، اختلاف $0/11$ درصدی آنها مشاهده می‌شود که این مقدار در مرجع [37] که حالت بدون مواد تغییر فاز را بررسی کرده بودند ۷ درصد بود علت آن این است که $\dot{Z}$ های اجزای

داخلی برای دو فصل به علت جریان‌های یکسان برابر بوده علاوه بر این $\dot{Z}$

جدول ۴-۹ نتایج آنالیز اگزرژیواکونومیک اجزاء سیستم برای تابستان

دستگاه	$c_F (\$/Gj)$	$c_P (\$/Gj)$	$\dot{C}_D (\$/h)$	$\dot{Z} (\$/h)$	$\dot{Z} + \dot{C}_D (\$/h)$	$f (\%)$	$r (\%)$
کلکتور	0.0	12.2	0	5.23	5.23	100	infinity
بویلر کمکی	6.5	20.0	2.277	0.27	2.55	10.6	207
توربین	56.1	69.1	2.259	0.65	2.91	22.3	23
پمپ ۱	69.1	78.8	0.000147	0.22	0.2191	99.93	14
پمپ ۲	32.2	41.4	0.00224	0.001	0.0036	38	28
پمپ ۳	0.7	12.2	0.00034	0.003	0.00347	90	1629
کندانسور	56.1	78.1	2.511	0.16	2.67	6	39
اکونومایزر	41.4	58.6	2.626	0.05	2.68	1.9	42
اواپراتور	41.4	51.7	1.484	0.04	1.53	2.9	25
سوپرهیتر	41.4	52.2	0.648	0.03	0.68	4.8	26
مخزن ذخیره با مواد PCM	12.2	60.6	1.99	10.91	12.90	85	398
ژنراتور	69.1	73.0	0.658	0.04	0.70	5.73	6
سیستم	425.98	607.63		17.60	32.06	54.91	43

جدول ۴-۱۰ نتایج آنالیز اگزرژیواکونومیک اجزاء سیستم برای زمستان

دستگاه	$c_F (\$/Gj)$	$c_P (\$/Gj)$	$\dot{C}_D (\$/h)$	$\dot{Z} (\$/h)$	$\dot{Z} + \dot{C}_D (\$/h)$	$f (\%)$	$r (\%)$
کلکتور	0.0	53.1	0	5.22	5.22	100.00	infinity
بویلر کمکی	6.5	20.7	5.894	0.272	6.17	4.41	217.79
توربین	70.5	85.9	2.811	0.64	3.45	18.55	21.93
پمپ ۱	86.0	95.8	0.000183	0.219	0.22	99.92	11.47
پمپ ۲	41.4	52.0	0.00288	0.00136	0.00	32.08	25.56
پمپ ۳	40.2	53.3	0.004475	0.00038	0.00	7.83	32.72
کندانسور	70.5	97.8	3.155	0.16	3.32	4.83	38.74
اکونومایزر	52.2	73.8	3.314	0.05	3.36	1.49	41.38
اواپراتور	52.2	65.1	1.872	0.045	1.92	2.35	24.76
سوپرهیتر	52.2	65.8	0.8178	0.033	0.85	3.88	26.01
مخزن ذخیره با مواد PCM	53.2	811.3	4.171	10.901	15.07	72.33	1425.32
ژنراتور	85.9	90.7	0.818	0.04	0.86	4.66	5.53
سیستم	610.81	1565.39		17.58	40.44	43.47	156.28

مخزن ذخیره برای تابستان و زمستان به دلیل دریافت بار حرارتی یکسان و کلکتور خورشیدی به علت

نرخ هزینه سوخت صفر، تغییرات چندانی ندارد. نرخ هزینه سرمایه‌گذاری دو جزء ذکر شده ۸۸ درصد نرخ هزینه سرمایه‌گذاری کل می‌باشد بنابراین شاهد تفاوت اندک $\dot{Z}$ کل در مقاطع زمانی متفاوت سال هستیم.

با توجه به دو جدول قبل مشاهده می‌شود که هزینه انرژی مواد تغییر فاز نسبت به بویلر کمکی بسیار کمتر می‌باشد بنابراین با به‌کارگیری بیشتر این قسمت از انرژی‌های تجدید پذیر و ارزان تر می‌توان به افزایش راندمان و بهبود عملکرد اقتصادی سیکل کمک کرد.

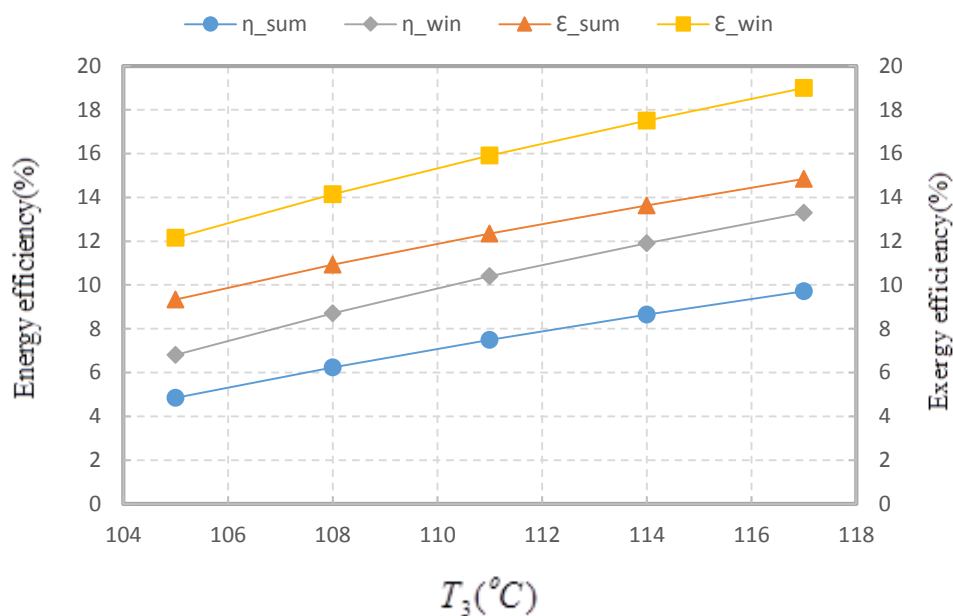
۳-۴ تحلیل پارامتری

در این قسمت، اثر پارامترهای مختلف روی سیکل آلی بر روی عملکرد سیستم از منظر انرژی، انرژی و انرژی-اقتصادی بررسی می‌کنیم. همچنین تغییر شار خورشیدی در طول ماه‌های سال بر روی بازده انرژی، انرژی و پارامترهای انرژی و انرژی-اقتصادی بررسی می‌شود. توجه شود که به‌منظور تحلیل پارامتری، تنها پارامتر موردنظر در بازه‌ی در نظر گرفته‌شده تغییر کرده و بقیه موارد ورودی سیکل مطابق جدول ۴-۱ الی جدول ۴-۵ ثابت می‌مانند.

۳-۴-۱ تأثیر تغییرات دمای ورودی به توربین بر عملکرد سیستم

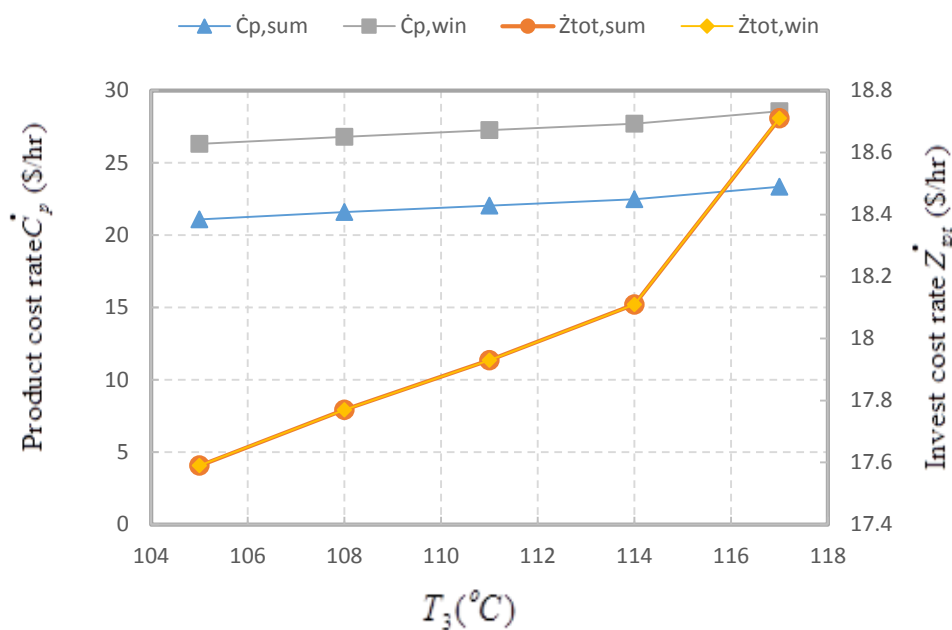
شکل ۴-۶ تأثیر افزایش ۱۰ درصدی دما ورودی به توربین، بر روی بازده انرژی و انرژی، را نشان می‌دهد که با این افزایش دما، آنتالپی ورودی و محتوای انرژی افزایش یافته و سبب افزایش کار توربین و همچنین بازده‌های سیستم، به اندازه‌ی ۴۹ درصد افزایش می‌یابد. در واقع این تغییر سبب کاهش انرژی ورودی به ازای کار یکسان شده‌است. افزایش دمای ورودی توربین از ۱۰۵ تا ۱۱۷ درجه سانتی‌گراد، سبب بهبود تقریباً ۳۶ درصدی بازده انرژی شده که به علت تغییرات اندک در تخریب انرژی کل می‌باشد. بازده انرژی در این سیستم متأثر از تغییرات تخریب انرژی در اجزاء حساس سیستم است با افزایش دمای ورودی توربین در این سیستم کار سیکل آلی، افزایش یافته ولی تخریب

اگر انرژی در مخزن ذخیره، بویلر کمکی و کلکتور خورشیدی تغییر چندانی نکرده است؛ بنابراین به ازای انرژی ورودی یکسان کار قابل حصول بیش‌تری به‌دست آمده و این به معنی افزایش بازده انرژی سیستم می‌باشد.



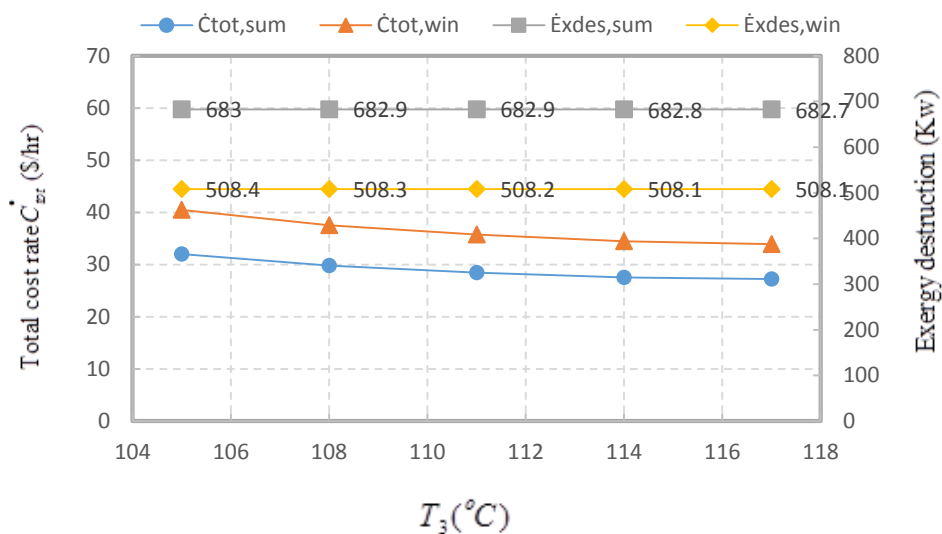
شکل ۴-۶ تأثیر دمای ورودی به توربین بر بازده انرژی و انرژی سیستم

شکل ۴-۷ تأثیر افزایش دمای ورودی بر افزایش ۶ درصدی در نرخ هزینه سرمایه‌گذاری و ۹ درصدی نرخ هزینه محصولات را نشان می‌دهد که ناشی از افزایش مساحت انتقال حرارت بوده همچنین نشان‌دهنده‌ی این است که افزایش دما تأثیر بیشتری روی افزایش بازده نسبت به افزایش هزینه داشته است. همچنین با توجه به شکل، نرخ هزینه سرمایه‌گذاری فصل تابستان و زمستان دارای تفاوت اندکی بوده که در بازه مورد نظر دو منحنی همپوشی شده‌اند؛ که دلیل آن، همان‌طور که در بخش قبل توضیح داده شده، نرخ هزینه‌ی سرمایه‌گذاری بالا مخزن مواد تغییر فاز و تأثیر آن بر روی نرخ هزینه‌ی کل سیستم می‌باشد نرخ هزینه سرمایه‌گذاری مخزن ذخیره ۶۲ درصد نرخ هزینه کل می‌باشد بنابراین به عنوان مهم‌ترین جزء از این منظر قلمداد می‌شود.



شکل ۴-۷ تأثیر دمای ورودی به توربین بر نرخ هزینه‌ی سرمایه‌گذاری و نرخ هزینه محصولات

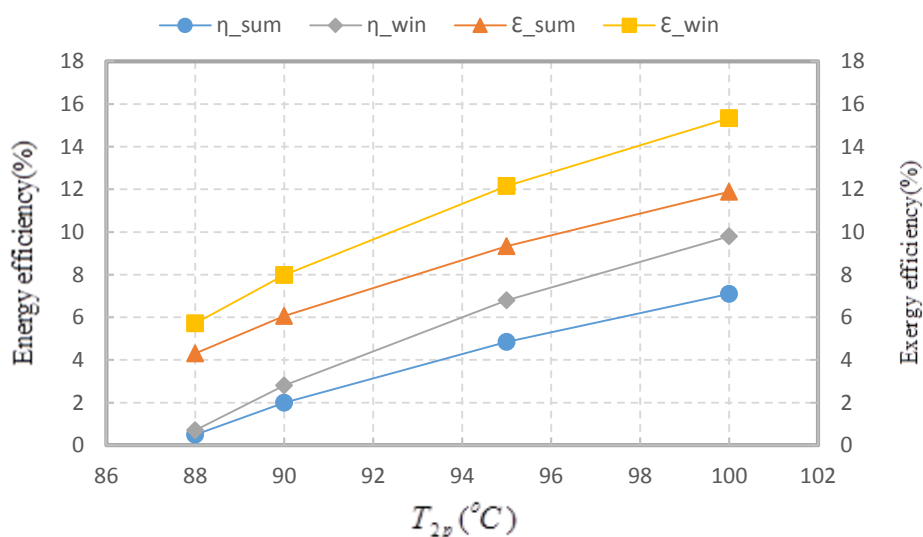
از طرفی با توجه به شکل ۴-۸ افزایش دمای ورودی توربین سبب کاهش ۱۸ درصد در نرخ هزینه‌ی کلی سیستم می‌گردد که علت آن کاهش تخریب اگزورژی کل سیستم می‌باشد. هزینه تخریب اگزورژی، پارامتر مؤثری در هزینه کلی سیستم می‌باشد. علاوه بر این نکته قابل توجه، بالاتر بودن بازده‌های سیستم در زمستان نسبت تابستان بود همان‌طور که در شکل ۴-۸ مشاهده می‌شود تخریب اگزورژی زمستان کمتر از تابستان است و به این دلیل بازده اگزورژی و انرژی بالاتری دارد درواقع بالاتر بودن تخریب اگزورژی کلکتور خورشیدی، نسبت به بویلر کمکی و بالاتر بودن سهم حرارت کلکتور خورشیدی در تابستان منجر به این اختلاف شده است. بنابراین افزایش دمای ورودی توربین از دید ترمودینامیکی و ترمو-اقتصادی مطلوب می‌باشد چون باعث افزایش هزینه‌ی کلی نشده است.



شکل ۴-۸ تأثیر دمای ورودی به توربین بر نرخ هزینه‌ی کل و تخریب انرژی سیستم

۴-۳-۲ تأثیر تغییرات دمای اواپراتور بر عملکرد سیستم

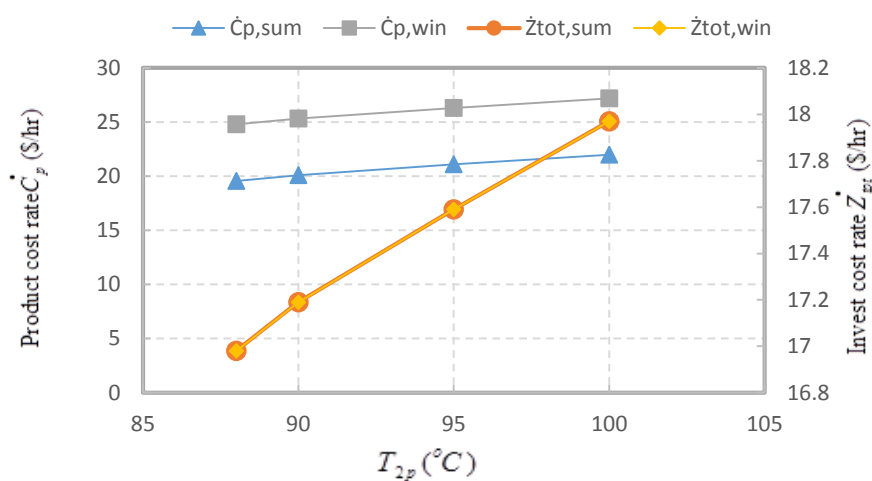
همان‌طور که در شکل ۴-۹ مشاهده می‌شود افزایش دمای اواپراتور باعث افزایش آنتالپی ورودی به توربین و افزایش کار، بر افزایش تخریب انرژی اجزاء غالب بوده، در نتیجه موجب افزایش بازده انرژی و انرژی سیستم به میزان چشم‌گیری می‌شود که تأثیری مثبت در عملکرد سیستم از این منظر دارد.



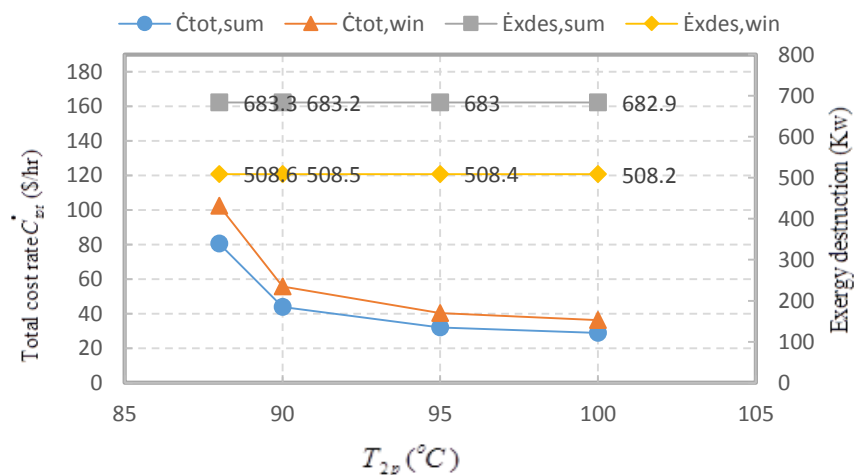
شکل ۴-۹ تأثیر دمای اواپراتور بر بازده انرژی و انرژی سیستم

همان‌طور که در شکل ۴-۱۰ مشاهده می‌شود افزایش ۱۳ درصد در دمای اواپراتور سبب افزایش

۱۱ درصدی نرخ هزینه محصولات و ۵ درصدی نرخ هزینه سرمایه‌گذاری شده‌است؛ در واقع، افزایش دمای اواپراتور، سبب افزایش اندک نرخ هزینه محصول و نرخ هزینه سرمایه‌گذاری شده است. از لحاظ اقتصادی این افزایش مطلوب نمی‌باشد ولی با توجه به شکل ۴-۱۱ مشاهده می‌شود که افزایش دمای اواپراتور سبب کاهش ۶۴ درصدی هزینه کلی شده است و نشان‌دهنده‌ی این است که افزایش هزینه‌ی سرمایه‌گذاری، به‌وسیله‌ی کاهش نرخ هزینه‌ی سوخت، جبران شده و موجب می‌شود نرخ هزینه‌ی کلی کاهش یابد



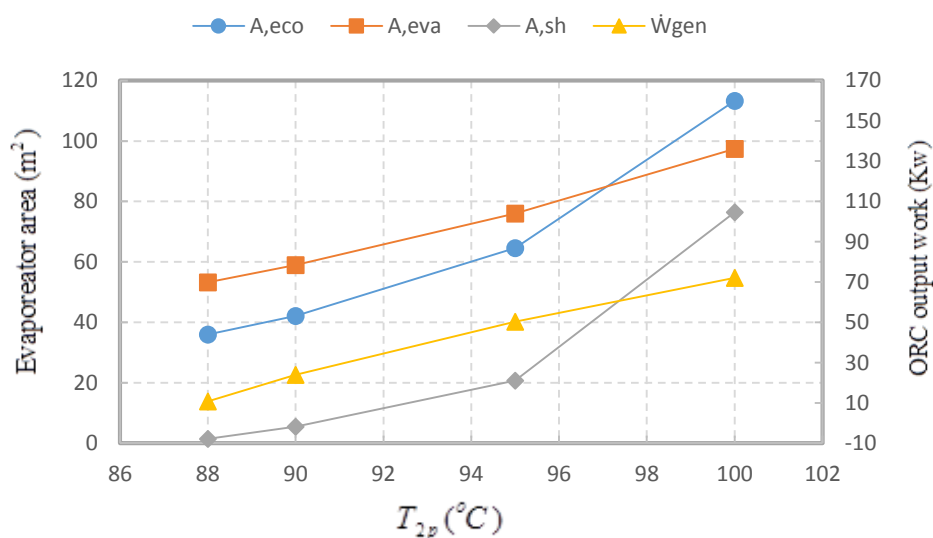
شکل ۴-۱۰ تأثیر دمای اواپراتور بر نرخ هزینه‌ی سرمایه‌گذاری و نرخ هزینه محصولات



شکل ۴-۱۱ تأثیر دمای اواپراتور بر نرخ هزینه‌ی کل و تخریب انرژی سیستم

در شکل ۴-۱۲ تأثیر افزایش ۱۳ درصد دمای اواپراتور، از ۸۸ تا ۱۰۰ درجه سانتی‌گراد، نشان

داده شده است که سبب افزایش مساحت ۲۱۰ درصدی اکونومایزر، ۸۲ درصدی اواپراتور و ۵۰۰۰ درصدی مبدل سوپرهیتر شده است. با این افزایش، هزینه سرمایه گذاری و هزینه محصولات نیز افزایش می یابد از طرفی سبب افزایش ۵۰۰ درصدی در کار خروجی هم شده است بنابراین افزایش دمای اواپراتور، تا جایی که سبب افزایش قابل توجه در هزینه کلی و محصولات نگردد فرصت مناسبی می باشد.

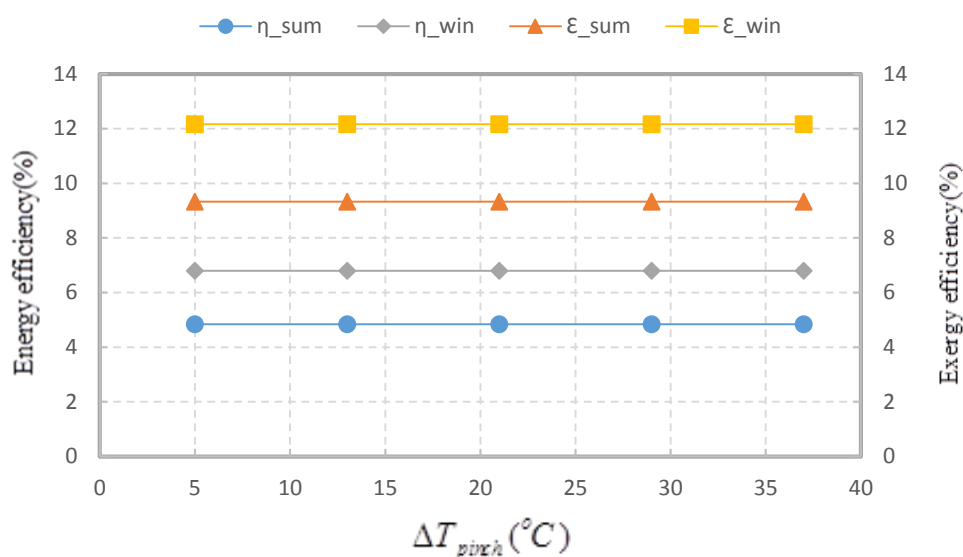


شکل ۴-۱۲ تأثیر دمای اواپراتور بر مساحت اواپراتور و کار خروجی سیکل ORC

۴-۳-۳ تأثیر تغییرات دمای نقطه‌ی پینچ بر عملکرد سیستم

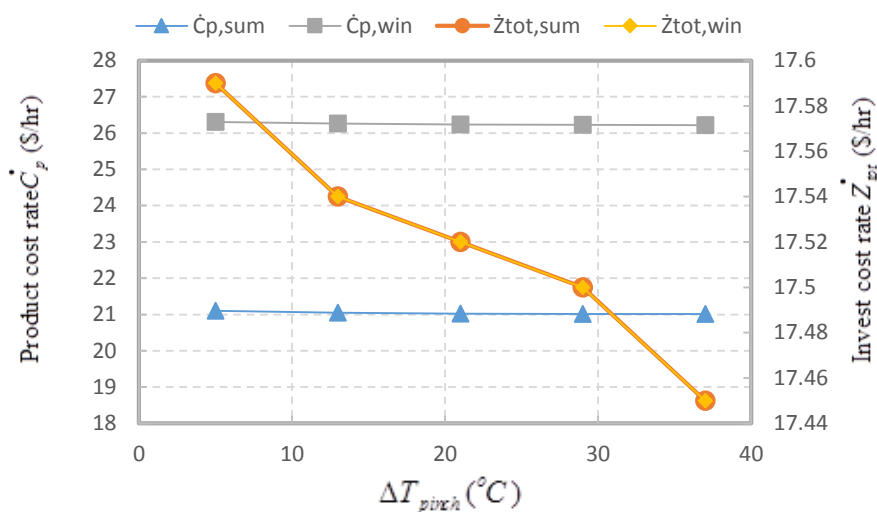
شکل ۴-۱۳ تأثیر افزایش دمای پینچ، بین بازده‌های ۵ تا ۳۷ درجه سانتی‌گراد بر روی بازده انرژی و انرژی را نشان می دهد. همان طور که مشاهده می کنید با افزایش دمای پینچ اواپراتور، بازده حرارتی و انرژی به مقدار جزئی کاهش یافته که به دلیل افزایش بازگشت ناپذیری ها می باشد. در واقع با افزایش اختلاف دمای پینچ، بازده مبدل های حرارتی کاهش یافته که روی حرارت دریافتی سیکل ORC و نسبت کار خروجی آن تأثیر مستقیم دارد. با افزایش اختلاف دمای پینچ اواپراتور حرارت کمتری به سیکل می رسد که تأثیر منفی در قدرت خروجی دارد اما به علت ثابت بودن سایر اجزای سیکل و عدم تغییر در کارکرد آن ها، نرخ کاهش حرارت و قدرت خروجی تقریباً برابر بوده، همچنین

منجر به تخریب انرژی اندکی شده و بازده انرژی هم تقریباً ثابت است.



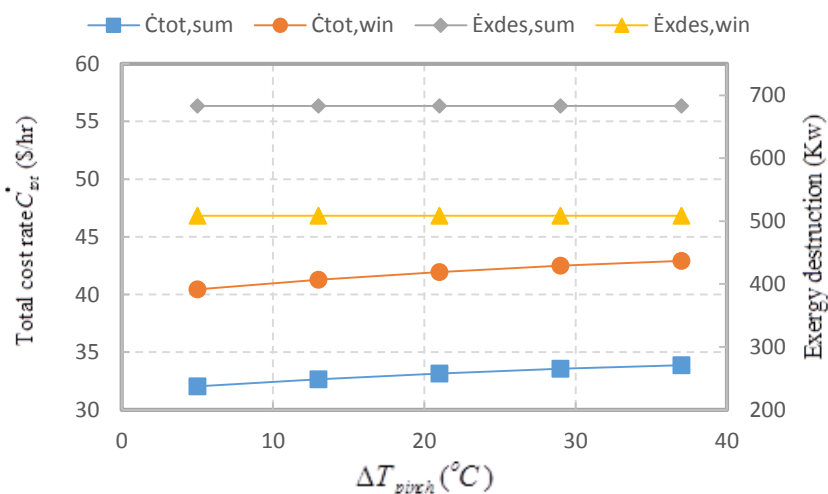
شکل ۴-۱۳ تأثیر اختلاف دمای پینچ اواپراتور بر بازده انرژی و انرژی سیستم

شکل ۴-۱۴ تأثیر افزایش اختلاف دمای پینچ را روی نرخ هزینه سرمایه‌گذاری و هزینه محصولات نشان می‌دهد و مشاهده می‌شود با افزایش ۶۰۰ درصدی این اختلاف دما، شاهد کاهش ۴ و ۸ درصدی نرخ هزینه سرمایه‌گذاری و هزینه محصولات هستیم. درواقع با افزایش اختلاف دمای پینچ اواپراتور سیکل آلی و ثابت بودن نرخ انتقال حرارت در آن موجب افزایش دمای اواپراتور می‌گردد، مساحت موردنیاز اواپراتور کاهش پیدا کرده که باعث کاهش هزینه‌ی آن می‌گردد. ولی با افزایش نرخ هزینه‌ی انرژی سوخت، نرخ محصولات تقریباً ثابت مانده است. در واقع با افزایش دمای پینچ و ثابت بودن سایر پارامترها، برای تأمین حرارت سیکل ORC نیاز به دریافت انرژی بیشتری از بویلر و مخزن ذخیره است و از آنجا که این دو جزء، از اجزای مهم تحلیل اقتصادی هستند کاهش هزینه ناشی از مبدل اواپراتور را خنثی می‌کنند. بنابراین در این سیستم فرصت افزایش نقطه پینچ مبدل اواپراتور به علت قیود مسئله چندان کارساز نیست.



شکل ۴-۱۴ تأثیر اختلاف دمای پینچ اواپراتور بر نرخ هزینه‌ی محصولات و نرخ هزینه‌ی سرمایه‌گذاری

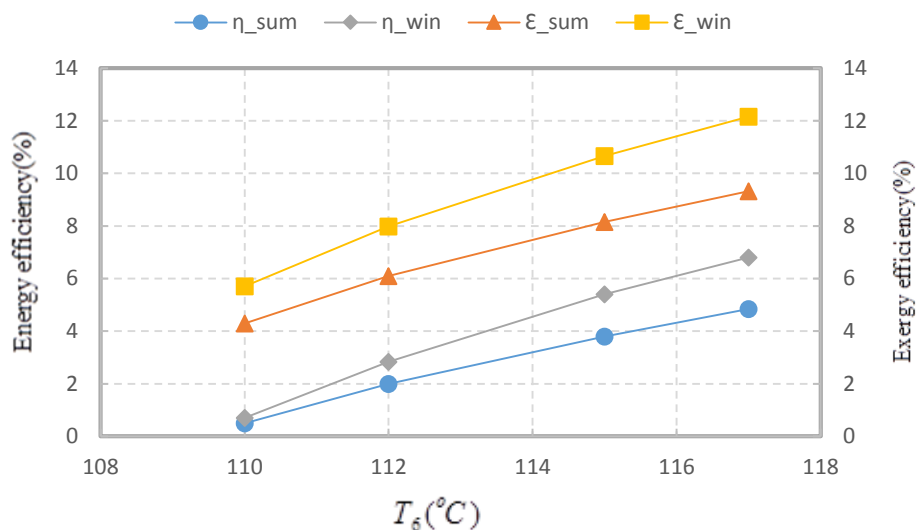
شکل ۴-۱۵ تأثیر اختلاف دمای پینچ اواپراتور بر نرخ هزینه‌ی کل و تخریب انرژی سیستم را نشان می‌دهد که مشاهده می‌شود با افزایش ۶۰۰ درصدی اختلاف دمای پینچ، در نتیجه کاهش نرخ هزینه سرمایه‌گذاری به علت کاهش سطح مبدل‌ها و افزایش نرخ هزینه تخریب انرژی در اثر افزایش بازگشت‌ناپذیری‌ها، هزینه کلی فقط ۶ درصد افزایش داشته و تقریباً ثابت مانده است و هزینه تخریب سیستم با توجه به توضیحات نمودار قبل مانع از مطلوبیت افزایش نقطه پینچ در این سیستم می‌شود.



شکل ۴-۱۵ تأثیر اختلاف دمای پینچ اواپراتور بر نرخ هزینه‌ی کل و تخریب انرژی سیستم

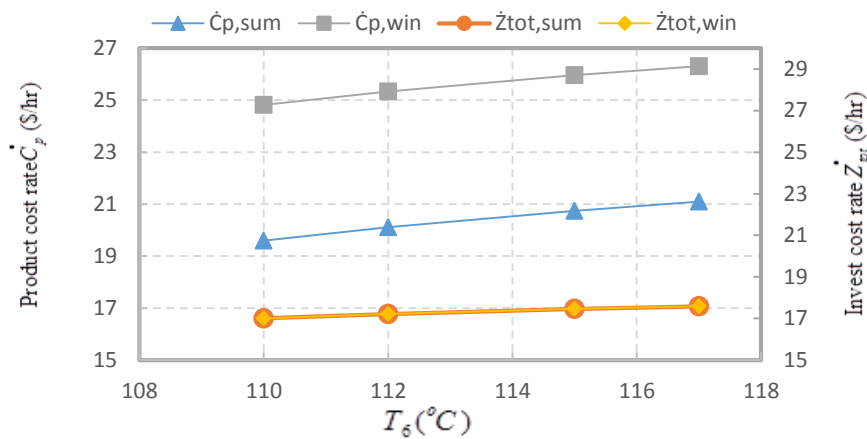
۴-۳-۴ تأثیر تغییرات دمای خروجی بویلر کمکی بر عملکرد سیستم

شکل ۴-۱۶ تأثیر دمای خروجی بویلر کمکی بر بازده انرژی و اگزرژی سیستم را نشان می‌دهد و مشاهده می‌شود که افزایش ۶ درصدی دمای بویلر کمکی، سبب افزایش آنتالپی ورودی به توربین شده و افزایش کار خروجی سیستم و در نتیجه افزایش ۸۰۰ درصدی بازده انرژی را به همراه دارد از طرفی با این افزایش و عدم تغییرات زیاد در تخریب اگزرژی، شاهد افزایش ۱۱۵ درصدی بازده اگزرژی نیز هستیم.



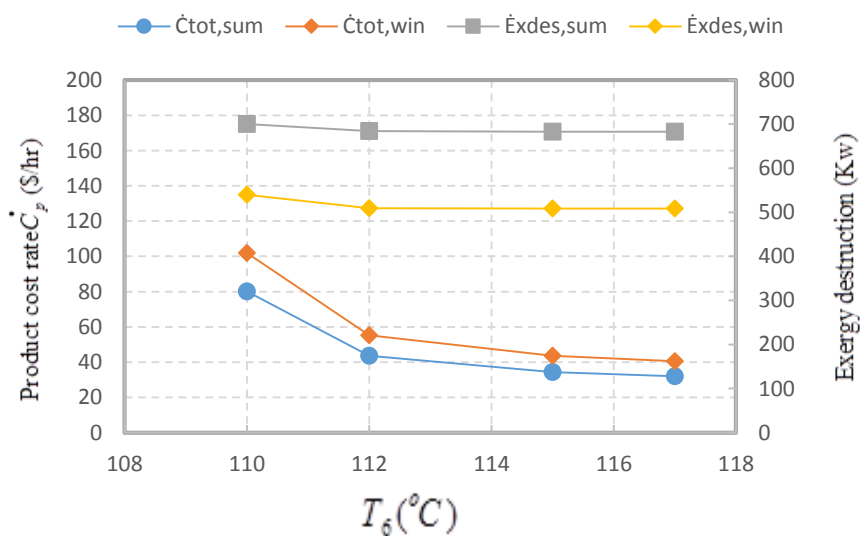
شکل ۴-۱۶ تأثیر دمای خروجی بویلر کمکی بر بازده انرژی و اگزرژی سیستم

شکل ۴-۱۷ نشانگر افزایش هزینه محصولات به ازای افزایش دمای نقطه‌ی خروجی بویلر کمکی می‌باشد باوجود تغییرات کم نرخ هزینه سرمایه‌گذاری علت اصلی آن، افزایش حرارت مبادله شده در مخزن ذخیره و مواد تغییر فاز و نرخ هزینه‌ی ناشی از آن‌ها، سبب افزایش ۶ تا ۷ درصدی آن شده است.



شکل ۴-۱۷ تأثیر دمای خروجی بویلر کمکی بر نرخ هزینه‌ی کل و تخریب انرژی سیستم

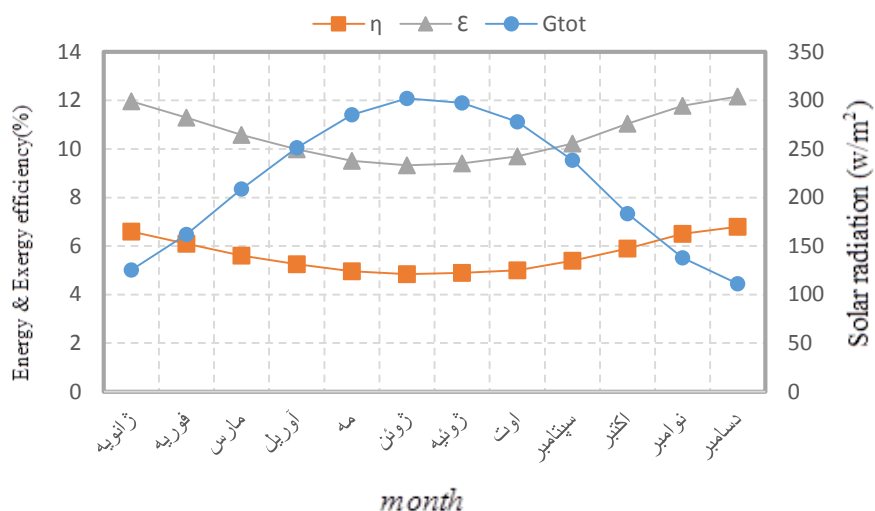
شکل ۴-۱۸ نشان‌دهنده‌ی این است که با افزایش دمای خروجی بویلر نرخ هزینه‌ی کل کاهش می‌یابد. همان‌طور که در بالا مشاهده شد این تغییرات سبب می‌شود که هزینه اولیه مقدار ناچیز نسبت به هزینه کل افزایش یابد و از طرفی در شکل زیر شاهد کاهش هر چند اندک تخریب انرژی و در نتیجه کاهش هزینه آن هستیم که این مقدار کاهش، افزایش نرخ هزینه سرمایه‌گذاری را جبران کرده و در نتیجه، سبب کاهش نرخ هزینه‌ی کلی سیستم می‌شود. در واقع با افزایش دمای بعد از بویلر کمکی به ازای احتراق و هزینه‌ی تخریب انرژی ثابت در آن، سبب کاهش ۶۰ درصدی هزینه‌ی کلی شده است.



شکل ۴-۱۸ تأثیر دمای خروجی بویلر کمکی بر نرخ هزینه‌ی کل و تخریب انرژی سیستم

۴-۳-۵ تأثیر تغییرات شار خورشیدی بر عملکرد سیستم

در این قسمت اثر تغییر شار خورشیدی متوسط شبانه‌روز هر ماه میلادی بر روی پارامترهای ترمودینامیکی و اگزرژیواکونومیک بررسی می‌شود همان‌طور که در شکل ۴-۱۹ مشاهده می‌شود این تغییر رابطه‌ی معکوس با بازده انرژی و اگزرژی کل سیستم دارد و با افزایش ۶۲ درصدی شار خورشیدی شاهد کاهش ۳۸ و ۲۹ درصدی بازده انرژی و اگزرژی سیستم هستیم که علت آن افزایش سهم کلکتور در تأمین حرارت سیستم است. همان‌طور که پیش‌تر گفته شد کلکتور خورشیدی نسبت به بویلر، بازده اگزرژی پایین‌تری دارد؛ بنابراین با افزایش سهم آن تلفات و تخریب اگزرژی افزایش می‌یابد.

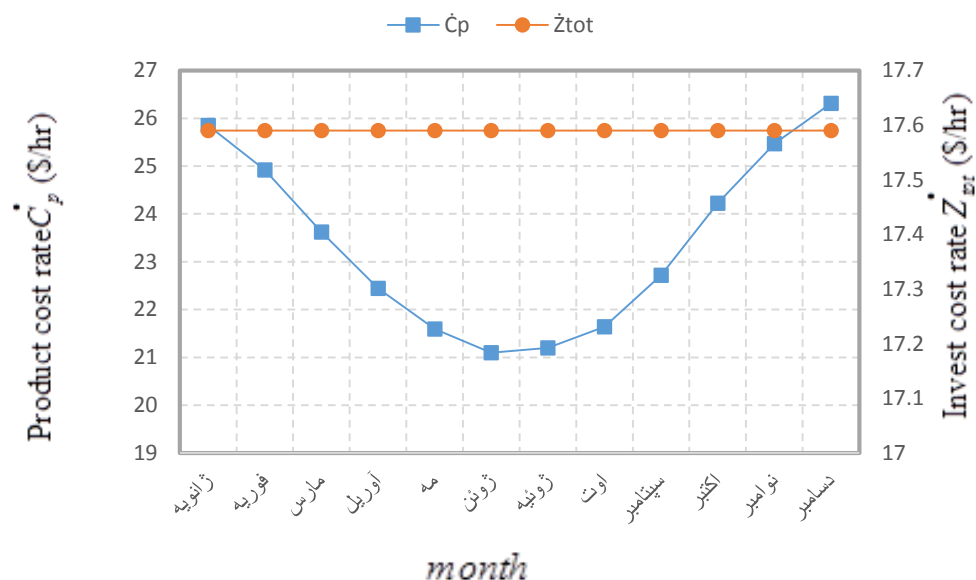


شکل ۴-۱۹ تأثیر تابش خورشیدی بر بازده انرژی و اگزرژی سیستم در ماه‌های مختلف سال

همان‌طور که در شکل ۴-۲۰ مشاهده می‌شود نرخ هزینه سرمایه‌گذاری با افزایش شار تغییر چندانی نمی‌کند. یکی از علت‌های آن، ثابت بودن تعداد کلکتورها و متناسب با آن تعداد کپسوله‌های مواد تغییر فاز می‌باشد که نقش به‌سزایی در هزینه‌ی سرمایه‌گذاری دارند. وقتی شار خورشیدی افزایش یابد، بازده کلکتور و سهم آن در تولید حرارت و همچنین استفاده از ظرفیت مواد تغییر فاز افزایش می‌یابد که سبب کاهش نرخ هزینه سوخت کلی می‌گردد چون هزینه سوخت کلکتور صفر و

هزینه مواد تغییر فاز متناسب با بیشترین تابش می باشد از طرفی کارایی تجهیزاتی مانند بویلر کمکی کم تر می شود. این اجزاء ذکر شده، اجزاء اصلی تأمین هزینه سوخت بودند در نتیجه با جایگزین شدن مخزن ذخیره و کلکتور خورشیدی به جای بویلر، هزینه سوخت کل کاهش چشم گیری می یابد و هزینه محصولات با توجه به ثابت ماندن نرخ هزینه سرمایه گذاری، ۲۵ درصد کاهش می یابد.

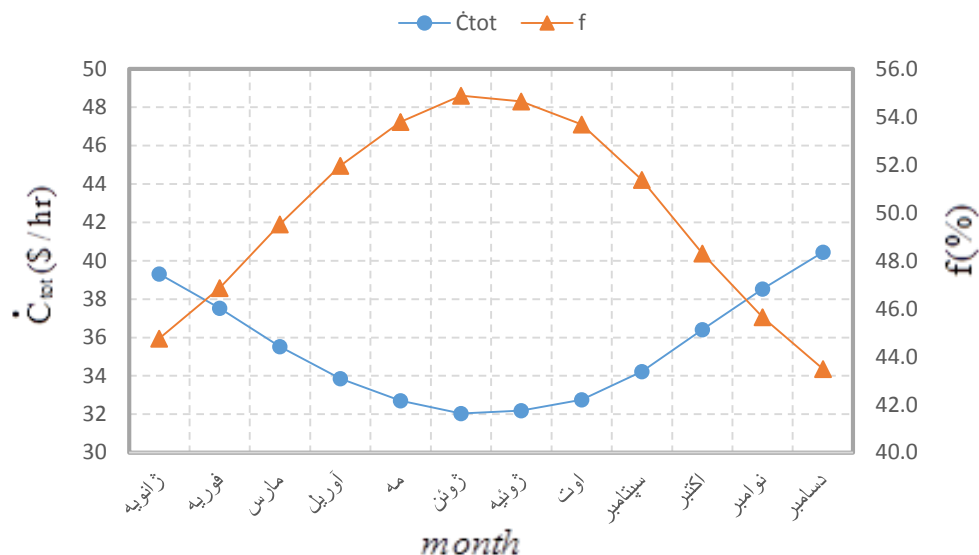
نرخ هزینه میانگین سالیانه محصول با توجه به شکل زیر $197636 \text{ \$}/\text{year}$ به دست می آید؛ که با در نظر گرفتن هزینه الکتریسیته $0.05 \text{ \$}/\text{kWh}$ [43] مقدار $13317 \text{ \$}/\text{year}$ نرخ سود سالیانه برای این مطالعه به دست آمده است.



شکل ۴-۲۰ تأثیر تابش خورشیدی بر نرخ هزینه محصول و تخریب انرژی سیستم در ماه های مختلف سال

شکل ۴-۲۱ نشانگر این است که با افزایش شار ماهیانه نرخ هزینه کل سیستم کاهش می یابد؛ با افزایش شار خورشیدی سهم کلکتور و خورشیدی و مواد تغییر فاز نسبت به بویلر افزایش می یابد و از آن جا که نرخ هزینه تخریب انرژی کلکتور صفر می باشد بنابراین هزینه تخریب انرژی آن صفر است از طرفی نرخ هزینه سرمایه گذاری در بالا تقریباً ثابت گزارش شد پس با افزایش سهم کلکتور خورشیدی نرخ هزینه کل هم کاهش خواهد یافت. با افزایش شار خورشیدی، سهم مواد تغییر فاز هم از

انرژی مازاد در ساعات پیک بیشتر شده و موجب می‌شود سیستم از نظر اقتصادی نسبت به هزینه سوخت بویلر پیشی گیرد و فاکتور انرژی‌اقتصادی ۲۰ درصد افزایش یابد.

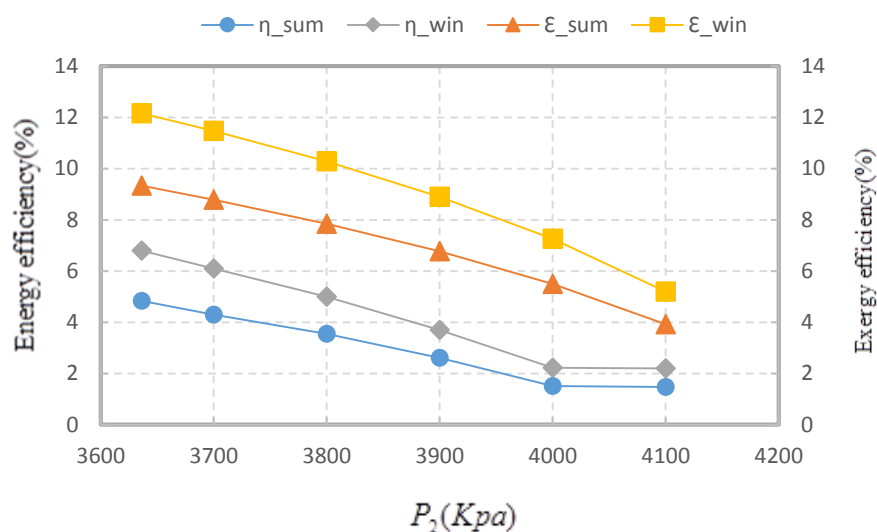


شکل ۴-۲۱ تأثیر تابش خورشیدی بر نرخ هزینه‌ی کل و فاکتور انرژی‌اقتصادی سیستم در ماه‌های مختلف سال

۴-۳-۶ تأثیر تغییرات سایر پارامترها بر عملکرد سیستم

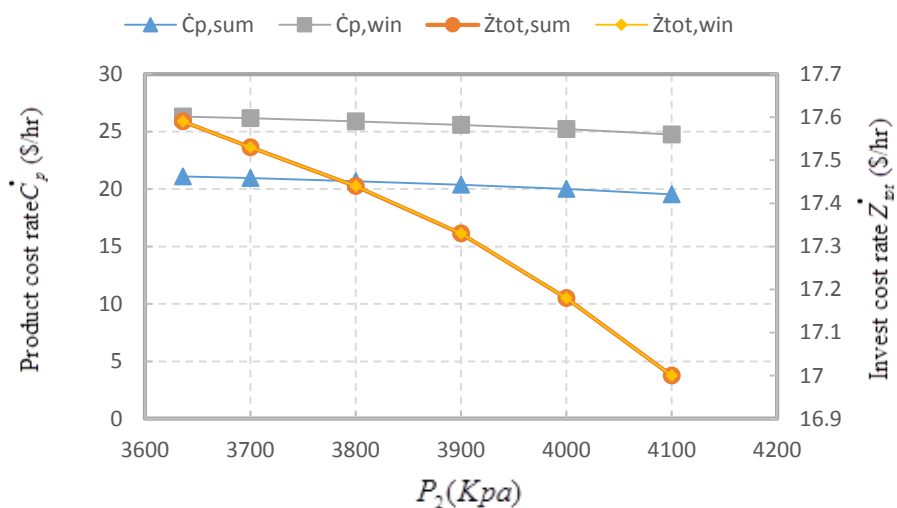
در این قسمت به بررسی فشار ورودی به توربین و فشار کندانسور بر عملکرد ترمودینامیکی و اقتصادی سیستم می‌پردازیم.

شکل ۴-۲۲ تأثیر فشار ورودی به توربین به بازده انرژی و انرژی را نشان می‌دهد همان‌طور که مشاهده می‌کنید با افزایش ۱۲ درصدی فشار و ثابت ماندن سایر پارامترها سبب کاهش کیفیت بخار شده و کار توربین و در نتیجه بازده انرژی به اندازه ۶۸ درصد کاهش می‌یابد. همچنین موجب افزایش بازگشت‌ناپذیری شده و بازده انرژی هم به اندازه ۵۷ درصد کاهش پیدا می‌کند. بازده انرژی و انرژی در زمستان بالاتر از تابستان می‌باشد که به علت تخریب انرژی بیشتر در کلکتور خورشیدی و مواد تغییر فاز می‌باشد.

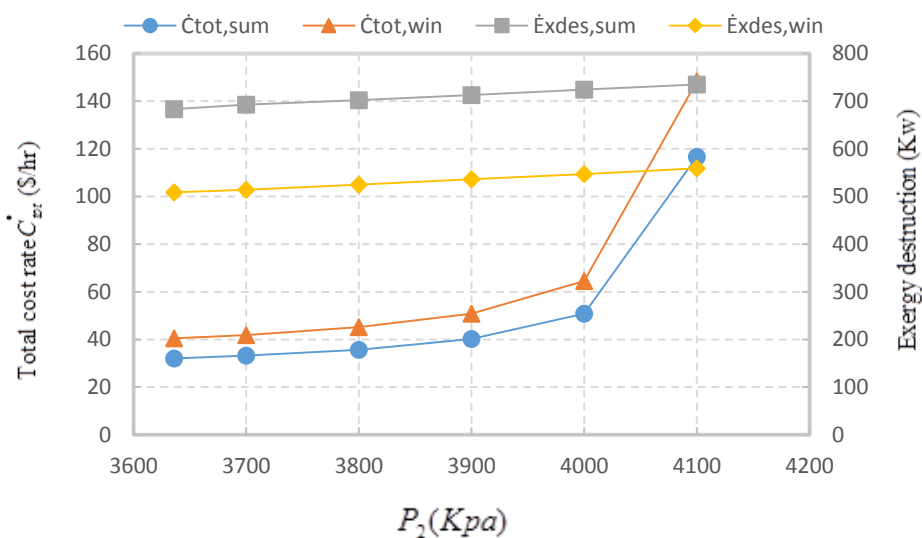


شکل ۴-۲۲ تأثیر فشار ورودی به توربین بر بازده انرژی و اگزرژی سیستم

در شکل ۴-۲۳ مشاهده می‌شود که با افزایش ۱۲ درصدی فشار ورودی توربین و ثابت ماندن سایر پارامترها، هزینه سرمایه‌گذاری ۳ درصد کاهش یافته که به علت کاهش حرارت ورودی به سیکل در اثر کاهش کیفیت سیال می‌باشد و به همین دلیل نرخ هزینه محصول ۷ درصد کاهش می‌یابد ولی این مقدار کاهش در مقابل هزینه سوخت حاصله، مقدار اندکی است بنابراین شاهد کاهش چشمگیری نیستیم. در شکل ۴-۲۴ هم مشخص است که با افزایش فشار ورودی توربین سبب افزایش هزینه‌ی کلی سیستم شده همان‌طور که مشاهده می‌شود تخریب اگزرژی افزایش جزیی می‌یابد بنابراین نرخ افزایشی هزینه تخریب اگزرژی بر نرخ کاهش هزینه سرمایه‌گذاری غلبه دارد. این تغییرات در کنار کاهش هزینه قدرت، راندمان سیستم را هم کاهش می‌دهد. این تغییر از منظر ترمودینامیکی مطلوب نمی‌باشد چرا که درصد کاهش راندمان‌ها بیشتر از درصد کاهش هزینه محصول بوده و هزینه کل افزایش یافته‌است بنابراین افزایش فشار ورودی توربین در این سیستم مطلوب نمی‌باشد و در صورتی که این افزایش با افزایش دما همراه گردد قابل توجه است.

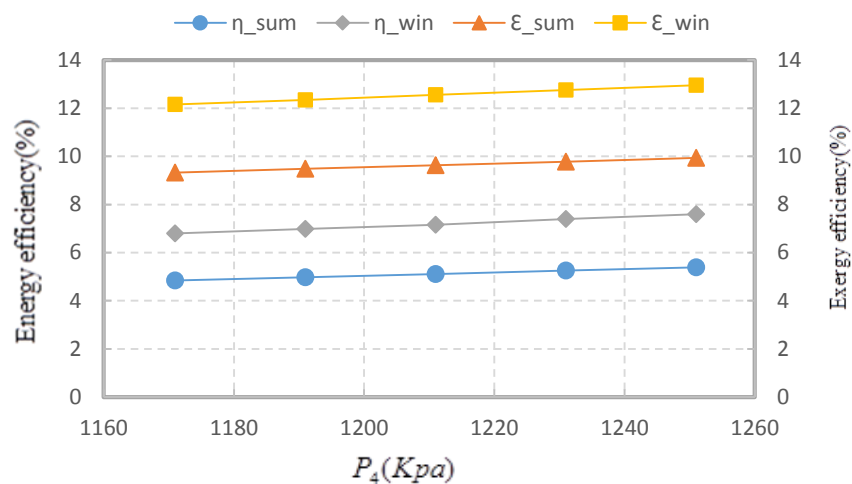


شکل ۲۳-۴ تأثیر فشار ورودی به توربین بر نرخ هزینه‌ی سرمایه‌گذاری و نرخ هزینه محصولات



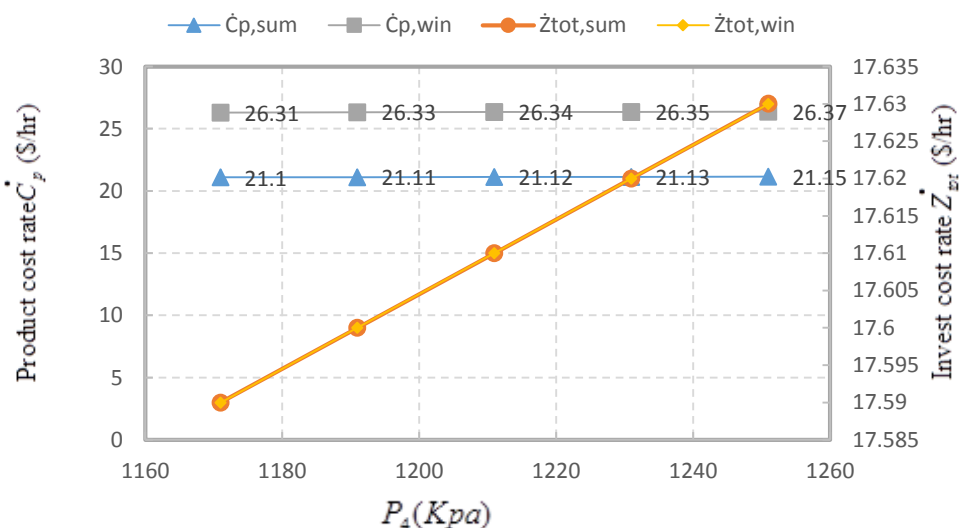
شکل ۲۴-۴ تأثیر فشار ورودی به توربین بر نرخ هزینه‌ی کل و تخریب انرژی سیستم

در شکل ۲۴-۴ تا ۲۷-۴ تأثیر افزایش فشار کندانسور بر روی بازده سیکل و پارامترهای اقتصادی بررسی شده است. افزایش ۷ درصدی فشار کندانسور سبب کاهش کار پمپ سیکل آلی و از طرفی آنتالپی پشت توربین کاهش یافته و سبب اختلاف آنتالپی بیشتر و افزایش کار خروجی سیکل آلی می‌شود بنابراین بازده الکتریکی نهایی سیستم به اندازه‌ی ۱۱ درصد افزایش می‌یابد. از طرفی طبق شکل ۲۵-۴ با افزایش فشار کندانسور بازگشت‌ناپذیری کلی کاهش یافته و موجب افزایش ۶ تا ۷ درصدی بازده انرژی می‌شود.



شکل ۲۵-۴ تأثیر فشار کندانسور بر بازده انرژی و انرژی سیستم

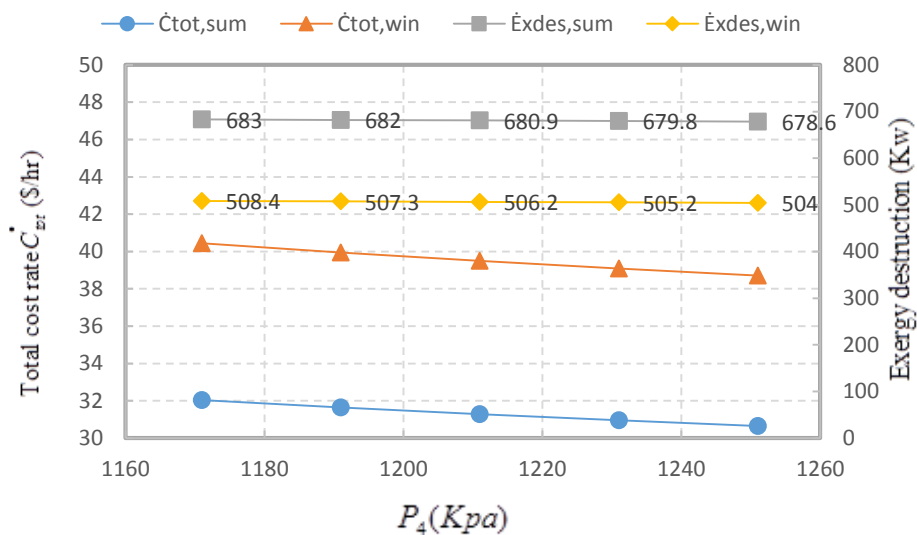
همان‌طور که در شکل ۲۶-۴ مشاهده می‌شود افزایش فشار کندانسور سبب افزایش ۰/۲ درصدی در نرخ هزینه محصولات می‌گردد. که به علت کاهش در مساحت مبدل کندانسور ناشی از بار حرارتی کمتر کندانسور و کاهش دبی جرمی سیال خنک‌کننده می‌باشد. که بر افزایش نرخ هزینه سرمایه‌گذاری غلبه کرده است و موجب



شکل ۲۶-۴ تأثیر فشار کندانسور بر نرخ هزینه سرمایه‌گذاری و نرخ هزینه محصولات

شده هزینه محصولات تقریباً ثابت بماند. در شکل ۲۷-۴ مشاهده می‌شود که با افزایش ۷ درصدی فشار کندانسور نرخ هزینه تخریب انرژی کاهش یافته و متعاقباً هزینه کلی سیستم هم به اندازه ۴

درصد کاهش داشته و تقریباً بدون تغییر مانده است. بنابراین این تغییرات در بازه ۱۱۷۱ تا ۱۲۵۱ سبب افزایش پارامتر اقتصادی f شده و از دیدگاه ترمودینامیکی و اقتصادی مطلوب می باشد. ولی در بازه های متفاوت باید بررسی شود که در فشار معین کندانسور بازه سیستم بر هزینه پیشی دارد یا نه.



شکل ۴-۲۷ تأثیر فشار کندانسور بر نرخ هزینه ی کل و تخریب انرژی سیستم

فصل ۵: جمع‌بندی و پیشنهادات

۵-۱ جمع‌بندی

در این تحقیق ابتدا سیکل رنکین آلی با محرک خورشیدی و ذخیره سازی حرارتی با استفاده از مواد تغییر فاز دهنده، شبیه‌سازی شده و سپس تأثیر پارامترهای مختلف بر روی عملکرد سیستم از منظر انرژی، اگزرژی و اگزرژی‌واکونومیک در زمستان و تابستان بررسی گردید؛ که سهم کلکتور خورشیدی و مواد تغییر فاز در تأمین حرارت ۶۶٪ در تابستان و ۱۵٪ در زمستان گزارش شد. در حالت اولیه بازده انرژی و اگزرژی سیستم برای تابستان ۴/۸۴٪ و ۹/۳۳٪ به دست آمد که برای زمستان مقادیر آن‌ها برابر ۶/۷۹٪ و ۱۲/۱۶٪ می‌باشد همچنین مقدار کار خروجی ۵۰ kW و بازگشت‌ناپذیری کلی نیز برابر ۶۸۳ و ۵۰۸ کیلووات بود. بازگشت‌ناپذیری بالاتر در تابستان به این علت بود که تخریب اگزرژی کلکتور و مواد تغییر فاز از بویلر کمکی بیشتر است. مقدار کلی فاکتور اگزرژی‌واکونومیک برای این سیکل ۵۴/۱٪ و ۴۳/۴٪ به ترتیب برای تابستان و زمستان می‌باشد؛ در نتیجه به کار بردن اجزاء با قیمت بالاتر که منجر به کاهش هزینه تخریب اگزرژی و افزایش هزینه ابتدایی سیستم شود، توصیه می‌گردد؛ در این مطالعه مخزن ذخیره با مواد تغییر فاز مهمترین جزء از نظر اگزرژی‌واکونومیک بود. چراکه بیشترین مقدار هزینه کلی را در بر داشت و تغییرات در حجم و نوع ماده ذخیره‌ساز بر هزینه کل سیستم تأثیر خواهد گذاشت و پس از آن کلکتور خورشیدی می‌باشد که مساحت آن متناسب با مقدار مواد تغییر فاز به کار گرفته شده است. نتایج تحلیل پارامتری، حاکی از این است که افزایش دما ورودی به توربین، افزایش دمای اواپراتور و همچنین فشار کندانسور سیکل آلی باعث افزایش بازده انرژی سیکل آلی و اگزرژی سیستم شده و همچنین سبب کاهش بازگشت‌ناپذیری کلی و کاهش نرخ هزینه‌ی تخریب اگزرژی و هزینه کلی را نیز در بر دارد. افزایش دمای پینچ بر روی بازده انرژی و اگزرژی، موجب کاهش اندک آن شده اما بازگشت‌ناپذیری کلی را افزایش می‌دهد همچنین باعث کاهش اندک نرخ تخریب اگزرژی و هزینه کلی می‌گردد. افزایش شار خورشیدی به نفع سیستم بوده و موجب افزایش راندمان انرژی و اگزرژی می‌گردد از طرفی موجب کاهش هزینه‌ی تخریب اگزرژی به‌خصوص در

کلکتورخورشیدی و مواد تغییر فاز شده، در نتیجه ثابت ماندن نرخ هزینه‌ی ابتدایی، افزایش پارامتر اگزرژیواکونومیک را به همراه دارد. در کل افزایش شار خورشیدی، عملکرد سیکل را از منظر اگزرژیواکونومیک بهبود می‌بخشد.

۵-۲ پیشنهادات

برخی از پیشنهادات حاصل از انجام این پروژه به‌عنوان فعالیت‌های آتی از قرار زیرند:

- بررسی صرف مخزن ذخیره حرارت مواد تغییر فاز، مدل‌سازی دقیق و تحلیل اگزرژی و اگزرژی اقتصادی حاصل از آن به‌عنوان بهبود ذخیره‌سازی برای سیکل‌های ORC
- استفاده حرارت بازیافتی (حرارت تلف‌شده) در صنایع، به جای بویلر کمکی و بررسی آنالیز اگزرژی و اگزرژیواکونومیک، صنایعی که حرارت اتلافی قابل‌توجهی دارند مانند الف) کارخانه‌های سیمان ب) گاز فلر در پالایشگاه‌ها و استخراج نفت ج) استفاده از بیومس به جای بویلر کمکی؛ چون این موارد هزینه سوخت اندکی دارند بنابراین برای کاهش هزینه محصول مناسب هستند.
- استفاده از مخازن ذخیره PCM آبشاری^۱، با این روش اجزا بیشتری از PCM می‌توانند در طی فرایند تغییر فاز به کار گرفته شوند و نسبت به حالت PCM تک‌مرحله‌ای دمای سیال کاری یکنواخت‌تر می‌شود.
- ساخت آزمایشگاهی سیستم پیشنهادی، برای مناطق استراتژیک کشور مانند مناطق مرزی و یا جزایر دور دست از مناطق عمده جمعیت و استفاده از داده‌های تجربی آن جهت توسعه بهره‌وری از انرژی‌های تجدیدپذیر در مقیاس‌های کوچک و پراکنده.

^۱ Cascaded storage

مراجع

- [1] Jaffal, H. M. (2014). Theoretical Analysis on Thermal Energy Storage using Phase Change Materials Capsules for Solar Organic Rankine Cycle Power Generation System. *Nahrain University, College of Engineering*, 17(1), 15–35.
- [2] Castro, L., Jaramillo, O. A., Castro, L., Flores, F., Flores, F., & Corre, O. Le. (2017). temperature function for a district heat demand forecast Small Organic Rankine Cycle Coupled to Parabolic Trough Solar on District Heating and Trough Cooling Solar Small Organic Rankine Cycle Coupled to Parabolic. *Energy Procedia*, 129, 700–707.
- [3] Mago, P. J., Chamra, L. M., Srinivasan, K., & Somayaji, C. (2008). An examination of regenerative organic Rankine cycles using dry fluids. *Thermal Engineering*, 28, 998–1007.
- [4] Vanslambrouck, B., Gusev, S., & Paepe, M. De. (2011). Turn waste heat into electricity by using an Organic Rankine Cycle. In *2nd European Conference on Polygeneration-30th March-1st April* (pp. 1–14).
- [5] Groniewsky, A., Györke, G., & Imre, A. R. (2017). Description of wet-to-dry transition in model ORC working fluids. *Applied Thermal Engineering*, 125(July), 963–971.
- [6] <http://www.mechanism.ir/power-plant/power-generation/3669-orc-power-generation>.
- [7] Bao, J., & Zhao, L. (2013). A review of working fluid and expander selections for organic Rankine cycle. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 24, 325–342.
- [8] Rahbar, K., Mahmoud, S., Al-dadah, R. K., Moazami, N., & Mirhadizadeh, S. A. (2017). Review of organic Rankine cycle for small-scale applications. *Energy Conversion and Management*, 134, 135–155.
- [9] Kalina, J., Świerzewski, M., & Szega, M. (2017). Simulation based performance evaluation of biomass fired cogeneration plant with ORC. *Energy Procedia*, 129, 660–667.

- [10] Bianchi, M., Ferrão, P., Pascale, V., & Peretto, A. (2018). Performance and operation of micro-ORC energy system using geothermal heat source. *Energy Procedia*, 148(Ati), 384–391.
- [11] Tchanche, B. F., Lambrinos, G., Frangoudakis, A., & Papadakis, G. (2010). Exergy analysis of micro-organic Rankine power cycles for a small scale solar driven reverse osmosis desalination system. *Applied Energy*, 87(4), 1295–1306.
- [12] Javanshir, A., Sarunac, N., & Razzaghpanah, Z. (2017). Thermodynamic analysis of a regenerative organic Rankine cycle using dry fluids. *Applied Thermal Engineering*, 123, 852–864.
- [13] Hussain, M. I., Ménézo, C., & Kim, J. (2018). Solar Energy Materials and Solar Cells Advances in solar thermal harvesting technology based on surface solar absorption collectors : A review. *Solar Energy Materials and Solar Cells*, 187(July), 123–139.
- [14] Qin, J., Hu, E., Nathan, G. J., & Chen, L. (2017). Concentrating or non-concentrating solar collectors for solar Aided Power Generation ? *Energy Conversion and Management*, 152(September), 281–290.
- [15] Sabiha, M. A., Saidur, R., Mekhilef, S., & Mahian, O. (2015). Progress and latest developments of evacuated tube solar collectors. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 51, 1038–1054.
- [16] <http://www.alternative-energy-tutorials.com/solar-hot-water/evacuated-tube-collector.html>.
- [17] <https://www.solarpaneltilt.com>.
- [18] Weitemeyer, S., Kleinhans, D., Vogt, T., & Agert, C. (2015). Integration of Renewable Energy Sources in future power systems : The role of storage. *Renewable Energy*, 75, 14–20.
- [19] Kouhnavard, M., Ikeda, S., Ludin, N. A., Khairudin, N. B. A., Ghaffari, B. V, Mat-teridi, M. A.,Sopian, K. (2014). A review of semiconductor materials as sensitizers for quantum dot-sensitized solar cells. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 37, 397–407.
- [20] Alva, G., Liu, L., Huang, X., & Fang, G. (2017). Thermal energy storage materials and systems for solar energy applications. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 68(October 2016), 693–706.

- [21] Cárdenas, B., & León, N. (2013). High temperature latent heat thermal energy storage: Phase change materials, design considerations and performance enhancement techniques. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 27, 724–737.
- [22] Farid, M. M., Khudhair, A. M., Ali, S., & Razack, K. (2004). A review on phase change energy storage: materials and applications. *Energy Conversion and Management*, 45, 1597–1615.
- [23] Reddy, K. S., Mudgal, V., & Mallick, T. K. (2018). Review of latent heat thermal energy storage for improved material stability and effective load management. *Journal of Energy Storage*, 15, 205–227.
- [24] Khudhair, A. M., & Farid, M. M. (2004). A review on energy conservation in building applications with thermal storage by latent heat using phase change materials. *Energy Conversion and Management*, 45, 263–275.
- [25] Yiing, S., Munusamy, Y., & Seng, K. (2018). Review of solar water heaters incorporating solid-liquid organic phase change materials as thermal storage. *Applied Thermal Engineering*, 131, 455–471.
- [26] Pandey, A. K., Hossain, M. S., Tyagi, V. V, Abd, N., Selvaraj, J. A. L., & Sari, A. (2018). Novel approaches and recent developments on potential applications of phase change materials in solar energy. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 82(October 2016), 281–323.
- [27] Lin, Y., Jia, Y., Alva, G., & Fang, G. (2018). Review on thermal conductivity enhancement, thermal properties and applications of phase change materials in thermal energy storage. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 82(October 2017), 2730–2742.
- [28] Mojiri, A., Grbac, N., Bourke, B., & Rosengarten, G. (2018). Solar Energy Materials and Solar Cells D-mannitol for medium temperature thermal energy storage. *Solar Energy Materials and Solar Cells*, 176(November 2017), 150–156.
- [29] John, E., Hale, M., & Selvam, P. (2013). Concrete as a thermal energy storage medium for thermocline solar energy storage systems. *SOLAR ENERGY*, 96, 194–204.

- [30] Wu, S., Zhou, C., Doroodchi, E., Nellore, R., & Moghtaderi, B. (2018). A review on high-temperature thermochemical energy storage based on metal oxides redox cycle. *Energy Conversion and Management*, 168(March), 421–453.
- [31] Diago, M., Crespo, A., Soum-glaude, A., & Calvet, N. (2018). Characterization of desert sand to be used as a high-temperature thermal energy storage medium in particle solar receiver technology. *Applied Energy*, 216(October 2017), 402–413.
- [32] Bensi Dong a, Guoqiang Xu a, Tingting Li b, Yongkai Quan a, J. W. a. (2018). Thermodynamic and economic analysis of zeotropic mixtures as working fluids in low temperature organic Rankine cycles. *Applied Thermal Engineering Journal*, 132, 545–553.
- [33] Manfrida, G., Secchi, R., & Stan, K. (2016). Modelling and simulation of phase change material latent heat storages applied to a solar-powered Organic Rankine Cycle. *Applied Energy*, 179, 378–388.
- [34] Mohammadzadeh, S., Jalilinasrabady, S., & Fujii, H. (2017). Geothermics Thermo-economic evaluation of various bottoming ORSs for geothermal power plant, determination of optimum cycle for Sabalan power plant exhaust. *Geothermics*, 70(June), 181–191.
- [35] Mirzaei, M., Hossein, M., & Mobin, M. (2018). Energy, exergy and economics analysis of an ORC working with several fl uids and utilizes smelting furnace gases as heat source. *Thermal Science and Engineering Progress*, 5(September 2017), 230–237.
- [36] Kutlu, C., Li, J., Su, Y., & Pei, G. (2018). O ff -design performance modelling of a solar organic Rankine cycle integrated with pressurized hot water storage unit for community level application. *Energy Conversion and Management*, 166(May), 132–145.
- [37] Boyaghchi, F. A., & Heidarnejad, P. (2015). Thermoeconomic assessment and multi objective optimization of a solar micro CCHP based on Organic Rankine Cycle for domestic application. *ENERGY CONVERSION AND MANAGEMENT*, 97, 224–234.

- [38] Ashouri, M., Ahmadi, M. H., Pourkiaei, S. M., Astaraei, F. R., Ghasempour, R., Ming, T., & Hemati, J. H. (2017). Exergy and Exergo-economic analysis and optimization of a solar double pressure organic Rankine cycle. *Thermal Science and Engineering Progress*, 6, 72–86.
- [39] Mathkor, R. Z., Agnew, B., Al-weshahi, M. A., & Latrsh, F. (2015). Exergetic Analysis of an Integrated Tri-Generation Organic Rankine Cycle. *Energies*, 8, 8835–8856.
- [40] Tempesti, D., & Fiaschi, D. (2013). Thermo-economic assessment of a micro CHP system fuelled by geothermal and solar energy. *Energy*, 58, 45–51.
- [41] Garg, P., & Orosz, M. S. (2018). Economic optimization of Organic Rankine cycle with pure fluids and mixtures for waste heat and solar applications using particle swarm optimization method. *Energy Conversion and Management*, 165(March), 649–668.
- [42] Freeman, J., Guarracino, I., Kalogirou, S. A., & Markides, C. N. (2017). A small-scale solar organic Rankine cycle combined heat and power system with integrated thermal-energy storage. *Applied Thermal Engineering*, 127, 1543–1554.
- [43] Hajabdollahi, H., Ganjehkaviri, A., Nazri, M., & Jaafar, M. (2015). Thermo-economic optimization of RSORC (regenerative solar organic Rankine cycle) considering hourly analysis. *Energy*, 1–12.
- [44] Algeria, A., & Šebob, J. (2017). Energetic Investigation of Organic Rankine Cycles (ORCs) for the Exploitation of Low-Temperature Geothermal Sources – A possible application in Slovakia.pdf. In *Procedia Computer Science* (pp. 833–840).
- [45] Shuai Li, Hongjie Ma, W. L. (2017). Dynamic Performance Analysis of Solar Organic Rankine Cycle with Thermal Energy Storage. *Applied Thermal Engineering*, 129, 155–164.
- [46] Lee, Y. R., Liu, L. W., Chang, Y. Y., & Hsieh, J. C. (2017). Development and application of a 200 kW ORC generator system for energy recovery in chemical processes. *Energy Procedia*, 129, 519–526.

- [47] Pei Gang, Li Jing, J. J. (2010). Analysis of low temperature solar thermal electric generation using regenerative Organic Rankine Cycle. *Applied Thermal Engineering*, 998–1004.
- [48] Casati, E., Galli, A., & Colonna, P. (2013). Thermal energy storage for solar-powered organic Rankine cycle engines. *Solar Energy*, 96, 205–219.
- [49] George Tsatsaronis. (2007). Definitions and nomenclature in exergy analysis and exergoeconomics. *Energy*, 32, 249–253.
- [50] Lazzaretto, A., & Tsatsaronis, G. (2006). SPECO : A systematic and general methodology for calculating efficiencies and costs in thermal systems. *Energy*, 31, 1257–1289.
- [51] Bejan, A., Tsatsaronis, G., Moran, M., & Moran, M. J. (1996). *Thermal design and optimization*. John Wiley & Sons
- [52] Karabanova, A., Chiu, J. N., Martin, V., & Fournier, J. (2017). Erythritol, glycerol, their blends and olive oil, as sustainable phase change materials. *Energy Procedia*, 135 (2017), 249–262.

Abstract

Due to population growth and the increasing demand for electricity in the industry and households as well as the disadvantages of fossil fuels in electricity generation, such as pollution and the release of harmful emissions to the environment, and their exhaustible issues faced human beings to renewable energies. Organic Rankine Cycles are an appropriate technology for the conversion of low quality thermal energy to electrical power. In this research, the organic Rankine cycle driven by evacuated tube collector was studied from energy, exergy and exergo-economic points of view. Then, various cases such as the temperature and pressure input to the turbine, the pinch temperature difference of the evaporator of the organic cycle and the solar flux were evaluated. Simulation results show that power energy and exergy efficiencies are 4.84% and 9.33% for summer and 6.79% and 12.16% for winter respectively. Solar collector, auxiliary boiler and the storage tank are the most important components from the exergo-economic point of view, due to the high initial cost rate and Exergy destruction. Parametric analysis result shows that the temperature increase in evaporator has a positive effect on cycle operation and, the increase in pinch point temperature difference of evaporator has a negative effect on cycle operation. From the economic point of view, the increase in evaporator and pinch point temperature difference of evaporator causes a decrease in capital coast rate. Also, the solar radiation change finds to have a positive effect on system operation, based on exergy-economic point of view, which causes an increase in energy and exergy efficiency.

Keywords

Exergo-economic, Organic Rankine cycle, Solar collector, Thermal Storage, Parametric study, Renewable energy



Shahrood University of Technology
Faculty of Mechanical and Mechatronics Engineering

M.Sc. Thesis in Energy Systems Engineering

**Exergy and Exergo-economic Analysis of solar Organic
Rankine cycle by using Thermal Storage with Phase Change
Material**

By: Seyed Valiollah Mousavi

Supervisors:

Dr.Mahmood Farzaneh Gord

Dr.Mohammad Hossein Ahmadi

January 2019