



دانشگاه صنعتی شاهرود

دانشکده مهندسی مکانیک

رشته مهندسی مکانیک گرایش تبدیل انرژی

پایان نامه کارشناسی ارشد

مدلسازی و تحلیل ترمودینامیکی یک سیستم تولید همزمان گرمایش، سرمایش و قدرت،

همراه با انرژی خورشیدی با دو نوع تبرید جذبی و اجکتوری

نگارنده:

فرزاد شجاعی

استاد راهنما:

مهندس احمد مددی

استاد مشاور:

دکتر محمود چهارطاقی

شهریور ۱۳۹۷



دانشگاه صنعتی شاهرود

مدیریت تحصیلات تکمیلی

فرم شماره (۶)

بسمه تعالی

شماره :

تاریخ :

ویرایش :

فرم صورتجلسه دفاع پایان نامه تحصیلی دوره کارشناسی ارشد

با تأییدات خداوند متعال و با استعانت از حضرت ولی عصر (عج) جلسه دفاع از پایان نامه کارشناسی ارشد آقای فرزاد شجاعی رشته مهندسی مکانیک گرایش تبدیل انرژی تحت عنوان مدلسازی و تحلیل ترمودینامیکی یک سیستم تولید همزمان گرمایش، سرمایش و قدرت، همراه با انرژی خورشیدی با دو نوع تبرید جذبی و اجکتوری که در تاریخ ۱۳۹۷/۶/۱۲ با حضور هیأت محترم داوران در دانشگاه صنعتی شاهرود برگزار گردید به شرح زیر است :

قبول (با درجه : _____ امتیاز : _____) <input type="checkbox"/>	دفاع مجدد <input type="checkbox"/>	مردود <input type="checkbox"/>
--	------------------------------------	--------------------------------

۲- بسیار خوب (۱۸ - ۱۸/۹۹)

۱- عالی (۲۰ - ۱۹)

۴- قابل قبول (۱۵/۹۹ - ۱۴)

۳- خوب (۱۷/۹۹ - ۱۶)

۵- نمره کمتر از ۱۴ غیر قابل قبول

امضاء	مرتبه علمی	نام و نام خانوادگی	عضو هیأت داوران
	مربی	احمد مددی	۱- استاد راهنما
	استادیار	محمود چهارطاقی	۲- استاد مشاور
			۳- نماینده شورای تحصیلات تکمیلی
			۴- استاد ممتحن
			۵- استاد ممتحن

تأیید رئیس دانشکده :

پاس:

پاس بی کران پروردگار یکتا را که هستی مان بخشید و به طریق علم و دانش رهنمونان شد و به هم نشینی رهروان علم و

دانش مستخرمان نمود و خوشه چینی، از علم و معرفت را روزیمان ساخت.

فرزاد شجاعی

شهریور ۱۳۹۷

تعهد نامه

اینجانب **فرزاد شجاعی** دانشجوی دوره کارشناسی ارشد رشته مهندسی مکانیک دانشکده مهندسی مکانیک دانشگاه صنعتی شاهرود نویسنده پایان نامه **مدل سازی و تحلیل ترمودینامیکی یک سیستم تولید همزمان گرمایش، سرمایش و قدرت، همراه با انرژی خورشیدی با دو نوع تبرید جذبی و اجکتوری** تحت راهنمایی **مهندس احمد مددی** متعهد می شوم.

- تحقیقات در این پایان نامه 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 پایان نامه 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 می باشد 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 پایان نامه تأثیرگذار بوده اند در مقالات مستخرج از پایان نامه رعایت می گردد.
- در کلیه مراحل انجام این پایان نامه، در مواردی که از موجود زنده (یا بافتهای آنها) استفاده شده است ضوابط و اصول اخلاقی رعایت شده است.
- در کلیه مراحل انجام این پایان نامه، 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، برنامه های رایانه ای، نرم افزارها و تجهیزات ساخته شده است) متعلق به دانشگاه صنعتی شاهرود می باشد. این مطلب باید به نحو مقتضی در تولیدات علمی مربوطه ذکر شود.
- استفاده از اطلاعات و نتایج موجود در پایان نامه بدون ذکر مرجع مجاز نمی باشد.

چکیده

در این پژوهش یک سیستم تولید همزمان، شامل میکروتوربین، سیکل ارگانیک رنکین، اجکتور، کلکتور خورشیدی و چیلر جذبی بررسی شده است. در این سیستم، ابتدا میکروتوربین با سوخت ورودی الکتریسیته تولید می کند؛ سپس گرمای اگزوز آن جهت بازیافت در ORC و تولید الکتریسیته و سرمایه‌ش توسط اجکتور استفاده می شود. باقی مانده ی گرمای جریان اگزوز توسط کلکتور خورشیدی تقویت شده و جهت گرمایش و سرمایه‌ش با چیلر جذبی به کار می رود. در ابتدا اجزای سیستم مورد نظر مدل شده، سپس روابط مربوط به آنالیز اقتصادی سیستم ارائه گردیده است. تابع هدف هزینه سالیانه برای بهینه سازی سیستم با الگوریتم ژنتیک، معرفی شده است. نتایج نشان می دهد سیستم ارائه شده از نظر بازده انرژی و اگزورژی و هزینه سالیانه به سیستم سنتی برتری دارد. با استفاده از روش جریان نقدینگی تنزیلی بازگشت سرمایه ۴/۰۵۲ سال بدست آمده است. بررسی هزینه سه سیال مختلف نشان می دهد، سیال R245fa هزینه سرمایه گذاری و فروش بیشتری دارد و هزینه سالیانه R123 از همه کمتر است. افزایش دمای پینچ و اپروچ باعث کاهش هزینه سالیانه و بازده اگزورژی می شود و افزایش بار تولیدی میکروتوربین باعث افزایش بازده اگزورژی و افزایش هزینه سالیانه تا بار ۷۵ درصد می شود. افزایش دمای محیط کاهش قدرت تولیدی و افزایش نسبت سوخت به توان تولیدی را در پی دارد؛ همچنین افزایش قیمت سوخت افزایش هزینه سالیانه را سبب می شود. بعد از بهینه سازی سیستم سیال R123 به دلیل بازده انرژی، اگزورژی و هزینه سالیانه بهتر به عنوان سیال کاری انتخاب گردید. بررسی هزینه های مختلف نشان می دهد، فقط هزینه سرمایه گذاری این سیستم در حال کاهش می باشد. تعداد کلکتور ها بعد از بهینه سازی از ۱۹۷ به ۹۴ عدد رسیده است. همچنین الگوریتم ژنتیک تعداد دو میکروتوربین را برای سیستم با در نظر گرفتن تمامی هزینه ها برگزیده است.

کلیدواژه: تولید همزمان، میکروتوربین، سیکل ارگانیک رنکین، خورشیدی، اجکتور، چیلر جذبی

فهرست مطالب

۱	مقدمه	۱
۱-۱	مقدمه	۲
۲-۱	بررسی و معرفی سیستم های تولید همزمان	۲
۳-۱	مقایسه سیستم های تولید همزمان با سنتی	۶
۴-۱	کاربرد ها و فواید تولید همزمان	۸
۵-۱	تجهیزات و اجزای سیستم تولید همزمان	۱۱
۱-۵-۱	محرك های اولیه	۱۱
۲-۵-۱	تجهیزات الکتریکی	۱۹
۳-۵-۱	تجهیزات بازیابی حرارت	۱۹
۴-۵-۱	وسایل سرمایشی	۲۰
۵-۵-۱	سیکل ارگانیک رنگین	۲۸
۶-۵-۱	انرژی های تجدید پذیر	۳۲
۶-۱	جمع بندی	۳۴
۲	مروری بر کار های گذشته	۳۵
۱-۲	مقدمه	۳۶
۲-۲	آشنایی با سیستم های تولید همزمان	۳۶
۳-۲	تحلیل ترمودینامیکی سیستم های تولید همزمان	۳۷
۴-۲	تحلیل اقتصادی سیستم های تولید همزمان	۴۶
۵-۲	سیستم با دو تبرید	۴۸
۶-۲	معرفی کار حاضر	۵۳
۳	مدلسازی	۵۵
۱-۳	مقدمه	۵۶
۲-۳	شرح کلی سیستم	۵۶
۳-۳	مدلسازی اجزا	۵۸

۵۸ میکروتوربین	۱-۳-۳
۶۱ سیکل ارگانیک رنکین (ORC) و اجکتور	۲-۳-۳
۶۶ کلکتور های خورشیدی	۳-۳-۳
۶۶ چیلر جذبی	۴-۳-۳
۶۷ بازده سیستم	۴-۳
۶۷ بررسی اقتصادی	۵-۳
۶۷ مقدمه	۱-۵-۳
۶۸ آنالیز اقتصادی	۲-۵-۳
۶۸ هزینه های سرمایه گذاری	۳-۵-۳
۶۹ روش جریان نقدینگی تنزیلی	۴-۵-۳
۷۱ تابع هدف هزینه ها	۵-۵-۳
۷۲ بازده اگزرژی	۶-۵-۳
۷۳ قیمت حامل های انرژی	۷-۵-۳
۷۴ روش حل	۶-۳
۷۵ داده های ساختمان	۷-۳
۷۷ مشخصات هوا	۸-۳
۸۱ نتایج و بحث	۴
۸۲ مقدمه	۱-۴
۸۲ نتایج مدلسازی	۲-۴
۸۷ اعتبار سنجی	۳-۴
۸۸ مقایسه با سیستم سنتی	۴-۴
۹۰ بررسی هزینه ها	۵-۴
۹۰ هزینه های سرمایه گذاری	۱-۵-۴
۹۱ نتایج روش جریان نقدینگی تنزیلی	۲-۵-۴
۹۱ بررسی هزینه سیالات مختلف	۳-۵-۴
۹۴ بررسی هزینه سیستم در توان های متفاوت	۴-۵-۴

۹۵.....	۶-۴- بررسی پارامترها
۹۵.....	۴-۶-۱- تاثیر دما پینچ و اپروچ
۹۷.....	۴-۶-۲- تاثیر توان های مختلف بر هزینه ها و بازده اگزرژی
۹۹.....	۴-۶-۳- تاثیر دما محیط بر نسبت سوخت مصرفی و توان خالص خروجی
۱۰۱.....	۴-۶-۴- تاثیر قیمت سوخت بر هزینه سالیانه
۱۰۲.....	۴-۷-۷- بهینه سازی
۱۰۲.....	۴-۷-۱- مقدمه
۱۰۴.....	۴-۷-۲- قید ها و نتایج اولیه
۱۰۸.....	۴-۷-۳- انتخاب سیال در سیستم بهینه
۱۰۹.....	۴-۷-۴- بررسی هزینه های مختلف سیال انتخابی
۱۱۱.....	۵ جمع بندی و پیشنهادات
۱۱۲.....	۵-۱- نتیجه گیری و جمع بندی
۱۱۴.....	۵-۲- پیشنهادات
۱۱۵.....	۶ مراجع و منابع

فهرست شکل‌ها

- شکل ۱-۱: ظرفیت‌های نصب شده تولید همزمان در کشور های مختلف و چشم انداز آن ۳
- شکل ۲-۱: نمونه ای از طرح یک سیستم تولید همزمان سه گانه ۶
- شکل ۳-۱: مقایسه سیستم تولید همزمان (سمت راست) با روش سنتی (سمت چپ) ۷
- شکل ۴-۱: مقایسه سیستم مجزا با سیستم تولید همزمان ۸
- شکل ۵-۱: کاربرد های تولید همزمان ۸
- شکل ۶-۱: درصد انواع محرک های اولیه در سیستم های تولید همزمان ۱۱
- شکل ۷-۱: نمای باز از یک توربین بخار با ظرفیت ۱۱ مگاوات ۱۳
- شکل ۸-۱: میکروتوربین کپستون مدل C200 با توان خروجی ۱۹۰ کیلووات ۱۷
- شکل ۹-۱: شمای کلی یک پیل سوختی ۱۸
- شکل ۱۰-۱: تعداد ظرفیت های نصب شده نیروگاه های پیل سوختی در جهان ۱۹
- شکل ۱۱-۱: یک سیکل تبرید جذبی یک اثره ۲۱
- شکل ۱۲-۱: نمودار فشار و سرعت و ساختمان یک اجکتور و قسمت های مختلف آن ۲۷
- شکل ۱۳-۱: سیکل تبرید اجکتور ۲۸
- شکل ۱۴-۱: سیکل ارگانیک رنگین ساده (سمت چپ) و سیکل ارگانیک با رکوپراتور (سمت راست) ۳۰
- شکل ۱۵-۱: نمودار T-S سیالات مختلف سیکل رنگین ۳۰
- شکل ۱۶-۱: پیشنهاد سیالات ارگانیک رنگین بر اساس دما منبع حرارتی ۳۱
- شکل ۱۷-۱: مقایسه انرژی های موجود در جهان ۳۲
- شکل ۱۸-۱: سیستم های خورشیدی ۳۳
- شکل ۱۹-۱: تصاویری از کلکتور های لوله ای - سهموی (از نوع بشقابی) = صفحه تخت ۳۴
- شکل ۱-۲: شماتیک سیستم تولید همزمان توان، گرمایش و سرمایش ۴۵

- شکل ۳-۱: شماتیک سیستم مورد مطالعه ۵۷
- شکل ۳-۲: شماتیک سیکل میکروتوربین بعنوان محرک اولیه ۵۹
- شکل ۳-۳: شماتیک ساختمان اجکتور ۶۳
- شکل ۳-۴: قیمت های فروش برق و سوخت ۷۳
- شکل ۳-۵: مقدار ساعات آفتابی در ایران از سال ۱۹۸۶ تا ۲۰۰۵ ۷۵
- شکل ۳-۶: تقاضای ساعتی بارها در طی یک سال برای یک ساختمان فرضی ۷۶
- شکل ۴-۱: نقاط مختلف سیستم ۸۲
- شکل ۴-۲: توان مورد نیاز و تولیدی سیستم ۸۵
- شکل ۴-۳: گرمایش مورد نیاز و تولیدی سیستم ۸۶
- شکل ۴-۴: سرمایش مورد نیاز و تولیدی سیستم ۸۶
- شکل ۴-۵: مقایسه بازده انرژی و انرژی سیستم سنتی و تولید همزمان ۸۹
- شکل ۴-۶: مقایسه هزینه های سیستم سنتی و تولید همزمان ۸۹
- شکل ۴-۷: بررسی هزینه های مختلف سه سیال ۹۲
- شکل ۴-۸: مقایسه هزینه سالیانه سه سیال ۹۳
- شکل ۴-۹: مقایسه هزینه های مختلف سیستم در بارهای متفاوت ۹۴
- شکل ۴-۱۰: تأثیر تغییر دمای پینچ و اپروچ بر هزینه سالیانه ۹۶
- شکل ۴-۱۱: تأثیر تغییر دمای پینچ و اپروچ بر بازده انرژی ۹۶
- شکل ۴-۱۲: تأثیر بارهای مختلف بر هزینه ی سالیانه ۹۷
- شکل ۴-۱۳: تأثیر بارهای مختلف بر بازده انرژی ۹۹
- شکل ۴-۱۴: تأثیر دمای محیط بر نسبت سوخت مصرفی به توان تولیدی ۱۰۰
- شکل ۴-۱۵: تأثیر دمای محیط بر توان خالص ۱۰۰
- شکل ۴-۱۶: تأثیر قیمت سوخت بر هزینه سالیانه ۱۰۱

- شکل ۴-۱۷: مراحل اجرا یک الگوریتم ژنتیک ۱۰۳
- شکل ۴-۱۸: چارت الگوریتم ژنتیک برای تابع TAC ۱۰۴
- شکل ۴-۱۹: منحنی تغییرات تابع بهینه بر حسب تعداد تکرار ها ۱۰۸
- شکل ۴-۲۰: هزینه سالیانه سیستم بهینه برای سه سیال مختلف ۱۰۸
- شکل ۴-۲۱: هزینه های مختلف سیستم بهینه با سیال R123 ۱۱۰

فهرست جداول

- جدول ۱-۱: مقایسه ی بین انواع محرک های اولیه به کار رفته در سیستم تولید همزمان ۱۲
- جدول ۲-۱: مشخصه های کارکرد یک مجموعه CHP با توربین گاز ۱۶
- جدول ۳-۱: مشخصات چیلر ها جذبی ۲۳
- جدول ۴-۱: مقایسه بین چیلر های جذب سطحی و حجمی ۲۵
- جدول ۱-۳: پارامتر های محیطی ۷۶
- جدول ۲-۳: میزان تابش خورشید و میانگین دما برای ماه های مختلف سال ۷۷
- جدول ۳-۳: ترکیبات هوا ۷۸
- جدول ۴-۳: ضرایب برای محاسبه ی گرمای ویژه ی گازهای ایده آل ۷۹
- جدول ۱-۴: مقادیر پارامتر های مدل سازی ۸۳
- جدول ۲-۴: مشخصات نقاط مختلف سیستم حاصل از مدل سازی ۸۴
- جدول ۳-۴: نتایج اعتبارسنجی ۸۷
- جدول ۴-۴: هزینه های سرمایه گذاری اجزا مختلف ۹۰
- جدول ۵-۴: نتایج روش جریان نقدینگی تنزیلی ۹۱
- جدول ۶-۴: دما و فشار بحرانی سه سیال ۹۲
- جدول ۷-۴: مقادیر هزینه های مختلف سیستم و بازده انرژی و انرژی در بار های مختلف ۹۸
- جدول ۸-۴: مقادیر پارامتر های الگوریتم ژنتیک ۱۰۵
- جدول ۹-۴: پارامتر های ورودی سیستم ۱۰۵
- جدول ۱۰-۴: محدوده پارامتر های تصمیم ۱۰۶
- جدول ۱۱-۴: مقادیر پارامتر های تصمیم حاصل از بهینه سازی ۱۰۷
- جدول ۱۲-۴: بازده انرژی و انرژی سه سیال ۱۰۹

فهرست نشانه ها

زیر نویس ها	نماد ها
هوا	a
محیط	amb
مورد نیاز	dmn
محصول	p
نقاط سیکل	۱ و ۲ و ۳ ...
اشباع	sat
چیلر	ch
جذبی	abs
نامی	nom
سوخت	f
گاز	g
ورودی	in
به طور خالص	net
خروجی	out
کمپرسور هوا	AC,C
رکوپراتور	rec
توربین گاز	GT
کندانسور	Con
پمپ	P
اوپراتور	evp
توربین	T
محفظه احتراق	CC
آب	W
نقطه پینچ	PP
نقطه اپروچ	ap
	ضریب قیمت
	ارزش حرارتی پایین سوخت
	هزینه سالیانه یکنواخت
	مجموع هزینه سالیانه
	ضریب عملکرد
	آنتالپی
	طول عمر تجهیزات
	نرخ تورم
	هزینه نگهداری
	دبی جرمی
	فشار
	گرمای ویژه
	زمان
	دما
	علائم یونانی
	راندمان
	ضریب آلودگی هوا

فصل اول

مقدمه

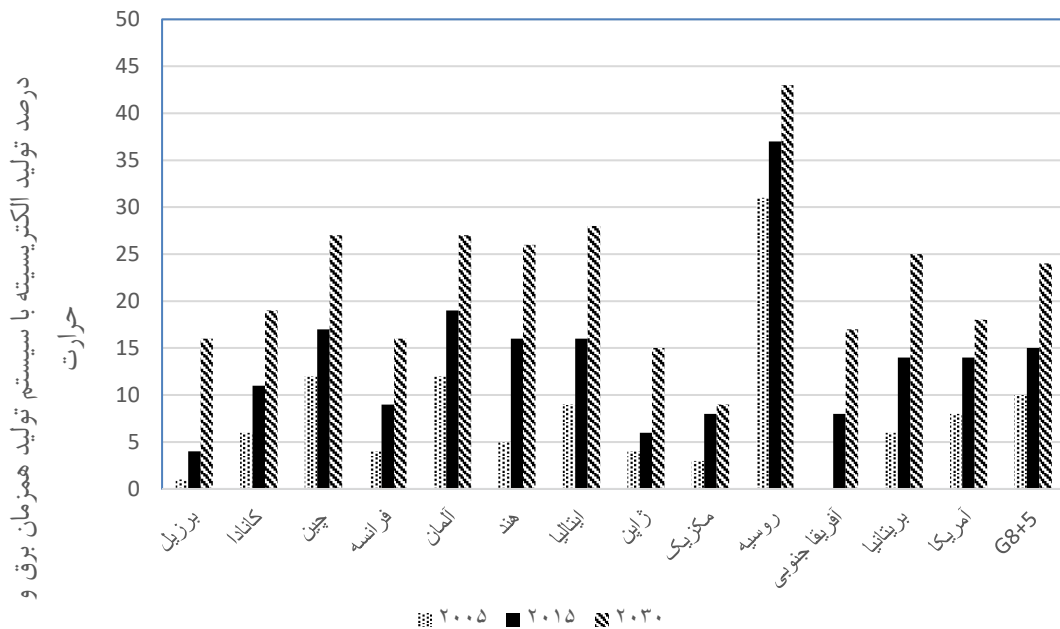
۱-۱- مقدمه

در این فصل ابتدا معرفی سیستم های تولید همزمان و مقایسه آن با سیستم های سنتی انجام می گیرد. سپس کاربرد ها و فواید آن ها بر شمرده می شود. همچنین تجهیزات و فناوری های به کار رفته در سیستم های تولید همزمان، مانند محرک های اولیه، تجهیزات الکتریکی و بازیاب حرارت، و سایل سرمایشی، سیکل ارگانیک رنکین و انرژی های تجدید پذیر معرفی خواهند شد.

۱-۲- بررسی و معرفی سیستم های تولید همزمان

از سال ۱۹۷۳ میلادی، مصادف با وقوع اولین شوک قیمت نفت در جهان و توجه به مسئله کارایی انرژی و کاهش آلودگی محیط زیست، استفاده از واحدهای تولید همزمان در کشورهای جهان مطرح و به نتیجه ملموسی رسید. اما در کشور ما به دلایل مختلف از جمله پایین بودن قیمت انرژی هیچگاه تولید همزمان برق و حرارت به صورت جدی مورد توجه قرار نگرفت. به همین دلیل متأسفانه ایران در حال حاضر در استفاده از این روش سهم قابل توجهی ندارد. کشورهای نظیر دانمارک، هلند، آلمان، روسیه، اتریش، ژاپن، انگلستان و آمریکا حداکثر ظرفیت تولید برق حرارتی خود را به استفاده از روش مذکور اختصاص داده اند و کشورهای کانادا، هندوستان، آفریقای جنوبی، ایرلند، کره جنوبی، مکزیک و یونان به میزان قابل توجهی به این روش روی آورده اند. در روش های معمول برای تأمین نیازهای الکتریکی، حرارتی و سرمایی، الکتریسته از شبکه توزیع سراسری و حرارت به وسیله سوزاندن سوخت در بویلر ها و تجهیزات گرمازا و سرمایش نیز بوسیله الکتریسیته و یا گرما به روش تولید جداگانه تأمین می گردد [۱، ۲].

در شکل ۱-۱ میزان انرژی الکتریکی با استفاده از روش تولید همزمان در سال های ۲۰۰۵ و ۲۰۱۵ با چشم انداز آن در سال ۲۰۳۰ مقایسه شده است.



شکل ۱-۱: ظرفیت های نصب شده تولید همزمان در کشورهای مختلف و چشم انداز آن [۳]

به عنوان مثال کشور دانمارک در ابتدا شروع بحران نفت، ۹۰ درصد به واردات نفت وابسته بود. امروزه دانمارک از واردات نفت و گاز تقریباً بی نیاز شده است. استفاده از انرژی باد و سیستم های تولید همزمان از عوامل مهم کاهش نیاز به سوخت های فسیلی در این کشور است. همچنین نگرانی های زیست محیطی جامعه باعث رشد تولید همزمان در این کشور شده است. موفقیت تولید همزمان در دانمارک عمدتاً به خاطر سیاست ها و قوانین تشویقی دولت ها می باشد. [۲] در این کشور، تولید برق از حالت متمرکز با نیروگاه های بزرگ در فاصله ۲۵ سال از سال ۱۹۸۰ تا ۲۰۰۵ همواره در حال کاهش بوده و ۹۹/۴ درصد رشد منفی داشته است. همین طور واحدهای بزرگ تولید همزمان برق و حرارت نیز کاهشی به میزان ۷/۱۹ درصد را در این دوره دارا بودند. واحدهای کوچک تولید همزمان برق و حرارت به میزان ۲۰۶۸ درصد یعنی بیش از بیست برابر در این دوره رشد داشته است [۱].

سال ها پیش فناوری تولید همزمان برای اولین بار در نیروگاه های سیکل بخار به کار رفته و از بخار استخراج شده از سیکل برای مصارف گرمایشی کارخانه و واحدهای اطراف آن استفاده می شده است. این عمل گرچه کمی باعث کاهش راندمان نیروگاه بوده اما با تأمین حرارت مورد نیاز واحد از مصرف حجم زیادی سوخت جلوگیری می کرده است. خوشبختانه این ایده تنها به نیروگاه های بخار محدود نشد و در طی این سال ها، به ویژه در سال های اخیر، فناوری تولید مشترک برق و حرارت، که بهره

وری بالایی را در مصرف انرژی به دنبال دارد، به سایر مولدهای تولید قدرت (مکانیکی یا الکتریکی) گسترش داده شد. به عبارت دیگر امروزه می توان با پیشرفت های صورت گرفته، هر سیستم مولد قدرتی با هر اندازه و کاربرد را به صورت یک واحد مشترک طراحی نمود. به این ترتیب علاوه بر تولید توان الکتریکی یا مکانیکی توسط دستگاه، امکان استحصال حرارت اتلافی مولد یا موتور به صورت انرژی گرمایی قابل استفاده وجود دارد. [۴] فناوری CCHP از CHP که یک فناوری قابل اعتماد با قدمت ۱۰۰ سال است نشأت گرفته است، که همانطور که گفته شد در ابتدا این فناوری در نیروگاه های متمرکز در مقیاس بزرگ و در کاربردهای صنعتی استفاده می شد. در CHP بعد از تولید برق گرمای اتلافی برای گرمایش استفاده می شود. اما در تابستان که نیاز به گرمایش وجود ندارد این حرارت هدر می رود. به همین خاطر CCHP توسعه داده شد تا بتوان از این گرما در فصل گرم سال جهت سرمایش بهره برد. بسیاری از سیستم های CCHP در زمستان که سرمایش نیاز نیست تبدیل به CHP می شوند. به طور کلی پیشرفت اخیر سیستم های CCHP به ظهور مفهومی به نام DER^۱ مربوط است. DER به معنای تولید انرژی به صورت غیر متمرکز و توزیع شده می باشد به طوری که نیاز الکتریسیته و حرارتی کاربر را در نزدیک او تولید و تأمین شود [۲]. به این ترتیب مشکلات اتلاف که در تولید متمرکز و نیروگاهی وجود داشت از بین می رود [۱]. بر طبق پژوهش های صورت گرفته DER به دو نوع اصلی تقسیم می شود [۲].

- سیستم های CHP یا CCHP با قدرت بالا که از محرک های اولیه ای که از سوخت های فسیلی استفاده می کنند؛ بهره می برند.

- سیستم های با قدرت پایین تر که از انرژی های تجدید پذیر نیز بهره می برند.

سیستم های تولید همزمان دارای محرک اولیه هستند که با سوخت های فسیلی و یا با منابع تجدیدپذیر عمل می کنند. بیشترین بازدهی برای محرک اولیه و مولد وجود دارد کمتر از ۵۰٪ است و مابقی سوخت ورودی به صورت حرارت اتلافی هدر می رود. در سیستم های تولید همزمان این

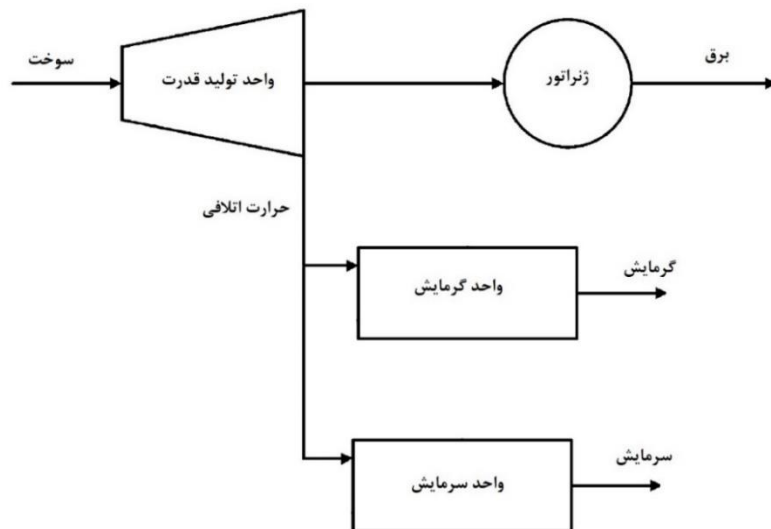
^۱ Decentralized energy resources

حرارت مورد بازیافت قرار می گیرد که منابع اتلاف عبارتند از گازهای خروجی از محرک اولیه، سیکل خنک کن وروغن روغنکاری. [۴] بدین صورت محرک اولیه توان تولید می کند و حرارت اتلافی آن مورد بازیافت قرار می گیرد و برای تولید گرمایش، سرمایش و حتی تولید دوباره الکتریسیته مورد استفاده قرار می گیرد. کارایی سیستم های معمول به روش متمرکز در حدود ۲۷ تا ۵۵ درصد می باشد که بیشترین کارایی مربوط به نیروگاه های سیکل ترکیبی می باشد در حالی که با بهره گیری از فناوری تولید همزمان برق و حرارت به صورت مستقل، کارایی انرژی به بیش از ۸۵ درصد نیز خواهد رسید، تا آنجا که دولت های اروپایی، امریکا و حتی در کشورهای آسیایی نظیر ژاپن سیاست ها و قوانینی را برای ترغیب به استفاده از سیستم های تولید همزمان برق و حرارت وضع نموده اند. [۱] به علاوه استفاده هرچه کمتر از سوخت های فسیلی باعث کاهش آلاینده های محیط زیست می شود. سیستم های CCHP نه تنها توسط فیلترهایی از آزاد شدن آلاینده هایی مانند NOX, CO₂, CO, UHC جلوگیری می کند بلکه کاهش ۳۵ درصدی سوخت در این دستگاه ها نقش بزرگی در کم شدن تولید آنها دارد. استفاده کمتر از سوخت های فسیلی باعث کمتر شدن هزینه ها و جلوگیری از اتلاف منابع کشور می شود [۴].

به طور خلاصه سیستم های CCHP به این صورت عمل می کند:

۱. توان در واحد تولید قدرت تولید می شود.
۲. قدرت تولید شده از طریق ژنراتور به الکتریسیته تبدیل می شود.
۳. حرارت اتلافی در واحد تولید قدرت بازیافت می شود.
۴. همه یا بخشی از حرارت اتلافی برای گرمایش بکار می رود.
۵. همه یا بخشی از حرارت اتلافی برای سرمایش بکار می رود.

در شکل ۱-۲ یک سیستم CCHP نشان داده شده است.



شکل ۱-۲: نمونه ای از طرح یک سیستم تولید همزمان سه گانه

۱-۳- مقایسه سیستم های تولید همزمان با سنتی

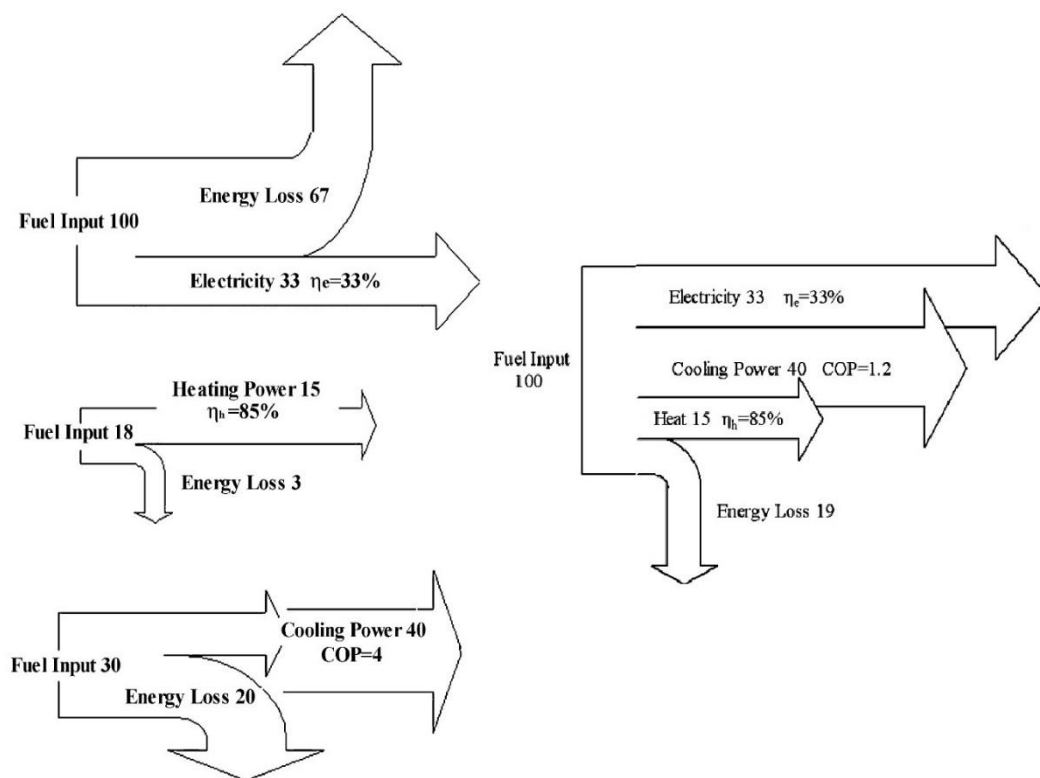
در مقایسه با نیروگاه های متمرکز بزرگ و سیستم های تهویه مطبوع محلی سیستم های تولید همزمان به دلیل توسعه و چشم انداز امیدوار کننده، بیشتر مورد توجه قرار می گیرند. در سیستم های تولید همزمان مصرف سوخت به صورت چشمگیری از ۷۰ تا ۹۰ درصد در مقایسه با مقدار ۳۰ تا ۴۵ درصد حالت متمرکز بهبود یافته است. [۲]

سیستم های CCHP می توانند محدوده ظرفیتی بین ۱ کیلووات تا ۵۰۰ مگاوات را پوشش دهند. بیشتر نیروگاه های متمرکز و صنایع، سیستمی با ظرفیت بیش از ۱ مگاوات را دارند. ظرفیت سیستم های غیر متمرکز CCHP، کمتر از ۱ کیلووات برای محل زندگی، بیشتر از ۱۰ مگاوات برای بیمارستان ها یا دانشگاه ها و حتی ۳۰۰ مگاوات برای تامین کننده انرژی شهر ها می باشد. در یک دسته بندی سیستم ها با ظرفیت کمتر از ۱ مگاوات را مقیاس کوچک، کمتر از ۵۰۰ کیلووات را مینی و کمتر از ۲۰ کیلووات را میکرو می نامند [۲، ۵].

برای نشان دادن فواید ناشی از صرفه جویی در سیستم های تولید همزمان، مقایسه ی ساده زیر ارائه می گردد. شکل ۱-۳ نشان دهنده جزئیات این مقایسه است. اگر کاربر ۳۳ واحد توان الکتریسیته، ۴۰ واحد سرمایش و ۱۵ واحد گرمایش در یک روز تابستانی نیاز داشته باشد، باید ۱۴۸ واحد انرژی در سیستم سنتی استفاده کند. نیروگاه های متمرکز با بازده ۳۳٪ برای تولید ۳۳ واحد الکتریسیته، ۱۰۰

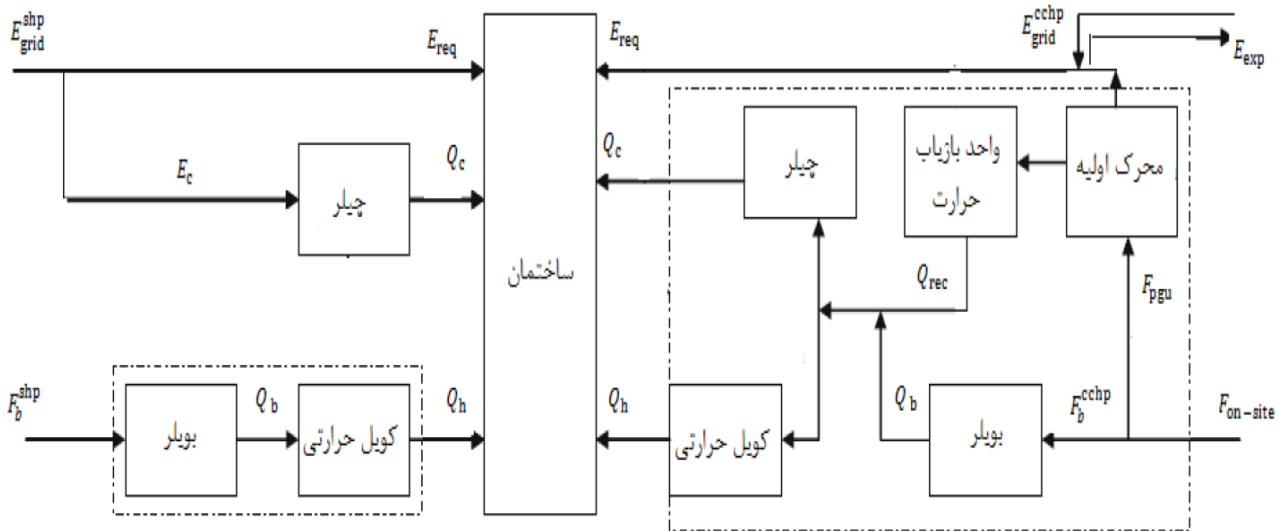
واحد سوخت لازم دارند. بویلر های سنتی با بازده ۸۵٪ برای تولید ۱۵ واحد گرما، ۱۸ واحد سوخت مصرف می کنند. همچنین تهویه کننده های هوای الکتریکی با $COP=4$ با مصرف ۱۰ واحد برق، ۴۰ واحد سرمایش تولید می کنند. این به مانند این است که با ۳۰ واحد سوخت اولیه در نیروگاه ۴۰ واحد سرمایش تولید بشود.

اما در سیستم های CCHP با ۱۰۰ واحد انرژی اولیه ۳۳ واحد الکتریسیته، ۴۰ واحد سرمایش و ۱۵ واحد گرمایش در یک روز تابستان می توان تولید کرد. در CCHP ۳۴ واحد از گرمای اتلافی برای سیستم خنک کن با $COP=1.2$ و ۱۸ واحد هم برای تولید گرما بازیافت می شود، تا در مجموع بازده ۸۵٪ در صد را به ما بدهد. در مجموع سیستم های CCHP در مقایسه با سیستم های سنتی برای رفع نیاز یکسان انرژی کاربر ۴۸ واحد انرژی کمتر مصرف می کنند. این مثال ساده نشان دهنده فواید ترمودینامیکی سیستم تولید همزمان در مقایسه با سیستم تولید معمولی است در حالی که هر دو یک هدف را محقق می کنند [۲، ۶].



شکل ۱-۳: مقایسه سیستم تولید همزمان (سمت راست) با روش سنتی (سمت چپ)

تفاوت بین سیستم تولید مشترک و سیستم تولید مجزا در شکل ۴-۱ نشان داده شده است.

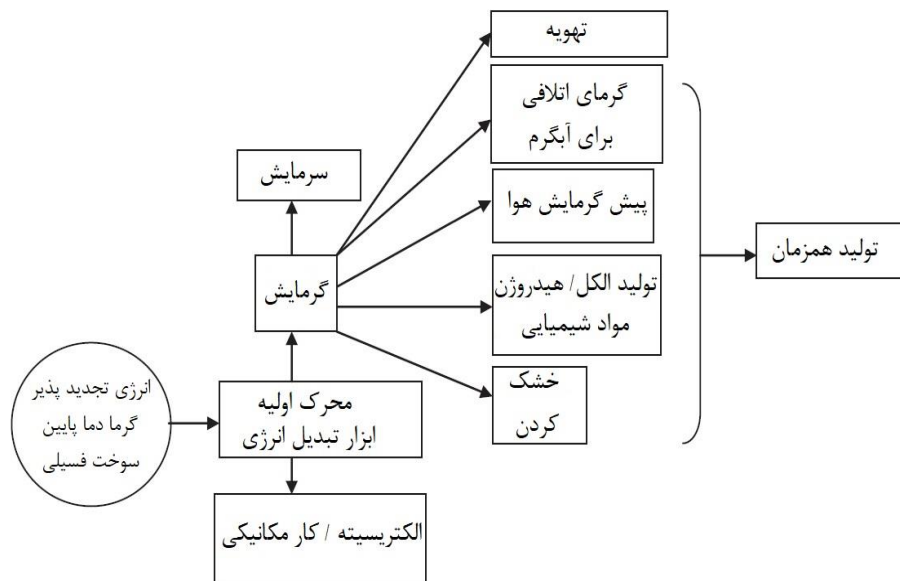


شکل ۴-۱: مقایسه سیستم مجزا با سیستم تولید همزمان [۷]

با استفاده از سیستم های تولید همزمان علاوه بر تأمین نیاز کاربر و حتی بیشتر از آن، مصرف انرژی اولیه و هزینه ها کاهش می یابد.

۴-۱- کاربرد ها و فواید تولید همزمان

سیستم تولید همزمان دارای مزایا و کاربردهای فراوانی است. در شکل ۵-۱ محصولات و برخی کاربردهای این سیستم نشان داده شده است [۸].



شکل ۵-۱: کاربرد های تولید همزمان

سیستم های تولید همزمان مزایای فراوانی دارند که در ادامه برخی از آن ها را بررسی می کنیم [۹].

- **افزایش بازده انرژی:** مهم ترین دلیل گرایش به سیستم های تولید همزمان، بازده بالا آن ها می باشد. در روش تولید جداگانه از کل انرژی ورودی به سیستم تنها یک پنجم به انرژی مفید تبدیل می شود که این مقدار در سیستم های تولید همزمان به چهار پنجم می رسد. البته قابل ذکر است بازده نیروگاه های سیکل ترکیبی پیشرفته تا حدود زیادی افزایش یافته ولی تلفات بالا در خطوط انتقال نیرو و مصارف داخلی نیروگاه ها باعث پایین بودن بازده کل می شود.
- **کاهش هزینه های تأمین انرژی اولیه برای مصرف کننده:** در روش تولید جداگانه کاربر برق را از شبکه خریداری می کند و با سوزاندن سوخت های فسیلی نیاز گرمایشی خود را تأمین کرده؛ و با برق و یا گرما سرمایه گذاری می کند. اما در تولید همزمان فقط با سوزاندن سوخت، برق مورد نیاز تولید شده و از اتلاف حرارت جهت گرمایش و سرمایه گذاری استفاده می شود، بدین ترتیب هزینه خرید برق از شبکه و سوخت اولیه کاهش می یابد.
- **عدم اتلاف در خطوط انتقال:** در روش سنتی برق در نیروگاه ها تولید می شود و مقدار زیادی از این الکتریسیته در حین انتقال توسط شبکه و تحویل به مشتری هدر می رود. سیستم تولید همزمان به دلیل تولید در محل مصرف این هدر رفت را به صفر رسانده است.
- **کاهش انتشار گاز CO₂:** سیستم های تولید همزمان به دلیل افزایش راندمان و استفاده بیشتر از محتوا سوخت اولیه، باعث می شوند گاز های گلخانه ای کمتری به جو رها شود. پیش بینی می شود با استفاده از سیستم های تولید همزمان تا سال ۲۰۳۰ انتشار گاز CO₂ در جو ۹۵۰ MT/year کاهش یابد.
- **امکان فروش برق تولید شده مازاد به شبکه:** در این سیستم مصرف کنندگان قادر خواهند بود، برق تولیدی مازاد خود را به شبکه سراسری بفروشند.

- کاهش نیاز به سرمایه گذاری دولت و افزایش قابلیت اطمینان: سیستم های تولید همزمان علاوه بر اینکه انرژی خود را تامین می کنند می توانند انرژی مازاد خود را در اختیار سایر واحد ها قرار دهند و این باعث می شود دولت ها نیاز به سرمایه گذاری کمتری برای تولید انرژی توسط نیروگاه ها داشته باشند. همچنین به دلیل تولید انرژی در محل توسط سیستم تولید همزمان خطوط انتقال انرژی کوتاه تر شده و هزینه های مربوط به آن نیز کاهش می یابد. همچنین سیستم های تولید همزمان قابلیت اطمینان بالایی دارند، زیرا تولید انرژی در کشور در برابر حملات نظامی و همچنین بلایای طبیعی مقاوم می شود.
- تامین انرژی الکتریکی سبب با کیفیت بسیار بالاتر: برقی که از شبکه خریداری می شود دارای نوسان ولتاژ و افت فرکانسی بسیار زیادی است که باعث آسیب رسیدن به لوازم الکتریکی مشترکین می شود. اما در سیستم های تولید همزمان معمولاً از یک DC مبدل در خروجی ژنراتور برای تبدیل برق به AC استفاده می شود، و برقی بدون نوسان و یکنواخت در اختیار کاربر قرار می گیرد.

۵-۱- تجهیزات و اجزای سیستم تولید همزمان

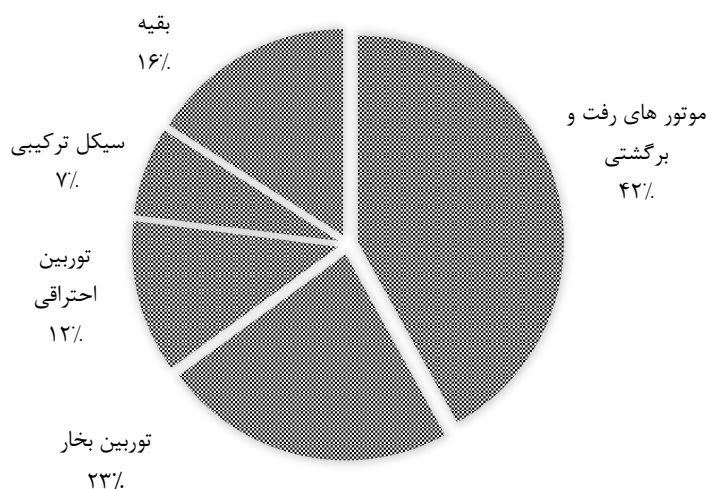
سیستم های تولید همزمان اجزا بسیار زیادی دارند که مهمترین قسمت های آن ها عبارتند از:

۱- محرک های اولیه ۲- تجهیزات الکتریکی ۳- تجهیزات بازیاب حرارت ۴- وسایل سرمایشی ۵-

انرژی های تجدید پذیر

۱-۵-۱- محرک های اولیه^۱

محرک اولیه مهم ترین بخش سیستم تولید همزمان است که با استفاده از سوخت ورودی کار مکانیکی تولید می کند و این کار مکانیکی توسط ژنراتور به الکتریسیته تبدیل می شود. در این قسمت به تشریح محرک های اولیه می پردازیم. در شکل ۱-۶ تعداد سیستم های CHP/CCHP موجود بر حسب محرک اولیه را مشاهده می کنید.



شکل ۱-۶: درصد انواع محرک های اولیه در سیستم های تولید همزمان [۱۰]

در محرک های اولیه نسبت حرارت به الکتریسیته تولیدی، یک نسبت بدون بعد می باشد که در انتخاب محرک تأثیر گذار است. در جدول ۱-۱ انواع محرک های اولیه و مشخصات آن ها ذکر شده است:

^۱ Prime movers

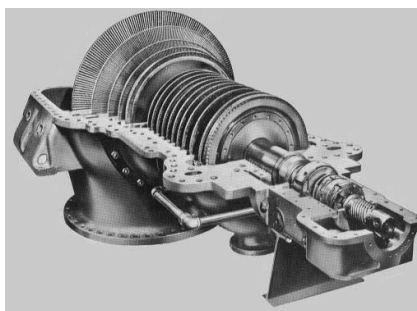
جدول ۱-۱: مقایسه ی بین انواع محرک های اولیه به کار رفته در سیستم تولید همزمان [۴]

سیستم تولید همزمان	مزایا	معایب	ابعاد موجود
توربین گازی	اعتمادپذیری بالا، آلاینده‌گی پایین، در دسترس بودن، حرارت بالا، عدم نیاز به سیستم خنک کنندگی	نیاز به گاز با فشار بالا و یا کمپرسور در ورودی گاز دارد، در بارگذاری کم بازدهی خیلی پایینی دارد، با افزایش دمای محیط توان خروجی کم می شود	۵۰۰ کیلووات تا ۴۰ مگاوات
میکروتوربین گازی	قطعات متحرک کمتر، ابعاد کوچک و وزن کم، آلاینده‌گی پایین، عدم نیاز به سیستم خنک کنندگی	هزینه بالا، بازدهی مکانیکی نسبتا پایین، محدود به کاربردهای تولید همزمان با دمای پایین می باشد	۳۰ تا ۳۵۰ کیلووات
موتورهای رفت و برگشتی / جرقه ای موتورهای رفت وبرگشتی احتراق فشرده/ گازوئیلی	بازده بالا همراه با انعطاف پذیری در شرایط عملیاتی بارگذاری جزئی، راه اندازی سریع، هزینه سرمایه گذاری نسبتا پایین، امکان اورهال در خود سایت با اپراتورهای معمولی، کار کردن با گاز فشار پایین	هزینه تعمیر و نگهداری بالا، محدود به کاربرد های تولید همزمان با دمای پایین می باشد، آلاینده‌گی نسبتا بالا، نیاز به خنک کردن دارد حتی اگر سیستم بازیافت حرارت استفاده نشود، میزان بالایی نویز با فرکانس پایین تولید می کند	کمتر از ۵ مگاوات دور بالا کمتر از ۴ مگاوات (۱۲۰۰ rpm)
توربین بخار	بازدهی کلی بالا، امکان استفاده از هر نوع سوختی، اعتماد پذیری بالا و طول عمر مفید و بالا	راه اندازی کند، نسبت پایین توان الکتریکی به حرارتی	۵۰ کیلووات تا ۲۵۰ مگاوات
پیل های سوختی	آلاینده‌گی و نویز پایین، بازدهی بالا در تمام شرایط بارگذاری، طراحی مطابق با مقیاس موردنظر	هزینه بالا، دوام کم، سوخت نیاز به پردازش دارد به جز مواردی که از هیدروژن خالص استفاده می شود	۲۰۰ تا ۲۵۰ کیلووات

در ادامه به تفصیل به بررسی چند نوع از محرک های اولیه می پردازیم:

۱-۵-۱-۱ - توربین های بخار (Steam Engines):

توربین بخار یکی از قدیمی ترین و پرکاربردترین فناوری های محرک اولیه است، که از حدود ۱۰۰ سال گذشته تا به امروز استفاده می شود. نوع مدرن توربین بخار در سال ۱۸۸۴ توسط سرچالز پارسونز اختراع شد. ظرفیت های توربین بخار از ۰/۷۵ کیلووات (برای پمپ ها) تا چند صد مگاوات (برای تولید برق) می تواند باشد. این باعث می شود توربین بخار به طور گسترده، برای سیستم های CCHP به کار رود. در سال ۱۹۹۶ حدود ۹۰ درصد از کل برق ایالت متحده با استفاده از توربین های بخار تولید شده است. سیکل ترمودینامیکی توربین بخار سیکل رنکین می باشد. توربین بخار به این شکل عمل می کند که بخار با فشار و درجه حرارت بالا درون توربین جریان یافته و باعث گردش شفت می شود. طبیعتاً بخار خروجی از توربین دارای فشار و دمای کمتری است. تفاوت مهمی که توربین بخار نسبت به موتورهای رفت و برگشتی و توربین گاز دارد، در این است که جریان اولیه ای که وارد توربین شده، خارج از توربین تهیه می شود. این کار اجازه می دهد تا طیف گسترده ای از سوخت ها و یا انرژی های تجدید پذیر را برای تولید بخار اولیه استفاده کرد. البته بخار خروجی می تواند برای مصارف گرمایش و یا تأمین انرژی مورد نیاز چیلر جذبی نیز مورد استفاده قرار بگیرد.



شکل ۱-۷: نمای باز از یک توربین بخار با ظرفیت ۱۱ مگاوات [۱۱]

توربین های بخار را می توان از لحاظ شرایط ورودی و خروجی بخار، آرایش شفت، نوع طبقات توربین و تعداد مراحل انبساط تقسیم بندی کرد. بسته به فشار خروجی، توربین های بخار به دو نوع تقسیم

می شوند: توربین بخار متراکم کننده^۱ و توربین بخار با فشار عقب^۲ [۲].

توربین های بخار متراکم کننده اینگونه هستند که بخار در فشار پائین (کمتر از فشار اتمسفریک) از توربین خارج شده به صورتی که بخار را بتوان در یک کندانسور با درجه حرارت هایی نزدیک به درجه حرارت محیط، تقطیر کرد.

توربین های بخار متراکم کننده بیشترین قدرت برقی را تأمین کرده و بنابراین پر مصرف ترین نوع توربین در نیروگاه ها و سرویس های برقی می باشند. از آن جایی که بخار خروجی، انرژی در دسترس کمی را داراست، از کاربرد توربین های بخار متراکم کننده برای تولید همزمان صرف نظر می گردد. اما در توربین های بخار با فشار عقب بخار خروجی آن در فشاری بالاتر از فشار اتمسفریک قرار دارد. بخار خروجی این نوع توربین انرژی کافی برای ایجاد گرمایش در فرآیند یا ساختمان را دارا است. به توربین متراکم کننده و توربین با فشار عقب به ترتیب توربین تقطیر کننده و غیر تقطیر کننده نیز می گویند. از جمله مزایا و معایب توربین بخار می توان به موارد زیر اشاره کرد [۱۲]:

مزایا: استفاده از هر نوع انرژی از جمله تجدید پذیر، چرخه عمر طولانی، بازده بالا، استخراج بخار در فشار و درجه حرارت مورد نظر، نسبت گرما به قدرت قابل انعطاف.

معایب: ساختمان بزرگ، پاسخ آهسته به تغییرات بار، هزینه اولیه بالا، نیاز به بخار با آنتالپی بالا، راه اندازی اولیه آرام.

۱-۵-۱-۲- توربین های گاز (Gas Turbine):

توربین های گاز در اوایل سال های ۱۹۰۰ میلادی با توجه به پیشرفت های مهندسی پایه گذاری شد و در اواخر سال های ۱۹۳۰ میلادی نیز استفاده از این توربین ها به منظور تولید توان آغاز گردید. اما در دهه ۶۰ میلادی کاربران صنعتی به توربین گازی به عنوان یک محرک برای تولید بار پایه اعتماد کردند. به دلیل استفاده از توربین های گازی در صنایع دفاعی و هوایی، پیشرفت های زیادی در این

^۱ condensing turbines

^۲ Back pressure steam turbine

زمینه حاصل شده، به طوری که بازده توربین های گاز به بیش از توربین های بخار رسیده و استفاده از آن ها افزایش یافته است. توربین های گازی در اندازه های مختلف از چند صد کیلووات تا چند صد مگاوات موجود می باشند. این توربین ها، حرارتی با کیفیت بالا (دمای بالا) تولید می نماید که می تواند برای گرمایش ناحیه ای یا صنعتی مورد استفاده قرار گیرد. همچنین ممکن است این حرارت بازیافت شود تا باعث بهبود بازدهی گردد و یا از آن برای تولید بخار استفاده شود و بخار حاصل در یک سیکل ترکیبی توربین بخار را به حرکت درآورد. کم بودن هزینه نگهداری و بالا بودن کیفیت حرارت، اغلب باعث می شود توربین گازی انتخاب مناسبی برای بسیاری از CHP های صنعتی و تجاری بزرگ تر از ۱ مگاوات باشد [13].

توربین های گازی ممکن است به صورت های مختلفی مورد استفاده قرار گیرند:

- در چرخه ساده ای که تنها برای تولید برق استفاده می شود. مانند نیروگاه های برق که بازده ای در حدود ۳۵ درصد دارند.
- در سیستم های تولید همزمان برای تولید برق استفاده می شوند و همچنین می توان از گرما اتلافی آن ها برای تولید سرمایه گذاری گرمایش و حتی تولید دوباره برق استفاده کرد و بازده سیکل را به ۶۰ تا ۸۰ درصد رساند.
- استفاده در صنایع مختلف و تامین برق مصرفی تجهیزات

به دلیل استفاده از گاز طبیعی و راندمان بالاتر، توربین گازی دارای آلودگی کمتری نسبت به دیگر فناوری های فسیلی است.

سیستم توربین بخار بر پایه چرخه ترمودینامیکی برایتون عمل می نماید. در این چرخه هوای اتمسفریک متراکم و گرم می شود و سپس در یک توربین منبسط می گردد و توانی تولید می نماید که مقداری از آن صرف به کار انداختن کمپرسور می شود و باقی مانده ی آن توان خروجی سیستم می باشد.

اقتصادی بودن توربین های گازی در کاربرد های فرآیندی وابسته به استفاده مفید از انرژی حرارتی

موجود در گاز های خروجی است. توربین هایی که به منظور تأمین برق اضطراری به کار می روند دارای بازدهی کم و در عوض قیمت پایین می باشند، در صورتی که توربین هایی که برای کاربرد هایی با فاکتور توان سالیانه بالا مورد استفاده قرار می گیرند، دارای بازدهی و قیمت بالا می باشند. در جدول ۱-۲ مشخصات عملکردی سیستم های CHP با توربین گاز که در بازار آمریکا قابل تهیه می باشند، با ظرفیت های ۱ تا ۴۰ مگاوات آورده شده است [۱].

جدول ۱-۲: مشخصه های کارکرد یک مجموعه CHP با توربین گاز

سیستم ۵	سیستم ۴	سیستم ۳	سیستم ۲	سیستم ۱	مشخصه های کارکرد و هزینه
۴۰۰۰۰	۲۵۰۰۰	۱۰۰۰۰	۵۰۰۰	۱۰۰۰	توان الکتریکی (کیلووات)
۷۸۵	۸۶۰	۹۷۰	۱۰۱۰	۱۷۸۰	قیمت کل سیستم نصب شده (دلار بر کیلووات ظرفیت)
۳۷	۳۴	۲۹	۲۸	۲۵	بازدهی الکتریکی (درصد)
۷۴	۷۳	۷۱	۶۹	۶۸	بازدهی کل CHP (درصد)

۱-۵-۱-۳- میکروتوربین ها (Microturbines):

میکروتوربین ها مولدهای کوچک برق هستند که سوخت گازی یا مایع می سوزانند، و یک ژنراتور الکتریکی را با سرعت بالا به چرخش در می آورند. تست میکروتوربین ها از سال ۱۹۹۷ آغاز گردید و در سال ۲۰۰۰ به صورت تجاری، سرویس دهی اولیه این فناوری شروع شد. دامنه تولید توان توسط میکروتوربین های موجود و در حال توسعه از ۳۰ تا ۵۰۰ کیلووات می باشد، در حالی که توان تولیدی توربین های گازی سنتی از ۵۰۰ کیلووات تا ۳۵۰ مگاوات می باشد. میکروتوربین ها در سرعت های بالا عمل می کنند و همانند توربین های گازی می توانند تنها در تولید قدرت به کار روند و یا در سیکل های ترکیبی CHP مورد استفاده قرار می گیرند. میکروتوربین ها با سوخت های گوناگونی می توانند کار کنند که شامل گاز طبیعی، گاز ترش (دارای گوگرد بالا) و سوخت های مایع همانند بنزین نفت و گازوئیل است. [۱] در شکل ۱-۸ یک نمونه میکروتوربین را مشاهده می کنید.



شکل ۸-۱: میکروتوربین کپستون مدل C200 با توان خروجی ۱۹۰ کیلووات [۱۰]

میکروتوربین‌ها برای کاربردهای گوناگون تولید و توزیع در محل مناسب هستند، زیرا دارای انعطاف پذیری در روش‌های مختلف اتصال، کوتاه بودن زمان نصب، راه‌اندازی سریع و همچنین قابلیت چیده شدن به طور موازی برای تأمین بارهای بزرگ می‌باشد.

انواع کاربردهای آن شامل: تأمین توان بار پایه - تولید همزمان برق و حرارت - تولید برق پشتیبانی و اضطراری - شبکه‌های کوچک

در هنگام استفاده از میکروتوربین‌ها به صورت CHP یک مبدل حرارتی ثانویه انرژی باقی مانده در خروجی میکروتوربین را برای تهیه آب گرم منتقل می‌نماید. حرارت خروجی ممکن است در مواردی مانند گرمایش، آب آشامیدنی، به کار انداختن چیلرهای جذبی، گرمایش محیط و تأمین حرارت فرآیندی مورد استفاده قرار گیرد. بیشتر موارد استفاده CHP‌ها برای تأمین آب گرم و گرمایش محیط می‌باشد. [۱]

۱-۵-۱-۴ - موتورهای رفت و برگشتی (Reciprocating Engines):

موتورهای رفت و برگشتی یا احتراق داخلی به چندین شکل وجود دارند و شاید معمول‌ترین شکل از موتورهای رفت و برگشتی، موتورهای بنزینی با احتراق جرقه‌ای در اتموبیل‌ها و موتور دیزل باشد. این موتورها در سیستم‌های تولید همزمان از ۵۰ کیلووات تا ۲۰۰ مگاوات وجود دارند. حتی سیستم‌های تولید همزمان کوچک‌تر تا ۶ کیلووات هم با این موتورها پیشنهاد شده است. موتور سیلندر پیستونی رایج‌ترین محرک اولیه در سیستم‌های تولید همزمان در اندازه‌های ۱ تا ۱۰۰۰ کیلووات است. سوخت اکثر این موتورها گاز و یا به صورت ترکیبی گاز-دیزل می‌باشد.

پنج نوع موتور که کاربرد دارند عبارتند از [۱۱]:

- موتور صنعتی (Industrial Engine)

- موتور خودرو (Automotive Derived Engine)

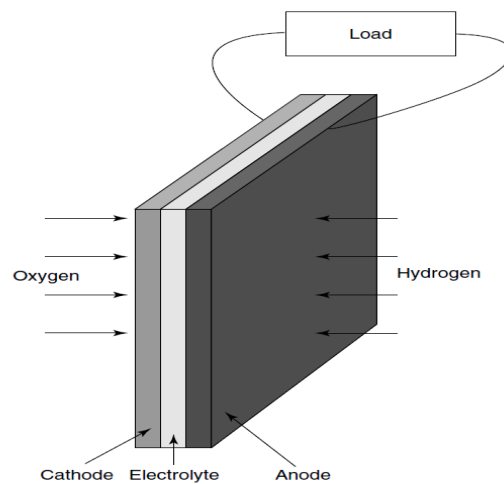
- موتور دیزل (Diesel Engine)

- موتور گازی (Gas Engine)

- موتور استرلینگ (Stirling Engine)

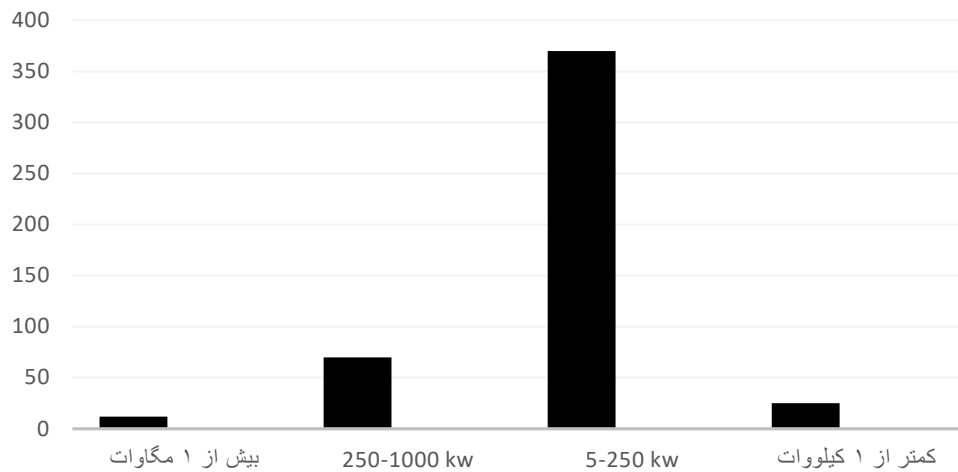
۱-۵-۱-۵- پیل سوختی (Fuel Cell):

پیل سوختی وسیله ای است که انرژی شیمیایی سوخت را مستقیماً به انرژی الکتریکی تبدیل میکند. برخلاف باتری ها که به علت محدود بودن مقدار ماده ی واکنش دهنده در مخزن باتری، پس از مدتی نمی توانند انرژی لازم را تأمین کنند، در پیل سوختی مواد واکنش دهنده به صورت پیوسته وارد پیل شده و فرآورده ها به صورت پیوسته خارج می شوند، بنابراین پیل سوختی می تواند به صورت پیوسته کار کند. هم چنین به دلیل این که تبدیل انرژی به طور مستقیم روی می دهد از بازدهی بالایی برخوردار است. در پیل سوختی گاز هیدروژن، به عنوان سوخت مصرف شده و از واکنش آن با اکسیژن، علاوه بر انرژی الکتریکی، آب و حرارت نیز تولید می گردد. به عبارت دیگر در این تبدیل، عکس واکنش الکترولیز آب رخ میدهد. [۱۴].



شکل ۱-۹: شمای کلی یک پیل سوختی [۱۴]

در شکل ۱-۱۰ تعداد ظرفیت نصب شده نیروگاه های پیل سوختی در جهان مشاهده می شود [۱۵]:



شکل ۱-۱۰: تعداد ظرفیت های نصب شده نیروگاه های پیل سوختی در جهان

۱-۵-۲- تجهیزات الکتریکی

تجهیزات الکتریکی برای سیستم‌های تولید همزمان شامل ژنراتورها، ترانسفورمرها، تجهیزات سوئیچینگ، مدار شکن‌ها، رله‌ها، کنتورها، کنترل‌ها، خطوط انتقال و دیگر تجهیزات وابسته است. علاوه بر تجهیزاتی که در تولید توان الکتریکی مورد نیاز است، سیستم‌های تولید همزمان ممکن است برای بهره‌برداری اضطراری و نیز فروش برق به شبکه نیاز به تجهیزاتی برای اتصال به شبکه برق داشته باشند. در سیستم‌های تولید همزمان هردو نوع ژنراتور سنکرون و آسنکرون به کار برده می‌شود [۴].

۱-۵-۳- تجهیزات بازیابی حرارت^۱

تجهیزات بازیابی حرارت اولیه که در سیستم‌های تولید همزمان مورد استفاده قرار می‌گیرند، انواع تجهیزات تولید کننده بخار و آب گرم را شامل می‌شود. چندین نوع از تجهیزات بازیابی حرارت وجود دارد. این تجهیزات را می‌توان به نام تجهیزات تولید بخار از حرارت بازیابی شده یا HRSG^۲ نامید. تجهیزات مزبور غالباً به چند دسته تقسیم بندی می‌شوند:

- بدون احتراق (Unfired): یک سیستم HRSG بدون احتراق همانا یک مبدل حرارتی همرفت (convection) می‌باشد.
- احتراق جزئی (Partially Fired): یک سیستم HRSG با احتراق جزئی از یک کانال احتراق تشکیل شده که غالباً برای افزایش درجه حرارت گاز خروجی از یک مشعل گاز در بالا دست

^۱ Heat Recovery Equipment

^۲ Heat Recovery Steam Generation

HRSG استفاده می شود.

• احتراق کامل (Fully Fired): یک سیستم HRSG با احتراق کامل اساساً یک بویلر است که

در آن از گاز خروجی به صورت هوای پیش گرم استفاده می کنند.

در اکثر این تجهیزات، گاز خروجی از دستگاه عبور کرده و از بالای دستگاه خارج می شود. انرژی گاز خروجی برای گرم کردن و تبخیر آب و سوپرهیت کردن بخار مورد استفاده قرار می گیرد. انتخاب مناسب از تجهیزات HRSG بستگی به محرک اولیه، شرایط بخار مورد نیاز و دیگر پارامترهای وابسته دارد [۴].

۱-۵-۴- وسایل سرمایشی

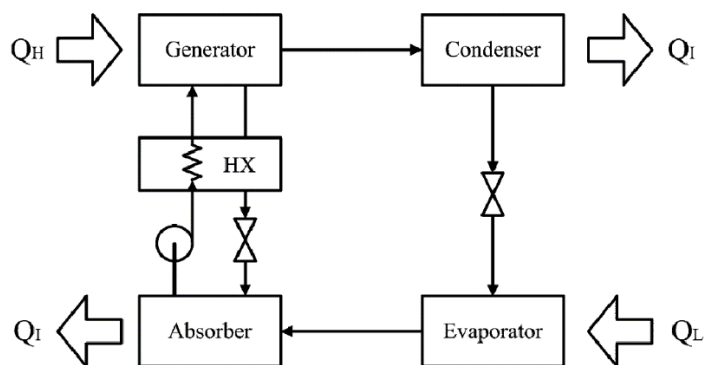
سیکل های تبرید موجود عبارتند از: سیکل تبرید تراکمی، تبرید جذبی، تبرید اجکتوری و تبرید ترمو الکتریک. همان طور که قبلاً گفته شد، یک تفاوت مهم بین CCHP و سیستم های CHP اینست که CCHP علاوه بر تولید برق و گرمایش شامل ابزار سرمایش نیز می باشد. این خصوصیت اضافه می تواند باعث به کارگیری فناوری های متفاوتی در این سیستم شود. تحقیقات اخیر نشان می دهد که فناوری های فعال حرارتی در ارتقا بازده سیستم تولید همزمان موفق بوده اند. همچنین باعث بازدهی بالا سوخت اولیه، انتشار آلودگی کم و هزینه کمتر شده اند. در این فناوری ها از گرمای هدر رفت محرک اولیه می توان جهت سرمایش استفاده کرد، از این سو آن ها را در قلمرو تجهیزات بازیاب حرارت نیز می توان قرار داد. از جمله فناوری های فعال حرارتی پر کاربرد در تولید همزمان می توان به چیلر های جذبی و تبرید اجکتور اشاره کرد. چیلر جذبی خود دو نوع چیلر جذبی حجمی (absorption) و چیلر جذب سطحی (adsorption) دارد. این ابزار ها می توانند با گرما و انرژی خروجی از محرک اولیه کار کنند. از این رو در ادامه این دو فناوری بررسی خواهند شد [۲].

۱-۵-۴-۱- چیلر جذبی (Absorption Chillers):

چیلر جذبی یکی از فناوری های تجاری شده است که در سیستم های تولید همزمان بسیار کاربرد

دارد. آن‌ها بسیار شبیه چیلرهای تراکمی هستند با چند تفاوت کلیدی. اساسی‌ترین تفاوت اینست که چیلر تراکمی دستگاه‌های چرخشی دارد تا فشار بخار مبرد را بالا ببرد. در حالی که چیلر جذبی از گرما استفاده می‌کند تا بخار مبرد را به فشار بالا فشرده کند. بنابراین دارای اجزا متحرک نیست. سیکل اساسی چیلر جذبی در شکل ۱-۱۱ نشان داده شده است. روش کار سیکل چیلر جذبی به صورت زیر است:

۱. ابتدا در اواپراتور مبرد در فشار پایینی قرار دارد. گرما را از محیط گرفته و بخار می‌شود. (چون فشار پایین است در دما پایین بخار می‌شود) حالا بخار فشار بالا وارد ایزوربر می‌شود.
۲. در ایزوربر بخار توسط ماده جاذب، جذب می‌شود (ماده جاذب غلیظ است که بعد از جذب بخار رقیق می‌شود)
۳. در ژنراتور بوسیله گرما ماده جاذب از بخار جدا می‌شود (ماده جاذب غلیظ دوباره تولید می‌شود)
۴. بخار وارد کندانسور می‌شود بوسیله سرمایش (آب یا هوا در برج خنک کن) تبدیل به مایع فشار بالا شده از شیر انبساط گذشته و فشار آن کاهش می‌یابد و وارد اواپراتور می‌شود.
۵. و همچنان این سیکل ادامه دارد.



شکل ۱-۱۱: یک سیکل تبرید جذبی یک اثره [۲]

چیلرها از لحاظ مبرد و ماده جاذب دو نوع پر کاربرد دارند که عبارتند از:

- لیتیوم بروماید-آب
- آب-آمونیاک

در لیتیوم بروماید-آب : آب مبرد و لیتیوم بروماید جاذب است. و در آب-آمونیاک: آمونیاک مبرد و آب جاذب می باشد.

چیلر های لیتیوم بروماید-آب بیشتر در کشور های آسیا-اقیانوسیه (مثل چین ژاپن و کره) و آمریکا استفاده می شوند. و آب-آمونیاک هم در کشور های اروپایی غالب است.

بسته به اینکه چند بار از حرارت ورودی به چیلر استفاده شود، می توان برای آن ها تقسیم بندی زیر را در نظر گرفت:

- چیلر جذبی تک اثره
- چیلر جذبی دو اثره
- چیلر جذبی چند اثره

جدول ۱-۳: مشخصات چیلر ها جذبی [۲]

ویژگی ها	cop	ظرفیت سرما ش (تن)	دمای کاری (سانتی گراد)		سیال کاری	نوع سیکل
			سرمایش	منبع گرم		
۱- ساده ترین نوع است و به صورت گسترده استفاده می شود ۲- از آب بعنوان مبرد استفاده می شود ۳- فشار سیستم منفی و دما سرمایش بالاتر از صفر درجه سانتی گراد ۴- جذب آب سرد مورد نیاز برای جلوگیری از کریسالیزسیون در دمای بالا	بیشتر از ۰/۷	-۱۰ ۱۵۰۰	۱۰-۵	۱۱۰-۸۰	LiBr- water	تک اثره
۱- اصلاح مبرد مورد نیاز ۲- سازگار با محیط زیست ۳- فشار کار با آمونیاک بالاست ۴- بدون مشکل کریستاله شدن ۵- مناسب برای استفاده به عنوان پمپ گرما به دلیل گسترده محدوده عملیاتی	۰/۵	-۳ +۱۰۰۰	<0	۱۵۰-۱۲۰	Water- NH3	تک اثره
۱- چرخه عملکرد بالاست، تجاری در دسترس است ۲- حرارت کندانس شدن از مرحله اول بعنوان گرما ورودی در مرحله دوم استفاده می شود	بیشتر از ۱/۲	-۲۰۰ ۱۵۰۰	۱۰-۵	۱۵۰-۱۲۰	LiBr- water	دو اثره (جریان سری)
۱- انتشار گرما از مرحله اول جذب استفاده می شود برای ژنراتور مرحله دوم	-۰/۸ ۱/۲	Up to ۱۰۰۰	<0	۱۵۰-۱۲۰	Water- NH3	دو اثره (جریان موازی)
۱- سیستم کنترل پیچیدگی بالا ۲- نیاز به نگهداری بیشتر بخاطر خوردگی که از کار با حرارت بالا ناشی می شود ۳- شعله مستقیم برای دما ورودی استفاده می شود	-۱/۴ ۱/۵	N/A	۱۰-۵	۲۳۰-۲۰۰	LiBr- water	چند اثره

۱-۵-۴-۲- چیلر جذب سطحی (Adsorption Chillers):

چیلر جذب سطحی اولین بار در سال ۱۹۸۶ بو سیله شرکت Nishiyodo Kuchouki به بازار عرضه شد. این چیلر می تواند با دمای ۵۰ تا ۹۰ درجه سانتی گراد و خروجی آب ۳ درجه سانتی گراد کار کند. هم چنین دارای ضریب عملکرد ۰/۷ بود. این چیلرها بر خلاف چیلرهای جذب حجمی دارای جاذب جامد هستند [۲]. در چیلرهای جذب سطحی از آب به عنوان عامل اصلی استفاده می شود، آب در یک محفظه خلا و در دمای اتاق تبخیر می شود و در نتیجه خروج انرژی گرمایی از آن به محیط خواهیم داشت و از طریق این پروسه یک سیکل سرمایشی اتفاق خواهد افتاد. در مقایسه با سیستم های باز آب تبخیر شده وارد محیط نمی شود و در داخل خود دستگاه چگالیده می شود. چیلرهای جذب سطحی یک سیستم بسته است، به دلایل ترمودینامیکی چگالش مستقیم آب تبخیر شده عملاً امکان پذیر نیست. بنابراین آب بوسیله ی مواد جاذب جذب می شود، این مواد شامل سیلیکاژل و مواد مربوط به کوارتز و یا ماسه است، که جامد می باشند. در مهندسی تبرید مواد جاذب (جمع آوری بخار آب در هوا به وسیله مواد رطوبت گیر همچون سیلیکاژل و زئولیت) به طور معمول برای رطوبت گیری هوا مورد استفاده قرار می گیرد. استفاده از هوای گرم اتلافی در چنین سیستم هایی باعث می شود که مواد جاذب همچون سیلیکاژل دائماً احیا گردد. این همان فرآیندی است که در چیلرهای جذب سطحی اتفاق می افتد. با استفاده از آب داغ جذب شده در ماده جاذب (سیلیکاژل) تبخیر شده و بنابراین ماده جاذب احیاء می شود [۱۶].

مشخصات این چیلرها و هم چنین مقایسه آن ها با چیلرهای جذب حجمی در جدول ۱-۴ آمده است:

جدول ۱-۴: مقایسه بین چیلر های جذب سطحی و حجمی [۱۷]

چیلر جذب سطحی	چیلر جذب حجمی	
آب	آب	مبرد
سیلیکاژل	لیتیوم بروماید	جاذب
نیاز به جایگزینی ندارد	۱۲۰۰ دلار برای هر ۳۰ گالن	هزینه جاذب
در هر چهل ساعت کارکرد یک ساعت کار می کند	دائم کار	پمپ خلا
شیر پروانه ای	شیر کنترل سه راهه	شیرهای اتوماتیک
۰/۷	۰/۷	ضریب عملکرد (COP)
حرارت دفع شده برابر ظرفیت سرمایش برج خنک کن مورد نیاز	ظرفیت سرمایش برج خنک کن برابر میزان حرارت ورودی است.	اندازه برج خنک کن
ندارد	قوی	خوردگی
ندارد	دارد: ۱- در دمای آب برج خنک کن کمتر از طراحی ۲- نشتی هوا ۳- قطع ناگهانی برق ۴- عدم کارکرد صحیح شیر کاهنده فشار	کریستال شدن
۰ تا ۷ دقیقه	حداقل ۳۰ دقیقه	مدت زمان راه اندازی اولیه
کاربرد ندارد	۱۵ دقیقه	سیکل رقیق سازی
نیاز ندارد	جهت کاهش خوردگی نیاز دارد	ماده باز دارنده
نیاز ندارد	هر چهار یا پنج سال	مدت زمان جایگزینی جاذب
ظرفیت خروجی ۹۰ درصد در ۱۷۶ درجه فارنهایت	ظرفیت خروجی ۵۰ درصد در ۱۷۶ درجه فارنهایت	دمای آب گرم مورد نیاز

۱-۵-۴-۳- اجکتور (Ejector):

اجکتور، قلب سیستم تبرید با اجکتور، در سال ۱۹۰۱ برای خارج کردن هوا از کنداز سور موتور بخار توسط چارلز پر سونز اختراع شد و در سال ۱۹۱۰ توسط ماوریک لبلانک در اولین سیکل تبرید با

اجکتور، بخار استفاده گردید. در اجکتور به کمک انرژی جنبشی یک سیال (سیال اولیه)، سیال دیگری (سیال ثانویه) به حرکت در آورده می شود. فشار سیال مخلوط شده در خروجی اجکتور، بین فشار سیال اولیه و سیال ثانویه می باشد [۱۸].

اجکتور ها کاربرد گسترده ای در صنعت دارند، از ایجاد خلاء گرفته تا انتقال جرم و جایگزینی در سیکل های تبرید خورشیدی به جای کمپرسور. کاربرد اجکتور در سیکل اصلی نیروگاه های بخاری مکش گازهای غیر قابل تقطیر در کندانسور توسط ایجاد خلا است. سیکل تبرید با اجکتور، نسبت به سیکل های تبرید تراکمی، دارای مزایایی است. یکی از این مزایا آن است که سیستم ذکر شده با استفاده از انرژی گرمایی کار می کند که در اکثر فرآیندهای صنعتی به واسطه سوزاندن سوخت های فسیلی حاصل می گردد. بنابراین با انرژی حرارتی قابل بازیافت، می توان از این سیکل تبرید استفاده نمود. این امر از نقطه نظر زیست محیطی کاهش انتشار آلاینده ها در محیط نیز حائز اهمیت است. به طوری که می توان در این سیستم، از انرژی خورشیدی و حرارت بازیافت، استفاده کرد [۱۹].

از آن جا که سیستم تبرید با اجکتور، دارای قسمت متحرک (به جزء یک پمپ) نیست، بی نیاز از روغن کاری می باشد، دارای عمر طولانی و قابلیت اعتماد زیادی است و هزینه تعمیر و نگهداری آن در مقایسه با سیکل های تبرید تراکمی کم است. در این سیکل معمولاً از آب به عنوان سیال مبرد استفاده می شود که با توجه به فراوانی آن و عاری بودن از عوارض زیست محیطی، مورد توجه است. هر چند که سیکل تبرید اجکتور بخار، دارای COP کوچکی است و قادر نیست در دمای زیر صفر، تولید سرمایش کند، ولی می توان با استفاده از دیگر مبردها به جز آب، COP سیکل را افزایش داد.

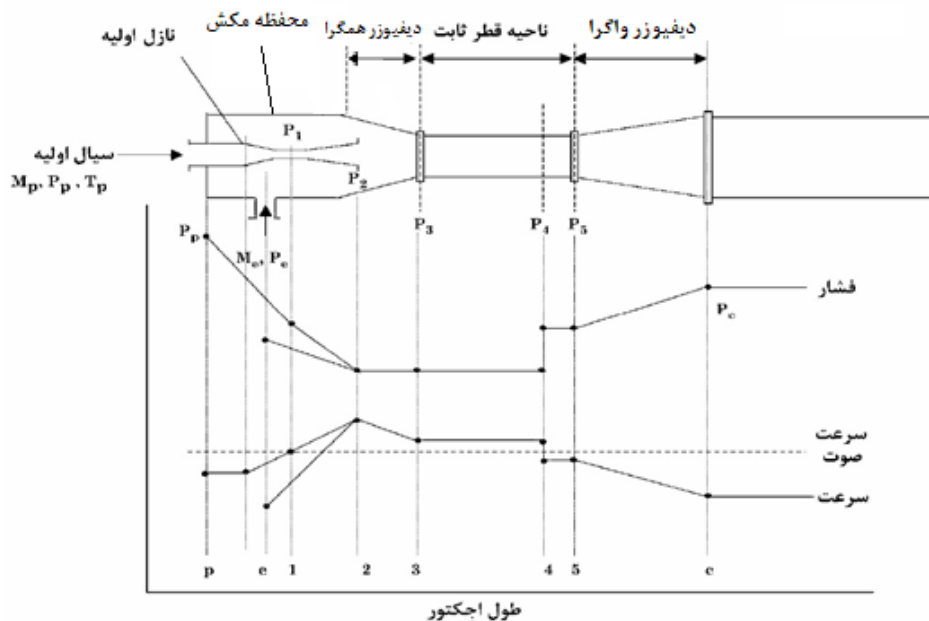
اجکتور و سیله ای است که جهت ایجاد خلاء، مکش مواد جامد سبک، و اختلاط دو سیال با فشار متفاوت با یکدیگر به کار می رود.

اجکتورها از سه بخش اصلی تشکیل شده اند:

- نازل (شیپوره همگرا) اولیه
- محفظه مکش

• دیفیوزر (شیپوره واگرا)

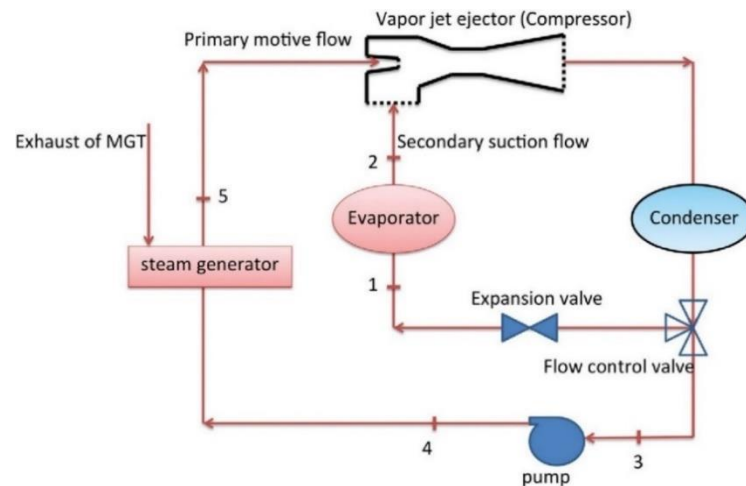
روش کار اجکتور به این شکل است که سیال اولیه (سیال محرک) با فشار نسبتاً بالا وارد نازل اولیه می شود. در خروجی نازل فشار کاهش می یابد و سرعت به مافوق صوت افزایش می یابد. افت فشار در دهانه خروجی نازل باعث مکیده شدن سیال ثانویه توسط محفظه مکش از محیطی با فشار کم تر از سیال اولیه می شود. سپس این دو سیال که لزوماً هم جنس هم نیستند در دیفیوزر همگرا با یکدیگر مخلوط می شوند. در بخش دیفیوزر همگرا سرعت کم می شود اما فشار تغییری نمی کند. سپس با همین فشار و سرعت وارد ناحیه قطر ثابت می شود، تا اینکه در ناحیه قطر ثابت در یک نقطه شوک وارد شده و فشار افزایش یافته و سرعت به زیر سرعت صوت کاهش می یابد. سپس جریان وارد دیفیوزر واگرا می شود و فشار آن افزایش یافته و سرعت آن کاهش می یابد و فشار لازم برای کندانسور حاصل می گردد و این جریان از دهانه اجکتور خارج می گردد.



شکل ۱-۱۲: نمودار فشار و سرعت و ساختمان یک اجکتور و قسمت های مختلف آن [۱۸]

روش کار سیکل تبرید اجکتور با توجه به شکل ۱-۱۳ به این صورت است که، سیال مبرد در واحد تولید بخار گرما می گیرد و این جریان اولیه وارد نازل اجکتور شده و باعث مکش جریان ثانویه فشار پایین اوپراتور به محفظه مکش می شود. سپس جریان با فشار مناسب برای کندانسور از اجکتور خارج

می گردد. در کندانسور عمل تقطیر صورت گرفته، سپس بخشی از جریان از شیر خفایشی گذشته فشار آن کم می شود و این مایع فشار کم وارد اواپراتور شده و با گرفتن گرما محیط تبخیر می گردد و وارد اجکتور می شود. بخشی از سیال مبرد، توسط پمپ به بویلر می رود و همین چرخه ادامه می یابد.



شکل ۱-۱۳: سیکل تبرید اجکتور

۱-۵-۵- سیکل ارگانیک رنکین^۱

گسترش سیکل ارگانیک رنکین از قرن نوزدهم میلادی آغاز شد و تا امروز که در صنعت برق مورد توجه قرار گرفته، ادامه یافت. تلاش سعدی کارنوت برای توسعه موتور بخار به صورت تجربی منجر به فهمیدن پایه های ترمودینامیکی سیکل ارگانیک رنکین شد. او در سال ۱۸۲۴ استفاده از دیگر سیالات به جای آب را پیشنهاد داد. تاریخچه ORC از نیمه اول قرن نوزدهم میلادی بعد از اختراع موتور بخار شروع شد، اما دهه ها توسعه آن طول کشید. با پیشرفت تجهیزات، ORC به شکل امروزی و به صورت تجاری از اوایل دهه هفتاد میلادی شناخته شد. [۲۰] افزایش مصرف انرژی و تولید سوخت های فسیلی و بالطبع مشکلات مربوط به آن، منجر به توجه هر چه بیشتر به سیستم هایی شد که بتوانند راندمان مصرف سوخت های فسیلی را بالا برده و از گرمای اتلافی بیشترین استفاده را بکنند. ORC از جمله فناوری هایی است که می تواند در این امر راه گشا باشد. استفاده از گرمای اتلافی در صنایع،

^۱ Organic rankine cycle

استفاده در سیستم های تولید همزمان، تبدیل انرژی های تجدید پذیر مانند زمین گرمایی، خورشیدی و بیوماس به الکتریسیته و استفاده در وسایل نقلیه برای بازیافت گرمای آگزوز و خنک سازی موتور از جمله کاربرد های آن است. سیکل ارگانیک رنگین از جمله فناوری هایست که امروزه در سیستم های تولید همزمان بسیار مورد توجه قرار گرفته است. [۲۱]

سیکل ارگانیک رنگین به طور پایه بر اساس سیکل رنگین بخار کار می کند. یک مایع فشار بالا را تبخیر کرده و به یک فشار پایین تر منبسط می نماید و بر همین اساس کار مکانیکی تولید می کند. تفاوت آن در استفاده از سیالات ارگانیک به جای آب می باشد که این مزیت را به سیستم می دهد تا از دمای پایین هم بتواند برای تولید الکتریسیته استفاده کند. شکل ۱-۱۴ سمت چپ شماتیک یک سیکل ارگانیک رنگین ساده را نشان می دهد.

همان طور که در شکل چپ دیده می شود اجزا آن اواپراتور، توربین، کندانسور و پمپ می باشد. روش کار سیکل به شرح زیر است:

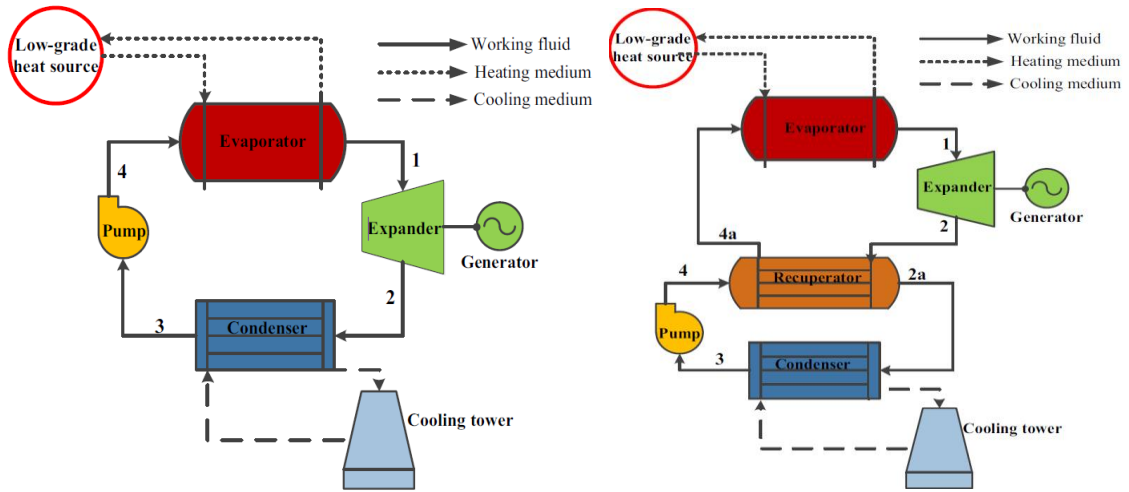
۱-۲: بخار فشار بالا سیال ارگانیک وارد توربین می شود و باعث تبدیل انرژی گرمایی به مکانیکی شده و جریان بعد از توربین فشارش پایین می آید.

۲-۳: بخار در کندانسور از طریق خنک سازی بوسیله جریان هوا یا آب گرمای خود را از دست می دهد.

۳-۴: سیال ارگانیک فشار پایین بوسیله پمپ فشارش بالا رفته و به اواپراتور فرستاده می شود.

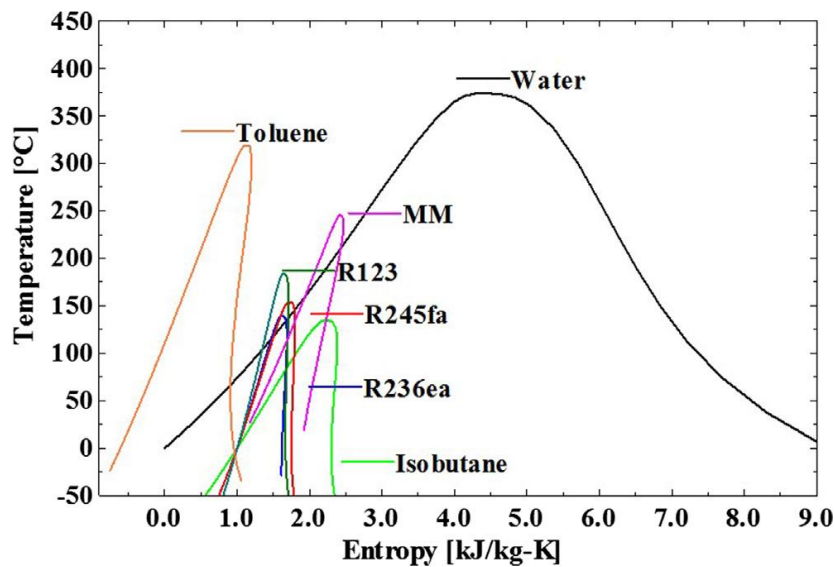
۴-۱: سیال ارگانیک در اواپراتور بوسیله منبع دما پایین تبخیر می شود و به همین منوال سیکل ادامه می یابد.

اگر دمای خروجی توربین بالا باشد با اضافه کردن رکوپراتور بازده سیکل افزایش می یابد. رکوپراتور می تواند برای گرمای جریان بعد از توربین برای پیش گرمایش سیال قبل از ورود به اواپراتور استفاده کند شکل راست سیکل ارگانیک رنگین همراه با رکوپراتور را نشان می دهد. [۲۲]



شکل ۱-۱۴: سیکل ارگانیک رنگین ساده (سمت چپ) و سیکل ارگانیک با رکوپراتور (سمت راست)

به جای آب در ORC، سیالات ارگانیک استفاده می شوند. مشکلات زیادی در استفاده از آب به عنوان سیال عامل در سیکل رنگین بخار وجود دارد. نیاز به سوپرهیت کردن برای جلوگیری از مایع شدن در توربین، خطر خوردگی پره های توربین، فشار بیش از حد در اواپراتور و توربین گران و پیچیده از جمله مشکلات سیال آب است. [۲۳] نمودار انترپی-دما برای آب و چند سیال ارگانیک در شکل ۱-۱۵ رسم شده است.

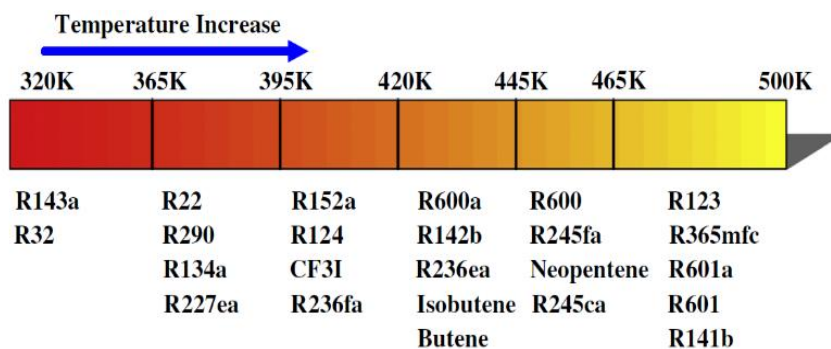


شکل ۱-۱۵: نمودار T-S سیالات مختلف سیکل رنگین

دو نکته از این نمودار قابل توجه است: ۱- شیب قسمت راست منحنی آب منفی است در حالی که برای سیالات ارگانیک مثبت و یا عمود است. این باعث می شود که محدودیت کیفیت بخار آب بعد از انبساط در توربین برای سیالات ارگانیک وجود نداشته باشد و نیازی به سوپرهیت کردن سیال

ارگانیک قبل از توربین نباشد. چون سیالات ارگانیک در خروجی توربین در فاز بخار قرار دارند اما آب باید سوپرهیت شده تا در توربین تبدیل به مایع نشود و به توربین آسیب برساند. ۲- تفاوت انتروپی بین مایع و بخار اشباع برای سیالات ارگانیک کمتر است. بنابراین انتالپی تبخیر کمتر است و برای بدست آوردن قدرت حرارتی یکسان در اواپراتور، نرخ جریان جرمی سیال کاری باید از آب بیشتر باشد که منجر به مصرف بیشتر برق توسط پمپ می شود. مزایای سیکل رنگین بخار: بازده بالاتر، هزینه پایین سیال عامل، سیال سازگار با محیط زیست، سیال غیر قابل اشتعال و غیر سمی، مصرف کم پمپ، پایداری شیمیایی بالا سیال عامل می باشد. و مزایای سیکل ارگانیک رنگین: بی نیاز از سوپرهیت کردن، دمای کمتر ورودی توربین، چگالی بالا سیال، فشار کمتر تبخیر، فشار بیشتر کندانسور، نیاز نداشتن به تصفیه آب، طراحی ساده تر توربین و کار کردن با دما منبع پایین می باشد. [۲۱]

هر کدام از سیالات ارگانیک دارای خواص متفاوتی هستند و تا کنون یک سیال که تمام خصوصیات مناسب را برای تمام سیستم ها داشته باشد بدست نیامده و باید با توجه به اهداف، شرایط کاری و محیطی آن سیستم سیال مورد نظر انتخاب گردد. عملکرد ترمودینامیکی، اقتصاد سیستم، دمای قابل تحمل، فشار سیستم، طراحی توربین و مسائل زیست محیطی و ایمنی در انتخاب سیال باید مد نظر قرار بگیرد. یک مورد پیشنهادی برای انتخاب سیال عامل بر اساس دما منبع حرارتی در شکل ۱-۱۶ نشان داده شده است. [۲۳]

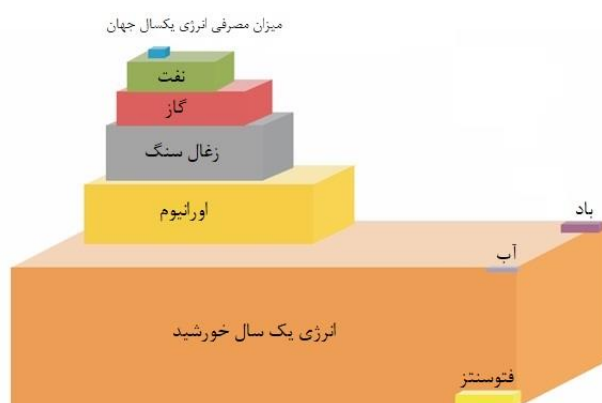


شکل ۱-۱۶: پیشنهاد سیالات ارگانیک رنگین بر اساس دما منبع حرارتی

۱-۵-۶- انرژی های تجدید پذیر

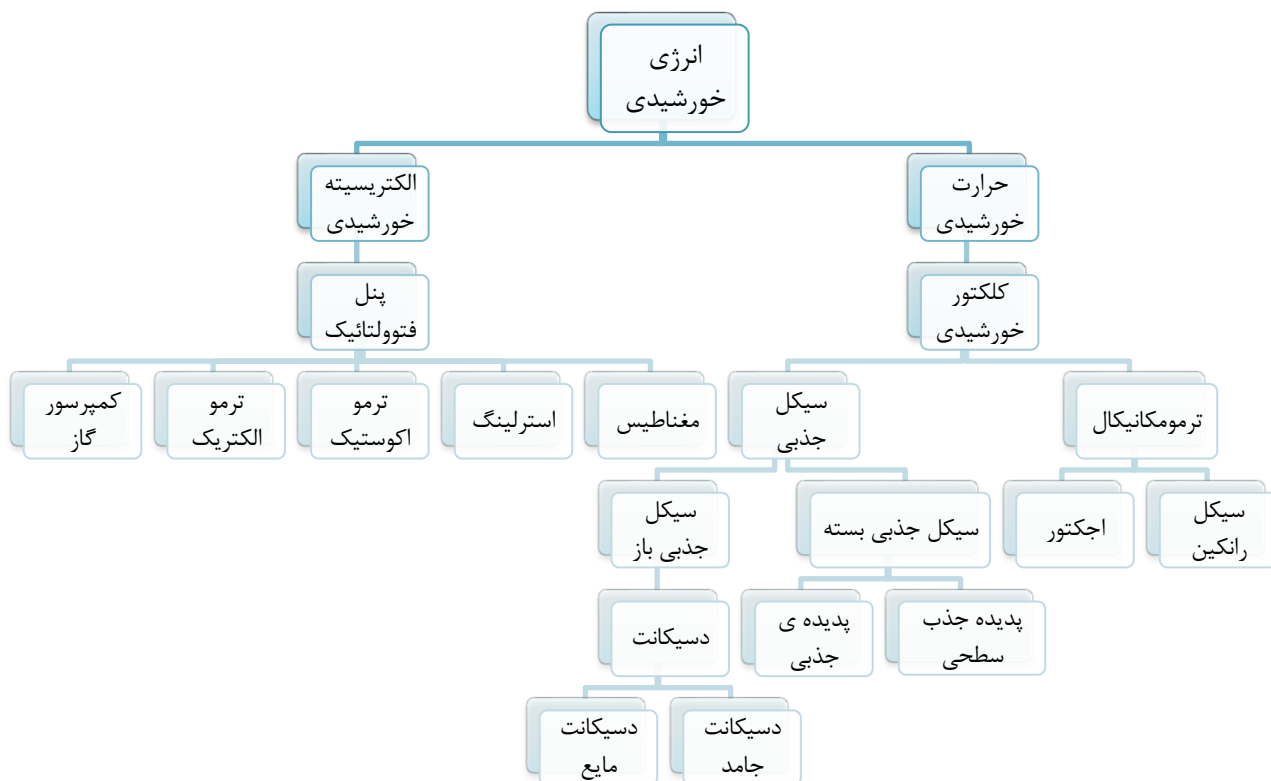
وابستگی شدید صنایع و جوامع امروزی به سوخت های فسیلی و استخراج آن از زیر زمین و مصرف بی رویه آن، باعث شده این منابع رو به اتمام باشند و مشکلاتی از جمله آلودگی و گرمایش آب و هوا زمین را ایجاد کنند. با این اوصاف بشر باید برای تأمین انرژی به فکر استفاده از منابع تجدید پذیر پاک و با عمر طولانی باشد و از سوخت های فسیلی جهت تولید مواد و مصنوعات پُر ارزش پتروشیمی استفاده کند. در دنیا دو نوع انرژی وجود دارد: ۱- انرژی های تجدید پذیر مثل: زمین گرمایی، باد، جذر و مد، سوخت گیاهی (biomass)، خورشیدی ۲- انرژی های تجدید ناپذیر مثل: نفت، گاز طبیعی، ذغال سنگ، انرژی هسته ای

در شکل ۱-۱۷ بالاترین مکعب مصرف انرژی سالانه جهان و مکعب بزرگ پایین (نارنجی رنگ) انرژی خورشیدی دریافتی سالانه در سطح زمین است. (البته برای محاسبه این بخش کل سطح زمین در نظر گرفته شده) و مکعب های دیگر نشان دهنده برآورد منابع سوخت فسیلی و دیگر انرژی ها تجدید پذیر می باشند. اگر تمامی سوخت های فسیلی جمع و سوزانده شوند، این انرژی، معادل تابش ۴ روز خورشید به سطح زمین است. اگر یک درصد مساحت ایران با کلکتورهای خورشیدی پوشانده شود نیاز انرژی کشور تامین می گردد [۲۴، ۲۵].



شکل ۱-۱۷: مقایسه انرژی های موجود در جهان

انرژی خورشیدی به روش های متفاوتی قابل بهره برداری می باشد. شکل ۱-۱۸ تمام سیستم های خورشیدی را نشان می دهد:



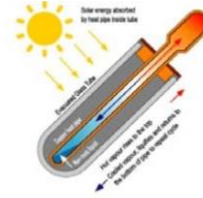
شکل ۱-۱۸: سیستم های خورشیدی [۲۵]

برخی از کاربرد های سیستم های خورشیدی عبارتند از: ۱. تولید مستقیم برق با سلول های فتوولتائیک ۲. تولید حرارت با خورشید ۳. آب شیرین کن خورشیدی ۴. سرمایه خورشیدی ۵. اجاق خورشیدی ۶. تامین آب گرم ۷. گرمایش خورشیدی

همانطور که قبلاً گفته شد سیستم های CCHP، مزیتی که نسبت به سیستم های CHP دارند، تولید سرمایه‌ی است که از حرارت اتلافی محرک اولیه بدست می آید. همچنین این حرارت برای تولید سرمایه می تواند از منبع خورشیدی و با استفاده از کلکتور حاصل شود. می توان به طور همزمان از یک کلکتور خورشیدی به عنوان یک سیستم گرمایشی نیز بهره برد. وظیفه ی کلکتور جذب تابش خورشید و تبدیل آن به گرماست. کلکتور ها گرما و حرارت تولید شده را در اختیار سیال واسطی که درون لوله های آن ها جریان دارد قرار می دهند. این ادوات برای جذب تابش خورشید از صفحات فلزی تیره ای استفاده می کنند. برای این که حرارت جذب شده توسط کلکتور به بیشترین حد خود برسد از یک پوشش شیشه ای روی صفحات جاذب استفاده می شود تا هم بتوان از اثر گلخانه ای بهره گرفت و هم از اتلاف حرارت به محیط جلوگیری شود [۲۵].

عموماً کلکتور های خورشیدی را می توان به سه گروه تقسیم بندی کرد: ۱- صفحه ای تخت ۲- لوله

ای تخت ۳- سهموی



شکل ۱-۱۹: تصاویری از کلکتور های لوله ای - سهموی (از نوع بشقابی) - صفحه تخت

۱-۶- جمع بندی

در این فصل مزایا، کاربرد ها و بیش تر تجهیزات سیستم های تولید همزمان معرفی شدند. در فصل بعد، مطالعات دیگر پژوهشگران و سیستم های توسعه داده شده توسط آن ها بررسی خواهند شد.

فصل دوم

مروری بر کارهای گذشته

۱-۲- مقدمه

در بخش اول این فصل پژوهش‌هایی که سیستم تولید همزمان را معرفی نمودند، بررسی می‌گردد. در بخش دوم قسمتی از کارهایی که در زمینه فناوری‌های مختلف این سیستم‌ها صورت گرفته، مورد مطالعه قرار می‌گیرد. فناوری‌های موجود در سیستم تولید همزمان بسیار گسترده است و پژوهشگران علاوه بر مطالعه‌ی قسمت‌های اصلی تولید همزمان، فناوری‌ها و روش‌های مختلف در سیستم را نیز بررسی کرده‌اند. در قسمت بعدی، پژوهش‌هایی که جنبه اقتصادی سیستم‌های تولید همزمان را مورد توجه قرار دادند، بررسی می‌شود. سپس پژوهش‌هایی شامل چند سیکل تبرید معرفی کرده، و در انتها کار حاضر معرفی می‌گردد.

۲-۲- آشنایی با سیستم‌های تولید همزمان

در این بخش دو پژوهش، برای آشنایی با سیستم‌های تولید همزمان ارائه می‌گردد. پژوهش اول بیشتر به معرفی قسمت‌های مختلف سیستم تولید همزمان و پژوهش دوم به روش‌های آنالیز، عملکرد، بهینه‌سازی و معرفی زمینه‌های تحقیقی اخیر می‌پردازد.

الموسوی^۱ و همکاران [۱۲] در سال ۲۰۱۶ به بررسی کلی سیستم‌های تولید سه منظوره یا CCHP پرداختند. در ابتدا این سیستم‌ها را معرفی و اصول و مزایای آن‌ها را برشمردند و انواع مختلف سیستم تولید همزمان را بر اساس محرک اولیه، اندازه و نحوه تولید انرژی دسته‌بندی کردند. لازم به ذکر است، سیستم‌های تولید همزمان دو نوع تولید انرژی دارند که با توجه به کاربرد و نیاز کاربر حالت آن تعیین می‌گردد. اولین حالت تولید قدرت و استفاده از گرمای حاصل از آن، و نوع دوم تولید گرما و تولید قدرت بوسیله بازیافت آن است، که البته حالت اول پرکاربردتر می‌باشد. آن‌ها سپس برای آشنایی و انتخاب تجهیزات سیستم، به معرفی اجزای مختلف این سیستم‌ها پرداختند. ابتدا انواع محرک‌های اولیه که به عنوان قلب سیستم‌های تولید همزمان شناخته می‌شوند را معرفی کردند. در

^۱ Al Moussawi

قسمت بعد تجهیزات بازیاب گرما، جهت تولید سرمایش، گرمایش و خشک کردن، سیستم های ذخیره انرژی و سیالات انتقال گرما شرح داده شدند. در قسمت آخر این پژوهش، روش های مختلف طراحی، معیارهای ارزیابی، روش های بهینه سازی پارامترها، روش های تصمیم گیری و طبقه بندی کلی از سیستم های تولید همزمان ارائه شد.

چو^۱ و همکاران [۲۶] در یک بررسی جامع با مطالعه ۱۷۰ پژوهش به بررسی و معرفی روش های عملکرد، بهبود و بهینه سازی سیستم های CCHP پرداختند. این پژوهش شامل پنج قسمت اصلی است: در بخش اول به معرفی سیستم های CCHP می پردازند. در بخش دوم بررسی گسترده ای در زمینه بهبود عملکرد، از طریق آنالیز انرژی و انرژی سیستم های تولید همزمان انجام شده است. این بخش نشان می دهد آنالیز ترمودینامیکی در زمینه های ذخیره انرژی، اقتصادی، انتشار آلاینده ها و انرژی می باشد. در بخش سوم روش های ارزیابی CCHP شامل، ارزیابی بر اساس نتایج آزمایش میدانی، ارزیابی با استفاده از آنالیز ترمودینامیکی و ارزیابی با استفاده از مدل های شبیه ساز گذرا ارائه شده است. در بخش چهارم به معرفی دو روش بهینه سازی یعنی بهینه سازی در طراحی و بهینه سازی در استراتژی عملیاتی می پردازند. بهینه سازی باعث کاهش هزینه های عملیاتی، مصرف انرژی و کاهش انتشار گاز های گلخانه ای می شود. در بخش پایانی این پژوهش زمینه های تحقیقی که در سال های اخیر بیشتر مورد توجه قرار گرفته بررسی شدند. این زمینه ها عبارتند از: آنالیز اقتصادی، انرژی های تجدید پذیر و انرژی های جایگزین، روش های ترمودینامیکی و آرایش های مختلف سیستم، روش های پیشرفته برای بهبود سیستم و انتخاب استراتژی ها.

۲-۳- تحلیل ترمودینامیکی سیستم های تولید همزمان

در این بخش سعی شده سیستم های CCHP شامل اجزا خور شیدی، ORC، توربین گاز، اجکتور، تبرید جذبی و میکروتوربین بررسی شوند. هر پژوهش دارای آرایشی متفاوت با برخی از این اجزا است و

^۱ Cho

به بررسی سیستم با روش ها و موارد متفاوت می پردازند. اما به طور کلی بررسی انرژی و انرژی، انتخاب معیار های ارزیابی، مقایسه با سیستم سنتی، بررسی پارامتر های مختلف در سیستم، بررسی اقتصادی زیست محیطی، بررسی سیستم در حالات مختلف تولید محصول و بهینه سازی سیستم در اکثر کار ها مد نظر قرار گرفته است.

وَنگ^۱ و همکارانش [۲۷] در سال ۲۰۱۵ به بهینه سازی چند هدفه یک سیستم CCHP خور شیدی همراه با سیکل ارگانیک رنکین و تبرید اجکتور پرداخته اند. سیستم از لحاظ ترمودینامیکی مدل شده و چند معیار ارزیابی معرفی گردیده است. با استفاده از الگوریتم ژنتیک NSGA-II بهینه سازی صورت گرفته است. چهار پارامتر: درجه حرارت ورودی توربین، فشار ورودی توربین، دما چگالش، تفاوت دما پینچ در ژنراتور بخار به عنوان متغیر تصمیم گیری برای بررسی کل عملکرد سیستم انتخاب شدند. سه حالت کاری تولید قدرت، تولید قدرت و گرمایش، تولید قدرت و سرمایش برای بررسی سیستم در نظر گرفته شده است. بهینه سازی تک و چند هدفه صورت گرفته است. تابع هدف در بهینه سازی تک هدفه شاخص ترمو اقتصادی می باشد. مشخصات قسمت های مختلف سیستم و پارامتر های تعریف شده برای بهینه سازی تک هدفه ارائه گردیده است. همچنین دو تابع هدف متوسط خروجی مفید (برای بیشینه کردن) و کل مساحت انتقال حرارت (برای کمینه کردن) برای بهینه سازی چند هدفه انتخاب شدند. نتایج بررسی پارامتر های مختلف در حالات کاری مختلف ارائه گردیده است. نتایج نشان می دهد برای حالت تولید قدرت متوسط خروجی مفید و کل مساحت انتقال حرارت بهینه به ترتیب ۶/۴ کیلووات و ۴۶/۱۶ مترمربع است. برای حالت تولید قدرت و گرمایش این مقادیر ۸/۸۹ و ۳۸/۷۸ و برای تولید قدرت و سرمایش ۵/۸۴ و ۵۸/۷۴ می باشد.

در سال ۲۰۱۶ ابراهیمی^۲ و آهوخوش^۳ [۲۸] یک سیستم میکرو CCHP با آرایشی جدید با هدف بررسی تحقق سیکل از لحاظ ترمودینامیکی و بهینه سازی یکپارچه انرژی-انرژی ارائه دادند. سیستم

^۱ Wang

^۲ Masood ebrahimi

^۳ Ahookhosh

آن‌ها شامل میکروتوربین با سوخت متان به عنوان محرک اصلی، سیکل ارگانیک رنگین، توربین رنگین، اجکتور و مبدل حرارتی می‌باشد. آن‌ها ابتدا تمام قسمت‌های سیستم را از لحاظ انرژی، تخریب انرژی و بازده انرژی مدلسازی کردند. سپس آنالیز پینچ برای تشخیص شرایط عملکرد بهتر سیستم مدل شده است. پینچ به صورت اختلاف دما جریان خروجی آگروز میکروتوربین و سیال ORC در مبدل حرارتی تعریف گردیده است. برای فهمیدن موثرترین پارامترها آنالیز حساسیت انجام شده و تأثیر پارامترهای فشار ورودی و خروجی میکروتوربین، نرخ جریان جرمی ORC، حداقل دما آگروز، دما سوپرهایت، دما کاری اواپراتور و نسبت فشرده سازی اجکتور بر معیارهای بازده کلی، FESR^۱، ضریب عملکرد سیکل سرمایش، ضریب جرمی اجکتور، بازده انرژی سیکل و اجزا، تخریب انرژی سیکل و اجزا و اختلاف دما پینچ بررسی شده است. در انتها با تعریف تابع IEE^۲ و با در نظر گرفتن محدوده هر پارامتر سیستم را به وسیله ی الگوریتم ژنتیک بهینه سازی یکپارچه انرژی-آگروز کردند. نتایج نشان می‌دهد استفاده از IEE برای بهینه سازی بهتر از بهینه سازی انرژی یا آگروز به صورت جداست. آنالیز حساسیت انجام شده نشان می‌دهد سیکل بیشترین حساسیت را به پارامترهای طراحی سیکل سرمایش مثل دما اواپراتور، نسبت فشرده سازی اجکتور و فشار بخار ORC در خروجی توربین دارد. بیشترین تخریب انرژی مربوط به رکوپراتور و محفظه احتراق با ۸۰ و ۹۲ درصد از کل مجموع انرژی تخریبی در تابستان و زمستان می‌باشد. در شرایط بهینه حداقل تفاوت دما پینچ ۳۶ و ۲۸ درجه برای تابستان و زمستان بدست می‌آید. نتایج نشان می‌دهد ذخیره انرژی ۳۷ درصد برای تابستان و ۲۴ درصد برای حالت زمستان است. بازده کل انرژی و آگروز ۷۸ و ۳۷ درصد برای تابستان بدست می‌آید. از آنجا که فشرده سازی انرژی سیکل سرمایش در زمستان ضروری نیست سیکل بازده انرژی بالاتری دارد که مقدارش ۴۴ درصد در زمستان است.

وَنگ^۳ و همکاران [۲۹] در پژوهشی یک سیستم تولید همزمان جدید را ارائه دادند که شامل یک زیر

^۱ Fuel energy saving ratio

^۲ Integrated energy-exergy

^۳ Jiangfeng Wang

سیستم خورشیدی همراه با ذخیره ساز و بویلر کمکی و یک زیر سیستم تولید همزمان بود. زیر سیستم خورشیدی بعنوان محرک اولیه کار می کند. زیر سیستم تولید همزمان شامل بویلر، سیکل ارگانیک رنکین^۱، توربین رنکین و اجکتور می باشد. ابتدا زیر سیستم خورشیدی و تابش خورشید سپس زیر سیستم تولید همزمان و عملکرد سیستم مدل شده است. همچنین از سیال R123 در این سیستم استفاده گردیده است. آن ها با شبیه سازی سیستم، مشخصات قسمت های مختلف را بدست آورده و تاثیر شیب سطح دهانه و زاویه ساعت کلکتور را بر قدرت توربین، گرمایش خروجی، سرمایش خروجی و بازده انرژی بررسی کردند. سپس با استفاده از الگوریتم ژنتیک راندمان انرژی را بعنوان تابع هدف انتخاب کردند و بهینه ترین عملکرد سیستم را بدست آوردند. نتایج نشان می دهد که بهینه ترین شیب سطح دهانه کلکتور ۶۰ درجه در ساعت ده صبح ۱۲ ژوئن می باشد. به طور کلی سیستم در وسط روز و با زاویه ۴۵ درجه دهانه صفحه، دارای عملکرد بهینه می باشد. بیشترین بازده سیستم ۶۰/۳۳٪ می باشد که این مقدار بازده در شرایط بهینه شیب و زاویه ساعت کلکتور و هنگامی که فشار و دما ورودی توربین، فشار استخراج، جرم استخراج، نرخ جریان و نسبت شیب جریان به ترتیب ۱/۸۳ مگاپاسکال، ۱۲۹/۶۲ درجه سانتی گراد، ۰/۳۹۵ مگاپاسکال، ۰/۷۳۵ و ۰/۲۳۱ باشد؛ بدست می آید.

وانگ^۲ و همکاران در سال ۲۰۱۷ [۳۰] یک سیستم جدید CCHP با آرایش آبشاری را ارزیابی کردند. جریان گاز بعد از خروج از توربین گاز وارد مبدل بازیافت حرارت تولید بخار شده و گرما به سیکل رنکین منتقل می شود. باقی مانده گرمای جریان به مبدل حرارتی می رود و برای تولید آب گرم استفاده شده و سپس به جو رها می گردد. در سیکل رنکین ابتدا برق توسط توربین آب امونیاک تولید می شود و سپس جریان برای تولید سرمایش به چیلر جذبی تک-دو اثره لیتیوم بروماید آب می رود و به همین صورت سیکل ادامه می یابد. چیلر جذبی تک-دو اثره می تواند خود را با شرایط دمایی مختلف منطبق کند. آن ها در ادامه مزایای ترمودینامیکی سیستم پیشنهادی را با یک سیستم مرجع

^۱ Organic Rankine cycle

^۲ Zefeng wang

مقایسه کردند و آنالیز انرژی و انرژی برای بررسی صرفه جویی انرژی سیستم انجام دادند. سیستم مرجع یک توربین گاز، مبدل حرارتی و چیلر جذبی دو اثره می باشد. شبیه سازی سیستم مرجع و سیستم پیشنهادی توسط نرم افزار Aspen plus صورت گرفته است. برای ارزیابی عملکرد سیستم معیار های بازده انرژی، انرژی سرما خروجی، انرژی گرما خروجی، انرژی شیمیایی سوخت، نسبت ذخیره انرژی سوخت^۱ و سوخت سیستم مرجع مدل شده اند. تخریب انرژی اجزا، نسبت تولید سرما و قدرت که به صورت منعطف می باشد، و همچنین سیستم از لحاظ اقتصادی بررسی شده است. در بررسی اقتصادی از قیمت های موجود در بازار استفاده گردیده است. نتایج نشان می دهند، FESR و بازده انرژی به ۳۱/۷ و ۳۷/۸۹ درصد می رسند که ۵/۱۹ و ۷/۶ بالاتر از سیستم مرجع اند. سیستم پیشنهادی مصرف انرژی را بهبود می بخشد. برق تولیدی توسط توربین رنکین می تواند برای تولید سرمایه با چیلر تراکمی به کار رود. سیستم CCHP پیشنهادی میتواند نسبت خروجی سرمایه و قدرت را در محدوده زیاد ۱/۲۸ تا ۳/۳۲ به صورت منعطف و با نیاز مشتری تنظیم کند. نتایج بررسی اقتصادی بازگشت سرمایه ۲/۱۱ سال را نشان می دهد که سودمندی اقتصادی سیستم را گویاست.

در سال ۲۰۱۷ یانگ^۲ و همکاران [۳۱] یک سیستم جدید CCHP همراه با کلکتور خورشیدی و ذخیره ساز انرژی هوا فشرده^۳ CAES معرفی کردند. سیستم آن ها شامل دو زیر سیستم است: زیر سیستم اول شامل توربین گازی و چیلر جذبی و زیر سیستم دوم شامل کلکتور خورشیدی، تانک ذخیره انرژی با روغن، مبدل حرارتی، توربین هوا، کمپرسور هوا و ذخیره ساز هوا می باشد. در سیستم های CCHP که استراتژی تولید، بار حرارتی^۴ است، اغلب بار اضافی برق تولید می شود که این بازده را کاهش می دهد. CAES با ذخیره انرژی در زمان اضافه باری و تبدیل دوباره آن به برق در زمان پیک مصرف این مشکل را برطرف می کند. قدرت خروجی از توربین هوا به علت دمای پایین هوا فشرده بالا نیست به

^۱ FESR

^۲ Cheng yang

^۳ Compressed air energy storage

^۴ FTL(following thermal load)

همین خاطر در این پژوهش از کلکتور خورشیدی جهت رفع این مشکل استفاده شده است. سیستم سنتی شامل میکروتوربین گاز، بویلر و چیلر جذبی هم در نظر گرفته شده است. سپس هر دو سیستم مدلسازی off-Design شده اند. برای ارزیابی سیستم بدون Solar-CAES و با آن پارامترهایی تعریف گردیده است. ضریب اقتصادی برای بررسی اقتصادی و ضریب انرژی مدل شده اند. محاسبات با متلب و برای یک هتل در جنوب چین انجام شده است. نتایج نشان می دهد در مقایسه با سیستم سنتی سیستم پیشنهادی افزایش بهره وری و بازده انرژی و انرژی دارد. قدرت خروجی و مساحت کلکتور بهینه ۴۳۵ کیلووات و 819 m^2 و همچنین بازگشت سرمایه ۶/۰۹ سال بدست آمد. سیستم پیشنهادی در مقایسه با سنتی ذخیره هزینه سالیانه، ذخیره انرژی سالیانه و بازده انرژی را به ترتیب $76/626$ دلار $2/26 \times 10^6$ کیلووات و $1/015$ درصد بهبود بخشیده است.

در سال ۲۰۱۷ احمدی^۱ و همکاران [۳۲] یک سیستم CCHP شامل سه بخش سیکل توربین گاز، ORC و سیکل تبرید جذبی را آنالیز ترمودینامیک کردند. در این سیستم گرمای هدر رفت توربین گاز ابتدا در ORC و سپس در سیکل تبرید جذبی بازیافت می شود. در سیکل توربین گاز از دو کمپرسور و یک اینترکولر در بین آن ها و همچنین از یک رکوپراتور قبل از کندانسور در سیکل ORC استفاده شده است. یک جریان آب هم از جاذب و کندانسور سیکل جذبی به اینترکولر برده شده تا دما هوا را در اینترکولر کاهش دهد و کمپرسور دوم برق کمتری استفاده کند و بازده افزایش یافته و همچنین مقداری آبگرم تولید شود. سیال ORC تولوئن و در سیکل تبرید جذبی آمونیاک مبرد و آب جاذب می باشد. آن ها ابتدا مدل ترمودینامیکی سیستم را آورده و آن را آنالیز انرژی کردند و قوانین جرم و انرژی بر هر جز به عنوان حجم کنترل اعمال شده است. سپس با مدلسازی نتایج سیستم را با مقاله پایه صحت سنجی نمودند که اختلاف کمی بدست آمده است. آنالیز انرژی در متلب انجام شده و خواص سیال ها از نرم افزار REFPROP محاسبه شده است. قدرت تولیدی و مصرفی هر جز بدست آمده و برای ارزیابی تأثیر پارامترها بر عملکرد سیستم، یک ارزیابی پارامتری انجام گرفته است. تأثیر مجموع

^۱ Mohammad Hossein Ahmadi

نرخ فشار بر سرمایش و برق تولیدی و مجموع عملکرد سیستم، تأثیر دمای ورودی توربین گاز و دما و فشار ورودی توربین ORC و دما پینچ مولد بخار بر سرمایش و برق تولیدی و بازده انرژی و COP، همچنین تأثیر فشار حداقل و حداکثر چیلر و اثرات مبدل بر سرمایش تولیدی و بازده کل انرژی و COP بررسی شدند. نتایج نشان می دهد توربین گاز و توربین ORC، ۲۳ و ۷ کیلووات برق تولید می کنند. همچنین آبگرم تولیدی ۷/۲ تن در هر روز، سرمایش تولیدی ۸ کیلووات، COP ۰/۶۱۹۶ و بازده کل ۶۷/۶ درصد می باشد. بین پارامترهای مختلف پارامترهای سیکل توربین گاز بخاطر اینکه سیکل بالادست است، بیشترین تأثیر را بر عملکرد کل سیستم می گذارند. پارامترهای دما ورودی توربین ORC و دما نقطه پینچ تقریباً اثر یکسانی بر نیروگاه دارند. این پارامترها بازده انرژی و ظرفیت سرمایش را افزایش می دهند اما بر قدرت خروجی اثرشان ناچیز است. فشار ورودی ORC کمترین تأثیر را بر عملکرد سیستم بین همه پارامترها دارد. پارامترهای حداقل و حداکثر فشار سیکل جذبی و اثر مبدل حرارتی، چون سیکل جذبی پایین دست می باشد، فقط بر روی بازده انرژی و COP سیکل جذبی اثر می گذارند.

احمدی^۱ و همکاران [۳۳] یک سیستم تولید سه گانه شامل توربین گاز، ORC و سیکل تبرید جذبی را تحلیل ترمودینامیکی و آنالیز انرژی-زیست محیطی کردند. هدف آن ها مدل کردن سیستم، آنالیز انرژی و محیط زیست، بررسی اثر پارامترها بر بازده انرژی و انرژی، تشخیص شاخص پایداری، مقدار تخریب انرژی و اثرات آلودگی سیستم می باشد. آن ها ابتدا سیستم را مدلسازی کردند، سپس آنالیز انرژی و بازده انرژی مدل شده است. آنالیز انرژی-محیط زیست انجام شده و دما آنتالپی، جریان انرژی، تأثیر محیط زیست، تخریب انرژی و بازده انرژی با آن بررسی شده است. نتایج نشان می دهد محفظه احتراق و مبدل حرارتی دو منبع اصلی بازگشت ناپذیری اند که این به خاطر طبیعت بازگشت ناپذیری واکنش شیمیایی و تفاوت دمای بالا سیال کاری و شعله می باشد. عملکرد سیستم با نرخ فشار کمپرسور، دما ورودی توربین گاز و بازده ایزنتروپیک توربین گاز تحت تأثیر قرار

^۱ Ahmadi

می گیرد. سیستم ما انتشار آلودگی کمتری دارد. همچنین بازده انرژی و شاخص پایداری با افزایش نرخ فشار کمپرسور و دما ورودی افزایش می یابد.

در سال ۲۰۱۸ چهارطاقی و همکاران^۱ [۳۴] به ارزیابی انرژی، انرژی و اقتصادی یک سیستم CCHP با استفاده از سه محرک اولیه موتور گاز، موتور دیزل و توربین گاز پرداختند. این مقاله برای یک مجتمع تجاری در ایران تحت استراتژی تأمین بار الکتریکی و با هدف بررسی آرایش های مختلف محرک اولیه و ارائه شرایط مناسب عملکردی انجام شده است. سه محرک در شش سناریو به صورت جدا و ترکیبی بررسی شده اند. سیستم آن ها شامل محرک اولیه، بویلر کمکی، واحد بازیافت گرما و چیلر جذبی می باشد. سیستم را آنالیز انرژی، انرژی و اقتصادی کردند و با تعریف FESR و ساختمان مورد نظر به بررسی سیستم تحت شش حالت برای محرک های اولیه پرداختند. نتایج نشان می دهد، سیستم تولید همزمان تحت استراتژی تهیه الکتریسیته با ترکیب دو محرک، به حالت یک محرک برتری دارد. بازده انرژی تولید همزمان با دو محرک، تا ۱۰ درصد در مقایسه با یک محرک افزایش می یابد. همچنین سناریو ترکیب موتور گاز و موتور دیزل بهترین سناریو می باشد. در این سناریو بازده انرژی ۸۷ درصد و بازده انرژی ۶۲/۸ می باشد و هزینه عملکردی ۸۰ درصد کاهش می یابد. همچنین بازگشت سرمایه با در نظر گرفتن نرخ تورم ۶/۳ سال و بدون نرخ تورم ۱/۳۶ سال بدست آمده است.

ابراهیمی و همکارانش [۳۵] بارهای سرمایش، گرمایش و توان یک سیستم تولید همزمان در مقیاس کوچک را، برای یک ساختمان مسکونی با زیر بنای 4000m^2 بررسی کردند. اجزا این سیستم در شکل ۱-۲ مشاهده می شود. آن ها ابتدا انرژی و انرژی قسمت های مختلف سیستم را مدل سازی کردند. برای مشاهده اثر بعضی پارامترها بر روی سیکل و اجزای آن یک مطالعه پارامتریک صورت گرفته است. پارامترهای نسبت استخراج، دما و فشار ورودی توربین، فشار پشت توربین و دمای اواپراتور، اثرشان بر مقدار کاهش سوخت و بازده سیستم بررسی شده است. بهینه سازی سیکل بوسیله الگوریتم

^۱ Mohammad Abbasi, Mahmood Chahartaghi, Seyed Majid Hashemian

انرژی (EUF)، ضریب ذخیره انرژی سوخت (FESR)، بازده حرارتی، تفاوت دما نقطه پینچ، خالص قدرت بار و سرمایه‌ش اوپراتور پرداخته شده است. همچنین آنالیز انرژی انجام شده و دماها و فشارهای قسمت‌های مختلف و پارامترهای مورد نظر محاسبه شده است. ذخیره انرژی این سیستم ۲۳ و ۳۳ درصد در تابستان و زمستان می‌باشد. همچنین آن‌ها به این نتیجه رسیده‌اند که محفظه احتراق و HSRG و مبدل حرارتی به ترتیب بیشترین تخریب انرژی را دارند.

۲-۴- تحلیل اقتصادی سیستم‌های تولید همزمان

در پژوهش‌ها، بررسی سیستم‌های تولید همزمان از نظر اقتصادی بسیار رایج است و روش‌های مختلفی برای این کار وجود دارد. در این قسمت چند پژوهش که بیشتر به جنبه اقتصادی سیستم‌های تولید همزمان تاکید دارند، بررسی خواهد شد. سیستم‌های تولید همزمان می‌توانند با تعریف تابع هدف از لحاظ اقتصادی نیز بهینه‌سازی شوند.

احمدی و حیدرنژاد در سال ۲۰۱۵ [۳۷] به آنالیز ترمودینامیکی و بررسی ترموآکونومیکی و بهینه‌سازی یک و چند هدفه یک سیستم میکرو CCHP شامل زیر مجموعه خورشیدی همراه با ذخیره ساز و بویلر و زیر مجموعه ORC با اجکتور پرداختند. روش‌ها و پارامترهایی که در این مقاله بررسی شده عبارتند از: استفاده از روش SPECOS^۱ برای تحلیل ترموآکونومیک، بررسی تاثیر فشار ورودی توربین، دمای ورودی توربین، فشار پشت توربین، دما اوپراتور و دمای خروجی هیتر بر دراندمان حرارتی، دراندمان انرژی، نرخ هزینه سرمایه‌گذاری و نرخ هزینه محصول در تابستان و زمستان، استفاده از الگوریتم ژنتیک فرا ابتکاری (GA) برای بهینه‌سازی. آن‌ها به این نتیجه رسیدند که بازده حرارتی، بازده انرژی و نرخ هزینه محصول به ترتیب ۲۳/۶۶٪ و ۹/۵۱٪ و ۵۱۱۴/۵ دلار در سال برای تابستان و ۴۸/۴۵٪ و ۱۳/۷۶٪ و ۵۶۸۸/۱ دلار در سال برای زمستان بدست می‌آید. همچنین در تابستان کمترین نرخ هزینه محصول CCHP، در فشار ورودی توربین بالا و در فشار پایین پستی توربین بدست

^۱ Specific Exergy Costing

آمده است. در حالی که در زمستان کمترین نرخ هزینه محصول CCHP، در بیشترین فشار و دما ورودی توربین و دما خروجی هیتر و در کمترین فشار پستی توربین می باشد. نتایج بهینه سازی نشان می دهد در تابستان بازده حرارتی اگزرژی و نرخ هزینه محصول در بهترین حالت به ترتیب ۲۸٪، ۲۷٪ و ۱۷٪ بهبود می یابد در حالی که این مقادیر برای زمستان ۴٪، ۱۳٪ و ۱۸٪ می باشد.

لزانو^۱ و همکاران [۳۸] به بررسی یک سیستم تولید همزمان از لحاظ اقتصادی پرداختند. هدف آن ها تشخیص انرژی و مجموع هزینه های، جریان های داخلی و محصولات نهایی است. در سیستم آن ها ابتدا سوخت وارد موتور گاز و بویلر می شود. گرمای تولید شده از این دو برای نیاز گرمایشی، تولید آبگرم و تولید سرمایش توسط چیلر جذبی استفاده می شود. همچنین یک چیلر مکانیکی با استفاده از برق تولید سرمایش می کند. آن ها سیستم را برای یک بیمارستان در زاراگوزا اسپانیا بررسی کردند. در پژوهش قبلی آن ها مدلسازی سیستم، تعیین اجزا و بررسی عملکرد سیستم را انجام داده اند. ابتدا میزان تقاضای انرژی، ظرفیت ها و هزینه های مختلف اجزا، هزینه سوخت، هزینه الکتریسیته، سرمایه گذاری و نگهداری سیستم ذکر شده است. یک تابع هدف بر اساس هزینه ها تعریف شده و سیستم بهینه گردیده و سیستم بهینه با سیستم مرجع از نظر اقتصادی مقایسه شده و سپس بررسی ترمواکنومیک صورت گرفته است. در سیستم های تولید همزمان به خاطر تغییر در تقاضای بار و همچنین قیمت های متغیر سوخت و الکتریسیته بررسی هزینه ها مشکل می باشد. روش تخصیص هزینه تمام این مشکلات را مرتفع می کند و هزینه تمام محصولات را بدست می آورد. آن ها متوجه شدند روش تخصیص هزینه تولید و مصرف صحیح را بهینه تر می کند و باعث سودآوری مصرف کننده می شود.

در سال ۲۰۱۸ ارشادی و کریم پور^۲ [۳۹] یک سیستم تولید همزمان شامل موتور گاز بعنوان محرک اولیه، بویلر پشتهایان، چیلر الکتریکی و چیلر جذبی را برای یک کارخانه کاشی در یزد مدلسازی و

^۱ Lozano

^۲ Hamed Ershadi, Arash Karimipour

بهینه سازی چند معیاره کردند. در ابتدای پژوهش مدلسازی ظرفیت نامی محرک و ضریب عملکرد چیلر ها طبق قانون اول ترمودینامیکی ذکر شده، سپس سیستم از لحاظ اقتصادی مدل شده و هزینه ها به صورت سالیانه و با در نظر گرفتن تورم در نظر گرفته شده است و بعد از این بررسی زیست محیطی سیستم صورت گرفته است. تابع هدف بنام نسبت سود سالیانه بر اساس مقایسه سیستم با حالت سنتی می باشد. تابع هدف شامل پارامترهای اقتصادی، زیست محیطی و انرژی است. آنالیز برای سه سناریو مختلف فروش، عدم امکان فروش و فروش برق با ظرفیت های مشابه انجام شده و بهینه سازی تابع هدف بوسیله الگوریتم ژنتیک صورت گرفته است. نتایج نشان می دهد، سیستم CCHP برای کارخانه کاشی عملکرد بهتری برای سناریو فروش با استفاده از موتور گازی با ظرفیت ۵۰۰۰ و ۷۰۰ دارد. همچنین سود سالیانه با انتخاب ظرفیت های مشابه کاهش می یابد.

آل سلیمان و همکاران سه سیستم تولید همزمان بر پایه ORC، را بررسی نمودند. در بخش اول این پژوهش [۴۰] سه سیستم CCHP، خورشیدی، پیل سوختی و بیوماس را مدل سازی و بهینه سازی ترموآکونومیک کردند. بعد از مدل سازی انرژی با روش SPECO و معادلات کمکی سوخت-محصول سیستم ها را تحلیل ترموآکونومیک کردند. برای بهینه سازی سیستم با استفاده از روش پاول و برنت^۱، تابع نرخ هزینه محصول در هر واحد انرژی را کمینه کردند. روش SPECO به هر جز اعمال شده تا بهینه ترین عملکرد را داشته باشد. در بخش دوم پژوهش [۴۱] نتایج را ارائه دادند. CCHP با پیل سوختی بیشترین راندمان انرژی-الکتریکی و سیستم خورشیدی کمترین را به خود اختصاص داده اند. نتایج نشان می دهد سیستم خورشیدی به خاطر نداشتن هزینه سوخت و هزینه آلودگی بهترین شرایط را از لحاظ ترموآکونومیک دارد و سیستم تولید همزمان با پیل سوختی بالاترین هزینه را داراست.

۲-۵- سیستم با دو تبرید

^۱ Powell & Brent

سیستم های CCHP از چیلر های مختلف و یا اجکتور برای تولید سرمایه‌های استفاده می کنند. اما در بعضی از پژوهش ها سعی شده از دو نوع چیلر در این سیستم ها استفاده شود. آرایش های مختلف دو سیستم تبرید همراه با اجزا بسیار متفاوتی که در این سیستم ها به کار می رود و همچنین بررسی روش ها و موارد مختلف، توسط پژوهشگران انجام شده است. در این بخش یک سیکل تبرید-قدرت، شامل اجکتور و جذبی نیز مورد بررسی قرار می گیرد.

صنایع و خاک پی^۱ [۴۲] یک سیستم CCHP شامل محرک اولیه موتور گاز، بویلر، تانک ذخیره، مبدل حرارتی، چیلر الکتریکی و چیلر جذبی را معرفی کردند. تمام محاسبات این پژوهش برای بارهای یک ساختمان در تهران می باشد. ابتدا آنالیز انرژی سیستم صورت گرفته است. محرک اولیه با MRM^۲ و همچنین دیگر اجزا به صورت مجزا مدل شده اند. آنالیز اقتصادی و زیست محیطی سیستم انجام شده و تابع هدفی به نام سود سالیانه نسبی شامل پارامترهای انرژی، زیست محیطی و اقتصادی به صورت مقایسه با سیستم تولید جداگانه تعریف شده است. با ترکیب MRM با روش بهینه سازی اندازه محرک اولیه پیش بینی گردیده است. با استفاده از الگوریتم ژنتیک و در نظر گرفتن چهار سناریو مختلف (فروش برق، فروش گرما، نفروختن برق، نفروختن گرما)، مقدار بهینه ی پارامترهای طراحی شامل تعداد محرک ها و قدرت نامی آن، ظرفیت گرمایی بویلر پشستیبان و تانک ذخیره انرژی، ظرفیت سرمایه چیلر الکتریکی و جذبی، نسبت سرمایه چیلر الکتریکی به کل سرمایه و همچنین مقدار بهینه تابع هدف برای هر سناریو به صورت جداگانه بدست آمده است. لازم به ذکر است به جز محرک اولیه داده های ظرفیت دیگر اجزا از طریق تجهیزات موجود در بازار در نظر گرفته شده است. نتایج بهینه سازی نشان می دهد، دو موتورگازی با ظرفیت نامی قدرت ۳۷۸۰ و ۳۹۳۰ کیلووات در سناریو فروش برق، دو موتور گاز با ظرفیت نامی قدرت ۵۲۹۰ و ۵۳۰۰ کیلووات در سناریو فروش گرما، یک موتور گازی ۲۴۴۰ کیلووات در سناریو نفروختن برق بیشترین مقدار تابع هدف را می دهند. در سناریو

^۱ Sepehr Sanaye & Navid Khakpaay

^۲ Mmaximum rectangle method

نفروختن برق که کمترین مقدار تابع هدف را در مقایسه سناریو های دیگر دارد، تانک ذخیره حرارت نیاز نیست. به علت مقدار بسیار کم سود سالیانه نسبی از هر موتورگازی در سناریو نفروختن گرما نمی توان استفاده کرد.

حاج عبدالهی [۴۳] در سال ۲۰۱۵ به بررسی اثرات تقاضای بار بر روی انتخاب بهینه ترین سیستم تولید همزمان پرداخته است. سیستم تولید همزمان وی شامل یک سیکل رنکین و دو چیلر جذبی و الکتریکی می باشد. در این پژوهش با توجه به نیازهای یک ساختمان مدلسازی حرارتی اقتصادی و بهینه سازی سیستم با محرک های اولیه مختلف صورت گرفته است. بهینه سازی با استفاده از الگوریتم ژنتیک و با تعریف پارامترهای بی بعد صورت گرفته است. در نتایج بیشترین سودآوری در نسبت بار الکتریکی به گرمایش در محدوده ۰/۳۷۵-۰/۷۵ بدست آمد. توربین گازی در نیاز الکتریسیته پایین و گرمایش بالا و موتور دیزل در نیاز الکتریسیته و گرمایش بالا سود آورند. همچنین در نسبت بار قدرت به سرمایه بین ۱/۱۵ تا ۴ و نسبت گرمایش به سرمایه بین ۰ تا ۱/۲۵ اجزای سیستم در مقایسه با سیستم های جدا سودآور نیستند.

در سال ۲۰۱۸ ریم^۱ و همکاران [۴۴] به ارزیابی عملکرد سیستم های CCHP با چیلرهای ترکیبی پرداختند. دو سیستم در نظر گرفتند، یک سیستم شامل محرک اولیه، بویلر، مبدل حرارتی و فقط چیلر جذبی و سیستم دیگر چیلر جذبی و الکتریکی. آن ها ابتدا نحوه عملکرد سیستم را شرح دادند و استراتژی تولید الکتریسیته (FEL^۲) را برای محرک اولیه برگزیدند. هنگامی که چیلر الکتریکی در سیستم باشد، باید محرک اولیه برق بیشتری تولید نماید و همین امر باعث تولید گرمای بیش تر می شود، در نتیجه این گرما موجب تولید سرمایه بیش تر توسط چیلر جذبی شده و نیاز به الکتریسیته بیش تر برای چیلر الکتریکی نمی باشد. به خاطر همین امر روش MFEL^۳ معرفی شده تا بتوان تعادل را برقرار کرد و تولید برق را بهینه نمود و برق اضافی برای ساختمان تولید نکرد. سپس برخی

^۱ Rim

^۲ Following electrical load

^۳ Modified following electrical load

خصوصیات اجزا سیستم را ذکر کرده اند و دو نوع محرک اولیه موتور احتراق داخلی و میکروتوربین برای دو حالت تک و با دو چیلر که مجموعاً چهار حالت می شود، در نظر گرفته اند. یک ساختمان دفتر و یک بیمارستان بر اساس مدل های پیشنهادی دپارتمان انرژی امریکا در دو منطقه سانفرانسیسکو و لانگ ایلند در نظر گرفته و مقدار بارهای مورد نیاز این ساختمان ها آورده شده است. در مجموع ۱۶ حالت اتفاق می افتد. برای ارزیابی سیستم، مصرف انرژی اولیه و کربن دی اکسید مدل شده اند. نتایج نشان می دهد، با استفاده از استراتژی MFEL سیستم ترکیبی می تواند مصرف انرژی اولیه را تا $4-1/5$ GWH/Y برای ساختمان دفتر و $5/19-7/15$ برای ساختمان بیمارستان در مقایسه با سیستم CCHP فقط با چیلر جذبی ذخیره کند. کسر بزرگی از کاهش انرژی اولیه (تا ۵۶٪) در فصل سرد به خاطر اینکه به بویلر برای تامین چیلر جذبی احتیاج نیست، اتفاق می افتد. عملکرد انتشار آلاینده ها برای سیستم با چیلر ترکیبی در مقایسه با سیستم فقط با چیلر جذبی بهتر است، به خصوص برای بیمارستان که مصرف انرژی بالاتری دارد. سیستم با دو چیلر $0/7-3/5$ Kton/y کمتر آلودگی تولید می کنند. همچنین موتور احتراق داخلی بهتر از میکروتوربین در سیستم ترکیبی عملکرد انرژی و زیست محیطی را بهبود می بخشد. نوع ساختمان تاثیر بیشتری در مقایسه با نوع آب و هوا بر عملکرد انرژی دارد در حالی که عوامل آلودگی شبکه محلی تأثیر بیشتری بر روی انتشار کربن دی اکسید دارد.

وانگ و همکارانش در سال ۲۰۱۷ [۴۵] یک سیستم CCHP شامل محرک اولیه میکروتوربین، چیلر جذبی، چیلر الکتریکی، مبدل حرارتی، بویلر پشتیبان و دو ذخیره ساز انرژی برای ذخیره سرما و گرما معرفی کردند. اگر چیلر جذبی سرمایه را نتواند تأمین کند، چیلر الکتریکی جبران می نماید. هدف آن ها بررسی تاثیر ذخیره ساز انرژی در سیستم می باشد. داده های دو ساختمان تجاری و رستوران برای این پژوهش در نظر گرفته شده است. ابتدا روابط بار میکروتوربین و ضریب عملکرد چیلر جذبی

مدل گردیده است. سپس پارامترهای $PESR^1$ ، $RESR^2$ و هزینه ی سالیانه سیکل برای بررسی تأثیر ذخیره ساز بر عملکرد انرژی و اقتصادی سیستم معرفی شدند. بعد از شبیه سازی، نتایج عملکرد سیستم و نحوه کار چیلر برقی و دو ذخیره کننده انرژی و همچنین پارامترهای تعریف شده را برای ساعات مختلف دو ساختمان ارائه دادند، همچنین نتایج حالت تولید جداگانه برای مقایسه آمده است. نتایج نشان می دهد ذخیره ساز انرژی قادر به ذخیره کردن باقی مانده انرژی و استفاده مجدد از آن می باشد که منجر می شود، به بویلر در یک روز عادی زمستانی نیاز نباشد. پارامتر $PESR$ سیستم با ذخیره ساز در هر دو ساختمان مثبت است. ذخیره ساز انرژی، هزینه اولیه را افزایش می دهد اما مصرف انرژی، هزینه سالیانه سیکل و هزینه اپراتوری را کاهش می دهد. با مقایسه متوجه می شویم که پتانسیل ذخیره ساز انرژی برای کاهش مصرف انرژی اولیه و بهبود سود اقتصادی سیستم بستگی به نیاز انرژی ساختمان ها دارد.

خلیق^۳ و همکارانش [۴۶] در سال ۲۰۱۲ یک سیکل ترکیبی تبرید و قدرت را ارائه کردند. این سیکل با استفاده از گرمای هدر رفت صنایع ابتدا در سیکل رنگین و اجکتور تولید قدرت و سرما می کند، سپس گاز خروجی از سیکل رنگین وارد سیکل تبرید جذبی شده و در ادامه این جریان به محیط رها می شود. سیستم تبرید جذبی لیتیوم بروماید – آب و سیال عامل سیکل رنگین R141b می باشد. در ادامه پژوهش ابتدا اجکتور مدل شده است، سپس برای بررسی عملکرد و بازده سیکل آن را آنالیز ترمودینامیک کردند. آگرژی، آنتروپی، بازده حرارتی، بازده آگرژی و همچنین تک تک اجزا از لحاظ ترمودینامیکی و آگرژی مدل شده است. درصد توزیع سوخت در اجزا مختلف، درصد خروجی آگرژی و تخریب آگرژی در اجزا مختلف و چند پارامتر مورد بررسی قرار گرفته است. نتایج نشان می دهد، بازده حرارتی و آگرژی سیکل پیشنهادی بالاتر از سیکل ترکیبی قدرت و تبرید اجکتور است و این دو بازده با افزایش دما منبع از صنعت به ترتیب کاهش و افزایش می یابند. افزایش در فشار ورودی

^۱ Primary Energy Saving Ratio

^۲ Relative Energy Saving Ratio

^۳ Abdul Khaliq

توربین، فشار پشت توربین و دما اواپراتور اجکتور باعث افزایش بازده انرژی سیکل می شود در حالی که افزایش بازده حرارتی باعث افزایش کم پارامترهای بالا می گردد. بازگشت ناپذیری ها مربوط به کندانسور اجکتور، HRVG^۱ و اجکتور است. حدود ۵۳/۶ درصد مجموع انرژی ورودی به خاطر برگشت ناپذیری در اجزا تخریب می شود. ۲۲/۷ درصد انرژی مفید خروجی، و ۲۳/۷ درصد انرژی اگزوز رها شده به محیط است. به طور کل نتایج نشان می دهد سیستم ارائه شده از سیستم تبرید اجکتور با قدرت بازده حرارتی و انرژی بالاتری دارد و می تواند برای استفاده سودمندتر از گرمای هدر رفت بکار رود.

۲-۶- معرفی کار حاضر

در پژوهش های صورت گرفته تا کنون، سیستم تولید همزمان که از هر دو تبرید اجکتور و جذبی بهره برد، انجام نشده است. همانطور که در این فصل بررسی شد، در اکثر کار های صورت گرفته دو چیلر جذبی و الکتریکی در سیستم های تولید همزمان بررسی شده اند. در این پژوهش یک سیستم تولید همزمان سرمایه گرمایش و الکتریسیته بررسی شده است که از میکروتوربین به عنوان محرک اولیه استفاده می کند. گرمای اتلافی میکروتوربین برای دو جا بازیافت می شود؛ ابتدا برای ORC و تبرید اجکتور، سپس برای تأمین گرمایش و همچنین گرما ورودی به چیلر جذبی. همچنین کلکتور های خورشیدی برای جبران کمبود گرمایش در قسمت دوم به کار گرفته شده اند. سیستم از لحاظ اقتصادی بررسی و تابع هزینه سالیانه یکنواخت برای بهینه کردن سیستم در نظر گرفته می شود. همچنین سیالات مختلف از لحاظ هزینه های متفاوت در سیستم بررسی می کردند.

^۱ Heat recovery vapor generator

فصل سوم

مدلسازی

۳-۱- مقدمه

همانطور که در فصل های پیشین گفته شد، امروزه با افزایش جمعیت مصرف انرژی هم رشد پیدا کرده و از سوی دیگر منابع سوخت های فسیلی نیز رو به اتمام است؛ پس باید سیستم هایی توسعه داده شود که کمترین مصرف انرژی و بیشترین بازده را دارا باشند. از جمله راه های بهینه کردن مصرف انرژی استفاده از سیستم های تولید همزمان است. یکی از محرک های اولیه که در این سیستم ها استفاده می شود، میکروتوربین می باشد که از سوخت های فسیلی استفاده می کند. همانطور که در فصل اول ذکر شد، میکروتوربین دارای مزایای فراوانی است که می توان با استفاده حداکثری از انرژی موجود در گاز های خروجی از دودکش آن و تأمین تقاضا بار برودت، گرمایش و الکتریسیته، مصرف سوخت های فسیلی را کاهش داد.

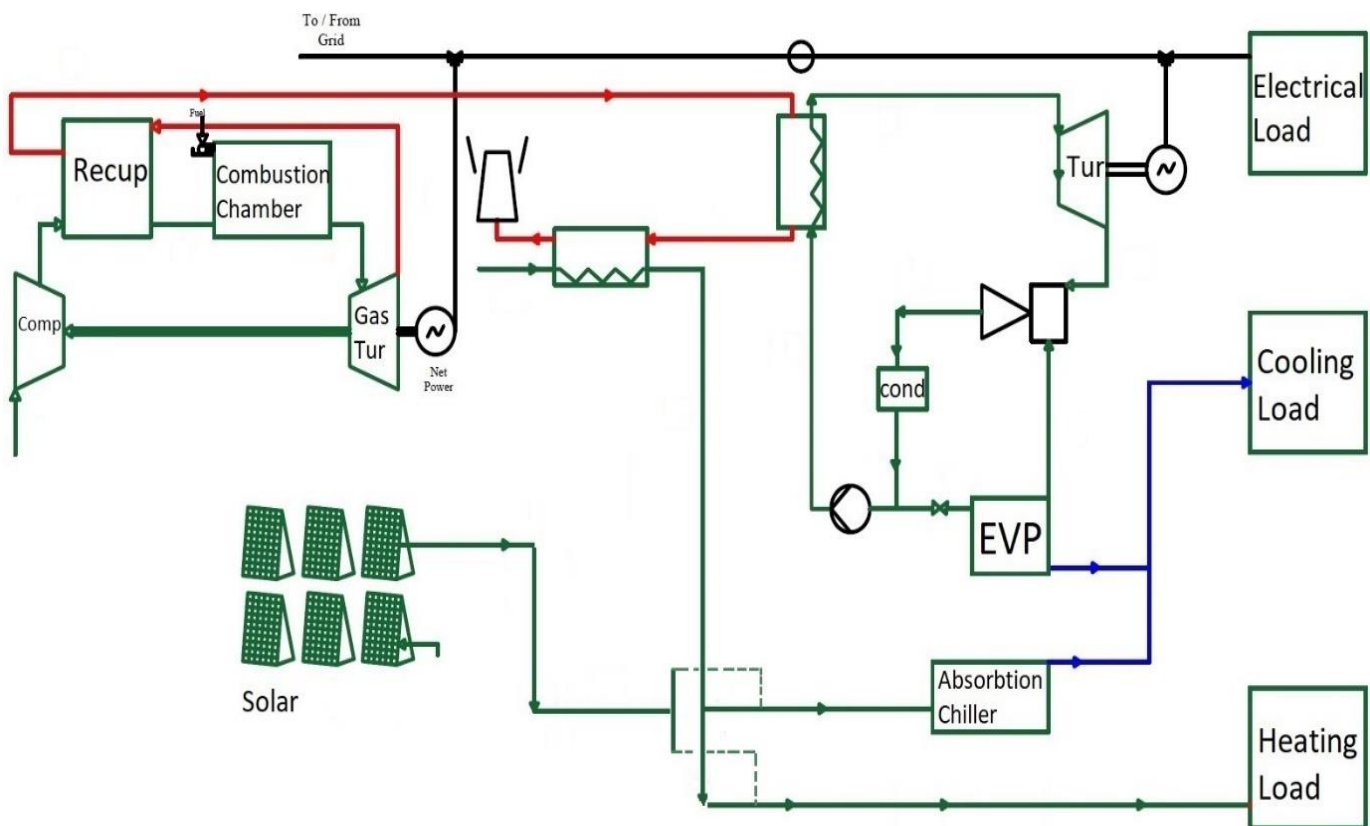
در این فصل مدلسازی سیستم تولید همزمان با محرک اولیه میکروتوربین صورت گرفته است. سیستم مورد نظر شامل میکروتوربین، سیکل ارگانیک رنگین، اجکتور، کلکتور خورشیدی و چیلر جذبی می باشد. در ابتدا قسمت های مختلف سیستم مدلسازی می شود سپس آنالیز اقتصادی و بهینه سازی و آنالیز انرژی سیستم انجام می گیرد.

۳-۲- شرح کلی سیستم

شکل ۳-۱ ساختار سیستم را نشان می دهد. همانطور که در شکل دیده می شود محرک اولیه سیستم میکروتوربین است که به وسیله سوخت، الکتریسیته تولید می کند. هوا به کمپرسور وارد شده و در آن جا فشرده می شود سپس در رکوپراتور پیش گرم می شود و به محفظه احتراق رفته و بوسیله سوخت احتراق صورت می گیرد. جریان احتراق وارد توربین شده و کار مکانیکی تولید می کند. جریان آگزوز وارد مبدل حرارتی^۱ شده تا بخار اشباع یا فوق اشباع را برای توربین بخار تولید کند. در سیکل ارگانیک رنگین بخار فشار بالا وارد توربین شده و الکتریسیته تولید می کند. فشار بخار بعد از توربین افت می

^۱ Heat recovery steam generator (HRSG)

کند و این جریان به عنوان جریان اولیه وارد اجکتور می شود. جریان ثانویه از اواپراتور نیز وارد اجکتور شده سپس در خروجی اجکتور جریان فشارش تغییر کرده وارد کندانسور شده تبدیل به مایع می شود سپس بخشی از آن توسط شیر به اواپراتور برای تولید سرمایش بر می گردد. باقی مایع اشباع از طریق پمپ به مبدل حرارتی فرستاده می شود. در اواپراتور سیکل رنگین، مایع اشباع فشار پایین گرما را از محیط جذب کرده، تبدیل به بخار اشباع شده و باعث سرمایش می شود. جریان دودکش بعد از خروج از مبدل حرارتی اول ادامه یافته و از باقی مانده انرژی آن به کمک انرژی تولیدی توسط کلکتور های خورشیدی برای گرمایش و استفاده در چیلر جذبی بهره برده می شود. در نهایت این جریان دودکش به جو رها می شود.



شکل ۳-۱: شماتیک سیستم مورد مطالعه

۳-۳- مدلسازی اجزا

در این بخش قسمت های مختلف سیستم مدلسازی می شود.

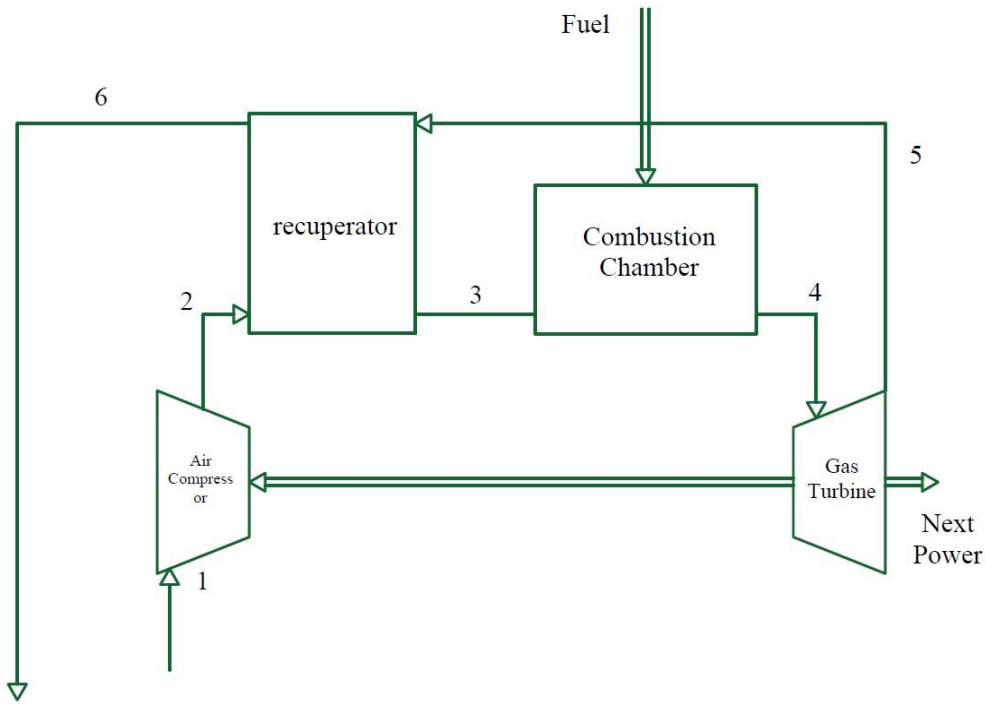
۳-۳-۱- میکروتوربین

میکروتوربین ها فناوری توربین های گاز در مقیاس کوچک تر هستند و از چهار قسمت کمپرسور هوا، رکوپراتور، محفظه احتراق و توربین گاز تشکیل شده اند. در یک سیستم میکروتوربین یک کمپرسور شعاعی هوای ورودی را متراکم می کند؛ سپس هوا با استفاده از حرارت گاز خروجی توربین در رکوپراتور پیش گرم می شود. هوای گرم خروجی از رکوپراتور در محفظه احتراق با سوخت مخلوط شده و گاز داغ حاصل از احتراق با عبور از توربین انبساطی و توربین قدرت منبسط می گردد. توربین انبساطی کمپرسور و ژنراتور را به کار می اندازد. میکروتوربین ها بر اساس سیکل ترمودینامیکی توربین های گاز بزرگ که سیکل برایتون نامیده می شود، عمل می نمایند. در این سیکل، هوای اتمسفریک فشرده، گرم و سپس با منبسط شدن تولید برق می کنند. میکروتوربین ها از سیکل های توربین گازی معمول پیچیده تر می باشند زیرا اضافه شدن رکوپراتور در آن ها باعث کاهش مصرف سوخت و از طرف دیگر افزایش افت فشارهای داخلی می شود. [۱]

همانطور که در فصل اول اشاره شد میکروتوربین ها دارای مزایای زیادی هستند؛ از دیگر مزایای میکروتوربین ها می توان به داشتن تنها یک قطعه متحرک، بی نیاز از روغنکاری، سرعت چرخشی بالا، آلودگی کم و بی صدا بودن اشاره کرد. [۲]

برای مدلسازی میکروتوربین فرضیات زیر در نظر گرفته می شود:

- C_p و C_v هوا با دما تغییر کنند.
- هوا گاز ایده آل باشد.



شکل ۳-۲: شماتیک سیکل میکروتوربین بعنوان محرک اولیه [۴۷]

۳-۱-۱-۱- کمپرسور هوا

با توجه به شکل ۳-۲ در ابتدا هوا با فشار و دمای محیط (T_1) وارد کمپرسور می شود. دمای خروجی

از کمپرسور (T_2) توسط رابطه ۱-۳ بدست می آید. [۴۷, ۴۸]

$$T_2 = T_1 \left\{ 1 + \frac{1}{\eta_{AC}} \left[r_c^{\frac{\gamma_a - 1}{\gamma_a}} - 1 \right] \right\} \quad (1-3)$$

η_{AC} و r_c بازده و نسبت فشار کمپرسور و γ_a نسبت گرمای ویژه می باشد. رابطه کار کمپرسور عبارت

است از:

$$\dot{W}_{AC} = \dot{m}_a C_{p,a} (T_2 - T_1) \quad (2-3)$$

در رابطه ۲-۳ \dot{m}_a و $C_{p,a}$ دبی و گرمای ویژه هوا است که با رابطه ۳-۳ محاسبه می گردد:

$$C_{Pa}(T) = 1.04841 - \left(\frac{3.8371T}{10^4} \right) + \left(\frac{9.4537T^2}{10^7} \right) - \left(\frac{5.49031T^3}{10^{10}} \right) + \left(\frac{7.9298T^4}{10^{14}} \right) \quad (3-3)$$

۳-۱-۲-۳ - رکوپراتور (پیش گرم کن)

همانطور که گفته شد، در رکوپراتور هوای فشرده قبل از ورود به محفظه احتراق پیش گرم می شود. با

این کار مصرف سوخت بهبود می یابد. موازنه انرژی در پیش گرم کن به صورت زیر است: [۴۷، ۴۸]

$$\dot{m}_a C_{p,a} (T_3 - T_2) = \dot{m}_g C_{p,g} (T_5 - T_6) \eta_{rec} \quad (۴-۳)$$

فشار در نقاط مختلف با روابط ۳-۵ و ۳-۶ بدست می آید:

$$\frac{P_3}{P_2} = (1 - \Delta P_{a,rec}) \quad (۵-۳)$$

$$\frac{P_6}{P_5} = (1 - \Delta P_{g,rec}) \quad (۶-۳)$$

که $\Delta P_{a,rec}$ و $\Delta P_{g,rec}$ افت فشار در سمت داغ و سرد پیش گرم کن می باشد.

۳-۱-۳-۳ - محفظه احتراق

در محفظه احتراق دو ورودی وجود دارد؛ از یکسو هوا فشرده و گرم و از سوی دیگر سوخت با دبی \dot{m}_f

و انرژی برابر ارزش حرارتی پایین سوخت^۱ وارد می شود. سوخت داخل محفظه احتراق با هوا مشتعل

شده و جریان داغ از آن برای ورود به توربین خارج می شود. روابط محفظه احتراق عبارتست از: [۴۷،

[۴۸]

$$\dot{m}_a h_3 + \dot{m}_f LHV = \dot{m}_g h_4 + (1 - \eta_{cc}) \dot{m}_f LHV \quad (۷-۳)$$

$$\lambda C_{x1} H_{y1} + (x_{O_2} O_2 + x_{N_2} N_2 + x_{H_2O} H_2O + x_{CO_2} CO_2 + x_{Ar} Ar) \rightarrow \quad (۸-۳)$$

$$y_{CO_2} CO_2 + y_{N_2} N_2 + y_{O_2} O_2 + y_{H_2O} H_2O + y_{NO} NO + y_{CO} CO + y_{Ar} Ar$$

$$\frac{P_4}{P_3} = (1 - \Delta P_{cc}) \quad (۹-۳)$$

^۱ Lower heating value (LHV)

$$y_{CO_2} = (\lambda x_{N_2} + x_{CO_2} - y_{CO_2}) \quad (10-3)$$

$$y_{N_2} = (x_{N_2} - y_{NO}) \quad (11-3)$$

$$y_{H_2O} = (x_{H_2O} + \frac{\lambda \times y_1}{2}) \quad (12-3)$$

$$y_{O_2} = x_{O_2} - \lambda \times x_1 - \frac{\lambda \times y_1}{4} - \frac{y_{CO}}{2} - \frac{y_{NO}}{2} \quad (13-3)$$

$$y_{Ar} = x_{Ar} \quad (14-3)$$

$$\lambda = \frac{n_{fuel}}{n_{air}} \quad (15-3)$$

۳-۳-۱-۴- توربین گاز

جریان گاز داغ از محفظه احتراق وارد توربین شده و باعث تولید کار مکانیکی و الکتریسیته توسط توربین می شود. دما خروجی از توربین، کار توربین گاز، کار خالص سیکل توربین گاز و گرمای ویژه

گازهای احتراق برابر است با: [۴۷]

$$T_5 = T_4 \left\{ 1 - \eta_{GT} \left[1 - \left(\frac{p_5}{p_4} \right)^{\frac{1-\gamma_g}{\gamma_g}} \right] \right\} \quad (16-3)$$

$$\dot{W}_{GT} = \dot{m}_g C_{p,g} (T_4 - T_5) \quad (17-3)$$

$$\dot{W}_{net} = \dot{W}_{GT} - \dot{W}_{AC} \quad (18-3)$$

$$\dot{m}_g = \dot{m}_f + \dot{m}_a \quad (19-3)$$

$$C_{p_g}(T) = 0.991615 + \left(\frac{6.99703T}{10^5} \right) + \left(\frac{2.7129T^2}{10^7} \right) - \left(\frac{1.22442T^3}{10^{10}} \right) \quad (20-3)$$

۳-۳-۲- سیکل ارگانیک رنگین (ORC) و اجکتور

سیکل ارگانیک رنگین شامل مبدل حرارتی، توربین رنگین، اجکتور، کندانسور، اوپراتور و پمپ می

باشد؛ که در ادامه این اجزا شرح داده می شود.

۳-۳-۱- مبدل بازیاب حرارت^۱ (HRSG)

همانطور که در قسمت شرح کلی سیستم ذکر شد، بعد از خروج جریان دودکش توربین از پیش گرم کن، این جریان وارد HRSG می شود تا از حرارت آن برای تولید بخار اشباع و فوق اشباع برای ORC استفاده شود. وظیفه اصلی HRSG انتقال حرارت از دود خروجی توربین به سیال است. مبدل بازیاب از سه قسمت اصلی اکونومایزر، اواپراتور و سوپر هیتر تشکیل شده است. در اکونومایزر جریان پیش گرم می شود. در اواپراتور سیال عامل به صورت فشار ثابت گرم شده و به شرایط ورودی توربین می رسد. در این نقطه حالت بخار می تواند به صورت بخار اشباع و یا فوق گرم باشد. در سوپرهیتر نیز جریان فوق اشباع می گردد.

در این جا تفاوت دمای بین جریان گاز خروجی از اواپراتور و بخار اشباع داخل اواپراتور را دما پینچ و تفاوت دما آب خروجی از اکونومایزر و آب اشباع داخل اواپراتور را دما پروچ گویند؛ که به ترتیب به صورت زیر بیان می شوند: [۴۹]

$$T_{pp} = T_{g,o,eva} - T_{sat} \quad (۲۱-۳)$$

$$T_{ap} = T_{sat} - T_{w,o} \quad (۲۲-۳)$$

معادلات انرژی برای اکونومایزر و اواپراتور به ترتیب عبارت است از:

$$\dot{m}_g C_{P_g} (T_{g,o} - T_{g,i}) = \dot{m}_f (h_{w,o} - h_{w,i}) \quad (۲۳-۳)$$

$$\dot{m}_g C_{P_g} (T_{g,o} - T_{g,i}) = \dot{m}_f [(h_1 - h_{w,o})] \quad (۲۴-۳)$$

۳-۳-۲- توربین

جریان فوق گرم بعد از خروج از مبدل حرارتی وارد توربین می شود. این جریان ابتدا با دما و فشار بالا

^۱ Heat recovery steam generator

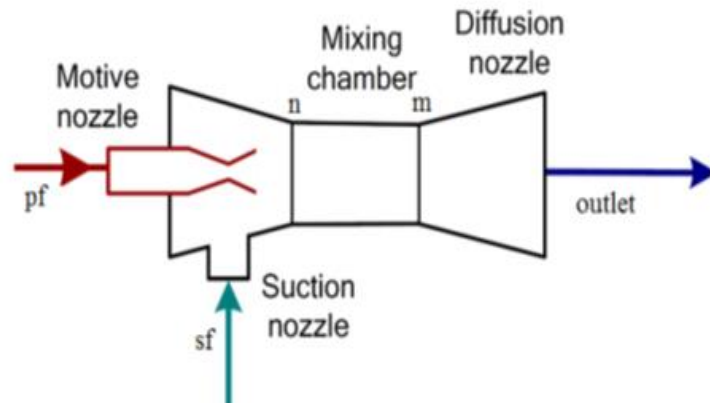
وارد می شود و بعد از عبور از پره های توربین و تولید توان مکانیکی، دما و فشارش کم می شود. توان مکانیکی توسط ژنراتور به الکتریسیته تبدیل شده و با الکتریسیته ای که توسط میکروتوربین تولید شده تقاضا برق مشترک را تامین می کند. توان و راندمان توربین از روابط ۳-۲۵ و ۳-۲۶ حاصل می شود: [۵۰]

$$\dot{W}_{T,a} = \sum \dot{m}_i h_i - \sum \dot{m}_o h_o \quad (۳-۲۵)$$

$$\eta_T = \frac{\dot{W}_{T,a}}{\dot{W}_{T,s}} = \frac{h_i - h_{o,a}}{h_i - h_{o,s}} \quad (۳-۲۶)$$

۳-۳-۲-۳-۳ اجکتور

همانطور که در فصل اول این پژوهش به طور مفصل شرح داده شد، اجکتور دارای مزایای زیادی است و تنها یک قطعه مکانیکی می باشد. در ادامه سیکل، بخار پس از انبساط در توربین به عنوان جریان اولیه وارد اجکتور می شود و از نازل (شیپوره همگرا) اولیه عبور می کند. جریان با سرعت بالا در خروجی از نازل اولیه یک خلا نسبی در ورودی محفظه اختلاط اجکتور ایجاد می کند و باعث مکش جریان ثانویه از تبخیر کننده می شود. دو جریان در محفظه اختلاط اجکتور مخلوط می شوند. در انتهای ناحیه مقطع ثابت یک شوک قائم اتفاق می افتد که با افزایش چشم گیر فشار همراه است. بعد از شوک جریان زیر صوتی می شود و سرعتش در ناحیه دیفیوزر (شیپوره واگرا) کاهش می یابد. بعد از این جریان مخلوط با فشاری بین جریان اولیه و ثانویه از اجکتور خارج می گردد. [۵۱]



شکل ۳-۳: شماتیک ساختمان اجکتور [۵۲]

برای ساده سازی فرضیات زیر در نظر گرفته می شود: [۵۲، ۵۳]

- اجکتور به صورت یک واحد یکپارچه در نظر گرفته می شود. به عبارت دیگر پدیده هایی که داخل اجکتور اتفاق می افتد در نظر گرفته نمی شود.
- جریان متعادل یکنواخت همگن داخل اجکتور در نظر گرفته شده است.
- جریان داخل اجکتور یک بعدی و دیواره های اجکتور آدیاباتیک است.
- انرژی جنبشی در ورودی اولیه و ثانویه در نظر گرفته نشده است.
- برای ساده سازی مدل یک بعدی، روابط آیزنتروپیک در نظر گرفته شده است.

نسبت جرمی اجکتور پارامتر مهمی در عملکرد اجکتور است. این پارامتر به صورت زیر تعریف می شود:

$$\omega = \frac{\dot{m}_{sf}}{\dot{m}_{pf}} \quad (۲۷-۳)$$

در عبارت بالا \dot{m}_{sf} دبی جریان ثانویه که از اوپراتور وارد می شود و \dot{m}_{pf} دبی جریان اولیه می باشد. واحد هر دو kg/s است.

رابطه جریان اولیه که وارد نازل می شود عبارتست از: [۵۳]

$$\dot{m}_p = \frac{P_g A_t}{\sqrt{T_g}} \times \sqrt{\frac{\gamma}{R} \left(\frac{2}{\gamma+1}\right)^{(\gamma+1)(\gamma-1)}} \sqrt{\eta} \quad (۲۸-۳)$$

در رابطه ۲۸-۳ η بازده آیزنتروپیک جریان فشرده در نازل، γ و R خواص سیال و \dot{m}_p ، T_g ، P_g دبی، دما و فشار سیال اولیه ورودی و A_t سطح مقطع نازل می باشد، که از رابطه ۲۸-۳ بدست می آید. رابطه محاسبه سطح مقطع عبارتست از:

$$\left(\frac{A_{p1}}{A_t}\right)^2 \approx \frac{1}{M_{p1}^2} \left[\frac{2}{\gamma+1} \left(1 + \frac{(\gamma-1)}{2} M_{p1}^2 \right) \right]^{(\gamma+1)(\gamma-1)} \quad (۲۹-۳)$$

از رابطه ۲۹-۳ M_{p1} عدد ماخ در خروجی نازل محاسبه شده، همچنین A_{p1} سطح مقطع خروجی اجکتور می باشد.

$$\frac{P_g}{P_{p1}} \approx \left(1 + \frac{(\gamma-1)}{2} M_{p1}^2 \right)^{\gamma/(\gamma-1)} \quad (30-3)$$

از رابطه ۳-۳۰ فشار خروجی محاسبه می شود، همچنین P_g فشار جریان اولیه می باشد. رابطه جریان ثانویه عبارتست از:

$$\dot{m}_s = \frac{P_e \times A_{p1}}{\sqrt{T_e}} \sqrt{\frac{\gamma}{R} \left(\frac{2}{\gamma+1} \right)^{(\gamma+1)(\gamma-1)}} \sqrt{\eta} \quad (31-3)$$

در رابطه ۳-۳۱، P_e ، T_e ، \dot{m}_s دما و فشار سیال ثانویه ورودی به اجکتور می باشند؛ که P_e از رابطه ۳-۳۱ محاسبه می شود. لازم به ذکر است بازده ایزنتروپیک جریان فشرده در نازل ۰/۹۷ فرض شده و نسبت سطح مقطع ها نیز از مرجع [۵۳] استخراج گردیده است.

۳-۳-۲-۴ - کندانسور

جریان بعد از خروج از اجکتور وارد چگالنده می شود و بعد از دفع گرما چگالنده را به صورت مایع اشباع ترک می کند. مایع چگال شده به دو قسمت تقسیم می شود، یک قسمت به پمپ و قسمت دیگر به شیر اختاق می رود، فشارش افت کرده و وارد اواپراتور می شود. میزان گرمای دفع شده در کندانسور از رابطه ۳-۳۲ بدست می آید: [۵۰]

$$\dot{Q}_{con} = \sum \dot{m}_i h_i - \sum \dot{m}_o h_o \quad (32-3)$$

۳-۳-۲-۵ - پمپ

پمپ جریانی که از کندانسور می آید را به مبدل بازیاب حرارت می فرستد. بازده پمپ با معادله ۳-۳۳ بدست می آید: [۵۰]

$$\eta_p = \frac{\dot{W}_{p,s}}{\dot{W}_{p,a}} = \frac{v_i (P_o - P_i)}{h_o - h_i} \quad (33-3)$$

h ها آنتالپی و v_i دبی حجمی است.

۳-۳-۲-۶- اوپراتور

جریانی که وارد تبخیر کننده یا همان اوپراتور می شود، بعد از جذب حرارت از محل مورد نظر به شکل بخار اشباع در آمده و به عنوان جریان ثانویه به داخل اجکتور مکیده می شود. رابطه ترمودینامیکی برای اوپراتور عبارتست از: [۵۰]

$$Q_{evp} = \dot{m} \times (h_i - h_o) \quad (۳۴-۳)$$

۳-۳-۳- کلکتور های خورشیدی

گرمای جریان دودکش بعد از خروج از مبدل حرارتی سیکل ارگانیک رنگین، برای تولید سرمایش توسط چیلر جذبی و تأمین گرمایش مورد نیاز به کار می رود. به منظور تقویت بار حرارتی این جریان از کلکتورهای حرارتی خورشیدی از نوع لوله خلا استفاده شده است. مقدار حرارت تولیدی توسط کلکتورهای خورشیدی از رابطه ۳-۳۵ محاسبه می گردد: [۵۴]

$$Q = \dot{m} C_p (T_{fout} - T_{fin}) = \eta \times A \times I \quad (۳۵-۳)$$

در رابطه ۳-۳۵، \dot{m} ، I ، A ، T_{fout} ، T_{fin} به ترتیب دمای ورودی، دمای خروجی، مساحت، ضریب تابش و دبی می باشند. لازم به ذکر است دمای خروجی از کلکتور و بازده کلکتور ها ثابت در نظر گرفته شده است. همچنین اتلاف حرارت را در نظر نمی گیریم.

۳-۳-۴- چیلر جذبی

چیلر جذبی به دلیل اینکه از گرما برای تولید سرمایش استفاده می کند، هزینه های مصرفی را به طرز چشم گیری کاهش می دهد. این گرما می تواند به طور مستقیم از سوخت های فسیلی و یا از گرمای اتلافی محرک اولیه تأمین گردد. استفاده از گرمای اتلافی و تبدیل آن به سرمایش توسط چیلر جذبی، باعث می شود سیستم از لحاظ اقتصادی و حتی زیست محیطی کارایی بهتری داشته باشد. در سیستم

مد نظر نیز از گرمای جریان آگزوز میکروتوربین برای تأمین گرمایش ساختمان و گرمای چیلر جذبی استفاده می شود. از کلکتور های خورشیدی هم برای تقویت گرمایش این جریان استفاده شده است. چیلر های جذبی از گرما استفاده می کنند تا فشار مبرد را بالا ببرند. در چیلر جذبی لیتیوم بروماید- آب، آب مبرد و لیتیوم بروماید به عنوان جاذب عمل می کند. ضریب عملکرد چیلر جذبی به صورت زیر تعریف می گردد: [۵۵]

$$COP_{Absorption} = \frac{\dot{Q}_E}{\dot{Q}_G} \quad (36-3)$$

در رابطه ۳-۳۶ \dot{Q}_E بار حرارتی اواپراتور و \dot{Q}_G بار حرارتی ژنراتور می باشد.

۳-۴- بازده سیستم

بازده های میکروتوربین، سیستم در حالت تولید گرمایش، سرمایه‌ش و قدرت و سیستم در حالت تولید گرمایش و قدرت توسط روابط ۳-۳۷، ۳-۳۸ و ۳-۳۹ تعریف می شود:

$$\eta_{I,GT} = \frac{\dot{W}_{net,GT}}{\dot{m}_f \times LHV} \quad (37-3)$$

$$\eta_{I,CCHP} = \frac{\dot{W}_{net,GT} + \dot{Q}_{Heating} + \dot{Q}_{Cooling}}{\dot{m}_f \times LHV} \quad (38-3)$$

$$\eta_{I,CHP} = \frac{\dot{W}_{net,GT} + \dot{Q}_{Heating}}{\dot{m}_f \times LHV} \quad (39-3)$$

۳-۵- بررسی اقتصادی

۳-۵-۱- مقدمه

در این قسمت، سیستم از لحاظ اقتصادی بررسی می گردد. ابتدا روابطی برای محاسبه هزینه های سالیانه ارائه می شود، سپس معادلات هزینه اولیه تمام اجزا سیستم را بیان کرده و در آخر یک تابع هدف تعریف می گردد.

۳-۵-۲ - آنالیز اقتصادی

هزینه سالیانه یکنواخت با در نظر گرفتن $EUAC$ به صورت زیر تعریف می شود: [۵۶]

$$EUAC = \beta.C \quad (۴۰-۳)$$

با تعریف رابطه ۳-۴۰ هزینه اولیه به صورت سالیانه بدست می آید. در رابطه ۳-۴۰ β فاکتور بازیابی سرمایه یا به عبارتی ضریب سالیانه کننده هزینه سرمایه گذاری است که توسط رابطه ۳-۴۱ محاسبه می شود. در رابطه β ، عبارت i نرخ بهره و k عمر تجهیزات می باشد. C هم هزینه سرمایه گذاری است.

$$\beta = \frac{i(1+i)^k}{(1+i)^k - 1} \quad (۴۱-۳)$$

۳-۵-۳ - هزینه های سرمایه گذاری

در این قسمت هزینه قسمت های مختلف سیستم به تفکیک بیان می شود. هزینه هر یک از اجزای

سیستم در ادامه بیان گردیده است. [۴۷, ۵۶-۵۹]

$$Z_{AC} = \left(\frac{c_1 \dot{m}_a}{c_2 - \eta_{AC}} \right) \left(\frac{p_2}{p_1} \right) \ln \left(\frac{p_2}{p_1} \right) \quad \text{کمپرسور} \quad (۴۲-۳)$$

$$Z_{CC} = \left(\frac{c_1 \dot{m}_a}{c_2 - \frac{p_4}{p_3}} \right) [1 + EXP(c_2 T_4 - c_2)] \quad \text{محفظه احتراق} \quad (۴۳-۳)$$

$$Z_T = \left(\frac{c_1 \dot{m}_g}{c_2 - \eta_T} \right) \ln \left(\frac{p_4}{p_5} \right) [1 + EXP(c_1 T_4 - c_2)] \quad \text{توربین گاز} \quad (۴۴-۳)$$

$$Z_{AP} = c_1 \times \left(\frac{\dot{m}_g (h_3 - h_2)}{(U)(\Delta T)} \right)^{0.6} \quad \text{پیشگرم کن هوا}$$

(۴۵-۳)

توربین

$$Z_{orc.tur} = 3880.5 \times w^{0.7} \left(1 + \left(\frac{1-0.95}{1-\eta_1} \right) \right)^4 \left(1 + 5 \left(\exp \left(\frac{T-866}{10.42} \right) \right) \right)$$

ارگانیک

(۴۶-۳)

چیلر جذبی

$$Z_{abs} = 540 (Ch_{nom,ab})^{-0.128}$$

(۴۷-۳)

مبدل حرارتی

$$Z_{HRSG} = 6570 \left[\left(\frac{\dot{Q}_{ph}}{(\Delta T)_{ph}} \right)^{0.8} + \left(\frac{\dot{Q}_{ev}}{(\Delta T)_{ev}} \right)^{0.8} + \left(\frac{\dot{Q}_{sh}}{(\Delta T)_{sh}} \right)^{0.8} \right] + 21276 \dot{m}_s + 1184.4 \dot{m}_g^{1.2}$$

(۴۸-۳)

اجکتور

$$Z_{ej} = \frac{8760}{6.7958} \times \dot{m}_{ej}^{0.75} \times \left(\frac{T_m}{P_m} \right)^{0.015} \times \left(\frac{P_e}{P_m} \right)^{-1.55}$$

(۴۹-۳)

200 \$ per m²

کلکتور

۳-۵-۴ - روش جریان نقدینگی تنزیلی

برای بررسی بیشتر و داشتن دیدگاهی کلی نسبت به مسائل اقتصادی سیستم، از روش جریان نقدینگی تنزیلی نیز برای بررسی اقتصادی سیستم استفاده می شود. دو تکنیکی که در این روش

بیشترین کاربرد را دارند متدهای ارزش حال خالص و نرخ بازگشت داخلی می باشند. [۶۰]

در روش ارزش حال خالص تأثیر زمان بر روی ارزش نقدینگی در نظر گرفته می شود و ارزش حال یک جریان نقدینگی در آینده را می دهد؛ که با استفاده از یک نرخ بهره فرضی (نرخ تنزیلی) تعیین می

شود. ارزش آتی سرمایه گذاری از رابطه ۳-۵۰ محاسبه می شود: [۶۰]

$$FV = D \times \left(1 + \frac{IR}{100} \right)^n$$

(۵۰-۳)

در رابطه ۳-۵۰، FV ارزش آتی سرمایه گذاری، D ارزش سپرده اولیه، IR نرخ بهره و n تعداد سال می

باشد. ارزش حال مبلغی پول در هر زمان مشخص در آینده را، می توان با معادله ۳-۵۱ تعیین نمود:

$$PV = S \times \left(1 + \frac{IR}{100}\right)^{-n} \quad (51-3)$$

که PV^1 ارزش حال S در n سال زمانی است و S ارزش جریان نقدینگی آینده می باشد. لازم به ذکر است $DF = \left(1 + \frac{IR}{100}\right)^{-n}$ به عنوان فاکتور تنزیل تعریف می شود.

متد ارزش حال خالص ارزش حال تمام جریانات نقدینگی سالیانه ایجاد شده در طول عمر یک پروژه را، محاسبه کرده و آن ها را تجمیع می کند. هزینه ها به عنوان یک مقدار منفی و صرفه جویی ها به عنوان مثبت ارائه می شوند. جمع کلیه ارزش های حال به عنوان ارزش حال خالص (NPV^2) شناخته می شود.

ارزش خالص حال سرمایه گذاری ($NPWC^3$) شامل سرمایه گذاری اولیه هر جز طبق معادله 3-52 محاسبه می شود: [34]

$$NPWC = \sum_{j=1}^N (C \times NC)_j = 0 \quad (52-3)$$

در رابطه 3-52، c سرمایه گذاری واحد ظرفیت هر جز و nc ظرفیت هر جز می باشد.

سود حال حاضر ($NPWB^4$) شامل درآمد هزینه های استهلاک تجهیزات و درآمد سالیانه سیستم که با sv و A نشان داده شده و با معادلات 3-53 تا 3-55 محاسبه می شوند: [34]

$$NPWB = A \times \left[\frac{(1+i)^n - 1}{i(1+i)^n} \right] + SV \times \left[\frac{1}{(1+i)^n} \right] \quad (53-3)$$

$$SV = 0.2 \times NPWC \quad (54-3)$$

$$A (\$) = \sum_{n=1}^{PB} \left[\sum_{\tau=1}^{8760} (E_s \times \mu_{b,s}) \times \tau + R_{C \& O \& M} \right] \quad (55-3)$$

¹ Present Value

² Net present Value

³ Net present worth cost

⁴ Net present worth benefit

در روابط بالا i نرخ بهره، n تعداد سال، E تقاضا الکتریسیته، μ قیمت خرید و فروش الکتریسیته، C مدت زمان و R کاهش هزینه های تعمیر و نگهداری می باشد.

سرمایه گذاران سیستم های تولید همزمان همیشه به دوره بازگشت سرمایه توجه می کنند و به دنبال پروژه هایی هستند که کوتاه ترین بازگشت را داشته باشند. محاسبه بازگشت در روش سنتی تقریبی و متدی سریع برای مقایسه اقتصادی پروژه هاست و شامل زمانی است که سرمایه گذاری اولیه باید با درآمد سالیانه جبران شود که با معادله ۳-۵۶ محاسبه می شود: [۳۴]

$$-p + \sum_{y=1}^{PB} CF_y = 0 \quad (۳-۵۶)$$

که p و CF_y هزینه اولیه سیستم و درآمد فرایند مالی در پایان سال y ام است. از آن جا که این روش ارزش زمانی پول و ارزش استهلاک تجهیزات را محاسبه نمی کند، روش دیگری استفاده شده تا بازگشت سرمایه محاسبه شود. در این روش معادله ۳-۵۷ برای بازگشت استفاده می شود:

$$NPWB(y) - NPWC(y) = 0 \quad (۳-۵۷)$$

$$PB = 0$$

معادله ۳-۵۷ دوره بازگشت سیستم را با توجه به نرخ تورم و عمر تجهیزات نشان می دهد. هنگامی که سود حال حاضر معادل سرمایه گذاری حال حاضر باشد؛ بازگشت سرمایه معادل y است. نرخ تنزیلی که یک ارزش حال خالص صفر را حاصل می کند، به عنوان نرخ برگشت داخلی خوانده می شود (IRR). هر چه نرخ برگشت داخلی بالاتر باشد پروژه جذاب تر است؛ زیرا دارای NPV بالاتری می باشد. [۶۰]

۳-۵-۵ - تابع هدف هزینه ها

در این جا تابع هدفی را تعریف می شود تا تمام هزینه ها را پوشش دهد. تابع معادله ۳-۵۸ مقدار هزینه ایست که در طول یکسال برای سیستم صرف می شود. طرف چپ معادله هزینه خرید و فروش

برق، مصرف سوخت و محیط زیست آمده و در قسمت راست هم هزینه سرمایه گذاری و استهلاک در نظر گرفته شده است. در تابع معادله ۵۸-۳ علاوه بر انرژی اثر زیست محیطی را هم بررسی شده است. باید با بهینه سازی، مقدار این تابع کمینه شود. [۴۲]

$$TAC_{CCHP} (\$/ year) = \quad (58-3)$$

$$\sum_{i=1}^N \left[E_b \times \phi_{e,b} - E_s \times \phi_{e,s} + \dot{m}_f \times LHV_f \times \phi_f + 3600 \times \dot{m}_{CO_2} \times \psi_{em} \right] \times \tau_i$$

$$+ \sum_{j=1}^5 (M + EUAC)_j \times n_j \times N_j$$

در معادله ۵۸-۳ عبارت $E_b \times \phi_{e,b}$ میزان خرید و هزینه خرید برق از شبکه، $E_s \times \phi_{e,s}$ میزان تولید و هزینه فروش برق به شبکه، $\dot{m}_f \times LHV_f \times \phi_f$ میزان مصرف سوخت و هزینه آن و $3600 \times \dot{m}_{CO_2} \times \psi_{em}$ میزان انتشار آلاینده و جریمه انتشار آلاینده ها می باشد.

N و n ظرفیت نامی و تعداد اجزا است. همچنین M هزینه تعمیر و نگهداری می باشد که برابر ۲ درصد هزینه سالیانه یکنواخت در نظر گرفته می شود. [۶۱]

۳-۵-۶ بازده انرژی

برای بررسی سیستم از لحاظ ترمودینامیکی بازده انرژی تعریف می گردد. بازده انرژی یک معیار واقعی از عملکرد انرژی سیستم از نظر ترمودینامیکی را فراهم می کند. بازده انرژی به صورت نرخ انرژی محصول به انرژی سوخت به صورت زیر تعریف می شود: [۵۶, ۶۲]

$$\varepsilon = \frac{\dot{\chi}_p}{\dot{\chi}_f} \quad (59-3)$$

محصول نتیجه مطلوب تولیدی توسط سیستم است. منظور از سوخت، منابعی که برای تولید محصول استفاده شده است.

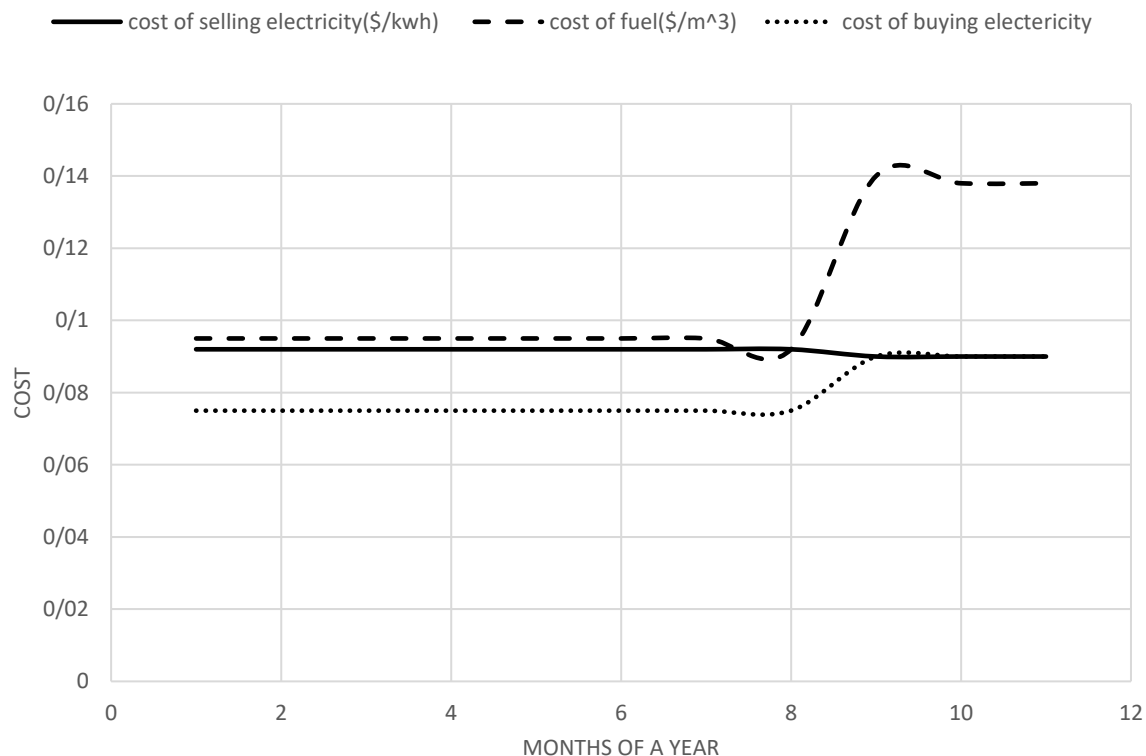
بازده انرژی برای سیستم تولید همزمان توسط رابطه ۳-۶۰ تعریف می شود:

$$\varepsilon = \frac{\sum_{t=1}^N \dot{\chi}_{p,t}}{\sum_{t=1}^N \dot{\chi}_{f,t}} = \frac{\sum_{t=1}^N \left(E_{dnn} + \left(1 - \frac{T_o}{T_h}\right) H_{dnn} - \left(1 - \frac{T_o}{T_c}\right) Q_{dnn} + E_s \right) \times \tau_t}{\sum_{t=1}^N \left(\dot{m}_f LHV_f + E_b + \dot{G}_{oh} A_p \right) \times \tau_t} \quad (3-60)$$

عبارت سمت راست مخرج مربوط به انرژی خورشید است. در رابطه بالا $\dot{G}_{oh} A_p$ مقدار گرما دریافتی کلکتور می باشد. τ مدت زمان یکسال است.

۳-۵-۷- قیمت حامل های انرژی

برای محاسبه هزینه های سیستم نیاز به قیمت های سوخت و خرید و فروش برق است که در این بخش به آن اشاره می شود. هزینه خرید و فروش برق به شبکه و خرید سوخت برای ماه های مختلف طبق شکل ۳-۴ در نظر گرفته شده است. همچنین هزینه انتشار آلاینده ها $\$/ton$ ۲۴ می باشد. [۶۲]



شکل ۳-۴: قیمت های فروش برق و سوخت

۳-۶- روش حل

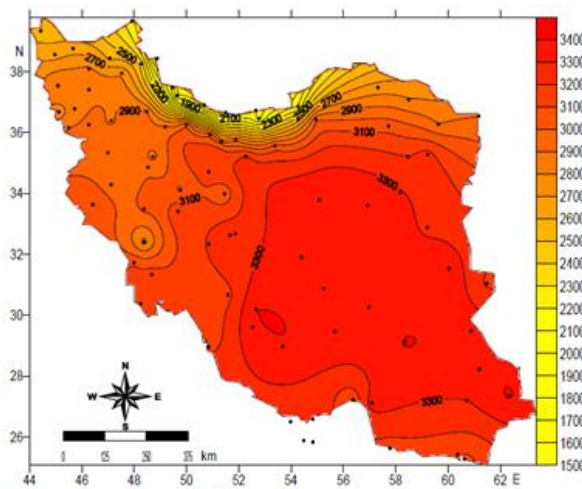
در این فصل یک سیستم تولید همزمان معرفی گردید که شامل میکروتوربین، سیکل ارگانیک رنگین، اجکتور، کلکتور خورشیدی و چیلر جذبی بود. در ادامه اجزا و همچنین سیستم از لحاظ اقتصادی مدلسازی شد و تابع هدف برای انجام بهینه سازی با الگوریتم ژنتیک معرفی گردید. حرارت خروجی از جریان دودکش برای سیکل ارگانیک رنگین و چیلر جذبی به کار می رود. برای تأمین گرمایش ساختمان و چیلر جذبی از حرارت جریان دودکش و گرمای تولیدی توسط کلکتور های خورشیدی استفاده می شود. مدلسازی ترمودینامیکی توسط برنامه متلب صورت گرفته است. فرضیاتی برای سیکل در نظر گرفته شده تا ورودی های لازم برای مدلسازی فراهم شود. این فرضیات در کنار متغیرهای مستقل می تواند به عنوان ورودی های سیستم در نظر گرفته شود و با توجه به معادلات ترمودینامیکی حاکم بر هر کدام از تجهیزات می توان عملکرد ترمودینامیکی آن ها را بررسی کرد. این تجهیزات در کنار هم قرار گرفته و کل سیکل را تشکیل خواهند داد. با توجه به تابع هدف فرض شده برای کل مجموعه و متغیرهای تصمیمی که برای آن لحاظ شده است، می توان با استفاده از روش بهینه سازی الگوریتم ژنتیک تابع هدف هزینه را کمینه کرد. واضح است که تغییرات، متغیرهای تصمیم در بازه خود بهترین تابع هدف را می دهد. مدلسازی ترمودینامیکی در ابتدا برای میکروتوربین صورت می پذیرد که این مهم در شرایط بار جزئی برای میکروتوربین می بایست عملکرد مناسب سیستم را نشان دهد. به همین دلیل مدل میکروتوربین طوری نوشته شده است که با توجه به دبی حجمی هوای ورودی، میزان بار جزئی خود را مشخص می کند. در سیکل ارگانیک رنگین با توجه به دمای پینچ و اپروچ می توان ورودی توربین و در نهایت توان تولیدی در توربین بخار را تعیین کرد. اجکتور در خروجی توربین با معادلات ترمودینامیکی خود جریان ثانویه را مکش می کند و فشار و دبی را تأمین می کند. همچنین با توجه به اضافه گرمایی گاز عبور کرده از مبدل و گرمای خروجی از کلکتور خورشیدی می توان بار گرمایی موجود در ساختمان و چیلر جذبی را تعیین کرد که مجموع بار

سرمایشی تولیدی اجکتور و چیلر جذبی می بایست برابر بار سرمایشی ساختمان شود. در قسمت نتایج سیستم تحت دو حالت بررسی می شود. حالت اول سنتی، یعنی استفاده از بویلر و چیلر جذبی برای سرمایش و گرمایش و خرید برق از شبکه و حالت دوم، استفاده از سیستم ارائه شده می باشد. هزینه های اجزا مختلف و هزینه های سیستم با سیالات و بارهای مختلف بررسی می گردد. همانطور که گفته شد با در نظر گرفتن تابع هدف تعیین شده سیستم را آنالیز کرده، سپس با استفاده از الگوریتم ژنتیک بهینه سازی می شود. و در آخر بهترین سیال عامل برای سیکل تعیین می گردد. پارامترهایی نظیر دمای پینچ و ابروج، تأثیر بار های مختلف، تأثیر دما محیط بر نسبت سوخت مصرفی به توان و قیمت سوخت بررسی می شود. لازم به ذکر است برای انجام محاسبات بار ها و همچنین هزینه های سیستم از اطلاعات یک ساختمان فرضی که در ادامه ذکر می شود، استفاده کرده ایم.

۷-۳- داده های ساختمان

همانطور که گفته شد برای انجام محاسبات از داده های یک ساختمان فرضی استفاده کرده ایم. در این قسمت شرایط محیطی و مشخصات آب و هوایی شهر تهران و همچنین بار های ساختمان ذکر می شود. توزیع مکانی تعداد ساعات آفتابی در نقاط کشور ما متفاوت است. شکل ۳-۵ به خوبی این مقدار را برای نقاط مختلف کشور نشان می دهد. که برای تهران این مقدار را برابر ۳۰۰۰ در نظر گرفته می

شود. [۶۳]



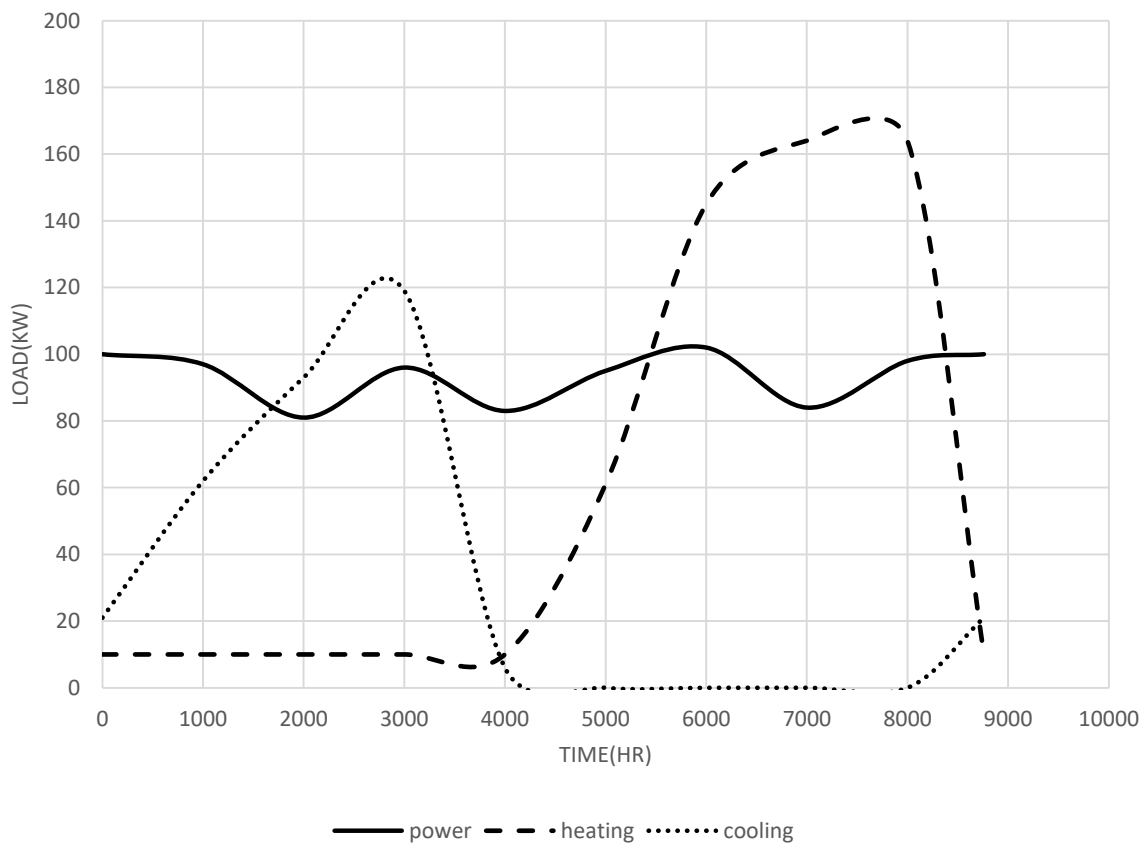
شکل ۳-۵: مقدار ساعات آفتابی در ایران از سال ۱۹۸۶ تا ۲۰۰۵

برخی پارامتر های محیطی در جدول ۱-۳ آورده شده است.

جدول ۱-۳: پارامتر های محیطی [۶۴-۶۸]

پارامتر	واحد	مقدار
ارتفاع از سطح دریا	M	۱۱۹۰
رطوبت محیط	%	۴۰
سرعت باد	m/s	۲/۹

مقدار نیاز گرمایشی، سرمایشی و الکتریسیته در ساعات مختلف سال به صورت تخمینی در شکل ۳-۶ نشان داده شده است. [۵۸]



شکل ۳-۶: تقاضای ساعتی بارها در طی یک سال برای یک ساختمان فرضی

جدول ۲-۳ شدت تابش خورشید را با زاویه بهینه نصب ۲۰ درجه برای گرد آورنده خورشید در تهران نشان می دهد. همانگونه که مشاهده می شود با نزدیک تر شدن به تابستان شدت آن افزایش می یابد. واحد تابش در این جدول $\text{kwh/m}^2/\text{day}$ می باشد. همچنین میانگین دمای ماه های سال در این جدول ذکر شده است. [۶۹, ۶۵]

جدول ۲-۳: میزان تابش خورشید و میانگین دما برای ماه های مختلف سال

تهران	Dec	Nov	Oct	Sep	Aug	Jul	Jun	May	Apr	Mar	Feb	Jan
تابش	۳/۳	۳/۸۶	۴/۹۲	۶/۲۱	۶/۶۸	۶/۸۱	۷/۰۲	۶/۲۸	۵/۷۲	۵/۰۶	۴/۳۹	۳/۶۹
دما (°C)	۵/۴	۱۱	۱۸	۲۴/۴	۲۸/۶	۲۹/۳	۲۶/۲	۲۱/۲	۱۵/۱	۹/۵	۵/۱	۲/۸

۳-۸- مشخصات هوا

در این قسمت مشخصات هوا برای انجام محاسبات ذکر می گردد. در جدول ۳-۳ ترکیبات تشکیل دهنده هوا آورده شده است. [۷۰, ۴۹]

جدول ۳-۳: ترکیبات هوا

ترکیبات هوا	درصد مولی (%)
N ₂	75.67
O ₂	20.35
H ₂ O	3.03
CO ₂	0.0345
CO	0.0007
SO ₂	0.0002
H ₂	0.00005
Others	0.91455

فشار محیط و ظرفیت گرمایی به ترتیب طبق روابط ۳-۶۱ و ۳-۶۲ محاسبه می شوند. [۷۱]

$$P_{atm} = \frac{(760 \times (1 - 226 \times 10^{-7} \times H)^{5.25})}{735} \quad (۳-۶۱)$$

$$\bar{C}_p = a + bT + cT^2 + dT^3 \quad \frac{Kj}{Kmol.K} \quad (۳-۶۲)$$

H بر حسب متر و P_{atm} بر حسب bar می باشد. واحد ظرفیت گرمایی $\frac{Kj}{kmol.k}$ می باشد که برای

تبدیل به $\frac{Kj}{kg.k}$ باید در جرم مولی هر گاز تقسیم شود. ضرایب a, b, c و d را برای درصد ترکیبات

مختلف هوا با توجه به جدول ۳-۴ تعیین نمود.

جدول ۳-۴: ضرایب برای محاسبه ی گرمای ویژه ی گازهای ایده آل

ثابت گاز $\frac{kJ}{kg.k}$	محدوده دما k	d	C	b	a	نماد ماده
۰/۲۹۶۸	۱۸۰۰-۲۷۳	-2.873×10^{-9}	0.8081×10^{-5}	-0.1571×10^{-2}	۲۸/۹۰	N ₂
۰/۲۵۹۸	۱۸۰۰-۲۷۳	1.312×10^{-9}	-0.7155×10^{-5}	1.520×10^{-2}	۲۵/۴۸	O ₂
۰/۲۹۶۸	۱۸۰۰-۲۷۳	-2.222×10^{-9}	0.5372×10^{-5}	-0.1675×10^{-2}	۲۸/۱۶	CO
۰/۱۸۸۸۹	۱۸۰۰-۲۷۳	7.469×10^{-9}	-3.501×10^{-5}	5.981×10^{-2}	۲۲/۲۶	CO ₂
۰/۴۶۱۵	۱۸۰۰-۲۷۳	-3.595×10^{-9}	1.055×10^{-5}	0.1923×10^{-2}	۳۲/۲۴	H ₂ O
۰/۲۷۷۱	۱۵۰۰-۲۷۳	-4.187×10^{-9}	0.9747×10^{-5}	-0.09395×10^{-2}	۲۹/۳۴	NO
۰/۱۸۰۷	۱۵۰۰-۲۷۳	7.87×10^{-9}	-3.52×10^{-5}	5.715×10^{-2}	۲۲/۹	NO ₂

چگالی هوا را با رابطه ۳-۶۳ می توان محاسبه کرد. در این رابطه T بر حسب درجه کلوین، P_{atm} بر

حسب kPa و تابعی از ارتفاع از سطح دریا می باشد و \bar{R} ثابت جهانی گازها که برابر

$$\bar{R} = 8.314 \text{ Kj} / \text{Kmol.K} \text{ و } M_w \text{ جرم مولکولی گاز می باشد.}$$

$$\rho(H, T) = \frac{P_{atm}(H)}{\frac{\bar{R}}{M_w} T}$$

(63-3)

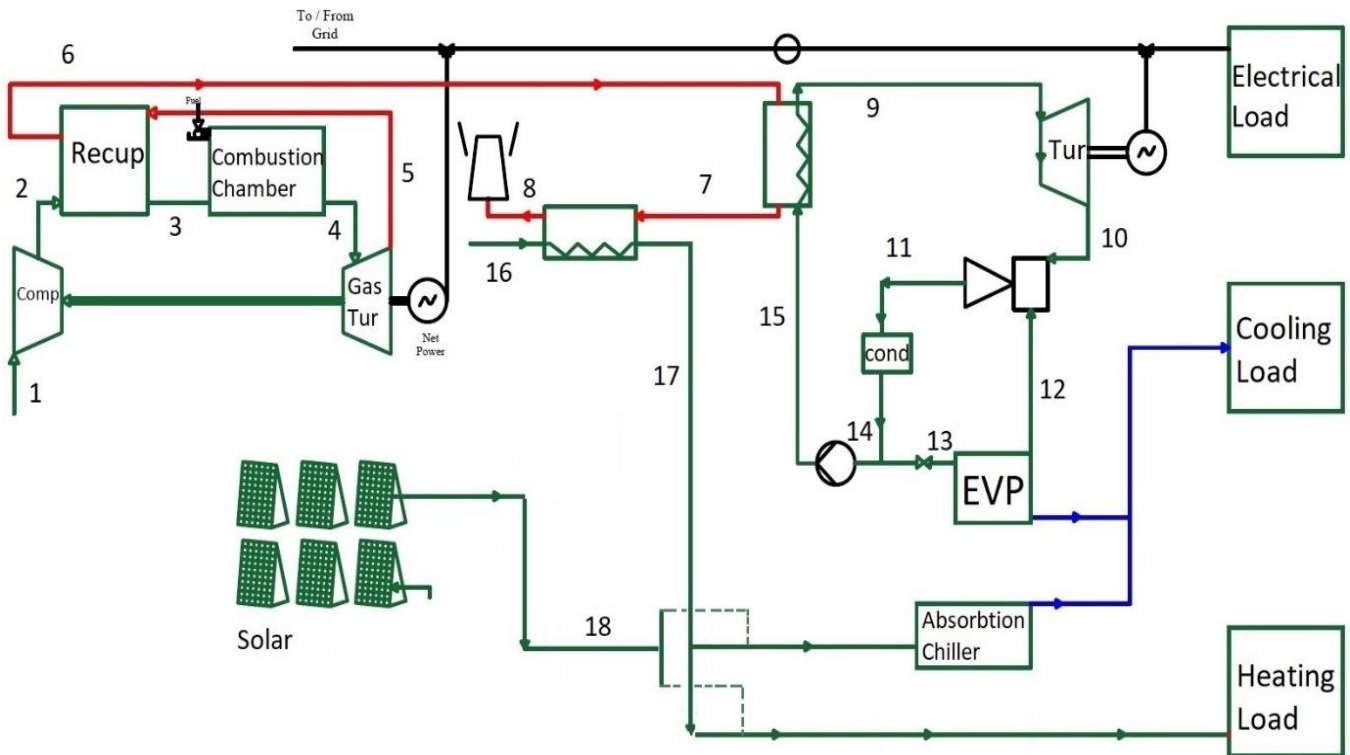
فصل چہارم

نتیجہ و بحث

۴-۱- مقدمه

در این فصل ابتدا نتایج حاصل از مدل‌سازی سیستم ذکر می‌شود سپس سیستم با حالت سنتی مقایسه شده و از لحاظ اقتصادی بررسی می‌گردد. نتایج حاصل از بررسی تأثیر پارامترهای دمای پینچ و اپروچ و بار جزئی بر هزینه‌ها، تأثیر دمای محیط بر نسبت سوخت مصرفی به قدرت خالص تولیدی و تأثیر قیمت سوخت بر هزینه سالیانه بررسی شده است. در بخش آخر نیز بهینه‌سازی انجام شده و نتایج آن ارائه گردیده است.

۴-۲- نتایج مدل‌سازی



شکل ۴-۱: نقاط مختلف سیستم

در شکل ۴-۱ سیستم به همراه نقاط مختلف سیکل دیده می‌شود. هوای محیط از نقطه ۱ وارد کمپرسور هوا می‌شود بعد از فشرده شدن در نقطه ۲ وارد پیش‌گرم‌کن شده و در آن جا مقداری گرم می‌شود. در نقطه ۳ به محفظه احتراق می‌رود و در آن جا همراه با سوخت وارد شده احتراق صورت می‌گیرد. گازهای حاصل از احتراق در نقطه ۴ وارد توربین می‌شوند و کار مکانیکی تولید می‌کنند.

گاز های خروجی از توربین در نقطه ۵ وارد پیش گرمکن شده و هوا را قبل از ورود به محفظه احتراق مقداری گرم می کنند. این جریان ادامه می یابد و وارد مبدل حرارتی می شود و در آن جا گرما را به سیال ارگانیک منتقل می کند. در نقطه ۹ جریان بخار فشار بالا وارد توربین رنکین می شود و کار مکانیکی تولید می شود. این جریان در نقطه ۱۰ به عنوان جریان اولیه وارد اجکتور می شود. سپس در نقطه ۱۱ وارد کندانسور می شود و تبدیل به مایع شده و بخشی از جریان در نقطه ۱۵ به مبدل باز می گردد و بخشی در نقطه ۱۳ بعد از گذر از شیر به اواپراتور برای تولید سرمایه می رود. بعد از تولید سرمایه در نقطه ۱۲ به عنوان جریان ثانویه وارد اجکتور می شود. گرمای باقی مانده از جریان بعد از خروج از مبدل حرارتی در نقطه ۷ به سیال داده می شود و سپس در نقطه ۸ به جو رها می گردد. جریان سیال گرم شده و برای تولید سرمایه و گرمایش به کمک کلکتور خورشیدی استفاده می شود. پارامترهایی که در مدلسازی فرض شده در جدول ۴-۱ ذکر شده است.

جدول ۴-۱: مقادیر پارامترهای مدلسازی [۴۷، ۵۰]

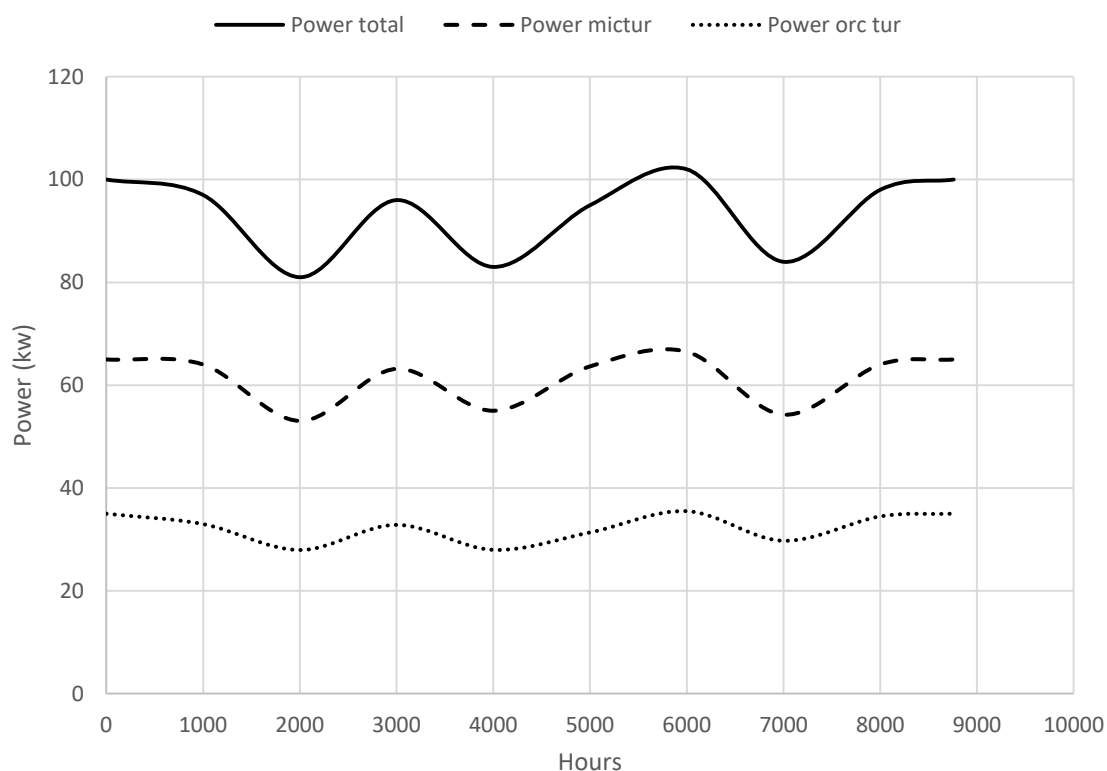
عبارت	اندازه
بازده توربین	۰/۸۶
دما Pinch	۴۰
دما Approach	۵۵
بازده رکوپراتور	۰/۷۳
بازده محفظه احتراق	۰/۹۸
بازده کمپرسور	۰/۷۸

نتایج حاصل از مدلسازی سیستم و مشخصات نقاط مختلف سیکل در جدول ۴-۲ مشاهده می شود.

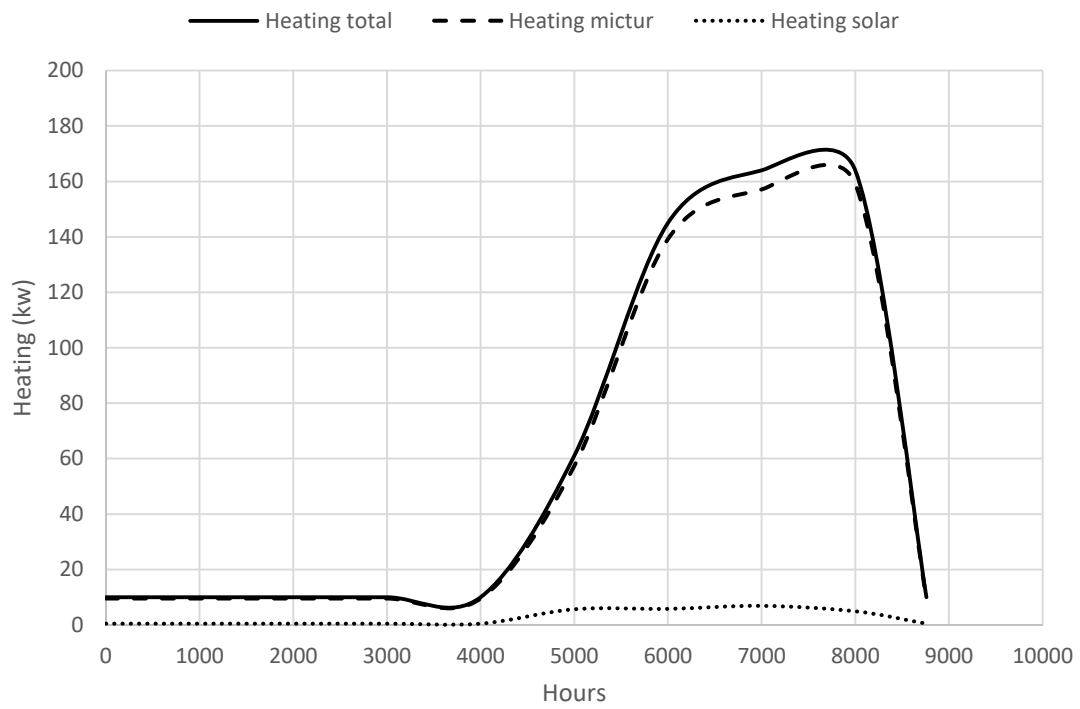
جدول ۴-۲: مشخصات نقاط مختلف سیستم حاصل از مدل سازی

نقطه	نوع سیال	\dot{m} (kg/s)	P(kPa)	T(K)	h (kJ/kg)
۱	هوا	۰/۴۹۶۸	۸۲/۳۵	۲۸۶/۶۵	-۱۷۶/۶۹
۲	هوا	۰/۴۹۶۸	۴۹۴/۰۷	۴۸۸/۴۶	۳۳/۹۹
۳	هوا	۰/۴۹۶۸	۴۶۹/۳۷	۷۶۳/۲۱	۳۳۸/۱۱
۴	گاز های احتراق	۰/۵۰۳۷	۴۴۵/۹۰	۱۳۰۰	۲۴۹/۳۹
۵	گاز های احتراق	۰/۵۰۳۷	۸۴/۸۲	۹۷۰/۱۱	-۱۵۳/۶۱
۶	گاز های احتراق	۰/۵۰۳۷	۸۳/۵۸۵	۴۶۹/۶۶	-۵۳۰/۷۱
۷	گاز های احتراق	۰/۵۰۳۷	۸۲/۳۵	۴۶۵	-۷۴۵/۱۵
۸	گاز های احتراق	۰/۵۰۳۷	۸۲/۳۵	۳۸۳	-۸۲۹/۰۵
۹	R123	۰/۶۵۹۶	۱۱۰۰	۳۹۳	۴۵۱/۶۶
۱۰	R123	۰/۶۵۹۶	۵۱۰	۳۵۴/۶۷	۳۲۴/۰۸
۱۱	R123	۰/۷۴۳۷	۱۲۰	۳۵۴/۶۷	۲۳۲/۹
۱۲	R123	۰/۰۸۴	۴۳	۳۱۲/۲	۴۰۹
۱۳	R123	۰/۰۸۴	۴۳	۳۰۲/۲	۴۰۲/۶
۱۴	R123	۰/۶۵۹۶	۱۲۰	۳۰۶/۱	۴۰۲/۸
۱۵	R123	۰/۶۵۹۶	۱۱۰۰	۳۰۶/۷	۳۲۵/۸
۱۶	آب	۰/۳۵۳۱	۱۰۰	۲۸۶/۶۵	۳۷۷
۱۷	آب	۰/۳۵۳۱	۱۰۰	۳۶۳/۱۵	۳۷۷
۱۸	آب	۰/۱۸۸	۱۰۰	۳۶۳/۱۵	۳۷۷

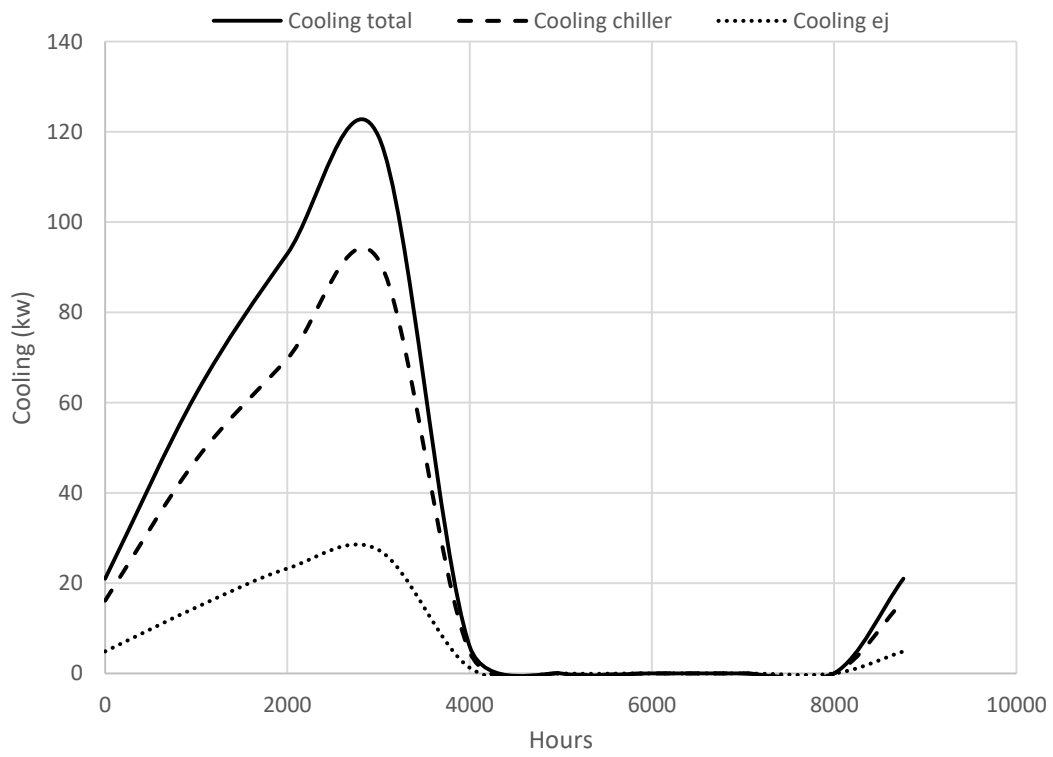
سه شکل ۲-۴، ۳-۴ و ۴-۴ سرمایه‌های، گرمایش و قدرت سیستم را به تفکیک در طول ساعات مختلف یک سال نشان می‌دهند. شکل ۲-۴ شامل قدرت مورد نیاز کل سال، قدرت تولیدی توسط میکروتوربین و قدرت تولیدی توسط توربین ORC می‌باشد. در شکل ۳-۴ گرمای مورد نیاز کل، گرمای تولیدی میکروتوربین و گرمای تولیدی کلکتور خورشیدی مشاهده می‌شود. در نهایت در شکل ۴-۴ سرمایه‌های مورد نیاز، سرمایه‌های تولیدی چیلر جذبی و تبرید اجکتور بیان گردیده است.



شکل ۲-۴: توان مورد نیاز و تولیدی سیستم



شکل ۳-۴: گرمایش مورد نیاز و تولیدی سیستم



شکل ۴-۴: سرمایش مورد نیاز و تولیدی سیستم

۴-۳- اعتبار سنجی

به منظور اعتبار سنجی محاسبات و همچنین صحت سنجی شبیه سازی انجام شده، با استفاده از پژوهش آقای ابراهیمی و آهوخوش [۲۸] و داده ها و فرضیات جدول شماره ۱ پژوهش آن ها، محاسبات نقاط مختلف سیستم انجام گرفته است.

جدول ۴-۳: نتایج اعتبار سنجی

پژوهش حاضر			نتایج پژوهش ابراهیمی و آهوخوش			نقطه
T(°C)	P(kPa)	\dot{m} (kg/s)	T(°C)	P(kPa)	\dot{m} (kg/s)	سیستم
۲۵	۱۰۱/۳	۰/۱۵۵۷	۲۵	۱۰۱/۳	۰/۱۵۵۷	۱
۸۵/۸۰۷	۱۸۲/۴۹۶۳	۰/۱۵۵۷	۸۰/۹۵	۱۸۴/۹	۰/۱۵۵۷	۲
۵۷۳/۷۶۲۵	۱۸۲/۴۹۶۳	۰/۱۵۵۷	۵۸۲/۵	۱۸۴/۹	۰/۱۵۵۷	۳
۹۸۹/۴	۱۸۲/۴۹۶۳	۰/۱۵۷۲	۹۷۰	۱۸۴/۹	۰/۱۵۷۲	۴
۸۲۵/۷۲۵۵	۱۰۱/۳	۰/۱۵۷۲	۸۳۸/۳	۱۰۱/۳	۰/۱۵۷۲	۵
۲۷۷/۲	۱۰۱/۳	۰/۱۵۷۲	۲۸۰	۱۰۱/۳	۰/۱۵۷۲	۶
۲۷/۶۱۹۴	۱۳۷۰/۷۲۶	۰/۱۲۴۲۴۵	۲۸/۰۴	۱۳۷۹	۰/۱۲۷۳	۱۱
۱۲۵/۰۹۵	۱۳۷۰/۷۲۶	۰/۱۲۴۲۴۵	۱۲۷	۱۳۷۹	۰/۱۲۷۳	۱۲
۷۸/۸۹۸۵	۲۹۷/۲۹۳۴	۰/۱۲۴۲۴۵	۸۰/۱	۲۹۶/۷	۰/۱۲۷۳	۱۳
۵۰/۱۷۵۹	۱۰۰/۲۳	۰/۱۹۶۳۸۶	۵۰/۹۴	۱۰۰/۱	۰/۱۹۷۳	۱۴
۲۷/۰۲۸۴	۱۰۰/۲۳	۰/۱۹۶۳۸۶	۲۷/۴۴	۱۰۰/۱	۰/۱۹۷۳	۱۵
۰/۲۶۰۶۳۱	۳۳/۳۹۷۹	۰/۰۷۲۱۴۱	۰/۲۶۴۶	۳۳/۱	۰/۰۷۰۰۴	۱۷
۰/۲۹۰۶۶۳	۳۳/۳۹۷۹	۰/۰۷۲۱۴۱	۰/۲۶۴۶	۳۳/۱	۰/۰۷۰۰۴	۱۸

نقاط جدول بر اساس پژوهش ابراهیمی و آهوخوش می باشد. همانطور که در جدول ۴-۳ مشاهده می شود، دما، فشار و دبی جرمی با نتایج پژوهش آقای ابراهیمی و آهوخوش مقایسه گردیده است که

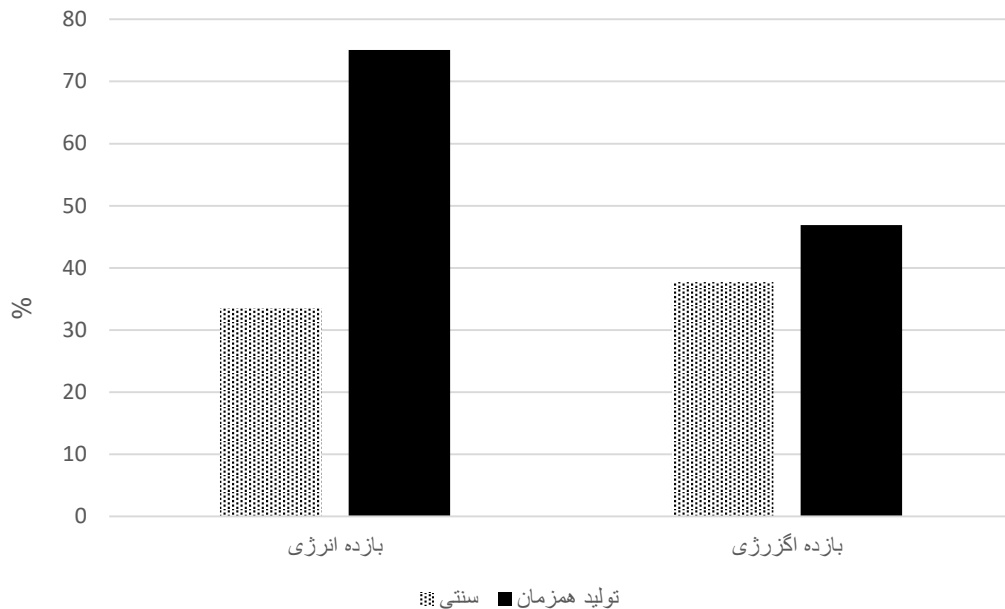
نتایج بسیار به یکدیگر نزدیک هستند.

۴-۴ - مقایسه با سیستم سنتی

یکی از روش های بررسی کارایی سیستم مقایسه آن با سیستم های سنتی می باشد. در این جا فرض شده است که در سیستم سنتی کاربر برق را از شبکه خریداری می کند و نیاز گرمایش را توسط بویلر و نیاز سرمایش را توسط یک چیلر جذبی مرتفع می سازد.

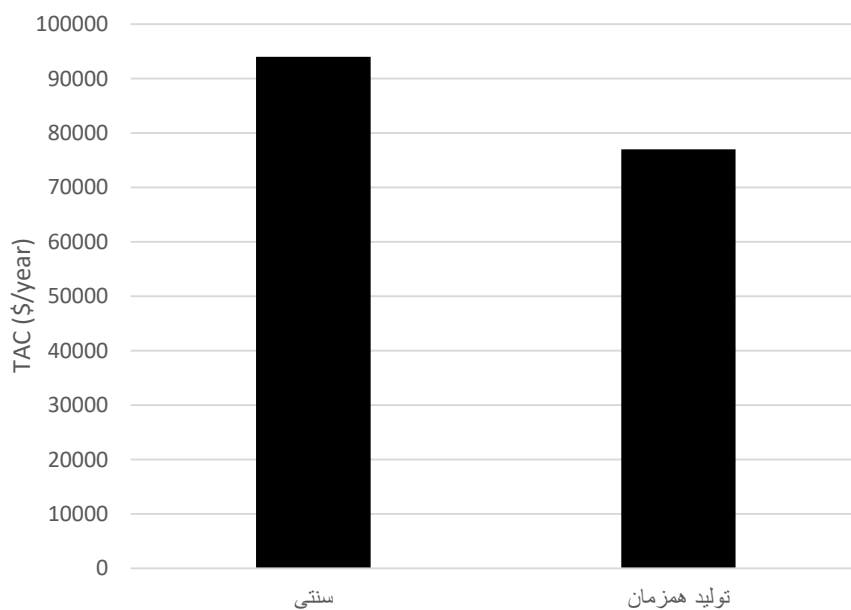
حالت دوم سیستم تولید همزمان می باشد که در اینجا سیستم تولید همزمان شامل میکروتوربین، ORC به همراه اجکتور، کلکتور خورشیدی و چیلر جذبی می باشد که ابتدا الکتریسیته توسط میکروتوربین تولید شده سپس از حرارت دودکش آن برای تولید الکتریسیته و سرمایش در ORC استفاده می شود؛ همچنین ادامه جریان دودکش به کمک کلکتور خورشیدی تقویت شده و جهت تولید گرمایش و همچنین سرمایش توسط چیلر جذبی به کار می رود.

در دو شکل ۴-۵ و ۴-۶ بازده انرژی اگزرژی و هزینه سالیانه سیستم تولید همزمان و سنتی با یکدیگر مقایسه شده اند. همانطور که از شکل اول مشاهده می شود، سیستم تولید همزمان از لحاظ بازده انرژی و اگزرژی عملکرد بهتری نسبت به سنتی دارد و عملکرد سیستم از لحاظ قانون اول و دوم ترمودینامیک بهبود بخشیده شده است. این امر به این دلیل است که در سیستم تولید همزمان از سوخت مصرفی بیشترین استفاده صورت گرفته و حرارت اتلافی آن که توانایی تولید محصول را دارد در دو مرحله بازیافت شده است. ولی در سیستم سنتی حرارت دودکش به جو رها می شود و مورد بازیافت قرار نمی گیرد. همچنین تأمین الکتریسیته از شبکه راندمان پایینی دارد.



شکل ۴-۵: مقایسه بازده انرژی و انرژی سیستم سنتی و تولید همزمان

در شکل ۴-۶ هزینه های سالیانه دو سیستم با یکدیگر مقایسه شده اند. این هزینه ها شامل هزینه خرید و فروش برق، هزینه سوخت، هزینه کربن دی اکسید و هزینه سرمایه گذاری می باشد. در سیستم تولید همزمان با وجود هزینه بیشتر سرمایه گذاری تجهیزات، هزینه سالیانه سیستم به خاطر استفاده بهینه تر از سوخت و به دنبال آن کاهش هزینه های خرید سوخت، الکتروسیته و محیط زیست و همچنین به دست آوردن سود حاصل از فروش برق در مجموع هزینه های سالیانه وضعیت مناسب تری نسبت به حالت سنتی دارد.



شکل ۴-۶: مقایسه هزینه های سیستم سنتی و تولید همزمان

۴-۵- بررسی هزینه ها

۴-۵-۱- هزینه های سرمایه گذاری

در این بخش هزینه های مختلف سیستم مورد بررسی قرار می گیرد. لازم به ذکر است در محاسبات نرخ تورم ۱۲ درصد و طول عمر سیستم ۱۵ سال در نظر گرفته شده است. در جدول ۴-۴ هزینه های سرمایه گذاری اجزا مختلف سیستم و هزینه سرمایه گذاری کل بیان گردیده است. EUAC هزینه سرمایه گذاری سیستم در یک سال می باشد.

جدول ۴-۴: هزینه های سرمایه گذاری اجزا مختلف

عضو	قیمت (دلار)
توربین ORC	۲۵۶۴۲۴/۰۷
کمپرسور	۳۰۴۰۹/۷
توربین	۲۰۱۰۶/۶۸
محفظه احتراق	۱۶۴۶۲/۷۲۷۸
رکوپراتور	۱۷۶۱۰/۶۸
چیلر	۱۳۸۱۵/۸۲۸۵
مبدل حرارتی	۹۱۳۹/۰۷۱
اجکتور	۷۵۷۸/۷۸
خورشیدی	۱۲۲۹۵۰/۲۸
مجموع	۴۹۴۴۹۷/۸۱۷
EUAC	۶۹۲۲۹/۶۹۴۴

۴-۵-۲- نتایج روش جریان نقدینگی تنزیلی

با استفاده از روش جریان نقدینگی تنزیلی، سیستم از لحاظ اقتصادی بررسی شد که نتایج حاصل را در جدول ۴-۵ مشاهده می فرمایید. نتایج حاصل از این روش یک ارزیابی کلی اقتصادی از سیستم می باشد.

جدول ۴-۵: نتایج روش جریان نقدینگی تنزیلی

مقدار	
۴۹۴۴۹۷/۸۱۷	هزینه سرمایه گذاری (دلار)
۵۷۰۰۹۴/۸۴۸	ارزش حال خالص درآمد ها (دلار)
۴/۰۵۲	بازگشت سرمایه (سال)
۲۴/۶۷۹۱۷۱	نرخ بازگشت سرمایه داخلی

محاسبات با فرضیات بخش ۴-۵-۱ انجام شده و همانطور که مشاهده می شود بازگشت سرمایه محاسب شده ۴/۰۵۲ بدست آمده که مقداری قابل قبول است. همچنین برای NPV مقدار ۵۷۰۰۹۴/۸۴۸ و IRR، ۲۴/۶۷۹۱۷۱ حاصل شده است.

۴-۵-۳- بررسی هزینه سیالات مختلف

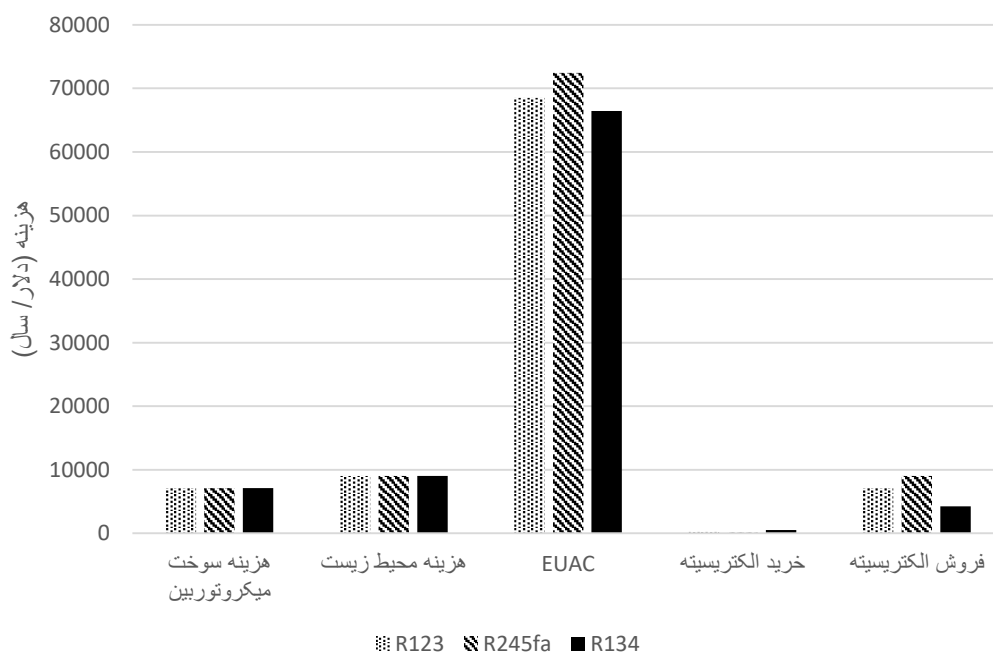
در این بخش سیالات مورد استفاده در سیکل ارگانیک رنگین از لحاظ هزینه های مختلف مورد بررسی قرار می گیرد.

همانطور که در شکل ۴-۷ دیده می شود تمام سیالات هزینه ی برابری در سوخت مصرفی و محیط زیست دارند. اما فروش الکتروسیته و EUAC سیال R245fa از R123 و R134a بیشتر می باشد. دلیل فروش بیشتر الکتروسیته به خواص سیال بر می گردد. چون دما و فشار بالاتر سیال موجب می

شود ظرفیت تجهیزات افزایش یابد و همین امر تولید برق را افزایش داده و موجب درآمد بیشتر حاصل از فروش برق می شود. از طرفی دما و فشار بالاتر سیالات بر روی EUAC که شامل سرمایه گذاری اولیه است، تأثیر می گذارد؛ و موجب افزایش آن می شود. زیرا با بیشترین شدن ظرفیت تجهیزات باید سرمایه گذاری اولیه بیشتری انجام بگیرد. در جدول ۴-۶ دما و فشار سه سیال با یکدیگر مقایسه شده است. بدین صورت هرچه خواص سیال بالاتر باشد هزینه های اولیه بیشتر است اما چون ظرفیت ها بالاتر رفته، تولید و سود فروش برق نیز متعاقباً بیش تر خواهد بود. این موضوع در نمودار و جدول زیر گویاست.

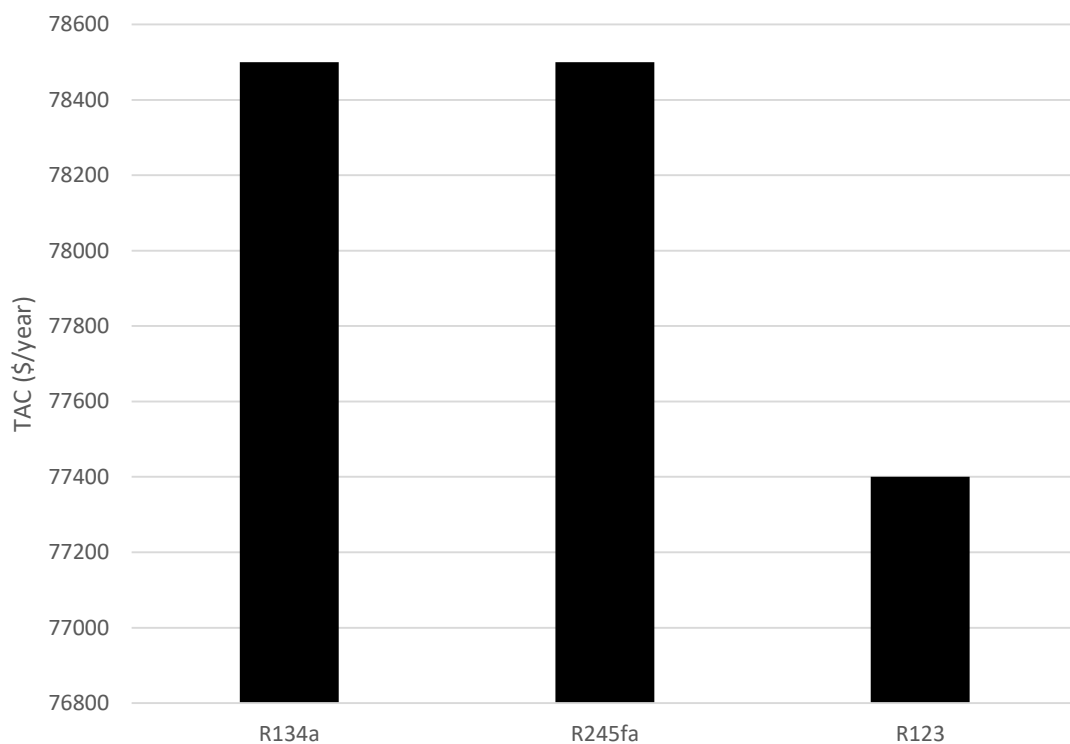
جدول ۴-۶: دما و فشار بحرانی سه سیال [۷۲]

R123	R134a	R245fa	
۴۵۷	۳۷۴	۴۲۷	دمای بحرانی (K)
۳۶۶۸	۴۰۵۹	۳۶۳۹	فشار بحرانی (kPa)



شکل ۴-۷: بررسی هزینه های مختلف سه سیال

برای بررسی بهتر هزینه های سیستم، تابع TAC برای سیالات مختلف در شکل ۴-۸ مقایسه شده است. مشاهده می شود، سیال R123 هزینه کمتری نسبت به دو سیال دیگر دارد. همانطور که در فصل قبل شرح داده شد، تابع TAC شامل هزینه های خرید و فروش برق، محیط زیست، سوخت و هزینه های سرمایه گذاری و نگهداری می باشد. عوامل مختلفی بر روی TAC تاثیر گذار است. خواص سیال بر روی ORC تأثیر می گذارد و موجب تولید محصول بیشتر می شود، که این امر باعث فروش بیش تر محصول و خرید کمتر برق شده و در مجموع هزینه کمتری را برای سیستم رقم می زند. و همچنین با توجه به شکل ۴-۷ از آن جایی که هزینه سرمایه گذاری نسبت به دیگر هزینه ها بسیار بیش تر است، پس هزینه ی سالیانه یکنواخت تأثیر بیش تری بر روی هزینه های سالیانه سیستم دارد و تغییر در عوامل هزینه سالیانه یکنواخت باعث تغییر زیاد هزینه سالیانه می شود. سیال R123 با وجود داشتن دما و فشار بالاتر نسبت به R245fa هزینه ی سرمایه گذاری کمتری دارد، که این موضوع به خاطر تأثیر خواص آن بر هزینه های اجزا می باشد، که موجب شده EUAC کمتری داشته باشد.



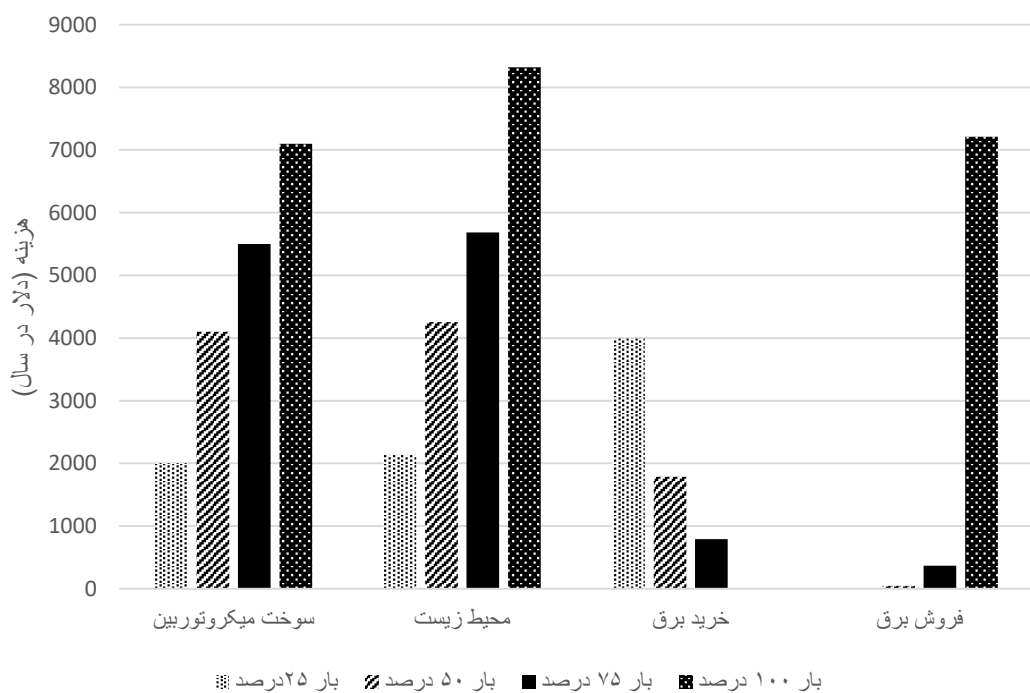
شکل ۴-۸: مقایسه هزینه سالیانه سه سیال

۴-۵-۴ - بررسی هزینه سیستم در توان های متفاوت

تغییر در دبی هوای ورودی منجر به تغییر در کار مصرفی کمپرسور و همچنین کار توربین می شود و بر روی کار خالص کل سیکل میکروتوربین و سوخت مصرفی تاثیر گذار خواهد بود. در شکل ۴-۹ مقایسه خوبی بین هزینه های مختلف سیستم در بارهای متفاوت تولیدی توسط میکروتوربین صورت گرفته است.

همانطور که دیده می شود با افزایش بار تولیدی توسط محرک اولیه، سوخت مصرفی بیشتر شده و به دنبال آن هزینه بیشتری باید برای سوخت انجام گیرد که مصرف سوخت بیشتر خود منجر به آلودگی بیشتر از نظر محیط زیست و افزایش هزینه های محیط زیست می گردد.

واضح است که هر چه محرک اولیه بار تولیدی کمتری داشته باشد خرید برق از شبکه بیشتر می شود. همانطور که در شکل ۴-۹ دیده می شود زمانی که محرک اولیه با تمام توان کار می کند، خرید برق از شبکه به صفر می رسد و فروش برق حداکثر می گردد. در تمام حالات هزینه سالیانه یکنواخت که شامل هزینه سرمایه گذاری سیستم است برابر می باشد.

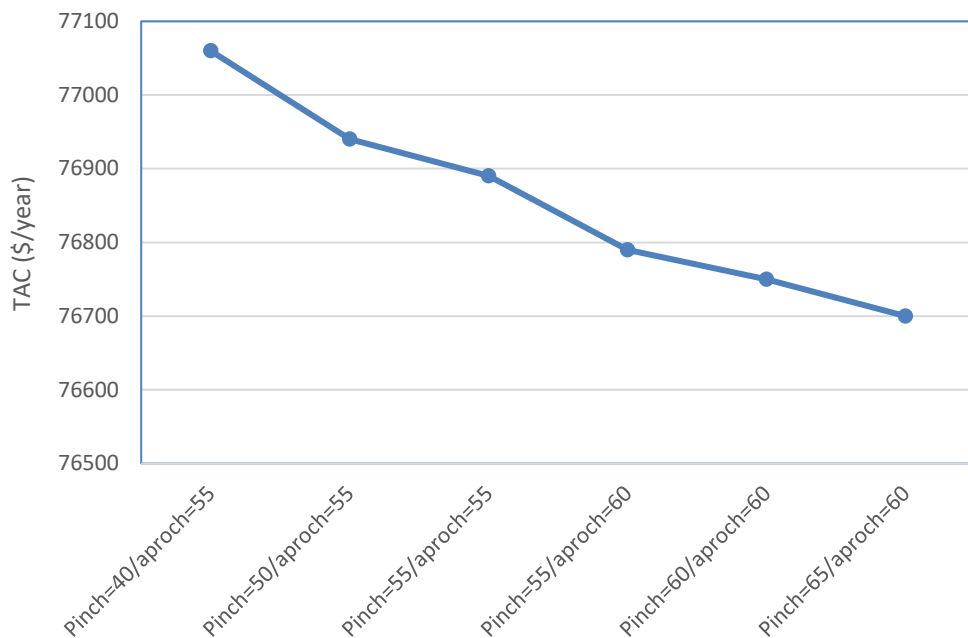


شکل ۴-۹: مقایسه هزینه های مختلف سیستم در بارهای متفاوت

۴-۶- بررسی پارامترها

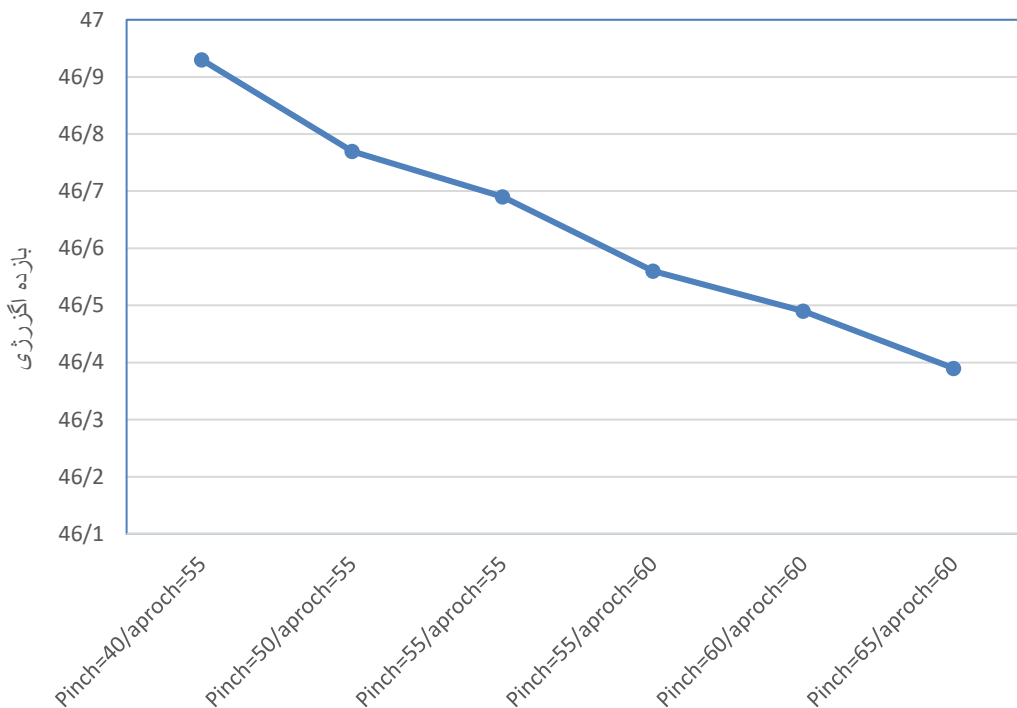
۴-۶-۱- تاثیر دما پینچ و پروچ

در این بخش تأثیر دمای پینچ و پروچ بر هزینه ها و بازده انرژی بررسی می شود. همان طور که گفته شد، پینچ تفاوت دما بین جریان گاز خروجی از اواپراتور و بخار اشباع داخل اواپراتور است و تفاوت دما آب خروجی از اکونومایزر و آب اشباع داخل اواپراتور را پروچ می گویند. در شکل ۴-۱۰ دیده می شود که با افزایش این دو دما هزینه سالیانه کمتر شده است. دلیل این امر این است که دمای پینچ و پروچ با مساحت انتقال حرارت مبدل حرارتی رابطه عکس دارند. هر چه دما کمتر باشد، مساحت انتقال حرارت بیشتر و به دنبال آن هزینه ها بیشتر می شود و دمای بیشتر مساحت انتقال حرارت کمتر و هزینه کمتری را در پی دارد. از طرفی با افزایش این دو دما و کاهش مساحت مبدل، انتقال حرارت به سیکل ارگانیک رنگین نیز کم می شود و حرارت بیشتری به چیلر جذبی و گرمایش ساختمان منتقل می شود. به همین خاطر نیاز کمتری به تولید گرما توسط کلکتور خورشیدی می باشد و متعاقباً از هزینه های خورشیدی نیز کاسته می شود. کاهش دما پینچ و پروچ تا جایی مجاز است که دمای جریان گاز دودکش میکروتوربین در قسمت خروجی اواپراتور تبدیل به مایع نشود.



شکل ۴-۱۰: تأثیر تغییر دمای پینچ و اپروچ بر هزینه سالیانه

شکل ۴-۱۱ رابطه این دو دما را با بازده اگزرژی نشان می دهد. همانطور که مشاهده می شود، کاهش پینچ و اپروچ با افزایش مساحت انتقال حرارت و به دنبال آن افزایش بازیافت حرارت همراه است. این کار سبب می شود سیکل ارگانیک رنگین توان بیشتری تولید کند؛ با افزایش توان سوخت کمتری مصرف شده و باعث افزایش بازده اگزرژی می شود. در واقع از پتانسیل موجود در حرارت دودکش بیشترین بهره وری صورت می گیرد.

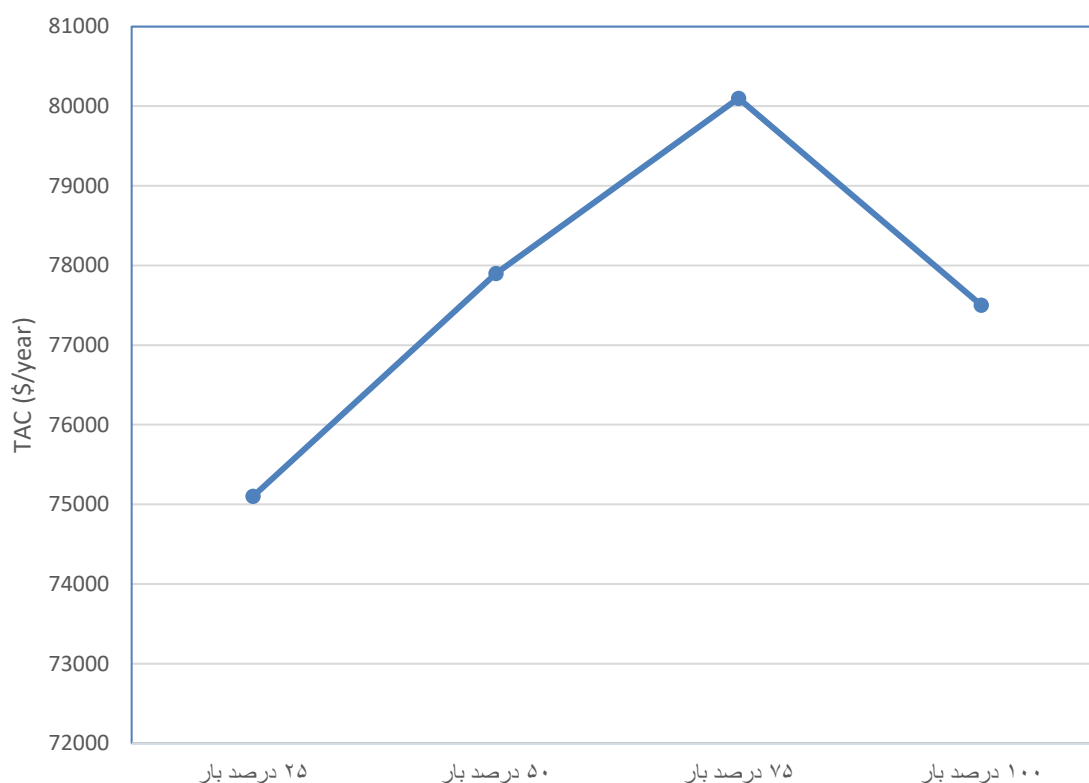


شکل ۴-۱۱: تأثیر تغییر دمای پینچ و اپروچ بر بازده اگزرژی

۴-۶-۲- تاثیر توان های مختلف بر هزینه ها و بازده انرژی

محرك اولیه مهم ترین بخش یک سیستم تولید همزمان است که عملکرد آن تمام سیستم را تحت تأثیر قرار می دهد. تغییر در بار تولیدی میکروتوربین بر روی هزینه ها و بازده سیستم اثر مستقیم می گذارد. همانطور که در شکل ۴-۱۲ مشاهده می شود، هزینه ی سالیانه ی سیستم تا بار تولیدی ۷۵ درصد توسط میکروتوربین روندی افزایشی و سپس کاهشی داشته است.

دلیل این موضوع در جدول ۴-۷ به خوبی مشاهده می شود. با افزایش توان تولیدی تا بار ۷۵ درصد هزینه سوخت محرك اولیه در حال افزایش است؛ همچنین به خاطر تأمین نکردن توان مورد نیاز توسط سیستم خرید برق از شبکه وجود دارد. اما سود حاصل از فروش برق صفر و یا ناچیز می باشد. اما از توان ۷۵ درصد حاصل از فروش برق تولیدی به مقدار قابل توجهی افزایش یافته و همچنین هزینه خرید برق کاهش می یابد؛ در مجموع تأثیر این عوامل باعث می شود از بار ۷۵ درصد هزینه سالیانه روندی نزولی داشته باشد.

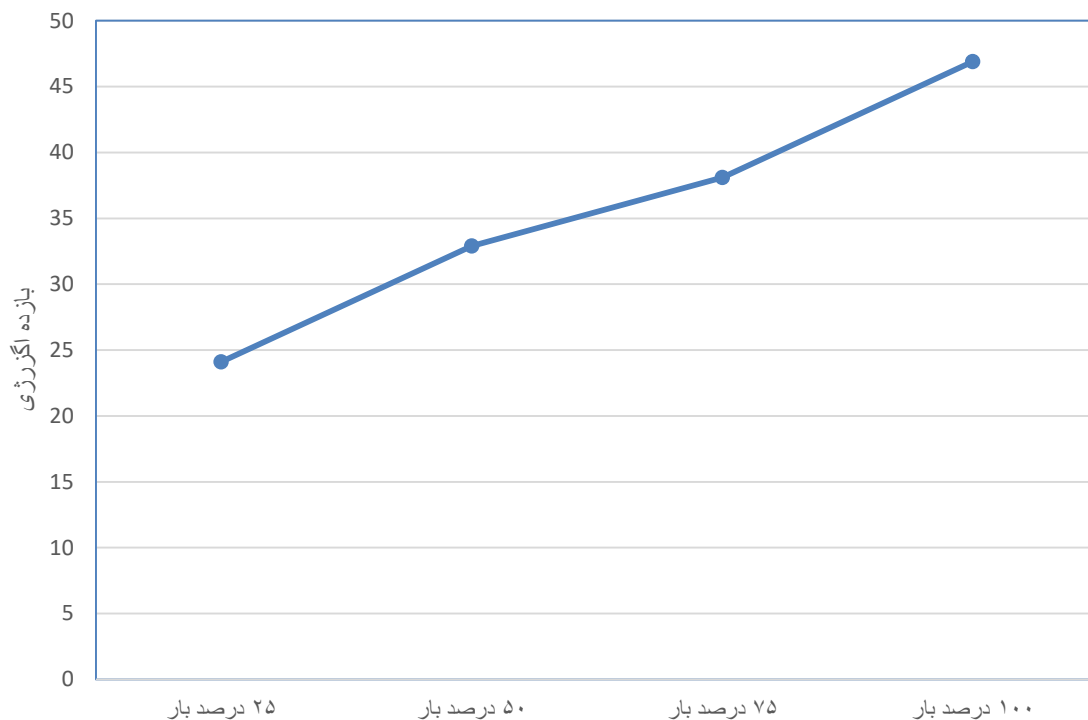


شکل ۴-۱۲: تأثیر بار های مختلف بر هزینه ی سالیانه

جدول ۴-۷: مقادیر هزینه های مختلف سیستم و بازده انرژی و انرژی در بار های مختلف

بازده انرژی	بازده انرژی	TAC	سود فروش برق	هزینه خرید برق	EUAC	هزینه محیط زیست	هزینه سوخت (\$/year)	بار
۰/۷۵	۰/۲۴	۷۵۰۶۳/۷۹	۰	۲۷۹۷/۸۲۷	۶۹۰۴۱	۱۶۴۳/۶	۱۵۸۱/۲۹۲	%۲۵
۰/۶۷	۰/۳۲۸	۷۷۸۷۷/۵۰	۰	۱۵۶۴/۸۴۸	۶۹۰۴۱	۴۱۰۹	۳۱۶۲/۵۸۴	%۵۰
۰/۶۲	۰/۳۸	۸۰۰۸۸/۱۴	۱۹۹/۸۰۶	۳۶۱/۰۰۹۵	۶۹۰۴۱	۶۱۴۲	۴۷۴۳/۸۷۶	%۷۵
۰/۵۹	۰/۴۶۹	۷۷۴۲۰/۶۸	۶۱۷۵/۱۲	۱۱/۴۶۷۵	۶۹۰۴۱	۸۲۱۸/۱	۶۳۲۵/۱۶۸	%۱۰۰

از طرفی با توجه شکل ۴-۱۳ واضح است که با افزایش بار تولیدی توسط موتور اولیه بازده انرژی افزایش می یابد. این امر به این خاطر است که هر چه بار تولیدی پایین تر باشد، هدر رفت حرارتی از موتور اولیه بیشتر است؛ و در واقع تخریب انرژی سوخت، بیشتر می شود. اما در بارهای بالاتر علاوه بر تولید بیشتر بار موتور اولیه حرارت اتلافی در ORC تبدیل به توان شده و باعث افزایش بازده انرژی می گردد. در بارهای بالاتر میزان افزایش راندمان انرژی از این جهت بالاتر است که میزان کارایی و تولید برق به ازای سوخت مصرفی بیشتر خواهد بود، این در حالیست که افزایش نرخ حرارت اتلافی و بازیافت آن در توربین ارگانیک رانکین تأثیر کمتری بر راندمان انرژی خواهد گذاشت.



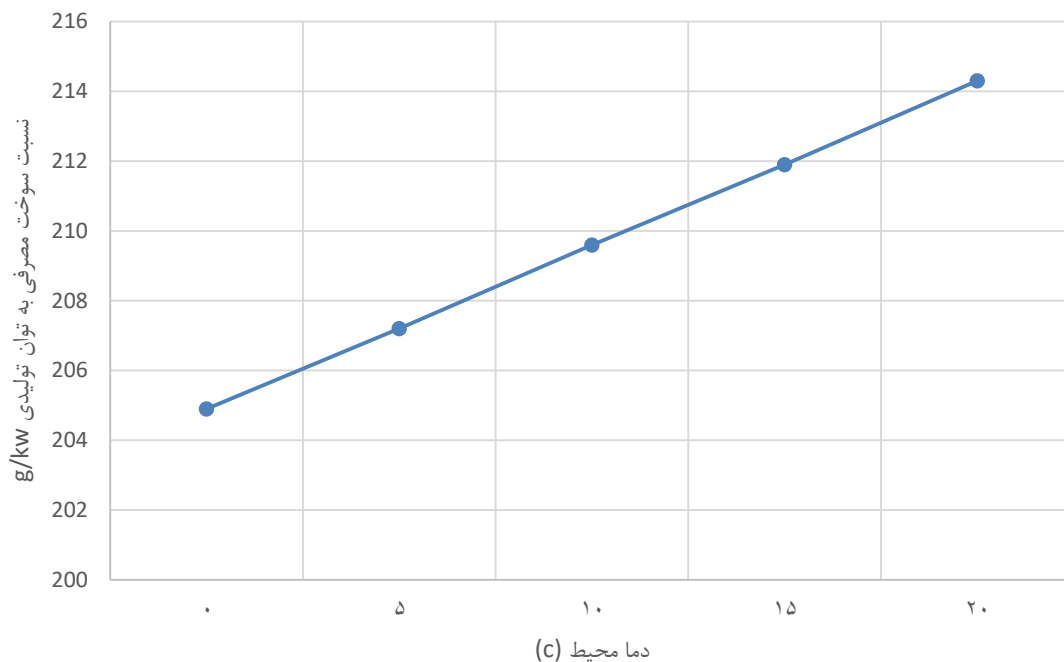
شکل ۴-۱۳: تأثیر بار های مختلف بر بازده اگزرژی

۴-۶-۳- تأثیر دما محیط بر نسبت سوخت مصرفی و توان خالص

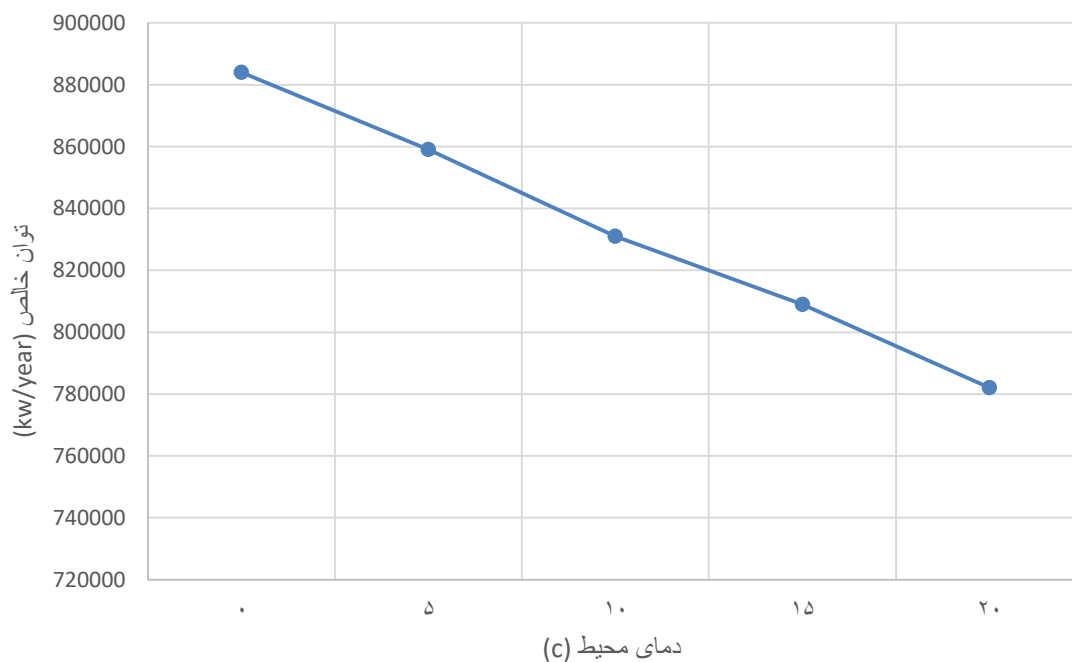
خروجی

دمای محیط تأثیر مستقیمی بر فرآیند احتراق دارد. دو شکل ۴-۱۴ و ۴-۱۵ زیر گویای این امر هستند. همانطور که مشاهده می شود با افزایش دمای محیط نسبت سوخت مصرف شده به توان تولیدی در حال افزایش است ولی توان خالص تولیدی کل سیستم در حال کاهش می باشد. افزایش دما محیط باعث کاهش سوخت مصرفی در محفظه احتراق می شود، همچنین به خاطر اینکه در احتراق دبی هوا به سوخت مصرفی بستگی دارد، کاهش سوخت مصرفی دبی هوای ورودی را نیز کاهش می دهد و باعث افت توان تولیدی می شود. کاهش توان در سیکل میکروتوربین بیشتری از کاهش سوخت مصرفی می باشد، در نتیجه نسبت سوخت مصرفی به توان روندی صعودی داشته است. در شکل ۴-۱۵ دیده می شود که توان تولیدی کل سیستم کاهش یافته است. دلیل این امر این است که با افزایش دمای محیط و به دنبال آن کاهش چگالی هوای محیط کمپرسور هوا توان بیشتری برای فشرده سازی هوا بکار می گیرد، در نتیجه توان خالص تولیدی میکروتوربین کاهش می یابد. از طرفی افزایش دما باعث افزایش دمای خروجی از میکروتوربین می شود و به دنبال آن تولید توان بیشتری در

توربین سیکل ارگانیک را به همراه دارد. همچنین دمای ورودی به رکوپراتور هم افزایش می یابد اما تولید بیشتر توربین رنکین و افزایش دمای رکوپراتور نمی تواند افزایش مصرف توان کمپرسور را جبران کنند و به همین خاطر توان خالص تولیدی کل سیستم در حال کاهش می باشد.

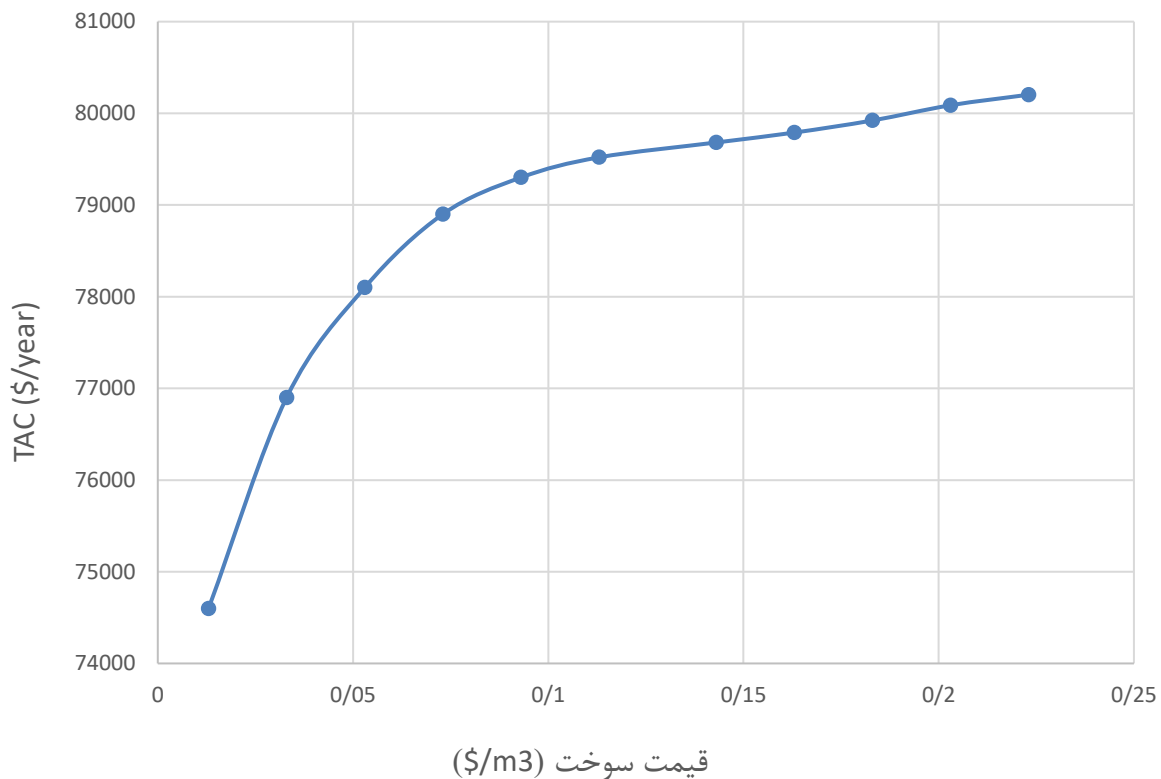


شکل ۴-۱۴: تأثیر دمای محیط بر نسبت سوخت مصرفی به توان تولیدی



شکل ۴-۱۵: تأثیر دمای محیط بر توان خالص

۴-۶-۴ - تأثیر قیمت سوخت بر هزینه سالیانه



شکل ۴-۱۶: تأثیر قیمت سوخت بر هزینه سالیانه

در شکل ۴-۱۶ رابطه قیمت سوخت و هزینه سالیانه سیستم مشاهده می شود. به طور کلی با کاهش قیمت سوخت، هزینه ی سالیانه کاهش می یابد و همچنین شیب تغییرات نمودار در قیمت های کمتر از ۰/۰۸ بیشتر می باشد.

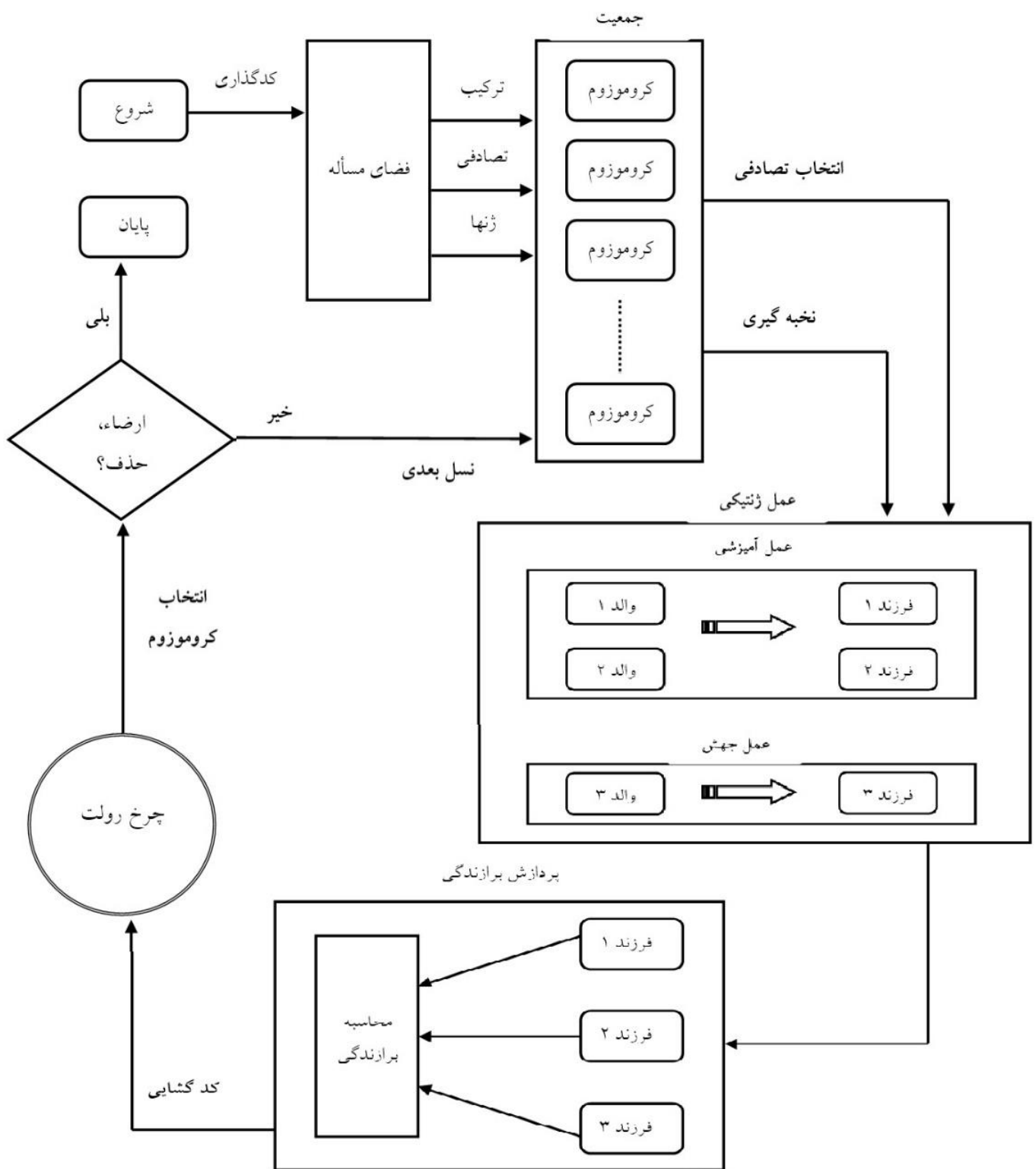
این تغییرات به این دلیل است که هرچه قیمت سوخت پایین تر باشد، قیمت تولید الکتریسته محرک اولیه برای کاربر کمتر می شود و همچنین محصولات قسمت های دیگر سیستم به خاطر اینکه قیمت گاز خروجی از میکروتوربین کمتر شده ارزان تر بدست می آید. هنگامی که قیمت سوخت بالاتر می رود، محصولات تولیدی سیستم با ارزش قیمتی بیشتری بدست می آید و متعاقباً سود حاصل از فروش آن ها کمتر می شود. به دلیل افزایش قیمت سوخت می توان از کلکتور های خورشیدی برای تولید گرمایش استفاده کرد و سوخت مصرفی را کاهش داد؛ اما باز هم به خاطر قیمت کلکتور های خورشیدی افزایش هزینه وجود دارد.

۴-۷- بهینه سازی

۴-۷-۱- مقدمه

در تمام زمینه های پژوهشی رسیدن به بهترین حالت و بهینه ترین سیستم مورد توجه پژوهشگران است. در سیستم های تولید همزمان نیز محققان با روش های متفاوت به بهینه سازی سیستم از دیدگاه های مختلف می پردازند. یکی از مرسوم ترین روش های بهینه سازی استفاده از الگوریتم ژنتیک است. الگوریتم ژنتیک روشی ریاضی می باشد که از طبیعت موجودات زنده الگوبرداری شده است. این الگوریتم، الگوریتمی مبتنی بر تکرار، و اصول اولیه ی آن از علم ژنتیک اقتباس گردیده؛ و با تقلید از تعدادی فرآیند مشاهده شده در تکامل طبیعی اختراع شده است، و به طور موثری از معرفت قدیمی موجود در یک جمعیت استفاده می کند تا حل های جدید و بهبود یافته را ایجاد کند. در الگوریتم ژنتیک تابع هدف، هدف و خواسته ی ما از طرح مسأله است. یعنی تابع هدف، شاخصی از نحوه ی عملکرد افراد در فضای مسأله می باشد.

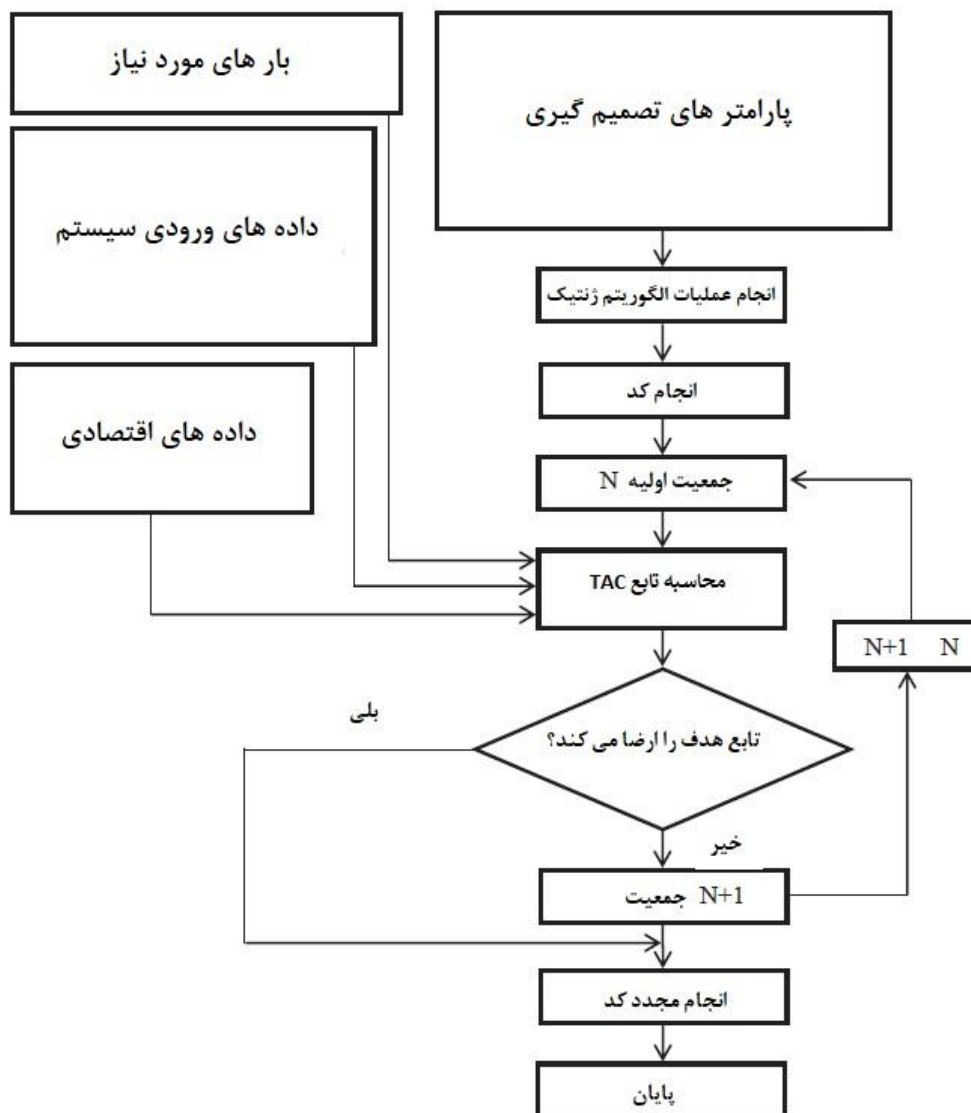
در حالت کلی وقتی یک الگوریتم ژنتیکی اعمال می شود، چرخه شکل ۴-۱۷ را طی می کند. [۷۳]



شکل ۴-۱۷: مراحل اجرا یک الگوریتم ژنتیک

۴-۷-۲ - قیدها و نتایج اولیه

در فصل گذشته تابع هزینه سالیانه به عنوان تابع هدف معرفی شد. در این بخش این تابع که شامل تمام هزینه های سیستم است، توسط الگوریتم ژنتیک بهینه سازی تک هدفه می گردد. روش عملکرد الگوریتم ژنتیک برای انجام بهینه سازی این تابع در چارت شکل ۴-۱۸ نمایش داده شده است. [۴۲]



شکل ۴-۱۸: چارت الگوریتم ژنتیک برای تابع TAC

پارامترهای مربوط به الگوریتم ژنتیک به صورت پیش فرض در نظر گرفته شده که در جدول ۴-۸ آمده است.

جدول ۴-۸: مقادیر پارامترهای الگوریتم ژنتیک

مقدار	پارامتر
۵۰	Population
۵۰	Stall generation
10^{-6}	Function tolerance
RANK	Fitness scaling
Constraint Dependent	Mutation
intermediate	Crossover
forward	Migration
uniform	selection

برخی دیگر از پارامترهای ورودی سیستم که برای انجام محاسبات در نظر گرفته شده عبارت است از:

جدول ۴-۹: پارامترهای ورودی سیستم

مقدار	واحد	پارامترهای ورودی
۶	-	نسبت فشار کمپرسور
۱۳/۵	درجه سانتی گراد	میانگین دمای محیط
۷۸	%	راندمان آیزنتروپیک کمپرسور
۸۶	%	راندمان آیزنتروپیک توربین گاز
۱۰۲۴	درجه سانتی گراد	دمای ورودی به توربین گاز در میکروتوربین
۵	%	افت فشار در اتاقک احتراق
۳	%	افت فشار سمت داغ ریکوپراتور
۵	%	افت فشار سمت سرد ریکوپراتور
۷۳	%	ضریب عملکرد ریکوپراتور

محدوده پارامتر های تصمیم گیری که به عنوان ورودی در الگوریتم ژنتیک در نظر گرفته شده در جدول ۴-۱۰ ذکر شده است.

جدول ۴-۱۰: محدوده پارامتر های تصمیم

پارامتر	واحد	محدوده پایین	محدوده بالا
میزان توان تولید سیکل میکروتوربین	kW	۱	۷۰۰
تعداد میکروتوربین	-	۱	۵
دمای پینچ	-	۲۰	۱۰۰
دمای اپروچ	-	۲۰	۱۰۰
فشار ورودی به توربین سیکل ارگانیک رانکین	kPa	۶۰۰	۱۱۰۰
دمای ورودی به توربین سیکل ارگانیک رانکین	°C	۷۰	۱۲۰
فشار ورودی به اجکتور	kPa	۱۰۰	۶۰۰
فشار ورودی به اواپراتور	kPa	۱	۱۵۰
پنل خورشیدی	-	۱	۵۰۰

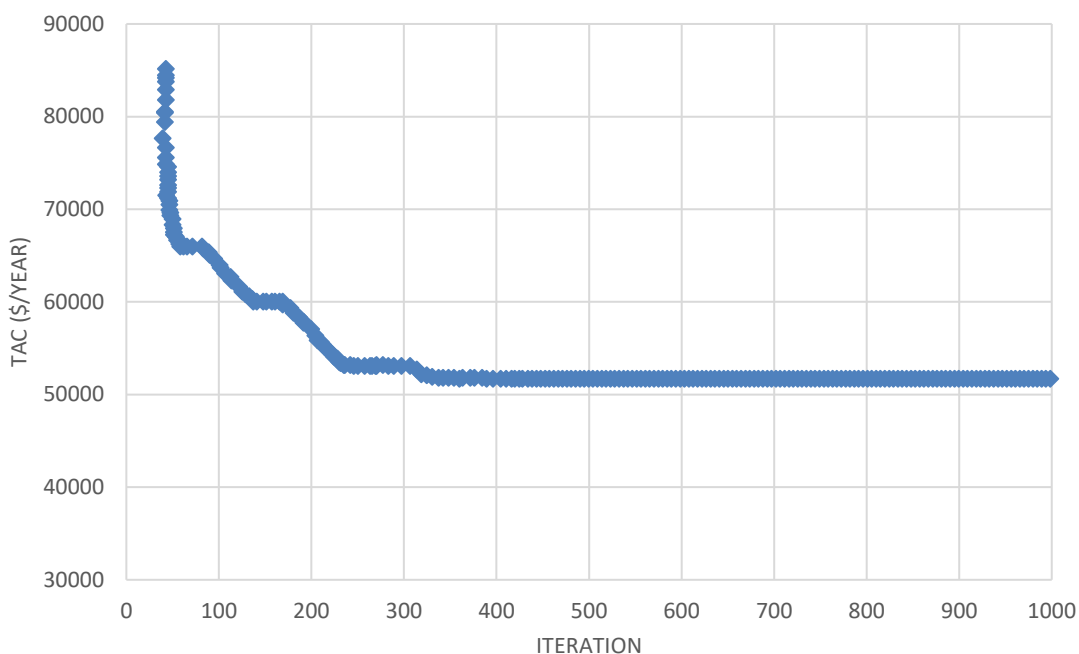
همچنین دمای خروجی از مبدل حداقل ۱۱۰ درجه سانتی گراد و ورودی به چیلر جذبی باید بین ۶۰ تا ۹۰ درجه سانتی گراد باشد.

بعد از انجام بهینه سازی مقادیر پارامتر ها تصمیم گیری که به صورت محدوده پایین و بالا در نظر گرفته شدند بدست آمده که در جدول ۴-۱۱ این مقادیر ذکر شده است:

جدول ۴-۱۱: مقادیر پارامترهای تصمیم حاصل از بهینه سازی

۵۵	کیلووات	میزان توان تولیدی سیکل میکروتوربین
۲	-	تعداد میکروتوربین
۴۰	درجه سانتی گراد	دمای پینچ
۵۵	درجه سانتی گراد	دمای ابروچ
۱۱۰۰	کیلوپاسکال	فشار ورودی به توربین سیکل ارگانیک رانکین
۱۲۰	درجه سانتی گراد	دمای ورودی به توربین سیکل ارگانیک رانکین
۴۱۰	کیلوپاسکال	فشار ورودی به اجکتور
۴۳	کیلوپاسکال	فشار ورودی به اواپراتور
۹۴	-	تعداد پنل خورشیدی

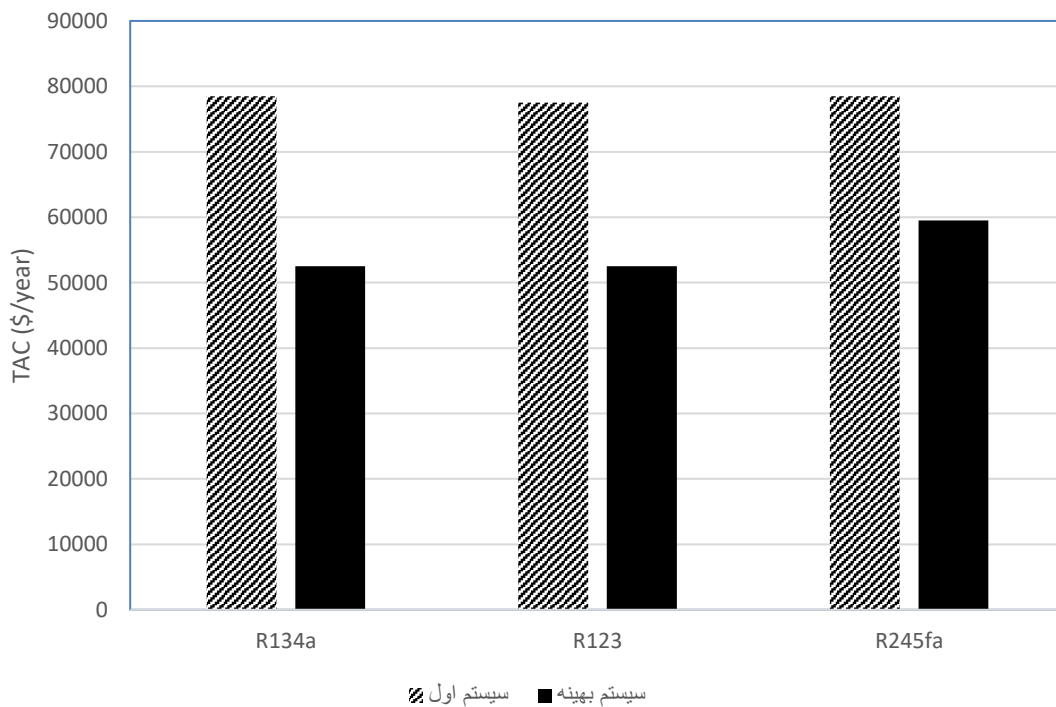
منحنی تغییرات تابع بهینه بر حسب تعداد تکرارها، در شکل ۴-۱۹ ارائه شده است.



شکل ۴-۱۹: منحنی تغییرات تابع بهینه بر حسب تعداد تکرارها

۴-۷-۳ - انتخاب سیال در سیستم بهینه

شکل ۴-۲۰ هزینه سالیانه سیالات مختلف را برای سیستم قبل و بعد بهینه کردن مقایسه می کند.



شکل ۴-۲۰: هزینه سالیانه سیستم بهینه برای سه سیال مختلف

همانطور که در شکل ۴-۲۰ مشاهده می شود، سیال R245fa در هر دو حالت دارای هزینه بیش تری

می باشد؛ زیرا این سیال دارای دما و فشار بالاتری است و این باعث می شود تجهیزات با ظرفیت بالاتر در سیستم استفاده شود که به دنبال آن افزایش هزینه ها را در پی دارد.

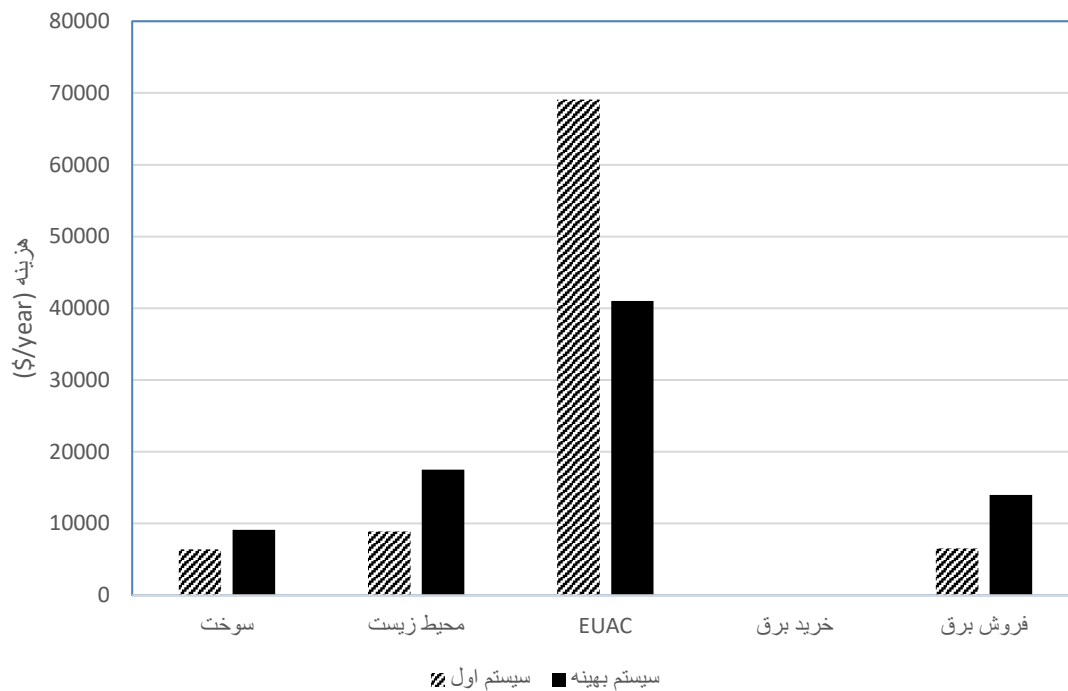
دو سیال R123 و R134a در حالت بهینه دارای هزینه یکسانی می باشند که در این جا برای انتخاب سیال مناسب بازده انرژی آن ها مقایسه می شود. بازده انرژی و انرژی دو سیال در جدول ۴-۱۲ قابل مشاهده است. از آن جایی که R123 دارای بازده بیشتری می باشد این سیال به عنوان سیال کاری در سیستم انتخاب می شود.

جدول ۴-۱۲: بازده انرژی و انرژی سه سیال

انرژی	انرژی	
۵۹/۳۸	۴۶/۹۳	R123
۵۱/۰۴	۴۵/۵۷	R134a
۵۵/۱۸	۵۰/۶۹	R245fa

باید به این نکته توجه داشت که در هزینه های سیستم عوامل مختلفی تاثیر گذار است. مثلاً در سیال R123 با وجود خواص بالاتر نسبت به R245fa به خاطر دما و فشاری که این سیال در نقاط مختلف سیکل ارگانیک رنگین بوجود می آورد در مجموع بر روی هزینه سرمایه گذاری تأثیر می گذارد و موجب کمتر بودن آن می شود. در هزینه های سالیانه نیز به دلیل خواصش موجب تولید بیشتر محصول در ORC و طبیعتاً افزایش درآمد حاصل از آن شده و هزینه سوخت نیز کاهش یابد و از طرفی هزینه های مربوط به کلکتور خورشیدی نیز کم می شود.

۴-۷-۴ - بررسی هزینه های مختلف سیال انتخابی



شکل ۴-۲۱: هزینه های مختلف سیستم بهینه با سیال R123

بعد از انتخاب سیال R123 هزینه های مختلف آن بررسی می شود. شکل ۴-۲۱ هزینه خرید سوخت، محیط زیست، خرید و فروش برق و هزینه سرمایه گذاری برای قبل و بعد از بهینه سازی این سیال را نشان می دهد. در الگوریتم ژنتیک تعداد میکروتوربین به عنوان یک متغیر تصمیم در نظر گرفته شده و الگوریتم ژنتیک با در نظر گرفتن افزایش قیمت سرمایه گذاری، هزینه سوخت و همچنین محیط زیست به این نتیجه رسیده است که با در نظر گرفتن دو میکروتوربین در مجموع هزینه های سیستم به سود مصرف کننده می باشد. افزایش هزینه سوخت به خاطر افزایش مصرف آن و به دنبال آن افزایش هزینه محیط زیست و فروش برق بیشتر در شکل ۴-۲۱ نیز، به همین دلیل می باشد.

از طرفی تعداد کلکتورهای خورشیدی قبل از بهینه سازی ۱۹۷ عدد در نظر گرفته شده بود که بعد از بهینه سازی ۹۴ عدد بدست آمد، که این باعث کاهش هزینه های سرمایه گذاری در سیستم می شود. به علت افزایش تعداد میکروتوربین و به دنبال آن افزایش حرارت خروجی از دودکش سرمایه بیشتری توسط ORC تولید می شود و از طرف دیگر به کلکتور خورشیدی برای جبران گرمایش نیاز نمی باشد که موجب کاهش تعداد کلکتور خورشیدی در سیستم شده است.

فصل پنجم

جمع بندی و پیشنهادات

۵-۱- نتیجه گیری و جمع بندی

سیستم های CCHP از طریق یک محرک اولیه برق را در محل مصرف تولید می کنند. تفاوت این سیستم ها با نیروگاه های سنتی تولید برق در این است که، این سیستم ها از حرارت اتلافی محرک اولیه به منظور برآورده کردن نیازهای گرمایشی و همچنین با مصرف این گرما توسط چیلر جذبی ویا اجکتوری، سرمایه مورد نیاز را تأمین می کنند. در واقع در این سیستم ها برای بهبود عملکرد، انرژی حرارتی تلف شده در قسمت محرک اولیه را، به انرژی گرمایشی و سرمایشی مورد نیاز کاربران تبدیل می کنند. بدین ترتیب بخش زیادی از سوخت اولیه به محصولی قابل استفاده تبدیل شده و از هدر رفت آن جلوگیری به عمل می آید و هزینه سوخت و تولید و همچنین آلودگی هوا کاهش می یابد.

تمام کوشش محققان در سال های اخیر بر این موضوع متمرکز بوده که بتوانند از حداکثر گرمای هدر رفت در محرک اولیه ی سیستم های تولید همزمان بهره ببرند. از این رو در این پژوهش سیستمی طراحی شد تا گرمای هدر رفت میکروتوربین را ابتدا در ORC بازیافت کند و برای تولید الکتروسیسته و سرمایه توسط اجکتور به کار ببرد؛ سپس باقی مانده ی گرمای اتلافی با گرمای تولیدی کلکتور خورشیدی تقویت شده و جهت تولید گرمایش و سرمایش توسط چیلر جذبی استفاده شود.

در فصل سوم این پژوهش ابتدا بخش های مختلف سیستم مدل شد؛ سپس هزینه های قسمت های مختلف سیستم ذکر گردید و تابع هزینه ای شامل خرید و فروش برق، هزینه آلودگی، هزینه سوخت و هزینه سرمایه گذاری و تعمیر و نگهداری برای بهینه سازی با الگوریتم ژنتیک معرفی شد. اهداف پژوهش در ابتدا مدل سازی سیستم پیشنهادی و سپس مقایسه آن با سیستم سنتی، بررسی هزینه های اجزا مختلف و هزینه سیستم با سیالات و بار های جزئی متفاوت، بررسی پارامتر هایی نظیر دمای پینچ و اپروچ، بار های جزئی، دمای محیط و قیمت سوخت و در نهایت بهینه سازی سیستم با تابع تعریف شده توسط الگوریتم ژنتیک و انتخاب بهترین سیال برای سیستم می باشد.

مدل سازی سیستم توسط نرم افزار متلب صورت گرفته است و نتایج نشان می دهد سیستم تولید

همزمان پیشنهادی از لحاظ بازده انرژی و انرژی و هزینه های سالیانه به سیستم سنتی برتری دارد. با استفاده از روش جریان نقدینگی تنزیلی بازگشت سرمایه ۴/۰۵۲ سال بدست آمده است. بررسی هزینه های سیالات مختلف نشان می دهد R245fa بیشترین هزینه سالیانه سرمایه گذاری و فروش الکتریسته و R134a کمترین مقدار را دارد؛ اما در مجموع هزینه سالیانه ی^۱ R123، از دو سیال دیگر کمتر می باشد. بررسی هزینه ها در بارهای جزئی مختلف نشان می دهد، با افزایش مقدار بار تولیدی هزینه سوخت، محیط زیست و سود حاصل از فروش برق افزایش و خرید برق کاهش می یابد. در بررسی پارامترها، افزایش دمای پینچ و ابروج باعث کاهش بازده انرژی و هزینه سالیانه می شود و افزایش بار جزئی بازده انرژی را افزایش داده اما هزینه سالیانه تا بار ۷۵ درصد روندی صعودی و سپس نزولی دارد. افزایش دمای محیط باعث کاهش توان تولیدی و افزایش نسبت سوخت مصرفی به توان تولیدی می شود. همچنین افزایش قیمت سوخت باعث افزایش هزینه سالیانه می شود.

برای انجام بهینه سازی با الگوریتم ژنتیک پارامترهای تصمیم در نظر گرفته شد و با مقایسه هزینه سالیانه سه سیال و بازده انرژی و انرژی، سیال R123 به عنوان سیال کاری سیکل ارگانیک رنگین انتخاب شد. بررسی هزینه های مختلف با سیال انتخابی نشان می دهد هزینه های اولیه کاهش یافته است؛ اما با توجه به افزایش مصرف سوخت، هزینه ی محیط زیست و سوخت با افزایش همراه بوده و از طرفی دیگر فروش برق بیشتر شده، اما در مجموع باعث کاهش TAC در سیستم بهینه شده است.

یکی از پارامترهای تصمیم تعداد میکروتوربین است که الگوریتم ژنتیک با توجه به افزایش هزینه ی سرمایه گذاری و افزایش هزینه سوخت و همچنین افزایش فروش برق در نهایت تعداد دو میکروتوربین را برای سیستم برگزیده است. زیرا در مجموع هزینه های سیستم کاهش می یابد. در بهینه سازی صورت گرفته شده، تعداد پنل ها درحالت بهینه از ۱۹۷ به ۹۴ پنل به خاطر تولید گرمای بیشتر توسط دو میکروتوربین، کاهش یافته است که یکی از دلایل اصلی کاهش هزینه های سرمایه گذاری و همچنین TAC می باشد.

^۱ TAC

۵-۲- پیشنهادات

پیشنهاداتی جهت بررسی بیشتر این سیستم ارائه می گردد:

- بررسی دیگر محرک های اولیه
- استفاده از انرژی های نو دیگر در سیستم
- اضافه نمودن مخزن ذخیره ی سرمایه ی سیستم
- بررسی و یافتن آرایش بهینه ی مبدل های حرارتی با توجه به راندمان قانون دوم ترمودینامیک

مراجع و منابع

- [1] راهنمای جامع تولید همزمان برق و حرارت، دفتر بهبود بهره وری و اقتصاد برق و انرژی، وزارت نیرو، ۱۳۸۸.
- [2] D. Wu, R. Wang, Combined cooling, heating and power: a review, progress in energy and combustion science, Vol. 32, No. 5-6, pp. 459-495, 2006.
- [3] <http://www.tanirtech.com/index.php/Fa/کارها/تولید-همزمان>.
- [4] م. ح. زربخش، م. میری، غ. بیاتی، مقدمه ای بر سیستم های تولید مشترک برق و حرارت، وزارت نیرو، 1383.
- [5] T. Ackermann, G. Andersson, L. Söder, Distributed generation: a definition1, Electric power systems research, Vol. 57, No. 3, pp. 195-204, 2001.
- [6] J. A. Jacobs III, M. Schneider, Cogeneration application considerations, GE Energy, 2009.
- [7] M. Maerefat, P. Shafie, Design of CCHP system for office buildings in Tehran and thermodynamical, environmental and economical evaluation in comparison to conventional system, Modares Mechanical Engineering, Modares Mechanical Engineering, Vol. 14, No. 6, pp. 124-134, 2014.
- [8] S. Murugan, B. Horák, Tri and polygeneration systems-A review, Renewable and Sustainable Energy Reviews, Vol. 60, pp. 1032-1051, 2016.
- [9] م. چهار طاقی، س. م. هاشمیان، ع. ملکیان، بررسی و بهبود عملکرد سیستم CCHP-ORC با استفاده از تحلیل انرژی و انرژی، کنفرانس ملی بهینه سازی مصرف انرژی در علوم و مهندسی، ۱۳۹۳.
- [10] M. Liu, Y. Shi, F. Fang, Combined cooling, heating and power systems: A survey, Renewable and Sustainable Energy Reviews, Vol. 35, pp. 1-22, 2014.
- [11] N. Petchers, Combined heating, cooling & power handbook: technologies & applications: an integrated approach to energy resource optimization: The Fairmont Press, Inc., 2003.
- [12] H. Al Moussawi, F. Fardoun, H. Louahli-Gualous, Review of tri-generation technologies: Design evaluation, optimization, decision-making, and selection approach, Energy conversion and management, Vol. 120, pp. 157-196, 2016.
- [13] R. Allen, J. Kovacic, Gas turbine cogeneration—principles and practice, Journal of engineering for gas turbines and power, Vol. 106, No. 4, pp. 725-730, 1984.
- [14] J. Larminie, A. Dicks, M. S. McDonald, Fuel cell systems explained: J. Wiley Chichester, UK, 2003.
- [15] <http://www.satba.gov.ir/fa/hydrogen/fuelcell/status>--در پیل-سوختی-جهان-و-ایران.
- [16] م. نقش نژاد، ا. پسندیده فر، بررسی و تحلیل نحوه عملکرد چیلرهای ادزوریشن سیلیکاژل - آب، ۱۳۹۰.
- [17] ف. پناهی زاده، معرفی عملکرد چیلر ادزوریشن در سیستم تهویه مطبوع ساختمان، نخستین همایش بین المللی چیلر و برج خنک کن ایران، ۱۳۸۹.
- [18] ع. فرداد، ع. سرکرده ای، بررسی ظرفیت سرمایه‌گذاری، کار و گرمای مصرفی در سیکل تبرید با اجکتور، چهارمین همایش بین المللی بهینه سازی مصرف سوخت در ساختمان، ۱۳۸۴.
- [19] ح. عجم، م. محرری، مطالعه آزمایشگاهی و عددی جریان سیال تراکم پذیر در اجکتور بخار با هندسه متغیر، دانشگاه فردوسی مشهد
- [20] L. Y. Bronicki, 2 - History of Organic Rankine Cycle systems, in: Organic Rankine Cycle (ORC) Power Systems, Eds., pp. 25-66: Woodhead Publishing,

- 2017.
- [21] S. Quoilin, M. Van Den Broek, S. Declaye, P. Dewallef, V. Lemort, Techno-economic survey of Organic Rankine Cycle (ORC) systems, *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, Vol. 22, pp. 168-186, 2013.
- [22] K. Rahbar, S. Mahmoud, R. K. Al-Dadah, N. Moazami, S. A. Mirhadizadeh, Review of organic Rankine cycle for small-scale applications, *Energy conversion and management*, Vol. 134, pp. 135-155, 2017.
- [23] J. Bao, L. Zhao, A review of working fluid and expander selections for organic Rankine cycle, *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, Vol. 24, pp. 325-342, 2013.
- [24] گزارش سمینار سیستم های خورشید، معاونت توسعه فناوری و ساخت، شرکت سرمایه گذاری مسکن، ۱۳۹۰
- [25] م. زمانی، م. رحیمی، مروری بر انواع سیستم های سرمایه‌ش خورشیدی، مهندسی مکانیک، ۱۳۹۳، 70-62.
- [26] H. Cho, A. D. Smith, P. Mago, Combined cooling, heating and power: A review of performance improvement and optimization, *Applied Energy*, Vol. 136, pp. 168-185, 2014/12/31/, 2014.
- [27] M. Wang, J. Wang, P. Zhao, Y. Dai, Multi-objective optimization of a combined cooling, heating and power system driven by solar energy, *Energy Conversion and Management*, Vol. 89, pp. 289-297, 2015/01/01/, 2015.
- [28] M. Ebrahimi, K. Ahookhosh, Integrated energy-exergy optimization of a novel micro-CCHP cycle based on MGT-ORC and steam ejector refrigerator, *Applied Thermal Engineering*, Vol. 102, pp. 1206-1218, 2016/06/05/, 2016.
- [29] J. Wang, Y. Dai, L. Gao, S. Ma, A new combined cooling, heating and power system driven by solar energy, *Renewable Energy*, Vol. 34, No. 12, pp. 2780-2788, 2009/12/01/, 2009.
- [30] Z. Wang, W. Han, N. Zhang, M. Liu, H. Jin, Proposal and assessment of a new CCHP system integrating gas turbine and heat-driven cooling/power cogeneration, *Energy Conversion and Management*, Vol. 144, pp. 1-9, 2017/07/15/, 2017.
- [31] C. Yang, X. Wang, M. Huang, S. Ding, X. Ma, Design and simulation of gas turbine-based CCHP combined with solar and compressed air energy storage in a hotel building, *Energy and Buildings*, Vol. 153, pp. 412-420, 2017/10/15/, 2017.
- [32] A. Mohammadi, A. Kasaeian, F. Pourfayaz, M. H. Ahmadi, Thermodynamic analysis of a combined gas turbine, ORC cycle and absorption refrigeration for a CCHP system, *Applied Thermal Engineering*, Vol. 111, pp. 397-406, 2017/01/25/, 2017.
- [33] P. Ahmadi, I. Dincer, M. A. Rosen, Exergo-environmental analysis of an integrated organic Rankine cycle for trigeneration, *Energy Conversion and Management*, Vol. 64, pp. 447-453, 2012/12/01/, 2012.
- [34] M. Abbasi, M. Chahartaghi, S. M. Hashemian, Energy, exergy, and economic evaluations of a CCHP system by using the internal combustion engines and gas turbine as prime movers, *Energy Conversion and Management*, Vol. 173, pp. 359-374, 2018/10/01/, 2018.
- [35] M. Ebrahimi, A. Keshavarz, A. Jamali, Energy and exergy analyses of a micro-steam CCHP cycle for a residential building, *Energy and Buildings*, Vol. 45, pp. 202-210, 2012/02/01/, 2012.
- [36] M. Ameri, A. Behbahaninia, A. A. Tanha, Thermodynamic analysis of a tri-generation system based on micro-gas turbine with a steam ejector refrigeration system, *Energy*, Vol. 35, No. 5, pp. 2203-2209, 2010/05/01/, 2010.

- [37] F. A. Boyaghchi, P. Heidarnejad, Thermoeconomic assessment and multi objective optimization of a solar micro CCHP based on Organic Rankine Cycle for domestic application, *Energy Conversion and Management*, Vol. 97, pp. 224-234, 2015/06/01/, 2015.
- [38] M. A. Lozano, M. Carvalho, L. M. Serra, Allocation of economic costs in trigeneration systems at variable load conditions, *Energy and Buildings*, Vol. 43, No. 10, pp. 2869-2881, 2011/10/01/, 2011.
- [39] H. Ershadi, A. Karimipour, Present a multi-criteria modeling and optimization (energy, economic and environmental) approach of industrial combined cooling heating and power (CCHP) generation systems using the genetic algorithm, case study: A tile factory, *Energy*, Vol. 149, pp. 286-295, 2018/04/15/, 2018.
- [40] F. A. Al-Sulaiman, I. Dincer, F. Hamdullahpur, Thermoeconomic optimization of three trigeneration systems using organic Rankine cycles: Part I – Formulations, *Energy Conversion and Management*, Vol. 69, pp. 199-208, 2013/05/01/, 2013.
- [41] F. A. Al-Sulaiman, I. Dincer, F. Hamdullahpur, Thermoeconomic optimization of three trigeneration systems using organic Rankine cycles: Part II – Applications, *Energy Conversion and Management*, Vol. 69, pp. 209-216, 2013/05/01/, 2013.
- [42] S. Sanaye, N. Khakpaay, Simultaneous use of MRM (maximum rectangle method) and optimization methods in determining nominal capacity of gas engines in CCHP (combined cooling, heating and power) systems, *Energy*, Vol. 72, pp. 145-158, 2014/08/01/, 2014.
- [43] H. Hajabdollahi, Investigating the effects of load demands on selection of optimum CCHP-ORC plant, *Applied Thermal Engineering*, Vol. 87, pp. 547-558, 2015/08/05/, 2015.
- [44] H. Ahn, D. Rim, J. D. Freihaut, Performance assessment of hybrid chiller systems for combined cooling, heating and power production, *Applied Energy*, Vol. 225, pp. 501-512, 9/1/, 2018.
- [45] L. Wang, J. Lu, W. Wang, J. Ding, Feasibility Analysis of CCHP System with Thermal Energy Storage Driven by Micro Turbine, *Energy Procedia*, Vol. 105, pp. 2396-2402, 2017/05/01/, 2017.
- [46] A. Khaliq, B. K. Agrawal, R. Kumar, First and second law investigation of waste heat based combined power and ejector-absorption refrigeration cycle, *International Journal of Refrigeration*, Vol. 35, No. 1, pp. 88-97, 2012/01/01/, 2012.
- [47] P. Ahmadi, I. Dincer, Exergoenvironmental analysis and optimization of a cogeneration plant system using Multimodal Genetic Algorithm (MGA), *Energy*, Vol. 35, No. 12, pp. 5161-5172, 2010.
- [48] M. Ameri, N. Enadi, Thermodynamic modeling and second law based performance analysis of a gas turbine power plant (exergy and exergoeconomic analysis), *Journal of Power Technologies*, Vol. 92, No. 3, pp. 183, 2012.
- [49] M. Ameri, M. Jorjani, Performance assessment and multi-objective optimization of an integrated organic Rankine cycle and multi-effect desalination system, *Desalination*, Vol. 392, pp. 34-45, 2016.
- [50] H. Zhang, X. Guan, Y. Ding, C. Liu, Emergy analysis of Organic Rankine Cycle (ORC) for waste heat power generation, *Journal of Cleaner Production*, Vol. 183, pp. 1207-1215, 2018.

[51] ع. حسینخانی، س. مرتضوی یزدی، مطالعه چرخه ترکیبی توان و تبرید اجکتوری دما پایین، تحلیل انرژی و بهینه سازی پارامترها، اولین کنفرانس ملی توسعه پایدار در سیستم های مهندسی انرژی، آب و محیط

- [52] H. Ghaebi, T. Parikhani, H. Rostamzadeh, B. Farhang, Thermodynamic and thermoeconomic analysis and optimization of a novel combined cooling and power (CCP) cycle by integrating of ejector refrigeration and Kalina cycles, *Energy*, Vol. 139, pp. 262-276, 2017.
- [53] B. J. Huang, J. M. Chang, C. P. Wang, V. A. Petrenko, A 1-D analysis of ejector performance, *International Journal of Refrigeration*, Vol. 22, No. 5, pp. 354-364, 1999/08/01/, 1999.
- [54] S. S. Kumar, K. M. Kumar, S. R. S. Kumar, Design of Evacuated Tube Solar Collector with Heat Pipe, *Materials Today: Proceedings*, Vol. 4, No. 14, pp. 12641-12646, 2017/01/01/, 2017.
- [55] س. کریمی علویجه، ک. ر ضاپور، ر. کرمی، به کارگیری چیلر جذبی در سیستم تولید همزمان سرما، گرما و الکتریسیته (CCHP)، نخستین همایش چیلر و برج خنک کن ایران، ۱۳۸۹ .
- [56] S. Sanaye, H. Hajabdollahi, 4 E analysis and multi-objective optimization of CCHP using MOPSOA, *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part E: Journal of Process Mechanical Engineering*, Vol. 228, No. 1, pp. 43-60, 2014.
- [57] H. Mokhtari, H. Hadiannasab, M. Mostafavi, A. Ahmadibeni, B. Shahriari, Determination of optimum geothermal Rankine cycle parameters utilizing coaxial heat exchanger, *Energy*, Vol. 102, pp. 260-275, 2016.
- [58] S. Sanaye, H. Hajabdollahi, Thermo-economic optimization of solar CCHP using both genetic and particle swarm algorithms, *Journal of Solar Energy Engineering*, Vol. 137, No. 1, pp. 011001, 2015.
- [59] Y. Xu, F. Guo, M. Song, N. Jiang, Q. Wang, G. Chen, Exergetic and economic analyses of a novel modified solar-heat-powered ejection-compression refrigeration cycle comparing with conventional cycle, *Energy Conversion and Management*, Vol. 168, pp. 107-118, 2018.
- [60] C. Beggs, *Energy: management, supply and conservation*: Routledge, 2010.
- [61] س. صنایع، م. آقایی میدی، ر. آخرتی، ع. نوروزی منش، انتخاب میکروتوربین در سیستم های تولید همزمان حرارت و قدرت در ساختمان های تجاری، اداری و مسکونی، پنجمین همایش بین المللی بهینه سازی مصرف سوخت در ساختمان، ۱۳۸۵ .
- [62] S. Sanaye, M. M. Ghafurian, F. T. Dastjerd, Applying Relative Net Present or Relative Net Future Worth Benefit and exergy efficiency for optimum selection of a natural gas engine based CCHP system for a hotel building, *Journal of Natural Gas Science and Engineering*, Vol. 34, pp. 305-317, 2016.
- [63] م. فیروز، م. کامران، نگرشی بر ناموزونی ها و روندهای ساعات آفتابی در ایران .
- [64] <https://fa.wikipedia.org>
- [65] <https://fa.climate-data.org>
- [66] <http://www.irimo.ir>
- [67] <http://fa.mygeoposition.com>
- [68] <http://www.weatherbase.com>.
- [69] <http://www.sator.ir/>.
- [70] F. M. White, *Fluid Mechanics seventh Edition*, McGraw-hill, 2011.

- [71] A. Bejan, G. Tsatsaronis, M. Moran, Thermal design and optimization: John Wiley & Sons, 1996.
- [72] Z. Hajabdollahi, F. Hajabdollahi, M. Tehrani, H. Hajabdollahi, Thermo-economic environmental optimization of Organic Rankine Cycle for diesel waste heat recovery, Energy, Vol. 63, pp. 142-151, 2013/12/15/, 2013.
- [73] Y. H. Said, 13 - On Genetic Algorithms and their Applications, in: C. R. Rao, E. J. Wegman, J. L. Solka, Handbook of Statistics, Eds., pp. 359-390: Elsevier, 2005.

Abstract

In this work, a multi-generation system including microturbine, organic Rankine cycle, ejector, solar collector and absorption chiller, has been studied. In this system, initially the microturbine produces electricity using input fuel, then, its exhaust heat is used by ORC for recycle to produce electricity and cooling load by ejector. The leftover exhaust heat is Reinforced by solar collector and is utilized by abortion chiller for heating and cooling. In the following, first the component of the proposed system is modeled, then the equations regarding to economic analysis are proposed. Objective function of Total Annual cost for system optimization by genetic algorithm has been introduced. The results indicate that the proposed system is superior than traditional system, in terms related to energy and exergy efficiency. Using the discounted cash flow method, the return on investment is 4.052 years. Comparison between three different fluid shows that R245fa needs more investment cost and higher sales, and R123 is the lowest one. Increase in pinch and approach temperature leads to decrease in total annual cost and exergy efficiency, and increasing the microturbine produced load causes an increase in exergy efficiency and total annual cost up to 75%. Increase in environment temperature leads to decrease in net power and increase in the rate of fuel to produced power, also increase in fuel price leads to increase in total annual costs. After optimization in system, R123 has been chosen as the working fluid because of better total annual costs and energy-exergy efficiency. A survey through different costs indicates that only investment costs of this system is decreasing. After optimization, the number of collectors has reached from 197 to 94. Also, genetic algorithm chooses 2 microturbines for system, regarding to all the costs.

Keywords: CCHP, Microturbine, ORC, Solar collector, Ejector, Absorption



Shahrood University of Technology
Faculty of Mechanical Engineering
MSc Theseis in Mechanical Engineering Applied Mechanics

**Modeling and thermodynamic analysis of a cchp with solar energy
using absorption and ejector refrigeration**

Farzad Shojaei

Supervisor:

Eng.Ahmad madadi

Advisor:

Dr.Mahmood Chahartaghi

September 2018