

بِسْمِ اللَّهِ الرَّحْمَنِ الرَّحِيمِ



دانشکده مکانیک و مکاترونیک

پایان نامه کارشناسی ارشد

مهندسی مکانیک - تبدیل انرژی

آنالیز انرژی، انرژی اکونومیک یک سیستم هیبرید شامل سیکل برایتون - رنکین آلی و تبرید جذبی

نگارنده: امید بلالی

اساتید

دکتر محمود فرزانه گرد

دکتر محمد حسین احمدی

شهریور ۱۳۹۹

دانشگاه صنعتی شاهرود

دانشکده: مهندسی مکانیک

گروه: تبدیل انرژی

پایان نامه کارشناسی ارشد آقای امید بلالی

تحت عنوان:

آنالیز انرژی، انرژی اکونومیک یک سیستم هیبرید شامل سیکل برایتون- رنکین آلی و تبرید

جذب در تاریخ ... توسط کمیته تخصصی زیر جهت اخذ مدرک کارشناسی ارشد مورد ارزیابی و با درجه ...

مورد پذیرش قرار گرفت.

امضاء	اساتید مشاور	امضاء	اساتید راهنما
	نام و نام خانوادگی:		نام و نام خانوادگی:
	نام و نام خانوادگی:		نام و نام خانوادگی:

امضاء	نماینده تحصیلات تکمیلی	امضاء	اساتید داور
	نام و نام خانوادگی:		نام و نام خانوادگی:
			نام و نام خانوادگی:
			نام و نام خانوادگی:
			نام و نام خانوادگی:

تقدیم اثر

این اثر را به پدر و مادرم که همواره مشوق من در تمام دوران زندگی بودند

تقدیم می‌کنم.

تشکر و قدردانی

منت خدای را عزوجل که طاعتش موجب قربتست و بشکر اندرش مزید نعمت. خداوند متعال را سپاس که مرا یاری کرد تا این اثر را به سرانجام برسانم. از اساتیدم دکتر فرزانه گرد و دکتر احمدی بابت راهنمایی‌هایشان که در این پایان‌نامه راه‌گشا بود بسیار سپاس گذارم. و همچنین از دکتر جنت‌آبادی که از کمک‌هایشان در انجام این پایان‌نامه استفاده بسیار کردم تشکر فراوان می‌کنم.

تهدنامه

اینجانب امید بلالی دانشجوی دوره کارشناسی ارشد رشته تبدیل انرژی دانشکده مکانیک دانشگاه صنعتی شاهرود نویسنده پایان نامه آنالیز انرژی، انرژی اکونومیک یک سیستم هیبرید شامل سیکل برایتون-رنکین آلی و تبرید جذبی تحت راهنمایی دکتر محمود فرزانه گرد و دکتر محمد حسین احمدی 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 افزار ها 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

با توجه به رشد روزافزون جمعیت، مصرف انرژی الکتریکی در صنعت و خانوار در حال افزایش است. این انرژی عمدتاً با استفاده از سوخت‌های فسیلی تولید شده و این امر باعث تولید گازهای گلخانه‌ای و دیگر آلودگی‌ها می‌شود. برای کاهش آلودگی محیط زیست، لازم است از سیستم کارآمدتری مانند سیکل‌های هیبریدی، انرژی تجدیدپذیر یا ترکیبی از این دو استفاده کرد. در این پژوهش، سیکل پیشنهادی شامل سیکل برایتون با هلیوم به عنوان سیال عامل، سیکل‌های رنگین آلی با سیال عامل R123 و تبرید جذبی با محلول آب-آمونیاک می‌باشد. در این سیستم حرارت تلف شده سیکل برایتون به عنوان منبع حرارتی سیکل رنگین آلی و تبرید جذبی استفاده می‌شود. سیکل هیبریدی پیشنهادی طبق قوانین اول و دوم ترمودینامیک و همچنین تحلیل انرژی اکونومیک مورد بررسی قرار گرفته است. نتایج نشان داد که سیکل تبرید جذبی تأثیر زیادی در راندمان انرژی سیستم دارد. همچنین راندمان انرژی سیکل قدرت حدود ۶۰٪ به دست آمده است درحالی که راندمان انرژی نیروگاه حدود ۲۵٪ بوده است. سیستم پیشنهادی عملکرد بهتری نسبت به سیستم‌های مطالعه شده در گذشته مانند سیستمی که دارای دو سیکل رنگین با شرایط مشابه است دارد. با تحلیل انرژی اکونومیک نیروگاه مشخص گردید فاکتور انرژی اکونومیک کل و میانگین هزینه در واحد انرژی محصول کل برای نیروگاه با شدت تابش 850 W/m^2 و نسبت فشار ۳، به ترتیب ۸۳.۸٪ و $48.33 \text{ (\$/GJ)}$ می‌باشد.

واژه‌های کلیدی: سیکل بسته برایتون، سیکل هیبریدی، سیکل تبرید جذبی، سیکل رنگین آلی، فاکتور انرژی اکونومیک

فهرست مطالب

فصل ۱: مقدمه و پیشینه تحقیق	۱
۱-۱ مقدمه	۲
۱-۲ مروری بر آثار پیشین	۳
۱-۳ اهداف و روش تحقیق	۹
۱-۴ درباره پایان نامه	۹
فصل ۲ مبانی نظری پروژه	۱۱
۲-۱ مقدمه	۱۲
۲-۲ مفهوم ترمودینامیک	۱۳
۲-۲-۱ قانون اول ترمودینامیک	۱۳
۲-۲-۲ قانون دوم ترمودینامیک	۱۴
۲-۲-۳ آنالیز انرژی و انرژی در قوانین ترمودینامیک	۱۴
۲-۳ سیستم های هیریدی	۱۴
۲-۴ توربین گاز	۱۶
۲-۴-۱ سیکل برایتون	۱۶
۲-۵ مبدل های حرارتی	۱۹
۲-۶ سیکل رنکین	۲۰
۲-۷ سیکل رنکین آلی	۲۲
۲-۸ سیال عامل	۲۴
۲-۸-۱ پارامتر های مهم در انتخاب سیال عامل	۲۴

۲-۹	سیکل تبرید جذبی	۲۶
۲-۹-۱	سیستم های سرمایش جذبی با مبرد آمونیاک و ماده جاذب آب	۲۷
۲-۹-۲	اصول کار سیستم های جذبی با مبرد آمونیاک و ماده جاذب آب	۲۸
۲-۹-۳	مزایا و معایب سیستم های جذبی با مبرد آمونیاک و ماده جاذب آب	۲۸
۲-۱۰	مفهوم انرژی اکنومیک	۲۹
۲-۱۱	نرم افزار EES	۳۰

فصل ۳ معادلات و روش پژوهش

۳-۱	مقدمه	۳۴
۳-۲	سیکل هیبریدی پیشنهاد شده	۳۴
۳-۳	تحلیل ترمودینامیکی	۳۷
۳-۳-۱	منبع انرژی	۳۷
۳-۳-۲	معادلات حاکم در قانون اول ترمودینامیک	۳۸
۳-۳-۳	معادلات حاکم در قانون دوم ترمودینامیک	۳۹
۳-۴	تحلیل ترمودینامیکی اجزاء مهم سیستم	۴۰
۳-۴-۱	توربین گاز	۴۰
۳-۴-۲	کمپرسور	۴۲
۳-۴-۳	مبدل حرارتی	۴۳
۳-۵	تحلیل انرژی و انرژی اجزاء سیکل هیبریدی	۴۴
۳-۵-۱	سیکل برایتون	۴۴
۳-۵-۲	سیکل تبرید جذبی	۴۶
۳-۵-۳	سیکل رنکین آلی	۴۹
۳-۶	تحلیل انرژی اکنومیک	۵۰

۳-۶-۱ هزینه سرمایه‌گذاری هر یک از محصولات ۵۱

۳-۶-۲ قیمت گذاری انرژی ۵۵

۳-۶-۳ متغیرهای انرژی اکونومیک برای ارزیابی اجزا سیستم ۵۹

فصل ۴ نتایج و یافته‌های پژوهش ۶۳

۴-۱ مقدمه ۶۴

۴-۲ فرضیات و شرایط اولیه سیستم ۶۴

۴-۳ اعتبار سنجی ۶۶

۴-۴ نتایج حاصل از آنالیز انرژی و انرژی ۶۷

۴-۴-۱ نمودار T-s سیکل پیشنهادی ۶۷

۴-۴-۲ آنالیز انرژی و انرژی ۶۹

۴-۵ نتایج پارامتریک سیستم ۷۱

۴-۵-۱ تأثیر PR بر راندمان انرژی و انرژی نیروگاه ۷۲

۴-۵-۲ تأثیر PR بر توان خالص خروجی سیستم ۷۳

۴-۵-۳ تأثیر PR بر راندمان انرژی و انرژی سیکل قدرت ۷۴

۴-۵-۴ تأثیر دمای ورودی به سیکل هیبریدی ۷۶

۴-۵-۵ تأثیر دمای ورودی به سیکل تبرید جذبی ۷۷

۴-۵-۶ تأثیر دمای ورودی به سیکل رنگین آلی ۷۷

۴-۶ بررسی تخریب انرژی و انرژی اجزای سیستم ۷۸

۴-۷ تجزیه و تحلیل انرژی اکونومیک ۷۹

فصل ۵ نتیجه‌گیری و پیشنهادات ۸۳

۵-۱ نتیجه‌گیری و بحث ۸۴

۵-۲ پیشنهادات ۸۵

فهرست جداول

- جدول ۱-۲ طبقه‌بندی سیالات عامل براساس شیب خط بخار اشباع و نقاط بحرانی ۲۵
- جدول ۱-۳ نرخ هزینه‌های انرژی و معادلات کمکی برای هر یک از اجزاء سیستم ۵۷
- جدول ۱-۴ داده های ورودی در شبیه سازی ۶۵
- جدول ۲-۴ نتایج تجزیه و تحلیل انرژی و انرژی برای نسبت فشار ۳ ۶۹
- جدول ۳-۴ خواص ترمودینامیکی ، هزینه‌ها و دبی جرمی سیستم ۷۰
- جدول ۴-۴ پارامترهای انرژی اکونومیک برای سیکل پیشنهادی ۸۰

فهرست اشکال

- شکل ۲-۱ توربین گاز ۱۶
- شکل ۲-۲ موتور برایتون دو سیکلی ۱۷
- شکل ۲-۳ سیکل برایتون (الف) باز (ب) بسته ۱۷
- شکل ۲-۴ نمودار T-s و P-v سیکل ایده آل برایتون ۱۸
- شکل ۲-۵ سیکل برایتون به همراه (الف) بازگرمکن (ب) خنک کننده ۱۸
- شکل ۲-۶ مبدل حرارتی ۱۹
- شکل ۲-۷ سیکل رنکین ایده آل ۲۱
- شکل ۲-۸ نمودار T-s سیکل رنکین ۲۲
- شکل ۲-۱۲ سیکل رنکین آلی ۲۳
- شکل ۲-۱۳ نمودار T-S سیالات (الف) آیزنتروپیک (ب) مرطوب (ج) خشک ۲۴
- شکل ۲-۱۴ سیکل تبرید جذبی ۲۸
- شکل ۳-۱ شماتیک سیکل هیبریدی نیروگاه پیشنهادی ۳۶
- شکل ۳-۲ شماتیک توربین ۴۱
- شکل ۳-۳ شماتیک کمپرسور ۴۲
- شکل ۳-۴ شماتیک مبدل حرارتی ۴۳
- شکل ۴-۱ اعتبار سنجی نتایج با داده های حسن زاده ۶۷
- شکل ۴-۲ نمودار T-s سیکل بسته برایتون ۶۸
- شکل ۴-۳ نمودار T-s سیکل رنکین آلی ۶۸
- شکل ۴-۴ تأثیر نسبت فشار کمپرسورها بر راندمان انرژی نیروگاه ۷۲
- شکل ۴-۵ تأثیر نسبت فشار کمپرسورها بر راندمان انرژی و مقایسه با حسن زاده ۷۳
- شکل ۴-۶ تأثیر نسبت فشار کمپرسورها بر توان خروجی ۷۴
- شکل ۴-۷ تأثیر نسبت فشار کمپرسورها بر راندامان سیکل قدرت ۷۵
- شکل ۴-۸ مقایسه راندمان سیکل هیبریدی و سیکل برایتون ۷۵
- شکل ۴-۹ تأثیر دمای هلیوم ورودی به توربین گاز بر راندمان نیروگاه ۷۶
- شکل ۴-۱۰ تأثیر دمای هلیوم ورودی به توربین گاز بر قدرت خالص خروجی ۷۶
- شکل ۴-۱۱ تأثیر دمای ورودی به ژنراتور سیکل تبرید جذبی بر روی COP و انتقال حرارت اواپراتور ۷۷
- شکل ۴-۱۲ تأثیر دمای خروجی از مبدل حرارتی سیکل رنکین آلی بر راندمان و توان خروجی نیروگاه ۷۸
- شکل ۴-۱۳ اتلاف انرژی حرارتی در سیکل های برایتون، رنکین آلی و تبرید جذبی ۷۸
- شکل ۴-۱۴ درصد تخریب انرژی در سیکل های برایتون، رنکین آلی و تبرید جذبی ۷۹

فهرست علائم

میزان انرژی (kW)	$\dot{E}$
آنتالپی (kJ kg^{-1})	h
دبی جرمی (kg s^{-1})	$\dot{m}$
فشار (bar)	P
میزان انتقال حرارت (MW)	$\dot{Q}$
آنتروپی ($\text{kJ kg}^{-1} \text{ K}^{-1}$)	s
دما ($^{\circ} \text{C}$ or K)	T
شدت تابش نور خورشید (W/m^2)	DNI
قدرت (MW)	$\dot{W}$
هزینه در واحد انرژی ($\$/\text{GJ}$)	c
نرخ هزینه ($\$/\text{h}$)	$\dot{C}$
فاکتور انرژی (%)	f
هزینه سرمایه گذاری (\$)	PEC
نرخ هزینه سرمایه گذاری ($\$/\text{h}$)	$\dot{Z}$

نسبت اختلاف هزینه (%)	r
ضریب انتقال حرارت کلی ($\frac{\text{kW}}{\text{m}^2\text{K}}$)	U_k
مساحت (m^2)	A
ساعت کارکرد سالانه (h)	t

زیر نویس ها و اختصار ها

محیط	0
جذب کننده	abs
سیکل تبرید جذبی	ARC
سیکل بسته برایتون	CBC
سرمایه گذاری	CI
کمپرسور	Comp
کندانسور	Cond
ضریب عملکرد	COP
ضریب بازیابی سرمایه	CRF
تخریب	D
اوپراتور	eva
هلیوستات	hel
سوخت	F
توربین گاز	GT
سیال انتقال حرارت	HTF
مبدل حرارتی میانی	IHE

نرخ سود سالیانه	i
خنک کننده ها	IC
دمای لگاریتمی	LMTD
سال های بهره برداری	n
تعداد اجزاء سیستم	NK
تعداد محصولات سیستم	NP
سیکل رنگین آلی	ORC
نگهداری و تعمیرات	O&M
محصول	P
نسبت فشار	PR
روند آیزنتروپیک	s
توربین	Tur
مرجع	Ref
مبدل بازیاب حرارت	Reu
دریافت کننده	Rec

علامت‌یونانی

بازده قانون دوم	η_{ex}
بازده آیزنتروپیک پمپ	η_{Pump}
اثر بخشی مبدل حرارتی	ε
اختلاف دما ($^{\circ}C$ or K)	ΔT
ضریب مربوط به تعمیر و نگهداری	β

فصل ۱ : مقدمه و پیشینه تحقیق

۱-۱ مقدمه

کشور ایران یکی از بزرگترین منابع اصلی نفت و گاز که قیمت سوخت در آن نسبت به کشورهای دیگر بسیار پایین بوده و از این منابع در صنایع مختلف مانند پتروشیمی و از جمله تولید برق استفاده می‌شود. با توجه به رشد جمعیت و نیاز روزافزون مصرف انرژی الکتریکی در صنعت و خانوار و همچنین معایب سوخت‌های تجدید ناپذیر در تولید برق مانند آلودگی، انتشار گازهای مضر و پایان‌پذیر بودن آنها، می‌توان یکی از بزرگترین اهداف علم مکانیک در زیرشاخه تبدیل انرژی را استفاده از سوخت‌های تجدیدپذیر و جایگزینی آنها با سوخت‌های فسیلی و تجدید ناپذیر اشاره کرد. به عنوان مثال در سال‌های اخیر، انرژی خورشیدی که منبع پاک، تجدیدپذیر و مفید انرژی است، به عنوان جایگزین سوخت‌های فسیلی مورد توجه بسیاری قرار گرفته. استفاده از منابع جایگزین دسترسی به انرژی را نسبت به سوخت‌های فسیلی آسان‌تر کرده و در طولانی مدت هزینه کمتری دارد. به منظور دسترسی به این اهداف، به کارگیری روش‌های نوین ضروری است. همین دلایل موجب شده بشر به فکر استفاده از سیستم‌های هیبریدی با بازده بالا باشد. سیستم‌های هیبریدی معمولاً از ترکیب سیکل‌های مختلف ایجاد می‌شود. از جمله این سیکل‌ها می‌توان به سیکل برایتون که برای تولید نیرو استفاده شده، سیکل تبرید جذبی برای تولید سرمایش و سیکل رنکین آلی که یکی از تکنولوژی‌های تولید توان توسعه یافته و پذیرفته شده در دنیاست و با استفاده از منبع انرژی دما پایین بازده نسبتاً خوبی نسبت به سایر سیکل‌های تولید قدرت دارد، سیکل کالینا^۱ که به نوعی اصلاح شده سیکل رنکین است. سیکل‌های اتو^۲ و دیزل و سیکل‌های استرلینگ و اریکسون^۳ که نسبت به سیکل‌های دیگر کاربرد کمتری دارد نام برد. مطالعات زیادی در مورد سیکل‌های ترکیبی انجام شده است که در سه موضوع آزمایشگاهی، تحلیلی و عددی تقسیم بندی می‌شود.

^۱ Kalina Cycle

^۲ Otto Cycle

^۳ Ericsson Cycle

۱-۲ مروری بر آثار پیشین

با توجه به موارد ذکر شده در مقدمه و همچنین استفاده بیش از حد از سوخت‌های فسیلی و اینکه یکی از مهم‌ترین مشکلات جهان آلودگی و گرم شدن کره زمین است. در سال‌های اخیر استفاده از منابع انرژی پاک، تجدید پذیر و مفید به عنوان جایگزین سوخت فسیلی مورد توجه بسیاری قرار گرفته است. همچنین سیکل‌های استفاده شده برای این منابع می‌تواند تأثیر بسزایی در راندمان آنها داشته باشد. برای افزایش راندمان این سیکل‌ها حتی از حرارت تلف شده می‌توان به عنوان منبع حرارت برای سایر سیکل‌ها استفاده کرد. انرژی خورشیدی می‌تواند یکی از این منابع جایگزین باشد. اخیراً تحقیقات زیادی در مورد سیستم‌های هیبریدی انجام شده است.

زارع و حسن زاده [1] پیشنهاد کردند که از یک سیستم هیبریدی شامل سیکل برایتون/رانکین استفاده شود. با تجزیه و تحلیل این سیکل و با توجه به قانون اول و دوم ترمودینامیک^۱ به این نتیجه رسیدند که راندمان انرژی^۲ برای نیروگاه بالاتر از ۳۰٪ است. و اینکه هلیوم می‌تواند به عنوان سیال عامل^۳ مؤثرتر از CO₂ باشد. چاکارتج و همکارانش [2] به منظور بهبود راندمان نیروگاه‌های خورشیدی و کاهش هزینه تعمیر و نگهداری برق مصرفی نیروگاه را مورد مطالعه قرار دادند. برای دستیابی به این اهداف سه سیکل مختلف را با یکدیگر ترکیب کردند. که در نتیجه سیکل ترکیبی برایتون / رنکین آلی با سیال عامل CO₂ مناسب ترین سیکل انتخاب شد. چائو ژو و همکارانش [3] یک سیستم برج خورشیدی را مورد تحلیل انرژی و انرژی قرار داده‌اند و از نمک مذاب به عنوان سیال برای انتقال حرارت استفاده کردند، نتایج نشان داد که بیشترین تلفات انرژی در سیستم گیرنده^۴ اتفاق می‌افتد. همچنین دریافتند که با یکپارچه سازی سیکل‌های پیشرفته از جمله سیکل رنکین به همراه بازگرمکن و سیکل رنکین فوق بحرانی، می‌توان بازده کلی انرژی و انرژی برج خورشیدی را تا حدی

¹ Laws of Thermodynamics

² Exergy Efficiency

³ Working Fluid

⁴ Receiver

افزایش داد. ساچدوا و سینگ [4] طبق قانون اول و به ویژه قانون دوم بر تجزیه و تحلیل ترمودینامیکی نیروگاه خورشیدی تمرکز کرده‌اند. آنها سیکل هیبریدی شامل سیکل برایتون با هوا به عنوان سیال عامل، سیکل رنکین با بخار به عنوان سیال عامل در آن و سیکل رنکین آلی با R245fa به عنوان سیال عامل را مورد مطالعه قرار دادند. هدف آنها ارزیابی تأثیر پارامترهای مختلف و انتخاب شرایط عملیاتی بهینه طبق قانون دوم ترمودینامیک بود. السلیمان و عتیف [5] پنج سیکل فوق بحرانی برایتون با سیال عامل کربن دی اکسید که درون یک برج خورشیدی در عربستان قرار گرفته است را از لحاظ ترمودینامیکی مقایسه کرده‌اند. یافته ها نشان داد که بالاترین راندمان حرارتی استفاده از سیکل برایتون به همراه باز فشار بدست می آید. جوانشیر و همکاران [6] تجزیه و تحلیل ترمودینامیکی نیروگاه خورشیدی را با مقایسه شش سیکل مختلف در دمای بالا، متوسط و پایین انجام داده‌اند تا بهترین راندمان را به دست آورند. نتایج نشان داد که برای دمای کمتر از ۳۰۰ درجه سیکل، سیکل رنکین آلی با R141b به عنوان سیال عامل، برای دمای بین ۳۰۰ - ۶۵۰ درجه سلسیوس، سیکل هیبریدی رنکین و رنکین آلی با CO₂ به عنوان سیال عامل و برای دمای بالاتر از ۶۵۰ درجه سلسیوس، سیکل هیبریدی برایتون و رنکین آلی با CO₂ به عنوان سیال عامل بهترین راندمان را داشته است. یک سیکل ترکیبی در سیستم قدرت توسط ختون و هوئکیم [7] مورد مطالعه قرار گرفته است. آنها مدل سازی ریاضی ذخیره انرژی حرارتی، میدان هلیوستات و گیرنده خورشیدی را مورد بررسی قرار داده و بر روی راندمان قانون اول و دوم تحقیق کردند. لی و همکاران [8] بر روی نیروگاه توربین گازی با سیکل هیبریدی ۴۲۰ مگاوات و همچنین ذخیره گرمای نهان نیروگاه را مورد مطالعه قرار دادند. نتایج نشان داد که برای ذخیره انرژی گرمایی می‌توان از گازهای خارج شده استفاده کرد. و برای کاهش زمان در هنگام شروع مجدد نیروگاه از گرمای ذخیره‌شده توسط ژنراتور بخار استفاده کردند. محمدی و مک گوآن [9] یک نیروگاه خورشیدی را در چند مرحله مورد تجزیه و تحلیل قرار داده‌اند. آنها ابتدا تجزیه و تحلیل ترمودینامیکی سیکل برایتون را مورد مورد مطالعه قرار داده. و در مرحله دوم، تجزیه و تحلیل ترمودینامیکی و اقتصادی را برای بازیافت انرژی بررسی کردند. ژانگ و یاماگوچی [10] یک کلکتور خورشیدی با سیال عامل CO₂ را پیشنهاد کردند و این سیال در

شرایط مختلف مورد مطالعه قرار گرفته است. نتایج نشان داد که کارایی کلکتور خورشیدی با CO_2 به عنوان سیال عامل بیشتر از همان کلکتور با آب به عنوان سیال عامل است.

خوان و همکاران [11] عملکرد اقتصادی سیکل ترکیبی شامل انرژی زمین گرمایی¹ و سیکل برایتون فوق بحرانی با سیال عامل CO_2 را مورد بررسی قرار دادند. نتایج نشان داد که برای به دست آوردن حداکثر راندمان، سیکل ترکیبی دارای فشار ورودی متناسب با فشار اصلی کمپرسور باشد. آنها از الگوریتم ژنتیک برای بهینه سازی راندمان استفاده کردند و دریافتند که این سیکل هیبریدی را می توان با استفاده از انرژی زمین گرمایی ترکیب کرد. مهدی مهرپویا و همکاران [12] مطالعه ای بر روی علل و منابع تلفات ترمودینامیکی در نیروگاه انجام دادند. آنها همچنین تأثیر پارامترهای مختلفی از قبیل دمای ورودی، فشار خروجی و دبی جرمی سیال R113 در توربین گازی را بر میزان راندمان انرژی و الکتریکی کل سیستم بررسی کردند. سانچز و همکارانش [13] عملکرد سیکل هیبریدی شامل سیکل برایتون فوق بحرانی² و سیکل رنکین آلی با هیدروکربن به عنوان سیال عامل در سیکل رنکین آلی را مورد مطالعه قرار دادند. نتایج نشان داد که بازده کلی سیکل هیبریدی زمانی که مخلوط هیدروکربن در سیکل رنکین آلی استفاده شده ۷٪ بیشتر از سیکل برایتون می باشد. سینگ [14] تأثیر شرایط جوی هند بر عملکرد نیروگاههای سیکل ترکیبی برایتون-رنکین را مورد بررسی قرارداد. تجزیه و تحلیل انرژی و انرژی نشان داد که توان خالص بدست آمده ۹۴۴۰ کیلووات در تابستان و ۴۰۰ کیلووات در زمستان است. اسپلینگ و همکارانش [15] با بهینه سازی سیکل هیبریدی توربین گازی با منبع انرژی خورشیدی به این نتیجه رسیدند که این بهینه سازی باعث کاهش هزینه های سرمایه گذاری تا ۲۲٪ می شود و میزان انتشار CO_2 را تا ۳۲٪ نسبت به نیروگاه های خورشیدی کاهش می دهد. الزهرانی و دینسر [16] ادغام برج خورشیدی را با یک سیکل برایتون با سیال عامل CO_2 پیشنهاد کردند و یک اکسید جامد با دمای بالا برای تولید هیدروژن از انرژی خورشیدی معرفی کردند. تجزیه و تحلیل انرژی و انرژی

¹ Geothermal Energy

² Brayton Supercritical Cycle

نشان داد که به طور کلی بازده سیستم یکپارچه تبدیل انرژی خورشیدی به هیدروژن در حالی که باعث ذخیره انرژی حرارتی می شود حدود ۱۲.۷٪ است. ایورسون و همکارانش [17] در مورد بهبود نوسانات انرژی در گیرنده نیروگاه خورشیدی، شامل سیکل برایتون با سیال عامل CO₂ تحقیق کردند.

قربانی و همکاران [18] از یک سیکل رنگین آلی، سیکل تبرید جذبی و انرژی خورشیدی برای تبدیل هیدروژن به مایع استفاده کردند. آنها با اندازه گیری میزان تخریب و راندمان انرژی دریافتند که این سیستم راندمان انرژی پایین و راندمان انرژی بالایی دارد. نتایج نشان داد که کلکتورهای^۱ خورشیدی و مبدل های حرارتی، به ترتیب با ۴۳.۶٪ و ۴۰.۲٪ بیشترین نرخ تخریب را خواهند داشت. سان و همکاران [19] سیکل رنگین آلی با R113 را به عنوان سیال عامل برای بازیابی انرژی تلف شده مورد بررسی، تجزیه و تحلیل و بهینه سازی قراردادند. همچنین دو سیکل هیبریدی شامل سیکل رنگین آلی به همراه سیکل تبرید جذبی و سیکل رنگین آلی به همراه سیکل تبرید اژکوری^۲ را برای بازیابی حرارت تلف شده با دمای پایین مورد بررسی قراردادند و نتایج نشان داد که سیستم های رنگین آلی به همراه تبرید جذبی و رنگین آلی به همراه تبرید اژکتوری می توانند قدرت و سرما تولید کنند. ماوکینگ لی و همکارانش [20] یک سری آزمایش ها برای استفاده از انرژی زمین گرمایی و تبدیل آن به انرژی الکتریکی انجام دادند، این آزمایش با یک سیکل رنگین آلی با سیال عامل R123 انجام شد. شان و همکاران [21] یک سیستم مفهومی شامل ترکیبی از انرژی حرارتی و تابشی فتوولتائیک^۳ و استفاده از آن به عنوان منبع حرارتی برای سیکل هیبریدی شامل سیکل برایتون و رنگین را مورد مطالعه قراردادند. نتایج نشان داد که راندمان سیستم متناسب با غلظت اکسیژن است و دریافتند که استفاده از نفت به عنوان سوخت دارای راندمان بالاتری نسبت به متان است. آنها همچنین از پنتان به عنوان سیال عامل در سیکل رنگین استفاده کردند. شیائوی دای و همکاران [22] در مورد تأثیر سیالات عامل مختلف،

¹ Collector

² Ejector Refrigeration Cycle

³ Thermo-Photovoltaic

به ویژه تجزیه هیدرو فلوروکربنها^۱ و تأثیر محصولات بر روی سیکل‌های فوق بحرانی رنکین تحقیق کردند. نتایج نشان داد که هیدرو فلوروکربن ها برای سیکل رنکین فوق بحرانی از پایداری حرارتی خوبی برخوردار هستند. اکبری و محمودی [23] تجزیه و تحلیل اگزرژی اکونومیک^۲ سیکل هیبریدی شامل برایتون فوق بحرانی / رنکین آلی که سیکل رنکین حرارت تلف شده سیکل برایتون را به برق تبدیل می کند، مورد بررسی قرار دادند. و سیکل هیبریدی را با سیکل برایتون فوق بحرانی مقایسه کردند. نتایج نشان داد که بازده اگزرژی سیکل هیبریدی ۱۱.۷٪ بیشتر از سیکل برایتون فوق بحرانی و کل هزینه تولید سیکل هیبریدی ۵.۷٪ کمتر از سیکل برایتون فوق بحرانی است. سیکل رنکین برای هشت سیال عامل مختلف ارزیابی شده و ایزوبوتان به عنوان سیال عامل انتخاب شد. هو و همکاران [24] برای تجزیه و تحلیل یک پروژه دارای سیکل رنکین آلی از روش ارزیابی اقتصادی سه سطحی استفاده کردند و نتایج نشان داد که در بین تجهیزات رنکین آلی، اواپراتور^۳ بیشترین میزان اتلاف اگزرژی را دارد. بین پروژه آنها و پروژه‌های قدیمی تفاوت‌هایی مانند کاهش مصرف آب در گردش و تولید برق وجود دارد. بائو و ژائو [25] تحلیل انرژی، اگزرژی و اقتصادی در مورد تأثیر سیالات عامل و سیستم انبساط بر عملکرد سیکل رنکین آلی مورد مطالعه قرار دادند. کوزه و همکاران [26] تأثیر دما و فشار ورودی به توربین، بر روی عملکرد سیکل رنکین بخار^۴ و سیکل رنکین آلی در یک سیستم سه گانه با استفاده از توربین گازی در رنج دمای بخار اشباع تا ۴۸۰ درجه سانتیگراد و فشار ۱۰ تا ۱۰۰ بار را با استفاده از چندین سیال عامل مورد مطالعه قرار دادند. با تحلیل راندمان انرژی و اگزرژی سیالات عامل، R141b به عنوان بهترین سیال در دمای ۲۲۵ درجه سانتیگراد و فشار ۴۰ بار انتخاب شد. در این شرایط با استفاده از سیال عامل انتخاب شده، مقادیر راندمان حرارتی و اگزرژی به ترتیب ۲۲.۶٪ و ۶۴.۷۶٪ و همچنین قدرت خالص سیکل رنکین ۷۸۰.۳۵ کیلووات محاسبه شده است. در حالی که راندمان حرارتی و اگزرژی سیکل کلی به ترتیب ۴۷.۶۵٪ و ۶۷.۳۵٪ به دست آمده است.

¹ Hydro Fluorocarbon

² Exergoeconomic

³ Evaporator

⁴ Steam Rankine Cycle

احیایی و همکاران [27] استفاده از انرژی زمین گرمایی به عنوان منبع انرژی سیستم هیبریدی برای تولید سرمایش و قدرت را مورد بررسی قراردادند. آنها دریافتند که راندمان انرژی سیکل رنکین آلی بدون چیلر جذبی لیتیوم – بروماید بسیار پایین (۹.۳٪ در مقابل ۴۷.۳٪) خواهد بود، چووانگ وو و همکارانش [28] تجزیه و تحلیل انرژی، انرژی و اقتصادی سیستم هیبریدی برایتون/تبرید جذبی از دیدگاه قانون اول و دوم ترمودینامیک بررسی کردند. و دریافتند که بیشتر تخریب انرژی در رآکتور رخ می دهد. کاندنیز و سکین [29] سیکل هیبریدی شامل سیکل کالینا و سیکل برودتی اجکتور را مورد بررسی قراردادند. در این سیستم حرارت تلف شده محلول آمونیاک به عنوان منبع حرارتی سیکل کالینا استفاده می شود. محلول آب-آمونیاک و R134a به ترتیب به عنوان سیالات عامل سیکل تبرید و سیکل کالینا انتخاب شده اند. آنها تأثیر پارامترهای مختلف بر عملکرد سیکل هیبریدی را مورد بررسی قراردادند. نتایج نشان داد که با افزایش دمای ورودی به توربین و غلظت محلول آب آمونیاک، راندمان حرارتی سیکل هیبریدی افزایش می یابد. و پس از بررسی تأثیر سیالات مختلف، R134a به عنوان بهترین سیال عامل انتخاب شد. الاخدار و همکاران [30] تأثیر انرژی خورشیدی در سیکل هیبریدی شامل سیکل تبرید و سیکل رنکین آلی را بررسی کردند. در مدل پیشنهادی، اثرات شدت تابش خورشید، زاویه تابش و شرایط محیطی بررسی شده است. آنها سیستم را با سیالات عامل مختلف آزمایش کرده اند. همچنین تأثیر پارامترهای ترمودینامیکی بر عملکرد سیستم و مقایسه نتایج با نتایج تجربی را مورد مطالعه قراردادند. ماوریس و همکاران [31] با استفاده از چندین روش و استراتژی های عملیاتی در مورد عملکرد سیستم های یکپارچه برودتی برای تأمین گرمایش و سرمایش مواد غذایی در سوپرمارکت های انگلستان را مورد مطالعه قراردادند. آنها دریافتند که با استفاده از سیستم گرمایش و سرمایش یکپارچه مصرف انرژی حدود ۱۸٪ کاهش می یابد، اگرچه هزینه عملیاتی سالانه تقریباً ۳٪ افزایش می یابد.

در این پژوهش سیکل تبرید جذبی به سیکل هیبریدی برایتون/رنکین آلی برای تولید همزمان سرما و قدرت اضافه شده است، با توجه به پژوهش های قبلی، اولین بار است که این سیکل پیشنهادی را تجزیه و تحلیل می کنیم. این سیکل می تواند برای تولید توان و تأمین سرمایش شهرهای دارای نیروگاه های توربین گاز استفاده

شود. به دلیل دمای پایین گرمای مورد نیاز سیکل پیشنهادی، بسیاری از منابع انرژی مانند سوخت فسیلی، حرارت زمین‌گرمایی، انرژی خورشیدی و غیره می‌توانند برای تأمین انرژی مورد نیاز سیکل‌های هیبریدی پیشنهاد شوند. در این پژوهش، از انرژی خورشیدی برای این منظور استفاده شده است. تجزیه و تحلیل ترمودینامیکی سیکل هیبریدی انجام شده و راندمان انرژی و اگزرژی سیستم با مطالعات قبلی [1] مقایسه شده است. اثرات سیکل تبرید جذبی بر روی راندمان انرژی و اگزرژی نیز بررسی شده است.

۳-۱ اهداف و روش تحقیق

پس از بیان ضرورت استفاده از سیستم‌های هیبریدی در مقدمه و بررسی مقالات و اقدامات صورت گرفته در سیستم‌های هیبریدی، در این پژوهش ابتدا یک سیستم یکپارچه تولید همزمان برق و سرمایش که بر مبنای سیکل براتون/رنکین آلی و سرمایش آن با استفاده از تبرید جذبی است با منبع انرژی خورشیدی را ارائه می‌دهیم، سپس آنالیزهای انرژی، اگزرژی و اگزرژی اکونومیک را با استفاده از نرم‌افزار حل معادله مهندسی (EES) برای آن انجام می‌دهیم، در ادامه تحلیل عوامل موثر بر راندمان انرژی، اگزرژی و اگزرژی اکونومیک سیکل هیبریدی (شامل سیکل‌های ذکر شده می‌باشد را با نام سیکل قدرت و سیستم هیبریدی که شامل سیکل قدرت و منبع انرژی خورشیدی است را با نام نیروگاه مشخص شده است.) و شدت این عوامل را مورد مطالعه قرار داده.

۴-۱ درباره پایان نامه

در این پایان‌نامه پس از مروری بر آثار پیشین و بیان اهداف پایان‌نامه، در فصل دوم به مبانی نظری پروژه ازجمله مفاهیم قوانین اول و دوم ترمودینامیک، تعریف سیکل‌ها به صورت جداگانه، تعریف مفهوم اگزرژی اکونومیک و معرفی نرم‌افزار استفاده شده در این پروژه اشاره می‌شود. فصل سوم به معرفی سیکل پیشنهادی و بیان معادلات حاکم در این پروژه می‌پردازیم. در فصل چهارم مفروضات سیستم پیشنهادی، نتایج حاصل از

اعتبار سنجی سیستم و درنهایت نتایج کلی و یافته‌های پروژه بیان می‌شود. و در فصل پنجم به نتیجه گیری، بحث در مورد پژوهش و درنهایت پیشنهاداتی در مورد پژوهش آتی می‌پردازیم.

فصل ۲ مبانی نظری پروژه

۱-۲ مقدمه

امروزه موضوع انرژی و صرفه جویی در مصرف انرژی و همچنین بالا بردن راندمان حرارتی یکی از چالش‌های بسیار مهم در سراسر جهان محسوب می‌گردد. استفاده از منابع انرژی فسیلی باعث افزایش نگرانی‌های زیست محیطی مانند، آلودگی هوا، بارانهای اسیدی، تخریب لایه اوزون، تخریب جنگل‌ها و انتشار مواد رادیواکتیو^۱ می‌گردد. سیستم‌های هیبریدی^۲ با هدف استفاده بهینه از منابع انرژی جهت بالا بردن بازده و بهره‌وری انرژی و نیز کاهش آلودگی ناشی از احتراق سوخت‌های فسیلی یکی از راهکارهای بسیار موثر جهت تحقق این اهداف می‌باشند که در این بخش به اصول عملکرد این سیستم‌ها پرداخته خواهد شد. با توجه به اینکه قانون اول ترمودینامیک تنها موازنه انرژی سیستم را بررسی می‌کند، اما قانون دوم ترمودینامیک دید مناسب‌تری برای بررسی عملکرد سیستم ارائه می‌دهد، بنابراین این نوع تحلیل می‌تواند در شناخت منبع اصلی بازگشت ناپذیری و به تبع آن کاهش تولید آنتروپی^۳ در فرآیندهای مختلف، نقش بسیار مؤثری داشته باشد اما در کل ترکیب این دو روش یک شیوه مؤثر به ما می‌دهد. که می‌توان به تحلیل سیستم‌های ترمودینامیکی پرداخت و بهترین شکل ممکن را از ترکیب سیستم‌های مختلف تبدیل انرژی بدست آورد. بنابراین در پروژه حاضر از تحلیل انرژی و انرژی جهت ارزیابی عملکرد سیستم طراحی شده بهره گرفته می‌شود.

در این پروژه سیکل تبرید جذبی به سیکل ترکیبی رنکین آلی و برایتون اضافه می‌شود. منبع انرژی این سیکل را می‌توان از هر منبعی مانند سوخت‌های فسیلی، زمین‌گرمایی، خورشیدی و غیره تأمین کرد. و ما در این پروژه از انرژی خورشیدی استفاده کرده‌ایم. بعلاوه این سیکل که یک سیکل ترکیبی جدید است و تا به حال مورد ارزیابی قرار نگرفته است یک سیستم کاربردی برای تولید همزمان سرما و قدرت با استفاده از سیکل‌های ARC و ORC که انرژی خود را از انرژی تلف شده سیکل برایتون دریافت می‌کنند می‌باشد و یکی از

¹ Radioactive

² Hybrid Systems

³ Entropy

کاربردهای آن در شهرهای دارای نیروگاه‌های توربین گازی است. تجزیه و تحلیل ترمودینامیکی ترکیبی CBC/ORC/ARC انجام شده همچنین راندمان انرژی و اگزرژی این سیستم با مقاله [1] مقایسه شده است. و تأثیر ARC بر راندمان انرژی و اگزرژی سیکل نیز مورد بررسی قرار گرفته است.

۲-۲ مفهوم ترمودینامیک^۱

ترمودینامیک [32] شاخه‌ای از علوم طبیعی است که به بحث راجع به گرما و نسبت آن با انرژی و کار می‌پردازد. همچنین متغیرهای میکروسکوپی^۲ (همانند دما، انرژی داخلی^۳، آنتروپی و فشار^۴) را برای توصیف حالت مواد تعریف و چگونگی ارتباط آنها و قوانین حاکم بر آنها را بیان می‌نماید. ترمودینامیک به معنای مطالعه درباره انرژی، تبدیل انرژی به حالت‌های گوناگون و توانایی انرژی برای انجام کار است. در ادامه به قوانین اول و دوم ترمودینامیک و همچنین مقایسه مفاهیم این قوانین می‌پردازیم.

۲-۲-۱ قانون اول ترمودینامیک^۵

این قانون به صورت کلی بیان می‌کند انرژی و ماده به وجود نمی‌آیند و از بین نمی‌روند تنها حالتشان از جامد، مایع و گاز تغییر می‌کند و ورودی هر ماشینی با خروجی آن برابر است. به عبارتی دیگر تغییر انرژی درونی سیستم بسته، برابر دمای اضافه شده منهای کار خالصی است که ماشین انجام می‌دهد. اما این قانون هیچ اطلاعاتی در مورد امکانپذیر یا امکان ناپذیر بودن یک فرآیند ترمودینامیکی به ما ارائه نمی‌دهد.

¹ Thermodynamic

² Microscopic

³ Internal Energy

⁴ Pressure

⁵ First Law of Thermodynamics

۲-۲-۲ قانون دوم ترمودینامیک^۱

تحلیل بر مبنای قانون دوم ترمودینامیک، اصطلاحاً تحلیل قابلیت کار دهی و یا تحلیل انرژی بیان می‌شود، قانون دوم این مفهوم را بیان می‌کند که یک فرآیند فقط در یک جهت معین پیش می‌رود و در جهت خلاف آن قابل وقوع نیست. این محدودیت برای جهت به وقوع پیوستن یک فرآیند، مربوط به قانون دوم ترمودینامیک است.

۲-۲-۳ آنالیز انرژی و انرژی در قوانین ترمودینامیک

تحلیل انرژی و انرژی، به عنوان یکی از ابزارهای قدرتمند جهت تحلیل و بررسی سیستمهای تبدیل انرژی مطرح می‌شود، با وجود اینکه آنالیز انرژی یک روش اساسی برای تحلیل سیستمهای ترمودینامیکی می‌باشد، اما این روش همه صورت‌های مختلف انرژی را یکسان در نظر می‌گیرد و کاری به کیفیت انرژی ندارد، در صورتیکه آنالیز انرژی بر مبنای قانون دوم ترمودینامیک یک ابزار با ارزش جهت تعیین اندازه و کیفیت فرم‌های مختلف انرژی و پیدا کردن مکان، نوع و اندازه برگشت ناپذیری^۲ است. اما در کل ترکیب این دو روش یک شیوه کارآمد در اختیار ما می‌گذارد. هدف از این کار رسیدن به حداکثر راندمان انرژی و انرژی می‌باشد تا بتوان به یک سیستم هیبریدی مناسب که اجزای آن دارای کمترین سهم تخریب انرژی می‌باشد دست یافت.

۲-۳ سیستم های هیبریدی

افزایش جهانی قیمت‌های سوخت از یک طرف و کاهش منابع سوخت‌های فسیلی و همچنین افزایش تولید گازهای گلخانه‌ای^۳ در جهان از طرف دیگر، سبب گردیده تا کشورهای پیشرفته و بالطبع سایر کشورها،

¹ Second Law of Thermodynamics

² Irreversibility

³ Greenhouse Gases

سیاست‌های متنوعی را جهت مصرف انرژی و انتشار گازهای گلخانه‌ای اتخاذ نمایند. یکی از این سیاست‌ها که در سال‌های اخیر بطور چشمگیری در جهان توسعه یافته است بهره‌گیری از سیستم‌های هیبریدی به منظور کاهش مصرف انرژی و همچنین کاهش انتشار گازهای گلخانه‌ای در جهان است.

بر اساس تعریف کلی به هرگونه تولید توان انرژی حرارتی^۱ و الکتریکی از یک منبع انرژی واحد توسط سیستم یکپارچه، سیستم هیبریدی گفته می‌شود در واقع تولید همزمان برق و حرارت یک روش صرفه جویی انرژی است. حرارت حاصل از تولید همزمان می‌تواند به منظور گرمایش ناحیه‌ای^۲ یا در صنایع فرآیندی مورد استفاده قرار بگیرد. گرمایش ناحیه‌ای شامل سیستمی است که در آن حرارت به صورت متمرکز تولید و به مصرف کننده انتقال پیدا می‌کند. این کار با استفاده از یک شبکه توزیع که از آب داغ یا بخار به عنوان حامل انرژی حرارتی بهره می‌برد انجام می‌پذیرد. چنانچه سیستم هیبریدی توان و حرارت با یک چیلر جذبی برای تأمین سرمایش ساختمان نیز تکمیل گردد و آب گرم موردنیاز چیلر جذبی با استفاده از آن تأمین گردد به عنوان یک سیستم تولید همزمان برق، حرارت و برودت شناخته می‌شود. یک سیستم هیبریدی شامل اجزا و تحقیق تجهیزات مختلفی به شرح ذیل است که این تجهیزات تأثیر بسزایی در نحوه کارکرد و ظرفیت سیستم دارد.

♦ محرک اولیه^۳

♦ تجهیزات بازیافت حرارت^۴

♦ تجهیزات الکتریکی^۵

♦ تجهیزات کنترلی^۶

^۱ Thermal Energy

^۲ District Heating System

^۳ Primary Stimulus

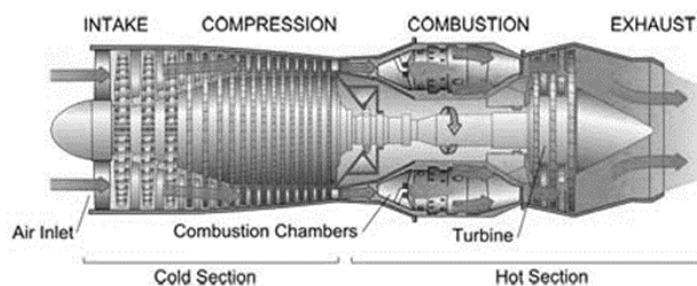
^۴ Heat Recovery Equipment

^۵ Electrical Equipment

^۶ Control Equipment

۲-۴ توربین گاز^۱

از زمان تولد اولین توربین گازی به شکل امروزی در مقایسه با سایر تجهیزات تولید قدرت، زمان زیادی نمی‌گذرد. با این وجود امروزه این تجهیزات به عنوان سامانه‌های مهمی در امر تولید قدرت مکانیکی مطرح می‌باشند. اجزای توربین‌های گازی شامل کمپرسور، محفظه احتراق و اجزای دیگری که بنا به کاربرد برای افزایش رانندگی به آنها اضافه می‌شود. شکل ۲-۱ شماتیک یک توربین گازی را نشان می‌دهد.



شکل ۲-۱ توربین گاز [33]

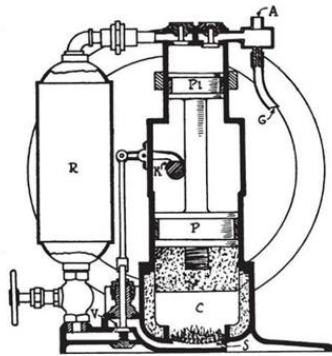
۲-۴-۱ سیکل برایتون^۲ [34]

یک سیکل ترمودینامیکی است که تمام توربین‌های گازی بر اساس آن کار می‌کنند. «سیکل برایتون» عبارت است از سیکلی حرارتی که مبتنی بر دو فرآیند فشار ثابت کار می‌کند. اسم این سیکل برگرفته از نام مهندس آمریکایی، «جرج برایتون»^۳ است. شکل ۲-۲ نمونه اولیه موتور مبتنی بر سیکل برایتونی را نشان می‌دهد که مربوط به سال ۱۸۷۲ است.

¹ Gas Turbine

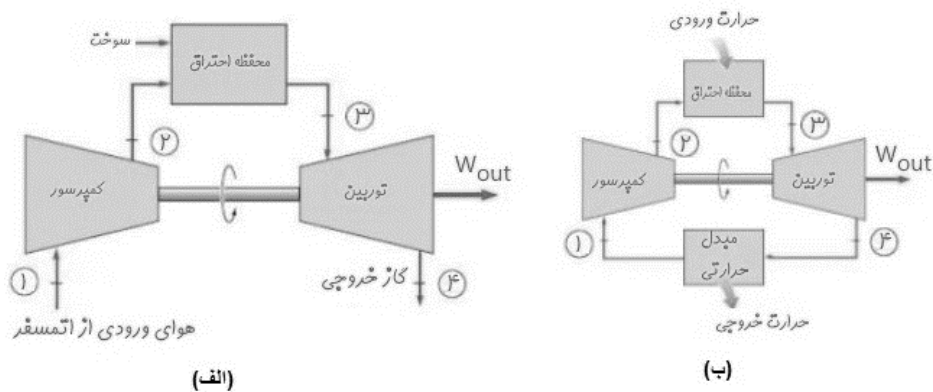
² Brayton Cycle

³ George Brayton



شکل ۲-۲ موتور برایتون دو سیکلی [34]

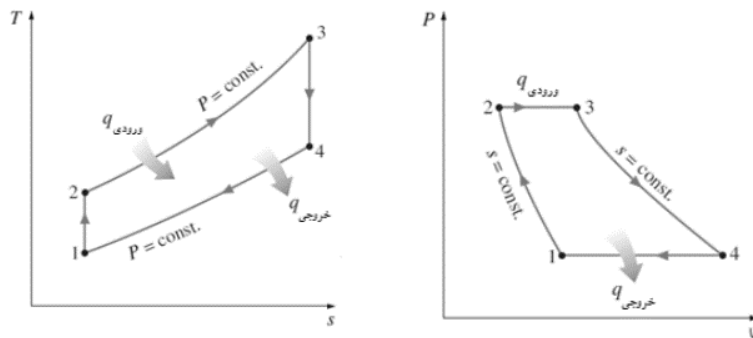
در حالت کلی می‌توان از سیکل برایتون در دو حالت باز و بسته استفاده کرد. مدل‌های ترمودینامیکی سیکل برایتون باز و بسته در شکل ۲-۳ نشان داده شده‌اند.



شکل ۲-۳ سیکل برایتون (الف) باز (ب) بسته [33]

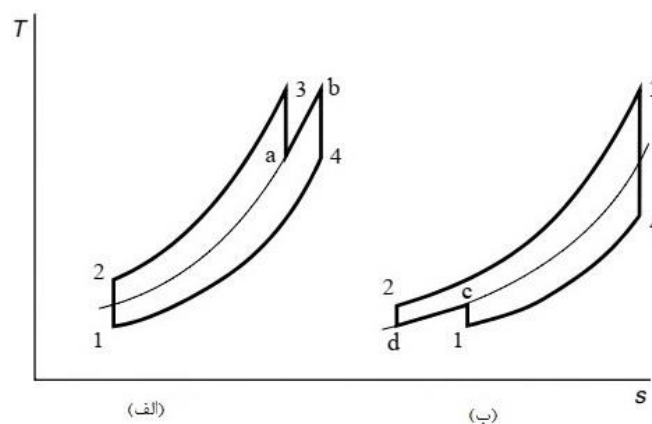
سیکل برایتون یک سیکل قدرت گازی است و با توجه به شکل ۲-۴ که نمودارهای $P-v$ و $T-s$ سیکل ایده‌آل است شامل روند: متراکم سازی آیزنتروپیک^۱ سیال عامل در حداکثر فشار کار (خط ۱-۲)، انتقال حرارت در فشار ثابت (خط ۲-۳)، افزایش آیزنتروپیک در فشار اولیه (خط ۳-۴) و در نهایت کاهش حرارت در فشار ثابت (خط ۴-۱)

¹ Isentropic



شکل ۴-۲ نمودار T-s و P-v سیکل ایده آل برای تون [33]

سیکل برای تون در دمای حدود ۱۵۰۰ درجه سانتی گراد و فشار متوسط ۴۰۰ بار^۱ عمل می کند، رنج قدرت دریافتی از آن بین ۰/۵ تا ۲۸۰ مگاوات می باشد. برای بهبود راندمان این سیکل از خنک کننده^۲ یا بازگرمکن^۳ استفاده شده که این موارد همانطور که در شکل ۵-۲ نشان داده شده باعث افزایش کار خروجی می شود. و تا به حال بیشترین راندمان دریافتی از این سیکل ۴۲٪ بوده است.



شکل ۵-۲ سیکل برای تون به همراه (الف) بازگرمکن (ب) خنک کننده [34]

¹ Bar

² Inter Cooler

³ Reheater

۵-۲ مبدل‌های حرارتی^۱

مبدل‌های حرارتی [35] لوله گرمایی جهت بازیافت انرژی از گازهای گرم خروجی واحدهای صنعتی، در اواسط دهه ۱۹۷۰ میلادی، بطور گسترده‌ای مورد استفاده قرار گرفتند. مبدل حرارتی تجهیزاتی است که در آن تبادل حرارت بین دو سیال یا منبع سرد و گرم صورت می‌گیرد. هدف از بکارگیری آن، خنک کردن یا گرم کردن یک سیال به کمک سیال دیگر، دفع حرارت به محیط و یا خنک کردن و گرم کردن یک فضا است. این عملیات می‌تواند بین مایع-مایع، گاز-گاز و یا گاز-مایع انجام شود. مبدل‌های حرارتی تقریباً پرکاربردترین عضو در فرآیندهای شیمیایی‌اند و می‌توان آنها را در بیشتر واحدهای صنعتی ملاحظه کرد. در این بخش به صورت جامع انواع مبدل‌های حرارتی، نحوه عملکرد مبدل‌های حرارتی و ساختار مبدل‌های حرارتی مورد بررسی قرار گرفته شده است.



شکل ۶-۲ مبدل حرارتی [35]

مبدل‌های حرارتی در محدوده وسیعی از کاربردها استفاده می‌شوند. این کاربردها شامل نیروگاه‌ها، پالایشگاه‌ها، صنایع پتروشیمی، صنایع ساخت و تولید، صنایع فرآیندی، صنایع غذایی و دارویی، صنایع ذوب فلز، گرمایش، تهویه مطبوع، سیستم‌های تبرید و کاربردهای فضایی می‌باشند. مبدل‌های حرارتی در دستگاه‌های مختلف نظیر دیگ بخار، مولد بخار، کندانسور، اواپراتور، تبخیرکننده‌ها، برج خنک‌کن، پیش گرم کن فن کویل، خنک‌کن و گرم‌کن روغن، رادیاتورها، کوره‌ها و ... کاربرد فراوان دارند.

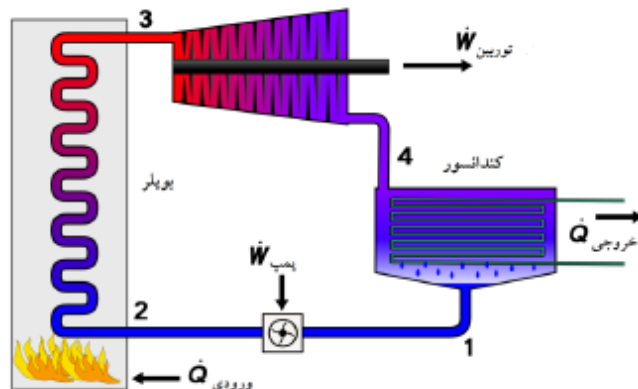
¹ Heat Exchanger

۶-۲ سیکل رنکین^۱

بکارگیری انرژی گرمایی به منظور تولید کار با اختراع موتور حرارتی آغاز شد، اولین موتور حرارتی در سال ۱۷۱۲ توسط توماس نیوکامن^۲ ساخته شد. سپس در سال ۱۸۰۳ با اختراع لکوموتیو، موتور حرارتی در حمل و نقل مورد استفاده قرار گرفت. در قرن ۱۹ موتور احتراق داخلی جایگزین ماشین بخار شد تا موتورهای حرارتی در محدوده وسیعی از کاربردها مورد استفاده قرار گیرند. در هر موتور حرارتی، سیکل ترمودینامیکی وجود دارد که به دلیل تولید کار مفید در سیکل به آن سیکل قدرت می‌گویند. واضح است که سیکل قدرت به سیال عامل نیاز دارد، سیال عامل در میان تجهیزات سیکل حرکت می‌کند و به عنوان یک واسطه، انرژی را جابجا می‌کند، موتور حرارتی بنا به نوع سیال عامل به دو دسته تقسیم می‌شود: سیکل قدرت گازی و سیکل قدرت بخار. تفاوت این دو دسته در این است که در سیکل قدرت گازی، سیال عامل فقط در فاز گاز قرار دارد، اما در سیکل قدرت بخار، سیال عامل تغییر فاز مایع - بخار را می‌گذراند. سیکل قدرت بخار با توجه به نام مخترع آن، سیکل رانکین خوانده می‌شود. سیکل رنکین با توجه به سیال عامل و ساختار به انواع مختلفی تقسیم می‌شود، شناخته شده‌ترین سیال عامل آن بخار آب است. و از سیال‌های دیگر می‌توان به سیال‌های ارگانیک که در فرمول شیمیایی خود دارای کربن است اشاره کرد. بر این اساس تنها تفاوت سیکل ارگانیک رنکین با سیکل بخار در نوع سیال عامل بکار رفته در سیکل است، اما همین تفاوت اندک، در رفتار و کاربرد سیکل تغییرات مهمی ایجاد می‌کند. سیکل ارگانیک رنکین جهت استفاده در توربین، در دماهای بسیار پایین‌تری نسبت به آب رخ می‌دهد، بدین ترتیب بازده دمایی سیکل ارگانیک رنکین پایین‌تر از سیکل رنکین بخار است و می‌توان از سیکل ارگانیک رنکین در بازیابی حرارتی استفاده کرد. سیکل رنکین، سیکل ایده آلی برای چرخه‌های قدرت بخاری می‌باشد. همانگونه که در شکل ۷-۲ نشان داده شده است. سیکل ایده آل رنکین از یک پمپ، توربین، بویلر با اواپراتور و کندانسور تشکیل شده است.

¹ Rankine Cycle

² Thomas Newcomen



شکل ۷-۲ سیکل رنکین ایده آل [33]

این سیکل ایده آل فاقد بازگشت ناپذیری داخلی می‌باشد و از چهار فرآیند زیر تشکیل شده است.

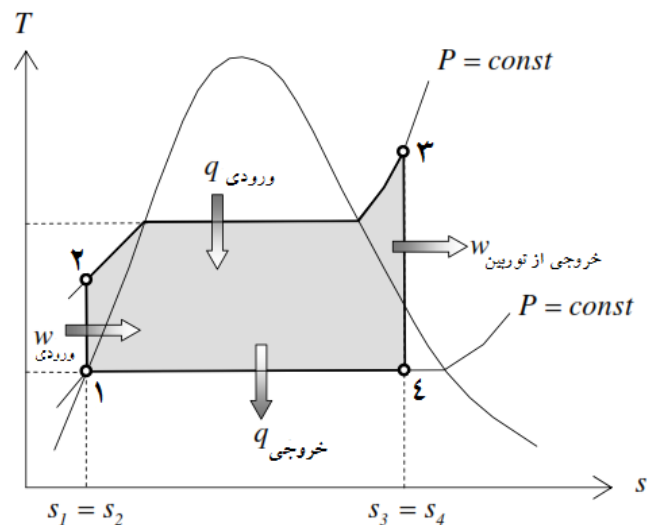
۱-۲ افزایش فشار سیال با استفاده از پمپ

۲-۳ انتقال حرارت به سیال دارای فشار بالا توسط پمپ و تبدیل آن به بخار داغ

۳-۴ انبساط بخار در توربین و تولید کار

۴-۱ سرد و متراکم کردن سیال به وسیله کندانسور

همانگونه که در شکل ۸-۲ نشان داده شده است، سیال عامل کاملاً متراکم می‌شود (حالت ۴-۱) و فشار دیگ بخار به وسیله پمپ آب برگشتی به دست می‌آید. (حالت ۱-۲) کار انجام شده به وسیله پمپ روی سیال عامل خیلی کمتر از کار کمپرسور روی سیال عامل است (که مقدارش در فشارهای پایین در حدود ۰/۳ تا ۰/۵ درصد از کل کار سیکل است و می‌توان از آن چشم پوشی کرد). آب به صورت مایع متراکم وارد بویلر می‌شود و به صورت بخار فوق گرم بویلر را ترک می‌کند (حالت ۲-۳). بخار فوق گرم وارد توربین شده، و در آنجا منبسط می‌شود و با به چرخش درآوردن شفتی که به مولد الکتریکی متصل است، کار انجام می‌دهد.



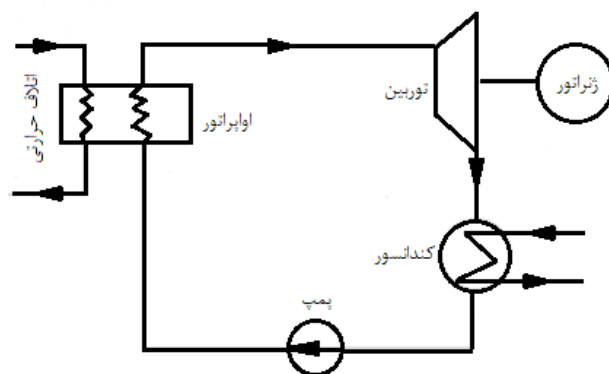
شکل ۸-۲ نمودار T-s سیکل رنکین [33]

۲-۷ سیکل رنکین آلی^۱

بسیاری از فرآیندهای صنعتی دارای منابع حرارتی اتلافی دما پایین هستند که به طور مؤثر قابل بازیابی نیستند. به دلیل عدم وجود روش‌های بازیاب حرارتی مؤثر و اقتصادی، حرارت با تلفات اندک در برخی از صنایع، به طور کلی نادیده در نظر گرفته شده است، که خساراتی به محیط زیست به صورت آلودگی گرمایی وارد می‌کند. یک روش برای حل این مشکل استفاده از سیکل رنکین آلی دما پایین است بر مبنای سیکل رنکین ساده عمل می‌کند با این تفاوت که به جای آب، از یک سیال آلی به عنوان سیال عامل استفاده می‌شود.

¹ Organic Rankine Cycle

سیالات آلی دارای نقطه جوش کمتری نسبت به آب هستند بنابراین به حرارت کمتری جهت رسیدن به شرایط اشباع یا فوق گرم نیاز دارند.



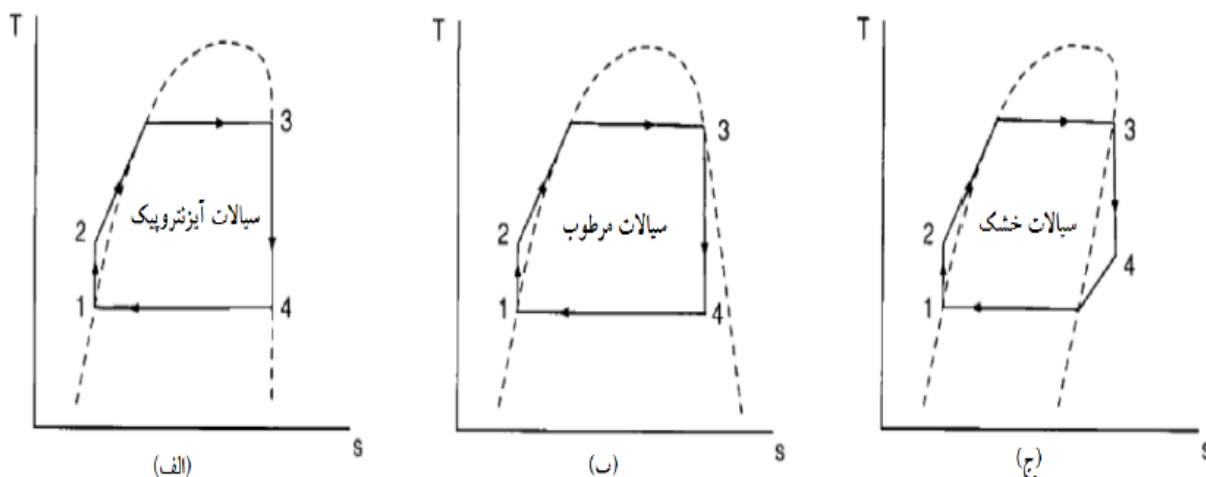
شکل ۹-۲ سیکل رنکین آلی [36]

سیکل رنکین آلی یک فن آوری شناخته شده از اوایل دهه ۷۰ می باشد. تعداد زیادی از نیروگاه های رنکین آلی ساخته شده است که به طور عمده برای تولید توان توسط بازیابی حرارت اتلافی بکار می رود. این فن آوری مزایایی نسبت به سیکل رنکین ساده دارد که از آن جمله می توان به سودآور بودن رنکین آلی برای نیروگاه ها، جهت استفاده از اتلافات حرارتی دما پایین و دما متوسط اشاره کرد بازده حرارتی از لحاظ اقتصادی قابل توجهی می شود این درحالی است که می توان از سیکل بخار رنکین که دارای بازده بیشتری است، به منظور بهره گیری از منابع دما بالا استفاده کرد. محدوده دمایی منابع دما پایین ۵۰-۱۵۰ درجه سانتیگراد، منابع دما متوسط ۱۵۰-۳۰۰ درجه سانتیگراد، و منابع دما بالا، بالای ۳۰۰ درجه سانتیگراد می باشد. دیگر مزیت این سیکل طولانی و هزینه تعمیر و نگهداری پایین آن است. اصول کاری و اجزای اصلی سیکل رنکین آلی مشابه سیکل رنکین بخار می باشد. درحالی که بین دو سیکل تفاوت های عمده ای نیز وجود دارد. تفاوت ها بیشتر مربوط به سیال عامل مورد استفاده در سیکل، مشخصات ترموفیزیکی^۱ سیال عامل و دمای منبع گرمایی می باشد.

¹ Thermophysics

۲-۸ سیال عامل

در حالت کلی سه نوع سیال آلی در سیکل رنکین آلی وجود دارد که شیب منحنی اشباع T-S بستگی به نوع سیال بکار گرفته شده دارد. سیالات آلی سیکل رنکین به سه دسته سیالات آیزنتروپیک با شیب متعادل، سیالات مرطوب با شیب منفی و سیالات خشک با شیب مثبت تقسیم بندی می‌شوند که نمودار T-S این سه نوع سیال بکار گرفته در سیکل رنکین آلی در شکل ۲-۱۰ نشان داده شده است. همان‌گونه که در شکل ۲-۱۰ مشاهده می‌شود، سیالات آیزنتروپیک در ورودی کندانسور به صورت بخار اشباع، سیالات مرطوب به صورت مخلوط اشباع و سیالات خشک به صورت بخار فوق گرم می‌باشند.



شکل ۲-۱۰ نمودار T-S سیالات (الف) آیزنتروپیک (ب) مرطوب (ج) خشک [36]

۲-۸-۱ پارامترهای مهم در انتخاب سیال عامل

۲-۸-۱-۱ منحنی بخار اشباع

به منظور انتخاب بهترین سیال جهت کارکرد در سیکل رنکین آلی، در جدول ۲-۱ تقسیم بندی سیالات عامل براساس شیب خط بخار اشباع و نقاط بحرانی ارائه شده است.

جدول ۲-۱ طبقه بندی سیالات عامل بر اساس شیب خط بخار اشباع و نقاط بحرانی

نوع سیال	فشار بحرانی (kPa)	دمای بحرانی (°C)	سیال
خشک	۲۲۲۹	۱۹۵/۳	HFE7000
آیزنتروپیک	۴۴۰۸	۱۹۸	R11
خشک	۳۴۳۹	۳۱۴/۱	R113
آیزنتروپیک	۳۶۶۸	۱۸۳/۷	R123
آیزنتروپیک	۴۲۴۹	۲۰۴/۲	R141b
آیزنتروپیک	۴۰۵۵	۱۳۷/۱	R142b
آیزنتروپیک	۳۶۳۹	۱۵۴/۱	R245fa
آیزنتروپیک	۲۷۷۷/۵	۱۱۵/۳۳	Rc318
خشک	۳۳۶۴	۱۸۶/۵	ایزوپنتان ^۱
مرطوب	۳۶۴۰	۱۳۴/۷	بوتان ^۲
خشک	۲۱۰۳	۳۴۴/۶	دکین ^۳

۲-۸-۱-۲ نقطه انجماد کم، دمای پایداری بالا

برخلاف آب سیالات آلی معمولاً دچار فرسایش شیمیایی و تجزیه در دماهای بالا می‌شوند. بنابراین بیشینه دمای منبع داغ بر اساس پایداری شیمیایی سیال عامل محدود می‌شود. نقطه انجماد باید پایین تر از کمترین دما در سیکل باشد.

۲-۸-۱-۳ حرارت تبخیر و چگالی^۴ بالا

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

¹ Isopentane

² Butane

³ Decyne

⁴ Density

۴-۸-۱-۲ اثرات زیست محیطی کم

در ملاحظات زیست محیطی، نگرانی‌های اصلی شامل ظرفیت تخریب اوزون^۱ (ODP) ظرفیت گرمایی^۲ (GWP) و طول عمر سیال در اتمسفر^۳ (ALT) مشخصه ODP نسبت تخریب اوزون به ازای جرم گاز انتشار یافته می‌باشد. R11 مرجعی برای تمام مواد شیمیایی است و دارای ODP برابر یک می‌باشد. به طور معمول ODP سیالات آلی بین ۰/۱ تا ۱ می‌باشد. GWP مشخصه‌ای است که نشان می‌دهد چه مقدار جرم از یک ماده شیمیایی باعث افزایش گرمایش کره زمین در یک دوره ۱۰۰ ساله می‌شود. دی اکسید کربن شاخصی برای تمام مواد شیمیایی است و دارای GWP برابر یک می‌باشد. ALT مدت زمانی است که گاز در جو کره زمین باقی می‌ماند.

۵-۸-۱-۲ ایمنی

استاندارد ASHRAE مبردها را با توجه به ایمنی طبقه بندی کرده و درجه خطرناک بودن آنها را تعیین کرده است. بطور کلی، ویژگی‌هایی از قبیل غیر خورنده بودن، اشتعال ناپذیری و غیر سمی بودن از سیالات انتظار می‌رود.

۹-۲ سیکل تبرید جذبی^۴

سیستم تبرید جذبی اولین بار در سال ۱۸۶۰ به وسیله فردیناند کاره^۵ فرانسوی اختراع شده است، چیلرهای جذبی ظرفیت بین ۲۵ تا ۱۲۰۰ تن برودتی را به راحتی تأمین می‌کنند. در این تجهیزات از آب به عنوان مبرد استفاده می‌شود. گرمای مورد نیاز برای کارکرد این چیلرها بطور مستقیم از گاز طبیعی یا گازوئیل تأمین

¹ Ozone Depletion Potential

² Global Warming Pollution

³ Atmospheric Lifetime

⁴ Absorption Refrigeration Cycle

⁵ Ferdinand Kare

می‌گردد. منابع غیرمستقیم گرما در چیلرهای جذبی عبارت‌اند از آب داغ، بخار پرفشار و کم‌فشار بر این اساس تولیدکنندگان مختلف در جهان سه نوع اصلی چیلر جذبی ارائه می‌نمایند که عبارت‌اند از:

شعله مستقیم، بخار و آب داغ. در یک تقسیم بندی عمومی می‌توان چیلرهای جذبی را در دو دسته چیلرهای جذبی آب و آمونیاک و چیلرهای جذبی لیتیوم- بروماید و آب طبقه بندی نمود. در واقع در هر سیکل تبرید جذبی یک سیال جاذب و یک سیال مبرد^۱ وجود دارد که تقسیم بندی فوق بر این مبنا انجام شده است. در سیستم آب و آمونیاک، سیال مبرد آمونیاک و سیال جاذب آب است. در سیستم لیتیوم- بروماید و آب، سیال مبرد آب و سیال جاذب محلول لیتیوم-بروماید است؛ سیستم تبرید جذبی سیستمی است که به کمک حرارت و گرما کار می‌کند. این سیستم به سیستم تبرید تراکمی شباهت زیادی دارد (در سیستم تراکمی از کمپرسور گریز از مرکز یا رفت و برگشتی یا دوار استفاده می‌شود). همچنین در هر دو سیستم، تبخیرکننده و کندانسور مورد استفاده قرار می‌گیرد. فرآیندی که در تبخیر کننده و کندانسور در هر دو سیستم اتفاق می‌افتد در دو فشار متفاوت است تا بتوان به تبرید در هر دو مورد دست یافت .

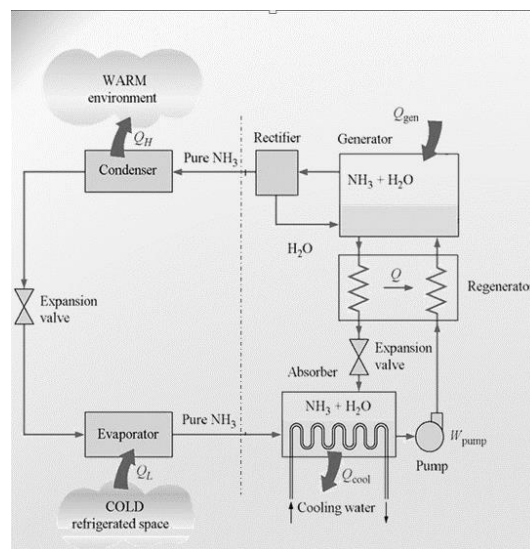
۱-۹-۲ سیستم‌های سرمایش جذبی با مبرد آمونیاک و ماده جاذب آب

یک سیکل تبرید جذبی از این نظر که از مبرد فراری (معمولاً آب یا آمونیاک) استفاده کرده و مبرد به تناوب با جذب حرارت نهان از مواد سرد شونده تحت فشار پایین در اواپراتور تبخیر و با دادن حرارت نهان به عامل تقطیر تحت فشار بالاتر در کندانسور تقطیر می‌شود به سیکل تراکمی شباهت دارد. در این سیکل کمپرسور با یک مکانیزم جذب کننده پیچیده شامل ماده جاذب، پمپ، مبدل حرارتی، ژنراتور، جداکننده مخصوص (سیکل حاوی مبرد آمونیاک و جاذب آب) و شیر انبساط جایگزین شده است .

¹ Refrigerant

۲-۹-۲ اصول کار سیستم های جذبی با مبرد آمونیاک و ماده جاذب آب

نحوه کارکرد این سیکل با توجه به شکل ۲-۱۱ به این ترتیب است که محلول آب و آمونیاک مایع که مقدار آمونیاک آن زیاد است، به سمت ژنراتور پمپ می شود. حال حرارت از ژنراتور (منبع) به محلول داده می شود تا مقداری از محلول را بخار کند بخاری که مقدار زیادش آمونیاک است از درون یک جداکننده عبور می کند که آب را جدا می کند و آن را به ژنراتور برمی گرداند. آمونیاک پر فشار خالص راه خود را در چرخه ادامه می دهد. مخلوط داغ آب و آمونیاک که آمونیاک در آن کم است از یک مبدل بازیاب عبور می کند و در این مبدل مقداری حرارت به مخلوط اشباع که پمپ را ترک کرده می دهد و در نهایت خود با عبور از یک شیر انبساط به فشار جذب کننده می رسد.



شکل ۲-۱۱ سیکل تبرید جذبی [37]

۲-۹-۳ مزایا و معایب سیستم های جذبی با مبرد آمونیاک و ماده جاذب آب

از مزایای سیکل جذبی می توان به موارد زیر اشاره کرد:

۱. مصرف برق بسیار ناچیز
۲. عمر مفید زیاد
۳. کمترین تماس بین سیال های عامل و محیط اطراف صورت می گیرد.

۴. ارتعاش به کمترین مقدار خود می‌رسد.

۵. به قطعات یدکی نیاز ندارد.

۶. کنترل و نگهداری آن ساده است و هزینه‌های هنگفتی را تحمیل نمی‌کند.

۷. سطح اشغال سیستم‌های جذبی در بارهای زیاد کمتر از سیستم‌های تراکمی است.

می‌توان تنها مشکل سیکل تبرید جذبی به پایین بودن راندمان آن اشاره کرد زیرا راندمان سیکل تبرید جذبی تقریباً نصف راندمان سیکل تبرید تراکمی است.

۱۰-۲ مفهوم انرژی اکونومیک^۱

تحلیل انرژی اکونومیک شاخه‌ای از علم مهندسی است که از ترکیب تحلیل انرژی و قوانین اقتصادی به وجود آمده، اما این مبحث برخلاف تحلیل انرژی فقط در تحقیقات مشاهده می‌شود. انرژی اکونومیک علم صرفه جویی انرژی بر اساس ترکیب قانون دوم ترمودینامیک، مفهوم انرژی و مفاهیم اقتصادی است. هدف اصلی انرژی اکونومیک محاسبه هزینه در واحد انرژی با آشکارسازی روند شکل‌گیری محصولات است. از روش‌های انرژی اکونومیک برای توازن بین هزینه‌های زیرساخت یک سیستم انرژی بزرگ همانند پالایشگاه، نیروگاه و یا سیستم‌های هیبریدی استفاده می‌شود. برای بهینه‌سازی یک سیستم تولید توان راهکارهای تئوری بسیاری وجود دارد که می‌توان آنها را به طول کلی به دو گروه تقسیم کرد: در گروه اول بهینه‌سازی بدون در نظر گرفتن مسائل اقتصادی صورت می‌گیرد، ولی در گروه دوم مسائل اقتصادی لحاظ می‌گردد. برای مثال در گروه اول هدف دریافت حداکثر راندمان از سیستم می‌باشد و مسائل اقتصادی و هزینه آن مدنظر قرار نمی‌گیرد. تحلیل انرژی اکونومیک بر اصل بهینه‌سازی کارکرد سیستم و به حداقل رساندن هزینه‌ها یا دریافت حداکثر راندمان اقتصادی بنا نهاده شده است. برای بهینه‌سازی ساختن یک سیکل ترمودینامیکی می‌توان از روش‌های متعددی استفاده کرد. مانند بهینه‌سازی عملکرد سیکل یا به حداقل رساندن یک تابع هدف صرفاً ترمودینامیکی

¹ Economic Exergy

مانند آنتروپی یا اتلاف کار، مفید است. در تمام این روش‌ها راندمان سیستم مورد نظر به حداکثر مقدار خود می‌رسد. در اینگونه روش‌ها هزینه سرمایه‌گذاری در ابتدای کار بسیار بالا می‌باشد، اما در تحلیل انرژی اکونومیک با به کارگیری مفاهیم اقتصادی در کنار تعاریف ترمودینامیک و دادن مفهوم اقتصادی به جریانهای انرژی و انرژی، تعادل بین هزینه‌های سرمایه‌گذاری و هزینه‌های جریان انرژی و انرژی به گونه‌ای برقرار می‌شود که تولید محصول سیکل ترمودینامیکی با حداقل هزینه کل، بیشترین راندمان اقتصادی و ترمودینامیکی سیستم صورت می‌پذیرد. یکی از روش‌های مؤثر که در چند سال اخیر برای تحلیل انرژی اکونومیک سیستم‌های هیبریدی بکار می‌رود، روش هزینه ویژه انرژی (SPECO) به دلیل طرح ساده و کارآمدی آن اعمال می‌شود.

۱۱-۲ نرم افزار EES^۱

در این پروژه از نرم‌افزاری حل معادله مهندسی (EES) برای مدل‌سازی سیکل و بررسی عملکرد بازگشت ناپذیری آن استفاده شده است.

کار عمده‌ای که نرم‌افزار EES انجام می‌دهد، حل مجموعه معادلات جبری می‌باشد. همچنین این نرم‌افزار، قادر به حل معادلات دیفرانسیل، معادلات دارای متغیرهای مختلط، معادلات انتگرالی بوده و امکان حل مسائل بهینه‌سازی، رگرسیون خطی و غیرخطی و ترسیم نمودارها و جداول در آن وجود دارد. دو تفاوت عمده بین نرم‌افزار EES و سایر نرم‌افزارهای حل معادلات وجود دارد. اول اینکه EES بطور خودکار معادلاتی که باید همزمان حل شوند را شناسایی و دسته‌بندی می‌کند. این مورد مراحل کار را برای کاربر بسیار ساده می‌کند و مطمئناً بالاترین سرعت و بازده را خواهد داشت. دوم اینکه EES یک سری توابع جهت محاسبه خواص ترموفیزیکی مواد در اختیار کاربر می‌گذارد. کتابخانه توابع ریاضی و توابع خواص ترموفیزیکی مواد در EES بسیار گسترده می‌باشد اما ممکن است پاسخگوی نیازهای همه افراد نباشد لذا امکان اضافه کردن

¹ Engineering Equation Solver

توابع دلخواه با استفاده از برنامه نویسی به زبانهای سی، پاسکال و فورترن وجود دارد. اصول کار در EES به این نحو است که ابتدا باید مسئله موردنظر بطور کامل تحلیل گردیده و معادلات لازم استخراج گردد. بعد از استخراج معادلات باید آنها را به زبان EES تبدیل نمود. سپس در بخش فهرست متغیرها، اسامی متغیرها و واحدهای احتمالی آنها را مرتب نمود. در صورتیکه اقدامات اولیه به شکل صحیح صورت گیرد و مسئله از نظر ریاضی قابل حل باشد می توان یکبار برنامه را اجرا کرد. اگر برنامه در حین اجرای مسائل پیچیده به مشکل برخورد کند باید مقادیری برای برخی متغیرها حدس زد و مسئله را به روش سعی و خطا حل نمود.

EES توابع ترمودینامیکی و ریاضی داخلی زیادی را دارا می باشد که در محاسباتی نظیر ترمودینامیک مکانیک سیالات و انتقال حرارت مفید می باشد. معمولاً در حل مسائل ترمودینامیک و مکانیک سیالات بخشی از تلاش و وقت کاربر برای یافتن خواص سیال مختلف صرف می گردد. نرم افزار EES با دارا بودن این خواص ترمودینامیکی کمک شایانی برای حل به طرح مسئله به کاربر می نماید. همچنین معادلات مختلف حالت برای هوا و سیالات دیگر به شکل توابع درونی در نرم افزار EES گنجانده شده است.

فصل ۳ معادلات و روش پروش

٣-١ مقدمه

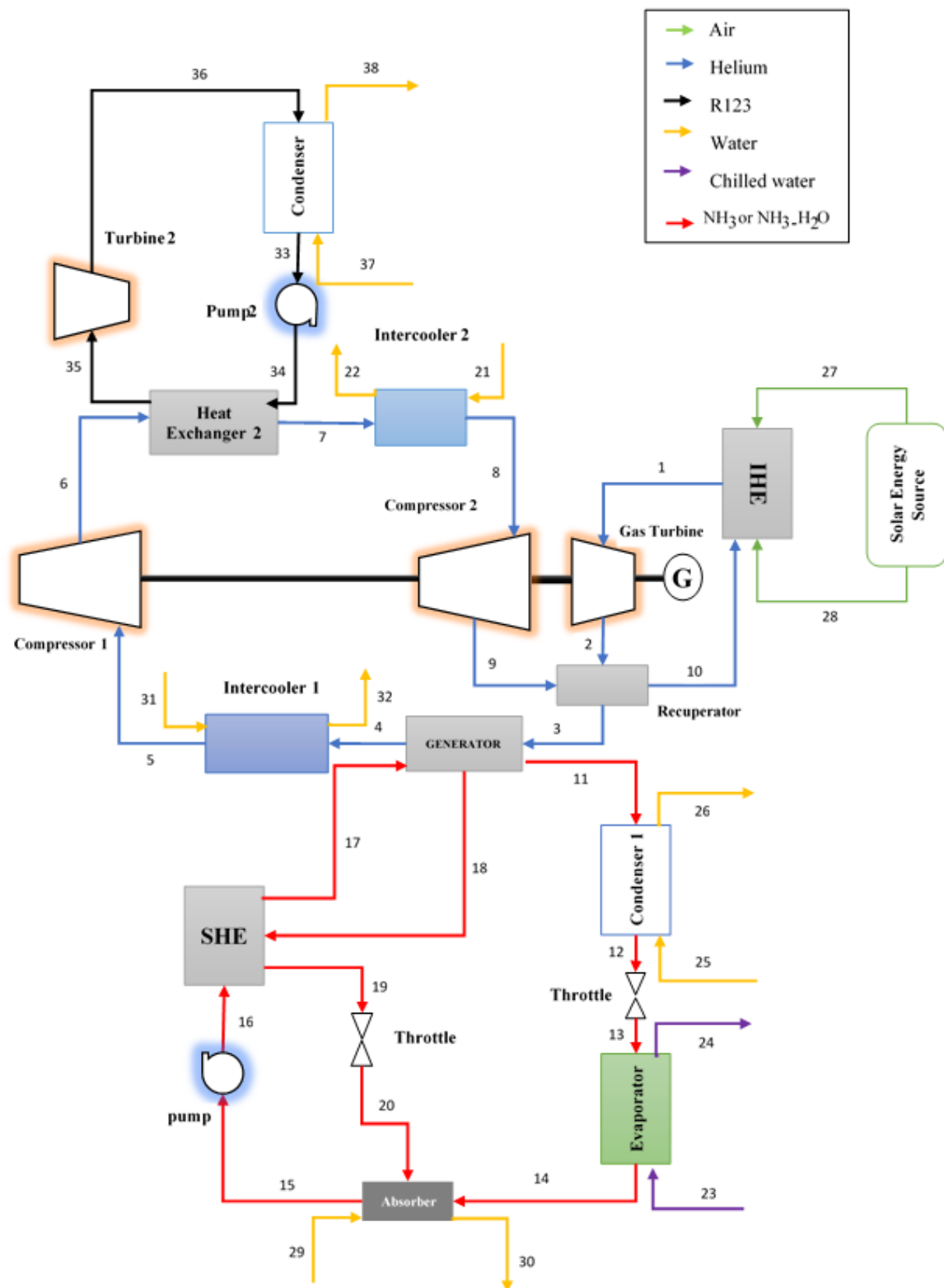
روش انجام پژوهش یکی از مهم‌ترین مراحل انجام هر پژوهش می‌باشد، به همین دلیل در این فصل، به روش‌های انجام پژوهش پرداخته می‌شود. در ابتدا به توصیف کلی سیستم و نحوه کارکرد آن پرداخته شده است و سپس به مفاهیم ترمودینامیکی استفاده شده در تحلیل عملکرد سیستم اشاره شده است، در این بخش همچنین به منظور آشنایی با چگونگی تحلیل انرژی و اگزرژی سیستم، به تحلیل ترمودینامیکی اجزای کاربردی سیستم از قبیل توربین گاز، کمپرسور، مبدل حرارتی میانی و مبدل بازیاب حرارت پرداخته شده است. همچنین معادله موازنه انرژی و اگزرژی برای تمامی اجزای سیستم بکار گرفته شده و معادلات تخریب و بازده اگزرژی برای تمامی اجزای سیستم ارائه شده است و در ادامه به تحلیل اگزرژی اکونومیک سیستم و همچنین معادلات مورد نیاز پرداخته می‌شود. و در نهایت با استفاده از مفهوم تحلیل انرژی و اگزرژی، بازده انرژی و اگزرژی برای هر یک از سیکل‌های سیستم و همچنین کل سیستم ارائه شده است.

۲-۳ سیکل هیبریدی پیشنهاد شده

سیکل هیبریدی طراحی شده در این پژوهش از سه سیکل اصلی شامل سیکل‌های برایتون، رنکین آلی و تبرید جذبی به منظور تولید توان و تأمین نیاز برودتی تشکیل شده است. نیروگاه سیکل هیبریدی شامل تعدادی توربین گاز، کمپرسور، کندانسور و مبدل حرارتی است. شکل ۱-۳ نمای شماتیک سیکل هیبریدی CBC / ORC / ARC را نشان می‌دهد. که در آن از سیکل برایتون به واسطه سوخت ورودی به سیستم به منظور تولید توان استفاده شده است و با توجه به پایین بودن راندمان سیکل برایتون و همچنین به منظور افزایش بازده سیکل هیبریدی، از سیکل رنکین آلی و تبرید جذبی جهت بازیابی تلفات حرارتی خروجی از سیکل برایتون استفاده شده است، که در آن تلفات حرارتی خروجی از توربین گاز، برای بازیابی گرمای تلف

شده وارد مبدل حرارتی و ژنراتور می‌شود و گرمای موردنیاز سیکل رنکین آلی و تبرید جذبی را تأمین می‌کند و باعث افزایش توان خروجی سیستم و به تبع آن افزایش راندمان سیکل می‌گردد. دمای ورودی به مبدل حرارتی میانی حدود ۱۱۲۵ درجه سانتیگراد [1] در نظر گرفته شده است و برای گرم کردن هلیوم^۱ به عنوان سیال عامل استفاده می‌شود. هلیوم گرم شده از مبدل حرارتی میانی در مرحله ۱ خارج شد و سپس وارد توربین می‌شود تا قدرت موردنیاز ژنراتور و کمپرسور را تأمین کند. سپس سیال عامل قبل از ورود به ژنراتور در مرحله ۳ و پیش خنک کننده در مرحله ۴ که برای کاهش درجه حرارت هلیوم قبل از ورود به کمپرسور ۱ در مرحله ۵ است در مرحله ۲ از مبدل بازیاب حرارت عبور می‌کند. هلیوم قبل از ورود به کمپرسور ۲ در مرحله ۶ که باعث می‌شود سیال عامل تحت فشار زیاد قرار گیرد از اواپراتور ۲ و خنک کننده میانی در مرحله ۷ عبور می‌کند. هلیوم فشرده شده از طریق مبدل بازیاب حرارت عبور می‌کند تا گرمای خود را به سیال خارج شده از توربین در مرحله ۹ منتقل کند و سپس در مرحله ۱۰ به مبدل حرارتی میانی بازگردد.

¹ Helium



شکل ۳-۱ شماتیک سیکل هیبریدی نیروگاه پیشنهادی

۳-۳ تحلیل ترمودینامیکی

تجزیه و تحلیل ترمودینامیکی سیکل هیبریدی برای هر بخش از سیستم طراحی شده در نظر گرفته شده است. و به منظور تحلیل عملکرد سیستم به مفاهیم و چگونگی تحلیل ترمودینامیکی آن اشاره شده است.

۳-۳-۱ منبع انرژی

با توجه به اینکه می‌توان از هر نوع منبع انرژی مانند سوخت فسیلی، انرژی خورشیدی و غیره برای تولید گرما استفاده کرد. اما در این مطالعه از انرژی خورشیدی^۱ برای تولید گرمای لازم سیکل هیبریدی استفاده شده است. این سیستم شامل قطعاتی از جمله هلیوستات^۲ و گیرنده^۳ هستند. کار هلیوستات بازتاب اشعه خورشید به گیرنده مرکزی است و مقدار این انرژی به میزان تابش خورشید^۴ (DNI) و راندمان هلیوستات بستگی دارد. گرمای مفیدی که گیرنده را از هلیوستات خورشیدی دریافت کرده است به شکل زیر محاسبه می‌شود

: [38],[39]

$$\dot{Q}_{\text{rec}} = \eta_{\text{field}} \dot{Q}_{\text{Sun}} = \eta_{\text{field}} (\text{DNI}) A_{\text{hel}} N_{\text{hel}} \quad (3-1)$$

در معادله بالا N_{hel} تعداد هلیوستات ها و A_{hel} مساحت هلیوستات ها می‌باشد.

بازده میدان هلیوستات به صورت زیر محاسبه می‌شود: [38],[40]

$$\eta_{\text{field}} = \eta_{\text{cos}} \cdot \eta_{\text{s\&b}} \cdot \eta_{\text{int}} \cdot \eta_{\text{att}} \cdot \eta_{\text{ref}} \quad (3-2)$$

¹ Solar energy

² Heliostat

³ Receiver

⁴ Direct Normal Irradiance

در معادله فوق η_{cos} راندمان کسین^۱، $\eta_{s\&b}$ میزان بازده اختلاف جزئی و انسداد^۲، η_{int} راندمان انسداد^۳، η_{att} راندمان افت جوی^۴ و در نهایت η_{ref} بازتاب هلیوستات^۵ می باشد. لازم به ذکر است محاسبه پارامترهای این بخش هدف این پژوهش نیست.

۲-۳-۳ معادلات حاکم در قانون اول ترمودینامیک

موازنه کلی انرژی را با صرف نظر کردن از انرژی جنبشی و انرژی پتانسیل می توان به صورت زیر بیان کرد: [33]

$$\dot{Q} - \dot{W} + \sum \dot{m}_{in} h_{in} - \sum \dot{m}_{out} h_{out} = 0 \quad (3-3)$$

$\dot{m}$ دبی جرمی^۶ و اندیس in و out به ترتیب نشان دهنده جریان ورودی و خروجی، $\dot{Q}$ آهنگ انتقال گرما و $\dot{W}$ آهنگ انجام کار می باشند.

بازده کلی سیکل با توجه به اینکه از خورشید به عنوان منبع تغذیه استفاده می شود از رابطه زیر بدست می آید:

[3],[28]

$$\eta_{overall} = \frac{\dot{W}_{net}}{\dot{Q}_{sun}} \quad (3-4)$$

$\dot{W}_{net}$ کار خالص سیکل ترکیبی است و می تواند به صورت زیر محاسبه شود: [3]

$$\dot{W}_{net} = (\dot{W}_{GT} - \dot{W}_{Comp1} - \dot{W}_{Comp2}) + (\dot{W}_{Tur2} - \dot{W}_{P2}) \quad (3-5)$$

در معادله فوق بخش اول مربوط بکار خالص سیکل برایتون و بخش دوم مربوط به سیکل رنکین آلی می باشد.

¹ Cosine Effect Efficiency

² Shading and Blocking Efficiency

³ Interception Efficiency

⁴ Atmospheric Attenuation Efficiency

⁵ Reflectivity Efficiency of Heliostats

⁶ Mass Flow

سیکل ترمودینامیکی در واقع انرژی دریافت شده از مبدل حرارتی میانی را بکار تبدیل می‌کند. پس می‌توان راندمان انرژی سیکل قدرت را می‌توان به صورت زیر محاسبه کرد: [3]

$$\eta_{\text{cycle}} = \frac{\dot{W}_{\text{net}}}{\dot{Q}_{\text{IHE}}} \quad (3-6)$$

۳-۳-۳ معادلات حاکم در قانون دوم ترمودینامیک

طبق قانون دوم ترمودینامیک، در صورت عدم افزایش آنتروپی هیچ فرآیندی اتفاق نمی‌افتد. معادله انرژی به عنوان یک وضعیت پایدار به شرح زیر است:

$$\dot{E}_{\text{loss}} = \dot{E}_{\text{in}} - \dot{E}_{\text{out}} \quad (3-7)$$

$\dot{E}_{\text{in}}$ و $\dot{E}_{\text{out}}$ به ترتیب انرژی ورودی و خروجی و $\dot{E}_{\text{loss}}$ میزان اتلاف انرژی را نشان می‌دهد. به دلیل عدم وجود واکنش شیمیایی انرژی شیمیایی نادیده گرفته می‌شود. فرض می‌کنیم که میزان انرژی کلی برابر است با: [33]

$$\dot{E} = \dot{E}_{\text{ph}} = \dot{m}[(h - h_0) - T_0(s - s_0)] \quad (3-8)$$

طبق قانون دوم ترمودینامیک، بازده انرژی نیروگاه کلی و سیکل قدرت به شرح زیر است: [16]

$$\eta_{\text{ex,overall}} = \frac{\dot{W}_{\text{net}} + \dot{Q}_{\text{eva}} \left(1 - \frac{T_{14}}{T_3}\right)}{\dot{Q}_{\text{sun}} \left(1 - \frac{T_0}{T_{\text{sun}}}\right)} \quad (3-9)$$

$$\eta_{\text{ex,cycle}} = \frac{\dot{W}_{\text{net}} + \dot{Q}_{\text{eva}} \left(1 - \frac{T_{14}}{T_3}\right)}{\dot{Q}_{\text{IHE}} \left(1 - \frac{T_0}{T_{27}}\right)} \quad (3-10)$$

T_{sun} دمای ورودی از خورشید است [3]. معادله (۳-۹)، T_{27} دمای خروجی از دریافت کننده، T_{14} درجه حرارت خروجی از اواپراتور، T_3 دمای ورودی به ژنراتور و T_0 دمای محیط است.

بعلاوه ضریب عملکرد^۱ (COP) سیکل تبرید جذبی، نسبت سرمایش مفید است که برای کار مورد نیاز فراهم می‌شود. و به صورت زیر محاسبه می‌شود: [28]

$$COP = \frac{\dot{Q}_{eva}}{\dot{W}_{pump} + \dot{Q}_{gen}} \quad (3-11)$$

$\dot{W}_{pump}$ کار انجام شده توسط پمپ در سیکل تبرید جذبی است و به دلیل ناچیز بودن در مقایسه با $\dot{Q}_{gen}$ و $\dot{Q}_{eva}$ قابل صرف نظر می‌باشد.

۳-۴ تحلیل ترمودینامیکی اجزاء مهم سیستم

در این بخش برای آشنایی با تحلیل ترمودینامیکی اجزای مختلف سیستم، هر یک از اجزای کلیدی را مورد بررسی قرار می‌دهیم.

۳-۴-۱ توربین گاز

یک موتور درون‌سوز از نوع ماشین‌های دوار است که بر اساس انرژی گازهای ناشی از احتراق کار می‌کند. و برای تبدیل انرژی درونی گازهای داغ و فشرده به انرژی مکانیکی است.

۳-۴-۱-۱ راندمان آیزنتروپیک توربین گاز

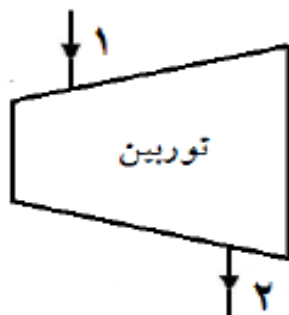
توربین گازی یک توربوماشین است، پس عملکرد آن را می‌توان به صورت آدیاباتیک در نظر گرفت و لذا حالت ایده آل عملکرد آن، حالت آیزنتروپیک است. راندمان آیزنتروپیک توربین گازی به صورت نسبت توان تولیدی در حالت واقعی به توان تولیدی در حالت آیزنتروپیک تعریف می‌گردد. با توجه به اینکه در مورد توربوماشین ها انتقال حرارت سیال با محیط در مقایسه با کار انجام شده روی سیال قابل اغماض است، راندمان آیزنتروپیک

¹Coefficient of Performance

را می‌توان به صورت نسبت تغییر آنتالپی در حالت واقعی به تغییر آنتالپی در حالت آیزنتروپیک نیز تعریف کرد. با توجه به شکل ۳-۲ می‌توان بازده توربین گازی را بیان کرد: [41]

$$\eta_T = \frac{w_a}{w_s} = \frac{h_1 - h_{2a}}{h_1 - h_{2s}} \quad (3-12)$$

h_1 آنتالپی ورودی توربین گاز، h_{2s} آنتالپی خروجی از توربین گاز در حالت ایده آل و h_{2a} آنتالپی خروجی از توربین گاز در حالت واقعی می‌باشد.



شکل ۳-۲ شماتیک توربین

کار انجام شده توسط توربین گاز به صورت زیر بیان می‌شود:

$$\dot{W}_{GT} = \dot{m}(h_1 - h_2) \quad (3-13)$$

اگر انرژی تخریب در توربین گاز به صورت زیر بیان می‌شود:

$$\dot{E}_1 = \dot{W}_{GT} + \dot{E}_2 + \dot{E}_{D,GT} \quad (3-14)$$

راندمان انرژی توربین گاز به صورت زیر بیان می‌شود:

$$\eta_{ex,GT} = \frac{\dot{W}_{GT}}{\dot{E}_2 + \dot{E}_1} \quad (3-15)$$

۲-۴-۳ کمپرسور

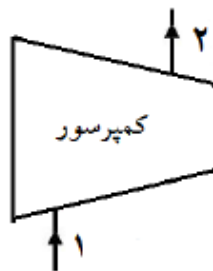
کمپرسور یک دستگاه مکانیکی است که با کاهش حجم گازها، فشار آنها را افزایش می‌دهد. در حقیقت کمپرسورها با صرف انرژی مکانیکی، سیال را با سرعت به درون خود مکیده، آن را فشرده می‌کنند.

۱-۲-۴-۳ راندمان آیزنتروپیک کمپرسور

بررسی کمپرسورها براساس اطلاعات طراحی و محاسبه راندمان کمپرسور به دو روش دما ثابت و آیزنتروپیک ممکن است. از آنجاکه کمپرسور یک توربوماشین است عملکرد آن را می‌توان به صورت آدیاباتیک در نظر گرفت، حالت ایده آل عملکرد کمپرسور، حالت آیزنتروپیک است. راندمان آیزنتروپیک کمپرسور با توجه به شکل ۳-۳ به صورت زیر بیان می‌گردد: [41]

$$\eta_{\text{Comp}} = \frac{w_a}{w_s} = \frac{h_1 - h_{2a}}{h_1 - h_{2s}} \quad (3-16)$$

h_1 آنتالپی ورودی کمپرسور، h_{2s} آنتالپی خروجی از کمپرسور در حالت ایده آل و h_{2a} آنتالپی خروجی از کمپرسور در حالت واقعی می‌باشد.



شکل ۳-۳ شماتیک کمپرسور

۲-۴-۳-۲ نسبت فشار در کمپرسور

نسبت فشار کمپرسور به صورت نسبت فشار خروجی به فشار ورودی در کمپرسور تعریف می‌شود:

$$PR = \frac{P_2}{P_1} \quad (3-17)$$

P_2 فشار خروجی و P_1 فشار ورودی به کمپرسور است.

کار انجام شده توسط کمپرسور به صورت زیر بیان می‌شود:

$$\dot{W}_{\text{Comp}} = \dot{m}(h_1 - h_2) \quad (3-18)$$

اگرژی تخریب در کمپرسور به صورت زیر بیان می‌شود:

$$\dot{E}_1 + \dot{W}_{\text{Comp}} = \dot{E}_2 + \dot{E}_{D,\text{Comp}} \quad (3-19)$$

راندمان اگرژی کمپرسور به صورت زیر بیان می‌شود:

$$\eta_{\text{ex,Comp}} = \frac{\dot{E}_2 - \dot{E}_1}{\dot{W}_{\text{Comp}}} \quad (3-20)$$

۳-۴-۳ مبدل حرارتی

مبدل گرمایی یا مبدل حرارتی دستگاهی است که برای انتقال حرارت مؤثر بین دو سیال (گاز یا مایع) به دیگری استفاده می‌شود. مبدل‌های حرارتی در صنایع مختلف از جمله تهویه مطبوع، خودرو، نفت و گاز و بسیاری صنایع دیگر مورد استفاده قرار می‌گیرند.



شکل ۳-۴ شماتیک مبدل حرارتی

T_h سیال با دمای بالا و T_c سیال با دمای پایین می‌باشد.

راندمان مبدل حرارتی به صورت زیر بیان می شود:

$$\eta_{\text{HEX}} = \frac{\dot{Q}_c}{\dot{Q}_h} = \frac{\dot{m}_h(h_{c,\text{out}} - h_{c,\text{in}})}{\dot{m}_c(h_{h,\text{in}} - h_{h,\text{out}})} \quad (3-21)$$

اگررژئی تخریب در مبدل حرارتی به صورت زیر بیان می شود:

$$\dot{E}_{h,\text{in}} - \dot{E}_{h,\text{out}} = \dot{E}_{c,\text{in}} - \dot{E}_{c,\text{out}} + \dot{E}_{D,\text{IHE}} \quad (3-22)$$

۳-۵ تحلیل انرژی و اگررژئی اجزاء سیکل هیبریدی

در این بخش به تحلیل انرژی و اگررژئی هر یک از اجزاء سیکل هیبریدی به صورت جداگانه می پردازیم.

۳-۵-۱ سیکل برایتون

♦ مبدل حرارتی میانی^۱ [42]

مبدل حرارتی میانی به نوعی دریافت کننده حرارت از منبع انرژی محسوب می شود و میزان حرارت دریافتی

Q_{IHE} و میزان اگررژئی تخریب شده $\dot{E}_{D,\text{IHE}}$ به صورت زیر محاسبه می شود:

$$Q_{\text{IHE}} = \dot{m}_{\text{air}}(h_{27} - h_{28}) = \dot{m}_{\text{He}}(h_1 - h_{10}) \quad (3-23)$$

$$\dot{E}_{27} - \dot{E}_{28} = \dot{E}_1 - \dot{E}_{10} + \dot{E}_{D,\text{IHE}} \quad (3-24)$$

♦ توربین گاز [42]

کار انجام شده توسط توربین گاز به صورت زیر بیان می شود:

$$\dot{W}_{\text{GT}} = \dot{m}_{\text{He}}(h_1 - h_2) \quad (3-25)$$

که در رابطه بالا $\dot{m}_{\text{He}}$ میزان دبی جرمی سیال عامل و h_1 و h_2 به ترتیب میزان آنالپی ورودی و خروجی از توربین می باشد.

معادلات (۳-۲۶) و (۳-۲۷) به ترتیب راندمان انرژی و اگررژئی تخریب توربین گاز را نشان می دهد:

¹ Intermediate Heat Exchanger

$$\eta_{GT} = \frac{dh}{vdp} \quad (3-26)$$

$$\dot{E}_1 = \dot{W}_{GT} + \dot{E}_2 + \dot{E}_{D,GT} \quad (3-27)$$

♦ مبدل بازیاب حرارت¹ [42]

معادله بقای جرم را می‌توان برای حالت پایا نوشت. توجه شود که در حالت پایا، تمامی خواص میدان جریان از جمله چگالی ثابت می‌مانند.

$$(h_2 - h_3) = (h_{10} - h_9) \quad (3-28)$$

همانطور که در معادله بالا مشخص است به دلیل تساوی دبی جرمی، $\dot{m}_{He}$ از دو طرف معادله حذف می‌شود. اثربخشی مبدل حرارتی به عنوان نسبت انتقال حرارت واقعی به حداکثر انتقال حرارت ممکن تعریف می‌شود. و می‌توان به صورت معادله (3-29) بیان کرد:

$$\varepsilon_{Reu} = \frac{T_{10} - T_9}{T_2 - T_9} \quad (3-29)$$

$$\dot{E}_2 - \dot{E}_3 = \dot{E}_{10} - \dot{E}_9 + \dot{E}_{D,reu} \quad (3-30)$$

♦ خنک کننده ها [42]

یکی از راه‌های افزایش راندمان سیکل برایتون کاهش کار کمپرسور با کاهش دمای سیال عامل در مرحله میانی می‌باشد و این کار توسط خنک کننده‌ها انجام می‌شود، در نتیجه می‌توان تاثیر بالای خنک کننده‌ها را افزایش یا کاهش راندمان مشاهده کرد. معادلات بقا جرم و انرژی تخریب برای هر یک از خنک کننده‌ها به صورت زیر بیان می‌شود:

$$\dot{m}_{He}(h_4 - h_5) = \dot{m}_{31}(h_{32} - h_{31}) \quad (3-31)$$

$$\dot{m}_{He}(h_7 - h_8) = \dot{m}_{21}(h_{22} - h_{21}) \quad (3-32)$$

$$\dot{E}_4 - \dot{E}_5 = \dot{E}_{32} - \dot{E}_{31} + \dot{E}_{D,IC1} \quad (3-33)$$

¹ Recuperator

$$\dot{E}_7 - \dot{E}_8 = \dot{E}_{22} - \dot{E}_{21} + \dot{E}_{D,IC2} \quad (3-34)$$

♦ کمپرسورها [42]

کمپرسور وظیفه فشرده سازی سیال را دارا می باشد و در سیکل های برایتون معمولاً کار انجام شده بر روی کمپرسورها توسط توربین تامین می شود. و این کار مورد نیاز به صورت زیر محاسبه می گردد:

$$\dot{W}_{Comp1} = \dot{m}_{He}(h_6 - h_5) \quad (3-35)$$

$$\dot{W}_{Comp2} = \dot{m}_{He}(h_9 - h_8) \quad (3-36)$$

$$\eta_{Comp} = \frac{vdp}{dh} \quad (3-37)$$

همانطور که در معادلات بقای انرژی مشاهده می شود کار انجام شده بر روی کمپرسور در سمت چپ معادله بوده و این به این معنا می باشد که کار کمپرسور به عنوان کار ورودی محسوب می شود:

$$\dot{E}_5 + \dot{W}_{Comp1} = \dot{E}_6 + \dot{E}_{D,Comp1} \quad (3-38)$$

$$\dot{E}_8 + \dot{W}_{Comp2} = \dot{E}_9 + \dot{E}_{D,Comp2} \quad (3-39)$$

۲-۵-۳ سیکل تبرید جذبی [28]

♦ ژنراتور

با توجه به ورودی و خروجی های ژنراتور قانون بقا را می توان به صورت های زیر نوشت:

$$\dot{m}_{11} + \dot{m}_{18} = \dot{m}_{17} \quad (3-40)$$

$$\dot{m}_{11}x_{11} + \dot{m}_{18}x_{18} = \dot{m}_{17}x_{17} \quad (3-41)$$

$$\dot{m}_{He}(h_3 - h_4) = \dot{m}_{11}h_{11} - \dot{m}_{18}h_{18} + \dot{m}_{17}h_{17} \quad (3-42)$$

همانطور که بیان شد میزان زیادی از انرژی توسط سیکل برایتون تلف می شود و ما برای استفاده از این حرارت تلف شده به عنوان منبع حرارتی در سیکل تبرید جذبی استفاده می شود و معادله آن به صورت زیر می باشد:

$$\dot{Q}_{\text{gen}} = \dot{m}_{\text{He}}(h_3 - h_4) \quad (3-43)$$

$$\dot{E}_3 - \dot{E}_4 = \dot{E}_{18} - \dot{E}_{17} + \dot{E}_{11} + \dot{E}_{\text{D,gen}} \quad (3-44)$$

♦ کندانسور^۱

در سیستم های ، کندانسور دستگاه یا واحدی است که از طریق خنک سازی برای متراکم شدن ماده گازی به حالت مایع استفاده می شود. با این کار ، گرمای نهان توسط ماده آزاد شده و به محیط اطراف منتقل می شود. از کندانسورها برای دفع موثر گرما در بسیاری از سیستم های صنعتی استفاده می شود. کندانسورها را می توان با توجه به طرح های متعدد ساخت، و در اندازه های مختلف از کوچک تا بسیار بزرگ وجود دارد. میزان گرمایی که کندانسور به محیط منتقل می کند به صورت زیر می باشد:

$$\dot{Q}_{\text{Cond 1}} = \dot{m}_{11}(h_{11} - h_{12}) = \dot{m}_{25}(h_{26} - h_{25}) \quad (3-45)$$

$$\dot{E}_{11} - \dot{E}_{12} = \dot{E}_{26} - \dot{E}_{25} + \dot{E}_{\text{D,Cond1}} \quad (3-46)$$

♦ اواپراتور

اواپراتور دستگاهی است که در آن فرآیند، فرم مایع یک ماده مانند آب به شکل گازی یا بخار آن تبدیل می شود، و در نتیجه باعث سرمایش محیط می شود. میزان گرمایی که اواپراتور از محیط اطراف دریافت می کند به صورت زیر محاسبه می گردد:

$$\dot{Q}_{\text{eva}} = \dot{m}_{12}(h_{13} - h_{14}) = \dot{m}_{23}(h_{24} - h_{23}) \quad (3-47)$$

$$\dot{E}_{13} - \dot{E}_{14} = \dot{E}_{24} - \dot{E}_{23} + \dot{E}_{\text{D,eva}} \quad (3-48)$$

¹ Condenser

♦ جذب کننده^۱

جذب کننده نوعی محفظه متشکل از آب به عنوان جاذب که مبرد را جذب می کند. بنابراین جذب کننده از محلول ضعیف مبرد و جاذب تشکیل شده است. وقتی آمونیاک از اواپراتور وارد جذب کننده می شود ، توسط جاذب جذب می شود که به دلیل آن فشار داخل جاذب بسیار کاهش می یابد و منجر به جریان بیشتر مبرد از اواپراتور به جذب کننده می شود. در دمای بالا آب، آمونیاک کمتری جذب می کند ، از این رو توسط مایع خنک کننده خارجی خنک می شود تا ظرفیت جذب آمونیاک آن افزایش یابد. میزان حرارتی که جاذب را خنک می کند به صورت زیر محاسبه می گردد:

$$\dot{Q}_{Abs} + \dot{m}_{14}h_{14} + \dot{m}_{20}h_{20} = \dot{m}_{15}h_{15} \quad (3-49)$$

$$\dot{Q}_{Abs} = \dot{m}_{30}(h_{29} - h_{30}) \quad (3-50)$$

$$\dot{E}_{14} + \dot{E}_{20} - \dot{E}_{15} = \dot{E}_{30} - \dot{E}_{29} + \dot{E}_{D,Abs} \quad (3-51)$$

♦ مبدل حرارتی محلول^۲

مبدل حرارتی محلول سیستمی است که برای انتقال گرما بین دو یا چند سیال استفاده می شود. سیالات ممکن است برای جلوگیری از اختلاط توسط یک دیواره جدا شوند و یا در تماس مستقیم باشند. در این مبدل محلول آب-آمونیاک قوی در کنار محلول آب-آمونیاک ضعیف برای تبادل حرارت قرار دارند، و معادلات بقای آنها در زیر بیان شده است:

$$(h_{16} - h_{17}) = (h_{19} - h_{18}) \quad (3-52)$$

$$\dot{m}_{17}(h_{17} - h_{16}) = \dot{m}_{18}(h_{18} - h_{19}) \quad (3-53)$$

$$\dot{E}_{16} - \dot{E}_{17} = \dot{E}_{19} - \dot{E}_{18} + \dot{E}_{D,SHE} \quad (3-54)$$

¹ Absorber

² Solution Heat Exchanger

۳-۵-۳ سیکل رنکین آلی [43]

♦ پمپ ۲

پمپ وسیله ای است که سیالات (مایعات یا گازها) را به صورت مکانیکی حرکت می دهد و معمولاً از انرژی الکتریکی به انرژی هیدرولیک تبدیل می شود. میزان بازده پمپ و کار دریافتی توسط پمپ به صورت زیر محاسبه می گردد:

$$\eta_{\text{Pump2}} = \frac{v_{33}(P_{34} - P_{33})}{h_{34} - h_{33}} \quad (3-55)$$

$$\dot{W}_{\text{Pump2}} = \dot{m}_{34}(h_{34} - h_{33}) \quad (3-56)$$

$$\dot{E}_{33} + \dot{W}_{\text{Pump2}} = \dot{E}_{34} + \dot{E}_{D,\text{Pump2}} \quad (3-57)$$

♦ مبدل حرارتی

میزان حرارتی که توسط سیکل رنکین آلی از حرارت تلف شده سیکل برایتون به عنوان منبع دریافت می کند به صورت زیر می باشد:

$$\dot{Q}_{\text{HEX}} = \dot{m}_{\text{He}}(h_6 - h_7) = \dot{m}_{34}(h_{35} - h_{34}) \quad (3-58)$$

$$\dot{E}_6 - \dot{E}_7 = \dot{E}_{35} - \dot{E}_{34} + \dot{E}_{D,\text{HEX}} \quad (3-59)$$

♦ توربین

با توجه به اینکه توربین در سیکل رنکین آلی دارای راندمان آیزنتروپیک می باشد، می توان به صورت زیر محاسبه کرد:

$$\eta_{\text{Tur2}} = \frac{h_{35} - h_{36}}{h_{35} - h_{36s}} \quad (3-60)$$

کار خروجی توسط توربین به صورت زیر بیان می گردد:

$$\dot{W}_{\text{Tur2}} = \dot{m}_{35}(h_{36} - h_{35}) \quad (3-61)$$

$$\dot{E}_{35} = \dot{W}_{Tur2} + \dot{E}_{36} + \dot{E}_{D,Tur2} \quad (3-62)$$

♦ کندانسور ۲

قانون بقا برای کندانسور در سیکل رنکین آلی به صورت زیر بیان می‌گردد:

$$\dot{m}_{33}(h_{36} - h_{33}) = \dot{m}_{38}(h_{38} - h_{37}) \quad (3-63)$$

$$\dot{E}_{36} - \dot{E}_{33} = \dot{E}_{38} - \dot{E}_{37} + \dot{E}_{D,Cond} \quad (3-64)$$

۳-۶ تحلیل انرژی اکونومیک

تجزیه و تحلیل انرژی اکونومیک مبتنی بر اصل انرژی و تجزیه و تحلیل اقتصادی برای هر یک از اجزاء می‌باشد. در این پژوهش از روش هزینه ویژه انرژی (SPECO) به دلیل سادگی و کارآمدی آن استفاده شده است. در این روش با استفاده از فرمول ماتریس. به منظور انجام آنالیز انرژی اکونومیک، تعیین همه مقادیر انرژی و انرژی در ابتدا بسیار ضروری می‌باشد، که در بخش‌های قبلی انجام شده است.

هدف از تحلیل انرژی اکونومیک عبارت است از:

الف) محاسبه قیمت جداگانه هر یک از محصولات که از طریق سیستم تولید می‌شود.

ب) دانستن فرآیند قیمت انرژی محصولات

ج) بهینه کردن جداگانه متغیرهای ترمودینامیکی در اجزای سیستم

د) بهینه کردن کل سیستم

مراحل بالایی را می‌توان در بالانس قیمت برای سیستم حرارتی پیاده کرد. در تحلیل اقتصادی برای کل سیستم،

به صورت پایا، بالانس قیمت به صورت زیر فرمول‌بندی می‌شود: [42]

$$C_{P,total} = \frac{\sum_{k=1}^{Nk} \dot{Z}_k + \dot{C}_{fuel}}{\sum_{i=1}^{NP} \dot{E}_{P,k}} \quad (3-65)$$

در ادامه هر یک از متغیرهای معادله (۳-۶۵) را مورد بررسی قرار می‌دهیم.

۳-۶-۱ هزینه سرمایه‌گذاری هر یک از محصولات

در ابتدا قبل از انجام آنالیز اگزورژی اکونومیک هزینه هر یک از اجزاء سیستم صورت جداگانه مورد بررسی قرار می‌گیرد.

هزینه‌های اولیه در سیستم مورد نظر شامل هزینه قسمت خورشیدی، سیکل برایتون، سیکل تبرید جذبی و سیکل رنکین می‌باشد.

۳-۶-۱-۱ هزینه قسمت خورشیدی

هزینه‌های مربوط به این قسمت عبارتند از:

۱. هزینه‌های مربوط به زمین

۲. هزینه‌های مربوط به برج مرکزی

۳. هزینه‌ی دریافت کننده‌ی مرکزی

۴. هزینه‌ی هلیوستات‌ها

هزینه‌های مربوط به زمین شامل هزینه‌های مربوط به خرید زمین مزرعه خورشیدی، کارهای عمرانی لازم (جاده‌کشی و بسترسازی برای ایجاد یک مزرعه‌ی خورشیدی) می‌شود. همچنین با توجه به اینکه نیروگاه‌های برج مرکزی خورشیدی معمولاً در مناطق به دور از شهر احداث می‌شوند، هزینه‌های حمل‌ونقل و جاده را باید در نظر گرفت. [44]

$$PEC_{Land} = PEC_{purchase} + PEC_{Development} \quad (3-66)$$

در معادله‌ی بالا $PEC_{purchase}$ هزینه‌ی مستقیم خرید زمین هست؛ و $PEC_{Development}$ هزینه‌های مربوط به توسعه زمین موردنظر که شامل کارهای عمرانی، جاده‌کشی و... می‌باشد.

$$PEC_{\text{purchase}} = \text{Price}_{\text{purchase}} * A_{\text{Land}} \quad (3-67)$$

در معادله بالا $\text{Price}_{\text{purchase}}$ قیمت زمین در واحد مترمربع می باشد و با توجه به اینکه قیمت زمین در هر جای دنیا متفاوت است ما محل احداث نیروگاه را در شهر های اطراف یزد مورد بررسی قرار داده ایم که زمین در آن مکان حدوداً $63 \text{ \$/m}^2$ و A_{Land} مقدار زمین مورد نیاز برای احداث نیروگاه می باشد که 10000 m^2 در نظر گرفته شده است. [44], [45]

$$PEC_{\text{Development}} = PEC_{\text{Development}}^0 \times \left(\frac{A_{\text{Land}}}{A_{\text{Land}}^0} \right)^{S_{\text{Development}}} \quad (3-68)$$

مقادیر ثابت به کار رفته در هزینه ی توسعه زمین به صورت زیر می باشد.

$$PEC_{\text{Development}}^0 = 1.1 \text{ M\$}$$

$$A_{\text{Land}}^0 = 2.8 \text{ Km}^2$$

$$S_{\text{Development}} = 0.3687$$

هزینه ی یک برج مرکزی بطور مستقیم به ارتفاع برج مرکزی بستگی دارد، هر چه ارتفاع برج بیشتر باشد مساحت میدان هلیوستات ها کاهش یابد. از طرفی با افزایش ارتفاع برج، هزینه ی سازه افزایش می یابد. بنابراین ارتفاع مناسب برج اهمیت زیادی دارد. هزینه برج ۱۰۰ متر به صورت زیر محاسبه می گردد. [44]

$$PEC_{\text{tower}} = PEC_{\text{tower}}^0 \times e^{(H_{\text{tower}} * X_{\text{tower}})} \quad (3-69)$$

مقادیر ثابت بکاررفته در هزینه ی برج خورشیدی به صورت زیر می باشد.

$$PEC_{\text{tower}}^0 = 78232 \$$$

$$X_{\text{tower}} = 0.00879$$

$$H_{\text{tower}} = 70 \text{ m}$$

هزینه ی دریافت کننده ی مرکزی بطور مستقیم به فن آوری بکار رفته در آن بستگی دارد. فن آوری بکار رفته شامل نوع سیال و نوع فرآیند انتقال حرارت می شود. این هزینه برای یک دریافت کننده ی مرکزی که با هوای اتمسفریک کار می کند حدود $112 \text{ \$/kw}$ برای دریافت کننده ی مرکزی با هوای اتمسفریک به ارتفاع ۱۰۰ متر فرمول زیر ارائه شده است: [44]

$$PEC_{Rec} = PEC_{Rec}^0 \times \left(\frac{A_{Rec}}{A_{Rec}^0} \right)^{S_{Rec}} \quad (3-70)$$

مقادیر ثابت بکار رفته در هزینه‌ی دریافت کننده به صورت زیر می‌باشد.

$$PEC_{Rec}^0 = 23 \text{ M\$}$$

$$S_{Rec} = 0.8$$

$$A_{Rec} = 700 \text{ m}^2$$

$$A_{tower}^0 = 100 \text{ m}^2$$

هزینه‌ی هلیوستات‌ها به عوامل مختلفی بستگی دارد، این هزینه‌ها در مناطق مختلف متفاوت می‌باشند. با توجه به مرجع [44] هزینه‌ی یک هلیوستات با سطح مقطع ۱۲۰ مترمربع در تعداد بالا، ۲۰۰۰۰ دلار در هر هلیوستات در نظر گرفته می‌شود.

۳-۶-۱-۲ هزینه تجهیزات سیکل‌ها:

هزینه تجهیزات موردنظر به صورت زیر محاسبه می‌شود.

هزینه هر یک از مبدل‌های حرارتی، خنک‌کننده‌ها، اواپراتورها، ژنراتور، کندانسور و جذب‌کننده‌ها به صورت زیر محاسبه می‌گردد: [46],[47]

$$PEC_k = PEC_{Rk} \left(\frac{A_k}{A_R} \right)^{0.6} \quad (3-71)$$

در معادله بالا PEC_{Rk} قیمت مرجع هر یک از اجزاء که مقدار آن در جدول ۳-۱ بیان شده A_R مساحت مرجع که 100 m^2 می‌باشد. و مساحت A_k به صورت زیر محاسبه می‌گردد. [48], [49]

$$A_k = \frac{\dot{Q}_k}{U_k * \Delta T_{LTMDk}} \quad (3-72)$$

در معادله بالا U_k که ضریب انتقال حرارت کلی و مقدار آن در جدول ۳-۱ بیان می‌شود. و ΔT_{LTMDk} میانگین اختلاف دما لگاریتمی است و به صورت زیر محاسبه می‌گردد:

$$\Delta T_{LTMDk} = \frac{\Delta T_{in_k} - \Delta T_{out_k}}{\ln \left(\frac{\Delta T_{in_k}}{\Delta T_{out_k}} \right)} \quad (3-73)$$

جدول ۳-۱ هزینه مرجع و ضریب انتقال حرارت کلی برای مبدل‌های حرارتی سیکل هیبریدی پیشنهادی [50] , [51]

اجزاء	$Z_{R,k} (\$)$	$U_k \left(\frac{kW}{m^2K} \right)$
مبدل حرارتی میانی	۱۷۵۰۰	۱.۶
خنک کننده	۱۲۰۰۰	۱.۶
ژنراتور	۱۷۵۰۰	۱.۳
مبدل حرارتی	۱۲۰۰۰	۱.۱
کندانسور ۱	۸۰۰۰	۰.۵
اوپراتور	۱۶۰۰۰	۱.۱
جذب کننده	۱۶۵۰۰	۰.۸
مبدل حرارتی محلول	۱۲۰۰۰	۰.۸
کندانسور ۲	۸۰۰۰	۰.۵

هزینه توربین گاز به صورت زیر محاسبه می‌گردد: [48] , [49]

$$PEC_{GT,He} = \left(\frac{1700 \times \dot{m}_{He}}{0.92 - \eta_{Tur,He}} \right) \times \ln(PR) \times (1 + e^{(0.036T_{in}-54.4)}) \quad (3-74)$$

هزینه مبدل بازیاب به صورت زیر محاسبه می‌گردد: [48] , [49]

$$PEC_{Reu} = 4122 * \left(\frac{\dot{m}_{He} * (h_2 - h_3)}{6 * \Delta T_{LTMD_{Reu}}} \right)^{0.6} \quad (3-75)$$

هزینه هر یک از کمپرسورها به صورت زیر محاسبه می گردد: [48] , [49]

$$PEC_{comp_k} = \left(\frac{75 * \dot{m}_{He}}{(0.9 - \eta_{Comp}) * \ln\left(\frac{P_{in}}{P_{out}}\right) * \left(\frac{P_{in}}{P_{out}}\right)} \right) \quad (3-76)$$

هزینه ی هر پمپ با توجه به هزینه مرجع پمپ که برای پمپی با $\dot{W}_{Pump}^R = 10 \text{ kW}$ و $PEC_{Pump}^R = 2100\$$ از

رابطه ی زیر بدست می آید: [49] , [48]

$$PEC_{Pump_k} = PEC_{Pump}^R \left(\frac{\dot{W}_{Pump_k}}{\dot{W}_{Pump}^R} \right)^{0.26} * \left(\frac{1 - \eta_{P_k}}{\eta_{P_k}} \right)^{0.5} \quad (3-77)$$

هزینه توربین سیکل رنکین آلی به صورت زیر محاسبه می گردد: [48]

$$PEC_{tur2} = \left(\frac{480 * \dot{m}_{He}}{0.92 - \eta_{Tur2}} \right) * \ln\left(\frac{P_{in}}{P_{out}}\right) * (1 + e^{(0.036T_{in} - 54.4)}) \quad (3-78)$$

۲-۶-۳ قیمت گذاری اگزرژی

سیستمی که در حالت پایا عمل کرده، دارای چند ورودی و خروجی جریان جرمی سیستم است و همچنین سیستمی که کار و گرما با محیط تبادل می کند، در نظر گرفته می شود با توجه به مطالب گفته شده انتقال جریان جرمی به داخل و خارج سیستم، انتقال های اگزرژی به داخل و خارج سیستم و نابودی اگزرژی در داخل سیستم رخ می دهد. به علت اینکه اگزرژی مقادیر ترمودینامیکی تأثیرات ذکر شده در بالا را با دقت خوبی بیان داشته است و همچنین قیمت ها باید برای ارزش محصولات بکار رود، بنابراین استفاده از اگزرژی اقتصادی بر این نظریه تأکید دارد که اگزرژی، زمینه قابل فهمی برای تعیین قیمت ها در فعل و انفعالاتی که سیستم حرارتی با محیط اطراف خود دارد، فراهم می کند. در قیمت گذاری اگزرژی، برای تک تک جریانهای اگزرژی، قیمت تعیین می شود. بالانس قیمت برای سیستم را می توان برای کل سیستم در نظر گرفت و اگزرژی های ورودی و خروجی به کل سیستم را قیمت گذاری کرد، یا اینکه برای هر یک از اجزا سیستم بالانس

اگرژی نوشته شود. بالانس اگرژی که برای جز k ام سیستم نوشته می شود، بیان می کند که مجموع نرخ های قیمت اگرژی جریانهای خروجی با مجموع نرخ های قیمت اگرژی جریانهای ورودی، به اضافه نرخ قیمت سرمایه گذاری، نگهداری و تعمیرات سیستم، برابر است. بنابراین برای سیستمی که حرارت دریافت کرده و کار تولید می کند، بالانس اگرژی را می توان به صورت زیر نوشت : [52]

$$\sum \dot{C}_{out,k} + \dot{C}_{W,k} = \sum \dot{C}_{in,k} + \dot{C}_{q,k} + \dot{Z}_k \quad (3-79)$$

در این معادله $\dot{C}_{W,k}$ نرخ هزینه توان خروجی از هر یک از اجزاء و $\dot{C}_{q,k}$ نرخ هزینه انرژی حرارتی ورودی به هر یک از اجزاء می باشد. این معادله بیان می کند که مجموع قیمت های اگرژی خروجی با مجموع هزینه هایی که برای تولید محصول شده (هزینه ها عبارت اند از: مجموع اگرژی جریانهای ورودی و قیمت سرمایه گذاری) برابر است. زمانی که جزئی از سیستم توان دریافت می کند، که به عنوان مثال می توان کمپرسور یا پمپ را نام برد، ترم $\dot{C}_{W,k}$ به سمت راست معادله (3-79) منتقل و اگر انتقال حرارت از سیستم به محیط وجود داشته باشد ترم $\dot{C}_{q,k}$ در سمت چپ معادله (3-79) با علامت مثبت وارد می شود. با توجه معادله (3-79) برای مبدل حرارتی میانی که سیال عامل سیکل برایتون را گرم می کند، بالانس اگرژی به صورت زیر هست:

$$\dot{C}_1 = \dot{Z}_{Solar\ Farm} + \dot{C}_{10} + \dot{C}_{fuel} \quad (3-80)$$

در معادله ی فوق $\dot{Z}_{Solar\ Farm}$ شامل مجموع هزینه های قسمت خورشیدی (زمین، هلیوستات ها، برج مرکزی، دریافت کننده ی مرکزی و سیستم انتقال حرارت موجود به سیکل تولید توان) می شود. $\dot{C}_{fuel}$ میزان سوخت مصرفی می باشد و در مبدل حرارتی صفر در نظر گرفته می شود.

معادلات بالانس انرژی و همچنین معادلات کمکی برای هر یک از اجزاء در جدول زیر بیان شده است:

جدول ۱-۳ نرخ هزینه‌های انرژی و معادلات کمکی برای هر یک از اجزاء سیستم. [53] , [28]

اجزاء	معادله‌ی بالانس هزینه‌ها	معادله‌ی کمکی
توربین گاز	$\dot{C}_1 + \dot{Z}_{GT} = \dot{C}_2 + \dot{C}_{W,GT}$	$\frac{\dot{C}_1}{\dot{E}_1} = \frac{\dot{C}_2}{\dot{E}_2}$
مبدل بازیاب حرارت	$\dot{C}_2 + \dot{C}_9 + \dot{Z}_{Reu} = \dot{C}_3 + \dot{C}_{10}$	$\frac{\dot{C}_2}{\dot{E}_2} = \frac{\dot{C}_3}{\dot{E}_3}$
ژنراتور	$\dot{C}_3 + \dot{C}_{17} + \dot{Z}_{gen} = \dot{C}_4 + \dot{C}_{11} + \dot{C}_{18}$	$\frac{\dot{C}_3}{\dot{E}_3} = \frac{\dot{C}_4}{\dot{E}_4}$
پیش خنک کننده	$\dot{C}_4 + \dot{C}_{31} + \dot{Z}_{IC1} = \dot{C}_5 + \dot{C}_{32}$	$\dot{C}_{31} = 0$ $\frac{\dot{C}_4}{\dot{E}_4} = \frac{\dot{C}_5}{\dot{E}_5}$
کمپرسور ۱	$\dot{C}_5 + \dot{Z}_{Comp1} + \dot{C}_{W,comp1} = \dot{C}_6$	$\frac{\dot{C}_{W,comp1}}{\dot{W}_{Comp1}} = \frac{\dot{C}_{W,GT}}{\dot{W}_{GT}}$
مبدل حرارتی	$\dot{C}_{34} + \dot{C}_6 + \dot{Z}_{HEX} = \dot{C}_7 + \dot{C}_{35}$	$\frac{\dot{C}_7}{\dot{E}_7} = \frac{\dot{C}_6}{\dot{E}_6}$
خنک کننده میانی	$\dot{C}_6 + \dot{C}_{21} + \dot{Z}_{IC2} = \dot{C}_8 + \dot{C}_{22}$	$\dot{C}_{21} = 0$ $\frac{\dot{C}_7}{\dot{E}_7} = \frac{\dot{C}_8}{\dot{E}_8}$
کمپرسور ۲	$\dot{C}_8 + \dot{Z}_{Comp2} + \dot{C}_{W,Comp2} = \dot{C}_9$	$\frac{\dot{C}_{W,Comp2}}{\dot{W}_{Comp2}} = \frac{\dot{C}_{Wgt}}{\dot{W}_{GT}}$
کندانسور ۱	$\dot{C}_{11} + \dot{Z}_{Cond1} = \dot{C}_{12} + \dot{C}_{W,Cond1}$	$\frac{\dot{C}_{11}}{\dot{E}_{11}} = \frac{\dot{C}_{12}}{\dot{E}_{12}}$
اوپراتور	$\dot{C}_{13} + \dot{C}_{23} + \dot{Z}_{eva} = \dot{C}_{14} + \dot{C}_{24}$	$\frac{\dot{C}_{13}}{\dot{E}_{13}} = \frac{\dot{C}_{14}}{\dot{E}_{14}}$
جذب کننده	$\dot{C}_{19} + \dot{Z}_{Abs} + \dot{C}_{14} = \dot{C}_{15} + \dot{C}_{30}$	$\frac{\dot{C}_{15}}{\dot{E}_{15}} = \frac{\dot{C}_{14} + \dot{C}_{19}}{\dot{E}_{14} + \dot{E}_{19}}$
مبدل حرارتی محلول	$\dot{C}_{16} + \dot{Z}_{SHE} + \dot{C}_{18} = \dot{C}_{17} + \dot{C}_{19}$	$\frac{\dot{C}_{19}}{\dot{E}_{19}} = \frac{\dot{C}_{18}}{\dot{E}_{18}}$

$$\begin{aligned}
\frac{\dot{C}_{W,Pump1}}{\dot{W}_{Pump1}} &= \frac{\dot{C}_{wgt}}{\dot{W}_{GT}} & \dot{C}_{16} &= \dot{Z}_{Pump1} + \dot{C}_{W,Pump1} + \dot{C}_{15} & \text{پمپ ۱} \\
\frac{\dot{C}_{35}}{\dot{E}_{35}} &= \frac{\dot{C}_{36}}{\dot{E}_{36}} & \dot{C}_{35} + \dot{Z}_{Tur2} &= \dot{C}_{36} + \dot{C}_{wTur2} & \text{توربین سیکل رنکین} \\
\dot{C}_{37} &= 0 & \dot{C}_{36} + \dot{C}_{37} + \dot{Z}_{Cond} &= \dot{C}_{33} + \dot{C}_{38} & \text{کندانسور ۲} \\
\frac{\dot{C}_{36}}{\dot{E}_{36}} &= \frac{\dot{C}_{33}}{\dot{E}_{33}} & \dot{C}_{33} + \dot{Z}_{Pump2} + \dot{C}_{W,Pump2} &= \dot{C}_{34} & \text{پمپ ۲} \\
\frac{\dot{C}_{W,Pump2}}{\dot{W}_{Pump2}} &= \frac{\dot{C}_{wgt}}{\dot{W}_{GT}}
\end{aligned}$$

$\dot{Z}_k$ در معادله (۳-۷۹) نرخ استهلاک تجهیزات سیستم بوده و به صورت زیر محاسبه می‌گردد: [54]

$$\dot{Z}_k = \dot{Z}_k^{CI} + \dot{Z}_k^{O\&M} \quad (3-81)$$

معادله بالا مجموع نرخ قیمت سرمایه گذاری^۱ ($\dot{Z}_k^{CI}$) و نگهداری و تعمیرات^۲ ($\dot{Z}_k^{O\&M}$) سیستم هست. سطح

سرمایه‌گذاری شده برای مؤلفه k می‌تواند به صورت زیر بیان شود. [52]

$$\dot{Z}_k^{CI} = \left(\frac{CRF}{t} \right) PEC_k \quad (3-82)$$

CRF و t به ترتیب ضریب بازیابی سرمایه^۳ و ساعت کارکرد سالانه نیروگاه که در تحقیق حاضر ۷۷۰۰ در نظر

گرفته می‌شود. علاوه بر این، سرمایه‌گذاری برای هر مؤلفه باید به عنوان یک عامل مهم استفاده شود.

هزینه تعمیر و نگهداری سالانه برای جزء k ام سیستم به صورت زیر محاسبه می‌گردد. [52]

$$\dot{Z}_k^{O\&M} = \frac{(\beta_k * PEC_k)}{t} \quad (3-83)$$

در این رابطه β_k ضریب مربوط به تعمیر و نگهداری^۴ هر جزء که در این سیستم ۵٪ هزینه کل سیستم در نظر

گرفته شده است. همانطور که در بخش قبلی گفته شد PEC_k هزینه خریداری جزء k ام هست؛ که شامل

¹ Capital Investment

² Operation and Maintenance

³ Capital Recovery Factor

⁴ Maintenance Factor

هزینه‌های سرمایه‌گذاری مربوط به قسمت خورشیدی ، سیکل تولید توان و سیکل سرمایه‌ش می‌شود. CRF از رابطه‌ی زیر به دست می‌آید: [55],[56], [57]

$$CRF = \frac{i \times (1+i)^n}{(1+i)^n - 1} \quad (3-84)$$

در این رابطه i نرخ سود سالانه که 10% ، n تعداد سال‌های بهره‌برداری دستگاه هست که در تحقیق حاضر برابر 20 در نظر گرفته می‌شود.

۳-۶-۳ متغیرهای انرژی اکتونومیک برای ارزیابی اجزا سیستم

کمیت‌های زیر که به عنوان متغیرهای انرژی اکتونومیک شناخته می‌شوند، در ارزیابی ترمودینامیک اقتصادی و بهینه‌سازی سیستم‌های حرارتی نقش اساسی دارند:

۳-۶-۳-۱ هزینه متوسط در انرژی سوخت و محصول هر واحد

آنالیز انرژی اکتونومیک به یک دستورالعمل مناسب در (سوخت، محصول)^۱ سیستم برای مشخص کردن محصول واقعی هر یک از اجزاء با انتصاب یک نقش به عنوان مثال سوخت ، محصول تعریف شده است، انرژی سوخت به شکل زیر محاسبه می‌شود [53]

$$\dot{E}_{F,k} = \dot{E}_{P,k} + \dot{E}_{D,k} \quad (3-85)$$

که در رابطه بالا انرژی سوخت $\dot{E}_{F,k}$ مجموع انرژی محصول $\dot{E}_{P,k}$ و انرژی تخریب $\dot{E}_{D,k}$ برای جزء k ام می‌باشد.

و نرخ هزینه^۲ به صورت زیر محاسبه می‌شود : [50]

$$\dot{C} = c\dot{E} \quad (3-86)$$

¹ Fuel-Product

² Cost Rate

در معادله بالا c میانگین هزینه در واحد انرژی $^1 (\$/GJ)$ برای هر یک از اجزاء جریان انرژی می‌باشد. تعریف سوخت و محصول برای محاسبات راندمان انرژی در یک جزء منجر به تعریف جریان هزینه مربوط به سوخت و جریان هزینه مربوط به محصول برای سیستم می‌گردد. هزینه متوسط واحد سوخت و محصول برای جزء k ام سیستم مطابق (۳-۸۷) و (۳-۸۸) بدست می‌آید. [52] , [58]

$$c_{F,k} = \dot{C}_{F,k} / \dot{E}_{F,k} \quad (3-87)$$

$$c_{P,k} = \dot{C}_{P,k} / \dot{E}_{P,k} \quad (3-88)$$

۳-۶-۳-۲ نرخ هزینه تخریب انرژی هر واحد

در بالانس انرژی که برای جزئی از سیستم نوشته می‌شود، ترمی که مستقیماً هزینه ترم تخریب انرژی را بیان کند، وجود ندارد. از این رو قیمت ناشی از تخریب انرژی در اجزا سیستم قیمت نهان نامیده می‌شود. هزینه تخریب انرژی در تحلیل انرژی اکونومیک به عنوان پارامتر مهم شناخته می‌شود. و به صورت زیر محاسبه می‌گردد. [58]

$$\dot{C}_{D,k} = c_{F,k} * \dot{E}_{D,k} \quad (3-89)$$

۳-۶-۳-۳ نسبت اختلاف هزینه هر واحد^۲

اختلاف قیمت نسبی r_k برای جزء k ام سیستم از طریق رابطه زیر تعریف می‌شود: [28]

$$r_k = \left| \frac{c_{P,k} - c_{F,k}}{c_{F,k}} \right| \quad (3-90)$$

¹ Cost Per Unit Exergy

² Relative Cost Difference

این متغیر، نسبت افزایش متوسط قیمت واحد انرژی بین سوخت و محصول جزء k ام سیستم را بیان می‌کند. اختلاف نسبی قیمت، متغیر مفیدی برای ارزیابی و بهینه سازی سیستم‌های حرارتی می‌باشد. معادله قیمت واقعی منابع جز k ام سیستم را بیان می‌کند.

۳-۶-۳-۴ فاکتور انرژی اکونومیک هر واحد^۱

فاکتور انرژی اکونومیک به صورت معادله زیر تعریف می‌شود [53]:

$$f_k = \frac{\dot{Z}_k}{\dot{C}_{D,k} + \dot{Z}_k} \quad (3-91)$$

فاکتور انرژی اکونومیک به صورت نسبت هزینه سرمایه گذاری (هزینه خرید تجهیزات)، که رابطه‌ای با تحلیل انرژی ندارد، به افزایش قیمت کلی تعریف می‌شود. مقدار این فاکتور برای یک مؤلفه اصلی نشان می‌دهد که پس انداز هزینه در کل سیستم ممکن است با بهبود بازده مؤلفه (کاهش تخریب انرژی) حاصل شود حتی اگر هزینه سرمایه گذاری برای این مؤلفه افزایش یابد. از طرف دیگر، ارزش بالای این عامل نشان دهنده کاهش هزینه‌های سرمایه گذاری است. این مؤلفه نشان دهنده راندمان هزینه اجزاء می‌باشد.

¹ Exergoeconomic Factor

فصل ۴ نتیجه و یافته های پژوهش

۴-۱ مقدمه

با توجه به اینکه بررسی آنالیز نتایج تحقیق یکی از مهم‌ترین قسمت‌های هر پژوهشی می‌باشد و باید قبل از هرگونه اقدام برای راه اندازی سیستم جدید نتایج بدست آمده به خصوص راندمان و اتلافات انرژی مورد بررسی قرار گیرد. در این فصل نتایج بدست آمده و آنالیز ترمودینامیکی با توجه به شرایط اولیه مورد تحلیل قرار گرفته است. سپس با آنالیز انرژی و انرژی با استفاده از نرم‌افزار EES خواص ترمودینامیکی سیکل، از جمله فشار، دما، آنتروپی، آنتالپی، دبی جرمی و غیره بدست آمده است. پس از این موضوع به بررسی تخریب انرژی می‌پردازیم و سیکل‌هایی که دارای بیشترین تخریب انرژی می‌باشند بیان می‌شود. در ادامه به بررسی جامعی از آنالیز پارامتریک سیستم می‌پردازیم. و به بررسی اجزای مختلف سیستم که دارای بیشترین تأثیر در مقدار تخریب انرژی و انرژی مانند دمای محیط، نسبت فشار کمپرسور، دمای ورودی به ژنراتور، دمای ورودی به سیکل، راندمان انرژی و انرژی دارند پرداخته شده است. در بخشی از تحقیق نیز به بررسی نتایج انرژی اکونومیک سیستم پیشنهادی می‌پردازیم. هر یک از سیکل‌های موردنظر با استفاده از مقایسه آنها با مقالات مختلف اعتبار سنجی شده است و در نهایت نتایج حاصل شده بیان شده است.

۴-۲ فرضیات و شرایط اولیه سیستم

تحلیل ترمودینامیکی سیستم با فرضیات

جدول ۴-۱ مورد بررسی قرار گرفته است.

جدول ۴-۱ داده های ورودی در شبیه سازی

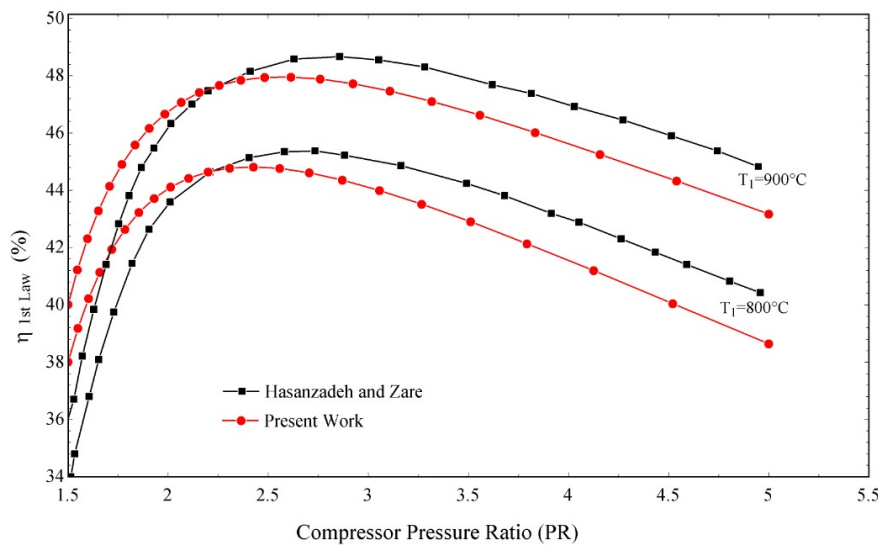
پارامتر	نماد	مقدار
میزان تابش خورشید [59]	DNI (W/m^2)	۸۵۰
راندمان تأثیر خاصیت [40]	η_{cos}	۰.۸۲۶۷
راندمان انسداد [40]	$\eta_{s\&b}$	۰.۹۶۹۸
راندمان مسدود کننده [40]	η_{int}	۰.۹۷۱۰
راندمان تأثیر اتمسفر [40]	η_{att}	۰.۹۳۸۳
راندمان بازتاب هلیوستات [40]	η_{ref}	۰.۸۸
تعداد هلیوستات [60]	N_{hel}	۶۲۴
مساحت بازتاب شده هلیوستات [60]	$A_{hel} (m^2)$	۹.۴۵*۱۲.۸۴
مساحت دریافت کننده گیرنده [61]	$A_{rec} (m^2)$	۶۸.۱
راندمان آیزنتروپیک پمپ [62]	η_{pump}	۰.۸۵
راندمان آیزنتروپیک توربین سیکل رنکین آلی [62]	$\eta_{tur,ORC}$	۰.۸
تأثیر مبدل حرارتی [62]	ε	۰.۹
دمای کندانسور [62]	$T_{Cond} (C)$	۴۰
راندمان پلی تروپیک کمپرسور [62]	η_{Comp}	۰.۹۱۶-۰.۰۱۷۵
راندمان پلی تروپیک توربین گاز سیکل برایتون [62]	$\eta_{GT,He}$	۰.۹۳۲-۰.۰۱۱۷
فشار ورودی به کمپرسور ۱ [62]	$P_5(bar)$	۲۵
فشار تلف شده در کمپرسور ۲ [62]	$\Delta P_{HP,Reu} (bar)$	۰.۸
فشار تلف شده در کمپرسور ۱ [62]	$\Delta P_{LP,Reu} (bar)$	۰.۵
فشار تلف شده در مبدل حرارتی میانی [62]	$\Delta P_{IHE} (bar)$	۱
فشار تلف شده در دیگر مبدل های حرارتی [62]		۰.۴
بالا ترین فشار سیکل تبرید [28]	$P_{High} (bar)$	۱۲.۷۵
پایین ترین فشار سیکل تبرید [28]	$P_{Low} (bar)$	۱.۷
دمای ورودی از ژنراتور [28]	$T_{11} (C)$	۱۰۰

فرضیات زیر برای تحلیل انرژی و انرژی سیستم در نظر گرفته شده است:

۱. عملکرد سیستم در شرایط پایدار فرض شده است.
۲. تغییرات انرژی جنبشی و پتانسیل ناچیز در نظر گرفته می‌شوند.
۳. سیال عامل سیکل برایتون هلیوم در نظر گرفته شده است.
۵. سیال عامل سیکل رنکین آلی R123 در نظر گرفته شده است.
۶. مبرد و جاذب سیکل تبرید جذبی به ترتیب آمونیاک و آب در نظر گرفته شده است.
۷. راندمان توربین گاز و کمپرسور در سیکل برایتون پلی‌تروپیک فرض شده در حالیکه توربین و پمپ در سیکل رنکین آلی و پمپ سیکل تبرید جذبی آیزنتروپیک فرض شده است.
۸. فشار تلف شده برای سیکل رنکین آلی و فشار و اتلاف حرارت در سیکل تبرید جذبی نادیده گرفته شده است.
۹. مبرد خروجی از کندانسور مایع اشباع و مبرد خروجی از اواپراتور بخار اشباع است. و محلول‌های ضعیف و قوی به ترتیب از جذب کننده و ژنراتور به عنوان مایع اشباع خارج می‌شوند.

۳-۴ اعتبار سنجی

به منظور اعتبار سنجی نتایج با مرجع زارع و حسن‌زاده مقایسه می‌شوند [1]. مقایسه دقیق در شکل ۱-۴ نشان داده شده است. برای این منظور، دو دمای ورودی ۸۰۰ و ۹۰۰ درجه سانتیگراد در نظر گرفته شده است. اگرچه ممکن است دلایل مختلفی از قبیل خطاهای محاسباتی نرم‌افزار، اشتباهات انسانی و همچنین عدم وجود داده‌های دقیق تفاوتی ناچیز بین این دو تحلیل وجود داشته باشد، اما همانطور که می‌توان درک کرد بین تحلیل‌ها توافق منطقی خوبی وجود دارد.

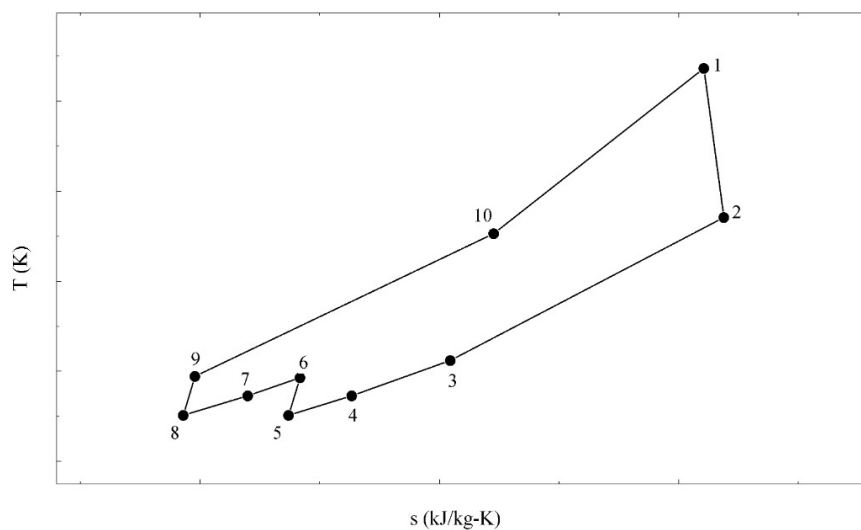


شکل ۴-۱ اعتبار سنجی نتایج با داده های حسن زاده

۴-۴ نتایج حاصل از آنالیز انرژی و اگزرژی

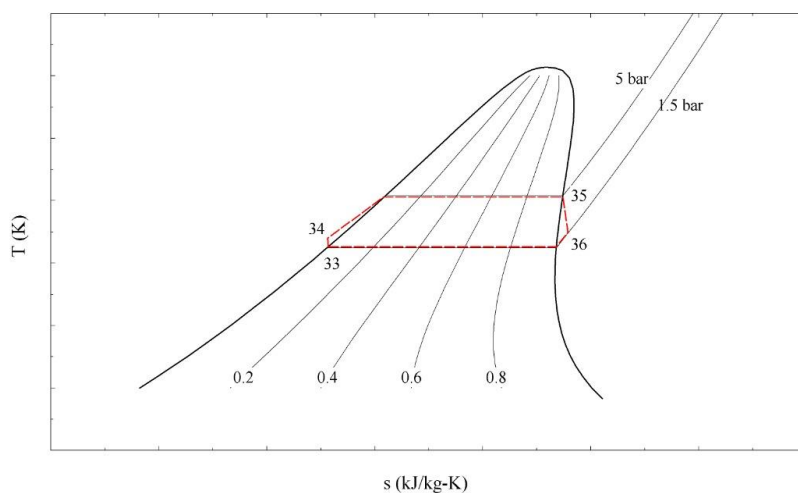
۴-۴-۱ نمودار T-s سیکل پیشنهادی

با توجه به اینکه هر چه سطح زیر نمودار در نمودار T-s بیشتر باشد میزان کار انجام شده در سیکل نیز بیشتر است در شکل ۴-۲ نمودار T-s سیکل برای تون نشان داده شده است. در یک فرآیند آیزنتروپیک فشار اولیه سیال عامل به کمترین مقدار خود می‌رسد. (فرآیند ۱-۲) پس از آن دمای سیال عامل در یک فرآیند فشار ثابت کاهش می‌یابد. (فرآیند ۲-۳) در یک فرآیند آیزنتروپیک کمپرسور ۱ دمای سیال عامل را با افزایش فشار بالا می‌برد (فرآیند ۳-۴). درجه حرارت سیال به دلیل وجود مبدل و خنک کننده در یک فرآیند فشار ثابت کاهش می‌یابد. کمپرسور ۲ در یک فرآیند آیزنتروپیک فشار سیال عامل را به بیشترین مقدار خود می‌رساند. (فرآیند ۴-۵) و در نهایت مبدل حرارتی میانی سیال عامل را به دمای اولیه خود باز می‌گرداند. همانطور که نشان می‌دهد سطح زیر نمودار بیشتر شده در نتیجه کار دریافتی افزایش می‌یابد.



شکل ۲-۴ نمودار T-s سیکل بسته برای تون

شکل ۳-۴ نمودار T-s سیکل رنگین آلی را نشان می‌دهد که در آن R123 به عنوان سیال عامل انتخاب شده است. پس از یک فرآیند آیزنتروپیک در پمپ ۲ (فرآیند ۳۳ تا ۳۴) سیال عامل وارد مبدل حرارتی می‌شود. اگرچه توان پمپ را می‌توان نادیده گرفت، اما به دلیل افزایش دقت نتایج در این مقاله مورد توجه قرار گرفته است. انتقال حرارت به سیال عامل در مبدل حرارتی به صورت فشار ثابت است، و سیال در فرآیند ۳۴ به ۳۵ به بخار اشباع تبدیل می‌شود. بخار خروجی از مبدل حرارتی توسط توربین بکار خروجی تبدیل می‌شود. (فرآیند ۳۵ تا ۳۶) و سرانجام در کندانسور، سیال در یک فرآیند فشار ثابت سرد می‌شود. (فرآیند ۳۶ تا ۳۳)



شکل ۳-۴ نمودار T-s سیکل رنگین آلی

۲-۴-۴ آنالیز انرژی و انرژی

آنالیز انرژی و انرژی سیکل هیبریدی پیشنهادی که شامل سیکل های برایتون/ رنکین آلی/ تبرید جذبی (سیکل قدرت) و همچنین ترکیب سیکل قدرت به همراه منبع انرژی خورشیدی (نیروگاه) در حالت عادی و در جدول ۲-۴ ارائه شده است. با توجه به مقادیر بدست آمده، نیروگاه از ۶۴.۳۵۸ مگاوات انرژی دریافتی از خورشید ۱۳.۹۸۳ مگاوات را بکار تبدیل کرده و راندمان دریافتی از آن ۲۳.۷۳٪ است در حالیکه سیکل قدرت با راندمان ۴۵.۱٪ بازده بالایی نسبت به نیروگاه دارد. دمای ورودی به نیروگاه که از خورشید دریافت می شود ۴۵۰۰ درجه کلوین است. اما گیرنده می تواند حدود ۱۰۰۰ درجه کلوین را به سیال عامل برساند. راندمان انرژی سیکل قدرت حدود ۶۴.۵٪ محاسبه شده است. در مقایسه با نتایج بدست آمده با نتایج حسن زاده [1]، اگرچه حدود ۳٪ از راندمان انرژی کاهش می یابد، اما علاوه بر تولید سرما توسط سیکل تبرید جذبی، راندمان انرژی حدود ۵٪ افزایش یافته است.

با توجه به اینکه هیچ واکنشی شیمیایی بین سیالات انتقال حرارت و هلیوم وجود ندارد، بنابراین می توان از تلفات شیمیایی سیکل صرف نظر کرد. با توجه به میزان تخریب بالاتر توسط گیرنده و هلیوستات در نیروگاه، راندمان انرژی آن نسبت به سیکل قدرت پایین تر است.

جدول ۲-۴ نتایج تجزیه و تحلیل انرژی و انرژی برای نسبت فشار ۳

سیستم				آنالیز انرژی				آنالیز انرژی			
				ورودی (MW)	خروجی (MW)	اتلاف (MW)	η (%)	ورودی (MW)	خروجی (MW)	اتلاف (MW)	η_{ex} (%)
سیکل قدرت				۳۱.۰۷	۱۳.۹۸	۱۷.۰۹	۴۵	۲۴.۴۶	۱۵.۷۷	۸.۶۹	۶۴.۵
نیروگاه				۶۴.۳۶	۱۳.۹۹	۵۰.۳۸	۲۱/۷	۶۰.۰۱	۱۵.۷۷	۴۴.۳۳	۲۶.۲

با محاسبه ویژگی‌های ترمودینامیکی مانند فشار، دما، آنتالپی، آنتروپی و اندازه گیری سرعت جرم کلیه بخش‌های سیکل در جدول ۳-۴ آورده شده است. این نتایج مطابق با شرایط اولیه نسبت فشار ۳، دمای ورودی به سیکل هیبریدی ۱۰۷۳ درجه کلون ، دمای ورودی سیکل تبرید جذبی ۴۰۰ درجه کلون و دمای ورودی سیکل رنگین آلی ۳۵۳ درجه کلون بدست آمده است.

جدول ۳-۴ خواص ترمودینامیکی ، هزینه‌ها و دبی جرمی سیستم

هزینه‌ها		s (kJ/kg K)	h (kJ/kg)	$\dot{m}$ (kg/s)	T (K)	P (bar)	سیال	جریان
c (\$/GJ)	$\dot{c}$ (\$/h)							
۳۷.۰۸	۳۷۰.۱	-۲.۲۳۸	۴۰.۴۴	۱۶.۳۳	۱۰۷۳	۷۳.۲	Helium	۱
۳۷.۰۸	۲۶۱۴	-۲.۰۳۰	۲۳۱۱	۱۶.۳۳	۷۴۱.۷	۲۶.۳	Helium	۲
۳۷.۰۸	۲۱۳۲	-۴.۸۸۷	۶۶۴.۳	۱۶.۳۳	۴۲۴.۵	۲۵.۸	Helium	۳
۳۷.۰۸	۲۰۷۱	-۵.۹۱۶	۲۵۶.۶	۱۶.۳۳	۳۴۶	۲۵.۴	Helium	۴
۳۷.۰۸	۲۰۵۴	-۶.۵۷۵	۳۲.۲۲	۱۶.۳۳	۳۰۲.۸	۲۵	Helium	۵
۳۷.۷۷	۲۳۴۰	-۶.۴۵۷	۴۶۸.۸	۱۶.۳۳	۳۸۵.۸	۴۳.۳	Helium	۶
۳۷.۷۷	۲۳۱۳	-۷.۰۰۳	۲۶۲.۲	۱۶.۳۳	۳۴۶	۴۲.۹	Helium	۷
۳۷.۷۷	۲۲۹۸	-۷.۶۷۶	۳۷.۸۷	۱۶.۳۳	۳۰۲.۸	۴۲.۵	Helium	۸
۳۸.۴۶	۲۶۰۴	-۷.۵۵۳	۴۹۵.۲	۱۶.۳۳	۳۸۸.۹	۷۵	Helium	۹
۴۲.۹۲	۳۴۱۰	-۴.۴۳۵	۲۱۴۲	۱۶.۳۳	۷۰۶.۴	۷۴.۲	Helium	۱۰
۷۲.۶	۷۵۷.۱	۵.۳۶۹	۱۷۲۰	۶.۸۶	۴۰۰	۱۲.۵	orNH ₃ -H ₂ ONH ₃	۱۱
۷۲.۶	۶۴۶.۹	۰.۴۷۳	۳۹.۴۶	۶.۸۶	۳۰۶	۱۲.۵	orNH ₃ -H ₂ ONH ₃	۱۲
۷۲.۶	۶۴۶.۹	۰.۵۵۸	۳۹.۴۶	۶.۸۶	۲۵۵.۴	۱.۷	orNH ₃ -H ₂ ONH ₃	۱۳
۷۲.۶	۵۸۸	۳.۱۴۹	۷۱۸.۶	۶.۸۶	۲۷۳	۱.۷	orNH ₃ -H ₂ ONH ₃	۱۴
۷۴.۴۴	۱۱۷۶۸	۰.۴۰۹۲	۴۸.۲-	۷۱.۲۲	۳۰۶	۱.۷	orNH ₃ -H ₂ ONH ₃	۱۵
۷۴.۴۴	۱۱۷۶۸.۳	۰.۴۰۹۲	۴۸.۲-	۷۱.۲۲	۳۰۶	۱.۷	orNH ₃ -H ₂ ONH ₃	۱۶
۷۴.۹۸	۱۲۳۳۸.۴	۱.۳۵۷	۲۷۷.۲	۷۱.۲۲	۳۸۰	۱۲.۵	orNH ₃ -H ₂ ONH ₃	۱۷
۷۷.۲۳	۱۲۴۲۰.۲	۱.۶۱۰	۳۹۱.۴	۶۴.۳۶	۴۰۰	۱۲.۵	orNH ₃ -H ₂ ONH ₃	۱۸

۷۷.۲۳	۱۱۸۵۰.۱	۰.۶۰۴	۳۱.۳۸	۶۴.۳۶	۳۱۷.۷	۱۲.۵	orNH ₃ -H ₂ ONH ₃	۱۹
۷۷.۲۳	۱۱۸۵۰.۱	۰.۶۰۸	۳۱.۳۸	۶۴.۳۶	۳۱۸	۱.۷	orNH ₃ -H ₂ ONH ₃	۲۰
.	.	۰.۳۶۵	۱۰۴.۲	۸۷.۵۹	۲۹۸	۱	Water	۲۱
۱۲.۰۴	۱۴.۷۲	۰.۵۰۳	۱۴۶	۸۷.۵۹	۳۰۸	۱	Water	۲۲
۷۷.۶۲	۵۶۰.۴	۰.۱۱۹	۳۳.۰۸	۲۲۲	۲۸۱	۱	Chilled water	۲۳
۷۷.۶۲	۵۶۱۰.۷	۰.۰۴۳۶	۱۲.۰۸	۲۲۲	۲۷۶	۱	Chilled water	۲۴
.	.	۰.۳۶۵	۱۰۴.۲	۵۵۱.۴	۲۹۸	۱	Water	۲۵
۱۴۳.۲	۱۱۰.۲	۰.۴۳۴	۱۲۵.۱	۵۵۱.۴	۳۰۳	۱	Water	۲۶
۴۰.۵۸	۱۰۹۴	۷.۳۶۳	۱۵۱۳	۳۷.۵	۱۳۹۸	۱	Air	۲۷
۴۰.۳۹	۲۰۸.۱	۶.۵۳۴	۶۸۴.۶	۳۷.۵	۶۷۳	۱	Air	۲۸
.	.	۰.۳۶۵	۱۰۴.۲	۴۹۶.۵	۲۹۸	۱	Water	۲۹
۲۰.۳.۴	۱۴۰.۹	۰.۴۳۴	۱۲۵.۱	۴۹۶.۵	۳۰۳	۱	Water	۳۰
.	.	۰.۳۶۵	۱۰۴.۲	۸۷.۶۱	۲۹۸	۱	Water	۳۱
۱۳.۰۸	۱۶.۸۹	۰.۵۰۳	۱۴۶	۸۷.۶۱	۳۰۸	۱	Water	۳۲
۶۰.۹۴	۱۴۱۳	۱.۱۴۲	۲۴۱.۷	۱۷.۸۲	۳۱۳	۱.۵۴	R123	۳۳
۶۱.۰۵	۱۴۱۶	۱.۱۴۱	۲۴۱.۷	۱۷.۸۲	۳۱۲.۹	۴.۸۸	R123	۳۴
۶۰.۹۵	۱۴۴۳	۱.۶۸۵	۴۳۱	۱۷.۸۲	۳۵۳	۴.۸۸	R123	۳۵
۶۰.۸۷	۱۴۲۲	۱.۶۹۷	۴۱۵.۵	۱۷.۸۲	۳۲۴.۴	۱.۵۴	R123	۳۶
.	.	۰.۳۶۵	۱۰۴.۲	۷۴.۰۴	۲۹۸	۱	Water	۳۷
۸.۹۵	۹۲۵	۰.۵۰۳	۱۴۶	۷۴.۰۴	۳۰۸	۱	Water	۳۸

۴-۵ نتایج پارامتریک سیستم

به منظور درک بهتر عملکرد سیکل، تأثیر تغییر عوامل مؤثر بر عملکرد سیستم مانند: تغییر دمای ورودی،

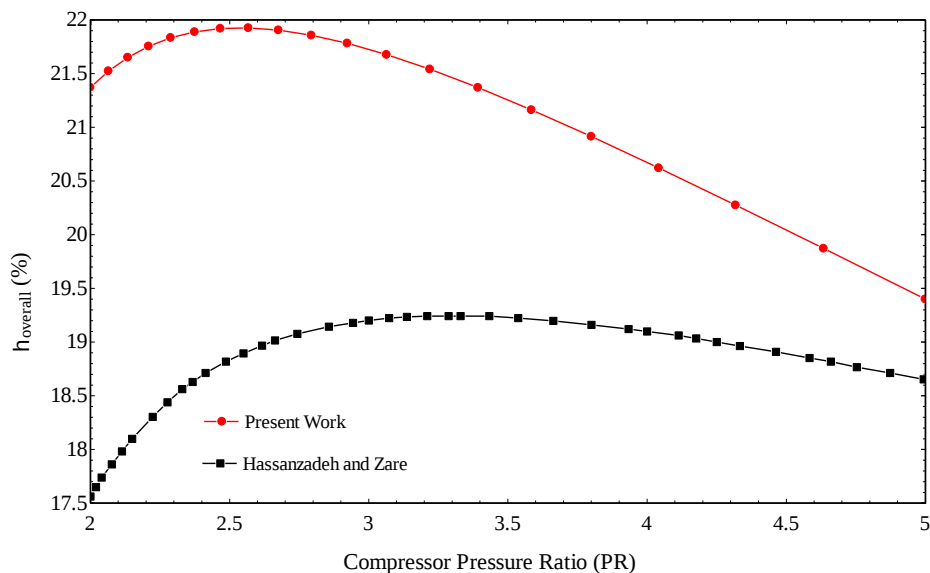
نسبت فشار کمپرسور، دمای ورودی به سیکل رنگین آلی، بازده آیزنتروپیک و پلی تروپیک مورد مطالعه

قرارگرفته است و به در ادامه ارائه شده است.

۱-۵-۴ تأثیر PR بر راندمان انرژی و انرژی نیروگاه

یکی از مؤثرترین پارامترها در راندمان انرژی و انرژی نیروگاه (شامل سیکل پیشنهادی به همراه منبع انرژی خورشیدی) ، نسبت فشار کمپرسور است. این نسبت برابر با P_9/P_5 که نسبت فشار خروجی از کمپرسور به فشار ورودی در آن است.

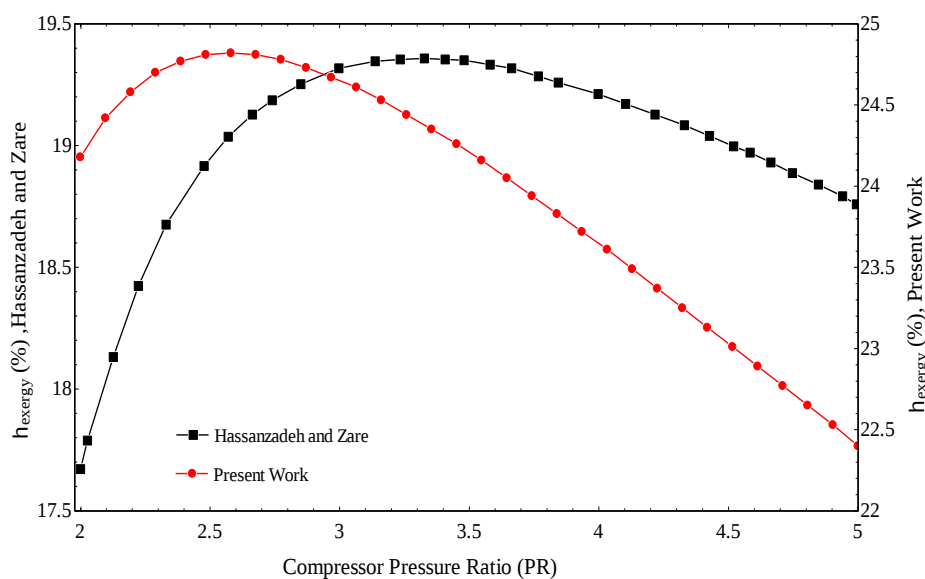
شکل ۴-۴ نمودار تغییرات راندمان با نسبت فشارهای مختلف را نشان داده شده است. با توجه به نمودار نتیجه می گیریم که با افزایش نسبت فشار کمپرسور در مرحله اول راندمان تا مقدار قابل قبولی افزایش می یابد و پس از آن کاهش می یابد. لازم به ذکر است که زارع و حسن زاده [1] بر روی سیکل مشابه شامل دو سیکل رنگین آلی و یک سیکل اصلی برای تون مطالعه کرده اند. سیکل پیشنهاد شده آنها می تواند تنها قدرت الکتریسیته تولید کند در حالیکه در سیکل پیشنهادی فعلی سرمایه نیز تولید می شود، نتایج بدست آمده توسط زارع و حسن زاده [1] برای سیکل پیشنهادی خود نیز در شکل ۴-۴ نشان داده شده است. می توان مشاهده کرد که روند تغییرات راندمان یکسان هستند اما مقادیر ماکزیمم در نسبت فشارهای مختلف اتفاق می افتد.



شکل ۴-۴ تأثیر نسبت فشار کمپرسورها بر راندمان انرژی نیروگاه

شکل ۴-۵ تغییرات راندمان انرژی با توجه به نسبت فشار را نشان می دهد. و نتایج زارع و حسن زاده [1] نیز ارائه شده است. می توان فهمید که با افزایش نسبت فشار، راندمان انرژی تا حدی افزایش پیدا می کند. سپس

در نسبت فشار بالاتر میزان راندمان کاهش می‌یابند. با توجه به طراحی و مؤلفه‌های مختلف در پژوهش موردنظر و زارع و حسن‌زاده [1] مشخص گردید که حداکثر مقادیر انرژی در نسبت فشارهای مختلف اتفاق می‌افتد. با توجه به نمودارهای ارائه شده می‌توان دریافت که افزایش تعداد کمپرسورها رابطه مستقیم با راندمان دارد و همچنین باعث مصرف کمتر انرژی توسط کمپرسورها می‌شود.

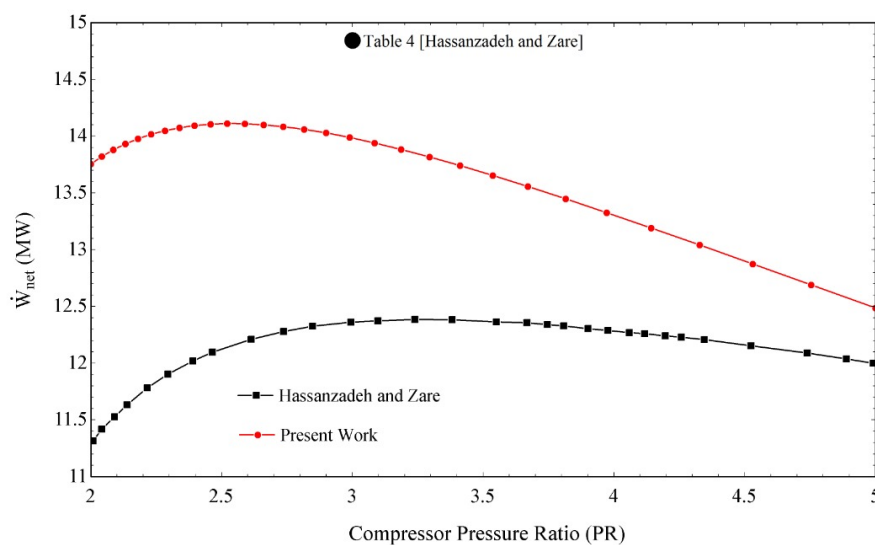


شکل ۴-۵ تأثیر نسبت فشار کمپرسورها بر راندمان انرژی و انرژی نیروگاه و مقایسه با حسن زاده

۲-۵-۴ تأثیر PR بر توان خالص خروجی سیستم

شکل ۴-۶ تأثیر نسبت فشار کمپرسور بر توان خالص خروجی $\dot{W}_{net}$ و مقایسه آن با مقاله زارع و حسن‌زاده را نشان می‌دهد [1] و بیان می‌کند سیکل تبرید جذبی در افزایش راندمان انرژی و توان خالص خروجی بسیار مؤثر است. همانطور که قبلاً بیان شد، راندمان انرژی و انرژی می‌تواند به مقدار ماکزیمم خود برسند. در حقیقت، افزایش نسبت فشار کمپرسور باعث افزایش راندمان انرژی و انرژی سیکل هیبریدی می‌شود. از طرف دیگر، در نسبت فشار پایین، میزان قدرت تولیدی توربین نسبت به برق مصرفی توسط کمپرسور بیشتر است. باید نسبت به نقطه سیاه موجود در نمودار بحث شود. این مقدار از داده‌های Table 4 مقاله زارع و حسن‌زاده [1] به مقدار ۱۴.۸ مگاوات در نسبت فشار ۳ بدست آمده است. قدرت خالص خروجی مطالعه حاضر در نسبت

فشار ۳ حدود ۱۴ مگاوات بدست می‌آید، این یعنی حدود ۵٪ اختلاف. به نظر می‌رسد که زارع و حسن‌زاده [۱] در محاسبه نتایج مشابه اشتباهی مرتکب شده‌اند زیرا در نمودار آنها مقدار کار خالص خروجی در نسبت فشار ۳ حدود ۱۲.۲ مگاوات است.

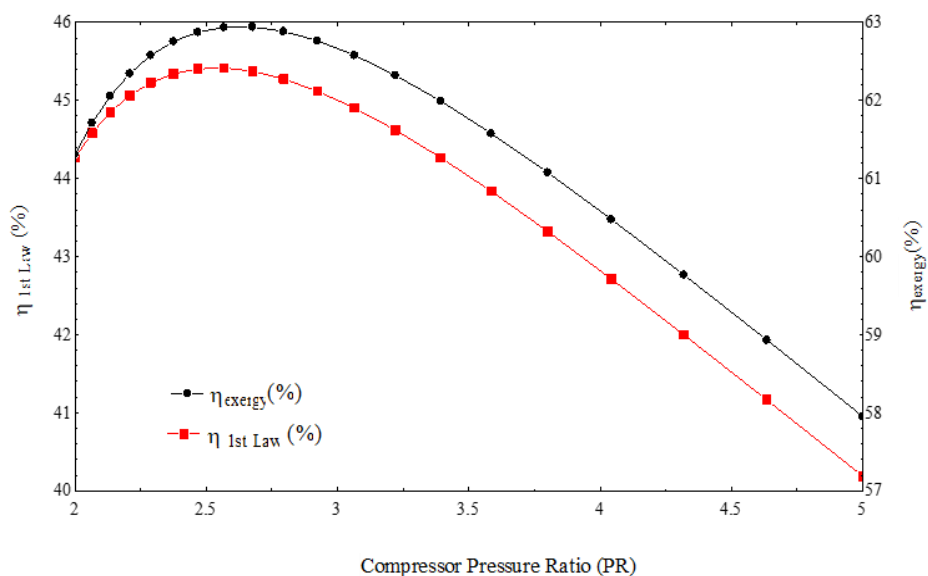


شکل ۴-۶ تأثیر نسبت فشار کمپرسورها بر توان خروجی

۳-۵-۴ تأثیر PR بر راندمان انرژی و انرژی سیکل قدرت

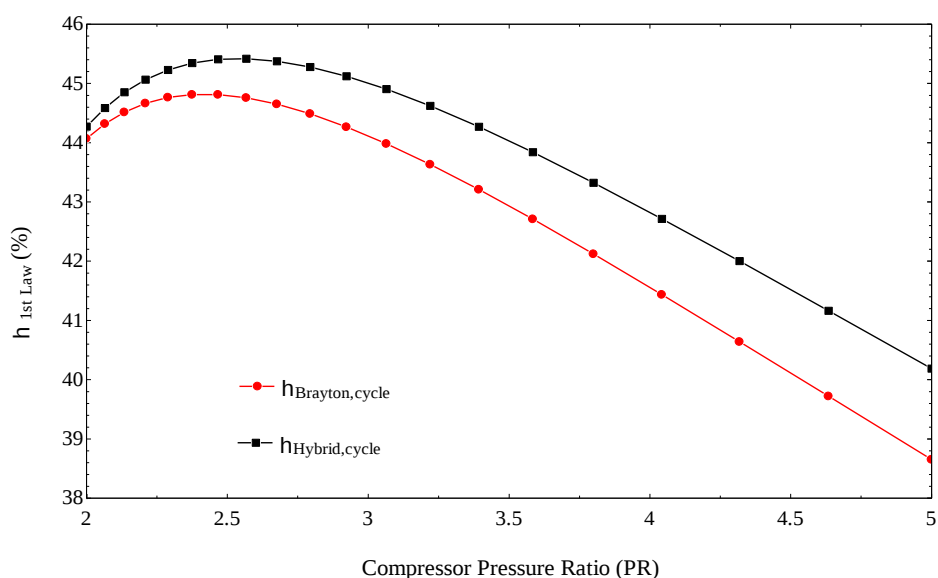
شکل ۴-۷ مطالعه ای در مورد راندمان انرژی و انرژی و تأثیر نسبت فشار بر سیکل قدرت که شامل سیکل پیشنهادی است (در این قسمت منبع خورشیدی به عنوان یک بلک باکس^۱ در نظر گرفته شده است). نشان می‌دهد. در مقایسه با نمودار شکل ۴-۴، با توجه به مقدار راندمان دریافتی نمودار زیر مشخص می‌گردد که مقدار زیادی از انرژی و انرژی توسط گیرنده منبع حرارتی که در این پژوهش سیستم خورشیدی در نظر گرفته شده از بین می‌رود. البته این میزان انرژی تلف شده از کیفیت بسیار پایینی برخوردار است

¹ Black Box



شکل ۴-۷ تأثیر نسبت فشار کمپرسور ها بر راندمان سیکل قدرت

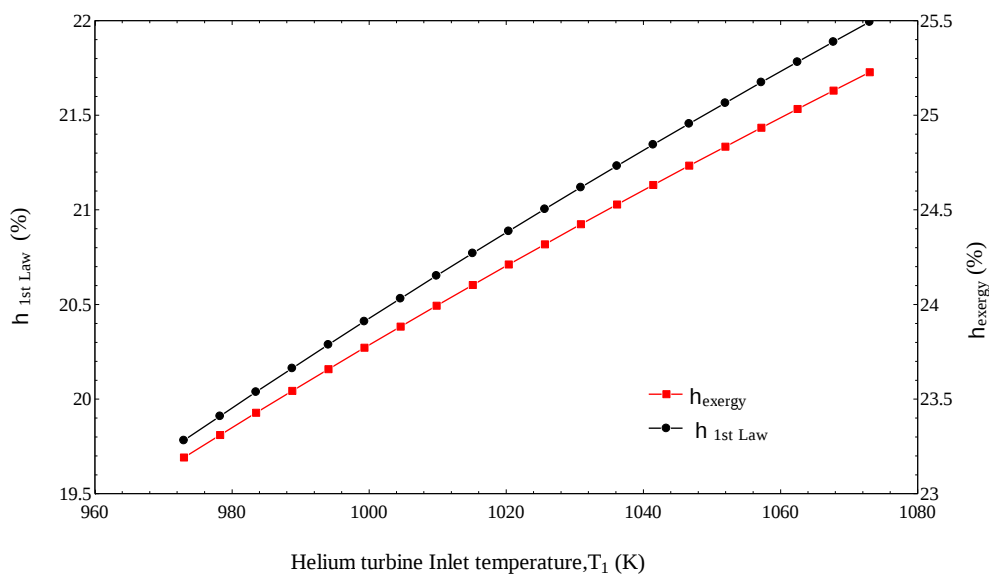
شکل ۴-۸ مقایسه‌ای بین راندمان سیکل هیبریدی و سیکل برایتون به تنهایی را نشان می‌دهد (در این قسمت منبع خورشیدی به عنوان یک بلک باکس در نظر گرفته شده است). دیده می‌شود که حداکثر راندمان انرژی سیکل هیبریدی در حدود ۴۶٪ است در صورتیکه در سیکل برایتون، حداکثر راندمان انرژی در حدود ۴۴٪ بدست می‌آید. این نشان می‌دهد که سیکل‌های هیبریدی بسیار کارآمدتر از سیکل برایتون هستند.



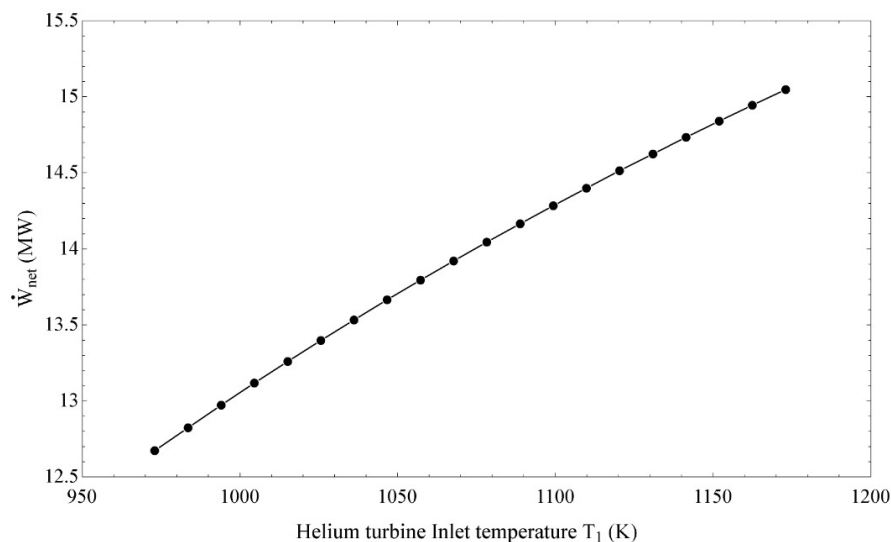
شکل ۴-۸ مقایسه راندمان سیکل هیبریدی و سیکل برایتون

۴-۵-۴ تأثیر دمای ورودی به سیکل هیبریدی

تأثیر دمای ورودی هلیوم به توربین گاز بر روی راندمان انرژی و اگزرژی و قدرت خروجی از نیروگاه (شامل سیکل پیشنهادی به همراه منبع انرژی خورشیدی) به ترتیب در شکل ۴-۹ و شکل ۴-۱۰ نشان داده شده است. نتایج نشان داد که با افزایش دمای ورودی هلیوم از ۹۷۳ به ۱۱۷۳ درجه کلوین، قدرت خروجی از ۱۲.۷ مگاوات به ۱۵.۲ مگاوات افزایش می‌یابد و راندمان انرژی و اگزرژی تقریباً ۴٪ افزایش پیدا می‌کند.



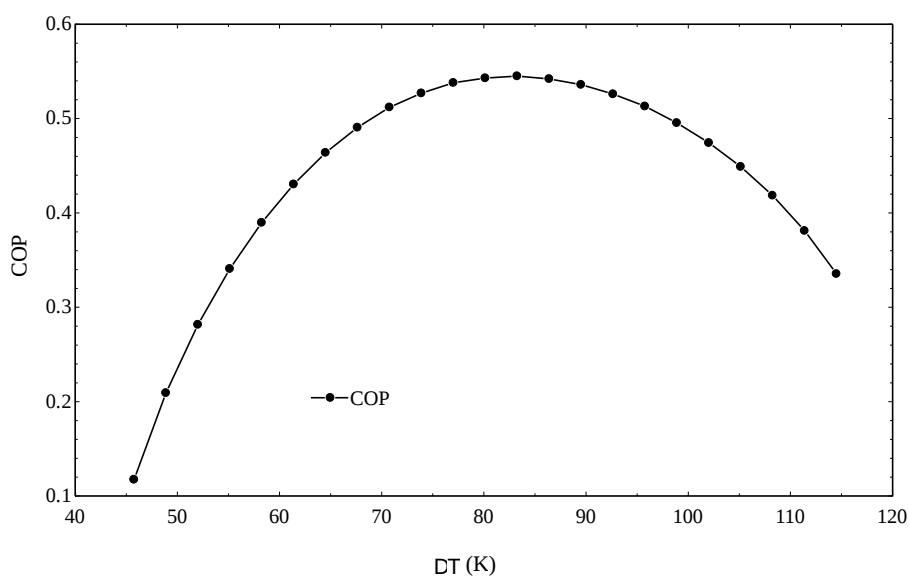
شکل ۴-۹ تأثیر دمای ورودی به توربین گاز بر راندمان نیروگاه



شکل ۴-۱۰ تأثیر دمای ورودی به توربین گاز بر قدرت خالص خروجی

۴-۵-۵ تأثیر دمای ورودی به سیکل تبرید جذبی

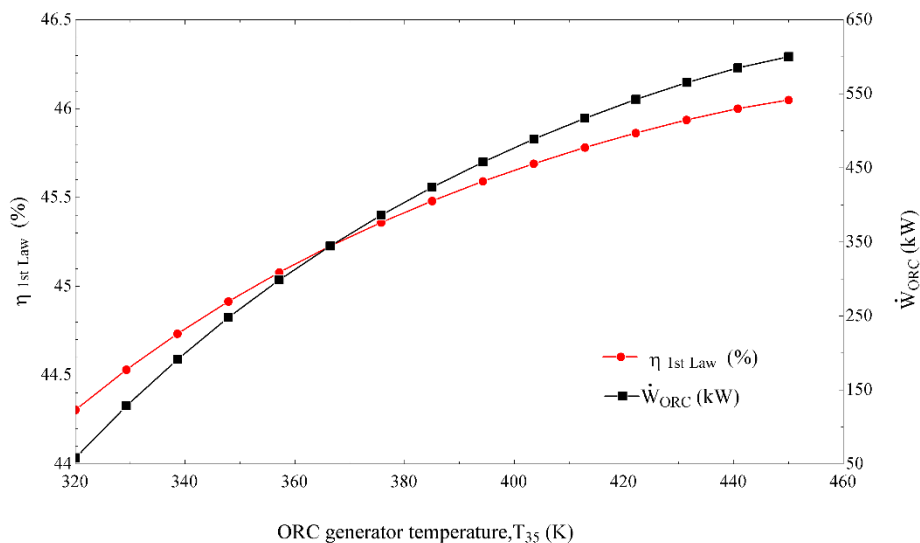
شکل ۴-۱۱ تأثیر اختلاف دما $T_3 - T_{11}$ بر روی COP در سیکل تبرید جذبی را نشان داده است. برای این منظور T_3 ، ۴۲ درجه کلوین و T_{11} در بازه ۳۱۰ تا ۳۸۵ درجه کلوین متغیر است. نمودار نشان می‌دهد که با افزایش دمای خروجی ژنراتور در سیکل تبرید جذبی، ابتدا COP تا اختلاف دمای ۸۲ درجه کلوین افزایش یافته و پس از آن نمودار رو به کاهش است.



شکل ۴-۱۱ تأثیر دمای ورودی به ژنراتور سیکل تبرید جذبی بر روی COP

۴-۵-۶ تأثیر دمای ورودی به سیکل رنگین آلی

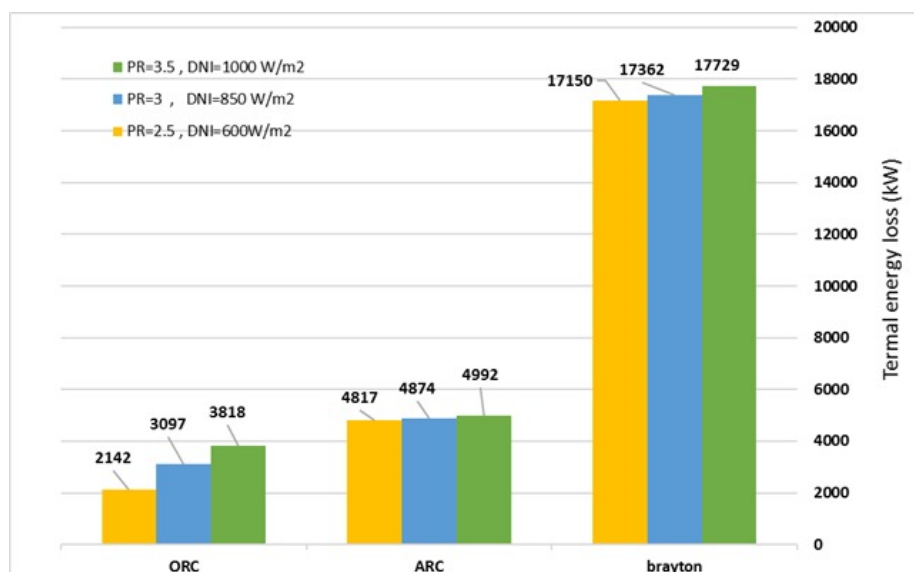
در شکل ۴-۱۲، تأثیر دمای ورودی مبدل حرارتی بر راندمان نیروگاه (شامل سیکل پیشنهادی به همراه منبع انرژی خورشیدی) و توان خروجی سیکل رنگین آلی نشان داده شده است. مشاهده می‌شود که با افزایش دمای ورودی، توان خروجی و راندمان انرژی نیز افزایش می‌یابد. با این حال، از آنجا که درجه حرارت بحرانی سیال عامل ۴۵۷ درجه کلوین است، مقدار ماکزیمم توان خروجی و راندمان انرژی را نمی‌توان بدست آورد.



شکل ۴-۱۲ تأثیر دمای خروجی از مبدل حرارتی سیکل رنکین آلی بر راندمان و توان خروجی نیروگاه

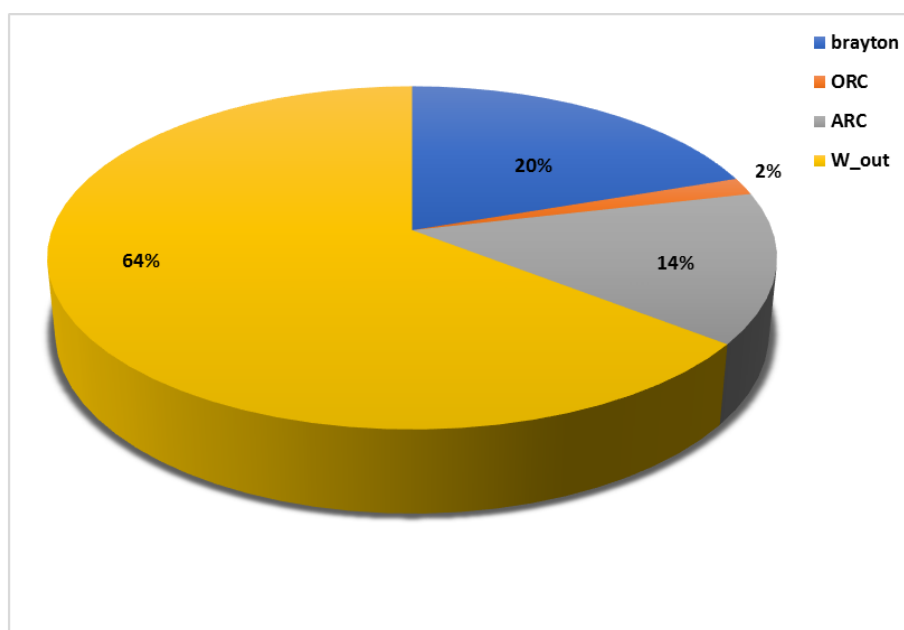
۴-۶ بررسی تخریب انرژی و انرژی اجزای سیستم

از آنجا که نسبت فشار کمپرسور و شدت تابش نور خورشید دو پارامتر بسیار مهم در عملکرد سیستم هستند، تلفات انرژی ناشی از این پارامترها در سه حالت مختلف برای سیکل‌های برایتون، رنکین آلی و تبرید جذبی در شکل ۴-۱۳ نشان داده شده است. بر این اساس بدیهی است که سیکل برایتون نسبت به سایر سیکل‌ها تلفات انرژی بیشتری دارد.



شکل ۴-۱۳ اتلاف انرژی حرارتی در سیکل‌های برایتون، رنکین آلی و تبرید جذبی

یکی از مهم‌ترین نتایج بدست آمده از قانون دوم ترمودینامیک تجزیه و تحلیل اجزای سیکل هیبریدی، اندازه گیری تأثیر هر سیکل بر تخریب اگزرژی است. تجزیه و تحلیل تخریب اگزرژی سیکل هیبریدی فعلی در شکل ۴-۱۴ نشان داده شده است. می‌توان دید که حدود ۳۶٪ اگزرژی در سیکل هیبریدی از بین رفته است. نتایج نشان داد که بیشترین تخریب اگزرژی در سیکل برایتون رخ می‌دهد.



شکل ۴-۱۴ درصد تخریب اگزرژی در سیکل‌های برایتون، رنکین آلی و تبرید جذبی

۴-۷ تجزیه و تحلیل اگزرژی اکونومیک

تجزیه و تحلیل اگزرژی اکونومیک ابزاری ضروری برای ارزیابی عملکرد سیستم می‌باشد. میانگین هزینه در واحد اگزرژی و همچنین نرخ هزینه هر یک از جریانها برای سیکل موردنظر در جدول ۴-۴ بیان شده است. با حل معادلات بدست آمده در قسمت بالانس اگزرژی و جایگذاری ضرایب و هزینه‌ها، مقادیر مربوط به هزینه‌های اگزرژی ورودی و خروجی و همچنین هزینه‌ی تلفات اگزرژی و سوخت هر جزء بدست آمده است. که در جدول ۴-۴ مشاهده می‌شود.

جدول ۴-۴ پارامترهای اگزرژی اکونومیک برای سیکل پیشنهادی

اجزاء	$\dot{E}_{F,k}(\text{MW})$	$\dot{E}_{P,k}(\text{MW})$	$\dot{E}_{D,k}(\text{MW})$	$c_{F,k} (\$/\text{GJ})$	$c_{P,k} (\$/\text{GJ})$	$\dot{C}_{D,k} (\$/\text{h})$	$\dot{Z}_k (\$/\text{h})$	$r_k(\%)$	$f_k(\%)$
مبدل حرارتی میانی	۳۵.۹۰	۳۴.۴۸	۱.۴۲	۶۲.۰۱	۶۳.۱۰	۱۳۳.۷۰	۵۰۷۱.۸۹	۱.۷۶	۹۷.۴۳
توربین گاز	۲۹.۳۱	۲۸.۳۰	۱.۰۱	۱۲.۶۲	۱۳.۲۵	۱۲۷.۳	۱۸۹۸.۱	۴.۹۹	۹۳.۷۶
ژنراتور	۱۶.۵۰	۱۴.۱۹	۲.۳۱	۱۶.۰۸	۲۰.۲۹	۱۹۳.۵۴	۲۱.۱۶	۲۶.۱۸	۹.۸۵
پیش خنک کننده	۵.۵۸	۳.۸۴	۱.۷۴	۴.۴۱	۴.۸۷	۱۶.۱۳	۳.۳۸	۱۰.۴۳	۱۷.۳۲
کمپرسور ۱	۷.۱۳	۶.۵۵	۰.۵۸	۳۲.۸۲	۳۵.۷۱	۱۸۸.۲۰	۵۷.۸۷	۸.۸۰	۲۳.۵۲
مبدل حرارتی	۷.۱۸	۴.۸۸	۲.۳	۵۲.۲۷	۷۶.۹۲	۱۹۳.۵۴	۲۱۱.۶	۴۷.۱۵	۵۲.۲۳
خنک کننده میانی	۲.۹۳	۱.۳۹	۰.۵۴	۳.۳۸	۳.۷۳	۱۵.۴۰	۳.۸۱	۱۰.۳۵	۲۰.۱۱
کمپرسور ۲	۷.۴۷	۶.۸۷	۰.۶	۳۴.۷۸	۳۷.۹۲	۲۰۷.۹	۶۰.۹۶	۹.۰۲	۲۲.۶۷
کندانسور ۱	۱۰.۴۳	۸.۹۱	۱.۵۲	۷.۲۶	۸.۴۹	۱۱۰.۲۰	۷.۱۸	۱۶.۹۴	۶.۱۲
اواپراتور	۸.۱۲	۶.۲۶	۱.۸۶	۱۹.۷۸	۲۰.۳۶	۴۴.۵۴	۹.۳۶	۲.۹۳	۱۷.۳۷
جذب کننده	۸۸.۶۳	۸۷.۵۸	۱.۰۵	۱۳.۴۴	۱۳.۶۰	۱۳۱.۲۰	۳.۹۸	۱۶	۲.۹۴
پمپ ۱	۰.۰۷	۰.۰۰۲	۰.۰۶۸	۱.۶۵	۲.۴۷	۱.۲۵	۰.۰۳	۴۹.۶۹	۲.۳۴
مبدل حرارتی محلول	۳.۸۷	۳.۰۶	۰.۸۱۴	۶.۲۴	۷.۹	۵۰.۸۴	۳.۲۶	۲۶.۶۰	۶.۰۳
کندانسور ۲	۲۳.۳۴	۲۳.۱۹	۰.۱۵	۶.۹۴	۷.۵۸	۶.۱۵	۳.۷۹	۹.۲۲	۳۸.۱۳
پمپ ۲	۰.۰۴	۰.۰۳	۰.۰۱	۲.۹۶	۳.۹۴	۱.۱۷	۳.۹۱	۳۳.۱۰	۷۶.۹۷
توربین سیکل رنکین	۳.۴۰	۳.۰۱	۰.۳۹	۴.۲۳	۵.۲۱	۲۷.۰۱	۱۳۱.۶۰	۲۳.۱۶	۸۲.۹۷

نتایج نشان می‌دهد مبدل حرارتی ($۷۶.۹۲ (\$/\text{GJ})$) ، مبدل حرارتی میانی ($۶۲.۰۱ (\$/\text{GJ})$) و کمپرسور ۲

($۳۷.۹۲ (\$/\text{GJ})$) به ترتیب دارای بیشترین میانگین هزینه در واحد اگزرژی محصول می‌باشند. مشاهده

می‌شود که اختلاف هزینه نسبی در پمپ سیکل تبرید جذبی (۴۹.۶۹٪) از اجزای دیگر بیشتر است، که می‌تواند

ناشی از پایین بودن راندمان باشد. با بررسی فاکتور اگزرژی اکونومیک در پمپ (۲.۳۴٪) بخش زیادی از هزینه

ناشی از هزینه تخریب انرژی می باشد در حالیکه مقدار کمی از این میزان ناشی از هزینه سرمایه گذاری است. پیشنهاد می شود که هزینه تخریب انرژی پمپ کاهش یابد، که نتیجه آن باعث افزایش عملکرد سیستم می شود. همچنین مقادیر فاکتور انرژی اکونومیک در جذب کننده (% ۲.۹۴) ، کندانسور ۲ (% ۶.۰۳) و کندانسور ۱ (% ۶.۱۲) نشان می دهد که این مؤلفه ها هزینه تخریب انرژی بسیار بالایی نسبت به بقیه اجزاء دارند. بنابراین، برای بهبود عملکرد سیستم این اجزاء باید هزینه تخریب آنها کاهش یابد. بیشترین مقدار فاکتور انرژی اکونومیک در مبدل حرارتی میانی (% ۹۷.۴۳)، توربین گاز (% ۹۳.۷۶) و توربین سیکل رنکین (% ۸۲.۹۷) نشان می دهد که هزینه سرمایه گذاری در این اجزا بسیار بالاست و باید کاهش یابد.

در نهایت فاکتور انرژی اکونومیک کل برای نیروگاه % ۸۳.۸ بدست می آید. این امر نشان می دهد که % ۸۳.۸ از هزینه های نیروگاه سهم هزینه های دستگاه هست؛ و مابقی هزینه ها سهم تخریب انرژی است. قیمت هزینه های دستگاه ها، خدمات عمرانی و مهندسی، سوخت فسیلی و برق مصرفی در نقاط مختلف دنیا متفاوت است. برای طراحی یک نیروگاه که بتواند در قیاس با سایر نیروگاه های متداول تولید توان، صرفه ی اقتصادی نیز داشته باشد، لحاظ کردن این عوامل بسیار با اهمیت است. هدف از ارائه ی این مباحث اقتصادی مقایسه ای بین سیکل های تولید توان می باشد. آشکار است که بسیاری از راهکارهای ارائه شده نیاز به بررسی از جنبه ی اقتصادی دارد بنابراین معادلات و نتایج ارائه شده در فصل قبل که شامل تمامی موارد مربوط به هزینه ی اولیه و تعمیرات، هزینه های مربوط به واحد محصول تولیدی، سوخت مصرفی و هزینه ی انرژی تلفات هر جزء را ارائه می دهد کمک شایانی را در انتخاب اصلاحات مورد نظر ارائه می دهد .

فصل ۵ نتیجه گیری و پیشنهادات

۱-۵ نتیجه گیری و بحث

یک سیکل هیبریدی با راندمان بالا برای دریافت گرما از منابع انرژی با درجه حرارت بالا و متوسط پیشنهاد شده و تجزیه و تحلیل ترمودینامیکی سیکل از منظر انرژی و اگزرژی مورد بررسی قرار گرفته است. ویژگی‌های ترمودینامیکی سیال عامل و تحلیل اگزرژی، انرژی و اگزرژی اکونومیک سیکل با استفاده از نرم‌افزار حل معادله مهندسی (EES) محاسبه شده است. بر اساس آنالیز عملکرد، هلیوم به عنوان سیال عامل در سیکل بسته برایتون (CBC) انتخاب می‌شود. آنالیز پارامتری طبق قوانین اول و دوم ترمودینامیک برای سیکل قدرت و نیروگاه انجام می‌شود. با مقایسه پژوهش حاضر با سیکل مورد مطالعه قبلی (حسن‌زاده و همکاران [1])، مشخص می‌شود که سیکل پیشنهادی ۵٪ بازده اگزرژی بیشتری (۶۴.۵٪ در مقابل ۶۰٪) دارد. همچنین سیکل پیشنهادی علاوه بر تولید برق، سرما نیز تولید می‌کند. مشخص شده است که راندمان انرژی و اگزرژی سیکل قدرت به ترتیب حدود ۵۰٪ و ۲۵٪ است. در حالیکه راندمان انرژی نیروگاه حدود ۲۰٪ می‌باشد. نتایج نشان داد که بخش زیادی از انرژی دریافتی توسط سیکل برایتون از بین می‌رود، در حالیکه این انرژی تلف شده می‌تواند به عنوان منبع انرژی در سیکل رنگین آلی (ORC) و سیکل تبرید جذبی (ARC) استفاده شود. بر این اساس، بازده سیکل برایتون به تنهایی ۴۱٪ گزارش شده و این در حالی است که بازده سیکل ترکیبی حدود ۵۱٪ است. همچنین، تأثیر افزودن ARC و ORC بر بازده اگزرژی سیکل هیبریدی مورد بررسی قرار گرفته و بدست آمده است اگرچه افزودن ARC باعث کاهش راندمان انرژی در مقایسه با سیکل مورد مطالعه قبلی توسط حسن‌زاده و همکاران [1] شد، اما علاوه بر تولید سرما، بازده اگزرژی نیز افزایش یافته است. در این پژوهش تأثیر دمای ورودی به ARC در مقدار COP و توان خروجی آنالیز شده است. بعلاوه با مشاهده نتایج مشخص گردید که با افزایش دمای ورودی تا ۳ درجه کلوین، میزان COP بهبود می‌یابد. اما با افزایش اختلاف دما در حدود ۸۰ درجه کلوین، COP کاهش می‌یابد. با مقایسه سیکل پیشنهادی با مطالعات قبلی، مشخص شد که سیکل پیشنهادی دارای کارایی و عملکرد بالاتری نسبت به سیکل مورد مطالعه قبلی است. در آنالیز اگزرژی اکونومیک سیکل پیشنهادی میانگین هزینه در واحد اگزرژی محصول کل سیستم

($48.33 \text{ (\$/GJ)}$) می‌باشد. در نهایت فاکتور انرژی اکونومیک کل برای سیکل قدرت ۸۳.۸٪ بدست می‌آید. این امر نشان می‌دهد که ۸۳.۸٪ از هزینه‌های سیکل قدرت سهم هزینه‌های دستگاه هست؛ و مابقی هزینه‌ها سهم تخریب انرژی است.

۲-۵ پیشنهادات

- ✓ استفاده از منابع انرژی دیگر همانند سوخت فسیلی، سوخت هسته‌ای، زمین‌گرایی و ... در این نیروگاه.
- ✓ استفاده از سیالات عامل مختلف در سیکل‌های مورد بررسی و تحقیق در مورد تأثیر آنها بر عملکرد و هزینه نیروگاه.
- ✓ استفاده از سیال عامل لیتیوم بروماید به جای آب-آمونیاک در سیکل تبرید جذبی و مقایسه آن با پژوهش حاضر.
- ✓ جایگزینی دیگر سیکل‌ها به منظور بازیابی هدر رفت سیکل برای تولید توان و بررسی عملکرد آنها.
- ✓ استفاده از مدل احتراقی کامل‌تر در محفظه احتراق توربین گاز.
- ✓ به دلیل اهمیت موضوعات زیست‌محیطی در سال‌های اخیر پیشنهاد می‌شود تحلیل انرژی-اینوایرومنتال پیشرفته نیز برای این نیروگاه صورت پذیرد.

- [1] V. Zare and M. Hasanzadeh, "Energy and exergy analysis of a closed Brayton cycle-based combined cycle for solar power tower plants," *Energy Convers. Manag.*, vol. 128, pp. 227–237, 2016, doi: 10.1016/j.enconman.2016.09.080.
- [2] R. Chacartegui, J. M. M. De Escalona, D. Sánchez, B. Monje, and T. Sánchez, "Alternative cycles based on carbon dioxide for central receiver solar power plants," *Appl. Therm. Eng.*, vol. 31, no. 5, pp. 872–879, 2011.
- [3] C. Xu, Z. Wang, X. Li, and F. Sun, "Energy and exergy analysis of solar power tower plants," *Appl. Therm. Eng.*, vol. 31, no. 17–18, pp. 3904–3913, 2011.
- [4] J. Sachdeva and O. Singh, "Thermodynamic analysis of solar powered triple combined Brayton, Rankine and organic Rankine cycle for carbon free power," *Renew. Energy*, vol. 139, pp. 765–780, 2019.
- [5] F. A. Al-Sulaiman and M. Atif, "Performance comparison of different supercritical carbon dioxide Brayton cycles integrated with a solar power tower," *Energy*, vol. 82, pp. 61–71, 2015.
- [6] A. Javanshir, N. Sarunac, and Z. Razzaghpanah, "Thermodynamic analysis and optimization of single and combined power cycles for concentrated solar power applications," *Energy*, vol. 157, pp. 65–75, 2018.
- [7] S. Khatoon and M. H. Kim, "Performance analysis of carbon dioxide based combined power cycle for concentrating solar power," *Energy Convers. Manag.*, vol. 205, no. October 2019, p. 112416, 2020, doi: 10.1016/j.enconman.2019.112416.
- [8] D. Li, Y. Hu, D. Li, and J. Wang, "Combined-cycle gas turbine power plant integration with cascaded latent heat thermal storage for fast dynamic responses," *Energy Convers. Manag.*, vol. 183, no. September 2018, pp. 1–13, 2019, doi: 10.1016/j.enconman.2018.12.082.
- [9] K. Mohammadi and J. G. McGowan, "Thermoeconomic analysis of multi-stage recuperative Brayton cycles : Part II – Waste energy recovery using CO₂ and organic Rankine power cycles," *Energy Convers. Manag.*, no. January, pp. 1–15, 2019, doi: 10.1016/j.enconman.2019.01.091.

- [10] X. R. Zhang, “An experimental study on evacuated tube solar collector using supercritical CO₂,” vol. 28, pp. 1225–1233, 2008, doi: 10.1016/j.applthermaleng.2007.07.013.
- [11] Z. Qiao, Y. Cao, P. Li, X. Wang, C. E. Romero, and L. Pan, “Thermoeconomic analysis of a CO₂ plume geothermal and supercritical CO₂ Brayton combined cycle using solar energy as auxiliary heat source,” *J. Clean. Prod.*, vol. 256, p. 120374, 2020, doi: 10.1016/j.jclepro.2020.120374.
- [12] M. Mehrpooya and A. Dadak, “Investigation of a combined cycle power plant coupled with a parabolic trough solar field and high temperature energy storage system,” *Energy Convers. Manag.*, vol. 171, no. January, pp. 1662–1674, 2018, doi: 10.1016/j.enconman.2018.07.001.
- [13] D. Sánchez, B. M. Brenes, J. M. M. De Escalona, and R. Chacartegui, “Non-conventional combined cycle for intermediate temperature systems,” 2012, doi: 10.1002/er.
- [14] O. K. Singh, “Performance enhancement of combined cycle power plant using inlet air cooling by exhaust heat operated ammonia-water absorption refrigeration system,” *Appl. Energy*, vol. 180, pp. 867–879, 2016, doi: 10.1016/j.apenergy.2016.08.042.
- [15] J. Spelling, B. Laumert, and T. Fransson, “Advanced hybrid solar tower combined-cycle power plants,” *Energy Procedia*, vol. 49, pp. 1207–1217, 2014, doi: 10.1016/j.egypro.2014.03.130.
- [16] M. Kanoglu and I. Dincer, “Performance assessment of cogeneration plants,” *Energy Convers. Manag.*, vol. 50, no. 1, pp. 76–81, 2009, doi: 10.1016/j.enconman.2008.08.029.
- [17] M. T. Dunham and B. D. Iverson, “High-efficiency thermodynamic power cycles for concentrated solar power systems,” *Renew. Sustain. Energy Rev.*, vol. 30, pp. 758–770, 2014, doi: 10.1016/j.rser.2013.11.010.
- [18] B. Ghorbani, M. Mehrpooya, M. Aasadnia, and M. S. Niasar, “Hydrogen liquefaction process using solar energy and organic Rankine cycle power system,” *J. Clean. Prod.*, vol. 235, pp. 1465–1482, 2019, doi: 10.1016/j.jclepro.2019.06.227.
- [19] W. Sun, X. Yue, and Y. Wang, “Exergy efficiency analysis of ORC (Organic Rankine Cycle) and ORC- based combined cycles driven by low-temperature waste heat,” *Energy Convers. Manag.*, vol. 135, pp. 63–73, 2017, doi:

- 10.1016/j.enconman.2016.12.042.
- [20] M. Li *et al.*, “Construction and preliminary test of a low-temperature regenerative Organic Rankine Cycle (ORC) using R123,” *Renew. Energy*, vol. 57, pp. 216–222, 2013, doi: 10.1016/j.renene.2013.01.042.
 - [21] S. Shan, Z. Zhou, and K. Cen, “An innovative integrated system concept between oxy-fuel thermo- photovoltaic device and a Brayton-Rankine combined cycle and its preliminary thermodynamic analysis,” *Energy Convers. Manag.*, vol. 180, no. November 2018, pp. 1139–1152, 2019, doi: 10.1016/j.enconman.2018.11.040.
 - [22] X. Dai, L. Shi, Q. An, and W. Qian, “Thermal stability of some hydrofluorocarbons as supercritical ORCs working fluids,” *Appl. Therm. Eng.*, vol. 128, pp. 1095–1101, 2018, doi: 10.1016/j.applthermaleng.2017.09.046.
 - [23] A. D. Akbari and S. M. S. Mahmoudi, “Thermoeconomic analysis & optimization of the combined supercritical CO₂ (carbon dioxide) recompression Brayton / organic Rankine cycle,” *Energy*, vol. 2, 2014, doi: 10.1016/j.energy.2014.10.037.
 - [24] Z. Hou, X. Wei, X. Ma, and X. Meng, “Exergoeconomic evaluation of waste heat power generation project employing organic Rankine cycle,” *J. Clean. Prod.*, vol. 246, p. 119064, 2020, doi: 10.1016/j.jclepro.2019.119064.
 - [25] J. Bao and L. Zhao, “A review of working fluid and expander selections for organic Rankine cycle,” *Renew. Sustain. Energy Rev.*, vol. 24, no. August, pp. 325–342, 2013, doi: 10.1016/j.rser.2013.03.040.
 - [26] Ö. Köse, Y. Koç, and H. Yağlı, “Performance improvement of the bottoming steam Rankine cycle (SRC) and organic Rankine cycle (ORC) systems for a triple combined system using gas turbine (GT) as topping cycle,” *Energy Convers. Manag.*, vol. 211, no. March, p. 112745, 2020, doi: 10.1016/j.enconman.2020.112745.
 - [27] M. A. Ehyaei, A. Ahmadi, M. El Haj Assad, and M. A. Rosen, “Investigation of an integrated system combining an Organic Rankine Cycle and absorption chiller driven by geothermal energy: Energy, exergy, and economic analyses and optimization,” *J. Clean. Prod.*, vol. 258, p. 120780, 2020, doi: 10.1016/j.jclepro.2020.120780.
 - [28] C. Wu, S. Wang, X. Feng, and J. Li, “Energy , exergy and exergoeconomic analyses of a combined supercritical CO₂ recompression Brayton / absorption refrigeration cycle,” *Energy Convers. Manag.*, vol. 148, pp. 360–377, 2017, doi: 10.1016/j.enconman.2017.05.042.

- [29] C. Seckin, "Thermodynamic analysis of a combined power / refrigeration cycle : Combination of Kalina cycle and ejector refrigeration cycle," *Energy Convers. Manag.*, vol. 157, no. December 2017, pp. 631–643, 2018, doi: 10.1016/j.enconman.2017.12.047.
- [30] M. Elakhdar *et al.*, "A combined thermal system of ejector refrigeration and Organic Rankine cycles for power generation using a solar parabolic trough," *Energy Convers. Manag.*, vol. 199, no. December 2018, p. 111947, 2019, doi: 10.1016/j.enconman.2019.111947.
- [31] G. Maouris, E. J. Sarabia Escriva, S. Acha, N. Shah, and C. N. Markides, "CO₂ refrigeration system heat recovery and thermal storage modelling for space heating provision in supermarkets: An integrated approach," *Appl. Energy*, vol. 264, no. February, p. 114722, 2020, doi: 10.1016/j.apenergy.2020.114722.
- [32] M. Boles and Y. Cengel, "An Engineering Approach," *New York McGraw-Hill Educ.*, 2014.
- [33] G. J. Van Wylen, R. E. Sonntag, and C. Borgnakke, *Fundamentals of classical thermodynamics*. Wiley New York, 1976.
- [34] M. A. Korobitsyn, "NEW AND ADVANCED ENERGY CONVERSION TECHNOLOGIES . ANALYSIS OF COGENERATION , COMBINED AND INTEGRATED CYCLES."
- [35] K. Thulukkanam, *Heat exchanger design handbook*. CRC press, 2013.
- [36] O. Badr, S. D. Probert, and P. W. O'Callaghan, "Selecting a working fluid for a Rankine-cycle engine," *Appl. Energy*, vol. 21, no. 1, pp. 1–42, 1985, doi: 10.1016/0306-2619(85)90072-8.
- [37] D. Sun, "Q ./ Q ., t," vol. 39, no. 5, pp. 357–368, 1998.
- [38] Y. Yao, Y. Hu, and S. Gao, "ScienceDirect Heliostat field layout methodology in central receiver systems based on efficiency-related distribution," *Sol. ENERGY*, vol. 117, pp. 114–124, 2015, doi: 10.1016/j.solener.2015.04.029.
- [39] A. Modi, M. R. Kærn, J. G. Andreasen, and F. Haglind, "Thermoeconomic optimization of a Kalina cycle for a central receiver concentrating solar power plant," *Energy Convers. Manag.*, vol. 115, pp. 276–287, 2016, doi: 10.1016/j.enconman.2016.02.063.
- [40] S. M. Besarati and D. Y. Goswami, "A computationally efficient method for the

- design of the heliostat field for solar power tower plant,” vol. 69, pp. 226–232, 2014, doi: 10.1016/j.renene.2014.03.043.
- [41] M. J. Moran, H. N. Shapiro, D. D. Boettner, and M. B. Bailey, *Fundamentals of engineering thermodynamics*. John Wiley & Sons, 2010.
- [42] M. Khaljani, R. Khoshbakhti Saray, and K. Bahlouli, “Comprehensive analysis of energy, exergy and exergo-economic of cogeneration of heat and power in a combined gas turbine and organic Rankine cycle,” *Energy Convers. Manag.*, vol. 97, pp. 154–165, 2015, doi: 10.1016/j.enconman.2015.02.067.
- [43] H. Sheykhlou, “Thermodynamic Analysis of a Combined Brayton and Rankine Cycle based on Wind Turbine Fundamentals of Renewable Energy and Applications,” vol. 6, no. 2, 2016, doi: 10.4172/2090-4541.1000203.
- [44] B. L. Kistler, “A user’s manual for DELSOL3: A computer code for calculating the optical performance and optimal system design for solar thermal central receiver plants,” *Other Inf. Portions this Doc. are illegible Microfich. Prod. Orig. copy available until Stock is exhausted. Incl. 5 sheets 48x Reduct. Microfich.*, p. Medium: X; Size: Pages: 231, 1986, doi: SAND86-8018.
- [45] “index @ hmi.mrud.ir.” [Online]. Available: <http://hmi.mrud.ir/>.
- [46] A. Ebrahimi-Moghadam, A. J. Moghadam, M. Farzaneh-Gord, and K. Aliakbari, “Proposal and assessment of a novel combined heat and power system: Energy, exergy, environmental and economic analysis,” *Energy Convers. Manag.*, vol. 204, no. November, 2020, doi: 10.1016/j.enconman.2019.112307.
- [47] P. Roosen, S. Uhlenbruck, and K. Lucas, “Pareto optimization of a combined cycle power system as a decision support tool for trading off investment vs. operating costs,” *Int. J. Therm. Sci.*, vol. 42, no. 6, pp. 553–560, 2003.
- [48] A. Valero *et al.*, “CGAM problem: definition and conventional solution,” *Energy*, vol. 19, no. 3, pp. 279–286, 1994.
- [49] M. K. Sahu, “Thermoeconomic investigation of basic and intercooled gas turbine based power utilities incorporating air-film blade cooling,” *J. Clean. Prod.*, vol. 170, pp. 842–856, 2018.
- [50] H. Rostamzadeh, M. Ebadollahi, H. Ghaebi, and A. Shokri, “Comparative study of two novel micro-CCHP systems based on organic Rankine cycle and Kalina cycle,” *Energy Convers. Manag.*, vol. 183, pp. 210–229, 2019.

- [51] T. Gholizadeh, M. Vajdi, and F. Mohammadkhani, "Thermodynamic and thermoeconomic analysis of basic and modified power generation systems fueled by biogas," *Energy Convers. Manag.*, vol. 181, pp. 463–475, 2019.
- [52] A. Bejan, G. Tsatsaronis, and M. J. Moran, *Thermal design and optimization*. John Wiley & Sons, 1995.
- [53] A. Baghernejad and M. Yaghoubi, "Exergoeconomic analysis and optimization of an Integrated Solar Combined Cycle System (ISCCS) using genetic algorithm," *Energy Convers. Manag.*, vol. 52, no. 5, pp. 2193–2203, 2011, doi: 10.1016/j.enconman.2010.12.019.
- [54] H. Zhang, S. Shao, H. Zhao, and Z. Feng, "Thermodynamic analysis of a SCO₂ part-flow cycle combined with an organic Rankine cycle with liquefied natural gas as heat sink," in *Turbo Expo: Power for Land, Sea, and Air*, 2014, vol. 45660, p. V03BT36A012.
- [55] K. R. Schultz, L. C. Brown, G. E. Besenbruch, and C. J. Hamilton, "Large-scale production of hydrogen by nuclear energy for the hydrogen economy," GENERAL ATOMICS (US), 2003.
- [56] V. Dostal, P. Hejzlar, and M. J. Driscoll, "High-performance supercritical carbon dioxide cycle for next-generation nuclear reactors," *Nucl. Technol.*, vol. 154, no. 3, pp. 265–282, 2006.
- [57] L. G. Farshi, S. M. S. Mahmoudi, M. A. Rosen, M. Yari, and M. Amidpour, "Exergoeconomic analysis of double effect absorption refrigeration systems," *Energy Convers. Manag.*, vol. 65, pp. 13–25, 2013.
- [58] V. Zare and S. M. S. Mahmoudi, "A thermodynamic comparison between organic Rankine and Kalina cycles for waste heat recovery from the Gas Turbine-Modular Helium Reactor," *Energy*, vol. 79, pp. 398–406, 2015, doi: 10.1016/j.energy.2014.11.026.
- [59] Y. Zhu, R. Zhai, H. Peng, and Y. Yang, "Exergy destruction analysis of solar tower aided coal-fired power generation system using exergy and advanced exergetic methods," *Appl. Therm. Eng.*, vol. 108, pp. 339–346, 2016.
- [60] H. O. F. ASHRAE, "ASHRAE fundamentals handbook," *Am. Soc. Heat. Refrig. Air-Conditioning Eng. Atlanta GA*, 2001.
- [61] O. Behar, A. Khellaf, and K. Mohammedi, "A review of studies on central receiver

- solar thermal power plants,” *Renew. Sustain. Energy Rev.*, vol. 23, pp. 12–39, 2013, doi: 10.1016/j.rser.2013.02.017.
- [62] M. Yari and S. M. S. Mahmoudi, “Utilization of waste heat from GT-MHR for power generation in organic Rankine cycles,” *Appl. Therm. Eng.*, vol. 30, no. 4, pp. 366–375, 2010.

Abstract

Due to population growth, electrical energy is consumed more and more in the industry and households. This energy is mostly generated by using fossil fuels which creates greenhouse gases and other pollutions. To reduce the environment pollution, it is necessary to use other techniques including more efficient system, combined power cycle, renewable energy or a combination of these techniques. In the current study, a hybrid Organic Rankine Cycle (ORC) and Closed Brayton Cycle (CBC) is proposed to convert medium temperature heat into electrical energy. The proposed cycle includes the CBC with Helium as the working fluid, the ORC with operating fluid R123 and the Absorption Refrigeration Cycle (ARC) to recover the waste CBC heat. The proposed hybrid cycle is examined from the perspective of the first and second laws of thermodynamics. The results showed that the ARC has a high impact on the exergy efficiency of the system. Also, the exergy efficiency of the power cycle has been found about 60% while the exergy efficiency of the overall power plant was about 25%. The proposed cycle performed better than previous studied cycles such as system which has two Rankine cycles with a similar condition. By analyzing the exergy economic of the power plant, we find that the total exergy economic factor and the average cost per unit of exergy of the total product for the power plant at 850 W/m^2 radiation intensity and 3 pressure ratio are 83.8% and 48.33 ($\$/\text{GJ}$), respectively.

Keywords: Exergoeconomic factor, Closed Brayton Cycle, hybrid systems, Absorption Refrigeration Cycle, Organic Rankine Cycle



Shahrood University of
Technology

Faculty of Mechanical And Mechatronics Engineering

M.Sc. Thesis in Mechanical Engineering- Energy Conversion

Exergy analysis, exergy economics of a hybrid system including Brayton-Rankin and absorption Refrigerant

By:Omid Belali

Supervisor:

Dr. Mahmood Farzaneh-Gord

Dr. Mohamad Hossian Ahmadi

August 2020