

الحمد لله الرحمن الرحيم



دانشکده مهندسی مکانیک و مکاترونیک

پایان نامه کارشناسی ارشد مهندسی تبدیل انرژی

طراحی و مدل سازی یک سیستم تولید همزمان برق و حرارت و سرما با سیستم ذخیره ساز

انرژی برای ساختمان مکانیک و عمران دانشگاه صنعتی شاهرود پردیس ۲

نگارنده: حسن گردان اسفینانی

استاد راهنما

مهندس احمد مددی

اساتید مشاور

دکتر محمود چهارطاقی

دکتر سید مجید هاشمیان

بهمن ۹۶

شماره: ۳/ ۲۹۶ / ۱۷۳
تاریخ: ۹۶/ ۱۱ / ۲۵

باسمه تعالی



مدیریت تحصیلات تکمیلی

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

با نام و یاد خداوند متعال، ارزیابی جلسه دفاع از پایان نامه کارشناسی ارشد خانم / آقای حسن گردان اسفایانی با شماره دانشجویی ۹۴۱۵۱۸۴ رشته مکانیک گرایش تبدیل انرژی تحت عنوان طراحی و مدل سازی یک سیستم تولید همزمان برق و حرارت و سرما با سیستم ذخیره ساز انرژی برای ساختمان مکانیک و عمران دانشگاه صنعتی شاهرود پردیس ۲ که در تاریخ ۹۶/۱۱/۰۹ با حضور هیأت محترم داوران در دانشگاه صنعتی شاهرود برگزار گردید به شرح ذیل اعلام می گردد:

قبول (با درجه: <u>خیلی خوب</u>) ☒ ☐ مردود نوع تحقیق: ☒ نظری ☐ عملی			
عضو هیأت داوران	نام و نام خانوادگی	مرتبه علمی	امضاء
۱- استاد راهنمای اول	مهندس احمد مددی	مربی	
۲- استاد راهنمای دوم			
۳- استاد مشاور	دکتر محمود چهارطاقی دکتر سید مجید هاشمیان	استاد یار	
۴- نماینده تحصیلات تکمیلی	دکتر علی عباس نژاد	استاد یار	
۵- استاد ممتحن اول	دکتر محمد حسین احمدی	استاد یار	
۶- استاد ممتحن دوم	دکتر محمد ضامن	استاد یار	

نام و نام خانوادگی رئیس دانشکده: دکتر محمد محسن شاه مردان

تاریخ و امضاء و مهر دانشکده:

تبصره: در صورتی که کسی مردود شود حداکثر یکبار دیگر (در مدت مجاز تحمیل) می تواند از پایان نامه خود دفاع نماید (دفاع مجدد نباید زودتر از ۴ ماه برگزار شود).



تشکر و قدردانی

با سپاس از سه وجود مقدس:

آنان که ناتوان شدند تا ما به توانایی برسیم...

موهایشان سپید شد تا ما روسفید شویم...

و عاشقانه سوختند تا گرمابخش وجود ما و روشنگر راهمان باشند...

پدرانمان

مادرانمان

استادانمان

با تشکر از زحمات استادان عزیزم جناب آقای مهندس مددی، دکتر چهارطاقی، دکتر

هاشمیان، دکتر احمدی، دکتر ضامن، دکتر عباس نژاد و همچنین دوستان و کسانی که

اینجانب را در این پژوهش یاری کردند.

تعهد نامه

اینجانب حسن گردان اسفیان‌ی دانشجوی دوره کارشناسی ارشد رشته مهندسی تبدیل انرژی دانشکده مکانیک دانشگاه صنعتی شاهرود نویسنده پایان نامه "طراحی و مدل سازی یک سیستم تولید همزمان برق و حرارت و سرما با سیستم ذخیره ساز انرژی برای ساختمان مکانیک و عمران دانشگاه صنعتی شاهرود پردیس ۲" تحت راهنمایی مهندس مددی متعهد می شوم.

تحقیقات در این پایان نامه توسط اینجانب انجام شده است و از صحت و اصالت برخوردار است.

در استفاده از نتایج پژوهشهای محققان دیگر به مرجع مورد استفاده استناد شده است.

مطالب مندرج در پایان نامه تاکنون توسط خود یا فرد دیگری برای دریافت هیچ نوع مدرک یا امتیازی در هیچ جا ارائه نشده است.

کلیه حقوق معنوی این اثر متعلق به دانشگاه صنعتی شاهرود می باشد و مقالات مستخرج با نام « دانشگاه صنعتی شاهرود » و یا « University of Technology Shahrood » 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 اخلاقی 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 افزایش تقاضا روز افزون انرژی، و همچنین افزایش آلودگی زیست محیطی در دنیا استفاده از سیستم های تهویه مطبوع مناسب ضروری است. یکی از نگرانی های قرن ۲۱ میزان محدود منابع سوخت فسیلی است. به علاوه مشکلاتی که این سوخت ها از لحاظ آلودگی محیط زیست ایجاد می کنند نیاز به یافتن راه حل هایی جهت مدیریت مصرف اینگونه منابع را دوچندان می کند. یکی از مهمترین راهکارهای بهینه سازی مصرف انرژی، با هدف افزایش بازده تولید انرژی، استفاده از سیستم های تولید همزمان برق، حرارت و سرما می باشد.

این تحقیق در دانشگاه صنعتی شاهرود صورت گرفته است و هدف، طراحی و مدل سازی یک سیستم تولید همزمان برق و حرارت و سرما با سیستم ذخیره ساز انرژی برای ساختمان دانشگاه می باشد، با طراحی سیستم ذخیره ساز علاوه بر بهبود عملکرد سیستم، مازاد انرژی تولیدی را ذخیره کرده و در مواقع لزوم از انرژی ذخیره شده استفاده شود.

برای مدل سازی و طراحی تجهیزات مختلف سیستم از نرم افزار EES و Aspen B-JAC استفاده شده است. ظرفیت مخزن ذخیره سازی در ۳ روش مختلف شامل طراحی با بار کلی، بار جزئی و طراحی با افزایش ظرفیت چیلر، صورت گرفت. همچنین یک سیکل ارگانیک رانکین پیشنهاد گردید و مدل سازی عملکرد آن انجام پذیرفت و در نهایت کل سیستم در ۴ بخش مختلف از نظر اقتصادی تحلیل و سیستم از نظر بازگشت سرمایه (PB)، نرخ بازگشت سرمایه (IRR) و ارزش حال خالص در آمد ها (NPV) بررسی شد.

نتایج نشان می دهد که طراحی سیستم ذخیره با بار جزئی، دارای ظرفیت حجم ذخیره سازی کمتر و همچنین نیاز به چیلر سرمایش کوچکتر تا ۲۰۰ تن تبرید است و این سیستم از لحاظ طراحی سیستم ذخیره بهتر از دو سیستم دیگر است.

با توجه به بار حرارتی مورد نیاز ساختمان، که با استفاده از دو مبدل حرارتی از انرژی اتلافی حاصل از ژاکت و گاز های حاصل از احتراق موتور تأمین شد و مقدار آن ۱۴۹۰ کیلو وات محاسبه شد، توان الکتریکی ۱۲۵۳ کیلو وات و توان سرمایش چیلر جذبی ۲۵۰ تن تبرید است. راندمان سیستم تولید هم زمان برق، حرارت و سرما حدود ۸۵ درصد محاسبه شد و راندمان سیکل ارگانیک رانکین با مبرد R141B در نهایت ۲۴ درصد بدست آمد.

سیستم در ۴ بخش که شامل سیستم تولید هم زمان سه گانه با ذخیره ساز کلی و سیکل ارگانیک رانکین، ذخیره ساز جزئی، بدون سیستم ذخیره ساز با ساعت کارکرد یکسان و سیستم تولید هم زمان سه گانه با ساعت کارکرد معقول در سال مورد ارزیابی اقتصادی قرار گرفت.

سیستم برای ۲۰ سال محاسبه شد و نتایج نشان می دهد که سیستم های ذخیره ساز با آب سرد نسبت به سیستم های تولید هم زمان سه گانه با ساعت کارکرد یکسان، زمان بازگشت سرمایه بیشتری داشته و سیستم های تولید هم زمان سه گانه بدون سیستم ذخیره ساز توجیه اقتصادی بهتری دارند. در بخش بعدی با ساعت کارکرد معقول برای سیستم آموزشی، مشخص شد که سیستم تولید هم زمان سه گانه با ذخیره ساز جزئی، دارای توجیه اقتصادی بهتر از سایر سیستم های دیگر حتی تولید هم زمان سه گانه بدون سیستم ذخیره ساز می باشد.

کلمات کلیدی: سیستم تولید هم زمان، سیستم ذخیره ساز، توجیه اقتصادی

فهرست

فصل اول مقدمه.....	۱
۱-۱ مقدمه.....	۲
۲-۱ مقدمه ای بر سیستم های تولید زمان.....	۵
۱-۲-۱ مقایسه سیستم های سنتی و سیستم های تولید هم زمان.....	۶
۲-۲-۱ مزایای سیستم های تولید همزمان.....	۶
۳-۲-۱ تجهیزات و اجزاء سیستمهای تولید همزمان سه گانه.....	۸
۱-۳-۲-۱ محرک های اولیه.....	۸
۱-۳-۲-۱-۱ توربین گاز.....	۹
۲-۳-۲-۱-۱ توربین های بخار.....	۱۰
۳-۳-۲-۱-۱ موتورهای رفت و برگشتی.....	۱۱
۱-۳-۳-۲-۱-۱ موتورهای صنعتی.....	۱۳
۴-۳-۱-۲-۱-۱ موتور دیزل.....	۱۴
۵-۳-۱-۲-۱-۱ موتور گازی.....	۱۴
۶-۳-۱-۲-۱-۱ موتور استرلینگ.....	۱۵
۲-۳-۲-۱-۱ تجهیزات الکتریکی.....	۱۷
۲-۳-۲-۱-۱ ژنراتورها.....	۱۷
۳-۳-۲-۱-۱ تجهیزات بازیابی حرارت.....	۱۸
۴-۳-۲-۱-۱ چیلرهای جذبی.....	۱۹
۵-۳-۲-۱-۱ چیلر تراکمی.....	۲۰
۳-۱ مقدمه ای بر سیستم های ذخیره سازی.....	۲۱
۱-۳-۱ تاریخچه.....	۲۲
۲-۳-۱ موارد کاربرد.....	۲۳
۳-۳-۱ روش های ذخیره سازی.....	۲۴
۴-۳-۱ ماده ذخیره کننده.....	۲۵
۱-۴-۳-۱ آب سرد.....	۲۵
۲-۴-۳-۱ یخ.....	۲۶
۳-۴-۳-۱ ذخیره سازی انرژی در مواد دارای فاز متغیر.....	۲۶

۲۷	۵-۳-۱ طبقه بندی مواد دارای تغییر فاز
۲۷	۷-۳-۱ تکنولوژی های ذخیره سازی
۲۷	۱-۷-۳-۱ ذخیره کننده آب سرد
۳۰	۲-۷-۳-۱ تولید و انباشت کننده یخ
۳۰	۸-۳-۱ تکنیک های ذخیره سازی
۳۰	۱-۸-۳-۱ سیستم های ذخیره سازی کامل
۳۱	۲-۸-۳-۱ سیستم های ذخیره ساز جزئی
۳۲	۹-۳-۱ سیستم های محدود کننده تقاضا
۳۲	۴-۱ سیکل ارگانیک رانکین
۳۲	۱-۴-۱ مقدمه
۳۲	۲-۴-۱ اجزای سیکل ارگانیک رانکین
۳۳	۸-۱ جمع بندی
۳۵	فصل دوم مروری بر کار های پیشین
۳۶	۱-۲ مقدمه
۳۶	۲-۲ مروری بر کار های انجام شده در زمینه CCHP
۳۹	۳-۲ مروری بر کارهای انجام شده در زمینه ذخیره سازی انرژی در قسمت تهویه مطبوع
۴۲	۴-۲ مروری بر کارهای انجام شده در زمینه CCHP همراه با ذخیره ساز انرژی
۴۵	۵-۲ مروری بر کارهای انجام شده در زمینه CCHP و CHP همراه با سیکل ارگانیک رانکین
۴۶	۶-۲ ضرورت انجام کار و جنبه های نوآوری
۴۷	فصل سوم مدل سازی و معادلات حاکم
۴۸	۱-۳ مقدمه
۴۸	۲-۳ نمای کلی سیستم فرضیات و روابط حاکم بر مدل سازی سیستم
۴۸	۱-۲-۳ نمای کلی سیستم
۵۰	۲-۲-۳ فرضیات سیستم
۵۰	۳-۲-۳ روابط حاکم محرکه اولیه
۵۳	۴-۲-۳ روابط حاکم بر چیلر جذبی
۵۵	۱-۴-۲-۳ پمپ محلول

۵۶	 ۳-۴-۲-۳ ژنراتور
۵۷	 ۵-۴-۲-۳ شیر انبساط
۵۷	 ۵-۳-۲-۳ کندانسور
۵۸	 ۶-۴-۲-۳ اواپراتور
۵۹	 ۷-۴-۲-۳ ابزوربر
۵۹	 ۵-۲-۳ روابط حاکم بر مبدل حرارتی پوسته و لوله
۶۰	 ۱-۱-۵-۲-۳ طراحی مبدل
۶۸	 ۵-۲-۳ روابط حاکم بر سیکل ارگانیکی رانکین
۶۸	 ۱-۵-۲-۳ فرضیات:
۶۹	 ۲-۵-۲-۳ سیکل ارگانیکی رانگین با مبدل حرارتی
۶۹	 ۱-۲-۵-۲-۳ پمپ
۷۰	 ۱-۲-۵-۲-۳ مبدلهای حرارتی شامل اواپراتور، کندانسور و IHE
۷۰	 ۲-۲-۵-۲-۳ توربین
۷۰	 ۲-۲-۵-۲-۳ راندمان سیکل
۷۱	 ۳-۵-۲-۳ سیکل ارگانیکی رانگین بدون مبدل حرارتی
۷۱	 ۱-۳-۵-۲-۳ پمپ
۷۱	 ۱-۳-۵-۲-۳ مبدلهای حرارتی شامل اواپراتور، کندانسور
۷۱	 ۲-۳-۵-۲-۳ توربین
۷۲	 ۶-۲-۳ روابط حاکم بر سیستم ذخیره ساز حرارتی
۷۵	 ۲-۶-۲-۳ بدست آوردن حجم مخزن ذخیره ساز آب سرد
۷۶	 ۷-۲-۲-۳ راندمان کلی سیستم تولید هم زمان
۷۷	 ۱-۷-۲-۳ تحلیل اقتصادی سیستم تولید هم زمان
۸۱	 فصل چهارم شبیه سازی و ارائه نتایج
۸۲	 ۱-۴ مقدمه
۸۲	 ۲-۴ انتخاب موتور احتراق داخلی
۸۶	 ۳-۴ طراحی و انتخاب مبدل های حرارتی
۸۶	 ۱-۴-۳ مبدل حرارتی پوسته و لوله ۱
۸۷	 ۱-۱-۴-۳ تحلیل حرارتی مبدل حرارتی پوسته و لوله ۱ با Hetran

۸۷	۲-۴-۳ تحلیل مکانیکی مبدل حرارتی پوسته ولوله ۱ با Teames
۹۱	۲-۴-۳ مبدل حرارتی پوسته ولوله ۲
۹۱	۱-۲-۴-۳ تحلیل حرارتی مبدل حرارتی پوسته و لوله ۲ با Hetran
۹۱	۲-۲-۴-۳ تحلیل مکانیکی مبدل حرارتی پوسته ولوله ۲ با Teames
۹۶	۴-۴ مدل سازی چیلر جذبی
۹۶	۱-۴-۴ سیکل تبرید جذبی تک اثره با مدل انتقال حرارت
۹۸	۲-۴-۴ ورودی های چیلر جذبی تک اثره لیتیم بروماید
۱۰۰	۱-۲-۴-۴ بررسی تغییرات پارامتر ها بر روی سیکل چیلر جذبی
۱۰۰	۱-۱-۲-۴-۴ تأثیر دمای ورودی به ژنراتور
۱۰۴	۲-۱-۲-۴-۴ تأثیر دمای ورودی به اواپراتور
۱۰۷	۳-۱-۲-۴-۴ تأثیر دبی جرمی محلول رقیق
۱۰۸	۴-۱-۲-۴-۴ تأثیر مبدل حرارتی محلول لیتیم بروماید
۱۰۹	۵-۱-۲-۴-۴ تأثیر دمای ورودی به کندانسور
۱۱۰	۵-۴ سیستم ذخیره ساز
۱۱۰	۱-۵-۴ مقدمه
۱۱۱	۲-۵-۴ ذخیره سازی به صورت بار کامل
۱۱۴	۳-۵-۴ ذخیره سازی با افزایش ظرفیت چیلر
۱۱۶	۴-۵-۴ ذخیره سازی به صورت بار جزئی
۱۱۸	۵-۵-۴ محاسبه حجم مخزن ذخیره
۱۲۰	۶-۴ سیستم ارگانیک رانکین
۱۲۰	۱-۶-۴ مقدمه
۱۲۰	۲-۶-۴ محاسبه تولید برق
۱۲۶	۷-۴ تحلیل کلی سیستم
۱۲۶	۱-۷-۴ تحلیل اقتصادی سیستم
۱۲۷	۲-۷-۴ سیستم تولید هم زمان با سیستم ذخیره ساز و سیکل ارگانیک رانکین
۱۳۱	۳-۷-۴ سیستم تولید هم زمان سه گانه با سیستم ذخیره ساز جزئی
۱۳۳	۴-۷-۴ سیستم تولید هم زمان سه گانه
۱۳۶	۵-۷-۴ سیستم تولید هم زمان سه گانه بدون سیستم ذخیره ساز و ساعات کاری کمتر

۱۳۹	مقایسه نتایج کلی ۶-۷-۴
۱۳۹	بازگشت سرمایه (PB) ۱-۶-۷-۴
۱۴۰	نرخ بازگشت سرمایه (IRR) ۲-۶-۷-۴
۱۴۱	ارزش خالص در آمد ها (NPV) ۳-۶-۷-۴
۱۴۳	فصل پنجم ارائه نتایج و پیشنهادات
۱۴۴	۱-۵ نتیجه گیری و جمع بندی
۱۴۵	۲-۵ پیشنهادات
۱۴۶	پیوست
۱۴۹	مراجع

فهرست شکل ها

- شکل (۱-۱): ساختار یک سیستم تولید هم زمان برق، حرارت و سرما ۴
- شکل (۲-۱): چندنمونه از محرک های اولیه سیستم تولید همزمان ۸
- شکل (۳-۱): توربین گاز با ظرفیت بسیار بالا ساخت شرک زیمنس ۱۰
- شکل (۴-۱): واحد تولید مشترک موتور گازسوز ۱۳
- شکل (۵-۱): سیکل موتور استرلینگ ۱۵
- شکل (۶-۱): بالانس انرژی سیستم تولید مشترک موتور با سوخت گاز ۱۶
- شکل (۷-۱): نمایی از کل تجهیزات CHP شامل موتور -ژنراتور، مبدل حرارتی، پمپها، ورودی گاز ۱۹
- شکل (۸-۱): نمودار طبقه بندی PCM ها ۲۷
- شکل (۹-۱): پروفیل تغییر دما در مخزن ذخیره سازی آب سرد ۲۸
- شکل (۱۰-۱): مخازن ذخیره آب سرد ۲۹
- شکل (۱۱-۱): دفیوزر در مخازن ذخیره سازی ۲۹
- شکل (۱۲-۱): نحوه قرار گیری دفیوزر در مخزن ۳۰
- شکل (۱۳-۱): نحوه قرار گیری دفیوزر چند ضلعی در یک مخزن ذخیره آب سرد ۳۰
- شکل (۱۴-۱): سیکل ذخیره ساز سرمایشی به صورت یخ ۳۱
- شکل (۱۵-۱): سیکل ارگانیک رانکین ۳۳
- شکل (۱-۳): نمای کلی سیستم تولید هم زمان سه گانه همراه با ذخیره ساز حرارتی و سیکل ارگانیک رانکین ۴۹
- شکل (۲-۳): انرژی های ورودی و خروجی از یک موتور احتراق داخلی ۵۱
- شکل (۳-۳): شماتیک یک سیستم تبرید جذبی تک اثره لیتیم بروماید ۵۳
- شکل (۴-۳): پیکر بندی دو مبدل حرارتی پوسته و لوله در سیستم ۶۰
- شکل (۵-۳): نمونه ای از پیکربندی سیستم ORC با مبدل حرارتی ۶۹

- شکل (۳-۶): نمونه‌های از پیکربندی سیستم ORC بدون مبدل حرارتی ۷۱
- شکل (۳-۷) شارژ مخزن ذخیره در زمان غیر پیک ۷۴
- شکل (۳-۸) تخلیه مخزن ذخیره در صورت کمبود چیلر برای تقاضای بار ساختمان (ذخیره ساز جزئی) ۷۵
- شکل (۳-۹) تخلیه مخزن ذخیره بدون چیلر برای تقاضای بار ساختمان (ذخیره ساز کامل) ۷۵
- شکل (۴-۱): موتور انتخابی Waukesha gas engines VHP Series Four L7044GSI ۸۳
- شکل (۴-۲) نمای کلی از تحلیل مکانیکی مبدل حرارتی پوسته و لوله ۱ با Teames ۸۹
- شکل (۴-۳) نمای کلی از وضعیت چیدمان لوله ها در مبدل حرارتی پوسته و لوله ۱ با Teames ۹۰
- شکل (۴-۴) نمای کلی از تحلیل مکانیکی مبدل حرارتی پوسته و لوله ۲ با Teames ۹۴
- شکل (۴-۵) نمای کلی از وضعیت چیدمان لوله ها در مبدل حرارتی پوسته و لوله ۲ با Teames ۹۵
- شکل (۴-۶) شماتیک یک سیستم تبرید جذبی تک اثره لیتیم بروماید ۹۷
- شکل (۴-۷) شکل دو خاصیتی محلول لیتیوم بروماید - آب ۹۸
- شکل (۴-۸) تأثیر دمای ورودی ژنراتور بر ضریب عملکرد و مقدار سرمایش اواپراتور ۱۰۱
- شکل (۴-۹) تأثیر دمای ورودی ژنراتور بر مقدار بار حرارتی اجزاء ۱۰۲
- شکل (۴-۱۰) تأثیر دمای ورودی ژنراتور بر دما های مختلف ۱۰۳
- شکل (۴-۱۱) تأثیر دمای ورودی ژنراتور بر فشار سیکل ۱۰۳
- شکل (۴-۱۲) تأثیر دمای ورودی ژنراتور بر درصد غلظت ۱۰۴
- شکل (۴-۱۴) تأثیر دمای ورودی اواپراتور بر مقدار بار حرارتی اجزاء شکل ۱۰۵
- شکل (۴-۱۵) تأثیر دمای ورودی ژنراتور بر فشار سیکل ۱۰۵
- شکل (۴-۱۶) تأثیر دمای ورودی اواپراتور بر درصد غلظت ۱۰۶
- شکل (۴-۱۷) تأثیر دمای ورودی اواپراتور بر دما های مختلف سیکل ۱۰۶
- شکل (۴-۱۸) تأثیر دبی جرمی محلول رقیق بر دما های مختلف سیکل ۱۰۸
- شکل (۴-۱۹) تأثیر دبی جرمی محلول رقیق بر ضریب عملکرد و بار حرارتی ۱۰۷

- شکل (۴-۲۰) تأثیر مبدل حرارتی محلول لیتیوم بروماید بر ضریب عملکرد ۱۰۹
- شکل (۴-۲۱) تأثیر مبدل حرارتی محلول لیتیوم بروماید بر بار حرارتی اجزاء سیکل ۱۱۰
- شکل (۴-۲۲) تأثیر دمای ورودی کندانسور بر ضریب عملکرد ۱۱۰
- شکل (۴-۲۳) ذخیره سازی با بار کلی ۱۱۳
- شکل (۴-۲۴) ذخیره سازی با افزایش توان چیلر ۱۱۶
- شکل (۴-۲۵) ذخیره سازی به صورت بار جزئی ۱۱۸
- شکل (۴-۲۶) شماتیک سیکل ارگانیکی رانکین با و بدون مبدل حرارتی ۱۲۱
- شکل (۴-۲۷) تغییرات کار مفید با تغییر فشار ۱۲۴
- شکل (۴-۲۸) تغییرات راندمان اول و دوم با تغییر فشار ۱۲۴
- شکل (۴-۲۹) تغییرات دبی جرمی سیال منبع حرارت با تغییرات اختلاف دما ۱۲۵
- شکل (۴-۳۰) راندمان سیستم ارگانیکی رانکین برای سه مبرد ۱۲۵
- شکل (۴-۳۱) مقایسه بازگشت سرمایه (PB) سیستم ها ۱۴۰
- شکل (۴-۳۲) مقایسه بازگشت سرمایه (IRR) سیستم ها ۱۴۱
- شکل (۴-۳۳) مقایسه ارزش خالص در آمد ها (NPV) سیستم ها ۱۴۲

فهرست جداول

جدول (۱-۴) خروجی های موتور احتراق داخلی Waukesha [۴۸].....	۸۴
جدول (۲-۴) داده های موتور موتور احتراق داخلی Waukesha.....	۸۵
جدول (۳-۴) تحلیل حرارتی مبدل حرارتی پوسته ولوله ۱ با Hetran [۴۹].....	۸۸
جدول (۴-۴) تحلیل حرارتی مبدل حرارتی پوسته ولوله ۲ با Hetran [۴۹].....	۹۳
جدول (۵-۴) شرایط عملیاتی برای سیکل تبرید جذبی لیتیوم بروماید و آب تک اثره	۹۹
جدول (۶-۴) نرخ انتقال گرما و اختلاف دمای لگاریتمی برای سیکل تبرید جذبی لیتیوم بروماید و آب تک اثره ..	۱۰۰
جدول (۷-۴) ضریب عملکرد سیکل تبرید جذبی و مبدل حرارتی توان مصرفی پمپ لیتیوم بروماید و آب تک اثره	۱۰۰
جدول (۸-۴) محاسبات بار حرارتی برای بار کامل	۱۱۲
جدول (۹-۴) اعتبار سنجی محاسبات با کار Heel	۱۱۳
جدول (۱۰-۴) محاسبات بار حرارتی با حداکثر بار چیلر	۱۱۴
جدول (۱۱-۴) اعتبار سنجی محاسبات با کار Heel	۱۱۵
جدول (۱۲-۴) محاسبات بار حرارتی با بار جزئی	۱۱۶
جدول (۱۳-۴) اعتبار سنجی محاسبات با کار Heel	۱۱۸
جدول (۱۳-۴) محاسبه حجم مخزن ذخیره با بار کلی	۱۱۹
جدول (۱۴-۴) محاسبه حجم مخزن ذخیره با افزایش حداکثر توان چیلر	۱۱۹
جدول (۱۵-۴) محاسبه حجم مخزن ذخیره با بار جزئی	۱۱۹
جدول (۱۶-۴): مقادیر استفاده شده در سیکل ارگانیک رانکین [۵۱، ۵۲، ۵۷]	۱۲۲
جدول (۱۷-۴) پارامترهای عملکرد سه سیال ارگانیک در سیکل ساده ORC	۱۲۳
جدول (۱-۴) پارامترهای عملکرد سه سیال ارگانیک در سیکل ORC با IHE	۱۲۳
جدول (۱۹-۴) پارامترهای بدست آمده از سیستم تولید هم زمان	۱۲۶

جدول (۴-۲۰) راندمان کلی سیستم	۱۲۶
جدول (۴-۲۱) پارامتر های فنی و اقتصادی سیستم CHP	۱۲۷
جدول (۴-۲۲) تحلیل اقتصادی سیستم تولید هم زمان سه گانه با ذخیره ساز کلی	۱۲۸
جدول (۴-۲۳) تحلیل اقتصادی سیستم تولید هم زمان سه گانه با ذخیره ساز جزئی	۱۳۱
جدول (۴-۲۴) تحلیل اقتصادی سیستم تولید هم زمان سه گانه بدون سیستم ذخیره ساز	۱۳۴
جدول (۴-۲۵) تحلیل اقتصادی سیستم تولید هم زمان سه گانه بدون سیستم ذخیره ساز و ساعت کارکرد معقول	۱۳۷
جدول (۴-۲۶) مقایسه بازگشت سرمایه سیستم ها	۱۴۰
جدول (۴-۲۷) مقایسه نرخ بازگشت سرمایه سیستم ها	۱۴۱
جدول (۴-۲۸) مقایسه ارزش خالص در آمد ها سیستم ها	۱۴۲

فهرست علائم

h	آنتالپی ویژه	X	درصد محلول لیتیوم بروماید و آب (درصد)
$\dot{m}$	دبی جرمی	E	توان الکتریکی (KW)
P	فشار	TES	ذخیره ساز حرارت
$\dot{q}$	نرخ حرارت	LHV	ارزش حرارتی پائین سوخت
s	آنتروپی ویژه	A	سطح انتقال حرارت (m^2)
T	دما	ρ	چگالی سیال (kg/m^3)
$\dot{W}$	نرخ کار	G	سرعت جرمی ($kg/m^2.s$)
COP	ضریب عملکرد چیلر جذبی	U	ضریب انتقال حرارت کلی ($W/m^2.k$)
PCM	مواد تغییر فاز دهنده	R	مقاومت حرارتی ($W/m^2.k$)
η	راندمان	D	قطر (mm)
زیر نویس ها			
0	حالت مرده	cr	انتقال حرارت جابه جایی و تشعشع
۱ و ۲ و ۳	نقاط سیکل	p	فشار (Kpa)
heat	به شکل حرارت	a	هوا
I	قانون اول	f	سوخت مصرفی
IHE	مبدل حرارتی داخلی	w	آب
in	ورودی	lm	سطح انتقال حرارت لگاریتمی
net	به طور خالص	g	گاز خروجی موتور
out	خروجی	orc	سیکل ارگانیک رانکین
c	کندانسور	chp	سیستم تولید هم زمان برق و حرارت
e	اوپراتور	cchp	سیستم تولید هم زمان برق و حرارت و سرما
P	پمپ	jacket	ژاکت موتور
T	توربین	exhaust	گاز خروجی موتور

فصل اول

مقدمه

۱-۱ مقدمه

افزایش قیمت انرژی الکتریکی در ایران در طول سال های آینده با توجه به برنامه های اقتصادی دولت و نیاز به نصب سیستم های تهویه مطبوع در ساختمان های در حال ساخت، از جمله عوامل موثر و تاثیر گذار هستند که می تواند موجب افزایش استفاده از سیستم های کارآمد در تهویه مطبوع شود.

با توجه به عواملی چون افزایش روز افزون تقاضا انرژی، و افزایش قیمت حامل های انرژی و همچنین با افزایش آلودگی محیط زیست، و کمبود منابع سوخت های فسیلی باعث می شود، به دنبال سیستمی باشیم که در جهت کاهش آلودگی زیست محیطی، کاهش مصرف سوخت و ... باشد. با توجه به وجود فناوری های جدید در صنعت تهویه مطبوع باعث توسعه فناوری های جدید برای ترویج صرفه جویی در مصرف انرژی و همچنین کاهش آلودگی زیست محیطی می شود. با توجه به فناوری های جدید و با استفاده از منابع ذخیره انرژی در کنار سیستم های تهویه مطبوع نوین و همچنین با استفاده بهینه از انرژی هایی که در زمان کارکرد سیستم تلف می شوند قدمی در جهت کاهش مصرف انرژی برداریم.

از جمله این فناوری های جدید شامل سیستم های تولید هم زمان سرمایش، گرمایش و برق (CCHP^۱) و سیستم تولید هم زمان سرمایش و گرمایش (CHP^۲) می باشد که این سیستم ها می توانند با یک سیستم ذخیره ساز انرژی^۳ و سیکل ارگانیک رانکین^۴ به کار گرفته شوند. سیستم های CHP همان سیستم های CCHP هستند با این تفاوت که در سیستم های CCHP علاوه بر تولید گرمایش و برق تولید سرمایش هم دارند، اما در سیستم CHP تولید سرمایش نداشته و فقط تولید برق و گرمایش داریم. سیستم تولید همزمان برق، حرارت و سرما، سیستم تامین کننده انرژی است که در آن انرژی الکتریکی مورد نیاز در محل، به وسیله یک محرک اولیه تولید می گردد و حرارت اتلافی از محرک اولیه

^۱ Combined Cooling, Heating and Power

^۲ Heating and Power Combined

^۳ energy storage

^۴ organic rankine cycle

به منظور تامین گرمایش، آبگرم مصرفی و سرمایش بازیاب می گردد. یکی از بخش های کاربردی سیستم تولید هم زمان استفاده در بخش ساختمان است. این بخش در کشور ایران بیشترین سهم مصرف انرژی اولیه را به خود اختصاص داده است. کاربرد این سیستم ها در مکان های تجاری، صنعتی، عمومی و یا حتی خانگی می باشد.

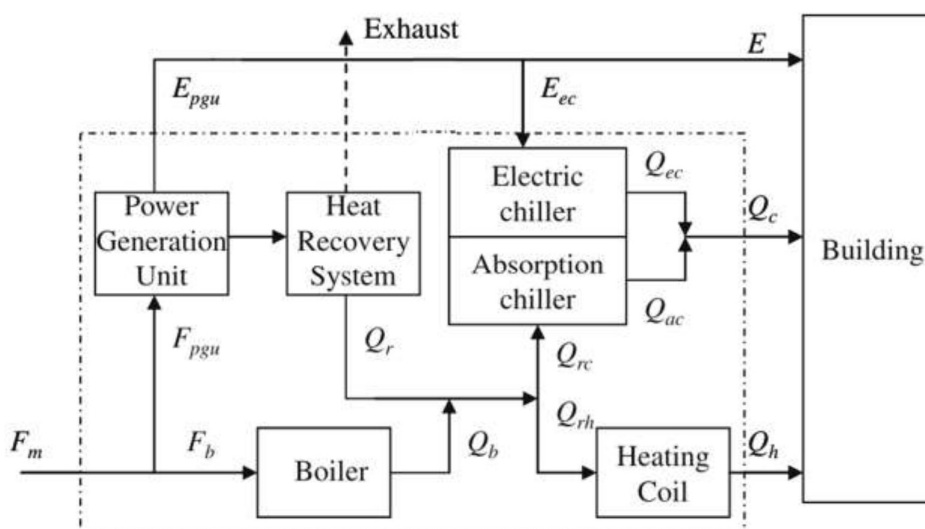
با کمک فن آوری تولید همزمان، حرارتی که از گازهای اگزوز و سیال مصرفی جهت خنک کاری در حال چرخش در سیستم به هدر می رود، با استفاده از مبدل های حرارتی مناسب بازیافت می گردد. بازیافت حرارت برای تامین آب گرم، یا حتی بخار آب نیز می تواند بکار گرفته شود. حرارت بازیافت شده برای کاربری های مختلفی مانند تامین آب گرم مصرفی، جهت گرمایش ناحیه ای و یا استفاده در چیلر جذبی و تولید سرمایش می تواند مورد استفاده قرار گیرد. انتخاب سیالی که جهت گرمایش ناحیه ای و یا سرمایش ناحیه ای مورد استفاده قرار می گیرد، خود تابع شرایطی است که می تواند آب گرم، بخار پر فشار یا کم فشار و یا حتی هوا باشد.

در سیستم های تولید هم زمان سرمایش، گرمایش و برق، تولید سرمایش با توجه به کاربرد های آن متفاوت است به عنوان مثال در کاربرد های صنعتی تولید سرمایش می تواند در کل ماه های سال صورت پذیرد، یا در کاربرد های مسکونی و اداری و آموزشی در ماه های مختلفی از سال تولید سرمایش صورت می پذیرد. با توجه به این که این پژوهش مختص یک ساختمان آموزشی- اداری می باشد و با توجه به محل این پژوهش، نیاز تولید سرمایش در بعضی از ماه های سال از اوایل خرداد تا پایان شهریور می باشد.

در این پژوهش تولید سرمایش در سیستم های تولید هم زمان در فصل تابستان صورت می گیرد و همچنین در فصل تابستان تقاضای سرمایش در سرتاسر ایران افزایش چشم گیری دارد.

پیک مصرف برق به صورت چشمگیری در فصل تابستان بالا رفته و هزینه برق نیز افزایش می یابد. در دوره پیک مصرف، برای جلوگیری از آسیب رساندن به نیروگاه های تولید برق در ساعات اوج مصرف که

در ساعات اولیه ظهر می باشد، با استفاده از یک سیستم ذخیره ساز انرژی در کنار سیستم تولید هم زمان باعث جلوگیری از خسارات وارده به نیروگاه ها و جلوگیری از هزینه های ساخت نیروگاه های اضافی در سطح کلان و همچنین می تواند باعث جلوگیری از هزینه های اضافی اقتصادی دیگر شود. با این عملکرد که سرما را در شب تولید کرده و در یک سیستم ذخیره ساز سرما ذخیره کنیم و در ساعات پیک مصرف استفاده شود. با این کار در اوج ظهر برق بسیار کمتری استفاده می شود و باعث جلوگیری از افزایش هزینه های اقتصادی نیز می شود و همچنین برق اضافی که سیستم تولید هم زمان تولید می کند به شبکه شهری فروخته شود. در شکل ۱-۱ ساختار یک سیستم CCHP نشان داده شده است.



شکل (۱-۱): ساختار یک سیستم تولید هم زمان برق، حرارت و سرما [۱]

با توجه به مصرف زیاد انرژی در بخش تهویه مطبوع و عدم توازن در مصرف انرژی گرمایی، سرمایی و بار قدرت، هدف در این تحقیق، بررسی و طراحی یک سیستم ذخیره ساز انرژی در کنار سیستم تولید توزیع همزمان برق، گرمایش، سرمایش، می باشد تا با ایجاد تعادل در مصرف انرژی، مصرف انرژی ورودی نیز کاهش یابد.

۱-۲ مقدمه ای بر سیستم های تولید زمان

سیستم ترکیبی سرمایش، گرمایش و برق (CCHP)، و سیستم ترکیبی سرمایش، گرمایش (CHP) که سیستم های توزیع تولید هم زمان نامیده می شود، یک تکنولوژی اثبات شده و قابل اعتماد می باشد که عمدتاً در دستگاه های متمرکز قدرت در مقیاس بزرگ و کاربردهای صنعتی استفاده شده است. در چند سال اخیر مطالعات زیادی بر روی سیستم های تولید همزمان صورت گرفته است.

در اغلب کاربردهای سیستم های تولید همزمان، انرژی شیمیایی سوخت به انرژی مکانیکی و گرمایی تبدیل می گردد. معمولاً انرژی مکانیکی برای تولید برق و انرژی گرمایی برای تولید گرمایش و سرمایش مورد استفاده قرار می گیرد. سیستم های تولید هم زمان در مراکز خرید، فرودگاه ها، بیمارستان ها، هتل ها، ادارات، مراکز آموزشی و منازل مورد استفاده قرار می گیرد.

سیستم های تولید هم زمان از سه قسمت اصلی به شرح ذیل تشکیل می شوند: [۲]

- واحد تولید قدرت یا همان محرک اولیه مانند توربین گاز، میکرو توربین، موتور استرلینگ و...
- واحد گرمایش مانند بویلر ها، کویل های حرارتی
- واحد سرمایش مانند چیلر های جذبی و چیلر های الکتریکی

فرآیند ها مورد انجام در سیستمهای تولید همزمان به شرح زیر است:

۱- در واحد تولید قدرت، که همان محرک اولیه می باشد قدرت مکانیکی تولید می شود.

۲- قدرت مکانیکی تولیدشده از طریق ژنراتور کوپل با موتور برق تولید می کند.

۳- حرارت اتلافی تولیدشده در واحد تولید قدرت، که می تواند حرارت خروجی از اگزاز باشد بازیافت می شود.

۴- همه یا بخشی از حرارت اتلافی بازیافت شده توسط مبدل حرارتی برای برطرف کردن نیاز گرمایشی به کار می رود.

۵- همه یا بخشی از حرارت اتلافی بازیافت شده توسط مبدل حرارتی برای برطرف کردن نیاز سرمایشی به کار می رود.

۱-۲-۱ مقایسه سیستم های سنتی و سیستم های تولید هم زمان

در روش های قدیمی یا سنتی تولید انرژی الکتریکی که انرژی شیمیایی سوخت در نیروگاههای بزرگ گازی به انرژی الکتریکی تبدیل می شود، معمولاً بخش اعظمی از انرژی گرمایی به دست آمده از سوخت به محیط تخلیه شده و تلف می شود و این باعث راندمان پایین نیروگاه گازی در حدود ۳۰ درصد است. از طرفی کاربران در بخش های مسکونی و تجاری گرمای مورد نیاز را از طرق بویلرها^۱ دیگ ها و یا پکیجهای حرارتی^۲ تأمین می کنند. در مقایسه با سیستم های تولید انرژی سنتی، سیستم تولید همزمان قابلیت تأمین حداقل بخشی از بار الکتریکی مورد نیاز را داشته و نیازهای گرمایشی و سرمایشی را بازیافت گرمای اتلافی، از موتور و اگزاز به منظور تأمین نیاز کاربران مورد استفاده قرار می دهند. به این ترتیب سیستم تولید هم زمان قادر به بهره برداری بیشتر از انرژی ورودی سوخت به سیستم بوده و دارای راندمان بالاتری نسبت به سیستم سنتی و قدیمی تر می باشد.

۱-۲-۲ مزایای سیستم های تولید همزمان

سیستم های تولید همزمان دارای مزایای فراوانی از جمله موارد زیر می باشد:

- افزایش راندمان و کاهش هزینه ها: استفاده از سیستم تولید همزمان باعث افزایش راندمان کلی نیروگاه و کاهش هزینه های اجرایی می شود. بازده نیروگاه گازی معمولاً کمتر از ۳۵ درصد است این بدان معنی است که بیش از ۶۵ درصد از ارزش حرارتی سوخت مصرفی در نیروگاه ها،

^۱ Boiler

^۲ Thermal packages

هدر می رود. بازده کلی سیستم های تولید هم زمان برق و حرارت حدود ۶۵ درصد است که با استفاده از بازیافت حرارت تلف شده توسط مبدل حرارتی در سیستم های تولید همزمان میزان راندمان به ۸۰ درصد هم خواهد رسید.[۲]

■ کاهش انتشار گاز های گلخانه ای: استفاده از سیستم های تولید همزمان سه گانه و دو گانه باعث کاهش انتشار گازهای گلخانه ای (GHG^1) می شود. سیستم تولید همزمان سه گانه نسبت به یک نیروگاه معمولی از سوخت کمتری استفاده می کند به طوری که کاهش مصرف سوخت تا ۴۵ درصد را دارند. در نتیجه میزان انتشار گازهای گلخانه ای توسط سیستم های تولید هم زمان کمتر خواهد بود. اگر چه تولید گاز های گلخانه ای توسط سیستم های تولید هم زمان نسبت به سیستم های سنتی و نیروگاه ها تولید برق کمتر است ولی به دلیل اجرا سیستم تولید هم زمان در محل مورد نظر آلودگی با افراد در آن محل بیشتر از نیروگاه های تولید برق که در خارج از شهر هستند است.

■ کوتاه تر شدن خطوط انتقال انرژی: سیستم های تولید همزمان در نزدیکی مصرف کننده ساخته می شوند، و نسبت به نیروگاه های برق که اغلب در بیرون از شهر ساخته می شوند نیاز به خطوط انتقال برق کمتری دارند که باعث کاهش هزینه و همچنین کاهش تلفات انرژی می شود. در نیروگاه های تولید برق معمولاً برق مورد نیاز کاربران توسط یک یا چند نیروگاه در محلی دور از شهر تولید شده و بعد از طی فاصله تقریباً زیاد به مصرف کنندگان میرسد. فاصله زیاد منجر به تلفات انرژی و همچنین هزینه های انتقال زیادی می شود. در سیستم های تولید هم زمان، انرژی در محل مصرف تولید شده و در همان محل مصرف، مصرف می شود، که این کار باعث حذف هزینه های انتقال انرژی به محل مصرف می شود.

¹ Green House Gases

- افزایش قابلیت اطمینان: سیستمهای تولید همزمان قابلیت اطمینان بالایی دارند، به این دلیل که خطوط انتقال در همان محل مصرف می باشد. در مقایسه با سیستم های تولید برق در نیروگاه ها که فاصله زیادی را برای انتقال انرژی به محل مصرف طی می کنند، در صورت ایجاد حوادث طبیعی باعث قطع برق شده و با وقوع این حوادث خسارات اقتصادی برای سیستم و مصرف کننده ها ایجاد می شود. [۲]

۱-۲-۳ تجهیزات و اجزاء سیستمهای تولید همزمان سه گانه

سیستم های تولید هم زمان دارای قطعات و اجزا های مختلفی می باشد که در این قسمت هر کدام از آن ها را معرفی می کنیم:

- محرک های اولیه
- تجهیزات الکتریکی
- دستگاه های بازیاب حرارتی (مبدل های حرارتی)
- چیلر (جذبی، تراکمی)

۱-۳-۲-۱ محرک های اولیه

راه های مختلفی برای طبقه بندی فن آوری محرک، بر اساس سوخت، بلوغ فنی، سهم بازار یا محدوده ظرفیت وجود دارد. اگر چه کاملاً چند فن آوری نوظهور به نظر امیدوار کننده می رسد، موتورهای احتراق داخلی رفت و برگشتی، توربین های بخار و توربین احتراق می تواند به عنوان



شکل (۱-۲): چند نمونه از محرک های اولیه سیستم تولید همزمان [۳]

محرک اول معمولی هنوز هم بسیاری از ظرفیت ناخالص را تشکیل می دهند در نظر گرفته و نصب شوند.

۱-۲-۳-۱ توربین گاز

توربین های گازی ثابت همانند توربین های بخار در بسیاری از نیروگاه ها بعنوان تجهیزات عمده طرح می باشند بسیاری از تجهیزات توربین های گازی ثابت مشابه با توربین های گاز هواپیما می باشد.

در حقیقت، هم توربین های ثابت صنعتی و هم توربین های گاز هواپیما در سیستم های تولید همزمان مورد استفاده قرار می گیرند. توربین های گازی در اندازه ها، طرحها و شکل های مختلفی وجود دارند.

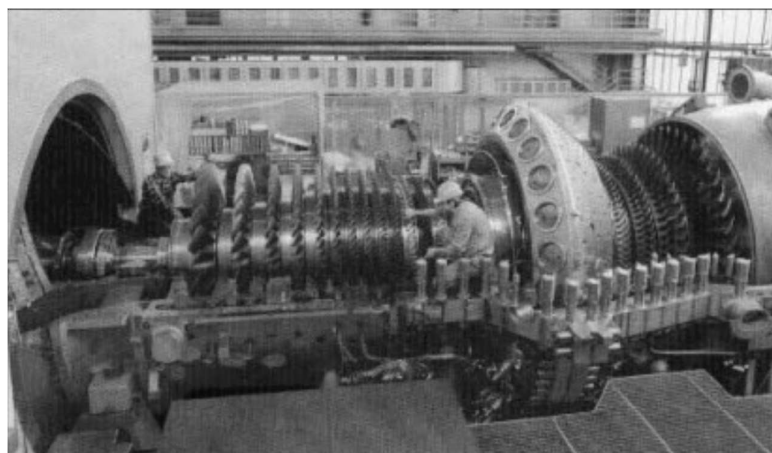
در توربین گازی با سیکل ساده از هیچ گونه روش خارجی مثل بازیابی حرارت برای بهبود راندمان استفاده نمی شود. بنابراین راندمان حرارتی توربین های گازی با سیکل ساده را با استفاده از چند روش خارجی می توان افزایش داد، اما در این شرایط طراحی و شکل توربین گاز پیچیده خواهد شد. بسیاری از این تغییرات در توربین گاز با سیکل ساده در جهت استفاده از انرژی گازهای اگزوز است تا توان الکتریکی خروجی و راندمان افزایش یابد. البته این چنین تغییراتی میزان انرژی در دسترس اگزوز را کاهش خواهد داد. بنابراین توربین گاز با بالاترین راندمان برای بکار بردن در سیستمهای تولید همزمان، ممکن است بهترین انتخاب نباشد.

توربین های گازی در طیف گسترده ای از میزان خروجی یعنی از ۵۰۰ کیلو وات تا ۱۰۰ مگا وات وجود دارند. منوط به نوع طراحی مخصوص، نسبت حرارت به توان الکتریکی برای توربینهای گازی می تواند از ۱ تا ۳ تغییر کند. [۲]

راندمان حرارتی طراحی با اندازه توربین گاز (سطح قدرت) و پیچیدگی آن تغییر کرده و با افزایش آن، افزایش می یابد که معمولاً از ۱۵ تا ۳۰٪ می باشد، در مقایسه با توربین های بخار بالاتر بودن راندمان حرارتی باعث پایین تر بودن نسبت حرارت به توان الکتریکی می شود. این راندمان بالا برای کارکرد در

حالت تمام بار (از جهت طراحی) می باشد. در حالت کارکرد با بخشی از بار، راندمان توربین گاز به سرعت کاهش پیدا می کند.

به علت مقادیر زیاد هوای اضافی مصرفی (جرم هوای کل در مقایسه با جرم سوخت در حدود ۱۰۰ برابر می باشد) در فرآیند احتراق توربین گاز، گاز اگزوز خروجی دارای غلظت نسبتاً زیادی نیتروژن و اکسیژن می باشد.



شکل (۱-۳): توربین گاز با ظرفیت بالا ساخت شرکت زیمنس [۳]

۱-۲-۳-۱-۲ توربین های بخار

از توربین های بخار در نیروگاه ها و صنعت بطور گسترده استفاده می شود. توربین های بخار از بخار با فشار و درجه حرارت بالای یک بویلر استفاده می کنند. بخار، درون توربین جریان یافته و توربین را به گردش در می آورد. بخار خروجی از توربین در درجه حرارت و فشار پایین می باشد. اختلاف عمده توربین بخار نسبت به موتورهای رفت و برگشتی و توربین های گاز در احتراق است که در خارج و در یک دستگاه مجزا به نام بویلر اتفاق می افتد. این کار اجازه می دهد تا از طیف گسترده ای از سوخت ها از جمله سوخت های منجمد نظیر زغال سنگ یا مواد ضایعاتی جامد استفاده کرد.

البته بخار خروجی می تواند برای مصارف گرمایش و یا تأمین انرژی مورد نیاز چیلر جذبی نیز مورد استفاده قرار بگیرد. توربین های بخار در اندازه ها و شکل های مختلف موجود هستند. یک تفاوت عمده در آنها این است که توربین بخار تقطیرکننده است یا غیر تقطیر^۱.

توربین های بخار کندانس شونده، اینگونه هستند که بخار در فشار پائین (کمتر از فشار یک اتمسفر) از توربین خارج شده به صورتی که بخار را بتوان در یک کندانسور با درجه حرارتهایی نزدیک به درجه حرارت محیط، تقطیر کرد.

توربین های بخار تقطیری بیشترین قدرت برقی را تأمین کرده و بنابراین پر مصرف ترین نوع توربین در نیروگاهها و سرویس های برقی می باشند. از آنجایی که بخار خروجی انرژی در دسترس کمی را داراست، از کاربرد توربین های بخار تقطیری برای تولید همزمان صرفنظر می گردد.

توربین های بخار غیر تقطیری توربین های بخاری هستند که بخار خروجی آن در فشاری بالاتر از فشار اتمسفریک قرار دارد. این توربین های بخار را توربین های بخار با فشار عقب نیز می نامند.

۱-۲-۳-۱ موتورهای رفت و برگشتی^۲

نوع دیگری از محرکهای اولیه برای سیستم های تولید همزمان احتراق داخلی موتورهای رفت و برگشتی می باشد. اگر چه از موتورهای پره ای نیز می توان در سیستم های تولید همزمان استفاده کرد، ولی کاربرد خاصی برای آنها شناخته نشده است. موتورهای احتراق داخلی به چندین صورت وجود دارند و شاید معمول ترین شکل از موتورهای رفت و برگشتی، موتورهای بنزینی با احتراق جرقه عمده موتورهای رفت و برگشتی را در سیستم های تولید همزمان با اندازه ای در اتموبیل ها باشد

^۱ Condensing or Noncondensing (Back Pressure) Turbine

^۲ Reciprocating Engines

های متوسط تا بزرگ موتورهای دیزل ثابت که با سوخت دیزل (گازوئیل) یا در یک حالت دو گانه با گاز طبیعی کار می کنند، تشکیل می دهد.

این موتورها ضمن وجود برخی خصوصیات مشترک با یکدیگر، موارد اختلافی نیز در کاربردهای تولید همزمان دارند. قدرت موتورهای رفت و برگشتی همانند توربین های گازی و برای دو حالت کار دائم و مقطعی ارائه شده است. قدرت اسمی موتورهای رفت و برگشتی همانطور که برای توربین های گاز نیز مطرح است در شرایط استاندارد درجه حرارت محیط، فشار و اختلاف سطح نسبت به دریا بوده و قدرت استاندارد باید برای شرایط محلی نصب دستگاه مزبور تنظیم گردد. این نوع موتورها برای کاربرد تولید همزمان، در بسیاری از سطوح قدرت و با طرحهای مختلف وجود دارد. این سطوح قدرت کمتر از ۵۰ کیلو وات تا بیشتر از ۲۰۰ مگا وات تغییر کنند. بعضی از تولید کنندگان حتی سیستم تولید هم زمان کوچک را با قدرت خروجی کم (تا میزان ۶ کیلو وات) نیز پیشنهاد می کنند.

سیستم های با موتور سیلندر پیستونی^۱ که رایج ترین محرک اولیه (موتور) در سیستم های CHP در اندازه های ۵۰ تا ۱۰۰۰ کیلو وات است.

استفاده از این نوع موتور زمینه ای مناسب برای سازندگان این سیستم ها فراهم می آورد تا هر چه بیشتر به خواسته های مصرف کنندگان نزدیک شوند. پنج نوع اصلی موتور که امروزه بکار می رود عبارتند از:

- موتور صنعتی^۲
- موتور خودرو^۳
- موتور دیزل^۴

^۱ reciprocating engine systems

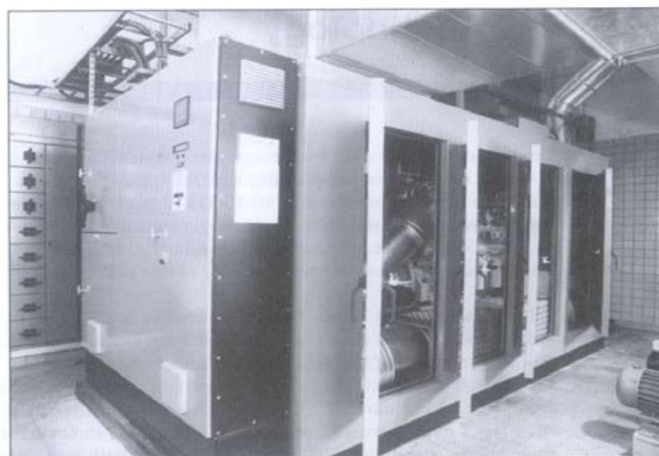
^۲ Industrial Engine

^۳ Automotive Derived Engine

^۴ Diesel Engine

▪ موتور گازی^۱

▪ موتور استرلینگ^۲



Packaged gas engine cogeneration unit (courtesy of Geveke Motoren).

شکل (۱-۴) واحد تولید مشترک گاز سوز [۴]

سوخت اغلب این موتورها گاز طبیعی است که در موتورهای گازی با سیستم جرقه زنی مصرف می شود. همچنین گاهی در واحدهای بزرگتر از ۵۰۰ کیلو وات موتورهای با قابلیت مصرف دوگانه سوخت گاز- دیزل به چشم می خورد.

۱-۳-۲-۱ موتورهای صنعتی^۳

موتورهای صنعتی موتورهای پر قدرت، بزرگ و از نوع ثابت^۴ هستند که برای تولید قدرت مطمئن با حداقل هزینه تعمیر و نگهداری طراحی می شوند. اجزاء این موتورها با هدف بیشترین استحکام در برابر سایش و همچنین سادگی در تعمیر و نگهداری آن ساخته شده است و طول عمر بالایی دارند. به گونه ای که نمونه های زیادی با ساعت کارکرد بیش از ۷۰۰۰ ساعت وجود دارد. این موتورها در هر دو

^۱ Gas Engine

^۲ Stirling Engine

^۳ Industrial Engine

^۴ Stationary

نوع جرّقه ای با سوخت گاز و دیزل موجود است که البته در سیستم های CHP بیشتر از نوع جرّقه ای استفاده می شود. موتورهای صنعتی معمولاً در سیستم های CHP با توان الکتریکی بیش از ۱۵۰ تا ۲۰۰ کیلو وات بکار برده می شود.

۱-۲-۱-۳-۲ موتور خودرو

عموماً موتور خودرویی که در سیستم CHP بکار برده می شود، موتورهای کامیون است که با اصلاحات و تغییراتی در ساختمان آن گازسوز شداند، توسط سیستم جرّقه^۱ کار می کنند. امروزه استفاده از این نوع موتورها گستره بیشتری پیدا کرده است. در سیستم های CHP تا اندازه ۲۰۰ کیلو وات قابل استفاده است و از طرف دیگر برای واحدهای بسیار کوچک CHP با اندازه های کمتر از ۳۰ کیلو وات کارایی زیادی دارند.

۱-۲-۱-۳-۳ موتور دیزل (ژنراتورهای اضطراری)

دو نوع مصرف عمده موتور دیزل عبارت است از ماشین های سنگین جاده ای و مولدهای برق اضطراری که در هر دو صورت سوخت آن گازوئیل است. یکی از راه های تهیه CHP برای یک واحد، تبدیل مولد برق اضطراری موجود به سیستم CHP است، که در این صورت هزینه سرمایه گذاری کمتری بر مصرف کننده تحمیل می شود. اگر چه غالباً محرک این ژنراتورها نیز از نوع موتورهای صنعتی است، اما در موفقیت آمیز بودن این تبدیل در درازمدت شبهاتی وجود دارد.

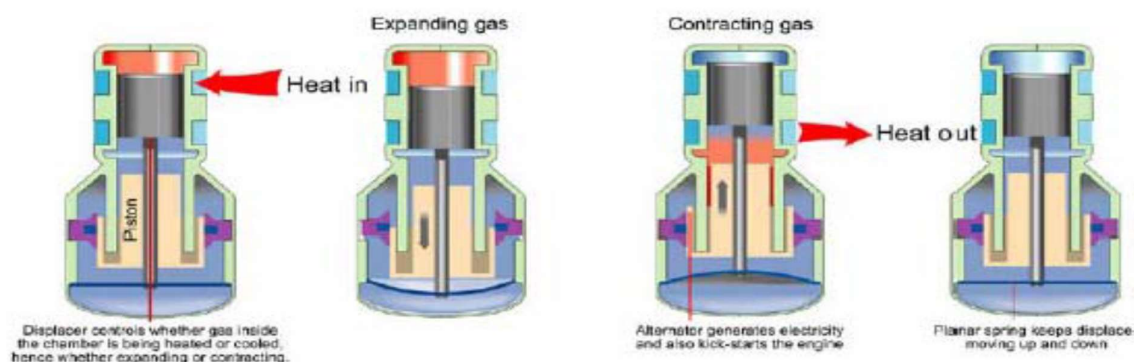
۱-۲-۱-۳-۴ موتور گازی

موتور گازی مانند موتور خودرو از انواع احتراق جرّقه ای^۲ است و با سوخت گاز طبیعی یا گاز مایع کار می کند. به عبارت دیگر مکانیزم عملکرد این موتور همانند موتور خودرو است.

^۱ Spark Ignition

^۲ Spark Ignition

اما ساختمان آن برای استفاده در سیستم های CHP کوچک^۱ در اندازه های کمتر از ۶ کیلو وات طراحی شده است.



شکل (۱-۵) سیکل موتور استرلینگ [۴]

موتور گازی، تک سیلندر است و توانایی کار در مدت زمان زیاد را دارد. امروزه این موتور از موتورهای موفق و مناسب در سیستم mini CHP محسوب می شود و نمونه های تجاری آن با قیمت مناسب عرضه شده است. اما از طرف دیگر اندازه بزرگ موتور و تولید صدای زیاد آن که برای واحدهای مسکونی نامناسب است، به همراه هزینه تعمیر و نگهداری نسبتاً بالای آن از عیوب قابل ذکر موتور گازی است.

۱-۲-۳-۵ موتور استرلینگ^۲

موتور استرلینگ یک نوع موتور حرارتی است که بر خلاف موتورهایی که تاکنون نامبرده شد، از انواع برونسوز است. گرچه امروزه موتور استرلینگ از موتورهای پرکاربرد محسوب نمی شود، اما توانایی آنرا دارد که از بازدهی بیشتری نسبت به موتورهای دیزل برخوردار باشد.

مهمترین ویژگی های این موتور عبارتند از:

- امکان استفاده از سوخت های متنوع از جمله بیوگاز

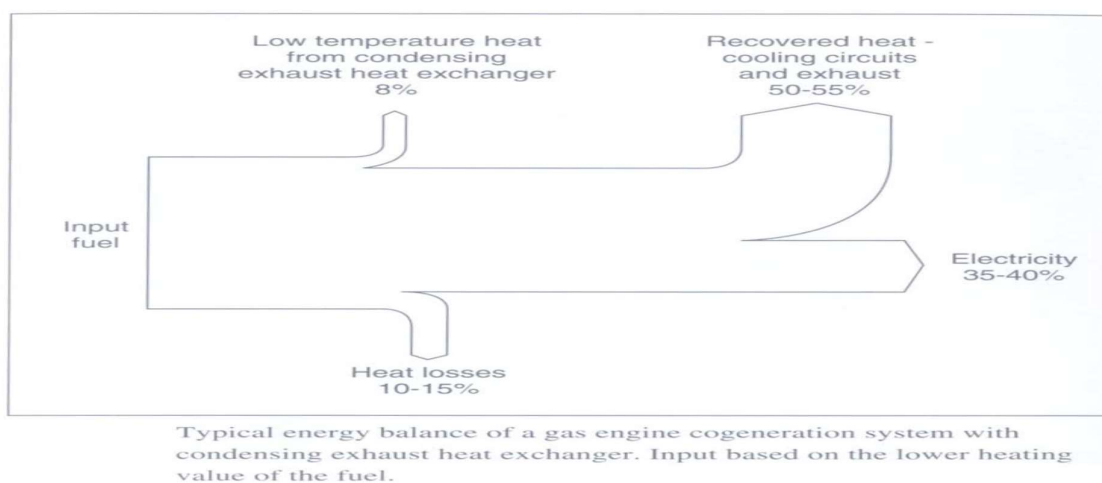
^۱ mini CHP

^۲ Stirling Engine

- آلاینده‌گی کم
- نیاز اندک به تعمیر و نگهداری
- تولید صدای کم در هنگام کار

امروزه کاربرد جدیدی که برای موتور استرلینگ پیشنهاد شده است، سیستم‌های CHP است که در اندازه‌های کمتر از ۱۰۰ کیلو وات قابل استفاده می باشد. در این میان نصب موتور استرلینگ در سیستم‌های Mini CHP با موفقیت بیشتری همراه بوده است و نمونه‌های تجاری آن نیز در بازار مصرف عرضه شده است.

راندمان الکتریکی بدست آمده از موتورهای سیلندر پیستونی ۳۰ تا ۴۰٪ (و برای موتورهای استرلینگ ۲۵ تا ۲۹ درصد) است، که در میان سایر انواع محرک‌ها بیشترین می باشد و نسبت توان حرارتی به توان الکتریکی (H/P) ۱:۱ و ۱:۲ دارد. در این نوع سیستم‌های CHP تا ۹۰٪ اتلاف حرارتی موتور به صورت آب داغ یا بخار کم فشار قابل بازیافت است.



شکل (۶-۱): بالانس انرژی سیستم تولید مشترک موتور با سوخت گاز [۴]

در اینجا منابع حرارت عبارتند از:

- آب خنک کن پوسته موتور

▪ سیستم روغنکاری

▪ گازهای خروجی از موتور

بخاطر وجود مشکلات ناشی از فشار، خوردگی و شوک حرارتی نمی توان مستقیماً از سیال موجود در سیستم حرارتی سایت استفاده کرده به همین دلیل بکارگیری و انواع مبدل های حرارتی لازم است.

۱-۲-۳-۲ تجهیزات الکتریکی^۱

تجهیزات الکتریکی برای سیستم های تولید همزمان شامل ژنراتورها، ترانسفورمرها، رله ها، کنتورها، کنترل ها، مدار شکن ها^۲، تجهیزات سوئیچینگ، خطوط انتقال و دیگر تجهیزات وابسته می باشد.

۱-۲-۳-۲-۱ ژنراتورها^۳

در این قسمت بصورت خلاصه به تشریح برخی از ویژگی های مربوط به ژنراتورهای برقی، اتصالات پرداخته خواهد شد . ژنراتور برقی وسیله ای است که انرژی مکانیکی چرخنده از یک محرک اولیه را به انرژی الکتریکی تبدیل می کند. اصول اساسی در این فرآیند را به نام ” اثر فاراد “ می شناسند که عبارتست از اینکه با حرکتی که جسم هادی برق مثل یک سیم درون یک میدان مغناطیسی، جریان برق در درون سیم ایجاد می شود.

در سیستم های CHP هر دو نوع ژنراتور سنکرون و آسنکرون بکار برده می شود .توان خروجی این ژنراتورها از ۱۸ کیلو وات آغاز شده و برق سه فاز متناوب^۴ (AC) با ولتاژ ۴۱۵ ولت تولید می کنند. در سیستم های CHP با اندازه کوچکتر از ۱۸ کیلو وات و سیستم های Micro CHP از ژنراتور های DC^۵ استفاده می شود .این مولدها از نوع بدون جاروبک^۶ هستند و بطور مستقیم به چرخ طیار محور

^۱ Electrical Equipment

^۲ Circuit Breakers

^۳ Generators

^۴ Alternating Current

^۵ Direct Current

^۶ Brushless

موتور نصب می شوند. در کنار این ژنراتور یک Inverter برای تبدیل الکتریسته تولیدی به برق سه فاز و همچنین یک چرخه آب خنک کن در نظر گرفته می شود.

۱-۲-۳-۳ تجهیزات بازیابی حرارت^۱

تجهیزات بازیابی حرارت اولیه که در سیستم های تولید همزمان مورد استفاده قرار می گیرند، انواع تجهیزات تولید کننده بخار و آب گرم را شامل می شود. چندین نوع از تجهیزات بازیابی حرارت وجود دارد. همانطور که قبلاً توضیح داده شد این تجهیزات را می توان به نام تجهیزات تولید بخار از حرارت بازیابی شده یا ^۲(HRSG) نامید. تجهیزات مزبور غالباً به چند دسته تقسیم می شوند:

۱- بدون احتراق^۳

۲- احتراق جزئی^۴

۳- احتراق کامل^۵

یک سیستم HRSG بدون احتراق همانا یک مبدل حرارتی می باشد. یک سیستم HRSG با احتراق جزئی از یک کانال احتراق تشکیل شده که غالباً برای افزایش درجه حرارت گاز خروجی از یک مشعل گاز در بالادست HRSG استفاده می شود. یک سیستم HRSG با احتراق کامل اساساً یک بویلر است که در آن از گاز خروجی بصورت هوای پیش گرم استفاده می کنند. در اکثر این تجهیزات، گاز خروجی از دستگاه عبور کرده و از بالای دستگاه خارج می شود. انرژی گاز خروجی برای گرم کردن و تبخیر آب و سوپر هیت کردن بخار مورد استفاده قرار می گیرد. اختلاف حرارت بین گاز خروجی و آب موقعی که شروع به تبخیر می نماید، به عنوان نقطه پینچ اختلاف درجه حرارت می نامند، این نقطه

^۱ Heat Recovery Equipment

^۲ Heat Recovery Steam Generation

^۳ Unfired

^۴ Partially Fired

^۵ Fully Fired

دارای کمترین اختلاف درجه حرارت بوده و عملکرد کلی وسیله بازپایی حرارت را محدود می کند. از آنجایی که میزان انتقال حرارت متناسب با اختلاف درجه حرارت است، هر قدر که مقدار این اختلاف بیشتر باشد، میزان انتقال حرارت بزرگتر است.



شکل (۱-۷): نمایی از کل تجهیزات CHP شامل موتور -ژنراتور، مبدل حرارتی، پمپها، ورودی گاز و غیره

۱-۲-۳-۴ چیلرهای جذبی^۱

در چیلرهای جذبی می توان از انرژی حرارتی موجود در سیستم های تولید همزمان برای ایجاد سرمایش یک محل استفاده کرد. در این قسمت بطور خلاصه عملکرد چیلرهای جذبی و کاربرد آنها برای سیستمهای تولید همزمان تشریح خواهد شد.

در چیلرهای جذبی از سیالات بخصوص و سیکل ترمودینامیکی مشخصی استفاده می شود که درجه حرارت های پائین را بدون نیاز به یک کمپرسور بخار که در چیلرهای مکانیکی وجود دارد ایجاد می کنند. یک چیلر جذبی بجای استفاده از کمپرسور بخار از پمپ های مایع و منابع با درجه حرارت پایین مثل آب گرم، بخار یا گاز دودکش استفاده می کند.

^۱ Absorption Chillers

در چیلرهای جذبی از سیالات محلولی استفاده می شود که از دو جزء تشکیل شده اند.

اصول کلی عملکرد چیلر جذبی بر این اساس است که بعد از پمپ شدن محلول به فشار بالا، از انرژی با درجه حرارت پایین برای تبخیر یک جزء محلول استفاده می شود. از این جزء بعنوان مبرد در این سیکل استفاده می شود. نمونه هائی از محلول ها به شرح زیر می باشند:

- آب و آمونیاک
- لیتیوم بروماید و آب
- لیتیوم کلراید و آب

در مورد اول آمونیاک بعنوان مبرد بوده و در ۲ مورد دیگر آب بعنوان مبرد مورد استفاده قرار می گیرد. در کاربردهای تولید همزمان، ویژگی مهم چیلرهای جذبی آن است که آنها از انرژی درجه حرارت نسبتاً پایین که بطور مستقیم و یا غیر مستقیم از محرک اولیه بدست می آید، می توانند برای تولید آب سرد در سرمایش استفاده کنند. استفاده از چیلرهای جذبی بخصوص برای محل هائی که بارهای حرارتی آب و فضاها در مدت معینی از سال حداقل می باشند، مفید می باشد. برای این موارد، خروجی حرارتی یک سیستم تولید هم زمان را می توان برای گرمایش در خلال فصل سردتر سال و با استفاده از چیلر جذبی برای سرمایش در خلال فصل گرمتر سال استفاده کرد. ضمن اینکه عدم استفاده از چیلرهای تراکمی، باعث ثابت تر شدن بارهای الکتریکی در خلال سال می شود.

۱-۲-۳-۵ چیلر تراکمی

در چیلرهای تراکمی گاز ابتدا توسط کمپرسور، متراکم می گردد. این گاز سپس به کندانسور وارد شده توسط آب یا هوای محیط، خنک شده و به مایع تبدیل می گردد این مایع با عبور از شیر انبساط یا لوله موئین وارد خنک کننده (اوپراتور) که در فشار کمتری قرار دارد می شود که این کاهش فشار باعث تبخیر مایع گردیده و در نتیجه مایع سرد کننده با گرفتن حرارت نهان تبخیر خود از محیط خنک

کننده، باعث ایجاد برودت در موادی که با قسمت خنک کننده در ارتباط هستند می گردد. سپس گاز ناشی از تبخیر، به کمپرسور منتقل می شود و این چرخه تکرار می شود.

۱-۳ مقدمه ای بر سیستم های ذخیره سازی

تامین شرایط آسایش و راحتی انسانها در فصل گرما نیاز به انرژی الکتریکی دارد در طول دوره گرما که در شاهرود معمولاً از اواسط اردیبهشت شروع شده و تا پایان شهریور ادامه می یابد بین ساعات ۱۰ صبح تا ۶ بعد از ظهر توان الکتریکی زیادی توسط بخش ساختمان تقاضا می شود. سیستم ذخیره کننده سرمایی این امکان را می دهد تا چیلر بخشی از سرمایش مورد نیاز در طول روز را در طی ساعات شب فراهم کرده و در موادی مانند آب و یخ ذخیره نموده و در طول روز از آنها استفاده نماید.

این سیستم در درجه اول به حذف پیک مصرف کمک فراوانی می نماید. انتقال بخشی از بار به شب در کشورهایی که قیمت انرژی الکتریکی در روز و شب متفاوت است باعث کاهش هزینه های مصرف انرژی می شود. در سیستمهای سرمایش مستقیم انتخاب چیلر بر اساس بیشترین بار سرمایشی روز طرح انجام می شود و در اغلب اوقات فصل گرما چیلر در بار کامل کار نمی کند در حالی که با استفاده از سیستم ذخیره کننده سرمایی می توان چیلر کوچکتری انتخاب کرد و بنابراین می تواند باعث کاهش ظرفیت تجهیزات، کاهش مصرف انرژی و کاهش هزینه ها شود. متأسفانه در کشور ما به دلیل ارزان بودن انرژی استفاده از این سیستم مورد استقبال چندانی قرار نگرفته است. امید است تا با انجام پژوهش های مشابه اهمیت و مزایای استفاده از این سیستم روشن تر شده و در مسیر حرکت به سوی مصرف بهینه انرژی یک گام به جلو برداشته باشیم. حال در این پژوهش با استفاده از یک سیستم ذخیره ساز انرژی در کنار یک سیستم تولید هم زمان سرمایش، گرمایش و برق این امر را تحقق می بخشیم.

۱-۳-۱ تاریخچه

بین سالهای ۱۹۷۰ تا ۱۹۸۰ شرکت‌های تولید کننده برق در آمریکا متوجه شدند به دلیل افزایش تقاضای انرژی الکتریکی و جوابگو نبودن توان تولید و توزیع نیاز شدیدی به کاهش تقاضا در ساعات پیک دارند. این احساس نیاز منجر به تصویب سیاست‌هایی در جهت انتقال مصرف به ساعات غیر پیک شد. از جمله آنها می‌توان به ارزان تر بودن قیمت انرژی در ساعات غیر پیک، لحاظ کردن تخفیف‌های مالیاتی و پاداش‌هایی اینگونه به صنایع اشاره کرد. عوامل فوق موجب شد تا صنایع آمریکا در دهه ۷۰ میلادی به طور چشمگیری به استفاده از این سیستم علاقه نشان دهند.

استفاده از سیستم‌های ذخیره سازی سرما با کاربری تهویه مطبوع در کشور های پیشرفته از سال ۱۹۹۲ شروع شد، به گونه ای که در بسیاری از کشورها استفاده از این سیستم ها به عنوان یک گزینه اصلی جهت تامین مصارف برودتی، نسبت به سایر سیستم های سرمایشی از مزیت نسبی برخوردار هستند. استفاده از سیستم های ذخیره سازی در کشورهای بلژیک، فرانسه، آلمان، ایتالیا، هلند و ... شاهدهی بر این ادعا می باشد. نتایج به دست آمده نیز نشان می دهد که در کشور ما نیز در بسیاری از موارد استفاده از سیستم های سرمایشی در مقایسه با سیستم های تراکمی از مزیت بالایی برخوردار هستند و باعث کاهش هزینه های جاری و سرمایه گذاری اولیه می شوند. با توجه به مزایای پیش گفته، ترویج و توسعه استفاده از سیستم های ذخیره سازی در ایران به عنوان یک فعالیت هدفمند قابل بررسی بوده و می تواند به نتایج پر باری منتهی گردد.

در مطالعات انجام شده در صنایع مشخص شده بود بار سرمایشی فضا‌های تولید و فضا‌های اداری در فصل گرم و متعاقبا توان مصرفی سیستم‌های تهویه مطبوع تاثیر چشمگیری بر پیک تقاضا دارد و با انتقال آن به ساعات غیر پیک می‌توانستند از انرژی که در ساعات پیک در دسترس دارند برای افزایش توان تولید استفاده کرده و همچنین با انتقال بخشی از بار به شب مشمول تشویق‌های مالیاتی نیز بشوند

طبق برآوردهای انجام شده در یک ساختمان اداری در فصل تابستان در حدود 63 % تقاضای انرژی الکتریکی مربوط به سیستم تهویه مطبوع می باشد. [۶]

۱-۳-۲ موارد کاربرد

استفاده از سیستم ذخیره کننده همیشه ممکن است مطلوب نباشد. در مورد استفاده از سیستم ذخیره کننده بایستی موارد ذیل در نظر قرار گیرند:

- ماکزیمم بار سرمایی تجهیزات خیلی بیشتر از بار متوسط آنها باشد. این توصیه در بیشتر ساختمانهای غیر صنعتی نتیجه مطلوبی می دهد.
- هزینه برق مصرفی در ساعات پیک و غیر پیک تفاوت فاحشی داشته باشد و یا نصب این سیستم مشمول تشویق های مالیاتی شود. ذکر این نکته ضروری است که این موضوع تا کنون در کشور ما در خور نیاز مورد توجه قرار نگرفته است.
- سیستم سرمایش کنونی یک ساختمان کفاف طرح توسعه جدید را نمی دهد.
- در سائیتی که ساختمان مورد نظر وجود دارد تقاضای انرژی الکتریکی در ساعات روز با محدودیتهایی روبه رو است.
- یک مقدار ظرفیت سرمایشی پشتیبان (رزرو) مورد نیاز است.

مهمترین کاربرد این سیستم در ساختمان های اداری است که معمولاً پیک بار سرمائی در حدود دو تا چند برابر متوسط بار سرمایی در طول روز می باشد. این مورد همچنین در بعضی از فضاهای صنعتی نیز به چشم می خورد در واقع هر چه نسبت بار پیک به بار متوسط بیشتر باشد پتانسیل بیشتری برای استفاده از این سیستم وجود دارد.

استفاده از سیستم ذخیره کننده در مواردی که یک سیستم سرمایش نیاز به توسعه داشته باشد بسیار می تواند اقتصادی باشد. این امر زمانی اتفاق می افتد که یک ساختمان بزرگتر شده و یا تغییراتی در

آن اعمال شده باشد که در نهایت منجر به افزایش بار سرمایشی مورد نیاز در تابستان شود. با افزایش سیستم ذخیره به سیستم سرمایش موجود می توان از توان سرمایشی دستگاهها در ساعات غیر پیک نیز استفاده نمود و قطعا هزینه افزودن یک تانک ذخیره به سیستم قبلی بسیار کمتر از افزودن یک سیستم جدید با ظرفیت بالاتر خواهد بود.

در بعضی موارد صنعتی که برای مصارفی نظیر آتش نشانی تانک آب وجود دارد و یا منبع با استفاده ای در دسترس است می توان از آن برای این منظور استفاده نمود. مخصوصا تانک ذخیره آب آتش نشانی را با اعمال تغییرات اندکی می توان مورد بهره برداری دو منظوره قرار داد. بدین صورت که در مواقع معمول به عنوان ذخیره آب سرد عمل کرده و در مواقع حریق با بستن و باز شدن چند شیر به طور اتوماتیک از آن برای عملیات اطفاء بهره جست.

از دیگر مواردی که کاربرد این سیستم توجیه پیدا می کند می توان به مواردی اشاره نمود که در آن تجهیزات سرد کننده نظیر چیلر، برج خنک کن و ... به صورت وارداتی خریداری می شوند. در این مواقع هزینه تهیه این اقلام بالاتر از حد معمول خواهد بود. با طراحی چنین سیستمی می توان ظرفیت چیلر را تا حد زیادی کاهش داده و لذا موجبات تعدیل در هزینه ها را فراهم نمود.

۱-۳-۳ روش های ذخیره سازی

روش های ممکن برای ذخیره سازی سرمایش در ساختمانها را بر اساس سه مشخصه کلی می توان تقسیم بندی نمود: ماده ذخیره کننده، منبع انرژی اولیه و تکنولوژی ذخیره. به اجمال می توان گفت ماده ذخیره کننده می تواند آب سرد، یخ و یا نمکهای یوتکتیکی باشد. انرژی اولیه برای تولید سرمایش شامل گاز طبیعی، انرژی الکتریکی، بخار و یا حرارت بازیافت شده از یک سیستم گرمایی دیگر باشد. از تکنولوژیهای ذخیره می توان به سیستم تانک آب سرد، یخ روی لوله، یخ روی کویل و کیسه های یخی نام برد که در ادامه توضیحات لازم در مورد هر کدام ارائه خواهد شد.

۱-۳-۴ ماده ذخیره کننده

همانطور که قبلاً اشاره شد مرسوم ترین مواد مورد استفاده در این صنعت، آب، یخ و نمکهای فاز متغیر یوتکتیکی^۱ می باشد. مقدار انرژی قابل ذخیره در واحد حجم این مواد با یکدیگر متفاوت است. همچنین دمای ذخیره و نیازمندیهای فیزیکی و مکانیکی برای ذخیره سازی هر کدام با یکدیگر تفاوت دارد و این تفاوت باعث گسترده تر شدن دامنه کاربرد این سیستم می شود.

۱-۳-۴-۱ آب سرد

در این روش از ظرفیت حرارتی محسوس آب $4.18 \frac{kJ}{kg.k^0}$ برای ذخیره سازی انرژی استفاده می شود. تجربه نشان می دهد اختلاف دمای $11C^{\circ} (20F^{\circ})$ بهترین و کاراترین اختلاف دما برای اکثر کاربردها می باشد. این در حالی است که در بعضی موارد سیستم هایی با اختلاف دمای $17C^{\circ} (30F^{\circ})$ نیز مورد استفاده قرار گرفته اند.

حجم آب ذخیره شده در درجه اول به اختلاف دمای بین آب رفت و برگشت و در درجه دوم به میزان جدایش آب رفت و برگشت بستگی پیدا می کند. میزان جدایش آب رفت و برگشت در تکنولوژیهای مختلف متفاوت است. معمولاً در سیستمهای با اختلاف دمای $11C^{\circ} (20F^{\circ})$ معادل $0.0788 \frac{m^3}{kwh}$ در نظر گرفته می شود.

آب سرد با دمایی در $7C^{\circ} (45F^{\circ})$ در تانک ذخیره می شود و این دما با اکثر چیلر های معمولی و سیستم های توزیع متناسب است. [۶]

^۱ Eutectic variable phase

۱-۳-۴-۲ یخ

سیستم های ذخیره کننده یخ از انرژی نهان ذوب یخ $\frac{kJ}{kg}$ ۳۵۵ بهره می برند. انرژی حرارتی در دمای انجماد آب در آن ذخیره می شود. برای ذخیره این انرژی سیستم تبرید مورد استفاده بایستی بتواند مایع شارژ کننده را در دمای ۳- تا ۹- درجه سانتیگراد فراهم کند. این دما معمولاً پایین تر از دمایی است که چیلرهای استاندارد می توانند تامین نمایند.

همچنین دمای کارکرد سایر اجزای سیستم تهویه مطبوع در این دامنه نمی گنجد. بسته به تکنولوژی ذخیره سازی یخ، تجهیزات و لوازم دیگری نیز مورد نیاز خواهد بود.

حجم مخزن مورد استفاده در این سیستم به نسبت یخ به آب در مخزن کاملاً شارژ شده بستگی دارد و معمولاً در حدود $\frac{m^3}{kwh} (0.2-0.3)$ می باشد.

۱-۳-۴-۳ ذخیره سازی انرژی در مواد دارای فاز متغیر^۱ (PCM)

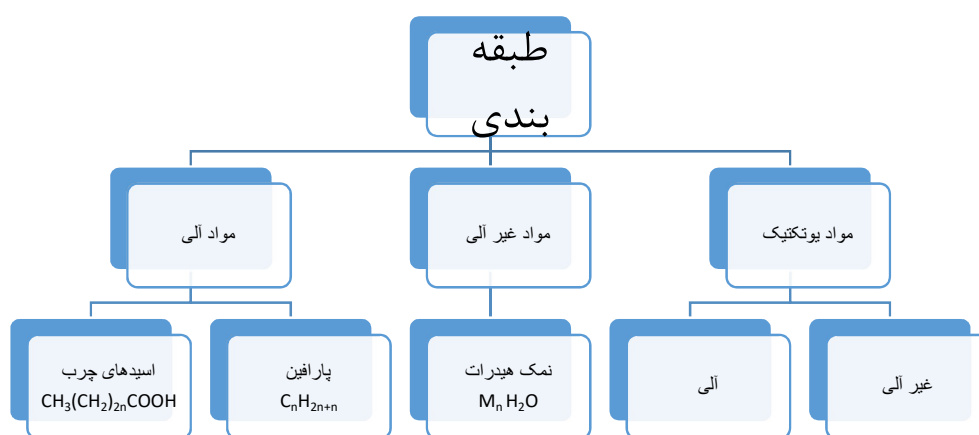
روش های غیر متعارف ذخیره سازی انرژی به صورت محسوس، باعث بروز مواد (PCM) شده است، که قابلیت آنها در ذخیره سازی انرژی به صورت بالایی می باشد و این کار در دمای ثابتی صورت می گیرد. این مواد می توانند ذخیره نمودن انرژی هم جهت سرمایه و هم جهت گرمایش مورد استفاده قرار گیرند.

در حالت کلی (PCM) ها می توانند به صورت مواد استوانه ای شکل در نظر گرفته شوند که جنس آنها از مصالحی نظیر بتن یا سنگ گچ و یا غیره می باشد.

^۱ Phase Change Material

۱-۳-۵ طبقه بندی مواد دارای تغییر فاز

(PCM) ها در رنج های محدوده های دمایی گوناگونی قرار دارند. یک طبقه بندی از آنها با توجه به خاصیت آنها در شکل زیر آمده است.



شکل (۱-۸): نمودار طبقه بندی PCM ها

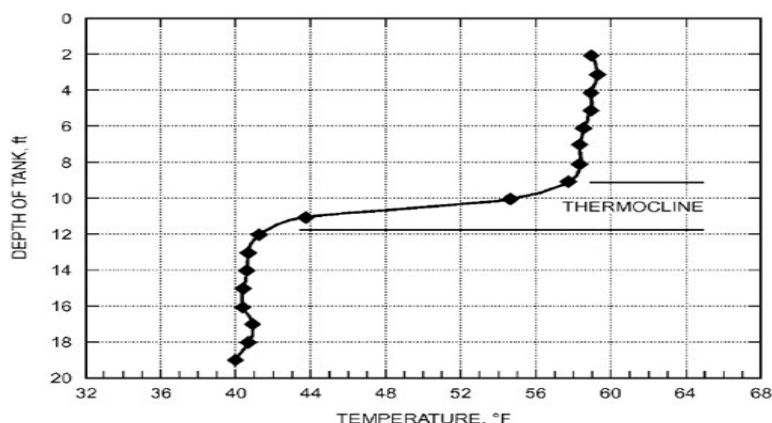
۱-۳-۷ تکنولوژی های ذخیره سازی

۱-۷-۳-۱ ذخیره کننده آب سرد

آب سرد تهیه شده در یک تانک ذخیره می شود و در وقت لزوم مصرف می گردد. در این روش، از انرژی حرارت محسوس آب برای ذخیره سازی سرمایشی استفاده می شود. آب در طی ساعات غیر پیک شب توسط یک پمپ بین مخزن و اواپراتور سیستم تبرید جریان داشته و پس از سرد شدن در داخل مخزن برای استفاده در ساعات پیک جمع آوری می شود. با اضافه کردن برخی از مواد ظرفیت حرارتی محلول افزایش می یابد و در نتیجه می توان تفاوت بین دماهای ورودی و خروجی آب از مخزن را افزایش داد که در این صورت حجم مخزن کاهش می یابد.

عملکرد ذخیره سازی طبقه بندی شده بستگی به توانایی ذخیره آب گرم و سرد را دارد و در طی ذخیره سازی آن به شدت تحت فشار قرار می گیرد. منطقه بین آب گرم و سرد در مخزن ذخیره سازی، جایی

که گرادیان درجه حرارت بالا وجود دارد، thermocline نامیده می شود و ضخامت آن باید کوچک باشد. افزایش ضخامت ترموکلاين در زمان، منجر به از دست دادن ظرفیت خنک کننده می شود. تثبیت در مخزن ذخیره سازی به طور عمده بستگی به اختلاف دمای ورودی و خروجی دارد. در شکل (۹-۱)



شکل (۹-۱) پروفیل تغییر دما در مخزن ذخیره سازی آب سرد [۷]

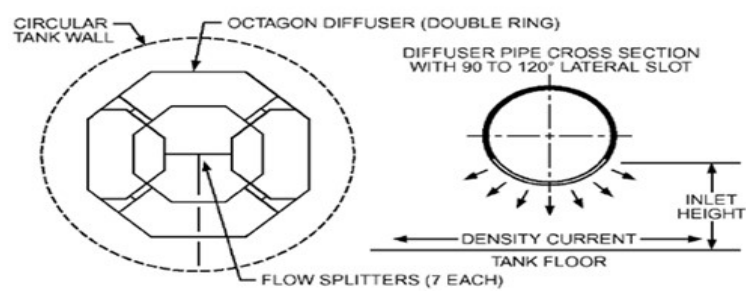
نمودار تغییر دمایی را در مخزن ذخیره آب را نشان می دهد، هرچه ضخامت لایه ترموکالین کمتر باشد حجم مخزن ذخیره سازی کمتر و راندمان سیستم بالاتر است.

به دلیل استفاده از آب سرد برای ذخیره سازی و همچنین استفاده از گرمای محسوس آب، اندازه این مخازن بزرگ بوده و گاهی مانند یک ساختمان غول پیکر به صورت استوانه ای ساخته می شوند.

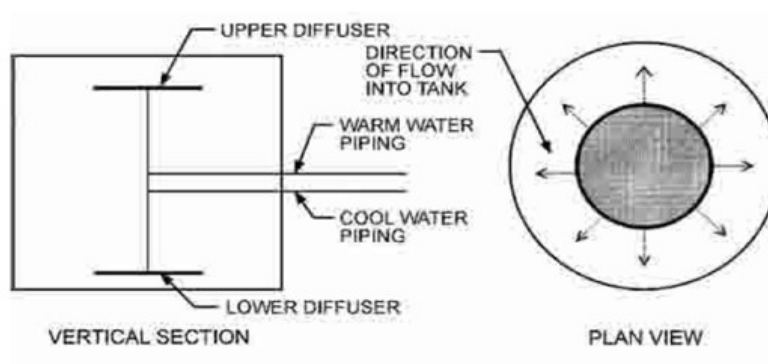
برای به وجود آمدن پدیده ترموکالین در مخزن ذخیره سازی آب سرد از دو دفیوزر در بالا و کف مخزن استفاده می کنند تا جریان آرام و لایه ای به وجود آمده و آب سرد رفت و برگشت با یکدیگر مخلوط نشوند. دفیوزر ها در نوع دیسکی و چند ضلعی بوده که دفیوزر های دیسکی دارای افت فشار کمتر بوده و بهتر می باشند. در شکل (۱۱-۱) دفیوزر شعاعی و در شکل (۱۲-۱) نصب آن در مخزن ذخیره سازی آب سرد نشان داده شده است. در مخزن ذخیره سازی آب سرد، آب سرد رفت از چیلر از پایین وارد مخزن شده و آب سرد برگشتی از بالای مخزن وارد می شود.



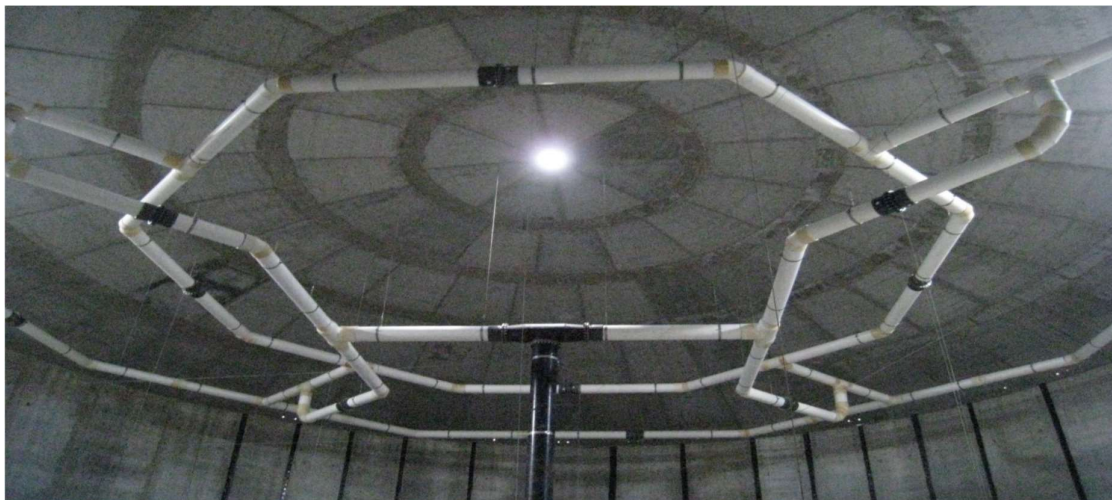
شکل (۱۰-۱) مخازن ذخیره آب سرد [۷]



شکل (۱۱-۱) دفیوزر در مخازن ذخیره سازی [۷]



شکل (۱۲-۱) نحوه قرار گیری دفیوزر در مخزن [۷]



شکل (۱۳-۱) نحوه قرار گیری دفیوزر چند ضلعی در یک مخزن ذخیره آب سرد [۸]

۱-۳-۷-۲ تولید و انباشت کننده یخ

در این سیستم یخ در جوار اواپراتور چیلر تولید شده و به صورت متناوب در تانکی از آب و یخ ریخته می شود و مخلوطی از آب و یخ ذخیره می شود.

۱-۳-۸ تکنیک های ذخیره سازی

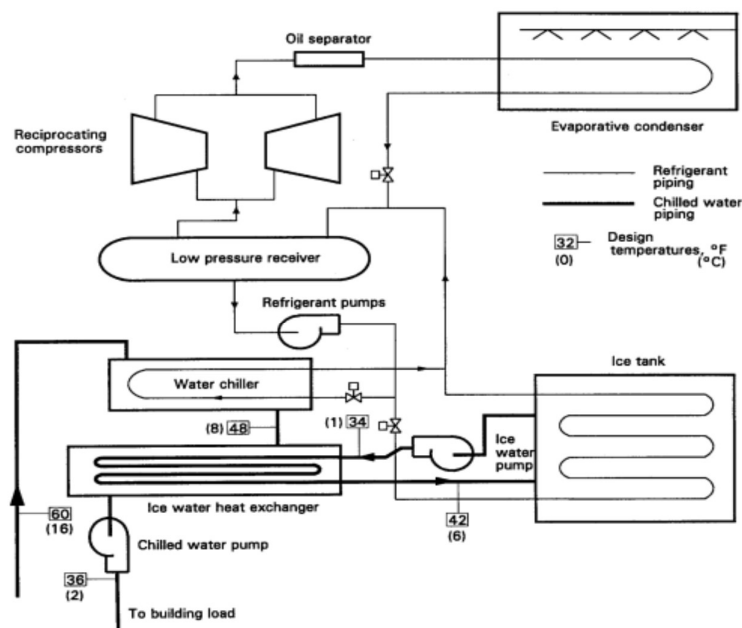
طراحان در سرتاسر جهان در طول سالیان دراز تکنیک های متفاوت و تعداد زیادی طرحهای منحصر به فرد ارائه داده اند، در ادامه به یک سری از این تکنیک ها اشاره شده است.

۱-۳-۸-۱ سیستم های ذخیره سازی کامل

کل بار گرمایشی- سرمایشی را به دوره کمینه تقاضا انتقال می دهند و برای دستیابی به بهینه ترین حالت از لحاظ اقتصادی، منبع بار سرمایشی-گرمایشی هیچ گاه حین دوره اوج مصرف، مورد استفاده قرار نمی گیرد. سیستم ذخیره کامل برای کارکرد در ساعت پیک مصرف طراحی می شوند.

در این سیستم پیک تقاضای چیلر در ساعت کم مصرف می باشد، تا سیستم ذخیره توسط چیلر شارژ شود. این نوع سیستم ها بزرگتر و در نتیجه دارای چیلر گرانتتری نسبت به سیستم ذخیره ساز جزئی می

باشند. سیستم های ذخیره کامل در هنگام تغییر شیفت جریان از پیک مصرف تا ساعات کم مصرف به ذخیره بیشتری دست پیدا می کنند.



شکل (۱-۱۴): سیکل ذخیره ساز سرمایشی به صورت یخ [۹]

سیستم کامل اکثرا جذبی می باشند هنگامی که نیاز به شارژ زیاد می باشد یا اختلاف تقاضا بین ساعت پیک کم باشد و مصرف زیاد شود یا دوره تقاضای پیک مصرف کم باشد مورد استفاده قرار می گیرد.

۱-۳-۸-۲ سیستم های ذخیره ساز جزئی

در طول دوره های اوج تقاضا، با کاهش ظرفیت ذخیره سازی اولیه از منبع سرمایشی-گرمایشی استفاده می کنند. بطور کلی سیستم های ذخیره سازی جزئی در ساعات پیک مصرف، بخشی از بار سرمایی را بوسیله ذخیره و قسمت دیگر را به وسیله چیلر تامین می کنند. گونه هایی از تراز کردن بار برای عملکرد چیلر با ظرفیت کامل در ساعات پیک تقاضا طراحی می شوند.

وقتی بار کمتر از خروجی چیلر باشد، شارژ شدن صورت گرفته و هنگامی که بار بیشتر از خروجی چیلر باشد تخلیه انجام می شود.

براساس تراز بندی بار، اندازه و هزینه چیلر و اجزای ذخیره سازی بصورت کمینه طراحی می شوند. اما ذخیره هزینه الکتریکی نسبت به سیستم با ذخیره کامل کمتر می باشد. [۸]

۱-۳-۹ سیستم های محدود کننده تقاضا

این نوع سیستم ها بطور گسترده ای برای محدود کردن تقاضا حین دوره اوج به کار می روند و این تکنیک محدود کردن تقاضا نامگذاری می شود. این سیستم نوعی سیستم ذخیره سازی جزئی می باشد که به موجب آن ظرفیت مازاد به وسیله یک منبع ذخیره انرژی گرمایی کامل می شود. برای این که ظرفیت مازاد زیر حد ماکزیمم تقاضای الکتریکی باقی بماند، تمام تکنیک های بالا می توانند طی یک سیکل روزانه (سیکل روزانه کامل - جزئی) یا دوره طولانی تر هفته ای یا فصلی (ذخیره سازی هفتگی کامل - جزئی) مورد استفاده قرار گیرد.

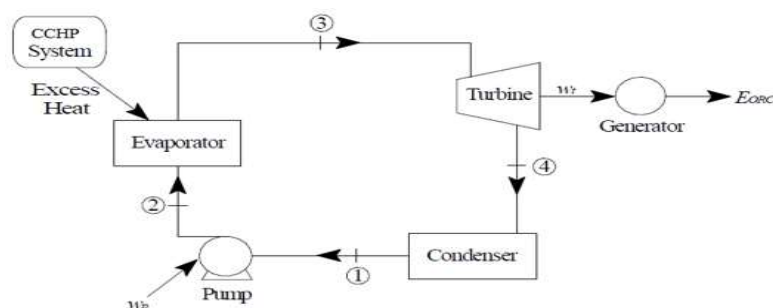
۱-۴-۴ سیکل ارگانیک رانکین

۱-۴-۱ مقدمه

سیکل ارگانیک رانکین در اوایل دهه ۷۰ میلادی ابداع شد. این سیکل مانند سیکل رانکین معمولی است اما با این تفاوت که سیال کاری آن مبرد یا هیدروکربن ها می باشد به این دلیل که دارای نقطه جوش پایین تر از آب می باشد. این سیکل با دمای پایین کار می کند به این معنی که منبع تامین گرما برای سیکل می تواند انرژی زمین گرمایی، گرمای تلافی از سیستم های تولید هم زمان و ... باشد.

۱-۴-۲ اجزای سیکل ارگانیک رانکین

اجزای اصلی این سیستم مانند سیکل رانکین شامل پمپ، اواپراتور یا تبخیر کننده، توربین یا اکسپندر و کندانسور می باشد و می توان برای افزایش راندمان در سیکل از مبدل حرارتی نیز استفاده کرد.



شکل (۱-۱۵) سیکل ارگانیک رانکین [۱۰]

۸-۱ جمع بندی

در این فصل که شامل سه قسمت بود و هر قسمت شامل موارد زیر می باشد:

در قسمت اول مقدمه ای بر این پژوهش آمده و همچنین مقدمه ای بر سیستم تولید هم زمان، مزایای آن، مقایسه سیستم های تولید هم زمان با سیستم های سنتی، تجهیزات و اجزای سیستم های تولید هم زمان سه گانه و همچنین مرور کلی بر هریک از این تجهیزات صورت گرفت. در قسمت دوم مقدمه ای بر سیستم های ذخیره سازی، تاریخچه، مواد کاربرد سیستم های ذخیره سازی، روش های ذخیره سازی، طبقه بندی آن ها، انواع سیستم ذخیره سازی صورت گرفت. چون که در این پژوهش از مخزن ذخیره سازی آب سرد استفاده شده است مخزن ذخیره سازی آب سرد به صورت جزئی بررسی شد. در قسمت سوم به معرفی سیکل ارگانیک رانکین پرداخته شد.

فصل دوم

مروری بر کارهای پیشین

۲-۱ مقدمه

در این فصل، ابتدا به مروری بر کارهای پیشین در زمینه سیستم های تولید هم زمان پرداخته و سپس مروری بر کارهای پیشین در زمینه سیستم های ذخیره سازی صورت می گیرد. در انتها به مقالات مرتبط با سیستم تولید هم زمان سه گانه همراه با سیستم ذخیره سازی می پردازیم.

۲-۲ مروری بر کارهای انجام شده در زمینه CCHP

مروری بر کارهای انجام شده در زمینه CCHP در ابعاد مختلفی می توان بررسی کرد که شامل مواردی چون نوع محرک های اولیه، نوع سیستم های خنک کننده، نوع کاربرد، نوع سوخت و نوع آنالیز انجام شده طبقه بندی کرد. اما آنچه که در این پژوهش مهم تر است مرور تحقیقات انجام شده در زمینه انتخاب و مدل سازی یک سیستم تولید هم زمان سه گانه برای یک مکان خاص نظیر مکان اداری - آموزشی می باشد و همچنین بهینه سازی سیستم تولید هم زمان سه گانه نیز مد نظر می باشد.

امکان تجزیه و تحلیل CCHP با ذخیره انرژی حرارتی همراه با توربین کوچک، توسط لانگ وانگ^۱ و همکاران مورد بررسی قرار گرفت و نتیجه نشان می دهد که سیستم های CCHP با TES^۲ دارای هزینه های بالای سرمایه و مصرف انرژی و هزینه عملیات کمتر، در مقایسه با سیستم بدون TES است. و هزینه چرخه عمر سالانه سیستم CCHP با TES کمی کمتر از سیستم بدون TES بود. علاوه بر این، مزیت اقتصادی سیستم CCHP با TES و خیم تراز سیستم تولید جداگانه متعارف^۳ (SP) است، اگر چه مصرف انرژی اولیه آن به طور قابل توجهی پایین تر از سیستم SP است. [۱۱]

طراحی و ارزیابی ترکیبی از خنک کننده، گرمایش و قدرت با استفاده از توربین گاز، جذب کننده چیلر و مخزن مجهز به حرارت در مقیاس میکرو توسط مسعود ابراهیمی و محمد سلیمان پور^۴ مورد بررسی

^۱ Lang Wang

^۲ thermal energy storage

^۳ separate production

^۴ Masood Ebrahimi, Mohammad Soleimanpour

قرار گرفت. نتایج نشان می دهد که ضریب عملکرد چیلر به $0/63$ رسیده و صرفه جویی در انرژی اولیه به 35% رسیده است. و از نظر آلاینده‌گی محیط زیست کاهش CO_2 ، CO و NO_x از 5 تا 45 گرم، 4 تا 35 گرم و 5 تا 43 گرم در هر ساعت و برای توربین های کوچک گاز کاهش مصرف از $15-200$ کیلو وات محاسبه می شود. [۱۲]

مایا لی و همکاران استفاده از یک چرخه CCHP را در سه کاربرد مختلف ساختمان هتل ها، دفاتر و ساختمان های مسکونی در دالیان، چین از نظر انرژی، اقتصادی و محیطی ارزیابی کردند. نتایج نشان می دهد که: (۱) هتل ها با توجه به مدل فرعی تحلیل انرژی با توجه به بارهای الکتریکی نسبتا پایدار خود، بیشترین سهم ($42/28$ درصد) را برای صرفه جویی در انرژی دارند. (۲) سیستم های CCHP هزینه های کلی سالانه را برای تمام موارد عملیاتی در مقایسه با سیستم مرجع برای هتل ها و ادارات کاهش می دهد. با این حال، سیستم CCHP هیچ مزیت اقتصادی برای ساختمان های مسکونی ندارد. (۳) برنامه های کاربردی سیستم CCHP باعث کاهش میزان انتشار آلاینده ها در تمام موارد عملیاتی برای ساختمان های مورد مطالعه می شود. (۴) سیستم CCHP رانده شده توسط موتور گاز دارای عملکرد بهتر نسبت به توربین گاز است. همراه با منابع انرژی تجدید پذیر و با مخزن ذخیره سازی حرارتی، عمدتا موارد عملی مطلوب از معیارهای انرژی، اقتصادی و محیطی است. [۱۳]

وو و ونگ وضعیت توسعه سیستم های CCHP را مورد بررسی قرار دادند. چهار نمونه سیستم CCHP با فن آوری های موجود برای ظرفیت های مختلف را بررسی کردند. آن ها برخی از محرک های اصلی و فن آوری های فعال حرارتی را نیز به طور خلاصه معرفی کردند. آن ها نشان دادند که راندمان سیستم CCHP می تواند به اندازه 70 تا 90% باشد. این مقدار به طور قابل توجهی بالاتر از راندمان سیستم های مستقل متداول تأمین انرژی است. [۱۴]

مرزهای ترمودینامیکی صرفه جویی در انرژی در سیستم های CCHP معمولی توسط مینجی لی و همکاران مورد بررسی قرار گرفت که در این تحقیق، روش محاسباتی بهبود یافته ESR (نرخ صرفه

جویی انرژی) با توجه به تنظیمات انرژی ناشی از اثرات آب و هوایی بر اساس استانداردهای بین المللی یا مقررات مدیریت انرژی می باشد. نتایج نظری نشان داد که مناسب ترین کاربران CCHP باید نسبت گرما به برق خود را در محدوده ۰,۹ تا ۲,۸ (بدون تقاضای گرمایش) و یا ۰,۶۵ تا ۱,۳ (با تقاضای گرمایش) ارزش گذاری کنند. علاوه بر این، به ویژه در پکن، حداکثر ESR سیستم های CCHP بدون و با موارد تقاضای گرما به ترتیب ۳۲,۵٪ و ۳۸٪ است. [۱۵]

استراتژی طراحی و عملیات بهینه برای ارزیابی یکپارچه سیستم CCHP توسط مایا لی^۱ و همکاران مورد بررسی قرار گرفت این پژوهش ارائه بهینه سازی سیستم CCHP در طراحی و بهره برداری از تجزیه و تحلیل انرژی، عملیات اقتصادی و دیدگاه های اثر محیطی می باشد. سیستم CCHP برای هتل ها، دفاتر و ساختمان های مسکونی در دالیان (چین) برای اثبات اثربخشی مدل ارائه شده است. روش ارزیابی و نظریه انتخاب بهینه فازی برای ارزیابی عملکرد یکپارچه سیستم های CCHP با استراتژی های عملیاتی مختلف مورد استفاده قرار می گیرند. نتایج نشان می دهد که: (۱) هتل ها با توجه به مدل فرعی تجزیه و تحلیل انرژی، به دلیل بارهای الکتریکی نسبتاً پایدار خود، بیشترین سهم (۴۲/۲۸ درصد) را به صرفه جویی در انرژی دارند. (۲) سیستم های CCHP هزینه های کلی سالانه را برای تمام موارد عملیاتی در مقایسه با سیستم مرجع برای هتل ها و ادارات کاهش می دهد. با این حال، سیستم CCHP هیچ مزیت اقتصادی برای ساختمان های مسکونی ندارد. (۳) برنامه های کاربردی سیستم CCHP باعث کاهش میزان انتشار آلاینده ها در تمام موارد عملیاتی برای ساختمان های مورد مطالعه می شود. (۴) سیستم CCHP توسط موتور گاز دارای عملکرد بهتر نسبت به توربین گاز است. همراه با منابع انرژی تجدید پذیر و با مخزن ذخیره سازی حرارتی، عمدتاً موارد عملی مطلوب از معیارهای انرژی، اقتصادی و محیطی است. [۱۲]

^۱ Miao Li

مطالعات زیادی بر روی موتور احتراق داخلی به عنوان محرک اولیه سیستم‌های تولید همزمان سه‌گانه صورت گرفت. یک سیستم میکرو CCHP خانگی که شامل یک چیلر جذبی است توسط هانگ فو^۱ و همکاران مورد بررسی تجربی قرار گرفت. محققان عملکرد چیلر جذبی را تحت شرایط مختلف گرمایشی مورد مطالعه قرار دادند. آن‌ها دریافتند که تقریباً یک رابطه خطی بین چیلر جذبی با تغییر دمای آب گرم ورودی وجود دارد. [۱۶]

مطالعات متفاوتی بر روی سیستم‌های تولید همزمان با محرک اولیه توربین گاز صورت گرفته است. برخی از مطالعات تنها بر اساس آنالیز انرژی بوده است. کالوا^۲ و همکاران برای ارزیابی سیستم‌های توربین گازی مختلف یک مدل ساده را توسعه دادند. آن‌ها بر اساس نتایج بدست آمده از مدل نحوه طراحی یک سیستم تولید همزمان سه‌گانه را نشان دادند. برخی از مطالعات بر اساس آنالیز انرژی و اقتصادی یک سیستم تولید همزمان سه‌گانه با محرک اولیه توربین گازی بوده است. [۱۷]

۲-۳ مروری بر کارهای انجام شده در زمینه ذخیره سازی انرژی در قسمت تهویه مطبوع ارزیابی اقتصادی سیستم تهویه مطبوع با ذخیره آب سرد توسط هیولین^۳ و همکاران صورت گرفت. نتایج نشان می‌دهد که تفاوت قیمت در نمودار تغییر پیک و قیمت برق تنها عامل عملکرد اقتصادی نیست، عملکرد ترمودینامیکی سیستم ذخیره سازی عامل مهم تر در کارایی اقتصادی سیستم است. [۱۸]

یک رویکرد جدید برای اندازه گیری یک سیستم تهویه مطبوع با ذخیره انرژی حرارتی سرد توسط لیوجی^۴ و همکاران صورت گرفت. در این کار، یک روش جدید برای طراحی سیستم‌های تهویه مطبوع با ذخیره انرژی حرارتی سرد توضیح داده شده و آزمایش شده است، یک مطالعه موردی برای چند ساختمان اداری در ایتالیا انجام شد. مشخصات مربوط به استراتژی عملیاتی گزارش شده است و ویژگی

^۱ Huangfu

^۲ Calva

^۳ Hu Lin

^۴ Luigi Mongibello

های مدل های تحلیلی مورد استفاده برای شبیه سازی عددی سیستم ذخیره سازی سرد نسبت به مطالعه مورد ایتالیایی نیز نشان داده شده است. نتایج مربوط به مطالعه موردی ایتالیا اثربخشی روش فعلی را در محدود کردن تعداد خاموش شدن و راه اندازی چیلر نشان داد. [۱۹]

شبیه سازی سیستم تهویه مطبوع یخ با قیمت گذاری پویای برق: مطالعه پاسخ تقاضا توسط چی چان لو^۱ و همکاران مورد بررسی قرار گرفت. نتایج شبیه سازی نشان می دهد که راه حل های معقول ارائه یک چارچوب عملی و انعطاف پذیر را قادر می سازد پاسخ تقاضای سیستم های تهویه مطبوع ذخیره یخ بهینه سازی صرفه جویی در انرژی خود و بهره وری عملیاتی و ارائه بهره وری انرژی بیشتر را نشان می دهد. این مقاله همچنین بهره وری انرژی بیشتر را در توزیع چیلرها و ذخیره سازی یخ، در نتیجه کاهش هزینه ی برق کاربر را دارد. [۲۰]

بهینه سازی حرارتی اقتصادی یک سیستم ذخیره انرژی یخ برای برنامه های تهویه مطبوع توسط سپهر صنایع و علی شیرازی^۲ مورد بررسی قرار گرفت. نتایج یک مطالعه موردی نشان داد که به طور متوسط، میزان مصرف سالانه برق و انتشار CO₂ از سیستم ITES نسبت به یک سیستم خنک کننده معمولی به ترتیب ۹٪ و ۹/۸٪ کاهش یافته است. علاوه بر این، هزینه اضافی سیستم ITES نسبت به یک دستگاه معمولی جبران شد و طی ۳،۴۳ سال بهبود یافت. [۲۱]

تأثیر ذخیره یخ بر مصرف انرژی الکتریکی در ساختمان های اداری توسط فیکه سهر^۳ و همکاران مورد بررسی قرار گرفت. در این تحقیق تاثیر سیستم های ذخیره یخ بر مصرف انرژی خنک کننده برای ساختمان های بزرگ و متوسط در مناطق مختلف آب و هوایی مورد بررسی قرار گرفته است. یافته های تحقیق نشان می دهد که سیستم های ذخیره یخ انرژی مصرفی بیشتر از سیستم های بدون ذخیره و علت آن عملیات روزانه و شبانه چیلر است. مصرف انرژی چیلر برای سیستم های ذخیره یخ، بستگی به

^۱ Chi-Chun Lo

^۲ Sepehr Sanaye*, Ali Shirazi

^۳ Fakeha Sehar

شرایط آب و هوایی دارد. با این حال نتایج حاصل از این مقاله اطلاعات ضروری برای صرفه جویی در مصرف انرژی مورد نیاز برای تجزیه و تحلیل هزینه ها را فراهم می کند. [۲۲]

بهینه سازی سیستم تهویه مطبوع یخ با استفاده از روش برنامه ریزی پویا توسط هیو جیون چن^۱ و همکاران مورد بررسی قرار گرفت. در این مقاله بهینه سازی یک سیستم تهویه مطبوع تهویه ی یخ با در نظر گرفتن حداقل هزینه ی چرخه عمر و کارایی مخزن ذخیره یخ مورد بررسی قرار گرفت. بهینه سازی برای دستیابی به ظرفیت چیلر مطلوب، ظرفیت ذخیره سازی یخ و شرایط عملیاتی انجام می شود. چیلر با ضریب مصرف کم انرژی می تواند هزینه انرژی را کاهش دهد. در ترتیب لوله گذاری، حالت اولویت خنک کننده عملکرد بهتر چیلر را ارائه می دهد، زیرا دمای آب ورودی سرد بالاتر باعث ضریب عملکرد بهتر می شود. برای برآورد بار خنک کننده ساختمان های عادی، اولویت یخ هزینه های چرخه کارکرد را نسبت به اولویت های چیلر کاهش می دهد و سریعتر بازپرداخت می یابد. [۲۳]

تجزیه و تحلیل اقتصادی ذخیره سرمایش در سیستم های تهویه مطبوع توسط لی^۲ و همکاران صورت گرفت. مطالعه موردی برای نشان دادن کاربرد مدل توسعه یافته انجام شده است. با استفاده از این مدل، تجزیه و تحلیل اقتصادی ذخیره سازی آب سرد، ذخیره یخ و سیستم ذخیره سازی نمک های یوتکتیک انجام می شود. نتایج تجزیه و تحلیل اقتصادی با جزئیات مقایسه و مورد بحث قرار گرفته است. [۲۴]

نتایج نشان می دهد که سیستم ذخیره سازی آب سرد بهترین طرح در سه سیستم تهویه مطبوع سرد است.

^۱ Chen, H.J

^۲ H. Li

۴-۲ مروری بر کارهای انجام شده در زمینه CCHP همراه با ذخیره ساز انرژی

بهینه سازی طراحی و تجزیه، ترکیب سیستم زیست توده با سیستم خنک کننده، گرمایش و برق با سیستم های ذخیره انرژی حرارتی توسط مارتینا کلینانو^۱ و همکاران مورد بررسی قرار گرفت. این استراتژی عملیاتی برای انجام بهینه سازی اقتصادی طراحی دو دستگاه از ترکیب خنک کننده، گرمایش و سیستم قدرت، یعنی چیلر جذبی و سیستم ذخیره سازی، اتخاذ می شود. تجزیه و تحلیل حساسیت به منظور ارزیابی اثر انگیزه برای تولید برق بر نتایج بهینه شده انجام شده است، و نیز به طور جداگانه، تأثیرات تغییر ساینز چیلر جذبی و تأثیرات تغییرات سیستم ذخیره انرژی حرارتی بر روی عملکرد سیستم بررسی شد. علاوه بر این، یک سیستم ذخیره انرژی حرارتی سرد نیز تحلیل می شود، همچنین فرض می شود که مقادیر مختلفی برای هزینه سیستم ذخیره سازی سرد وجود دارد. نتایج تجزیه و تحلیل حساسیت نشان می دهد که بیشترین عامل تأثیرگذار از دیدگاه اقتصادی از طریق انگیزه برای تولید برق و توان چیلر جذبی نشان داده شده است. نتایج همچنین نشان می دهد که استفاده ترکیبی از ذخیره انرژی حرارتی و ذخیره انرژی حرارتی سرد در فصل گرم می تواند یک راه حل مناسب از دیدگاه اقتصادی باشد [۲۵]

ارزیابی سیستم های ترکیبی خنک کننده، گرمایش و برق (CCHP) با واحد ذخیره انرژی در مکان های مختلف توسط لین شی^۲ و همکاران صورت گرفت و نتایج زیر حاصل شد: ترکیب واحد های ذخیره انرژی^۳ (ESUs)، اجزای سیستم های خنک کننده، گرمایش و برق ترکیبی (CCHP) را قادر می سازد تا به طور ثابت مقیاس های سیستم کاهش یابد. در فرضیه "اولویت خنک سازی"، دو موقعیت بالقوه ESU ها که به صورت جداگانه تکنولوژی های مختلف ذخیره سازی انرژی را نشان می دهند، به بررسی موقعیت و عملکرد آنها بر میزان صرفه جویی انرژی^۴ (ESRs) سیستم های CCHP پرداخته

^۱ Martina Calianoa

^۲ Lin Shi

^۳ Energy storage unit

^۴ Energy saving rate

اند. بحث و بررسی دقیق به منظور بررسی اینکه پارامترهای مهم (کارایی مصرف انرژی و ضریب عملکرد) ESRs از سیستم های CCHP بررسی شد، انجام شد. تجزیه و تحلیل نظری نشان داده است که چگونه تقاضای انرژی الکتریکی تاثیر متقابل بر نتایج نهایی داشته است. هنگامی که سیستم های CCHP تنها می توانند تقاضای برق را برآورده کنند، یک سیستم ذخیره سازی سرد توصیه می شود که بین چیلر جذبی و کاربر CCHP نصب شود. اگر برق اضافی از شبکه برای پاسخگویی به تقاضای انرژی الکتریکی مورد نیاز باشد، انتخاب مکان های ESU بستگی به راندمان هر دو شبکه و واحد تولید انرژی سیستم CCHP خواهد بود. [۲۶]

خنک کننده ترکیبی، همراه با سیستم CCHP توسط فیومو^۱ و همکاران مورد بررسی قرار گرفت و به طور کلی نتایج نشان داد که کاهش انرژی اولیه برای سیستم های CCHP hybridcooling بیشتر از سیستم CCHP که تنها با چیلر جذبی کار می کنند باشد. [۲۷]

استراتژی عملیاتی یک ساعتی یک سیستم CCHP با GSHP و ذخیره انرژی حرارتی^۲ (TES) تحت بارهای متغیر (مطالعه موردی) توسط وی لیو جیونیا^۳ و همکاران مورد بررسی قرار گرفت، که در این پژوهش یک سیستم CCHP با ذخیره انرژی حرارتی (TES) به عنوان یک ایستگاه انرژی استفاده می شود که معمولاً شامل یک واحد تولید انرژی^۴ (PGU)، یک دستگاه جذب^۵ (AM)، دو پمپ گرم کننده زمین^۶ (GSHP)، یک مخزن ذخیره سازی^۷ (ST) و دو چیلر الکتریکی^۸ (EC) می باشد. PGU موجود بین توربین گاز و موتور احتراق داخلی^۹ (ICE) مقایسه شد و استراتژی های عملیاتی با بارهای

^۱ N Fumo

^۲ thermal energy storage

^۳ Wei Liua

^۴ power generation unit

^۵ absorption machine

^۶ ground source heat pumps

^۷ storage tank

^۸ electric chillers

^۹ internal combustion engine

خنک کننده و حرارت مختلف مورد تجزیه و تحلیل قرار گرفت. اثرات زیست محیطی نیز محاسبه شد. نتایج نشان می دهد که ICE برای ایستگاه انرژی مناسب تر است. TES کاهش می دهد ۱۵,۸٪ کل ظرفیت نصب شده خنک کننده و ۳۷,۵٪ کل سیستم گرمایش نصب شده سیستم CCHP کاهش می یابد. استراتژی های عملیاتی ساعتی باید با شرایط آب و هوایی تغییر کند. این نتایج بسیار مفید هدایت سیستم CCHP در پروژه های مهندسی هستند. [۲۸]

تجزیه و تحلیل مقایسه ای در استراتژی های عملیاتی سیستم CCHP با ذخیره سازی حرارتی سرد برای یک مرکز داده توسط زو سونگ^۱ و همکاران صورت گرفت. در این کار، عملکرد سیستم CCHP را تحت دو استراتژی عملیاتی مختلف، یعنی پیرو بار حرارتی^۲ (FTL) و پیرو بار الکتریکی^۳ (FEL) ارزیابی می شود. ارزیابی با استفاده از نرم افزار TRNSYS انجام می شود. در سیستم FEL، مقدار سرمایش تولید شده توسط چیلر جذبی بزرگتر از بار خنک کننده است و بنابراین می تواند در زمان خاموش شدن ذخیره شده و دوباره استفاده شود. نتایج نشان می دهد که سیستم های تحت هر دو عمل استراتژی ها در زمینه صرفه جویی در انرژی و حفاظت از محیط زیست مزایایی دارند. بزرگترین درصد کاهش مصرف انرژی اولیه، انتشار CO₂ و هزینه عملیاتی سیستم FEL، به ترتیب ۱۸,۵٪، ۳۷,۴٪ و ۴۶,۵٪ است. علاوه بر این، عملکرد سیستم به طور دقیق بستگی به انتخاب تجهیزات دارد. رابطه بین مقدار انرژی حاصل از ذخیره سازی حرارتی سرد و مصرف انرژی اولیه نیز مورد توجه قرار گرفته است. علاوه بر این، معرفی ذخیره انرژی سرد می تواند نسبت انرژی به قدرت را در سمت عرضه انرژی نزدیک به سمت مصرف کننده تنظیم کند و در نتیجه، انعطاف پذیری سیستم و بهره وری انرژی را ارتقا دهد. [۲۹]

^۱ Xu Song

^۲ following thermal load

^۳ following electric load

امکان تجزیه و تحلیل CCHP با ذخیره انرژی حرارتی همراه با توربین کوچک توسط لانگ وانگ^۱ و همکاران مورد بررسی قرار گرفت. این سیستم خنک کننده، گرمایش و برق ترکیبی (CCHP) با ذخیره انرژی حرارتی^۲ (TES) که توسط توربین کوچک هدایت می شود، در این مقاله مورد بررسی قرار گرفته است که در رستوران و ساختمان تجاری مورد استفاده قرار می گیرد. تأثیر معرفی TES بر عملکرد انرژی و اقتصادی سیستم CCHP مورد تجزیه و تحلیل قرار گرفته است. نتیجه نشان می دهد که سیستم های CCHP با TES دارای هزینه های بالای سرمایه و مصرف انرژی و هزینه عملیات کمتر، در مقایسه با سیستم بدون TES است. و هزینه چرخه عمر سالانه سیستم CCHP با TES کمی کمتر از سیستم بدون TES بود. علاوه بر این، مزیت اقتصادی سیستم CCHP با TES بدتر از سیستم تولید جداگانه متعارف^۳ (SP) است، اگر چه مصرف انرژی اولیه آن به طور قابل توجهی پایین تر از سیستم SP است. [۲۸]

۲-۵ مروری بر کارهای انجام شده در زمینه CCHP و CHP همراه با سیکل ارگانیک رانکین

در سیستم های تولید هم زمان ممکن است بار حرارتی تامین شده توسط سیستم زیاد تر از مقدار مورد نیاز کاربران باشد در این صورت می توان گرمای اضافی را در سیکل ارگانیک رانکین استفاده کرده و از این گرما اضافی برق تولید کرد.

السلیمان^۴ و همکاران عملکرد انرژی سیستم های تولید همزمان سه گانه بیومس^۵، پیل سوختی^۶ و خورشیدی^۷ را با هم مقایسه کردند. پارامترهای مورد بررسی در این مقاله راندمان انرژی، مقدار برق

^۱ Lang Wang

^۲ thermal energy storage

^۳ Separate production

^۴ Al-Sulaiman

^۵ Biomass-Trigeneration

^۶ SOFC-Trigeneration

^۷ Solar-Trigeneration

تولیدشده، نسبت برق تولیدشده به گرمایش و سرمایش تولید شده و میزان انتشار آلاینده‌گی تولید شده است. این مطالعه نشان می‌دهد که سیستم تولید همزمان سه‌گانه پیل سوختی مذاب جامد دارای بهترین راندمان الکتریکی بین بقیه سیستم می‌باشد. این پژوهش انجام شده، نشان می‌دهد که سیکل ارگانیک رانکین دارای فواید زیادی برای تولید برق در انرژی حرارتی که با دمای پایین کار می‌کنند می‌باشد و ترکیب آن با سیستم‌های تولید همزمان دارای مزایای خوبی است. [۳۰]

استفاده از ترکیب سیکل ارگانیک رانکین با سیستم تولید هم‌زمان سه‌گانه برای تولید برق بیشتر از حرارت مازاد تولیدی توسط سیستم تولید هم‌زمان سه‌گانه نیاز به تحقیقات بیشتری دارد.

فنگ^۱ و همکاران بر روی یک سیستم تولید هم‌زمان با سیکل ارگانیک رانکین مطالعاتی را انجام دادند. از ویژگی‌های این سیستم این است که نسبت برق خروجی به انرژی گرمایی خروجی با تغییر بار چیلرهای برقی به صورت دینامیکی قابل تنظیم می‌باشد. مطالعات موردی بر اساس یک سیستم سه‌گانه بر پایه سیکل ارگانیک رانکین برای یک هتل در پکن انجام شد. مصرف انرژی اولیه، انتشار دی اکسید کربن و هزینه اجرا سیستم پیشنهادی سیستم سه‌گانه همراه با سیستم ارگانیک رانکین بهتر از سیستم تولید هم‌زمان سه‌گانه معمولی می‌باشد. [۳۱]

۲-۶ ضرورت انجام کار و جنبه‌های نوآوری

در فصل ۲ سیستم‌های مختلفی مورد بررسی قرار گرفت. ترکیب سیستم تولید هم‌زمان سه‌گانه با سیستم ذخیره ساز آب سرد و سیکل ارگانیک رانکین جنبه نوآوری پژوهش و برتری نسبت به کارهای پیشین می‌باشد. با ارزیابی سیستم‌های مختلف در این زمینه به نتایج مهمی در مورد ترکیب سیستم تولید هم‌زمان سه‌گانه با سیستم ذخیره ساز پرداخته و از نظر اقتصادی مورد تحلیل قرار می‌گیرد.

^۱ Fang

فصل سوم

مدل سازی و معادلات حاکم

۳-۱ مقدمه

در این فصل به مدل سازی سیستم CCHP همراه با سیستم ذخیره ساز انرژی و سیکل ارگانیک رانکین می پردازیم. این سیستم از سه قسمت اساسی که شامل یک سیستم CCHP و یک سیستم ذخیره ساز انرژی سرد می باشد و سیکل ارگانیک رانکین تشکیل شده است. سیستم CCHP شامل یک محرک اولیه، سیستم بازیافت حرارتی که شامل دو مبدل حرارتی، یکی از مبدل ها برای بازیافت گرما آب جکت^۱ موتور و مبدل دوم برای بازیافت گرما گاز خروجی از موتور می باشد و چیلر جذبی تک اثره از نوع لیتیوم بروماید می باشد و سیستم ذخیره ساز انرژی شامل مخزن ذخیره آب سرد و پمپ و متعلقات آن می باشد و سیستم ارگانیک رانکین که از پمپ، اواپراتور، کندانسور و توربین تشکیل شده است.

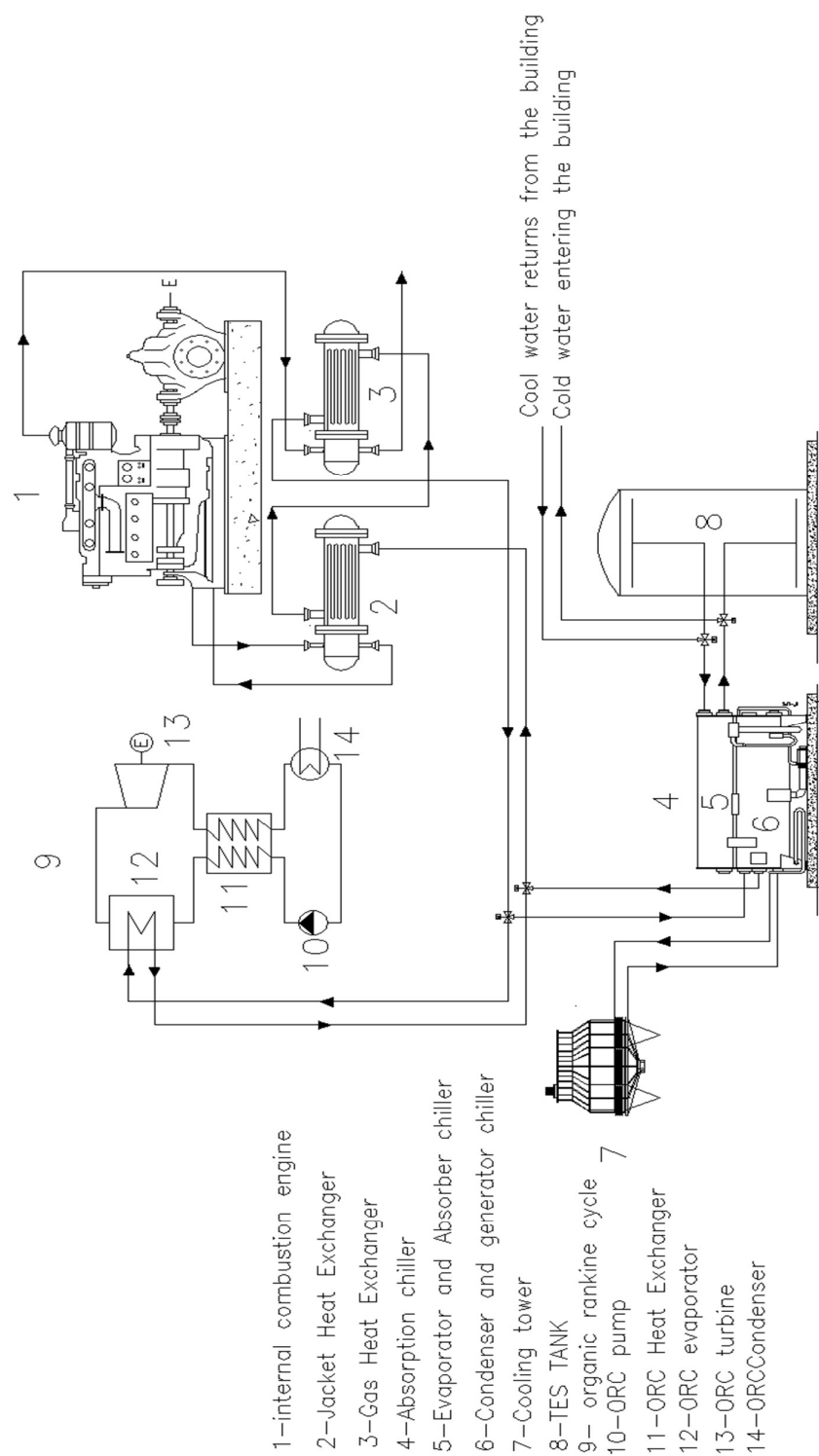
۳-۲ نمای کلی سیستم فرضیات و روابط حاکم بر مدل سازی سیستم

۳-۲-۱ نمای کلی سیستم

در این بخش به سیستم کلی که برای این پروژه مد نظر است می پردازیم.

این سیستم از یک موتور احتراق داخلی با سوخت مصرفی گاز، جهت تولید برق و استفاده از گرمای بازیافتی موتور، دو مبدل حرارتی جهت بازیافت حرارت، یک سیستم ذخیره ساز حرارتی آب سرد، جهت ذخیره آب سرد، یک دستگاه چیلر جذبی تک اثره لیتیوم بروماید جهت تولید آب سرد و یک سیستم ارگانیک رانکین جهت تولید برق تشکیل شده است.

^۱ Jachat



شکل (۱-۲) نمای کلی سیستم تولید هم زمان سه گانه همراه با ذخیره ساز حرارتی و سیکل ارگانیک رانکین

۳-۲-۲ فرضیات سیستم

- وضعیت سیستم در حالت پایا^۱ قرار دارد.
- افت فشار و اتلافات حرارتی در لوله ها و مبدل ها ناچیز است.
- تغییرات انرژی جنبشی^۲ و انرژی پتانسیل^۳ ناچیز است.
- مبدل ها غیر هم سو هستند.
- سیستم قادر به برآورده کردن انرژی مورد نیاز کاربران است.
- سیستم در مکانی احداث گردیده که دسترسی به شبکه برق داریم.

حال به بررسی هر سیستم به صورت جداگانه می پردازیم.

۳-۲-۳ روابط حاکم محرکه اولیه

محرک اولیه شامل یک موتور گاز سوز می باشد که در شکل (۳-۲) شماتیک این سیستم نشان داده شده است. موتور به صورت یک سطح کنترل در نظر گرفته شده است، ورودی و خروجی ها به صورت زیر می باشد.

ورودی ها

- سوخت گاز با توجه به ظرفیت موتور.
- هوا ورودی که توسط موتور مصرف می شود.

خروجی ها

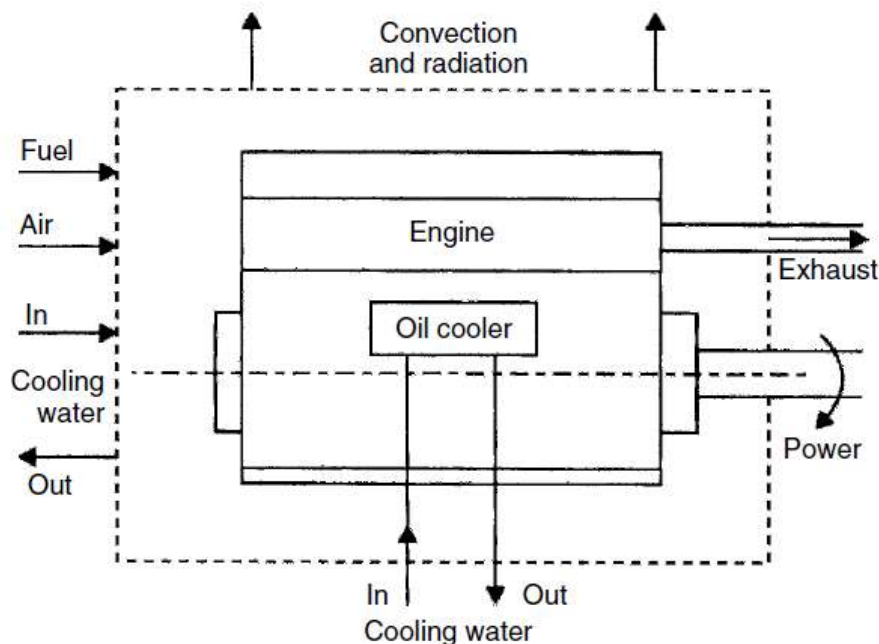
- برق تولیدی توسط موتور.

^۱ Steady State

^۲ Kinetic energy

^۳ potential energy

- گاز اگزاست^۱ خروجی از اگزوز موتور
- آب خروجی از جکت موتور
- گرمای اتلافی به محیط اطراف شامل جابه جایی و تشعشع^۲



شکل (۳-۲) انرژی های ورودی و خروجی از یک موتور احتراق داخلی [۳۲]

با توجه به رابطه بین اجزای موتور رابطه به صورت کلی بیان می شود [۳۳]:

$$Q_f = P_s + (Q_{exhaust} - Q_a) + Q_{jacket} + Q_{cr} \quad (۱-۳)$$

که هر کدام درون معادله به صورت زیر می باشد:

Q_f ^۳ = انرژی حاصل از احتراق سوخت در موتور بر حسب کیلو وات:

^۱ exhaust

^۲ convection and radiation

^۳ combustion energy of fuel

$$Q_f = \dot{m}_f * LHV * 10^{-3} \quad (۲-۳)$$

$\dot{m}_f$ دبی جرمی بر حسب $(\frac{kg}{s})$ و LHV ارزش حرارتی پایین سوخت و بر حسب $(\frac{J}{kg})$

P_s = مقدار برق تولیدی توسط موتور بر حسب کیلو وات.

$Q_{exhaust}$ = مقدار گرمای خروجی از اگزاست:

$$Q_{exhaust} = (\dot{m}_f + \dot{m}_a) C_p T_e \quad (۳-۳)$$

$\dot{m}_a$ دبی جرمی هوا بر حسب $(\frac{kg}{s})$ و C_p گرمای ویژه هوای در فشار ثابت بر حسب $(\frac{kJ}{kg.K})$ و T_e

دمای گاز خروجی بر حسب درجه کلون.

Q_a = آنتالپی هوا ورودی:

$$Q_a = \dot{m}_a C_p T_a \quad (۴-۳)$$

T_a دمای هوا بر حسب درجه کلون.

Q_{jacket} = گرمای آب خنک کننده در موتور (جکت) [۳۳]:

$$Q_{jacket} = \dot{m}_w C_w (T_{2w} - T_{1w}) \quad (۵-۳)$$

$\dot{m}_w$ دبی جرمی آب بر حسب $(\frac{kg}{s})$ و C_w گرمای ویژه آب بر حسب $(\frac{kJ}{kg.K})$ و T_{2w} دمای خروجی

آب از موتور و T_{1w} دمای ورودی آب به موتور بر حسب درجه کلون.

^۱ Fuel consumption rate

^۲ Low heating value

^۳ Output heat exhaust gas

^۴ Air consumption rate

^۵ Specific heat of air at constant pressure

^۶ enthalpy of inlet air

^۷ heat to cooling water

Q_{cr} = گرمای ناشی از انتقال حرارت جابه جایی و تشعشع^۱

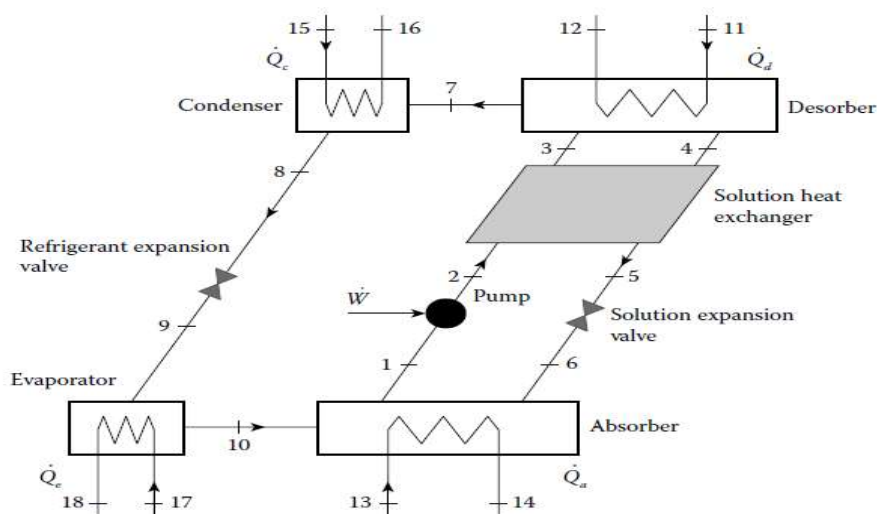
$$Q_{cr} = Q_f - P_s - (Q_{exhaust} - Q_a) - Q_{jacket} \quad (۶-۳)$$

۳-۲-۴ روابط حاکم بر چیلر جذبی

در این پژوهش چیلر جذبی از نوع تک اثره که مبرد آن آب و حلال جاذب آن لیتیوم بروماید است معادلات انرژی برای چیلر جذبی برای اجزا به ترتیب شامل پمپ محلول^۲، مبدل حرارتی چیلر، ژنراتور، کندانسور، اواپراتور و ابزوربر به صورت زیر است:

کارایی چرخه و ویژگی های عملیاتی سیستم بستگی به مایعات کاری، دما و اثرات مبدل حرارتی سیستم دارد.

شماتیک کلی یک سیستم تبرید جذبی تک اثره در شکل (۳-۳) نشان داده شده است. با توجه به فرضیات انجام شده و همچنین هر کدام از اجزای چیلر به عنوان یک حجم کنترل فرض می شود.



شکل (۳-۳) شماتیک یک سیستم تبرید جذبی تک اثره لیتیوم بروماید [۳۴]

^۱ convection and radiation

^۲ solution heat exchanger

فرضیات:

- جریان پایا
 - از افت فشار و تلفات حرارتی صرف نظر می کنیم.
 - شیر انبساط در سیستم جذبی به صورت آنتاپی ثابت فرض می کنیم.
 - همه معادلات با توجه به شماره گذاری شماتیک شکل (۳-۳) نوشته می شود.
 - قانون اول برای حجم کنترل نوشته می شود.
 - مبرد (آب) در خروجی از کندانسور مایع اشباع فرض شده است.
 - مبرد (آب) در خروجی اواپراتور بخار اشباع شده است.
 - محلول لیتیوم بروماید در خروجی جاذب یک محلول قوی است و در دمای جاذب قرار دارد.
 - تبادل حرارتی بین سیستم و محیط اطراف، غیر از آنچه که توسط انتقال گرما در ژنراتور (دیزروبر)، اواپراتور، کندانسور و جاذب انجام می شود رخ نمی دهد.
 - تغییرات انرژی جنبشی^۱ و انرژی پتانسیل^۲ ناچیز است.
- محصول کلی ضریب انتقال گرما، سطح مبدل حرارتی راه مناسب برای تعیین اندازه و عملکرد مبدل حرارتی در یک پارامتر واحد (به عنوان مثال ارزش UA) است. معمولاً استفاده از فرمول UA همراه با اختلاف دمای میانگین لگاریتمی به شرح زیر است.
- با این فرضیات معادلات ترمودینامیکی بالانس جرم و انرژی و اختلاف دمای لگاریتمی و سطح انتقال حرارت به صورت زیر نوشته می شوند. [۳۴]

$$\sum \dot{m}_{in} = \sum \dot{m}_{out} \quad (۷-۳)$$

^۱ Kinetic energy

^۲ potential energy

$$\sum m_i x_{in} = \sum m_i x_{out} \quad (۸-۳)$$

$$\dot{Q} - \dot{W} = \sum \dot{m}_{out} h_{out} - \sum \dot{m}_{in} h_{in} \quad (۹-۳)$$

$$\dot{Q} = UA \Delta t_{lm} \quad (۱۰-۳)$$

$$\Delta t_{lm} = \frac{(T_{h,1} - T_{c,1}) - (T_{h,2} - T_{c,2})}{\ln \left(\frac{T_{h,1} - T_{c,1}}{T_{h,2} - T_{c,2}} \right)} \quad (۱۱-۳)$$

$$\varepsilon = \frac{\dot{Q}_{act}}{\dot{Q}_{max}} = \frac{(\dot{m}c_p)(T_{c,1} - T_{c,2})}{(\dot{m}c_p)(T_{h,1} - T_{c,2})} = \frac{(T_{c,1} - T_{c,2})}{(T_{h,1} - T_{c,2})} \quad (۱۲-۳)$$

در رابطه (۷-۳) تا (۱۲-۳) $\dot{Q}$ و $\dot{W}$ به ترتیب حرارت ورودی و کار خروجی، $\dot{m}$ دبی جرمی سیال، h آنتالپی و زیرنویس in و out ۱ و ۲ به معنای ورودی و خروجی، Δt_{lm} اختلاف دمای لگاریتمی و ε راندمان مبدل حرارتی و U ضریب انتقال گرما برحسب $\left(\frac{W}{m^2.K}\right)$ و A سطح انتقال حرارت بر حسب (m^2) می باشد.

۳-۲-۴-۱ پمپ محلول^۱

بالانس انرژی برای پمپ محلولی، که بین ابزوربر و مبدل حرارتی قرار دارد و برای انتقال محلول رقیق مورد استفاده قرار می گیرد. [۳۴]

$$\dot{m}_2 X_2 = \dot{m}_1 X_1 \rightarrow \text{بالانس جرم لیتیوم بروماید برای پمپ محلول} \quad (۱۳-۳)$$

$$\dot{W}_p = \dot{m}_2 h_2 - \dot{m}_1 h_1 \rightarrow \text{بالانس انرژی برای پمپ محلول} \quad (۱۴-۳)$$

۳-۲-۴-۲ مبدل حرارتی چیلر^۲

^۱ Solution pump

^۲ Chiller Heat Exchanger

بالانس جرم، انرژی، اختلاف دما لگاریتمی، سطح تبادل حرارتی، اختلاف دما لگاریتمی انتقال حرارت جریان سرد و گرم به ترتیب برای مبدل حرارتی چیلر به صورت زیر می باشد: [۳۵]

$$\dot{m}_4 x_4 = \dot{m}_5 x_5 \rightarrow \text{بالانس جرم لیتیوم بروماید برای جریان گرم} \quad (۱۵-۳)$$

$$\dot{m}_3 x_3 = \dot{m}_2 x_2 \rightarrow \text{بالانس جرم لیتیوم بروماید برای جریان سرد} \quad (۱۶-۳)$$

$$\dot{Q}_{hx-h} = \dot{m}_4 h_4 - \dot{m}_5 h_5 \rightarrow \text{بالانس انرژی برای جریان گرم} \quad (۱۷-۳)$$

$$\dot{Q}_{hx-c} = \dot{m}_3 h_3 - \dot{m}_2 h_2 \rightarrow \text{بالانس انرژی برای جریان سرد} \quad (۱۸-۳)$$

$$\dot{Q}_{hx} = UA \Delta t_{lm,hx} \rightarrow \text{سطح انتقال حرارت مبدل حرارتی} \quad (۱۹-۳)$$

$$\Delta t_{lm,hx} = \frac{(T_4 - T_3) - (T_5 - T_2)}{\ln \left(\frac{T_4 - T_3}{T_5 - T_2} \right)} \rightarrow \text{اختلاف دمای لگاریتمی مبدل حرارتی} \quad (۲۰-۳)$$

$$\varepsilon_{hx} = \frac{(T_4 - T_5)}{(T_4 - T_2)} \rightarrow \text{راندمان مبدل حرارتی} \quad (۲۱-۳)$$

$$C_{hot} = \dot{m}_4 \frac{(h_4 - h_5)}{(T_4 - T_5)} \rightarrow \text{انرژی جریان گرم} \quad (۲۲-۳)$$

$$C_{cold} = \dot{m}_2 \frac{(h_3 - h_2)}{(T_3 - T_2)} \rightarrow \text{انرژی جریان سرد} \quad (۲۳-۳)$$

در معادلات (۱۵-۳) تا (۲۳-۳) زیر نویس *hot* و *cold* سیال گرم و سرد می باشد.

۳-۴-۲-۳ ژنراتور^۱

بالانس جرم، انرژی، راندمان حرارتی، سطح تبادل حرارتی، اختلاف دما لگاریتمی ژنراتور چیلر به ترتیب به صورت زیر می باشد: [۳۵]

$$\dot{m}_{11} = \dot{m}_{12} \rightarrow \text{بالانس جرم کل} \quad (۲۴-۳)$$

^۱ Desorber

$$\dot{m}_3 x_3 = \dot{m}_4 x_4 + \dot{m}_7 x_7 \quad (25-3)$$

$$\dot{Q}_d = \dot{m}_4 h_4 - \dot{m}_3 h_3 + \dot{m}_7 h_7 \quad (26-3)$$

$$\dot{Q}_d = \dot{m}_{11}(h_{11} - h_{12}) \rightarrow \text{بالانس انرژی ژنراتور} \quad (27-3)$$

$$\varepsilon_d = \frac{(T_{11} - T_{12})}{(T_{11} - T_7)} \rightarrow \text{راندمان ژنراتور} \quad (28-3)$$

$$\dot{Q}_d = UA\Delta t_{lm,d} \rightarrow \text{سطح انتقال حرارت ژنراتور} \quad (29-3)$$

$$\Delta t_{lm,d} = \frac{(T_{11} - T_4) - (T_{12} - T_7)}{\ln\left(\frac{T_{11} - T_4}{T_{12} - T_7}\right)} \rightarrow \text{اختلاف دمای لگاریتمی ژنراتور} \quad (30-3)$$

۵-۴-۲-۳ شیر انبساط^۱

بالانس جرم و انرژی برای شیر انبساط محلول^۲ به صورت زیر است:

$$\dot{m}_5 = \dot{m}_6 \rightarrow \text{بالانس جرم کل} \quad (31-3)$$

$$h_5 = h_6 \rightarrow \text{بالانس انرژی} \quad (32-3)$$

بالانس جرم و انرژی برای شیر انبساط مبرد^۳ به صورت زیر است:

$$\dot{m}_8 = \dot{m}_9 \rightarrow \text{بالانس جرم کل} \quad (33-3)$$

$$h_8 = h_9 \rightarrow \text{بالانس انرژی} \quad (34-3)$$

۵-۳-۲-۳ کندانسور^۴

^۱ expansion valve

^۲ Solution expansion valve

^۳ Refrigerant expansion valve

^۴ Condenser

بالانس جرم، انرژی، راندمان حرارتی، سطح تبادل حرارتی، اختلاف دما لگاریتمی کندانسور چیلر به ترتیب به صورت زیر می باشد: [۳۶]

$$\dot{m}_{15} = \dot{m}_{16} \rightarrow \text{بالانس جرم کل} \quad (۳۵-۳)$$

$$\dot{m}_7 = \dot{m}_8 \rightarrow \text{بالانس جرم کل} \quad (۳۶-۳)$$

$$\dot{Q}_c = \dot{m}_7(h_7 - h_8) \rightarrow \text{بالانس انرژی کندانسور} \quad (۳۷-۳)$$

$$\dot{Q}_c = \dot{m}_{15}(h_{15} - h_{16}) \quad (۳۸-۳)$$

$$\varepsilon_c = \frac{(T_{17} - T_{18})}{(T_{17} - T_{10})} \rightarrow \text{راندمان کندانسور} \quad (۳۹-۳)$$

$$\dot{Q}_c = UA\Delta t_{lm,c} \rightarrow \text{سطح انتقال حرارت کندانسور} \quad (۴۰-۳)$$

$$\Delta t_{lm,c} = \frac{(T_{15} - T_8) - (T_{16} - T_8)}{\ln\left(\frac{T_{15} - T_8}{T_{16} - T_8}\right)} \rightarrow \text{اختلاف دمای لگاریتمی کندانسور} \quad (۴۱-۳)$$

۳-۲-۴-۶ اواپراتور^۱

بالانس جرم، انرژی، راندمان حرارتی، سطح تبادل حرارتی، اختلاف دما لگاریتمی اواپراتور چیلر به ترتیب به صورت زیر می باشد: [۳۶]

$$\dot{m}_9 = \dot{m}_{10} \rightarrow \text{بالانس جرم کل} \quad (۴۲-۳)$$

$$\dot{m}_{18} = \dot{m}_{17} \quad (۴۳-۳)$$

$$\dot{Q}_e = \dot{m}_{17}(h_{17} - h_{18}) \quad (۴۴-۳)$$

$$\varepsilon_e = \frac{(T_{17} - T_{18})}{(T_{17} - T_{10})} \rightarrow \text{راندمان اواپراتور} \quad (۴۵-۳)$$

$$\dot{Q}_e = UA\Delta t_{lm,e} \rightarrow \text{سطح انتقال حرارت اواپراتور} \quad (۴۶-۳)$$

^۱ Evaporator

$$\Delta t_{lm,e} = \frac{(T_{17} - T_{10}) - (T_{18} - T_9)}{\ln \left(\frac{T_{17} - T_{10}}{T_{18} - T_9} \right)} \rightarrow \text{اختلاف دمای لگاریتمی اواپراتور} \quad (47-3)$$

۳-۲-۴-۷ ایزوربر^۱

بالانس جرم، انرژی، راندمان حرارتی، سطح تبادل حرارتی، اختلاف دما لگاریتمی ایزوربر چیلر به ترتیب به صورت زیر می باشد: [۳۶]

$$\dot{m}_{13} = \dot{m}_{14} \rightarrow \text{بالانس جرم کل} \quad (48-3)$$

$$\dot{m}_1 x_1 = \dot{m}_{10} x_{10} + \dot{m}_6 x_6 \quad (49-3)$$

$$\dot{Q}_a = \dot{m}_1 h_1 - \dot{m}_{10} h_{10} - \dot{m}_6 h_6 - \text{بالانس} \quad (50-3)$$

$$\dot{Q}_a = \dot{m}_{13} (h_{14} - h_{13}) \quad (51-3)$$

$$\varepsilon_a = \frac{(T_{14} - T_{13})}{(T_6 - T_{13})} \rightarrow \text{راندمان ایزوربر} \quad (52-3)$$

$$\dot{Q}_a = UA \Delta t_{lm,e} \rightarrow \text{سطح انتقال حرارت ایزوربر} \quad (53-3)$$

$$\Delta t_{lm,a} = \frac{(T_6 - T_{14}) - (T_1 - T_{13})}{\ln \left(\frac{T_6 - T_{14}}{T_1 - T_{13}} \right)} \rightarrow \text{اختلاف دمای لگاریتمی ایزوربر} \quad (54-3)$$

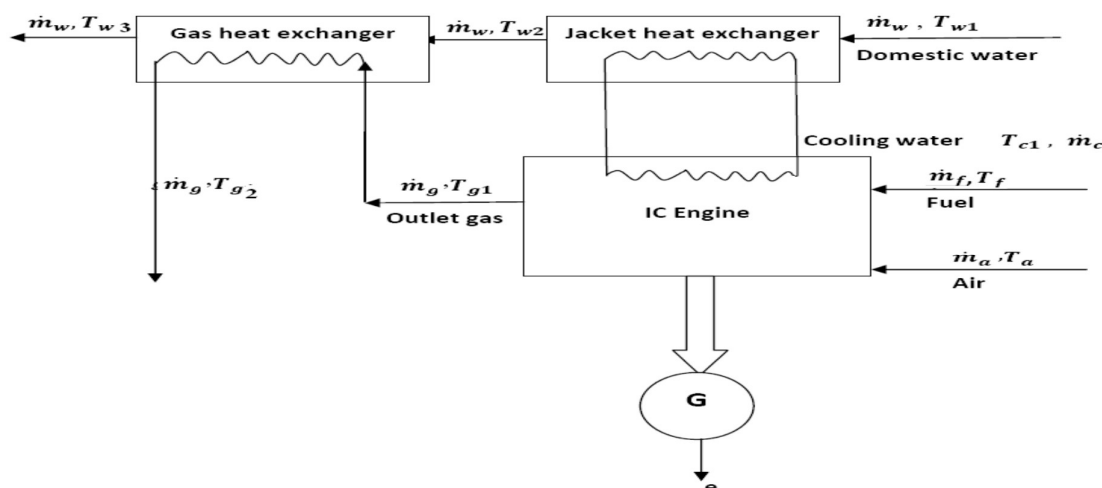
برای بدست آوردن ضریب عملکرد چیلر جذبی تک اثره لیتیوم بروماید از رابطه زیر استفاده می کنیم:

$$COP = \frac{\dot{Q}_e}{\dot{Q}_d} \quad (55-3)$$

۳-۲-۵ روابط حاکم بر مبدل حرارتی پوسته و لوله

در این بخش هدف طراحی دومبدل حرارتی پوسته و لوله است که یکی با آب جکت در ارتباط است و دیگری با گاز بازیافتی از آگزوز در ارتباط است.

^۱ Absorber



شکل (۳-۴) پیکر بندی دو مبدل حرارتی پوسته و لوله در سیستم [۳۷]

در این بخش به روابط حاکم بر مبدل حرارتی پوسته و لوله پرداخته که شامل دو قسمت طراحی و تعیین عملکرد مبدل حرارتی می باشد. مبدل حرارتی با نرم افزار Aspen B-JAC طراحی شده است که ابتدا در زیر بخش Hetran طراحی حرارتی شده و بعد در زیر بخش Teams تحلیل مکانیکی پوسته و لوله انجام شده است، البته لازم به ذکر است که هردو نرم افزار زیر بخش هایی از Aspen B-JAC هستند.

۳-۲-۵-۱ طراحی مبدل حرارتی

طراحی مبدل حرارتی شامل مراحل زیر می باشد:

۳-۲-۵-۱-۱ طراحی مبدل

۱- تعیین دبی جرمی آب و خواص سیال سرد و گرم

از رابطه موازنه انرژی، دبی جرمی آب را تعیین می کنیم: [۳۸]

$$Q_c = Q_h \leftrightarrow (\dot{m}C_p)_c (t_2 - t_1) = (\dot{m}C_p)_h (T_1 - T_2) \quad (۳-۵۶)$$

خواص مورد نیاز را از جداول ترمودینامیکی با توجه به دمای سیال بدست می آوریم.

t دمای سیال سرد و T دمای سیال گرم بر حسب درجه سانتیگراد است.

۲- حدس ضریب انتقال حرارت کلی

اکنون از جدول محدوده تقریبی ضریب انتقال حرارت کلی U در مبدل های حرارتی با توجه به نوع سیال ضریب انتقال حرارت کلی را حدس می زنیم.

۳- تعیین پیکر بندی مدل ؛

با توجه به در اختیار داشتن تمام ورودی ها و خروجی ها، پارامتر های R و P را از معادلات زیر بدست می آوریم:

$$R = \frac{(T_1 - T_2)}{(t_2 - t_1)} \quad (۵۷-۳)$$

$$P = \frac{(t_2 - t_1)}{(T_1 - t_1)} \quad (۵۸-۳)$$

حال با بدست آوردن R و P ضریب تصحیح F را از نمودار ضریب تصحیح برای مبدل های حرارتی لوله و پوسته بدست آورده و با توجه به این ضریب تعداد گذر پوسته و لوله را بدست می آوریم.

۴- تعیین اختلاف دمای واقعی

ابتدا از رابطه زیر مقدار اختلاف دمای لگاریتمی را بدست می آوریم: [۳۸]

$$\Delta T_{lm} = \frac{(T_1 - t_2) - (T_2 - t_1)}{\ln \left(\frac{T_1 - t_2}{T_2 - t_1} \right)} \quad (۵۹-۳)$$

از رابطه زیر با داشتن ضریب تصحیح و اختلاف دمای لگاریتمی، اختلاف دمای واقعی را بر حسب درجه سانتیگراد بدست می آوریم:

$$\Delta T_m = F \Delta T_{lm} \quad (۶۰-۳)$$

۵- تعیین مساحت سطح انتقال حرارت مورد نیاز

از رابطه زیر می توانیم مقدار مساحت سطح انتقال حرارت را بدست آوریم:

$$A_{cal} = \frac{Q}{U\Delta T_m} \quad (۶۱-۳)$$

با توجه به تعداد پوسته ها این مساحت بین تعداد پوسته ها تقسیم می شود.

۶- انتخاب لوله

می توانیم از لوله های متداول تر برای مبدل های حرارتی با توجه به ^۱(BWG) استفاده کنیم. در این قسمت با توجه به داده های ابعاد برای لوله های استاندارد قطر داخلی، قطر خارجی، گام لوله، آرایش قرار گیری لوله را بر حسب میلی متر انتخاب می کنیم.

۷- تعداد لوله های مورد نیاز

با توجه به انتخاب سرعت سیال درون لوله می توانیم تعداد لوله ها در هر گذر را بدست آوریم: [38]

$$\dot{a}_t = \frac{\pi d_i^2}{4} \quad (۶۲-۳)$$

$$n_p = \frac{\dot{m}_c}{\rho v \dot{a}_t} \quad (۶۳-۳)$$

$\dot{a}_t$ که مساحت مقطع هر لوله بر حسب m^2 ، n_p تعداد لوله ها در هر گذر، v سرعت سیال درون لوله بر حسب $\left(\frac{m}{s}\right)$ ، ρ دانسیته سیال بر حسب $\left(\frac{kg}{m^3}\right)$ و d_i قطر داخلی لوله و d_o قطر خارجی لوله می باشد.

حال L یا طول لوله را حدس زده و کل لوله مورد نیاز در پوسته را بدست می آوریم:

$$N = \frac{A_{cal}}{\pi d_o L} \quad (۶۴-۳)$$

و تعداد گذر لوله در پوسته را از معادله زیر بدست می آوریم:

¹ Birmingham Wire Gauge

$$n = \frac{N}{n_p} \quad (۶۵-۳)$$

۸- تعیین تعیین قطر پوسته و نوع ساخت مبدل

با توجه به نوع سیال، درجه حرارت، سمی بودن یا نبودن سیال:

مساحت انتقال حرارت واقعی هر پوسته با معادله زیر بدست می آید: [۳۸]

$$A_{real,tot} = \pi d_o L N \quad (۶۶-۳)$$

و قطر پوسته را از جداول با توجه به تعداد لوله و آرایش لوله ها بر حسب میلی متر بدست می آوریم.

۹- دیوارک ها

فاصله بین دیوارک ها طبق استاندارد TEMA باید بین ۰,۲ قطر پوسته و در حالت بهینه بین ۰,۴ تا ۰,۶ در نظر بگیریم.

۱۰- ضریب انتقال حرارت سمت لوله

برای ضریب انتقال حرارت سمت لوله ابتدا سرعت جرمی آب را تعیین کرده، دبی جرمی هر لوله را بدست می آوریم و بعد از اینکه سرعت جرمی را حساب کرده از رابطه زیر عدد رینولدز را حساب می کنیم. [۳۸]

$$\dot{m}_N = \frac{n\dot{m}}{N} \quad (۶۷-۳)$$

$$G = \frac{\dot{m}_N}{a_t} \quad (۶۸-۳)$$

$$Re_D = \frac{4\dot{m}_N}{\pi d_i \mu} \quad (۶۹-۳)$$

در رابطه بالا $\dot{m}_N$ دبی جرمی و G سرعت جرمی بر حسب $\left(\frac{\text{kg}}{\text{m}^2 \cdot \text{s}}\right)$ ، و رینولدز حاصل نیروی اینرسی

به نیروی گرانشی است و یک عدد بی بعد بوده و رژیم جریان را تعیین می کند.

با توجه به رژیم جریان، آرام یا مغشوش بودن جریان را مشخص کرده و از روابط در پیوست الف استفاده کرده و با توجه به همان رابطه ها عدد ناسلت و ضریب انتقال حرارت را به دست می آوریم. البته پیش از آن دمای دیواره لوله را بدست می آوریم. [۳۸]

$$T_w = \frac{T_m + t_m}{2} \quad (۷۰-۳)$$

حال با توجه به این دما از رابطه ها در پیوست الف استفاده کرده و عدد ناسلت در لوله و ضریب انتقال حرارت جابه جایی سمت لوله را از رابطه زیر بدست می آوریم. که عدد ناسلت نسبت گرمای انتقال یافته از طریق همرفت (یا جابجایی) به گرمای انتقال یافته از طریق رسانش (یا هدایتی) در مرز سیستم می باشد.

$$h_i = \frac{Nu_D K}{d_i} \quad (۷۱-۳)$$

h_i ضریب انتقال حرارت سمت لوله بر حسب $\left(\frac{W}{m^2.k}\right)$ و K ضریب رسانش لوله بر حسب $\left(\frac{W}{m.k}\right)$ می باشد.

۱۱- ضریب انتقال حرارت سمت پوسته

برای بدست آوردن ضریب انتقال حرارت سمت پوسته از روابط پیوست ب استفاده کرده و از رابطه زیر مقدار مساحت فرضی جریان را بدست می آوریم. [۳۸]

$$C = P_T - d_o \quad (۷۲-۳)$$

$$a_s = \frac{D_s B C}{P_T} \quad (۷۳-۳)$$

P_T گام لوله ها بر حسب متر، C فاصله آزاد بین لوله ها بر حسب متر و a_s کل مساحت سطح مقطع عبور جریان بر حسب (m^2) می باشد.

حال از رابطه زیر مقدار سرعت جرمی سیال را بدست می آوریم:

$$G_s = \frac{\dot{m}_s}{a_s} \quad (۷۴-۳)$$

G_s مقدار سرعت جرمی سیال بر حسب $\left(\frac{kg}{m^2.s}\right)$ است.

اکنون می توانیم عدد رینولدز سمت پوسته را بر اساس قطر خارجی لوله از رابطه زیر بدست می آوریم:

$$Re_{s,d} = \frac{G_s d_o}{\mu} \quad (۷۵-۳)$$

حال با توجه به خواص سیال مورد نظر، آرایش لوله درون پوسته و روابط در پیوست ب ضریب انتقال حرارت ایده آل سمت پوسته را بدست می آوریم.

۱۲- چک کردن دمای دیواره لوله ها

از رابطه زیر مقدار دمای اصلی دیواره لوله را بدست می آوریم: [۳۸]

$$T_w = T_m \frac{h_i}{h_s} \frac{d_i}{d_o} (T_w - t_m) \quad (۷۶-۳)$$

حال اگر دمای دیواره جدید که به دست آوردیم به دمای دیواره قبلی که حدس زدیم نزدیک بود که نیاز به تکرار محاسبات نیست در غیر این صورت به تکرار محاسبات می پردازیم.

۱۳- ضریب انتقال حرارت کلی

اکنون از رابطه زیر ضریب انتقال حرارت کلی را بر مبنای سطح خارجی لوله ها می یابیم: [۳۸]

$$UA = \left(\frac{1}{h_i A_i} + \frac{1}{h_o A_o} + \frac{R_{f,i}}{A_i} + \frac{R_{f,o}}{A_o} + R_{wall} \right)^{-1} \quad (۷۷-۳)$$

$$U_o = \left(\frac{1}{h_i} \frac{d_o}{d_i} + \frac{1}{h_s} + R_{f,i} \frac{d_o}{d_i} + \frac{d_o \ln\left(\frac{d_o}{d_i}\right)}{2k} \right)^{-1} \quad (۷۸-۳)$$

در رابطه بالا U_O ضریب انتقال حرارت کلی را بر مبنای سطح خارجی لوله ها و بر حسب $\left(\frac{W}{m^2.k}\right)$ و $R_{f,i}$ مقاومت رسوب داخل جداره لوله و $R_{f,o}$ مقاومت رسوب خارج جداره لوله است و بر حسب $\left(\frac{W}{m^2.k}\right)$ می باشد و d_i و d_o قطر داخلی و خارجی لوله بر حسب متر و h_i و h_o ضریب انتقال حرارت داخل و خارج لوله بر $\left(\frac{W}{m^2.k}\right)$ می باشد.

۱۴- مساحت سطح انتقال حرارت مورد نیاز

از رابطه زیر مساحت سطح انتقال حرارت مورد نیاز محاسبه می کنیم:

$$A_{cal} = \frac{Q}{U\Delta T_m} \quad (۷۹-۳)$$

حال با توجه به ضریب انتقال حرارت کلی مساحت سطح انتقال حرارت مورد نیاز را محاسبه کرده و با جواب مرحله ۵ مقایسه کرده اگر مساحت مورد نیاز کوچکتر از مرحله ۵ باشد باید دوباره ابعاد جدیدی برای مبدل در نظر بگیریم، ولی در این مرحله با همان ابعاد قبلی به محاسبه افت فشار سمت لوله و پوسته می پردازیم.

۱۵- افت فشار داخل لوله

ابتدا با توجه به رژیم جریان داخل لوله مقدار ضریب اصطکاک f را بدست می آوریم، و مقدار α را با توجه به نوع مبدل بدست می آوریم.

از رابطه زیر مقدار افت های اضافی حاصل از اتصال ها و خم ها را بدست می آوریم: [۳۸]

$$\Delta P_e = \alpha \frac{G^2}{2\rho} \quad (۸۰-۳)$$

که ΔP_e مقدار افت های اضافی حاصل از اتصال ها و خم ها بر حسب پاسکال می باشد.

از رابطه زیر مقدار افت فشار داخل لوله حاصل از اصطکاک را بدست می آوریم:

$$\Delta P_f = f \frac{nl}{d_i} \frac{G^2}{2\rho} \quad (۸۱-۳)$$

که ΔP_f مقدار افت فشار داخل لوله حاصل از اصطکاک بر حسب پاسکال می باشد.

کل افت فشار سمت لوله ها بر مبدل حرارتی از رابطه زیر بدست می آوریم:

$$\Delta P_{tot} = \Delta P_f + \Delta P_e \quad (۸۲-۳)$$

کل ΔP_{tot} افت فشار سمت لوله ها بر مبدل حرارتی بر حسب پاسکال می باشد.

۱۶- افت فشار سمت پوسته

برای بدست آوردن افت فشار سمت پوسته باید ابتدا قطر معادل را (D_s) بر اساس یکی از روش های در جداول پیوست ب بیابیم.

حال مقدار رینولدز را با توجه به قطر معادل بدست آوریم: [۳۸]

$$Re_{s,e} = \frac{G_s D_s}{\mu} \quad (۸۳-۳)$$

با توجه به مقدار عدد رینولدز مقدار ضریب اصطکاک f را بدست می آوریم و از رابطه زیر تعداد دیوارک های داخل مبدل را می یابیم:

$$N_b = \frac{L}{B} \quad (۸۴-۳)$$

N_b تعداد دیوارک های داخل مبدل می باشد.

حال از رابطه زیر مقدار افت فشار سمت پوسته را برای مبدل بدست می آوریم: [۳۸]

$$\Delta P_s = f \frac{(N_b + 1) G_s^2 D_s}{2\rho D_e} \left(\frac{\mu}{\mu_w} \right) \quad (۸۵-۳)$$

ΔP_s مقدار افت فشار سمت پوسته بر حسب پاسکال و μ ویسکوزیته بر حسب $\left(\frac{N.s}{m^2} \right)$ می باشد.

حال در این جا مبدل حرارتی با توجه به معادلات طراحی شد، البته باید به این نکته توجه داشت که معادلات با توجه با ورودی های کاربر حل شده و نرم افزار یک مبدل بهینه به کاربر تحویل می دهد.

۳-۲-۵ روابط حاکم بر سیکل ارگانیکی رانکین

سیکل ارگانیکی رانکین مانند یک سیکل رانکین معمولی بوده با این تفاوت که سیکل با یک سیال ارگانیکی مانند مبرد ها که دمای جوش پایین تری کار می کنند می باشد یعنی این که دما سیال ارگانیکی پایین تر از دمای جوش آب می باشد و در دمای پایین تر از آب تبخیر می شود. سیکل ارگانیکی رانکین مانند یک سیکل نیروگاه بخار معمولی دارای اجزا هایی مانند پمپ، اواپراتور، کندانسور، اکسپندر یا توربین جهت تولید برق تشکیل شده است.

۳-۲-۵-۱ فرضیات:

فرضیات انجام شده در مدل سازی به شرح زیر است:

- وضعیت سیستم در حالت پایا^۱ قرار دارد.
- افت فشار و اتلافات حرارتی در لوله ها و مبدل ها ناچیز است.
- تغییرات انرژی جنبشی و انرژی پتانسیل ناچیز است.
- مبدل ها غیر هم سو هستند.

با توجه به فرضیات انجام شده معادله بقای جرم، انرژی برای سیکل ارگانیکی رانکین به صورت زیر است.

$$\sum \dot{m}_{in} = \sum \dot{m}_{out} \quad (۳-۸۶)$$

$$\sum \dot{m}.x_{in} = \sum \dot{m}.x_{out} \quad (۳-۸۷)$$

$$\dot{Q} - \dot{W} = \sum \dot{m}_{out} h_{out} - \sum \dot{m}_{in} h_{in} \quad (۳-۸۸)$$

^۱ - Steady State

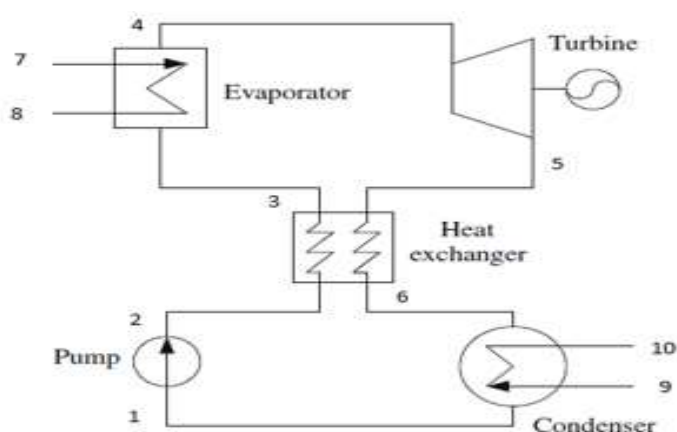
سیکل ارگانیک رانکین برای پژوهش حاضر در دو نوع سیکل با مبدل حرارتی و بدون مبدل حرارتی صورت گرفته است.

در روابط بالا m دبی جرمی سیال، $\dot{Q}$ و $\dot{W}$ به ترتیب حرارت ورودی و کار خروجی، h آنتالپی و زیرنویس in و out به معنای ورود و خروج می باشد.

۳-۲-۵ سیکل ارگانیک رانکین با مبدل حرارتی

در شکل (۳-۵) پیکربندی یک سیکل ارگانیک رانکین با مبدل حرارتی نشان داده شده است، با کمک شماره گذاری در پیکر بندی معادلات بقای جرم و انرژی برای هر کدام از اجزاء به صورت زیر می باشد.

معادلات سیکل ارگانیک رانکین با استفاده از مراجع [۳۹ و ۴۰] شده است.



شکل (۳-۵): نمونه‌ای از پیکربندی سیستم ORC با مبدل حرارتی برای کمک به نشان دادن روابط حاکم بر

اجزاء [۴۱]

۳-۲-۵-۱ پمپ [۴۰ و ۴۱]

$$\dot{W}_p = \dot{m}_{orc}(h_1 - h_2) \quad (۳-۸۹)$$

$$\eta_{U,p} = \frac{h_{2s} - h_1}{h_2 - h_1} \quad (90-3)$$

۱-۲-۵-۲-۳ مبدل های حرارتی شامل اواپراتور، کندانسور و IHE

$$\dot{Q}_E = \dot{m}_{orc}(h_4 - h_3) = \dot{m}_h(h_7 - h_8) \quad (91-3)$$

$$\dot{Q}_c = \dot{m}_{orc}(h_4 - h_1) = \dot{m}_c(h_{10} - h_9) \quad (92-3)$$

$$\dot{Q}_{IHE} = \dot{m}_{orc}(h_3 - h_2) = \dot{m}_{orc}(h_5 - h_6) \quad (93-3)$$

همچنین برای مبدل های حرارتی می توان نوشت: [۴۰ و ۴۱]

$$\dot{Q} = U.A.LMTD \quad (94-3)$$

که در آن U ضریب انتقال حرارت و A مساحت مبدل و حاصل ضرب این دو یعنی UA با دیمانسیون (KW/K) ظرفیت مبدل نامیده می شود. $LMTD$ نیز برابر با اختلاف دمای متوسط لگاریتمی است.

$$LMTD = \frac{\Delta T_A - \Delta T_B}{LN\left(\frac{\Delta T_A}{\Delta T_B}\right)} \quad (95-3)$$

در عبارت بالا فرض شده است که مبدل حرارتی دو طرف دارد که با A ، B نام گذاری شده اند.

۲-۲-۵-۲-۳ توربین

$$\dot{W}_T = \dot{m}_{orc}(h_4 - h_5) \quad (96-3)$$

$$\eta_{U,T} = \frac{h_{5s} - h_4}{h_5 - h_4} \quad (97-3)$$

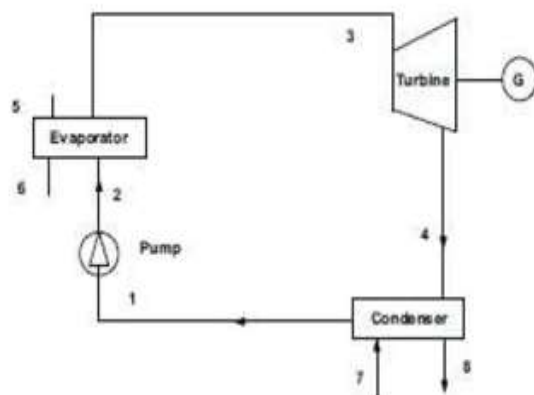
۳-۲-۵-۲-۳ راندمان سیکل

راندمان قانون اول سیکل را نیز می توان با توجه به حرارتی که در سیکل تحت بازیابی قرار گرفته به دست آورد، چنین راندمانی به معنی نسبت مقدار حرارتی که به کار مفید تبدیل شده، از کل حرارت بازیافت شده است.

$$\eta_{l,orc} = \frac{\dot{W}_{net}}{\dot{m}_h(h_7 - h_8)} = \frac{\dot{W}_{net}}{\dot{m}_{orc}(h_4 - h_3)} \quad (98-3)$$

۳-۵-۲-۳ سیکل ارگانیکی رانگین بدون مبدل حرارتی

در این قسمت سیکل همان سیکل ارگانیکی رانگین بدون مبدل حرارتی است که معادلات بالا به جزء معادله انرژی مبدل حرارتی برای سیکل شکل (۵-۳) برقرار است.



شکل (۳-۶): نمونه‌ای از پیکربندی سیستم ORC بدون مبدل حرارتی برای نشان دادن روابط حاکم بر اجزاء [۴۱]

۳-۵-۲-۳ پمپ

$$\dot{W}_p = \dot{m}_{orc}(h_1 - h_2) \quad (99-3)$$

$$\eta_{l,p} = \frac{h_{2s} - h_1}{h_2 - h_1} \quad (100-3)$$

۳-۵-۲-۳ مبدل‌های حرارتی شامل اواپراتور، کندانسور

$$\dot{Q}_E = \dot{m}_{orc}(h_3 - h_2) = \dot{m}_h(h_6 - h_5) \quad (101-3)$$

$$\dot{Q}_c = \dot{m}_{orc}(h_1 - h_4) = \dot{m}_c(h_8 - h_7) \quad (102-3)$$

۳-۵-۲-۳ توربین

روابط انرژی:

$$\dot{W}_T = \dot{m}_{orc}(h_3 - h_4) \quad (۱۰۳-۳)$$

$$\eta_{u,T} = \frac{h_{4s} - h_3}{h_4 - h_3} \quad (۱۰۴-۳)$$

۳-۲-۶ روابط حاکم بر سیستم ذخیره ساز حرارتی

در این پژوهش سیستم ذخیره ساز، از نوع سیستم ذخیره ساز سرد بوده و با توجه به این که سیستم های ذخیره ساز سرد دارای ۳ نوع هستند که شامل:

سیستم ذخیره ساز یخ^۱ و سیستم ذخیره ساز با مواد تغییر فاز دهنده^۲ (PCM)، سیستم ذخیره ساز با آب سرد^۳ می باشد.

سیستم های ۱ و ۲ بیشتر نیاز به دما های منفی دارند و نیاز به چیلر برای تولید دمای منفی دارند با توجه به این که سیستم موجود در دانشگاه دارای چیلر جذبی با دما معمولی می باشد و سیستم ۳ با چیلر های معمولی به خوبی کار کرده و در این مورد از هزینه های اضافی خرید چیلر جذبی جلوگیری می شود.

برای بدست آوردن حجم مورد نیاز مخزن ذخیره سازی آب سرد باید دو مرحله را انجام دهیم:

۱- بدست آوردن حداکثر بار حرارتی سیستم ذخیره ساز آب سرد

۲- بدست آوردن حجم مخزن ذخیره ساز آب سرد

۳-۲-۶-۱ بدست آوردن حداکثر بار حرارتی سیستم ذخیره ساز آب سرد

هدف از طراحی سیستم ذخیره ساز آب سرد، طراحی ابعادی مخزن می باشد که با توجه به ساعات پیک در روز و زمان شارژ و تخلیه و بار حرارتی مورد نیاز می باشد.

^۱ Ice bank

^۲ Phase change material

^۳ Cold water storage system

برای به دست آوردن ابعاد و حجم ذخیره سازی باید مراحل زیر را در نظر بگیریم:

۱- ذخیره به صورت کامل یا جزئی است.

۲- بار حرارتی ساختمان چه مقدار است.

۳- ظرفیت چیلر آب سرد چقدر است.

۴- مدت زمان تخلیه مخزن چند ساعت است.

۵- شروع ذخیره سازی از چه ساعتی است.

۶- پایان ذخیره سازی چه ساعتی به پایان می رسد.

با توجه به مراحل بالا به طراحی سیستم ذخیره سازی می پردازیم.

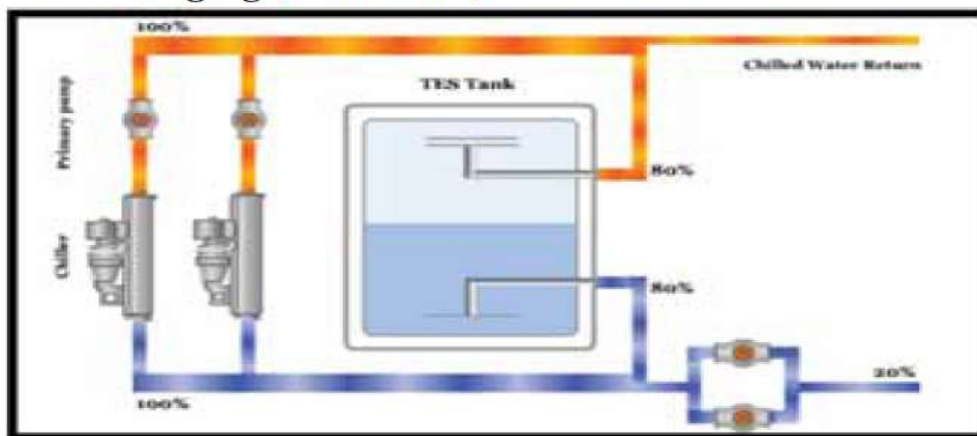
در شکل (۷-۳) مخزن شارژ شده که این مرحله در زمانی انجام می شود که سیستم در زمان غیر پیک است که معمولاً در شب که راندمان سیستم سرمایش بیشتر است صورت می گیرد تا زمانی این کار ادامه دارد که شارژ آب سرد مورد نیاز مخزن فراهم شود.

در شکل (۸-۳) مخزن ذخیره در حال شارژ شدن می باشد که در این مرحله معمولاً سیستم ذخیره ساز از نوع ذخیره سازی جزئی می باشد و به این صورت کار می کند که سیستم ذخیره با سیستم چیلر به صورت هم زمان کار می کند و تقاضای بار سرمایش ساختمان را فراهم می کند در این نوع سیستم که در این پژوهش هم به آن پرداخته شده چیلر انتخابی کوچکتر و همچنین سایز و سیستم مخزن ذخیره سازی کوچکتر می باشد.

در شکل (۹-۳) مخزن ذخیره کاملاً شارژ شده است این سیستم از نوع ذخیره سازی کامل می باشد که سیستم ذخیره را در چند ساعت غیر پیک انجام داده و در زمان پیک از آن استفاده می کند. این مرحله از شارژ کامل، در زمان قبل از پیک اتفاق می افتد تا در زمان پیک مشکلی پیش نیاید، در

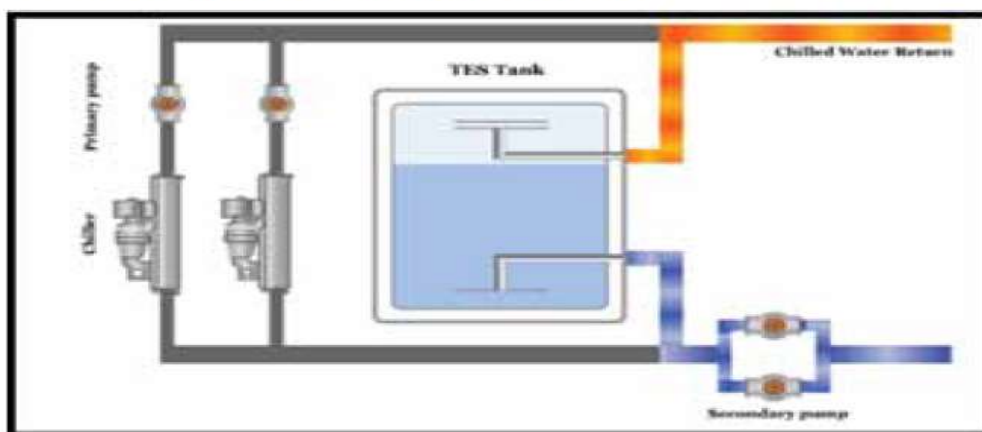
ساعت بین ۱ تا ۴ بعد از ظهر که معمولا زمان پیک می باشد، می کند و آب برگشتی از ساختمان در بالای مخزن ذخیره آب سرد ذخیره شده که سیستم از آب سرد تخلیه شده و آب برگشتی از ساختمان جای آب سرد مخزن را بگیرد، زمان تخلیه سیستم لزوما پایان ساعت پیک بار نیست و برای اطمینان باید کمی دیرتر صورت بگیرد که به عنوان مثال در این پژوهش ساعت پایان پیک ساعت ۴ بعد از ظهر است ولی ساعت پایان کامل تخلیه مخزن ساعت ۶ بعد از ظهر اتفاق می افتد.

TES Charging (With Load)



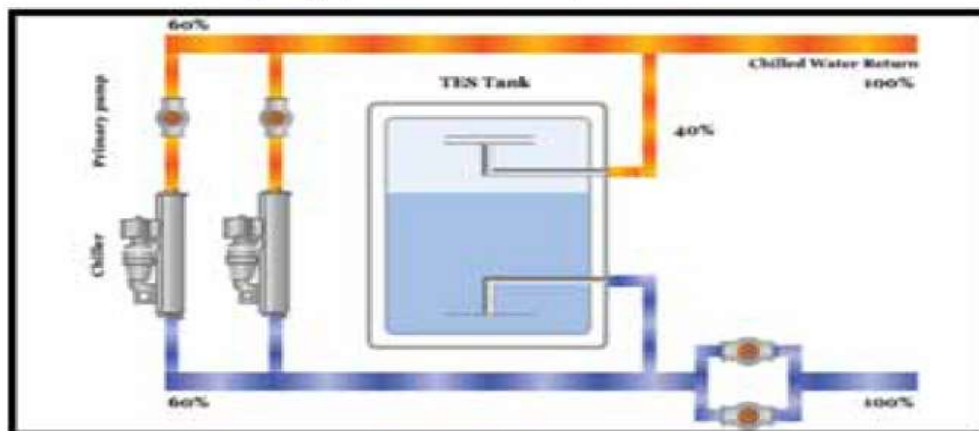
شکل (۳-۷) شارژ مخزن ذخیره در زمان غیر پیک [۷]

TES Discharging (Without Chiller)



شکل (۳-۸) تخلیه مخزن ذخیره در صورت کمبود چیلر برای تقاضای بار ساختمان (ذخیره ساز جزئی) [۷]

TES Discharging (With Chiller)



شکل (۳-۹) تخلیه مخزن ذخیره بدون چیلر برای تقاضای بار ساختمان (ذخیره ساز کامل) [۷]

حال با توجه به توضیحات بالا باید جدول (۳-۱) را تکمیل کنیم، هدف از جدول پیدا کردن حداکثر بار ذخیره سازی مخزن ذخیره است. با توجه به این که ساعت تخلیه مخزن چه ساعتی می باشد و بار حرارتی ساختمان و مخزن ذخیره در هر ساعت چقدر است و توان سرمایش چیلر چه مقدار می باشد، جدول را تکمیل کرده و حداکثر توان ذخیره سازی را در یک ساعت از یک روز انتخاب می کنیم به عنوان مثال اگر حداکثر توان ذخیره سازی در ساعت ۱۰ قبل از ظهر باشد با این توان به مراحل بعد رفته و حجم مخزن ذخیره ساز را بدست می آوریم.

۳-۲-۶-۲-۳ بدست آوردن حجم مخزن ذخیره ساز آب سرد

برای بدست آوردن حجم مخزن ذخیره سازی در مرحله اول باید حداکثر بار مورد نیاز مخزن ذخیره سازی را در ساعت روز بدست آورد به این صورت که بیشترین بار ذخیره در به عنوان مثال در ساعت ۱۰ صبح بدست آمده که با این عدد به مرحله بعدی رفته و با استفاده از روابط زیر حجم مخزن ذخیره سازی را بدست می آوریم.

با توجه به ظرفیت ذخیره سازی حرارتی مورد نیاز در ساعت و سیستم چیلر حجم مخزن ذخیره ساز آب سرد می تواند به صورت زیر محاسبه شود: [۴۲]

$$V = \frac{X.12000 \text{ Btu/ton} - \text{hours}}{C_p \cdot \Delta T \cdot SG \cdot \rho_{CHW} \cdot eff} \quad (۱۰۵-۳)$$

در فرمول بالا

$V = (ft^3)$ حجم تانک مخزن ذخیره آب سرد بر حسب

$X = (ton - h)$ ظرفیت حرارتی مورد نیاز بر حسب

$C_p = \left(\frac{Btu}{lb_m \cdot ^\circ F}\right)$ گرمای ویژه آب بر حسب

$\Delta T = (^\circ F)$ اختلاف دما آب سرد رفت و برگشت بر حسب

وزن مخصوص

$SG =$ آب

$\rho_{CHW} = 62.4 \left(\frac{lb}{ft^3}\right)$ دانسیته آب در ΔT های متفاوت که معمولاً است

$eff =$ راندمان ذخیره سازی معمولاً ۰,۹ در نظر می گیرند

حال با بدست آوردن حجم مخزن ابعاد مخزن را بدست می آوریم که به صورت زیر است:

$$h = \frac{V}{\pi * r^2} \quad (۱۰۶-۳)$$

$h = (ft)$ ارتفاع تانک مخزن ذخیره آب سرد بر حسب

$r = (ft)$ شعاع تانک مخزن ذخیره آب سرد بر حسب

با انتخاب شعاع مورد نظر و قرار دادن در فرمول بالا ارتفاع مخزن مورد نیاز را بدست می آوریم.

۳-۲-۷ راندمان کلی سیستم تولید هم زمان

توسط رابطه های (۳-۱۰۷) تا (۳-۱۰۹) راندمان کلی سیستم را بدست می آوریم: [۴۳]

$$\eta_{cchp} = \frac{Q_{cooling} + Q_{heating} + P_S}{\dot{m}_f \times LHV_{CH_4}} \quad (۱۰۷-۳)$$

$$\eta_{chp} = \frac{Q_{heating} + P_S}{\dot{m}_f \times LHV_{CH_4}} \quad (۱۰۸-۳)$$

$$\eta_{u,orc} = \frac{\dot{W}_{net}}{\dot{m}_h(h_7 - h_8)} = \frac{\dot{W}_{net}}{\dot{m}_{orc}(h_4 - h_3)} \quad (۱۰۹-۳)$$

۳-۲-۷-۱ تحلیل اقتصادی سیستم تولید هم زمان

در این بخش به معادلات مورد نیاز برای تحلیل اقتصادی سیستم پرداخته ایم: [۴۴]

برای تحلیل اقتصادی سیستم ابتدا به محاسبه هزینه اولیه می پردازیم.

۳-۲-۷-۱-۱ موتور احتراق داخلی گاز سوز

$$C = -138 \ln(E_{nom}) + 1727.1 \quad (۱۱۰-۳)$$

$$M = 0.1692 \times E_{nom}^{-0.2} \times (1 - 0.6875 \frac{E}{E_{nom}}) \quad (۱۱۱-۳)$$

۳-۲-۷-۲ چیلر جذبی

$$C = 482(C_{nom,el})^{-0.07273} - 159.7 \quad (۱۱۲-۳)$$

$$M = 0.003 \$/kw \quad (۱۱۳-۳)$$

۳-۲-۷-۳ سیستم ذخیره سازی

$$C = 1.15 \times 10^4 \times \left(\frac{V_{ST}}{5}\right)^{0.53} \quad (۱۱۴-۳)$$

۳-۲-۷-۴ سیکل ارگانیک رانکین

$$C_{tur} = 6000 \times (w_{tur})^{0.7} \quad (۱۱۵-۳)$$

$$C_{pump} = 3540 \times (w_{pump})^{0.71} \quad (۱۱۶-۳)$$

$$C_{HX} = 7000 + 360 \times (A_{HX})^{0.8} \quad (۱۱۷-۳)$$

در معادلات (۱۱۰-۳) تا (۱۱۷-۳) C هزینه خرید تجهیزات، M هزینه تعمیر و نگهداری، E_{nom} ظرفیت برق موتور، w_{tur} توان توربین و w_{pump} توان پمپ و A_{HX} سطح مبدل حرارتی می باشد. حال با داشتن قیمت ها با استفاده از معادلات زیر به تحلیل اقتصادی سیستم می پردازیم.

برای بدست آوردن دوره بازگشت سرمایه، با در نظر گرفتن و انتخاب فرآیند مالی همسنگ ارزش فعلی به صورت رابطه (۱۱۸-۳) محاسبه می شود. [۴۵،۴۶،۴۷]

$$NPWB(y) - NPWC(y) = 0 \quad (۱۱۸-۳)$$

$$PB=y$$

مدت زمان بازگشت سرمایه ها (PB) زمانی خواهد بود که ارزش فعلی خالص درآمدها با ارزش فعلی هزینه ها با هم برابر خواهد بود پس بنابراین داریم:

ارزش خاص هزینه ها که شامل سرمایه گذاری اولیه شامل خرید دستگاه و اجزاء می باشد. با توجه به رابطه (۱۱۹-۳):

$$NPWC(y) = \sum_{j=1}^N (C \times NC)_j = 0 \quad (۱۱۹-۳)$$

با توجه به رابطه (۱۲۰-۳) ارزش فعلی درآمد ها شامل درآمد اسقاطی تجهیزات و درآمد کل سالانه سیستم می باشد.

$$NPWB(y) = A \times \left[\frac{(1+i)^y - 1}{i(1+i)^y} \right] + SV \left[\frac{1}{(1+i)^y} \right] \quad (۱۲۰-۳)$$

SV شامل هزینه اسقاطی تجهیزات می باشد و در رابطه (۳-۱۲۱) بیان شده است.

$$SV = 0.2 \times NPWC \quad (۳-۱۲۱)$$

A درآمد سالیانه سیستم بوده و در رابطه (۳-۱۲۲) بیان شده است.

$$A(\$) = \sum_{y=1}^{PB} \left[\sum_{t=1}^{8760} (E_S \times \mu_{es}) \times \tau + R_{c\&o \text{ and } M} \right] \quad (۳-۱۲۲)$$

در معادلات (۳-۱۱۸) تا (۳-۱۲۲) i ضریب بهره، y عمر تجهیزات، μ_{es} قیمت برق، τ ساعت کارکرد سیستم در سال و $R_{c\&o \text{ and } M}$ کاهش در هزینه های اولیه می باشد.

برای بدست آوردن متد ارزش حال خالص (NPV) باید هزینه ها به عنوان یک مقدار منفی و صرفه جویی ها به عنوان یک مقدار مثبت در نظر گرفته شود، حال هزینه سرمایه گذاری در سال اول که یک مقدار منفی است با صرفه جویی های پایان هر سال را باهم جمع کرده که مقدار NPV بدست می آید. لازم به ذکر است سود های خالص در هر سال با یک فاکتور تنزیلی ضرب شده و مقدار $NPWB$ را بدست می آورد.

$$NPV = NPWC(y) + NPWB \quad (۳-۱۲۳)$$

در فرمول (۳-۱۲۳) هرچه مقدار NPV بیشتر باشد پروژه جذاب تر است.

متد نرخ برگشت داخلی IRR را می توان به این صورت تعریف کرد که نرخ تنزیلی که ارزش حال خالص را صفر می کند به عنوان نرخ برگشت داخلی خوانده می شود و هرچه نرخ برگشت داخلی بیشتر باشد پروژه جذاب تر خواهد بود.

$$IRR = \frac{NPWB(y)}{NPWC(y)} \times 100 \quad (۳-۱۲۴)$$

فصل چهارم

شبیه‌سازی و ارائه نتایج

۴-۱ مقدمه

در این فصل به ارائه نتایج حاصل از مدل سازی و طراحی سیستم می پردازیم. در این پژوهش که شامل یک سیستم تولید هم زمان سه گانه حرارت، برودت و برق همراه با سیکل ارگانیک رانکین و سیستم ذخیره سازی آب سرد می باشد.

با توجه به این که پژوهش یک مطالعه موردی است و مکان آن ساختمان مکانیک و عمران دانشگاه صنعتی شاهرود می باشد، با توجه به مکان پژوهش در این فصل مدل سازی به وسیله نرم افزار^۱ EES انجام شده است که به مدل سازی اجزا و سیکل تبرید چیلر جذبی تک اثره لیتیوم بروماید و سیکل ارگانیک رانکین بدون داشتن مبدل حرارتی و سیکل ارگانیک رانکین بدون مبدل حرارتی پرداخته ، موتور از نوع موتور احتراق داخلی با توجه به بار مورد نیاز ساختمان محاسبه و انتخاب شده است، مبدل های حرارتی با توجه به موتور احتراق داخلی طراحی شده که تعداد دو مبدل حرارتی با نرم افزار Aspen B-JAC طراحی شده است که ابتدا در زیر بخش Hetran طراحی حرارتی شده و بعد در زیر بخش Teams تحلیل مکانیکی پوسته ولوله انجام شده است و در مرحله آخر به طراحی ابعادی و انتخاب مخزن ذخیره ساز آب سرد با توجه به بار ساختمان در دو نوع بار جزئی و بار کلی با توجه به پیک مصرف برق در ظهر پرداخته شده است.

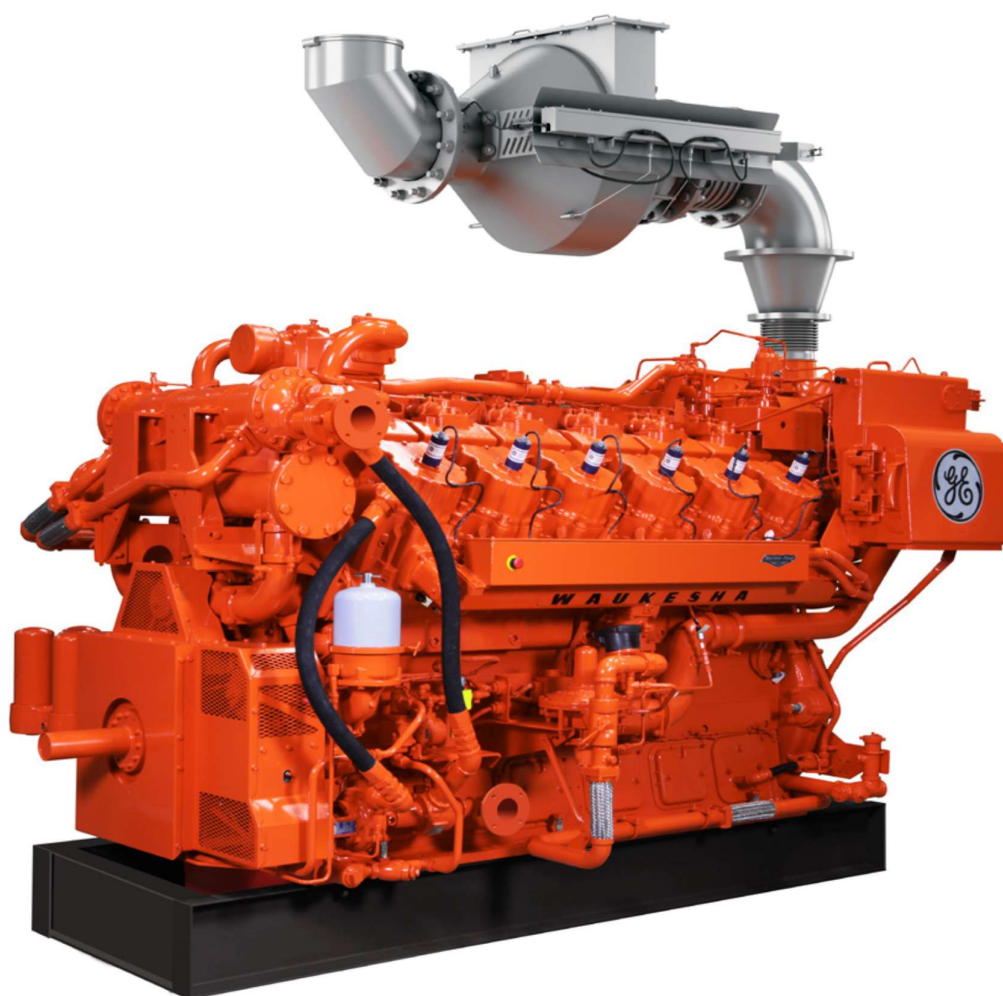
۴-۲ انتخاب موتور احتراق داخلی

برای انتخاب موتور احتراق داخلی باید پارامترهایی را در نظر بگیریم که شامل برق مورد نیاز ساختمان، بار حرارتی مورد نیاز ساختمان و ... می باشد حال باتوجه به حرارت مورد نیاز ساختمان این محاسبات را انجام داده و موتور احتراق داخلی مناسب را انتخاب کرده و نتیجه به صورت جدول (۴-۱) زیر ارائه شده است.

¹ Engineering Equation Solver

لازم به ذکر است موتور احتراق داخلی انتخاب شده دارای یک کاتالیزور بر روی خروجی اگزاز می باشد که به منظور آلودگی کمتر هوای محیط انجام شده که در جدول ارائه شده، مقدار آلودگی با و بدون کاتالیزور نصب شده روی اگزاز موتور بررسی شده است.

موتور انتخاب شده مدل Waukesha gas engines VHP Series Four L7044GSI می باشد و سوخت مصرفی آن گاز می باشد.



شکل (۴-۱): موتور انتخابی [Waukesha gas engines VHP Series Four L7044GSI] [۴۸]

جدول (۴-۱) خروجی های موتور احتراق داخلی Waukesha [۴۸]

		1200 RPM	1000RPM
	Powerbhp (kw)	1680(1253)	1400(1044)
	BSFC (LHV) Btu/bhp – hr (KJ/KWh)	7881(11149)	7693(10884)
	Fuel Consumption Btu/hr × 1000(KW)	13240(3881)	10770(3157)
emPact Catalyst – Out Emissions	NOx g/bhp – hr (mg/Nm3 @ 5% O2)	0.5(185)	
	CO g/bhp – hr (mg/Nm3 @ 5% O2)	1(370)	
	NMHC g/bh – hr (mg/Nm3 @ 5% O2)	0.18(67)	
	THC g/bhp – hr (mg/Nm3 @ 5% O2)	1.68(626)	
Engine – Out Emissions	NOx g/bhp – hr (mg/Nm3 @ 5% O2)	13.30(4922)	12.9(4782)
	CO g/bhp – hr (mg/Nm3 @ 5% O2)	11.20(4140)	9.4(3477)
	NMHC g/bh – hr (mg/Nm3 @ 5% O2)	0.35(131)	0.34(127)
	THC g/bhp – hr (mg/Nm3 @ 5% O2)	2.40(873)	2.30(844)
Heat Balance	Heat to Jacket Water Btu /hr x 1000 (kW)	3849(1128)	3230(947)
	Heat to Lube Oil Btu /hr x 1000 (kW)	567(166)	463(136)
	Heat to Intercooler Btu /hr x 1000 (kW)	179(53)	119(35)
	Heat to Radiation Btu /hr x 1000 (kW)	724(212)	642(188)

	Total Exhaust Heat Btu /hr x 1000 (kW)	3900(1143)	2962(686)
Intake/Exhaust System	Induction Air Flow scfm (Nm ³ /hr)	2424(3651)	1972(2970)
	Exhaust Flow lb/hr (kg/hr)	11273(5113)	9171(4160)
	Exhaust Temperature °F (°C)	1179(637)	1112(600)

جدول (۴-۲) داده های موتور موتور احتراق داخلی Waukesha

<i>Cylinders</i>	V12
<i>Compression ratio</i>	8: 1
<i>Bore & stroke</i>	9.375in * 8.5in(238 * 216)
<i>Piston displacement</i>	7040cu. in. (115L)
<i>Jacket water system capacity</i>	100gal. (379L)
<i>Lube oil capacity</i>	190gal. (719L)
<i>Starting system</i>	125 – 150 psi $\frac{\text{air}}{\text{gas}}$ 24V electric
<i>Dimensions l x w x h inch (mm)</i>	147(3734) * 85(2159) * 97.83(2485)
<i>Weights lb (kg)</i>	24.250(11000)

خروجی های موتور بررسی شد و داده های مورد نیاز و مهم برای مراحل بعد در جدول (۴-۱) پررنگ تر شد.

در موتور خانه دانشگاه ۲ عدد دیگ آب گرم داریم که ظرفیت هر کدام $620000 \left(\frac{\text{Btu}}{\text{hr}} \right)$ می باشد که که با تبدیل این عدد به کیلو وات، هر دیگ دارای ظرفیت ۷۵۵٫۸۱ کیلو وات است پس در نتیجه برای هر دو دیگ عدد بدست آمده ۱۴۵۰ کیلو وات بدست می آید که حداکثر گرمای مورد نیاز ساختمان

۱۴۵۰ کیلو وات است. این حرارت باید توسط جکت موتور و گاز اگزاست خروجی به وسیله دو مبدل پوسته ولوله تامین شود.

لازم به ذکر است که اگر از گاز اگزاست موتور استفاده نکنیم به طبع باید یک موتور بزرگتر انتخاب کرده تا انرژی لازم ساختمان را تامین کند، با این کار هزینه اولیه بیشتر شده و شاید کار توجیه اقتصادی نداشته باشد.

۳-۴ طراحی و انتخاب مبدل های حرارتی

در این پژوهش ۲ مبدل حرارتی از نوع پوسته ولوله انتخاب شده است که در ارتباط با موتور احتراق داخلی انتخاب شده می باشد و که مبدل اول با آب جکت موتور در ارتباط بوده و گرمای آب جکت را دریافت می کند و مبدل دوم با گاز اگزاست خروجی از موتور احتراق داخلی در ارتباط است و گرمای گاز خروجی را دریافت می کند.

لازم به ذکر است هر دو مبدل حرارتی با نرم افزار Aspen B-JAC طراحی شده است که ابتدا در زیر بخش Hetran طراحی حرارتی شده و بعد در زیر بخش Teams تحلیل مکانیکی پوسته ولوله انجام شده است، البته لازم به ذکر است که هر دو نرم افزار زیر بخش هایی از Aspen B-JAC هستند.

۳-۴-۱ مبدل حرارتی پوسته ولوله ۱

در مبدل حرارتی پوسته ولوله ۱ که هر دو سیال در پوسته و لوله آب می باشند. در این مبدل آب با دمای ۷۰ تا ۷۵ درجه سانتیگراد و دبی معین از پایین وارد پوسته شده، که این دما همان دمای تقریبی خروجی آب گرم از ژنراتور چیلر جذبی تک اثره می باشد، و دمای آب افزایش یافته و از بالای پوسته مبدل حرارتی خارج و به پایین مبدل حرارتی ۲ وارد می شود. آب جکت موتور با دمای ۹۹ درجه سانتیگراد و دبی معین، به وسیله واتر پمپ وارد لوله های مبدل شده و پس از انتقال حرارت با سیال و کم شدن دما از طریق لوله خروجی مبدل حرارتی به جکت موتور باز می گردد.

۳-۴-۱-۱ تحلیل حرارتی مبدل حرارتی پوسته ولوله ۱ با Hetran

در این بخش به تحلیل حرارتی مبدل پوسته و لوله ۱ پرداخته و خروجی های برنامه را برای مبدل حرارتی پوسته و لوله ۱ به طور مستقیم گزارش می کنیم.

لازم به ذکر است به دلیل داشتن خروجی های دقیق و زیاد برنامه و نداشتن حجم کافی در این پژوهش فقط به خروجی های اصلی و مهم تر می پردازیم.

همان طور که در جدول (۳-۴) نشان داده شده است در مبدل حرارتی ۱ در سمت پوسته آب برگشتی از ژنراتور جریان داشته و در سمت لوله آب داغ خروجی از جکت موتور در حال چرخش است.

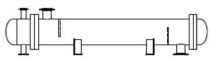
دبی جرمی ورودی در سمت پوسته همان آب برگشتی از ژنراتور با دمای ۷۲ درجه سانتیگراد با دبی جرمی $20/22 \left(\frac{kg}{s}\right)$ بوده و آب داغ جکت با دمای ۹۹ درجه سانتیگراد سمت لوله مبدل حرارتی و با دبی جرمی $6/1 \left(\frac{kg}{s}\right)$ در حال گردش در لوله مبدل می باشد.

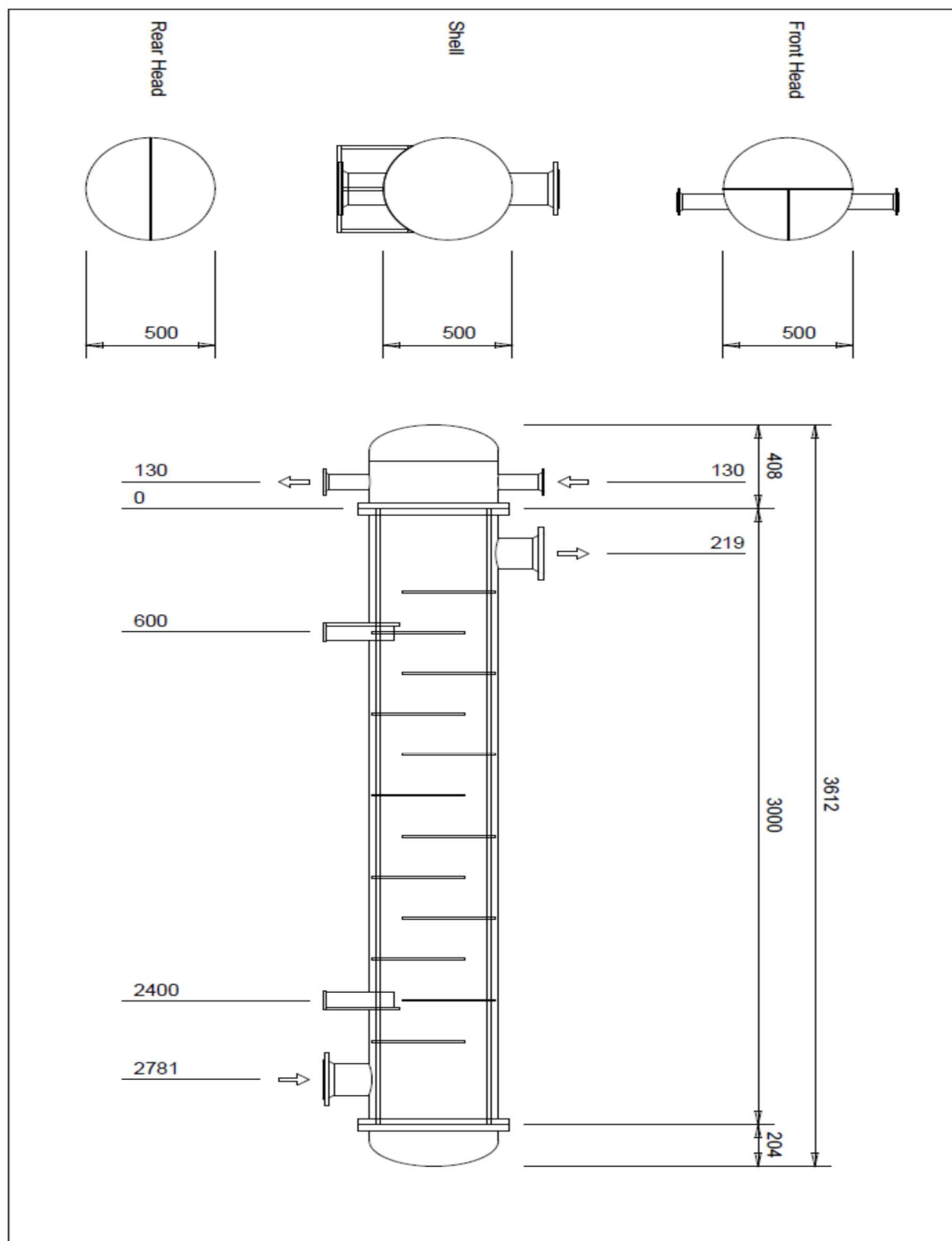
۳-۴-۱-۲ تحلیل مکانیکی مبدل حرارتی پوسته ولوله ۱ با Teames

در این بخش به تحلیل مکانیکی مبدل حرارتی پوسته ولوله می پردازیم که با توجه به شکل (۳-۴) و بخشی از نقشه های مبدل حرارتی پوسته ولوله ۱ با Teames می باشند که نشان دهنده قطر پوسته که ۵۰۰ میلی متر، نوع پوسته، نوع کلگی جلو، نوع کلگی عقب، تعداد بافل ها ۱۲ عدد، طول کامل مبدل که ۳۶۱۲ میلی متر و اندازه جزء به جزء مبدل حرارتی پوسته ولوله را نشان داده است.

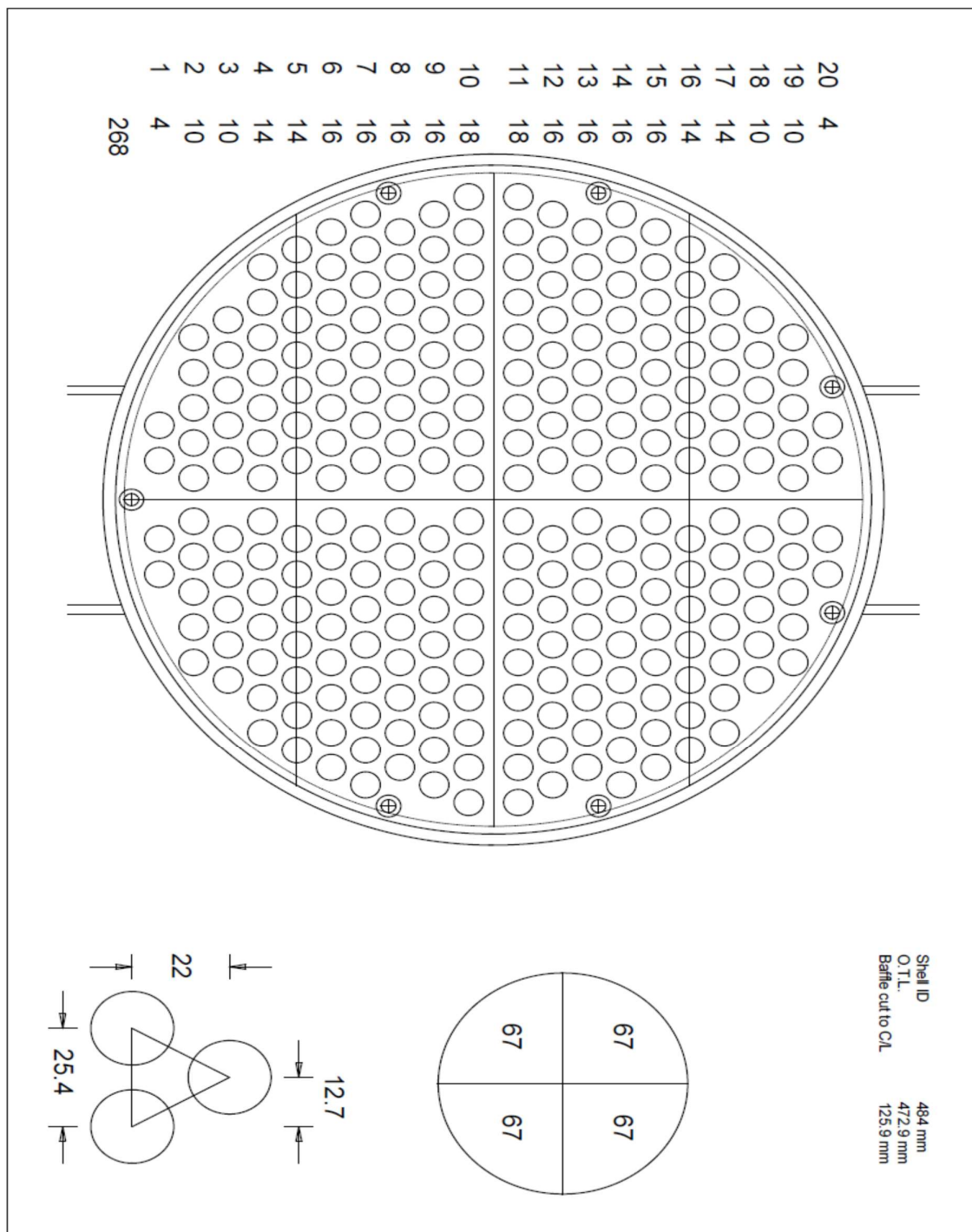
همچنین در شکل (۳-۴) که نمایی از لوله های قرار گرفته درون پوسته و همچنین نوع آرایش قرار گیری لوله ها در پوسته که مثلثی بوده، تعداد لوله ها که ۲۶۸ لوله در کل پوسته، تعداد تقسیم شده لوله ها در هر بخش ۶۷ عدد بوده، و دارای ۴ بخش است، گام لوله و فاصله لوله ها در آرایش مثلثی نیز می باشد.

جدول (۳-۴) تحلیل حرارتی مبدل حرارتی پوسته ولوله ۱ با Hetran [۴۹]

1	Company:									
2	Location:Shahroud University of Technology									
3	Service of Unit:		Our Reference:							
4	Item No.: 1		Your Reference:							
5	Date:	2017	Rev No.:	Job No.:						
6	Size	484--3000	mm	Type	BEM	hor	Connected in	1 parallel	1series	
7	Surf/unit(eff.)	47.2	m2	Shells/unit	1		Surf/shell (eff.)	47.2	m2	
8	PERFORMANCE OF ONE UNIT									
9	Fluid allocation				Shell Side			Tube Side		
10	Fluid name				Hot water			Hot water		
11	Fluid quantity, Total				kg/s			20.22		
12	Vapor (In/Out)				kg/s					
13	Liquid				kg/s			20.22		
14	Noncondensable				kg/s			6.1		
15								6.1		
16	Temperature (In/Out)				C			73		
17	Dew / Bubble point				C			79.04		
18	Density				kg/m3			977.95		
19	Viscosity				mPa*s			974.02		
20	Molecular wt, Vap							959.64		
21	Molecular wt, NC							974.05		
22	Specific heat				kJ/(kg*K)			0.393		
23	Thermal conductivity				W/(m*K)			0.36		
24	Latent heat				kJ/kg			0.286		
25	Pressure				bar			0.361		
26	Velocity				m/s			1.013		
27	Pressure drop, allow./calc.				bar			1.52		
28	Fouling resist. (min)				m2*K/W			0.48		
29	Heat exchanged		511216	W	MTD corrected		9.39	C		
30	Transfer rate, Service	1152.9	Dirty	2114.1	Clean	2114.1	W/(m2*K)			
31	CONSTRUCTION OF ONE SHELL							Sketch		
32			Shell Side		Tube Side					
33	Design/Test pressure	bar	5.171/ -1.014 / Code		5.171/ /Code					
34	Design temperature	C	115.56		137.78					
35	Number passes per shell		1		4					
36	Corrosion allowance		mm		1.59					
37	Connections	In	152.4/ 150 ANSI		76.2/150 ANSI					
38	Size/rating	Out	152.4/ 150 ANSI		76.2/150 ANSI					
39	mm/	Intermediate	/ 150 ANSI		/150 ANSI					
40	Tube No. 268	OD 19.05	Tks-avg	1.65	mm Length	3000	mm Pitch	25.4	mm	
41	Tube type Plain		Material CS				Tube pattern 30			
42	Shell	CS	ID	OD 500	mm	Shell cover				
43	Channel or bonnet CS				Channel cover					
44	Tubesheet-stationary CS				Tubesheet-floating					
45	Floating head cover				Impingement protection		None			
46	Baffle-crossing	CS	Type	single seg	Cut(%d)	23	hor	Spacing: c/c	199.14	
47	Baffle-long		Seal type				Inlet		376.18	
48	Supports-tube	U-bend		Type						
49	Bypass seal		Tube-tubesheet joint				groove/expand			
50	Expansion joint		Type							
51	RhoV2-Inlet nozzle	1258	Bundle entrance	495	Bundle exit	497	kg/(m*s2)			
52	Gaskets - Shell side				Tube Side					
53	Floating head									
54	Code requirements		ASME Code Sec VIII Div 1				TEMA class		B	
55	Weight/Shell	1252.5	Filled with water	1848	Bundle	737.6	kg			
56	Remarks									



شکل (۴-۲) نمای کلی از تحلیل مکانیکی مبدل حرارتی پوسته و لوله ۱ با Teames



شکل (۴-۳) نمای کلی از وضعیت چیدمان لوله ها در مبدل حرارتی پوسته و لوله ۱ با Teames

۳-۴-۲ مبدل حرارتی پوسته ولوله ۲

در مبدل حرارتی پوسته و لوله ۲ سیال در پوسته، آب خروجی از مبدل حرارتی پوسته و لوله ۱ می باشد. در این مبدل آب با دمای ۸۰ درجه سانتیگراد و دبی معین از پایین وارد پوسته شده، و دمای آب افزایش یافته و از بالای پوسته مبدل حرارتی خارج و به سمت ژنراتور چیلر جذبی حرکت می کند. در قسمت لوله مبدل، گاز داغ با دمای ۶۳۷ درجه سانتیگراد با فشار و دبی جرمی معین از بالا مبدل وارد لوله مبدل شده و پس از انتقال حرارت و افزایش دمای آب در پوسته با دمای معین از پایین مبدل خارج می شود.

۳-۴-۲-۱ تحلیل حرارتی مبدل حرارتی پوسته و لوله ۲ با Hetran

همان طور که در جدول (۴-۴) نشان داده شده است در مبدل حرارتی ۲ در سمت پوسته آب خروجی از مبدل حرارتی ۱ جریان داشته و در سمت لوله گاز داغ خروجی از اگزاز موتور در حال چرخش است. دبی جرمی ورودی در سمت پوسته همان آب خروجی از مبدل حرارتی ۱ با دمای ۷۹ درجه سانتیگراد با دبی جرمی $\left(\frac{kg}{s}\right)$ ۲۰/۲۲ بوده و گاز داغ خروجی از اگزاز موتور با دمای ۶۳۷ درجه سانتیگراد سمت لوله و با دبی جرمی $\left(\frac{kg}{s}\right)$ ۱/۵۲ در حال گردش در لوله مبدل می باشد و دمای خروجی گاز ۱۴۰ درجه سانتیگراد می باشد.

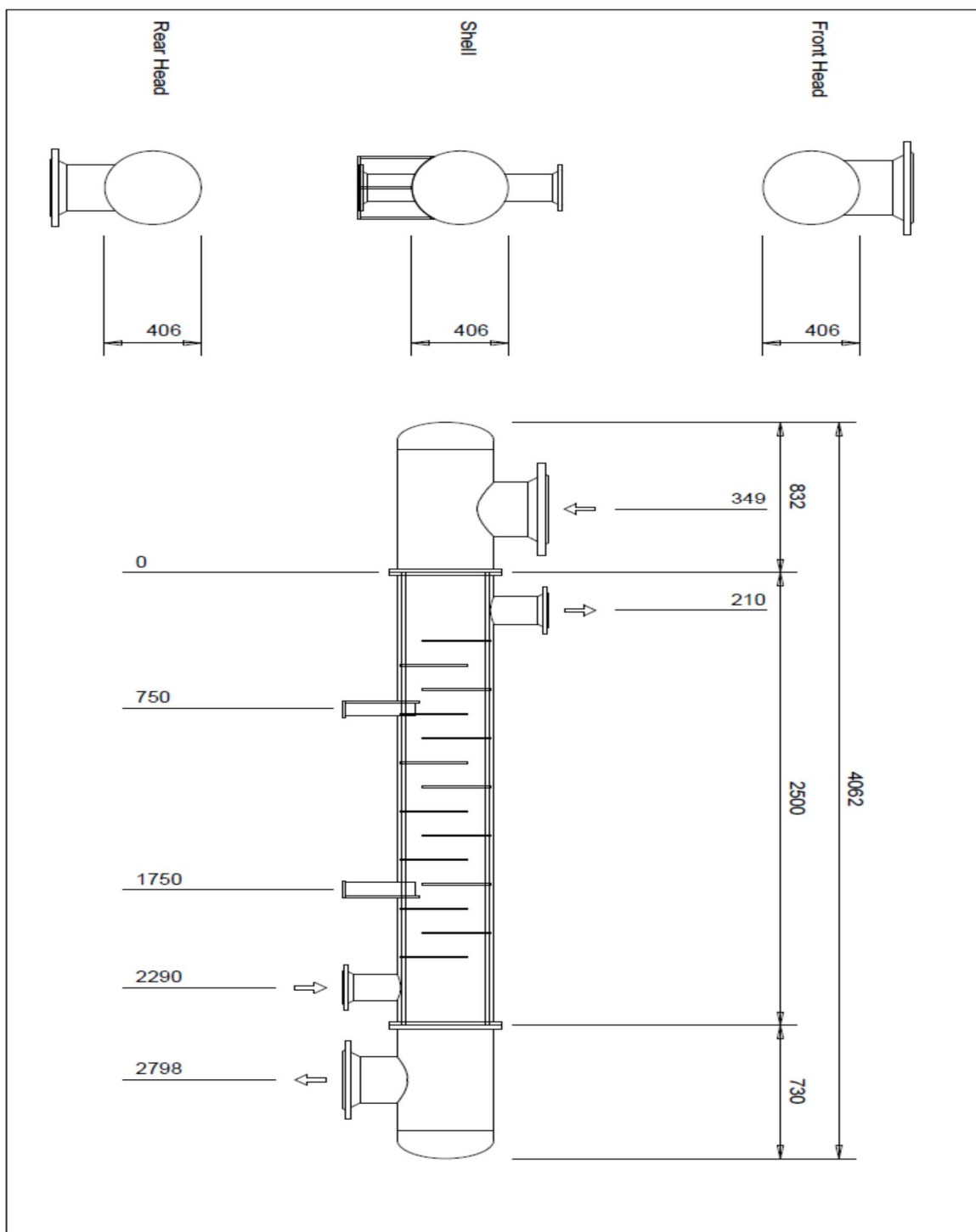
۳-۴-۲-۲ تحلیل مکانیکی مبدل حرارتی پوسته ولوله ۲ با Teames

در این بخش به تحلیل مکانیکی مبدل حرارتی پوسته ولوله ۲ می پردازیم که با توجه به شکل (۴-۴) بخشی از نقشه های مبدل حرارتی پوسته ولوله ۲ با زیر بخش Teames می باشند که نشان دهنده قطر پوسته که ۴۰۶ میلی متر، نوع پوسته، نوع کلگی جلو، نوع کلگی عقب، طول کامل مبدل که ۴۰۶۲ میلی متر و اندازه جزء به جزء مبدل حرارتی پوسته ولوله را نشان داده است.

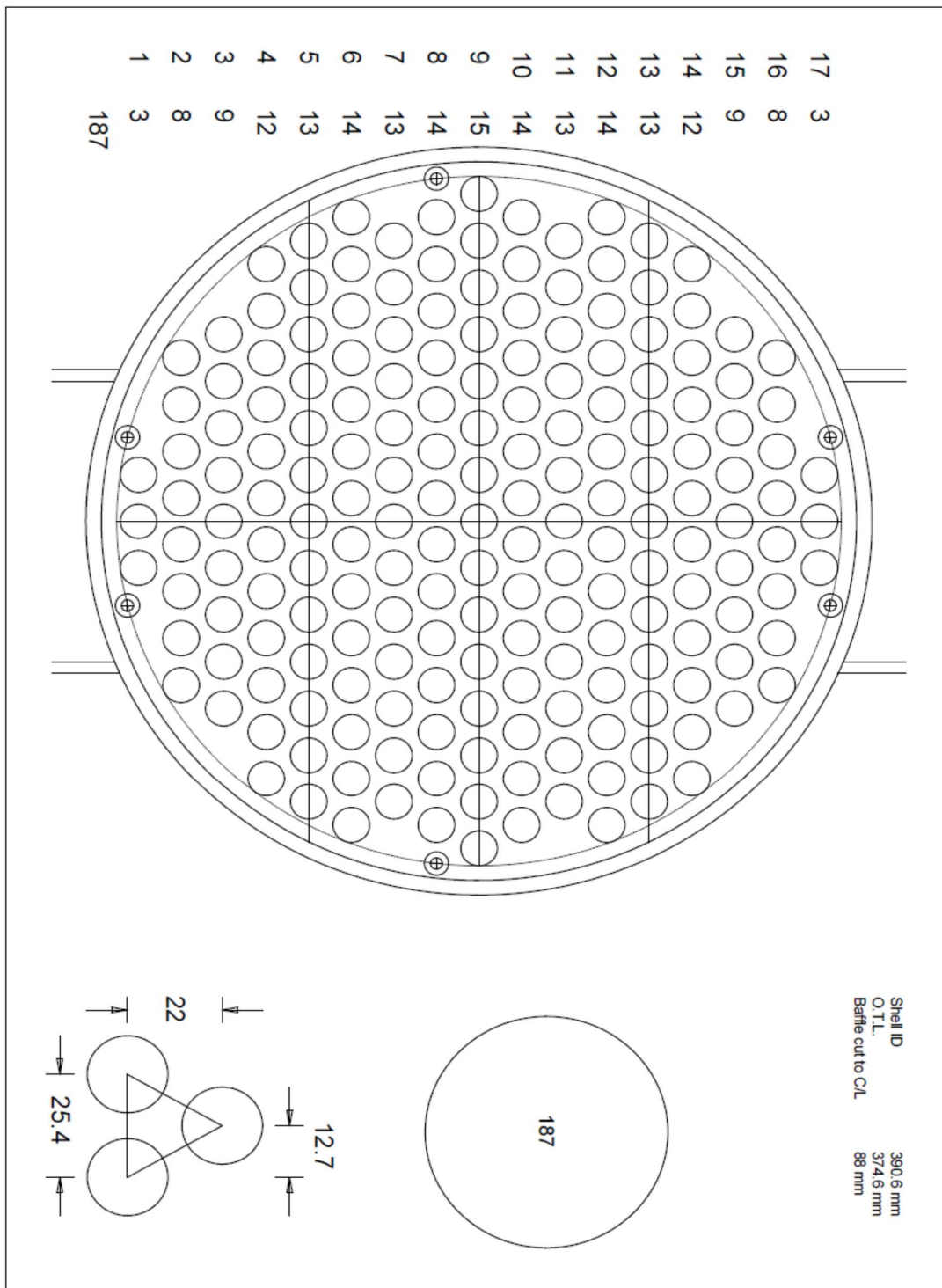
همچنین در شکل (۴-۵) که نمایی از لوله های قرار گرفته درون پوسته و همچنین نوع آرایش قرار گیری لوله ها در پوسته که مثلی بوده، تعداد لوله ها که ۱۸۷ لوله در کل پوسته، تعداد تقسیم شده لوله ها ۱۸۷ لوله می باشد.

جدول (۴-۴) تحلیل حرارتی مبدل حرارتی پوسته ولوله ۲ با Hetran [۴۹]

1	Company:									
2	Location:Shahroud University of Technology									
3	Service of Unit:		Our Reference:							
4	Item No.:		Your Reference:							
5	Date:		Rev No.:		Job No.:					
6	Size	390--2500	mm	Type	BEM	hor	Connected in	1 parallel	1 series	
7	Surf/unit(eff.)	27.6	m2	Shells/unit	1	Surf/shell (eff.)		27.6	m2	
8	PERFORMANCE OF ONE UNIT									
9	Fluid allocation			Shell Side			Tube Side			
10	Fluid name			Hot water			Exhaust gases			
11	Fluid quantity, Total		kg/s	20.22			1.52			
12	Vapor (In/Out)		kg/s				1.52	1.52		
13	Liquid		kg/s	20.22	20.22					
14	Noncondensable		kg/s							
15										
16	Temperature (In/Out)		C	79	90		637	140		
17	Dew / Bubble point		C							
18	Density		kg/m3	974.05	965.56		0.37	0.82		
19	Viscosity		mPa*s	0.361	0.322		0.039	0.021		
20	Molecular wt, Vap									
21	Molecular wt, NC									
22	Specific heat		kJ/(kg*K)	4.187	4.194		1.3	1.136		
23	Thermal conductivity		W/(m*K)	0.662	0.668		0.075	0.032		
24	Latent heat		kJ/kg							
25	Pressure		bar	1.013					1.013	
26	Velocity		m/s	0.88			84.32			
27	Pressure drop, allow./calc.		bar	0.405	0.405		0.405	0.077		
28	Fouling resist. (min)		m2*K/W							
29	Heat exchanged		932938	W	MTD corrected		221.56	C		
30	Transfer rate, Service		152.8	Dirty	166.8	Clean	166.8	W/(m2*K)		
31	CONSTRUCTION OF ONE SHELL									
32				Shell Side			Tube Side			
33	Design/Test pressure		bar	5.171/-1.014 / Code			5.171/-1.014 / Code			
34	Design temperature		C	126.67			671.11			
35	Number passes per shell		1			1				
36	Corrosion allowance		mm	1.59			1.59			
37	Connections		In	152.4 / 150 ANSI			304.8 /			
38	Size/rating		Out	152.4 / 150 ANSI			254 /			
39	mm /		Intermediate	/ 150 ANSI			/			
40	Tube No. 187	OD 19.05	Tks-avg 1.65	mm	Length 2500	mm	Pitch 25.4	mm		
41	Tube type		Material CS			Tube pattern 30				
42	Shell CS	ID	OD 406.4	mm	Shell cover					
43	Channel or bonnet CS		Channel cover							
44	Tubesheet-stationary CS		Tubesheet-floating							
45	Floating head cover		Impingement protection			None				
46	Baffle-crossing CS	Type single seg	Cut(%d) 27	hor	Spacing: c/c 134.11			mm		
47	Baffle-long		Seal type				Inlet 359.22	mm		
48	Supports-tube		U-bend		Type					
49	Bypass seal		Tube-tubesheet joint			groove/expand				
50	Expansion joint		Type							
51	RhoV2-Inlet nozzle	1263	Bundle entrance 960			Bundle exit 968	kg/(m*s2)			
52	Gaskets - Shell side		Tube Side							
53	Floating head									
54	Code requirements		ASME Code Sec VIII Div 1			TEMA class B				
55	Weight/Shell	1081.8	Filled with water	1481.7	Bundle 515				kg	
56	Remarks									



شکل (۴-۴) نمای کلی از تحلیل مکانیکی مبدل حرارتی پوسته ولوله ۲ با Teames



شکل (۴-۵) نمای کلی از وضعیت چیدمان لوله ها در مبدل حرارتی پوسته و لوله ۲ با Teames

۴-۴ مدل سازی چیلر جذبی

در این قسمت به مدل سازی چیلر جذبی تک اثره از نوع لیتیوم بروماید می پردازیم. ابتدا به حل معادلات انرژی هر بخش پرداخته و آن ها را حل می کنیم.

مدل سازی هر یک از اجزاء چیلر جذبی شامل پمپ محلول لیتیم بروماید، مبدل حرارتی محلول لیتیوم بروماید، ژنراتور، کندانسور، اواپراتور، ابزوربر و شیر های انبساط چیلر جذبی می باشد.

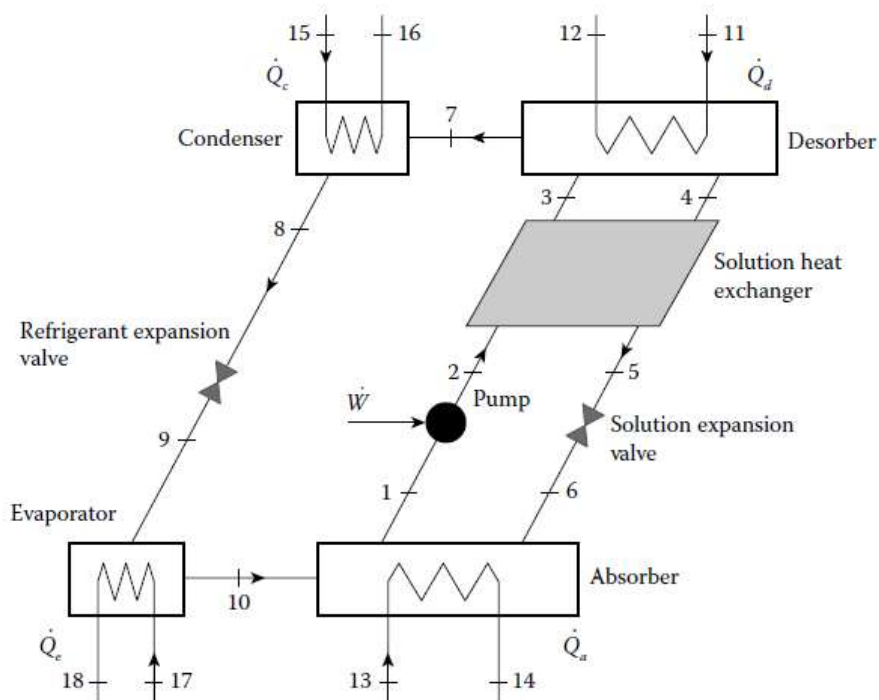
توان تبرید مورد نیاز برای این پژوهش ۲۵۰ تن تبرید بوده و مدل سازی بر مبنای ورودی های این تناژ سرمایی با نرم افزار EES انجام شده است. [۵۰]

۴-۴-۱ سیکل تبرید جذبی تک اثره با مدل انتقال حرارت

با توجه به معادلات مربوط به چیلر جذبی در فصل ۳ و همچنین با توجه به شکل (۴-۶) می خواهیم به وسیله نرم افزار EES این سیکل را مدل سازی کنیم.

همان طور که در شکل (۴-۶) مشاهده می شود این سیکل از چهار جزء اصلی تشکیل شده است که شامل ابزوربر و اواپراتور در قسمت کم فشار سیستم، و کندانسور و ژنراتور در قسمت پرفشار سیستم قرار دارد. سیال عامل یا همان مبرد آب می باشد و جاذب در این سیستم لیتیوم بروماید می باشد. با توجه به نقاط نام گذاری شده از نقطه مبرد از نقطه ۷ به صورت بخار با فشار بالا خارج شده و به سمت کندانسور انتقال می یابد در کندانسور پس از انتقال حرارت با آب برج خنک کن که با نقطه ۱۵ نشان داده شده، تقطیر شده و در حال جریان از نقطه ۸ گذشته و به شیر انبساط می رسد. در شیر انبساط فشار مبرد شکسته و وارد اواپراتور در نقطه ۹ می شود، در اواپراتور پس از این که حرارت نهان سیال، (نقطه ۱۸) که همان آب درون فن کویل می باشد را جذب کرد بخار شده و بخار کم فشار بدون مقاومت از طریق اواپراتور (نقطه ۱۰) وارد جاذب کننده یا ابزوربر شده و از طرق ماده جاذب که همان لیتیوم بروماید می باشد جذب می شود. چون فشار محلول جاذب و مبرد در ابزوربر از فشار مبرد در اواپراتور کمتر است پس مبرد از اواپراتور به جاذب حرکت می کند. محلول رقیق در ابزوربر از طریق

نقطه یک با فشار پایین از طرق پمپ گرفته و با افزایش فشار توسط پمپ محلول وارد نقطه ۲ و در نتیجه وارد مبدل حرارتی محلول شده در مبدل با تبادل حرارت با محلول برگشتی از ژنراتور دمای محلول رقیق بالا رفته و وارد ژنراتور می شود. در نقطه ۴ محلول غلیظ که باعث آزاد سازی یا بخار مبرد شده است از طریق نقطه ۴ وارد مبدل حرارتی شده و با محلول رقیق رفت از ابزوربر انتقال حرارت کرده و دمای محلول غلیظ کاهش یافته و در نقطه ۵ به شیر انبساط محلول می رسد، بعد از گذر از شیر انبساط به و سیله همان شیر فشار شکسته شده و وارد ابزوربر می شود.



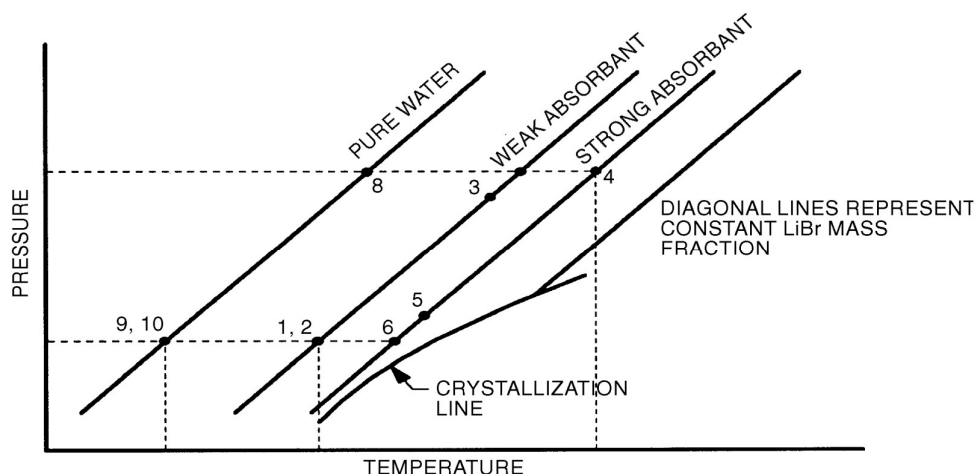
شکل (۴-۶) شماتیک یک سیستم تبرید جذبی تک اثره لیتیم بروماید [۳۴]

با توجه به این که فشار و دما در اواپراتور پایین است و با توجه به این که باید فشار در ابزوربر کمی پایین تر از اواپراتور باشد تا مبرد به ابزوربر جریان یابد، وقتی که دما در اواپراتور پایین باشد به طبع فشار هم در اواپراتور پایین است و وقتی که دما در اواپراتور پایین باشد در ورودی ابزوربر کم می شود، برای این که فشار در ابزوربر کم شود باید محلول لیتیم بروماید غلیظ باشد و وقتی که غلظت

محلول در ابزوربر از حدی پایین باشد باعث کریستالیزاسیون (ایجاد بلور های یخی) می شود که این پدیده برای سیستم جذبی مضر است.

برای جلوگیری از این پدیده باید دما در خروجی اواپراتور در حدی نگه داشته شود که این پدیده به وجود نیاید.

شکل (۷-۴) شکل دو خاصیتی محلول لیتیوم بروماید و آب را نشان می دهد که در قسمت پایین سمت راست خط کریستالیزاسیون را نشان می دهد که زیر این خط باعث ایجاد پدیده کریستالیزاسیون می شود و کار سیستم جذبی را مختل می کند.



شکل (۷-۴) شکل دو خاصیتی محلول لیتیوم بروماید - آب

۴-۴-۲ ورودی های چیلر جذبی تک اثره لیتیوم بروماید

برای حل و ارائه نتایج سیکل مدل شده شکل (۴-۶) به ورودی هایی نیاز داریم که در جدول (۴-۵) نشان داده شده است.

جدول (۴-۵) شرایط عملیاتی برای سیکل تبرید جذبی لیتیوم بروماید و آب تک اثره

State Points	h_i (kg/kg)	m_i (kg/s)	P_i (kpa)	T_i (°C)	X_i (%LiBr)
1	72.2	2.98	0.755	30.5	54.5
2	72.2	2.98	4.736	30.5	54.5
3	123.7	2.98	4.736	55.2	54.5
4	203.5	2.6	4.736	79.9	62.4
5	144.6	2.6	4.736	48.3	62.4
6	144.6	2.6	0.755	45.9	62.4
7	2618.1	0.3752	4.736	63.3	0
8	133.7	0.3752	4.736	31.9	0
9	133.7	0.3752	0.755	2.9	0
10	2505.9	0.3752	0.755	2.9	0
11	381.1	20.22		90	
12	324.6			75	
13	104.8	41.25		25	
14	131.5			31.4	
15	104.8	41.25		25	
16	127.4			30.4	
17	58.7	27.1		14	
18	25.9			6.2	

در جدول (۴-۶) مقدار نرخ انتقال گرما و همچنین اختلاف دمای لگاریتمی هر کدام از اجزا بدست آمده است.

همان طور که مشاهده می شود نرخ انتقال گرما با همان توان اواپراتور تقریباً ۸۹۰ کیلو وات می باشد.

جدول (۴-۶) نرخ انتقال گرما و اختلاف دمای لگاریتمی برای سیکل تبرید جذبی لیتیوم بروماید و آب تک اثره

Component	Heat Transfer Rate (kW)	Log Mean Temperature Difference ΔT_{lm} (K)	$UA \left(\frac{kw}{k} \right)$
Desorber	1143.704	12.612	90.68
Absorber	1101.602	9.28	118.73
Condenser	932.176	3.56	261.89
Evaporator	890.106	6.343	140.33
Solution HX	153.43	21.051	7.288

در جدول (۴-۷) ضریب عملکرد سیکل تبرید جذبی لیتیوم بروماید و آب تک اثره و همچنین توان مصرفی پمپ محلول را نشان داده ایم، ضریب عملکرد سیستم 0.778 می باشد. راندمان مبدل حرارتی 0.64 بوده و توان مصرفی پمپ محلول

(۴-۷) ضریب عملکرد سیکل تبرید جذبی و مبدل حرارتی توان مصرفی پمپ لیتیوم بروماید و آب تک اثره

$\dot{W}$	Pump power	0.0075 kw
COP	Coefficient of performance	0.778
ϵ_{SHX}	Solution heat exchanger performance	0.64

۴-۲-۱ بررسی تغییرات پارامترها بر روی سیکل چیلر جذبی

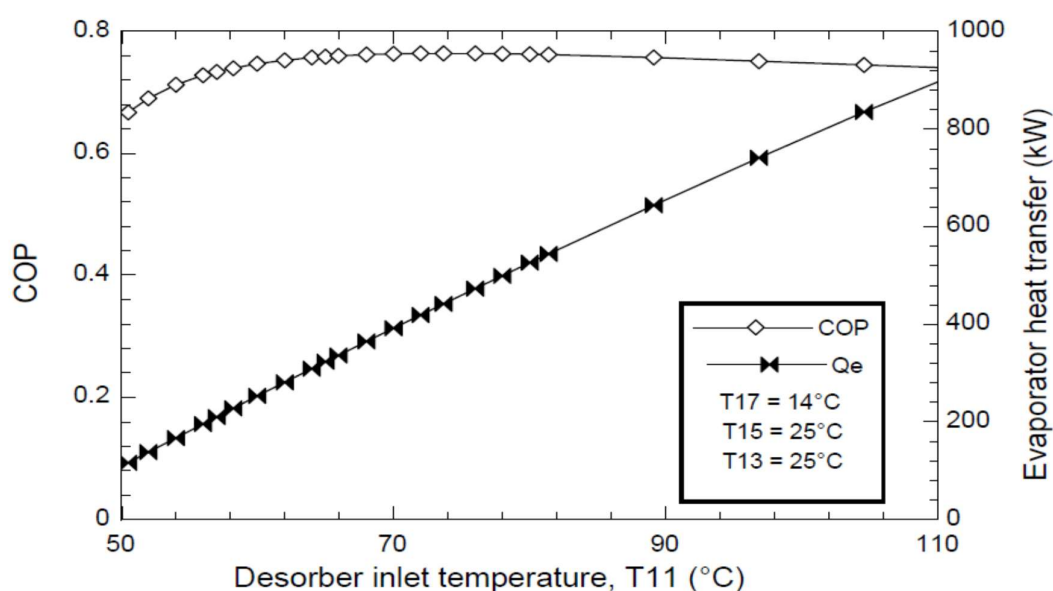
حال به بررسی انواع پارامترها و تغییرات آن ها پرداخته و نتایج هر یک را تحلیل می کنیم:

۴-۲-۱-۱ تاثیر دمای ورودی به ژنراتور

یکی از مهمترین پارامترهای طراحی دمای ورودی به ژنراتور می باشد. همانطور که مشخص است با افزایش دمای ورودی به ژنراتور غلظت محلول خروج (محلول غلیظ) افزایش یافته و این افزایش نباید به گونه ای باشد که موجب پدیده کریستالیزاسیون در مجموعه شود. همچنین تاثیر این تغییر دما

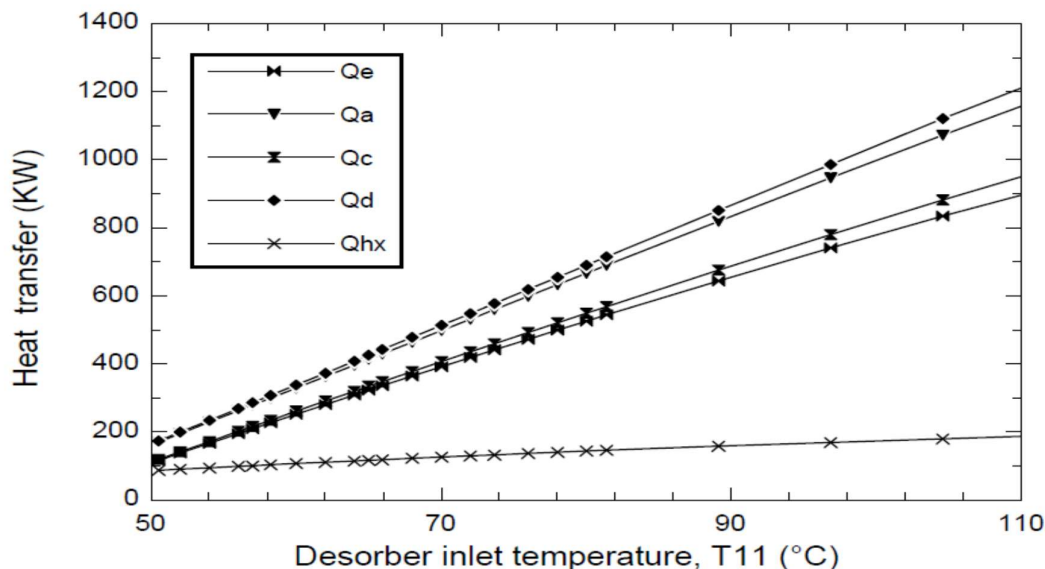
بروی دمای محلول رقیق لیتیوم بروماید- آب و دمای مبرد فشار پایین خروجی از اواپراتور به صورت مجزا آورده شده است. ضریب کارایی برای چیلر جذبی به صورت حاصل تقسیم مقدار سرمایش حاصل از اواپراتور به گرمایش مصرف شده در ژنراتور می باشد.

در شکل (۸-۴) اثر تغییر دمای ورودی به ژنراتور چیلر در محدوده ۵۰ تا ۱۱۰ درجه سانتیگراد بر روی خروجی ها مشخص شده است. با افزایش دمای ژنراتور بار سرمایش اواپراتور افزایش می یابد بنابراین ضریب کارایی سیستم جذبی نیز افزایش پیدا می کند این افزایش تا دمای ۹۰ درجه افزایش یافته و از آن به بعد به دلیل رخ دادن پدیده کریستالیزاسیون در چیلر جذبی تک اثره ضریب کارایی کاهش می یابد.



شکل (۸-۴) تأثیر دمای ورودی ژنراتور بر ضریب عملکرد و مقدار سرمایش اواپراتور

در شکل (۹-۴) تأثیر دمای ورودی ژنراتور بر مقدار بار حرارتی اجزاء بررسی شده و شکل بیانگر افزایش بار حرارتی اجزاء مختلف است و دلیل آن افزایش بار حرارتی ژنراتور چیلر جذبی تک اثره می باشد.

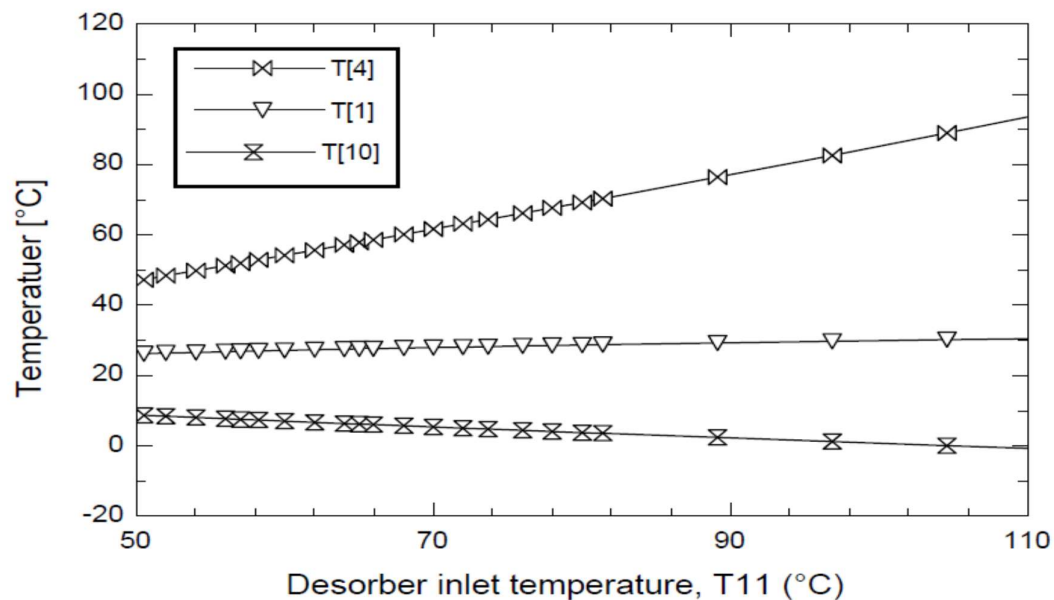


شکل (۹-۴) تأثیر دمای ورودی ژنراتور بر مقدار بار حرارتی اجزاء

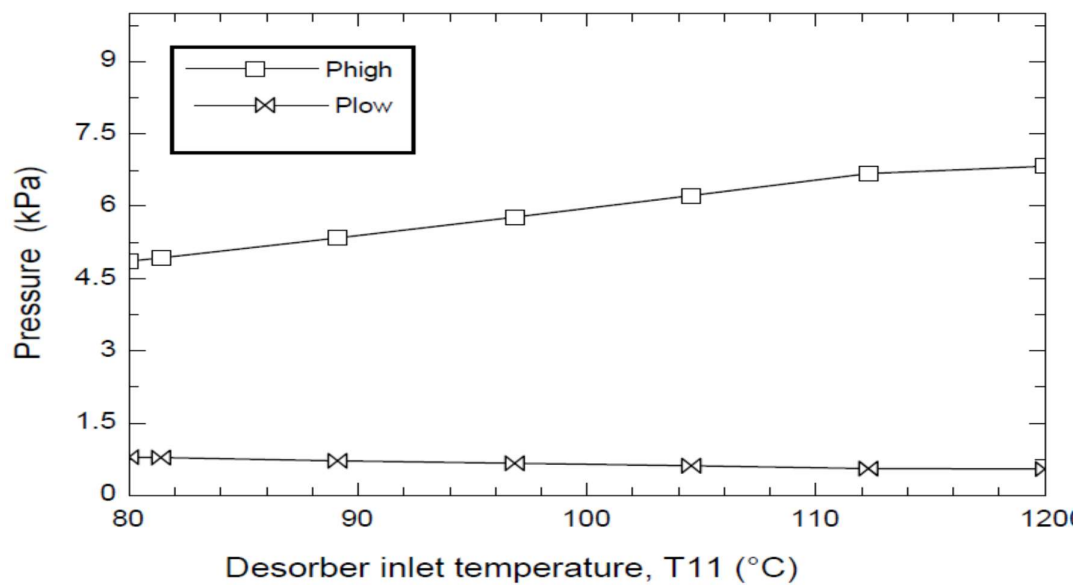
در شکل (۱۰-۴) تأثیر دمای ورودی ژنراتور به ترتیب، بر دمای خروجی از ژنراتور به مبدل حرارتی (T_4) که باعث افزایش این دما شده است و بر دمای خروجی از ابزوربر و ورودی به پمپ محلول (T_1) را کمی افزایش داده و دمای خروجی از اواپراتور را (T_{10}) را کاهش می دهد که تغییرات دما در شکل (۹-۴) به دلیل افزایش دمای ورودی به ژنراتور است.

در شکل (۱۱-۴) تأثیر دمای ورودی ژنراتور بر فشار سیستم را مشاهده می کنیم که فشار در قسمت فشار بالا سیستم با سیر نزولی بسیار کمی کاهش پیدا می کند و فشار در قسمت فشار کم با سیر صعودی افزایش یافته و در دمای ۱۱۵ درجه سانتیگراد سیر صعودی کمتر شده و با شیب کمتری افزایش می یابد. افزایش دمای سیستم با توجه به نوع سیستم جذبی همیشه الزاما خوب نیست، افزایش دما در ژنراتور سیستم جذبی در بعضی مواقع باعث افزایش غلظت محلول و مومی شده محلول شده و پدیده کریستالیزاسیون را تشدید می بخشد.

باید توجه داشت که در سیستم های جذبی آب گرم، از آب گرم با دمای ۹۰ درجه سانتیگراد استفاده می شود.

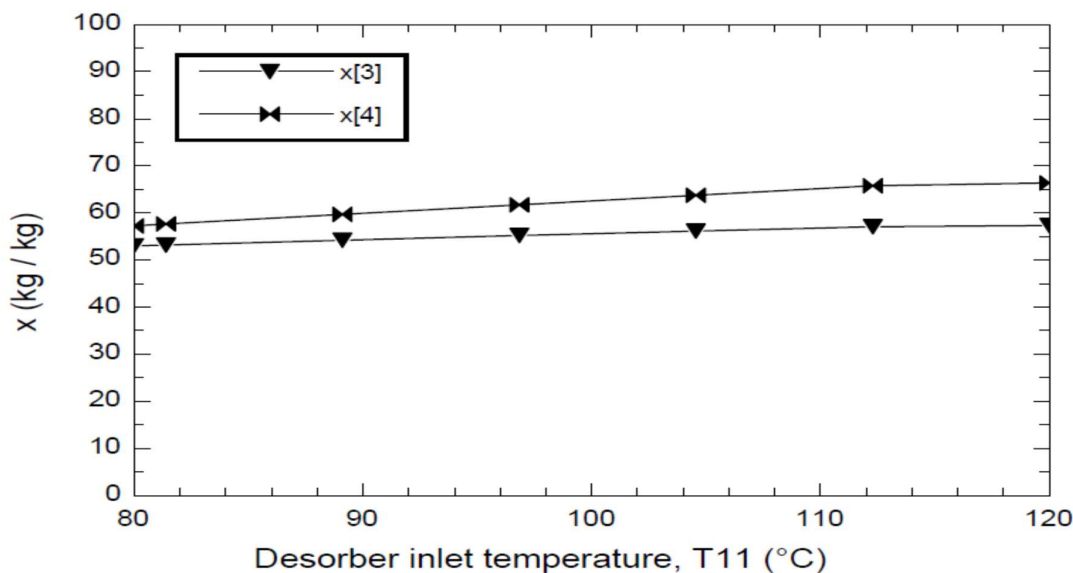


شکل (۴-۱۰) تأثیر دمای ورودی ژنراتور بر دماهای مختلف



شکل (۴-۱۱) تأثیر دمای ورودی ژنراتور بر فشار سیکل

در شکل (۴-۱۲) تاثیر دمای ورودی ژنراتور بر درصد غلظت سیستم را مشاهده می کنیم. درصد محلول غلیظ و رقیق با سیر صعودی افزایش یافته و در دمای ۱۱۵ درجه سانتیگراد سیر صعودی کمتر شده و با شیب کمتری افزایش می یابد و دلیل آن این است که هر چه دما افزایش یابد غلظت نیز افزایش پیدا می کند البته این تا زمانی است که پدیده کریستالیزاسیون رخ ندهد.



شکل (۴-۱۲) تاثیر دمای ورودی ژنراتور بر درصد غلظت

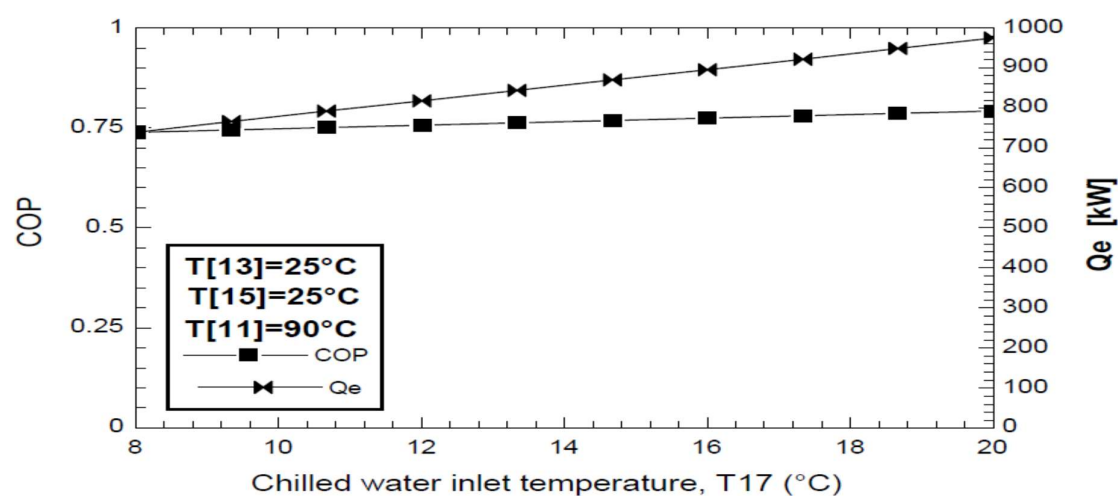
۴-۲-۱-۲-۴-۲ تاثیر دمای ورودی به اواپراتور

همانطور که در شکل (۴-۱۳) مشاهده می شود با تغییر دمای اواپراتور از دمای ۸ تا ۲۰ درجه سانتیگراد میزان بار سرمایشی سیستم نیز افزایش می یابد و این پدیده باعث افزایش ضریب کارایی چیلر می شود و این افزایش به خاطر افزایش بار اواپراتور چیلر جذبی تک اثره می باشد.

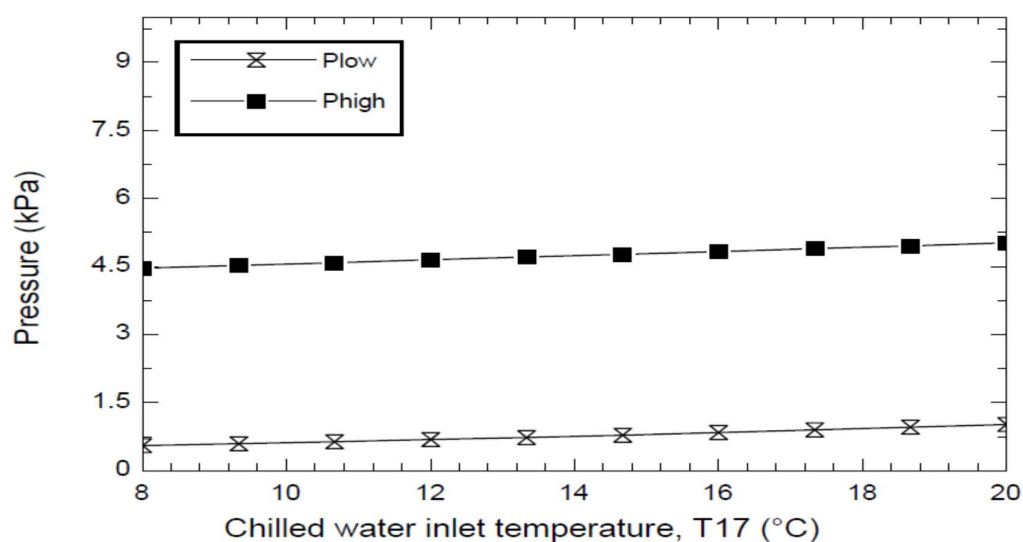
در شکل (۴-۱۴) تاثیر دمای اواپراتور بر اجزاء اصلی سیستم بررسی شده که مشاهده می شود بار های حرارتی همه اجزاء افزایش یافته به جزء بار حرارتی مبدل حرارتی که با افزایش دما سیر نزولی خیلی کم را طی می کند و دلیل آن این است که مبدل حرارتی محلول بین ابزوربر و ژنراتور استفاده شده است.

در شکل (۴-۱۴) تاثیر دمای اواپراتور بر فشار در قسمت فشار بالا سیستم و فشار در قسمت فشار کم سیستم بررسی شده. فشار با سیر صعودی خیلی کمی با افزایش دمای اواپراتور افزایش می یابد و دلیل این افزایش فشار افزایش دمای اواپراتور است.

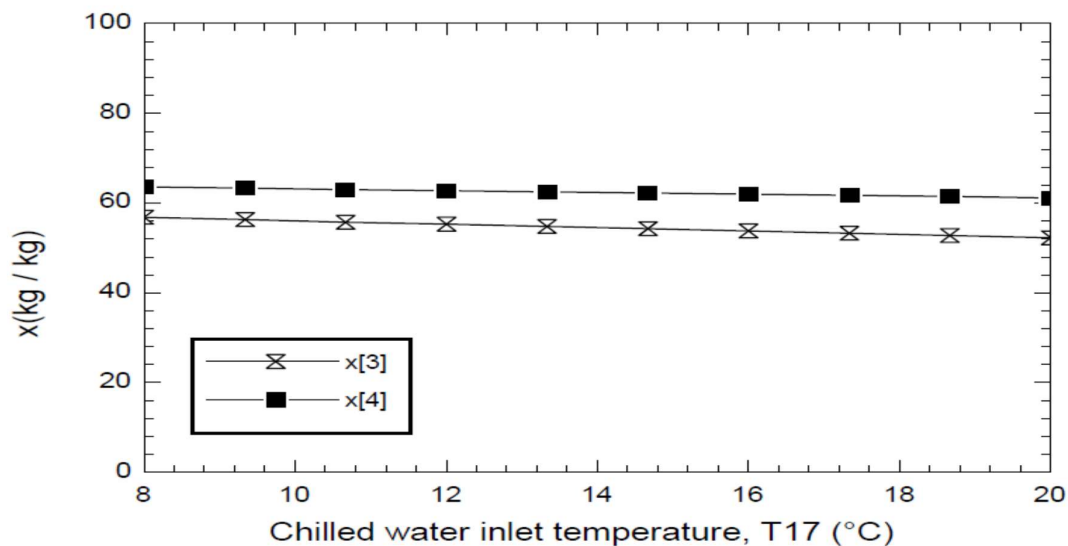
در شکل (۴-۱۵) تاثیر دمای ورودی اواپراتور بر درصد غلظت سیستم را مشاهده می کنیم. غلظت محلول رقیق و غلیظ با شیب کمی کاهش می یابد و دلیل آن این است که با افزایش دما اواپراتور غلظت محلول کاهش می یابد.



شکل (۴-۱۳) تأثیر دمای ورودی اواپراتور بر مقدار بار حرارتی اجزاء

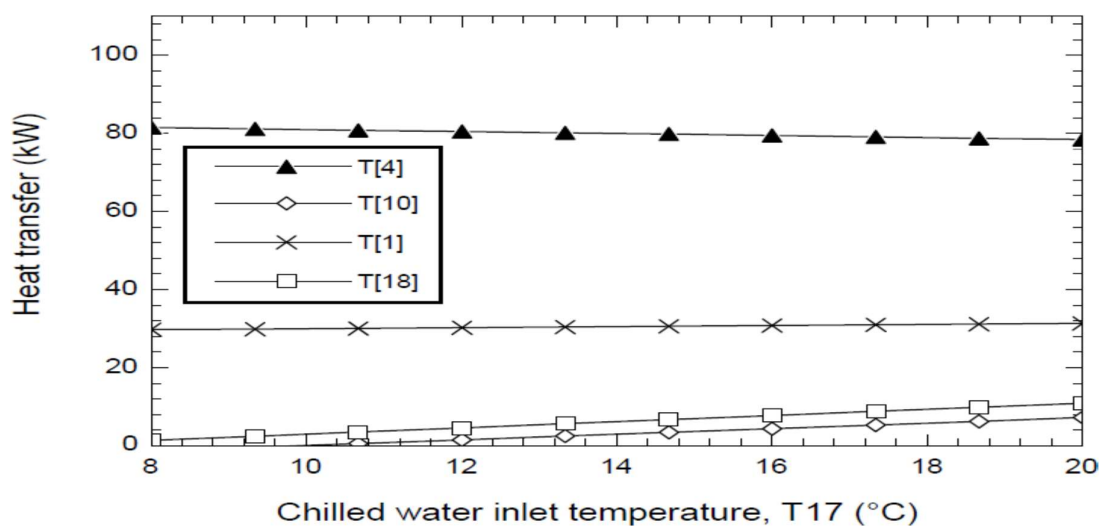


شکل (۴-۱۴) تأثیر دمای ورودی ژنراتور بر فشار سیکل



شکل (۴-۱۵) تأثیر دمای ورودی اواپراتور بر درصد غلظت

در شکل (۴-۱۶) تأثیر دمای ورودی اواپراتور به ترتیب، بر دمای خروجی از ژنراتور به مبدل حرارتی (T_4) تأثیر و باعث کاهش این دما با شیب کم شده است و بر دمای خروجی از ابزوربر و ورودی به پمپ محلول (T_1) را کمی کاهش داده و دمای خروجی از اواپراتور $(T_{10}$ و $T_{18})$ را افزایش می دهد. دلیل این تغییرات افزایش دما اواپراتور می باشد، هرچه دما اواپراتور افزایش یابد دمای ورودی کمتری به ژنراتور نیاز است.

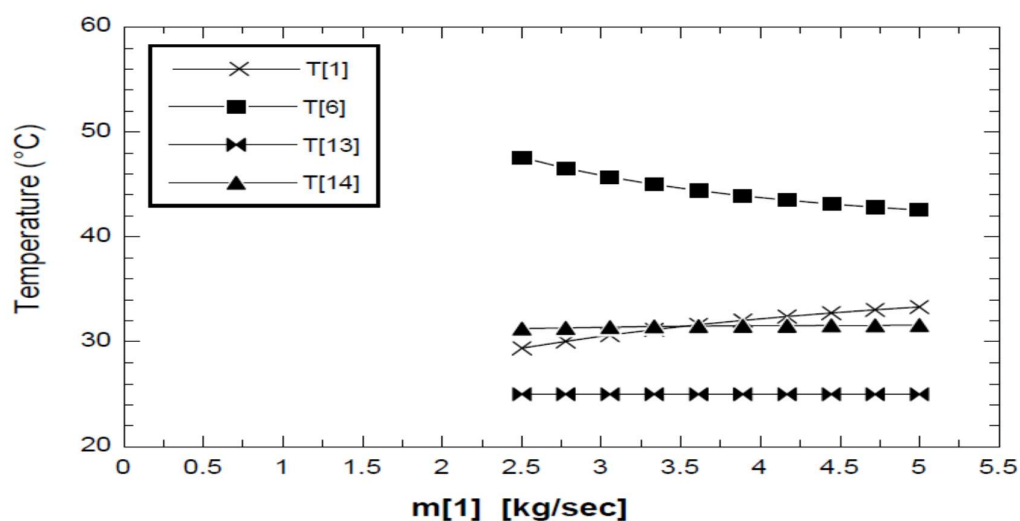


شکل (۴-۱۶) تأثیر دمای ورودی اواپراتور بر دما های مختلف سیکل

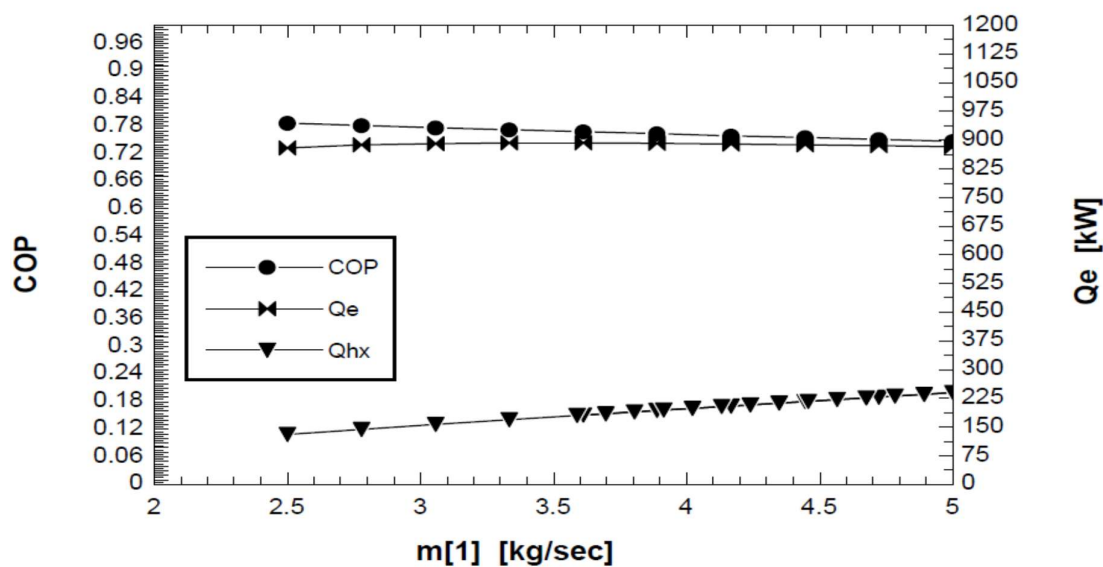
۴-۴-۲-۱-۳ تأثیر دبی جرمی محلول رقیق

در شکل (۴-۱۷) تأثیر دبی جرمی محلول رقیق بر دماهای مختلف سیکل بررسی شد. دمای خروجی از ایزوربر سیکل (T_1) افزایش، دمای ورودی به ایزوربر (T_6) کاهش می یابد. دلیل این افزایش دما، افزایش دبی جرمی محلول و دلیل کاهش دما این است که غلظت محلول کاهش می یابد.

در شکل (۴-۱۸) مشاهده می شود که با افزایش دبی جرمی محلول رقیق ضریب عملکرد کاهش، بار حرارتی مبدل حرارتی افزایش و بار حرارتی اواپراتور افزایش می یابد. به دلیل این که دبی جرمی افزایش یافته، بار حرارتی ژنراتور افزایش یافته و همچنین بار حرارتی اواپراتور افزایش می یابد و در نتیجه ضریب عملکرد کاهش می یابد. با افزایش دبی جرمی محلول بار حرارتی مبدل حرارتی نیز افزایش می یابد.



شکل (۴-۱۷) تأثیر دبی جرمی محلول رقیق بر دماهای مختلف سیکل

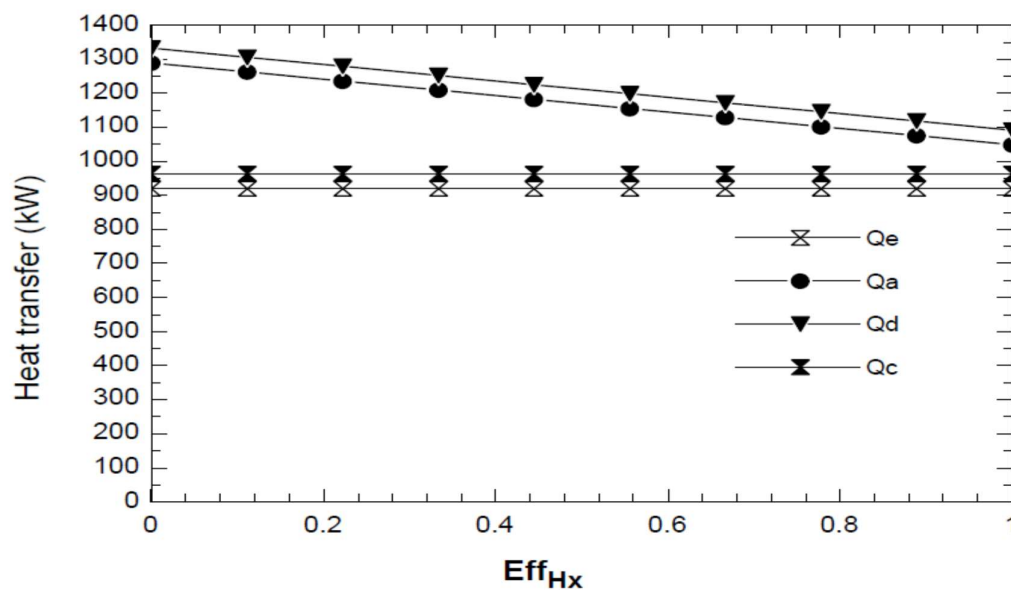


شکل (۴-۱۸) تأثیر دبی جرمی محلول رقیق بر ضریب عملکرد و بار حرارتی

۴-۱-۲-۴-۴ تأثیر مبدل حرارتی محلول لیتیوم بروماید

با توجه به شکل (۴-۱۹) با افزایش راندمان مبدل حرارتی، ضریب عملکرد و بار حرارتی مبدل حرارتی لیتیوم بروماید افزایش می یابد و دلیل آن تغییر دمای های مختلف سیکل است زیرا راندمان مبدل حرارتی به دما ژنراتور و ابزوربر بستگی دارد.

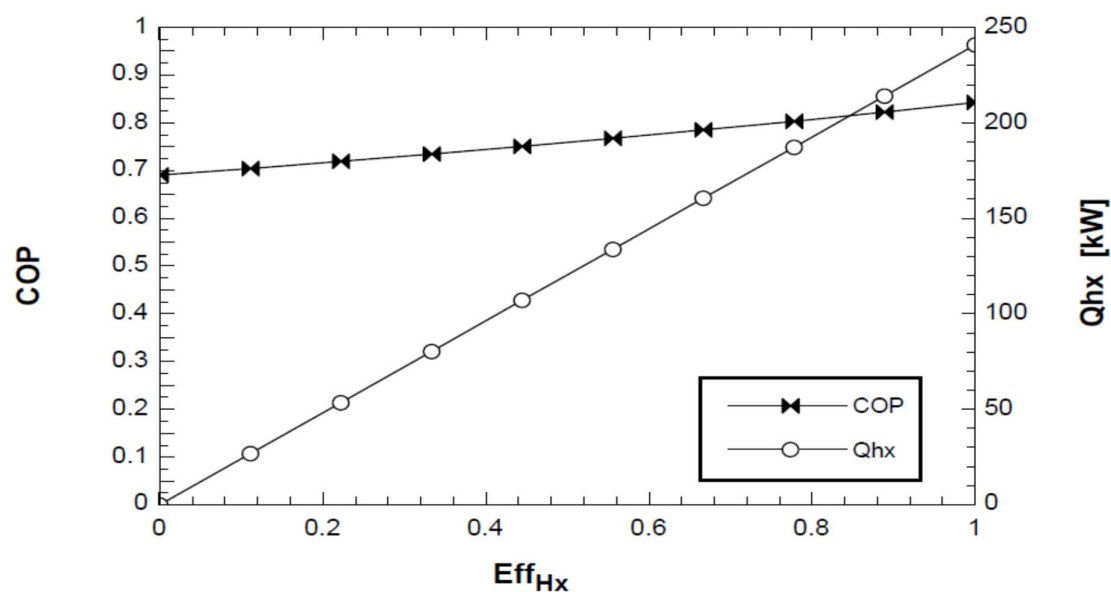
با توجه به شکل (۴-۲۰) با افزایش راندمان مبدل حرارتی محلول بار حرارتی ابزوربر و ژنراتور کاهش یافته و بار حرارتی اواپراتور و کندانسور نیز ثابت هستند. به این دلیل کاهش بار حرارتی در ابزوربر و ژنراتور داریم که مبدل حرارتی محلول بین ژنراتور و ابزوربر قرار دارد و بار آن ها را تحت تاثیر خود قرار می دهد.



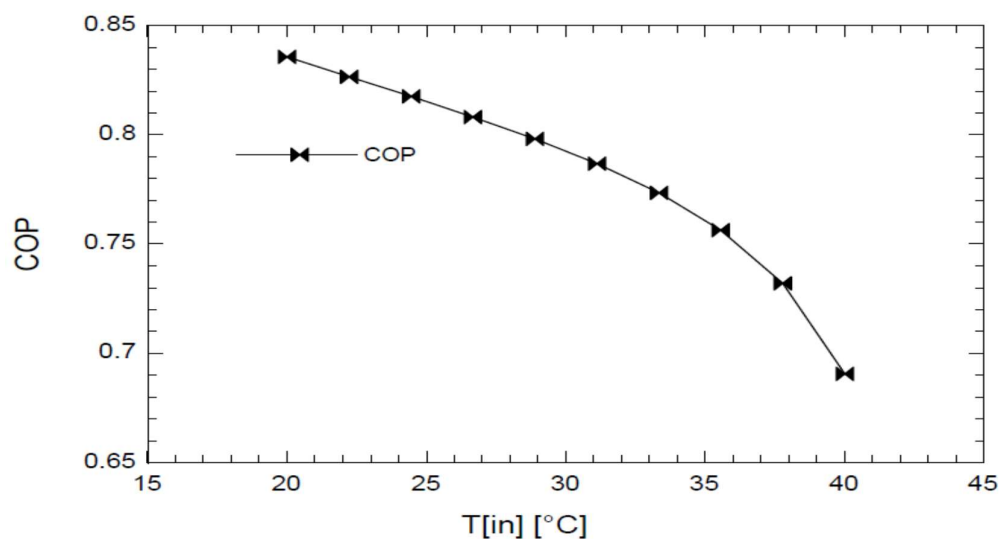
شکل (۴-۱۹) تأثیر مبدل حرارتی محلول لیتیوم بروماید بر ضریب عملکرد

۴-۴-۲-۱-۵ تأثیر دمای ورودی به کندانسور

همان طور که در شکل (۴-۲۱) مشاهده می کنیم با افزایش دمای ورودی به کندانسور با کاهش ضریب عملکرد مواجه می شویم. با افزایش دمای ورودی ابزوربر هم مانند کندانسور با افزایش دما ضریب عملکرد کاهش می یابد. به این دلیل که با افزایش دمای ورودی به کندانسور بار حرارتی کندانسور افزایش یافته و بار حرارتی اواپراتور کاهش می یابد با کاهش بار حرارتی ژنراتور ضریب عملکرد نیز کاهش می یابد.



شکل (۴-۲۰) تأثیر مبدل حرارتی محلول لیتیوم بروماید بر بار حرارتی اجزاء سیکل



شکل (۴-۲۱) تأثیر دمای ورودی کندانسور بر ضریب عملکرد

۴-۵ سیستم ذخیره ساز

۴-۵-۱ مقدمه

در این بخش به طراحی ابعادی مخزن سیستم ذخیره سازی می پردازیم. سیستم ذخیره سازی از نوع آب سرد بوده و آب سرد چیلر را ذخیره می کند. هدف از ذخیره آب سرد در این پژوهش این است که

آب سرد را در دوره غیر پیک روزانه ذخیره کرده و در زمان پیک سیستم سرمایش خاموش شده و سیستم ذخیره سازی آب سرد به همراه پمپ ها کار خود را آغاز کند این کار باعث می شود که هزینه پرداختی برق توسط مالک در زمان پیک کمتر شده و از دیدگاه ملی باعث می شود که نیروگاه توان کمتری را برای تولید برق در زمان پیک مصرف کند که این کار باعث سود می شود.

در این قسمت مخزن ذخیره سازی برای ۳ بار حرارتی طراحی شده است که شامل بار حرارتی کامل، بار حرارتی جزئی و بار حرارتی با کارکرد حداکثر توان چیلر می باشد.

۴-۵-۲ ذخیره سازی به صورت بار کامل

منظور ذخیره سازی از نوع بار کامل این است که بار سرمایش در شب یا در زمان غیر پیک در مخزن ذخیره سازی آب سرد، ذخیره شده و در هنگام پیک مصرف برق سیستم چیلر خاموش شده و سیستم ذخیره سازی کار خود را در زمان ابتدا پیک آغاز و تا پایان زمان پیک به کار خود ادامه داده و بار سرمایش مورد نیاز ساختمان را فراهم کند.

همانطور که در جدول (۴-۸) نشان داده شده است کل بار حرارتی در ۲۴ ساعت ۵۰۰۰ تن - ساعت است و توان چیلر ۲۵۰ کیلووات است. زمان اوج پیک از ساعت ۱۳ تا ۱۶ بعداز ظهر می باشد و در این ساعات سیستم چیلر خاموش می شود. ابتدا برای محاسبه بار حرارتی مورد نیاز مخزن باید ساعت تخلیه مخزن را شناسایی کنیم. مخزن ذخیره سازی آب سرد در ساعت ۱۸ بعد از ظهر از آب سرد خالی شده و جای خود را به آب سرد برگشتی از ساختمان داده است. شارژ مخزن ذخیره سازی از ساعت ۱۹ به بعد شروع به کار می کند و کار خود را در شب ادامه داده و آب سرد را ذخیره می کند. بر اساس محاسبات انجام شده در جدول (۴-۸) شارژ مخزن ذخیره ساز در ساعت ۱۰ صبح بیشترین مقدار را دارد که این مقدار همان حداکثر بار حرارتی مورد نیاز برای محاسبه ابعاد مخزن است. در واقع تخلیه مخزن طبق جدول (۴-۸) از ساعت ۱۱ صبح شروع شده و دلیل آن هم این است که بار حرارتی مورد

نیاز ساختمان بیشتر از بار تولید شده توسط چیلر است. اما همراه با چیلر کار خود را ادامه داده تا ساعت ۱۳ که چیلر از مدار خارج می شود.

لازم به ذکر است که برای اعتبار سنجی کار انجام شده محاسبه مخزن ذخیره سازی با کار انجام شده توسط مرجع [۴۲] که در یک دانشگاه انجام شده بود مقایسه شده و در جدول (۴-۹) آمده است.

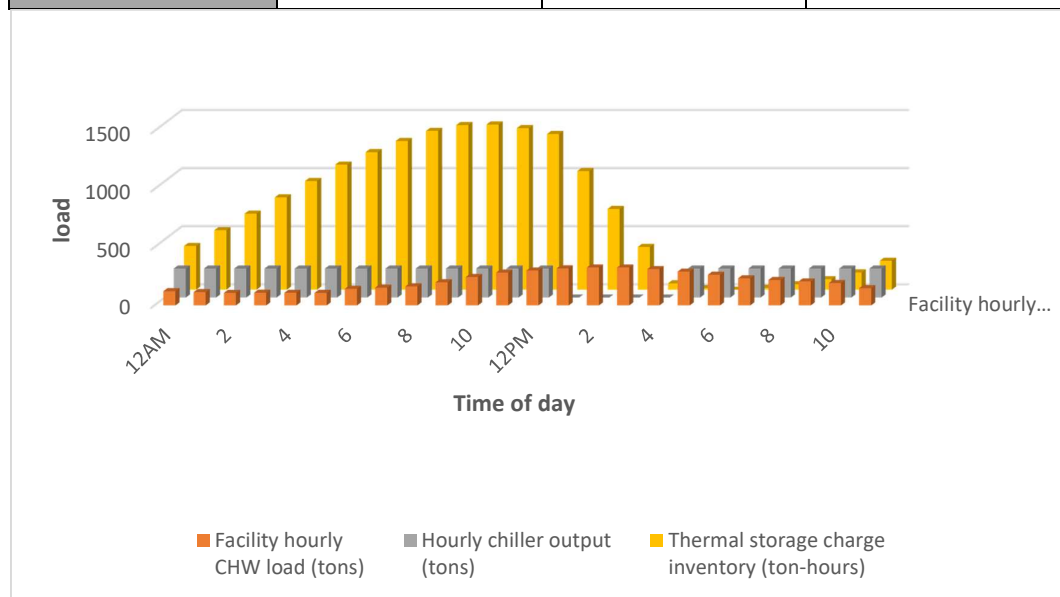
جدول (۴-۸) محاسبات بار حرارتی برای بار کامل

Time of day	Facility hourly CHW load (tons)	Chilled water thermal storage system	
		Hourly chiller output (tons)	Thermal storage charge inventory (ton-hours)
12AM	122.64	250	376.83
1	114.62	250	512.21
2	107.9	250	654.31
3	109.69	250	794.62
4	109.02	250	935.6
5	108.92	250	1076.68
6	143.34	250	1183.34
7	152.79	250	1280.55
8	163.93	250	1366.62
9	199.49	250	1417.13
10	244.83	250	1422.3
11	282.18	250	1390.12
12PM	300.19	250	1339.93
1	318.75	0	1021.18
2	326.29	0	694.89
3	326.29	0	368.6
4	313.24	0	55.36
5	291.18	250	14.18
6	264.18	250	0
7	233.69	250	16.31
8	218.84	250	47.47

9	206.58	250	90.89
10	192.51	250	148.38
11	148.91	250	249.47
total	5000	5000	
tes tank size			1422.3
minimum full-storage TES tank			1284.57

جدول (۹-۴) اعتبار سنجی محاسبات با کار Heel

work	total Facility CHW load (tons)	Hourly chiller output (tons)	Thermal storage charge inventory (ton)
shahrood	5000	250	1422.3
Heel	44420	2221	12641



شکل (۴-۲۳) ذخیره سازی با بار کلی

حال نتایج جدول (۴-۱۰) را در شکل (۴-۲۳) آورده شده است. شکل بر اساس بار سرمایش و ساعات روزانه تنظیم شده است.

۴-۵-۳ ذخیره سازی با افزایش ظرفیت چیلر

در این قسمت به ذخیره ساز سیستم با افزایش ظرفیت سرمایش می پردازیم. هدف از انجام این کار فقط نشان دادن نتایج و مقایسه با سیستم قبلی است.

در جدول (۴-۱۰) مشاهده می کنیم که با افزایش توان چیلر ساعات خاموشی سیستم بیشتر شده و در ساعت ۴ تا ۶ صبح و ساعت ۱۳ تا ۱۶ بعد از ظهر سیستم چیلر خاموش می شود. یکی دیگر از مزایای این سیستم مخزن ذخیره سازی با حجم و ابعاد کوچکتر است. تخلیه مخزن در ساعت ۴ بعد از ظهر می باشد.

جدول (۴-۱۰) محاسبات بار حرارتی با حداکثر بار چیلر

Time of day	Facility hourly CHW load (tons)	Chilled water thermal storage system	
		Hourly chiller output (tons)	Thermal storage charge inventory (ton-hours)
12AM	122.64	300	721.47
1	114.62	300	906.85
2	107.9	300	1098.95
3	109.69	292	1281.26
4	109.02	0	1172.24
5	108.92	0	1063.32
6	143.34	0	919.98
7	152.79	208	975.19
8	163.93	300	1111.26
9	199.49	300	1211.77
10	244.83	300	1266.94
11	282.18	300	1284.76
12PM	300.19	300	1284.57
1	318.75	0	965.82
2	326.29	0	639.53

3	326.29	0	313.24
4	313.24	0	0
5	291.18	300	8.82
6	264.18	300	44.64
7	233.69	300	110.95
8	218.84	300	192.11
9	206.58	300	285.53
10	192.51	300	393.02
11	148.91	300	544.11
total	5000	5000	
tes tank size			1284.76
minimum full-storage TES tank			1284.57

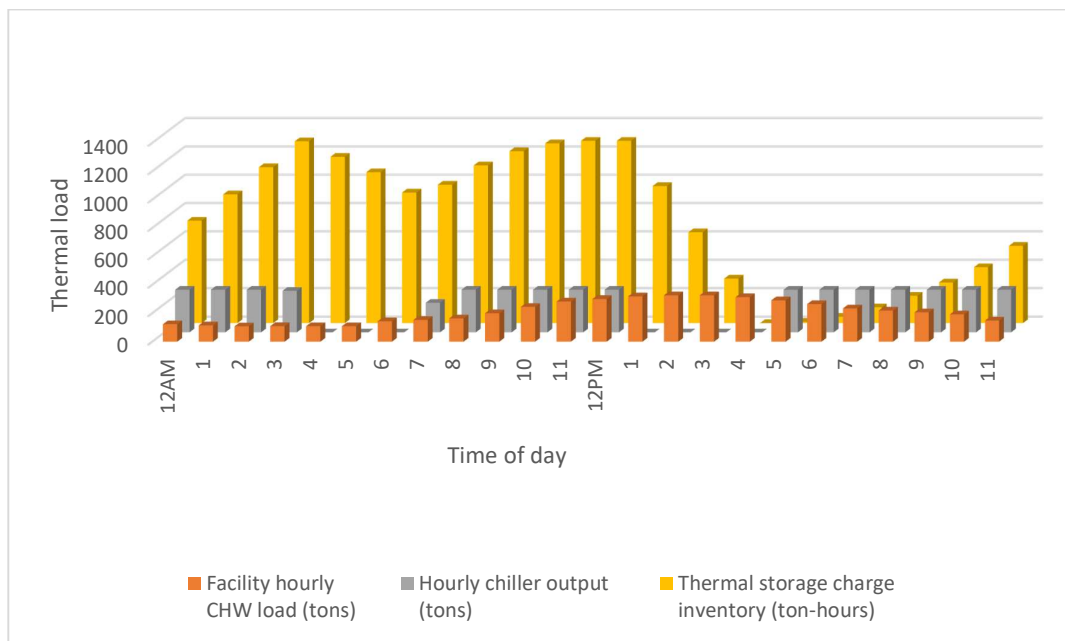
در جدول (۴-۱۰) مشاهده شد که ظرفیت چیلر به ۳۰۰ تن تبرید افزایش پیدا کرد اما ساعات خاموشی

چیلر بیشتر و حجم منبع ذخیره سازی کمتر شد. این روند در شکل (۴-۲۴) بیانگر موضوع است. در

جدول (۴-۱۱) اعتبار سنجی سیستم با اضافه کردن حداکثر توان چیلر با کار Heel انجام شده است.

جدول (۴-۱۱) اعتبار سنجی محاسبات با کار Heel

worke	total Facility CHW load (tons)	Hourly chiller output (tons)	Thermal storage charge inventory (ton)
shahrood	5000	300	1284.76
Heel	44420	2668	11415



شکل (۴-۲۴) ذخیره سازی با افزایش توان چیلر

۴-۵-۴ ذخیره سازی به صورت بار جزئی

در مقایسه با روش های قبلی در طول ساعات روز چیلر به صورت کامل روشن است و بار حرارتی مورد نیاز سیستم را فراهم می کند، اما به دلیل کارکرد دائم چیلر، چیلر مورد استفاده با توان کمتر مورد نیاز است و حجم و ابعاد مخزن ذخیره ساز آب سرد هم کاهش پیدا می کند. در این سیستم ساعت تخلیه مخزن از آب سرد ساعت ۲۰ می باشد.

جدول (۴-۱۲) محاسبات بار حرارتی با بار جزئی

Time of day	Facility hourly CHW load (tons)	Chilled water thermal storage system	
		Hourly chiller output (tons)	Thermal storage charge inventory (ton-hours)
12AM	122.64	208.33	162.68
1	114.62	208.33	256.39
2	107.9	208.33	356.82
3	109.69	208.33	455.46

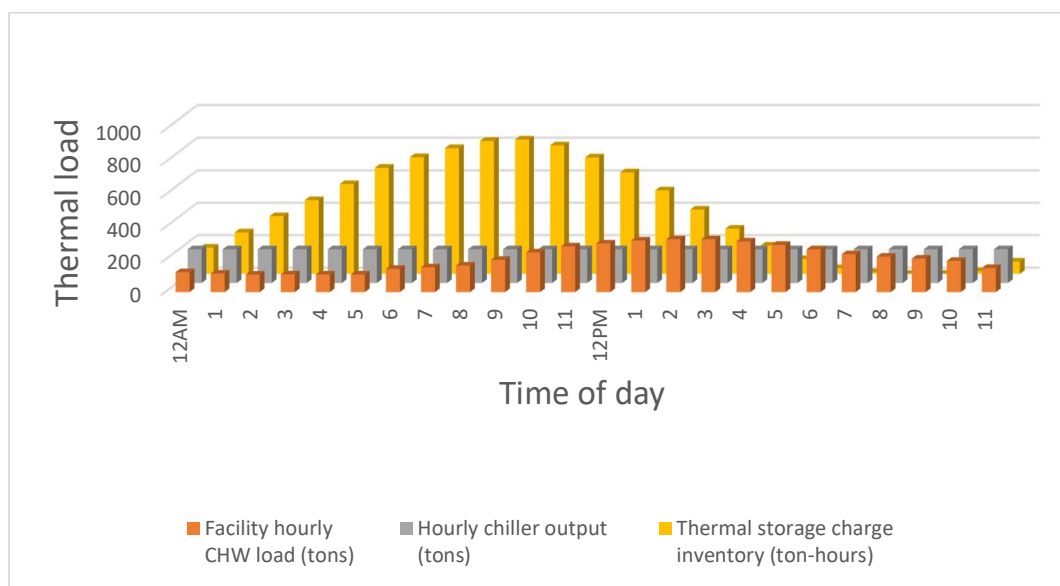
4	109.02	208.33	554.77
5	108.92	208.33	654.18
6	143.34	208.33	719.17
7	152.79	208.33	774.71
8	163.93	208.33	819.11
9	199.49	208.33	827.95
10	244.83	208.33	791.45
11	282.18	208.33	717.6
12PM	300.19	208.41	625.82
1	318.75	208.33	515.4
2	326.29	208.33	397.44
3	326.29	208.33	279.48
4	313.24	208.33	174.57
5	291.18	208.33	91.72
6	264.18	208.33	35.87
7	233.69	208.33	10.51
8	218.84	208.33	0
9	206.58	208.33	1.75
10	192.51	208.33	17.57
11	148.91	208.33	76.99
total	5000	5000	
tes tank size			827.95

در جدول (۴-۱۲) مشاهده شد که ظرفیت چیلر به ۲۰۸ تن تبرید کاهش پیدا کرد، اما چیلر کاملاً در حال کارکرد است و حجم منبع ذخیره سازی بسیار کمتر شد. این روند در شکل (۴-۲۵) بیانگر موضوع است.

در جدول (۴-۱۳) اعتبار سنجی سیستم با اضافه کردن حداکثر توان چیلر با کار Heel انجام شده است.

جدول (۴-۱۳) اعتبار سنجی محاسبات با کار Heel

work	total Facility CHW load (tons)	Hourly chiller output (tons)	Thermal storage charge inventory (ton)
shahrood	5000	208	827.95
Heel	44420	1851	7366



شکل (۴-۲۵) ذخیره سازی به صورت بار جزئی

لازم به ذکر است در این پژوهش هر سه سیستم محاسبه شد اما سیستمی که در مراحل بعد با آن محاسبات انجام می شود، سیستم با ذخیره سازی کامل است.

۴-۵-۵ محاسبه حجم مخزن ذخیره

حجم مخزن ذخیره را برای هر سه روش محاسبه شده و در جدول (۴-۱۳) تا (۴-۱۵) آورده شده است.

در جدول (۴-۱۳) حجم مخزن ذخیره برای بار کلی و همچنین ارتفاع های مختلف با تغییر شعاع مخزن وجود دارد.

در این پژوهش تانک مخزن ذخیره ساز آب سرد طراحی شد و حجم ۵۳۸ متر مکعب، قطر ۷٫۶۲ متر و ارتفاع ۱۱٫۸ بدست آمد که در ردیف ۳ جدول (۴-۱۳) مشخص شده است.

در جدول (۴-۱۴) حجم مخزن ذخیره برای کارکرد سیستم با افزایش توان چیلر محاسبه شد مشاهده می شود که با افزایش توان چیلر حجم ذخیره سازی کاهش می یابد.

در جدول (۴-۱۵) حجم مخزن ذخیره با بار جزئی محاسبه شد مشاهده می شود که با کاهش توان چیلر و همچنین با کارکرد دائمی چیلر حجم ذخیره سازی کاهش می یابد.

جدول (۴-۱۳) محاسبه حجم مخزن ذخیره با بار کلی

	r(ft)	Thermal storage(ton)	Volume storeg (m^3)	Tank diameter (m)	High (m)
1	10	1423	538.1	6.069	18.44
2	11.25	1423	538.1	6.858	14.57
3	12.5	1423	538.1	7.62	11.8
4	13.75	1423	538.1	8.382	9.752

جدول (۴-۱۴) محاسبه حجم مخزن ذخیره با افزایش حداکثر توان چیلر

	r(ft)	Thermal storage(ton)	Volume storeg (m^3)	Tank diameter (m)	High (m)
1	10	1284	485.6	6.069	16.64
2	11.25	1284	485.6	6.858	13.14
3	12.5	1284	485.6	7.62	10.65
4	13.75	1284	485.6	8.382	8.8

جدول (۴-۱۵) محاسبه حجم مخزن ذخیره با بار جزئی

	r(ft)	Thermal storage(ton)	Volume storeg (m^3)	Tank diameter (m)	High (m)
1	10	828	313.1	6.069	10.73
2	11.25	828	313.1	6.858	8.476
3	12.5	828	313.1	7.62	6.866
4	13.75	828	313.1	8.382	5.674

۴-۶ سیستم ارگانیک رانکین

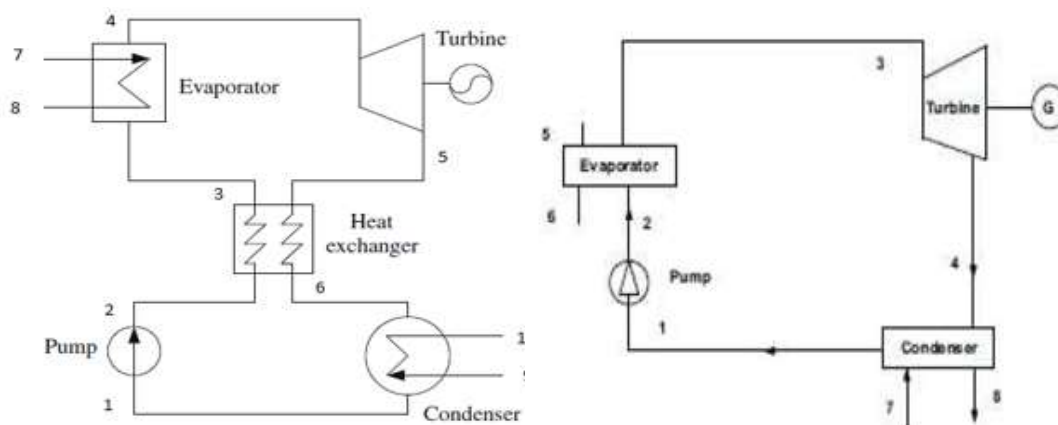
۴-۶-۱ مقدمه

در این قسمت به مدل سازی سیکل ارگانیک رانکین پرداخته و برای سه مبرد متفاوت بررسی خواهد شد. و سیستم ارگانیک رانکین برای هر سه مبرد با تاثیر مبدل حرارتی و بدون مبدل حرارتی بررسی خواهد شد.

هدف از اضافه کردن سیکل ارگانیک رانکین به سیستم کلی، تولید برق در زمان اوج پیک ساعت ۱۳ تا ۱۶ است، به این صورت که وقتی سیستم در حال کارکرد خود است و سیستم ذخیره ساز در زمان غیر پیک در حال شارژ می باشد و سیکل تولید هم زمان هم در حال کارکرد است و بار حرارتی و بار الکتریکی ساختمان را تولید می کند و باعث تولید حرارت در ژنراتور می شود. حال در زمان پیک که سیستم چیلر جذبی خاموش می شود و سیستم مخزن ذخیره ساز آب سرد بار حرارتی مورد نیاز ساختمان را تامین می کند، سیستم تولید هم زمان برای تولید برق در حال کارکرد است و در زمان اوج پیک با تولید برق سیستم هم زمان و خاموشی چیلر جذبی، حرارت تولیدی توسط سیستم هم زمان هدر می رود، می توانیم با اضافه کردن یک سیستم ارگانیک رانکین برای ۴ ساعت اوج پیک یعنی ساعت ۱۳ تا ۱۶ بعد از ظهر این حرارت هدر رفتی را دریافت کرده و به وسیله این سیستم تبدیل به برق کنیم. در این قسمت به محاسبه برق تولیدی در زمان ۴ ساعت توسط سیکل ارگانیک رانکین پرداخته که این سیستم با گرمای دریافتی ثابتی از سیستم تولید هم زمان برق تولید می کند.

۴-۶-۲ محاسبه تولید برق

در این پژوهش از سه مبرد برای سیکل ارگانیک رانکین استفاده کرده و که شامل R11، R123، R141 را در دو سیکل مورد محاسبه قرار داده، مقدار تولید هر سیکل با هر سه مبرد مورد ارزیابی قرار گرفته است و نتایج ارائه شده است.



شکل (۴-۲۶) شماتیک سیکل ارگانیکی رانکین با مبدل و بدون مبدل حرارتی

فرضیات سیکل ارگانیکی رانکین:

- دمای محیط 20°C فرض شده است.
- سیال قبل از پمپ مایع اشباع با دمای 25°C می باشد.
- اختلاف دمای نقطه پینچ در اواپراتور 8°C است.
- زمانی که از مبدل حرارتی استفاده شده، فرض براین است که $T_6 - T_2 = 5^{\circ}\text{C}$ می باشد.
- راندمان آیزنتروپیک توربین 85% فرض می شود.
- راندمان آیزنتروپیک پمپ 60% فرض می شود.
- فشار محیط 1 bar فرض شده است.

مقادیر استفاده شده در جدول (۴-۱۶) از مراجع [۵۱،۵۲،۵۷] استفاده شده است.

جدول (۴-۱۶): مقادیر استفاده شده در سیکل ارگانیکی رانکین [۵۱، ۵۲، ۵۷]

شرایط	پارامترها
۲۹۳ k	دمای محیط
۱ bar	فشار محیط
آب	ماده جریان حرارتی
R141 ، R123 ، R11	ماده سیکل ارگانیکی (مبرد ها)
۳۶۴ k	دمای ورودی منبع حرارتی
۳۴۴ k	دمای خروجی منبع حرارتی
$۴,۱ \frac{kg}{s}$	دبی جریان سیال ارگانیکی
۵/۳ bar	فشار اواپراتور
%۸۵	راندمان آیزنتروپیک توربین (η)
%۸۵	راندمان ژنراتور (η)
%۶۰	راندمان آیزنتروپیک پمپ (η)

در جدول (۴-۱۷) پارامترهای عملکرد برای سه مبرد در سیکل ارگانیکی رانکین ساده بررسی شده و نتایج ذکر شده است. نتایج نشان می دهد که بیشترین راندمان قانون اول مربوط به سیال ارگانیکی R141B می باشد.

در جدول (۴-۱۸) پارامترهای عملکرد برای سه مبرد در سیکل ارگانیکی رانکین با مبدل حرارتی بررسی شده و نتایج ذکر شده است. بیشترین راندمان قانون اول مربوط به سیال ارگانیکی R141B می باشد کیلو وات می باشد. همچنین مشاهده می شود که سیکل ارگانیکی رانکین با مبدل حرارتی دارای راندمان بیشتری می باشد.

نتایج در (۴-۱۷) و (۴-۱۸) جدول نشان می دهد که راندمان با اضافه کردن مبدل حرارتی بیشتر خواهد شد.

جدول (۴-۱۷) پارامترهای عملکرد سه سیال ارگانیک در سیکل ساده ORC

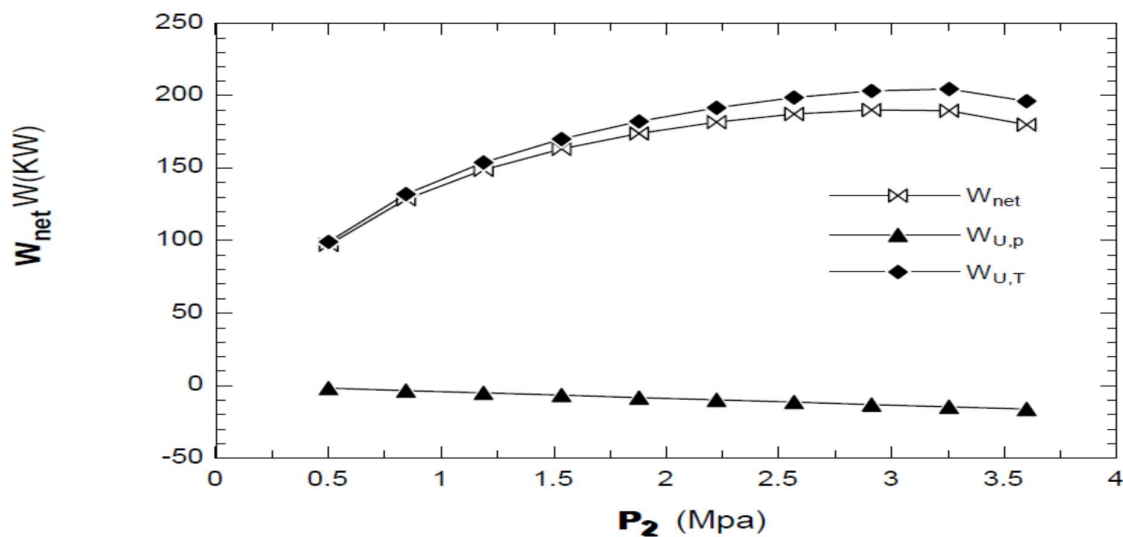
پارامتر	واحد	R11	R123	R141B
T_c	درجه سانتیگراد	۱۹۵/۸۷	۱۷۵/۶۳	۲۰۳/۱
P_c	مگاپاسکال	۴/۴۰۲	۳/۳۲۵	۴/۱۸
$\dot{m}_{orc}$	کیلو گرم بر ثانیه	۴/۱	۴/۲۱	۳
$P_{in,T}$	مگاپاسکال	۳/۳۴	۳/۳۴	۳/۳۱
Q	کیلووات	۹۳۶/۱	۹۶۴/۱	۹۱۴/۱
η_{orc}	درصد	۲۰/۱	۱۹/۵۴	۲۰/۳۲

جدول (۴-۱) پارامترهای عملکرد سه سیال ارگانیک در سیکل IHE با ORC

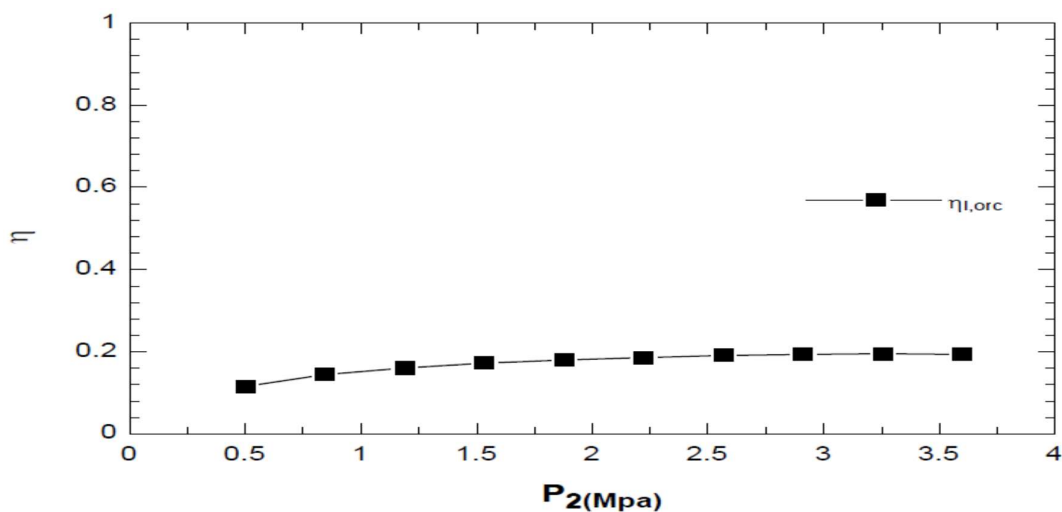
پارامتر	واحد	R11	R123	R141B
T_c	درجه سانتیگراد	۱۹۵/۸۷	۱۷۵/۶۳	۲۰۳/۱
P_c	مگا پاسکال	۴/۴۰۲	۳/۳۲۵	۴/۱۸
$\dot{m}_{orc}$	کیلو گرم بر ثانیه	۴/۱	۴/۲۱	۳/۳۵
$P_{in,T}$	مگا پاسکال	۳/۳۴	۳/۳۴	۳/۳۱
Q_{min}	کیلو وات	۹۱۰/۱۲	۹۲۱/۶	۹۰۱/۲
η_{orc}	درصد	۲۲/۱۰	۲۱/۱۳	۲۴/۰۹

در شکل (۴-۲۷)، تغییرات فشار و تاثیر آن بر روی عملکرد کار مفید تولیدی بررسی شده است و نتایج نشان می دهد که کار مفید در یک فشار مشخص بیشترین افزایش را دارد و با افزودن فشار مقدار کار مفید کم می شود.

لازم به ذکر است، چون که رفتار دو سیال دیگر شبیه به سیال R-123 می باشد فقط برای یک سیال مورد بررسی قرار گرفت.

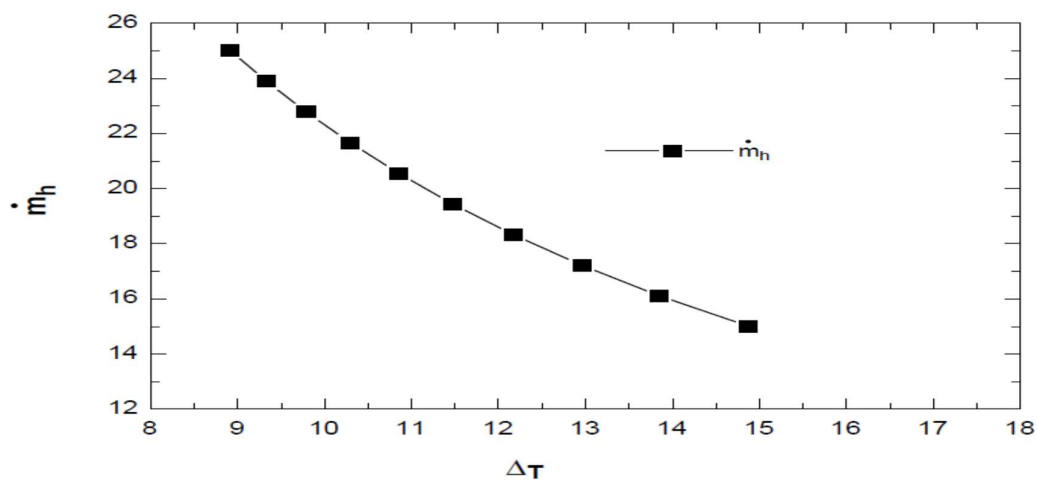


شکل (۴-۲۷) تغییرات کار مفید با تغییر فشار



شکل (۴-۲۸) تغییرات راندمان اول با تغییر فشار

در شکل (۴-۲۸) تغییرات راندمان اول سیکال ارگانیک رانکن با شیب کمی افزایش پیدا می کند و دلیل آن افزایش فشار در سیستم می باشد. در شکل (۴-۲۹) تغییرات اختلاف دما با دبی جرمی سیال منبع حرارت را مشاهده می کنیم که هرچه اختلاف دما بیشتر شود دبی جرمی سیر نزولی را طی می کند.



شکل (۴-۲۹) تغییرات دبی جرمی سیال منبع حرارت با تغییرات اختلاف دما

در شکل (۴-۳۰) راندمان برای سه سیال با مبدل و بدون مبدل حرارتی بررسی شده است. نتایج حاصل نشان می دهد که راندمان میرد R-141B با مبدل حرارتی دارای رانمان بالاتری نسبت به دو میرد دیگر است.



شکل (۴-۳۰) راندمان سیستم ارگانیک رانکین برای سه میرد

۷-۴ تحلیل کلی سیستم

در این بخش به راندمان کلی سیستم پرداخته و تحلیل اقتصادی، برای سیستم های مختلف انجام می دهیم.

راندمان کلی سیستم با توجه به جدول (۱۹-۴) بدست می آوریم.

جدول (۱۹-۴) پارامتر های بدست آمده از سیستم تولید هم زمان

پارامتر ها	بر حسب کیلو وات
توان الکتریکی موتور گاز سوز	۱۲۵۳
توان حرارتی سیستم تولید هم زمان	۱۴۹۱
توان سرمایش	۸۹۰

حال با توجه به داشتن پارامتر های مورد نیاز در جدول (۱۹-۴)، راندمان کلی سیستم را در حالت های متفاوت بدست می آوریم که در جدول (۲۰-۴) آمده است.

جدول (۲۰-۴) راندمان کلی سیستم

پارامترها	بر حسب درصد
راندمان انرژی سیکل در حالت CHP	۷۰/۷٪
راندمان انرژی سیکل در حالت CCHP	۸۴/۷٪
راندمان سیستم در حالت تولید برق	۳۲/۲٪
راندمان سیستم در حالت تولید حرارت	۳۸/۴٪

۱-۷-۴ تحلیل اقتصادی سیستم

برای تحلیل اقتصادی سیستم، چند حالت مختلف برای سیستم در نظر گرفته و تحلیل اقتصادی را برای هر کدام از سیستم را محاسبه می کنیم.

برای تحلیل اقتصادی سیستم ابتدا باید ورودی های مورد نیاز را داشته باشیم که در جدول (۴-۲۱) آمده است.

مقادیر در جدول (۴-۲۱) اعم از قیمت گاز، قیمت برق و نرخ بهره را از مراجع [۴۴،۵۳،۵۴،۵۵،۵۶] استفاده شده است.

جدول (۴-۲۱) پارامتر های فنی و اقتصادی سیستم CHP

توان الکتریکی موتور (مگا وات)	۱/۲
توان حرارتی موتور (مگا وات)	۱/۴۹
قیمت گاز (\$)	۰/۰۹
قیمت برق (\$)	۰/۰۷
عمر سیستم (سال)	۲۰
نرخ بهره (%)	۱۸٪
افزایش قیمت سوخت در هر سال (%)	۴
افزایش قیمت هزینه تعمیر و نگهداری در هر سال (%)	۱۰
نوع سوخت مصرفی موتور	گاز
مقدار مصرف گاز موتور (متر مکعب)	۳۰۰
ساعت کارکرد موتور در سال	۵۸۵۶

حال با توجه به ورودی های مورد نیاز تحلیل اقتصادی را برای سیستم های مختلف بررسی می کنیم.

۴-۷-۲ سیستم تولید هم زمان با سیستم ذخیره ساز و سیکل ارگانیک رانکین

این سیستم شامل موتور گاز سوز و چیلر جذبی با توان ۲۵۰ تن تبرید و سیستم ذخیره آب سرد با حجم ۵۰۰ متر مکعب می باشد. کارکرد این سیکل به گونه است که سیستم ذخیره آب سرد در فصل گرم سال که از اواسط اردیبهشت تا اواخر شهریور است در مدار سیکل سرمایه کاری می کند. کارکرد سیستم در ۲۴ ساعت به گونه ای می باشد که سیکل چیلر جذبی در فصل گرما در روز ۲۰ ساعت

کار کرده و تقاضای ساختمان و سیستم ذخیره آب سرد را برطرف می سازد. در اوج دوره پیک که در روز در فصل گرم تابستان همان طور که در فصل سوم توضیح داده شده در ساعات ۱۳ تا ۱۶ اتفاق می افتد سیستم چیلر جذبی از مدار خارج شده و سیستم مخزن آب سرد وارد مدار می شود با این کار برق کمتری در اوج پیک استفاده می شود. در همین زمان موتور گاز سوز به کار خود ادامه داده و برق تولید می کند و گرمای حاصل از احتراق به دلیل خاموشی چیلر جذبی در سیکل ارگانیک رانکین استفاده می شود و سیکل ارگانیک رانکین برق تولید می کند.

با این سیستم علاوه بر مصرف برق کمتر به تولید برق در زمان اوج پیک پرداخته و در کل باعث می شود که فشار کمتری به نیروگاه ها برای تولید برق آورده شود.

حال برای این کار به تحلیل اقتصادی سیستم پرداخته و سیستم را از نظر اقتصادی بررسی می کنیم تا متوجه شویم که این سیستم توجیه اقتصادی دارد یا خیر.

لازم به ذکر است که هدف از طراحی و انتخاب موتور گاز سوز برآورده کردن تقاضای حرارتی می باشد. و برق تولیدی توسط موتور گاز سوز فروخته می شود.

محاسبات با نرم افزار اکسل برای ۲۰ سال انجام شده و جدول تا ۵ سال در این بخش آورده شده است.

جدول (۴-۲۲) تحلیل اقتصادی سیستم تولید هم زمان سه گانه با ذخیره ساز کلی

سال	0	1	2	3	4	5
هزینه کل اولیه (\$)	1087500					
سوخت گاز مصرفی سالیانه (m^3)		1756800	1756800	1756800	1756800	1756800

قیمت واحد گاز (\$)		0.08	0.0832	0.086528	0.089989	0.0935886
هزینه سالیانه گاز (\$)		140544	146165	152012.39	158092.8	164416.60
هزینه تعمیر نگهداری (\$)		74488.3	81937.1	90130.8	99143.9	109058.3
هزینه کل (\$)	1087500	215032.3 2	228102	242143.2	257236	273474.9
برق تولیدی سالیانه (Kwh)		7448832	7448832	7448832	7448832	7448832
قیمت فروش برق (\$/Kwhe)		0.07	0.0728	0.075712	0.07874	0.081890
قیمت برق تولیدی (\$)		521418.2 4	542274. 9	563965.96	586524.6	609985.5
سوخت گاز صرفه جویی شده سالیانه بر اساس حرارت بازیافتی (m^3)		742540.8	742540	742540.8	742540.8	742540.8

هزینه سوخت صرفه جویی شده (\$)		59403.26 4	61779.3	64250.570	66820.59	69493.416
درآمد سالیانه ناشی از برق و حرارت (\$)		580821.5	604054	628216.53	653345.2	679479.00
A درآمد سالیانه ناشی از برق و حرارت (\$)	-1087500	365789.1	375951	386073.28	396108.3	406004.05
NPWB ارزش ش فعلی در آمد ها (\$)	-1087500	309990.8	270002	234976.11	204308.2	177468.11
NPWC ارزش ش فعلی هزینه ها (\$)	-1087500	0	0	0	0	0
بازگشت سرمایه (\$)	-1087500	-777509.1	-507506	-272530.5	-68222.2	109245.8
NPV ارزش حال خالص در آمد ها			1111296.18			
PB بازگشت سرمایه (سال)			3.50816824			
IRR نرخ بازگشت سرمایه داخلی			28.5049042			

از جدول (۴-۲۲) می توان نتیجه گرفت که سیستم تولید هم زمان با ذخیره ساز کلی دارای بازگشت سرمایه ۳/۵ سال و نرخ بازگشت سرمایه ۲۸/۵ درصد می باشد.

۴-۷-۳ سیستم تولید هم زمان سه گانه با سیستم ذخیره ساز جزئی

در این سیستم سیکل ارگانیک رانکین حذف می شود و سیستم چیلر در فصل گرما به صورت ۲۴ ساعته کار می کند و به همین دلیل نیاز به چیلر کوچکتر با ظرفیت ۲۰۰ تن تبرید و سیستم ذخیره ساز کوچکتر نسبت به سیستم ذخیره ساز با بار کلی نیاز است. موتور گاز سوز به دلیل این که بر اساس تامین نیاز کل حرارت ساختمان طراحی و انتخاب شده است باید همان موتور با ظرفیت الکتریکی ۱۲۵۳ کیلووات باشد.

جدول (۴-۲۳) تحلیل اقتصادی سیستم تولید هم زمان سه گانه با ذخیره ساز جزئی

سال	0	1	2	3	4	5
هزینه کل اولیه (\$)	887500					
سوخت گاز مصرفی سالیانه (m^3)		1756800	1756800	1756800	1756800	1756800
قیمت واحد گاز (\$)		0.09	0.0936	0.097344	0.1012377	0.1052872
هزینه سالیانه گاز (\$)		158112	164436.48	171013.93	177854.49	184968.67
هزینه تعمیر نگهداری (\$)		73375.6	80713.248	88784.572	97663.03	107429.33

هزینه کل (\$)	887500	231487	245149.72	259798.51	275517.52	292398
برق تولیدی سالیانه (Kwh)		7337568	7337568	7337568	7337568	7337568
قیمت فروش برق (\$/Kwhe)		0.07	0.0728	0.075712	0.0787404	0.0818900
قیمت برق تولیدی (\$)		513629	534174.95	555541.94	577763.62	600874.17
سوخت گاز صرفه جویی شده سالیانه بر اساس حرارت بازیافتی (m ³)		873129	873129.6	873129.6	873129.6	873129.6
هزینه سوخت صرفه جویی شده (\$)		78581.6	81724.930	84993.927	88393.684	91929.43
درآمد سالیانه ناشی از برق و حرارت (\$)		592211	615899.8	640535.8	666157.3	692803.6
درآمد سالیانه ناشی A	- 887500	360723	370750.1	380737.3	390639.7	400405.5

از برق و حرارت (\$)						
NPWB ارزش ش فعلی در آمد ها (\$)	- 887500	305698	266266.9	231728.5	201487.6	175020.9
NPWC ارزش ش فعلی هزینه ها (\$)	- 887500	0	0	0	0	0
بازگشت سرمایه (\$)	- 887500	-581801	-315534.9	-83806.41	117681.24	292702.21
NPV ارزش حال خالص در آمد ها			1279728.945			
PB بازگشت سرمایه (سال)			2.903191202			
IRR نرخ بازگشت سرمایه داخلی			34.444855			

از جدول (۴-۲۳) می توان نتیجه گرفت که سیستم تولید هم زمان با ذخیره ساز جزئی دارای بازگشت سرمایه ۲/۹ سال و نرخ بازگشت سرمایه ۳۴/۴۴ درصد می باشد.

۴-۷-۴ سیستم تولید هم زمان سه گانه

در این بخش سیستم تولید هم زمان سه گانه مورد ارزیابی اقتصادی قرار می گیرد. تجهیزات ذخیره سازی حذف شده و فقط سیستم تولید هم زمان سه گانه مورد استفاده قرار می گیرد.

سیستم شامل موتور با توان الکتریکی ۱۲۵۳ کیلو وات و چیلر جذبی با توان ۲۵۰ تن تبرید بوده و سیکل ارگانیک رانکین و سیستم ذخیره ساز حذف شده است.

البته لازم به ذکر است که ساعات کارکرد موتور سیستم تولید هم زمان بدون سیستم ذخیره برابر با کارکرد سیستم های قبلی در نظر گرفته شده است.

می توان ساعات کارکرد موتور را برای سیستم تولید هم زمان سه گانه بدون ذخیره ساز کم تر یا بیشتر در نظر گرفت.

جدول (۴-۲۴) تحلیل اقتصادی سیستم تولید هم زمان سه گانه بدون سیستم ذخیره ساز

سال	0	1	2	3	4	5
هزینه کل اولیه (\$)	825000					
سوخت گاز مصرفی سالانه (m^3)		175680 0	1756800	1756800	1756800	1756800
قیمت واحد گاز (\$)		0.09	0.0936	0.097344	0.1012377	0.1052872
هزینه سالانه گاز (\$)		158112	164436.48	171013.93	177854.49	184968.67
هزینه تعمیر نگهداری (\$)		73375.6	80713.248	88784.572	97663.030	107429.33
هزینه کل (\$)	825000	231487	245149.72	259798.51	275517.52	292398.00
برق تولیدی سالانه (Kwh)		733756	7337568	7337568	7337568	7337568

قیمت فروش برق (\$/Kwhe)		0.07	0.0728	0.075712	0.0787404	0.0818900
قیمت برق تولیدی (\$)		513629	534174.95	555541.94	577763.62	600874.17
سوخت گاز صرفه جویی شده سالیانه بر اساس حرارت بازیافتی (m^3)		873129	873129.6	873129.6	873129.6	873129.6
هزینه سوخت صرفه جویی شده (\$)		78581.6	81724.930	84993.927	88393.684	91929.432
درآمد سالیانه ناشی از برق و حرارت (\$)		592211	615899.88	640535.87	666157.31	692803.60
A درآمد سالیانه ناشی از برق و حرارت (\$)	-825000	360723	370750.15	380737.36	390639.78	400405.59

NPWB ارزش ش فعلی در آمد ها (\$)	-825000	305698	266266.98	231728.51	201487.65	175020.97
NPWC ارزش ش فعلی هزینه ها (\$)	-825000	0	0	0	0	0
بازگشت سرمایه (\$)	-825000	-519301	-253034.2	- 21306.410	180181.24	355202.21
NPV ارزش حال خالص در آمد ها			1341772.625			
PB بازگشت سرمایه (سال)			2.698741118			
IRR نرخ بازگشت سرمایه داخلی			37.05431371			

از جدول (۴-۲۴) می توان نتیجه گرفت که سیستم تولید هم زمان بدون ذخیره ساز جزئی دارای بازگشت سرمایه ۲/۶ سال و نرخ بازگشت سرمایه ۳۷/۰۵ درصد می باشد.

۴-۵ سیستم تولید هم زمان سه گانه بدون سیستم ذخیره ساز و ساعات کاری کمتر

در این قسمت همان سیستم تولید هم زمان سه گانه بدون سیستم ذخیره ساز می باشد. در حالت کلی در روز نیاز به ۱۲ ساعت گرمایش و سرمایش نیاز داریم پس به همین دلیل هم موتور گاز سوز ۱۲ ساعت در روز روشن بوده و بقیه ساعت خاموش است زیرا اگر موتور تمام روز را روشن باشد برای فروش برق توجیه داریم ولی برای زمانی که نیاز به بار حرارتی کمتری است به عنوان مثال در نیمه شب برق تولید می شود و آن را به فروش می رسانیم ولی به حرارت کامل نیاز نداشته پس حرارت به هدر می رود و این کار توجیه اقتصادی ندارد.

حال نتایج اقتصادی این سیستم را برای ۴۳۲۰ ساعت کارکرد موتور در سال بررسی می کنیم، که زمان کارکرد یک سیستم در مکان های آموزشی می باشد.

جدول (۴-۲۵) تحلیل اقتصادی سیستم تولید هم زمان سه گانه بدون سیستم ذخیره ساز و ساعت کارکرد معقول

سال	0	1	2	3	4	5
هزینه کل اولیه (\$)	825000					
سوخت گاز مصرفی سالیانه (m^3)		1296000	1296000	1296000	1296000	1296000
قیمت واحد گاز (\$)		0.09	0.0936	0.097344	0.1012377	0.1052872 7
هزینه سالیانه گاز (\$)		116640	121305.6	126157.82	131204.13	136452.30
هزینه تعمیر نگهداری (\$)		54129.6	59542.56	65496.816	72046.497	79251.147 3
هزینه کل (\$)	825000	170769	180848.1	191654.64	203250.63	215703.44
برق تولیدی سالیانه (Kwh)		5412960	5412960	5412960	5412960	5412960
قیمت فروش برق		0.07	0.0728	0.075712	0.0787404	0.0818900

(\$ /Kwhe)						
قیمت برق تولیدی (\$)		378907	394063.4	409826.02	426219.06 8	443267.83 1
سوخت گاز صرفه جویی شده سالیانه بر اساس حرارت بازیافتی (m^3)		644112	644112	644112	644112	644112
هزینه سوخت صرفه جویی شده (\$)		57970.0	60288.88 3	62700.438	65208.456	67816.793
درآمد سالیانه ناشی از برق و حرارت (\$)		436877	454352.3	472526.46	491427.52	511084.62
A درآمد سالیانه ناشی از برق و حرارت (\$)	-825000	266107	273504.2	280871.82	288176.89	295381.19

NPWB ارزش ش فعلی در آمد ها (\$)	-825000	225514	196426.4	170947.26	148638.43	129113.83
NPWC ارزش ش فعلی هزینه ها (\$)	-825000	0	0	0	0	0
بازگشت سرمایه (\$)	-825000	-599485	-403058	-232111.2	-83472.85	45640.981
NPV ارزش حال خالص در آمد ها		775018.7372				
PB بازگشت سرمایه (سال)		3.658293515				
IRR نرخ بازگشت سرمایه داخلی		27.33514946				

از جدول (۴-۲۵) می توان نتیجه گرفت که سیستم تولید هم زمان بدون ذخیره ساز و با کارکرد سالانه معقول دارای بازگشت سرمایه ۳/۶۵ سال و نرخ بازگشت سرمایه ۲۷/۳۳ درصد می باشد.

۴-۷-۶ مقایسه نتایج کلی

حال برای درک بهتر ۴ سیستم در بخش های (۴-۷-۲) تا (۴-۷-۳) به مقایسه نتایج کلی بر حسب بازگشت سرمایه بر حسب سال (PB)، نرخ بازگشت سرمایه (IRR) و ارزش حال خالص در آمد ها (NPV) می پردازیم.

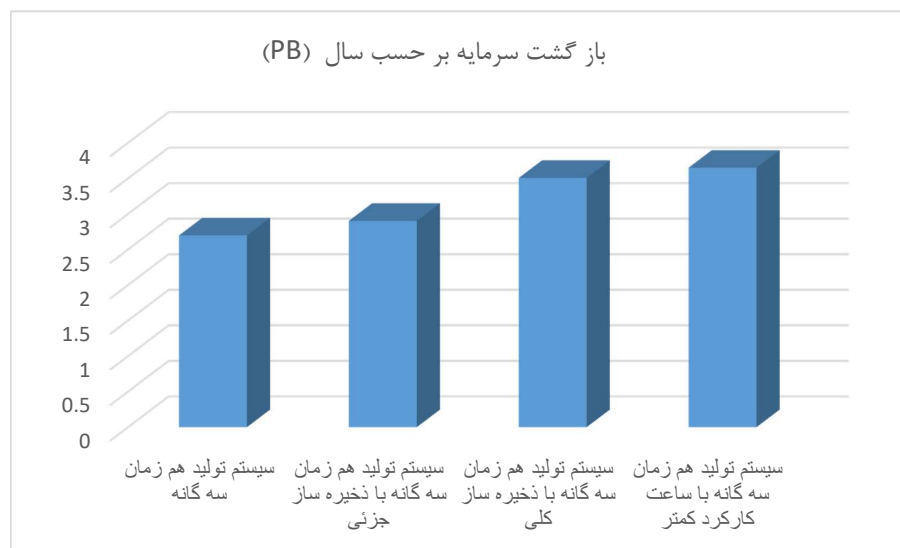
۴-۷-۶-۱ بازگشت سرمایه (PB)

با توجه به شکل (۴-۳۱) می توان نتیجه گرفت که بازگشت سرمایه تولید هم زمان سه گانه با حداکثر کارکرد موتور از همه بهتر بوده و ۲/۶ سال می باشد. البته این در صورتی است که ساعات کارکرد موتور

برابر با ساعات کارکرد موتور در سیستم ذخیره ساز باشد در غیر این صورت سیستم تولید هم زمان سه گانه با سیستم ذخیره ساز جزئی دارای بازگشت سرمایه کمتر، بر حسب سال می باشد و بهتر از سیستم های بررسی شده دیگر می باشد.

جدول (۴-۲۶) مقایسه بازگشت سرمایه سیستم ها

نوع سیستم	بازگشت سرمایه بر حسب سال (PB)
سیستم تولید هم زمان سه گانه	2.698
سیستم تولید هم زمان سه گانه با ذخیره ساز جزئی	2.903
سیستم تولید هم زمان سه گانه با ذخیره ساز کلی	3.506
سیستم تولید هم زمان سه گانه با ساعات کارکرد کمتر	3.65



شکل (۴-۳۱) مقایسه بازگشت سرمایه (PB) سیستم ها

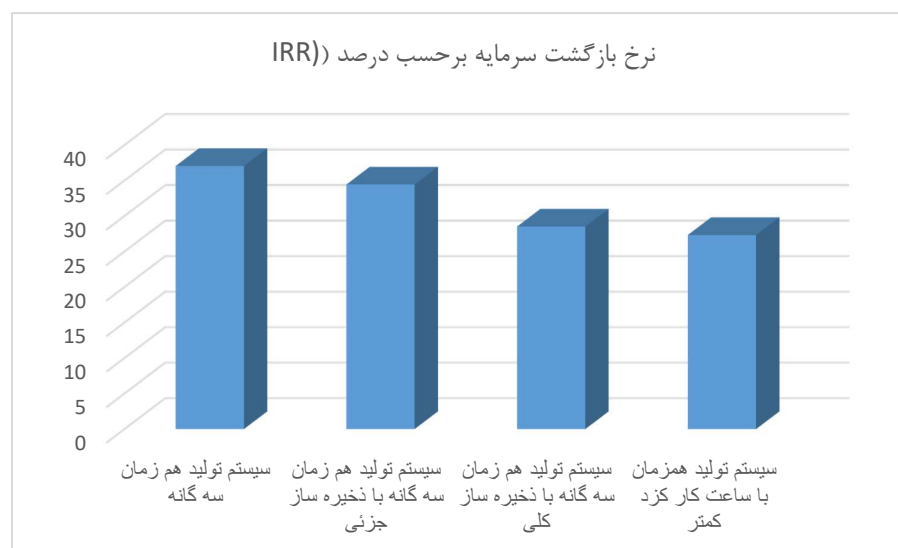
۴-۶-۲ نرخ بازگشت سرمایه (IRR)

با توجه به شکل (۴-۳۲) می توان نتیجه گرفت که نرخ بازگشت سرمایه تولید هم زمان سه گانه با حداکثر کارکرد موتور از همه بهتر بوده و ۳۷ درصد است البته این در صورتی است که ساعات کارکرد

موتور برابر با ساعات کارکرد موتور در سیستم ذخیره ساز باشد در غیر این صورت سیستم تولید هم زمان سه گانه با سیستم ذخیره ساز جزئی دارای نرخ بازگشت سرمایه بیشتر می باشد و بهتر از سیستم های بررسی شده دیگر می باشد.

جدول (۴-۲۷) مقایسه نرخ بازگشت سرمایه سیستم ها

نرخ بازگشت سرمایه بر حسب درصد (IRR)	نوع سیستم
37.05	سیستم تولید هم زمان سه گانه
34.44	سیستم تولید هم زمان سه گانه با ذخیره ساز جزئی
28.52	سیستم تولید هم زمان سه گانه با ذخیره ساز کلی
27.33	سیستم تولید هم زمان سه گانه با ساعت کارکرد کمتر



شکل (۴-۳۲) مقایسه بازگشت سرمایه (IRR) سیستم ها

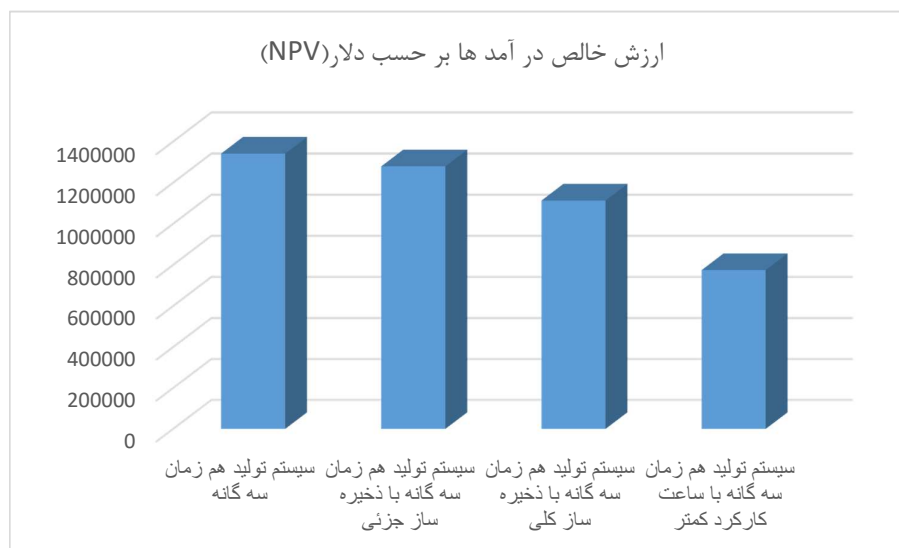
۴-۶-۷-۳ ارزش خالص در آمد ها (NPV)

با توجه به شکل (۴-۳۳) می توان نتیجه گرفت که ارزش خالص در آمد ها تولید هم زمان سه گانه با حداکثر کارکرد موتور از همه بهتر است البته این در صورتی است که ساعات کارکرد موتور برابر با ساعات

کارکرد موتور در سیستم ذخیره ساز باشد در غیر این صورت سیستم تولید هم زمان سه گانه با سیستم ذخیره ساز جزئی دارای ارزش خالص در آمد ها بیشتر می باشد و بهتر از سیستم های بررسی شده دیگر می باشد.

جدول (۴-۲۸) مقایسه ارزش خالص در آمد ها سیستم ها

نوع سیستم	ارزش خالص در آمد ها بر حسب دلار (NPV)
سیستم تولید هم زمان سه گانه	1341772.625
سیستم تولید هم زمان سه گانه با ذخیره ساز جزئی	1279728.945
سیستم تولید هم زمان سه گانه با ذخیره ساز کلی	1113312.679
سیستم تولید هم زمان سه گانه با ساعت کارکرد کمتر	775018.568



شکل (۴-۳۳) مقایسه ارزش خالص در آمد ها (NPV) سیستم ها

فصل پنجم

ارائه نتایج و پیشنهادات

۵-۱ نتیجه گیری و جمع بندی

با توجه به افزایش تقاضا روز افزون انرژی، و همچنین افزایش آلودگی زیست محیطی در دنیا استفاده از سیستم های تهویه مطبوع مناسب ضروری است. یکی از نگرانی های قرن ۲۱ میزان محدود منابع سوخت فسیلی است. به علاوه مشکلاتی که این سوخت ها از لحاظ آلودگی محیط زیست ایجاد می کنند نیاز به یافتن راه حل هایی جهت مدیریت مصرف اینگونه منابع را دوچندان می کند. یکی از مهمترین راهکارهای بهینه سازی مصرف انرژی، با هدف افزایش بازده تولید انرژی، استفاده از سیستم های تولید همزمان برق، حرارت و سرما می باشد.

این تحقیق در دانشگاه صنعتی شاهرود صورت گرفته است و هدف از این تحقیق طراحی و مدل سازی یک سیستم تولید همزمان برق و حرارت و سرما با سیستم ذخیره ساز انرژی برای ساختمان دانشگاه می باشد، با طراحی سیستم ذخیره ساز علاوه بر بهبود عملکرد سیستم، مازاد انرژی تولیدی را ذخیره کرده و در مواقع لزوم از انرژی ذخیره شده استفاده شود.

سیستم مورد استفاده در این پژوهش دارای پنج قسمت اصلی، شامل سیکل جذبی تک اثره، موتور احتراق داخلی گاز سوز، مبدل های حرارتی جهت بازیافت حرارت، سیستم ذخیره ساز آب سرد و سیکل ارگانیک رانکین می باشد.

طراحی و مدل سازی اجزاء مختلف سیستم با نرم افزار EES و Aspen B-JAC انجام شد. در نهایت موتور گازسوز با توجه به بار حرارتی ساختمان محاسبه و مبدل های حرارتی طراحی شد. سیستم چیلر جذبی و سیکل ارگانیک رانکین در دو نوع با مبدل و بدون مبدل حرارتی مدل سازی شده و سیستم ذخیره در سه بخش از نظر حجم ذخیره سازی طراحی شد.

نتایج نشان می دهد که موتور انتخابی دارای ظرفیت الکتریکی ۱۲۵۳ کیلو وات، ظرفیت حرارتی ۱۴۹۱ کیلو وات و ظرفیت سرمایش چیلر جذبی ۲۵۰ تن تبرید است و راندمان سیستم تولید هم زمان سه

گانه ۸۵ درصد محاسبه گردید. سیکل ارگانیک رانکین با ۳ مبرد مدل سازی شد و مشخص شد که بیشترین راندمان مربوط به مبرد R141b می باشد.

برای ارزیابی سیستم، تحلیل اقتصادی برای ۴ سیستم که شامل سیستم تولید هم زمان سه گانه با ذخیره ساز کلی و سیکل ارگانیک رانکین، با سیستم ذخیره ساز جزئی، بدون سیستم ذخیره ساز و با ساعت کارکرد معقول مورد بررسی قرار گرفت. سیستم برای ۲۰ سال محاسبه شد و نتایج نشان می دهد که سیستم های ذخیره ساز با آب سرد نسبت به سیستم های تولید هم زمان سه گانه با ساعت کارکرد یکسان، زمان بازگشت سرمایه بیشتری داشته و سیستم های تولید هم زمان سه گانه بدون سیستم ذخیره ساز توجیه اقتصادی بهتری دارند. در بخش بعدی با ساعت کارکرد معقول برای سیستم آموزشی، مشخص شد که سیستم تولید هم زمان سه گانه با ذخیره ساز جزئی، دارای توجیه اقتصادی بهتر از سایر سیستم های دیگر حتی تولید هم زمان سه گانه بدون سیستم ذخیره ساز می باشد.

۲-۵-۲ پیشنهادات

- طراحی و تحلیل سیستم تولید هم زمان با ذخیره ساز گرمایی و سرمایی با مواد تغییر فاز دهنده به صورت هم زمان و در صورت نیاز به صورت فصلی.
- طراحی و مدل سازی سیستم تولید هم زمان با سیستم ذخیره ساز یخ.
- طراحی و مدل سازی سیستم ذخیره ساز با انرژی زمین گرمایی.
- طراحی سیستم های تولید هم زمان با سیستم ذخیره ساز با انواع محرکه های اولیه نظیر توربین گاز، موتور استرلینگ و و همچنین انواع چیلر های جذبی تک اثره و دو اثره و ...
- طراحی سیستم های ذخیره ساز گرمایی با انرژی خورشیدی همراه با سیستم ذخیره ساز با مواد تغییر فاز دهنده.

پیوست
پیوست - الف

جدول جریان متلاطم در مجراها

نام رابطه	فرمول رابطه
کولبرن	$Nu_D = 0.023 Re_D^{0.8} Pr^{\frac{1}{3}}$
دیتوس-بولتز	$Nu_D = 0.023 Re_D^{0.8} Pr^n$ $0.6 \leq Pr \leq 160$ $\frac{L}{D} \geq 10$
سیدر و تیت	$Nu_D = 0.027 Re_D^{0.8} Pr^{\frac{1}{3}} \left(\frac{\mu}{\mu_s} \right)^{0.14}$ $0.7 \leq Pr \leq 16700$ $\frac{L}{D} \geq 10$ $Re_D \geq 10^4$
پتو خوف	$Nu_D = \frac{\frac{f}{2} Pe_D}{1.07 + 12.7 \left(\frac{f}{2} \right)^{0.5} \left(Pr^{\frac{2}{3}} - 1 \right)}$ برای خطای ۵ تا ۶ درصد $0.5 \leq Pr \leq 200$ $10^4 \leq Re_D \leq 5 * 10^6$ برای خطای ۱۰ درصد

	$0.5 \leq Pr \leq 2000$ $10^4 \leq Re_D \leq 5 * 10^6$
اسلیکر و روس	$Nu_D = 5 + 0.015 Re_D^m Pr^n$ $m = 0.88 - \frac{0.24}{4 + Pr}$ $n = \frac{1}{3} + 0.5 \exp(-0.6 Pr)$ $0.1 \leq Pr \leq 10^4$ $10^4 \leq Re_D \leq 10^6$
گنلیسکی	$Nu_D = \frac{\left(\frac{f}{8}\right) (Re_D - 1000) Pr}{1 + 12.7 \left(\frac{f}{8}\right)^{0.5} \left(Pr^{\frac{2}{3}} - 1\right)}$ $0.5 \leq Pr \leq 2000$ $3000 \leq Re_D \leq 5 * 10^6$

پیوست - ب

جدول ضریب انتقال حرارت سمت پوسته

نام روش	فرمول روش
کرن	$D_e = \frac{2\sqrt{3}P_T^2 - \pi d_o^2}{\pi d_o}$ $c = P_T - d_o$ $\alpha_s = \frac{D_s B c}{P_T}$ $G_s = \frac{\dot{m}_s}{\alpha_s}$

	$Re_{s,e} = \frac{G_s D_e}{\mu}$ $\frac{h_s D_e}{k} = 0.36 Re_{s,e}^{0.55} Pr^{\frac{1}{3}} \left(\frac{\mu}{\mu_s} \right)^{0.14}$
تابورک	$\frac{h_s d_o}{k} = 0.2 Re_{s,e}^{0.6} Pr_s^{0.4}$
بل - دلاور	$a = \frac{a_3}{1 + 0.14 Re_{s,d}^{a_4}}$ $j_i = a_1 \left(\frac{1.33}{\frac{P_T}{d_o}} \right)$ $h_{i,d} = j_i C_p G_s Pr^{-\frac{2}{3}} \left(\frac{\mu}{\mu_s} \right)^{0.14}$ $h_s = h_{i,d} J_c J_l J_b J_s J_r$

مراجع

- [1] Wang J.-J., Jing Y.-Y. and Zhang C.-F. (2010) "**Optimization of capacity and operation for CCHP system by genetic algorithm**" *Applied Energy*, 87, 4, pp 1325-1335
- [2] A. Keshavarz, M. Ebrahimi, "**Combined cooling, heating and power:decision-making, design and optimization**", pp. 35-89, Amsterdam, Elsevier,2015.
- [3] Kolanowski B.F. (2011), "**Small-scale Cogeneration handbook**",Reprinted from:The Fairmont Press, Inc., pp .
- [4] میری م. بیاتی غ.زرین. بخش م ح (۱۳۸۳)، وزارت نیرو - سازمان بهره وری انرژی ایران "مقدمه ای بر سیستم های تولید مشترک برق و حرارت"، شابک: ۳-۱۳-۶۵۵۳-۹۶۴.
- [5] Heejin Cho, Amanda D. Smith, Pedro Mago. (2014)" **Combined cooling, heating and power: A review of performance improvement and optimization** " *Applied Energy* 136 (2014) 168–185.
- [6] American Society of Heating Refrigeration, and Air –conditioning Engineers,"**ASHRAE Handbook HVAC Application**, " June 1995.
- [7] Lucas B. Hyman, P.E., LEED AP.(2011),"**Sustainable Thermal Storage Systems Planning, Design, and Operations**" ISBN978-0-07-175298-5
- [8] شاه مردان م، رخشان ف. (۱۳۸۶)، پایان نامه کارشناسی ارشد: "بهینه سازی سیستم تهویه با سیستم ذخیره سازی"، دانشکده مکانیک، دانشگاه صنعتی شاهرود.
- [9] ASHRAE 1997 Handbook of Fundamentals Amerecan Society of Heating Refrigeration, and Air –conditioning Engineers, Inc 1997.
- [10] StevenLecompte, HenkHuisseune, MartijnvandenBroek. (2015) "**Review of organic Rankine cycle (ORC) architectures for waste heat recovery** " *Renewable and Sustainable Energy Reviews* 47(2015)448–461.

- [11] Lang Wang, Jianfeng Lu, Weilong Wang, Jing Ding. (2017) "**Feasibility analysis of CCHP system with thermal energy storage driven by micro turbine**" School of Engineering, Sun Yat-Sen University, Guangzhou 510006, PR China.
- [12] Masood Ebrahimi, Mohammad Soleimanpour. (2017) "**Design and evaluation of combined cooling, heating and power using micro gas turbine, adsorption chiller and a thermal damping tank in micro scale**" *Applied Thermal Engineering*, S1359-4311(17)31987-7.
- [13] Miao Li, Hailin Mu, Nan Li, Baoyu Ma. (2016) "**Optimal design and operation strategy for integrated evaluation of CCHP (combined cooling heating and power) system**" *Energy* 99 (2016) 202-220.
- [14] Wu D.W. and Wang R.Z. (2006) "**Combined cooling, heating and power: A review**" *Progress in Energy and Combustion Science*, 32, 5-6, pp 459-495.
- [15] Minzhi Li a, Xi Zhuo Jiang a, Danxing Zheng b, Guangbiao Zeng a, Lin Shi a. "**Thermodynamic boundaries of energy saving in conventional CCHP (Combined Cooling, Heating and Power) systems**" *Energy* 94 (2016) 243e249.
- [16] Huangfu Y., Wu J.Y., Wang R.Z. and Xia Z.Z. (2007) "**Experimental investigation of adsorption chiller for Micro-scale BCHP system application**" *Energy and Buildings*, 39, 2, pp 120-127.
- [17] Calva E.T., Núñez M.P. and Toral M.a.R.G. (2005) "**Thermal integration of trigeneration systems**" *Applied Thermal Engineering*, 25, 7, pp 973-984.
- [18] Hu Lin , Xin-hong Li, Peng-sheng Cheng, Bu-gong Xu" **Thermoeconomic evaluation of air conditioning system with chilled water storage**" *Energy Conversion and Management* 85 (2014) 328–332.
- [19] Luigi Mongibello, Nicola Bianco, Martina Calianob, Giorgio Graditi "**A new approach for the dimensioning of an air conditioning system with cold thermal energy storage**" *Energy Procedia* 105 (2017) 4295 – 4304.
- [20] Chi-Chun Lo, Shang-Ho Tsai and Bor-Shyh Lin. "**Ice Storage Air-Conditioning System Simulation with Dynamic Electricity Pricing: A Demand Response Study**, *Energies* **2016**, 9, 113; 10.3390/en9020113.

- [21] Sepehr Sanaye*, Ali Shirazi. **"Thermo-economic optimization of an ice thermal energy storage system for air-conditioning applications"** Energy and Buildings 60 (2013) 100-109.
- [22] Fakeha Sehar*, Saifur Rahman, Manisa Pipattanasomporn. **"Impacts of ice storage on electrical energy consumptions in office buildings"** Energy and Buildings 51 (2012) 255-262.
- [23] Chen, H.J.; Wang, W.P.; Chen, S.L. **"Optimization of an ice-storage air conditioning system using dynamic programming method"** Appl. Therm. Eng. 2005, 25, 461-472.
- [24] G.Y. Fang, H. Li. **"ECONOMIC ANALYSIS OF COOL STORAGE AIR-CONDITIONING SYSTEMS"** International Journal on Architectural Science, Volume 5, Number 2, p.47-51.
- [25] Martina Calianoa, Nicola Biancoa, Giorgio Graditib, Luigi Mongibellob. **"Design optimization and sensitivity analysis of a biomass-fired combined cooling, heating and power system with thermal energy storage systems"** Energy Conversion and Management 149 (2017) 631-645
- [26] Xi Zhuo Jiang, Guangbiao Zeng, Minzhi Li, Lin Shi *. **"Evaluation of combined cooling, heating and power (CCHP) systems with energy storage units at different locations"** Applied Thermal Engineering 95 (2016) 204-210.
- [27] N Fumo*, P JMago, and LMChamra. **"Hybrid-cooling, combined cooling, heating, and power systems"** 10.1243/09576509JPE709
- [28] Wei Liua,b, Guanyi Chena,*1, Beibei Yana,c, Zhihua Zhoua, Haowei Dub, Jian Zuo. **"Hourly operation strategy of a CCHP system with GSHP and thermal energy storage (TES) under variable loads: A case study"** S0378-7788(15)00135-8.
- [29] Xu Song, Liuchen Liu, Tong Zhu, Tao Zhang, Zhu Wu. **"Comparative analysis on operation strategies of CCHP system with cool thermal storage for a data center"** Applied Thermal Engineering 108 (2016) 680-688.

- [30] Al-Sulaiman F.A., Hamdullahpur F. and Dincer I. (2011) "**Performance comparison of three trigeneration systems using organic rankine cycles**" *Energy*, 36, 9, pp 5741-5754.
- [31] Fang F., Wei L., Liu J., Zhang J. and Hou G. (2012) "**Complementary configuration and operation of a CCHP-ORC system**" *Energy*, 46, 1, pp 211-220.
- [32] A.J. Martyr M.A. Plint. (1995) "**Engine Testing Theory and Practice**" *Butterworth-Heinemann is an imprint of Elsevier*-978-0-7506-8439-2.
- [33] M.J. Abedin n, H.H.Masjuki,. (2013) "**Energy balance of internal combustion engines using alternative fuels** " *Renewable and Sustainable Energy Reviews*26(2013)20–33.
- [34] Chougui Mohamed Lamine, Zid Said. (2014) "**Energy analysis of single effect absorption chiller (LiBr/H₂O) in an industrial manufacturing of detergent**" *Energy Procedia* 50 (2014) 105 – 112.
- [35] Saeed. Sedigh *, Hamid. Saffari. (2011) " **Thermodynamic analysis of single effect and half effect absorption refrigeration systems**" *International Journal of Energy & Technology* 3 (25) (2011) 1-9.
- [36] Omer Kaynakli, Muhsin Kilic. (2007) "**Theoretical study on the effect of operating conditions on performance of absorption refrigeration system**" *Energy Conversion and Management* 48 (2007) 599–607.
- [37] Mehdi Aliehyaei*, Farideh Atabi. (2015) "**Exergy, Economic and Environmental Analysis for Simple and Combined Heat and Power IC Engines**" *Sustainability* 2015, 7, 4411-4424; doi:10.3390/su7044411.
- [38] Sadik Kakaç, Hongtan Liu. (2002) " **Heat Exchangers: Selection, Rating, and Thermal Design, Second Edition** " CRC Press. 0849309026, 9780849309021.
- [39] Bejan A. and Moran M.J. (1996), "***Thermal design and optimization***", Reprinted from: John Wiley & Sons, pp.

- [40] Cengel Y.A., Boles M.A. and Kanoğlu M.(2011), "**Thermodynamics: an engineering approach**", Vol. 5, Reprinted from: McGraw-Hill New York, pp.
- [41] Liu B.-T., Chien K.-H. and Wang C.-C. (2004) "**Effect of working fluids on organic Rankine cycle for waste heat recovery**" *Energy*, 29, 8, pp 1207-1217
- [42] HVAC Applications (2012) "**Heating, Ventilating, And Air-conditioning SYSTEMS AND EQUIPMENT**" *chapter 51*, 2012 ASHRAE" HANDBOOK.
- [43] P. Zhao, J. Wang, L. Gao, Y. Dai,(2012) "**Parametric analysis of a hybrid power system using organic Rankine cycle to recover waste heat from proton exchange membrane fuel cell**" *International Journal of Hydrogen Energy*, Vol. 37, No. 4, pp. 3382-3391, 2012.
- [44] Sepehr Sanaye, Mohammad Mustafa Ghafurian,(2016) "**Applying Relative Net Present or Relative Net Future Worth Benefit and exergy efficiency for optimum selection of a natural gas engine based CCHP system for a hotel building**" *Journal of Natural Gas Science and Engineering* 34 (2016) 305e317.
- [45] S .Sanaye, and M. R. Ardali, (2009) "**Estimating the power and number of microturbines in small-scale combined heat and power systems**" *Applied Energy* 86(6): pp. 895-903, 2009.
- [46] M.M. Oskoonejad. *Engineering Economy* 4th ed. Amirkabir University, Tehran, Iran, Amirkabir Publishing, pp. 179–417, 2007. (inPersian).
- [47] M. Maerefat, P. Shafie, Design of CCHP system for office buildings in Tehran and thermodynamical, environmental and economic evaluation In comparison to conventional system, *Modares Mechanical Engineering* Vol.14,No.6,pp.124-134,2014(InPersian).
- [48] www.gepower.com/gas/reciprocating-engines/waukesha/vhp.
- [49] aspentech.com/products/pages/aspen-shell-and-tube-exchanger.
- [50] Engineering Equation Solver. <http://www.fchart.com/ees/>.

- [51] Yamamoto T., Furuhashi T., Arai N. and Mori K. (2001) "**Design and testing of the organic Rankine cycle**" *Energy*, 26, 3, pp 239-251.
- [52] Dai Y., Wang J. and Gao L. (2009) "**Parametric optimization and comparative study of organic Rankine cycle (ORC) for low grade waste heat recovery**" *Energy Conversion and Management*, 50, 3, pp 576-582.
- [53] Economic data in iran. <http://www.iranico.com/> (InPersian).
- [54] Price of Fuel visited, <http://www.nigc-mpgc.ir/> (In Persian).
- [55] Price of Electricity, http://bahaye_bargh.tavanir.org.ir/(InPersian).
- [56] Economic data in worth Accessed march 2014, <http://www.eia.gov>.
- [57] چهارطاقی م، هاشمیان م، ملکیان ع. (۱۳۹۳). پایان نامه کارشناسی ارشد: "بررسی و بهبود عملکرد سیستم CCHP"، دانشکده مکانیک، دانشگاه صنعتی شاهرود.

Abstract

According to the increasing demand for energy, and increasing environmental pollution in the world, proper air conditioning is essential. One of the concerns of the 21st century is the limited amount of fossil fuel resources. In addition, the problems caused by these fuels in terms of environmental pollution. The need to find solutions to manage the consumption of these resources is doubled. One of the most important ways to optimize energy consumption, with the increasing energy efficiency, the use of combined heat and power generation systems, heat and cold.

This research was conducted at Shahrood University of Technology. The purpose of this research is to design and model a system for producing electricity, heat and cold simultaneously with an energy storage system for building the university. By designing a storage system, in addition to improving system performance, store energy surplus and use stored energy when needed.

In this research, EES and Aspen B-JAC software has been used to model and design various system equipment. The storage capacity of the tank was carried out in 3 different ways, including design with overall load, partial load and design with increasing chiller capacity. An organic rankine cycle was proposed and performance modeling was performed. Finally, the entire system was analyzed in four different sections from the economic point of view, and the system was investigated in terms of pay back (PB), Internal Rate of Return (IRR) and net present value of income (NPV).

The results show that the design of the reserve system with partial load, it has less storage capacity and also requires a smaller cooling chiller to 200 tons of refrigeration and this system is better in designing a system than two other systems.

Due to the heat load required for the building, which was powered by two heat exchangers from the waste energy generated from the jacket and the combustion gases of the engine and its amount is 1490 kW, the electric power is 1253 kW and the cooling capacity of the absorption chiller is 250 tons. The efficiency of the combined cooling, heat and power system was estimated at 85%, and the efficiency of the organic rankine cycle with R141B refrigerant was ultimately 24%. The system is divided into 4 sections, which include combined cooling, heat and power system with general storage and organic rankine cycle, partial storage, no storage system with the same clock function and evaluated with a reasonable hourly performance per year. The system was calculated for 20 years and the results show with cold water storage systems compared to triple time production systems with the same operating hours, the time to return the capital is greater, and triple production systems without a storage system have a better economic justification. In the next section, with a reasonable clock for the training system, it was determined that the combined cooling, heat and power system with a partial storage has a better economic justification than other systems, even the creation of a combined cooling, heat and power system without a storage system.

Keywords: combined cooling, heat and power system, Storage system, Economic Analysis.



Faculty of Mechanical and Mechatronics Engineering

M.Sc. Thesis in Energy Conversion Engineering

**Design and Modeling of a Combined Cooling, heating and Power (CCHP) system
with energy storage, for Mechanical and Construction Engineering Department of
Shahrood University of Technology , Campus 2**

By:

Hassan Gordan Esfiane

Supervisor:

En.Ahmad Madadi

Advisors:

Dr.Mahmood Chahartaghi

Dr.Majid Hashemian

January 2018