

بِسْمِ اللَّهِ الرَّحْمَنِ الرَّحِيمِ



دانشکده مکانیک

گروه سیستم‌های انرژی

بررسی و بهبود عملکرد سیستم CCHP

عبدالله ملکیان

اساتید راهنما:

دکتر محمود چهارطاقی

دکتر سید مجید هاشمیان

پایان‌نامه ارشد جهت اخذ درجه کارشناسی ارشد

شهریور ۹۳



مدیریت تحصیلات تکمیلی
فرم شماره (۶)

باسمه تعالی

شماره:
تاریخ:
ویرایش:

فرم صورت جلسه دفاع از پایان نامه تحصیلی دوره کارشناسی ارشد

با تأییدات خداوند متعال و با استعانت از حضرت ولی عصر (عج) نتیجه ارزیابی جلسه دفاع از پایان نامه کارشناسی ارشد آقای عبدالله ملکیان رشته مکانیک گرایش سیستم های انرژی تحت عنوان بررسی و بهبود عملکرد سیستم CCHP که در تاریخ ۱۳۹۳/۶/۳۰ با حضور هیأت محترم داوران در دانشگاه صنعتی شاهرود برگزار گردید به شرح ذیل اعلام می گردد:

قبول (با درجه: بسیار خوب امتیاز ۱۸,۳۱) دفاع مجدد مردود

۱- عالی (۲۰ - ۱۹) ۲- بسیار خوب (۱۸/۹۹ - ۱۸)

۳- خوب (۱۷/۹۹ - ۱۶) ۴- قابل قبول (۱۵/۹۹ - ۱۴)

۵- نمره کمتر از ۱۴ غیر قابل قبول

عضو هیأت داوران	نام و نام خانوادگی	مرتبه علمی	امضاء
۱- استاد راهنما	دکتر چهارطاقی	استادیار	
۲- استاد راهنما	دکتر هاشمیان	استادیار	
۳- استاد مشاور			
۴- نماینده شورای تحصیلات تکمیلی	دکتر خالقی	استادیار	
۵- استاد امتحن	دکتر سررشته داری	استادیار	
۶- استاد امتحن	دکتر فرزانه گرد	استاد	

رئیس دانشکده: دکتر محمد محسن شاه مردان

امضاء

همیشه دوست داشتم بگویم دوستان دارم

مادر و پدر عزیزم

تشکر و قدردانی

از دکتر چهارطاقی و دکتر هاشمیان، که دلسوزانه و صبورانه بنده را راهنمایی نموده‌اند؛ کمال تشکر و قدردانی را به عمل می‌آورم. همچنین از تمام عزیزانی که در طول این مدت با همدلی شان بستر انجام هر چه بهتر این پایان نامه را فراهم نموده‌اند تشکر می‌کنم.

تعهد نامه

اینجانب عبدالله ملکیان دانشجوی دوره کارشناسی ارشد رشته مهندسی سیستم های انرژی دانشکده مکانیک دانشگاه صنعتی شاهرود، نویسنده پایان نامه " بررسی و بهبود عملکرد سیستم CCHP " تحت راهنمایی دکتر چهارطاقی و دکتر هاشمیان متعهد می شوم.

- تحقیقات در این پایان نامه توسط اینجانب انجام شده است و از صحت و اصالت برخوردار است.
- در استفاده از نتایج پژوهش های 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 هست و مقالات مستخرج با نام « دانشگاه صنعتی شاهرود » و یا « Shahrood University of Technology » به چاپ خواهد رسید.
- حقوق معنوی تمام افرادی که در به دست آمدن نتایج اصلی پایان نامه تأثیرگذار بوده اند در مقالات مستخرج از پایان نامه رعایت می گردد.
- در کلیه مراحل انجام این پایان نامه ، در مواردی که از موجود زنده (یا یافته های آن ها) استفاده شده است ضوابط و اصول اخلاقی رعایت شده است.
- در کلیه مراحل انجام این پایان نامه، در مواردی که به حوزه اطلاعات شخصی افراد دسترسی یافته یا استفاده شده است اصل رازداری ، ضوابط و اصول اخلاق انسانی رعایت شده است.

تاریخ

امضای دانشجو

مالکیت نتایج و حق نشر

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

چکیده

افزایش تقاضا برای انرژی، افزایش هزینه‌های تولید انرژی و افزایش نگرانی‌های زیست‌محیطی دلایلی هستند که دولت‌ها را به سوی توسعه و بهبود فناوری‌ها به منظور صرفه‌جویی انرژی و کاهش تولید گازهای گلخانه‌ای سوق می‌دهند. سیستم‌های تولید همزمان سرمایش، گرمایش و قدرت (CCHP) و سیکل ارگانیک رانکین (ORC) از جمله فناوری‌هایی هستند که باعث کاهش مصرف انرژی اولیه، کاهش هزینه و کاهش تولید گازهای گلخانه‌ای می‌شوند. سیستم‌های CCHP از طریق یک محرک اولیه برق را در محل مصرف تولید می‌کنند. تفاوت این سیستم‌ها با نیروگاه‌های سنتی تولید برق در این است که این سیستم‌ها از حرارت اتلافی محرک اولیه به منظور برآورده کردن نیازهای گرمایشی و سرمایشی مصرف‌کننده استفاده می‌کنند. در واقع در این سیستم‌ها برای بهبود عملکرد، انرژی حرارتی تلف شده در قسمت تولید برق را به انرژی گرمایشی و سرمایشی مورد نیاز کاربران تبدیل می‌کنند. از سیکل ارگانیک رانکین می‌توان برای بازیابی حرارت اتلافی دما پایین استفاده نمود. این سیکل مشابه سیکل رانکین بوده و فقط از سیالات ارگانیک به عنوان سیال کاری در آن استفاده می‌شود. می‌توان از حرارت بازیافتی که از سیستم تولید همزمان به دست می‌آید برای تولید برق در ORC استفاده کرد. در این تحقیق با کمک نرم‌افزار (EES) به تحلیل انرژی سیستم (CCHP-ORC) پرداخته شده است. نحوه برقراری تعادل برای بر طرف کردن نیاز کاربران بررسی شده است؛ همچنین با تغییر دمای محیط و دمای سیال ورودی و خروجی به اواپراتور، تغییرات راندمان انرژی ORC بررسی شده است. با توجه به مقدار انرژی حرارتی و الکتریکی مورد نیاز سه حالت برای سیستم (CCHP-ORC) در نظر گرفته شده است. در حالت اول PGU به همراه کوئل حرارتی و چیلر جذبی نیاز کاربران را برطرف کرده و نیازی به بویلر اضافی نیست. چیلر الکتریکی و ORC نیز خاموش می‌باشند. این حالت به ندرت اتفاق می‌افتد. حالت دوم به دو بخش در محدوده قابل تنظیم و خارج از محدوده قابل تنظیم تقسیم شده است. در بخش اول با تغییر بار سرمایشی چیلر

الکتریکی سیستم نیاز کاربران را تأمین می کند و در بخش دوم با کمک بویلر سیستم به تعادل می رسد. در حالت سوم به علت نیاز به برق از ORC استفاده می شود. در ادامه راندمان انرژی و انرژی سه سیال ارگانیک خشک برای ORC بررسی شده و سیال R141b به عنوان سیالی با راندمان انرژی بالاتر معرفی شده است. در ضمن سیکل ساده ORC در شرایط مختلف دمایی تحت بررسی قرار گرفته و مشخص شد با افزایش دما میزان تخریب انرژی سیستم کاهش می یابد.

کلمات کلیدی: سیستم تولید همزمان، سیکل ارگانیک رانکین، تحلیل انرژی و انرژی

لیست مقالات مستخرج از پایان نامه

چهارطاقی م، هاشمیان م، ملکیان ع، (۱۳۹۳) " بررسی و بهبود عملکرد سیستم CCHP-ORC با استفاده از تحلیل انرژی و اگزرژی"، کنفرانس ملی بهینه‌سازی مصرف انرژی در علوم و مهندسی، بابل.

فهرست مطالب:

صفحه

فصل اول: مقدمه	۱
۱-۱ مقدمه	۲
۲-۱ بررسی سیستم‌های تولید همزمان	۵
۱-۲-۱ مقدمه‌ای بر سیستم‌های تولید همزمان	۵
۲-۲-۱ مقایسه سیستم‌های تولید همزمان با سیستم‌های سنتی تولید انرژی	۷
۳-۲-۱ مزایای سیستم‌های تولید همزمان	۸
۴-۲-۱ تجهیزات و اجزاء سیستم‌های تولید همزمان سه‌گانه	۱۱
۱-۴-۲-۱ محرک‌های اولیه	۱۲
۱-۴-۲-۱-۱ موتورهای رفت و برگشتی	۱۴
۲-۴-۲-۱-۲ توربین‌های گاز	۱۵
۳-۴-۲-۱-۱ میکروتوربین	۱۶
۴-۴-۲-۱-۱ توربین بخار	۱۷
۵-۴-۲-۱-۱ پیل سوختی	۱۹
۶-۴-۲-۱-۱ موتورهای استرلینگ	۲۱
۲-۴-۲-۱ تجهیزات الکتریکی	۲۴
۳-۴-۲-۱ دستگاه‌های بازیافت حرارت	۲۴
۴-۴-۲-۱ چیلر جذبی	۲۵
۳-۱ بررسی سیکل ارگانیک رانکین	۲۶
۱-۳-۱ مقدمه‌ای بر سیکل ارگانیک رانکین	۲۷
۲-۳-۱ مقایسه ORC با سیکل بخار	۲۸
۳-۳-۱ سیال کاری	۳۱

۳۴	۴-۱ جمع بندی
۳۵	فصل دوم: مروری بر کارهای پیشین
۳۶	۱-۲ مقدمه
۳۶	۲-۲ مروری بر تعدادی از کارهای انجام شده در زمینه CCHP
۳۶	۱-۲-۲ صرف نظر از نوع محرک اولیه
۴۰	۲-۲-۲ با توجه به نوع محرک اولیه
۴۰	۱-۲-۲-۲ موتور احتراق داخلی
۴۱	۲-۲-۲-۲ موتور استرلینگ
۴۱	۳-۲-۲-۲ توربین بخار
۴۲	۴-۲-۲-۲ توربین گاز
۴۳	۵-۲-۲-۲ میکروتوربین
۴۳	۶-۲-۲-۲ پیل سوختی
۴۳	۳-۲ مروری بر تعدادی از کارهای انجام شده در زمینه ORC
۴۸	۴-۲ مروری بر تعدادی از کارهای انجام شده در زمینه CHP-ORC و CCHP-ORC
۵۱	فصل سوم: مدل سازی
۵۲	۱-۳ مقدمه
۵۲	۲-۳ فرضیات و روابط حاکم بر مدل سازی
۵۲	۱-۲-۳ فرضیات
۵۳	۲-۲-۳ روابط حاکم بر CCHP با توجه به فرضیات و ساده سازی های انجام شده
۵۳	۱-۲-۲-۳ تعادل قدرت
۵۴	۲-۲-۲-۳ تعادل انرژی حرارتی
۵۵	۳-۲-۲-۳ واحد تولید برق، سیستم بازیافت حرارتی و بویلر کمکی

۵۵	تجهیزات گرمایشی و سرمایشی ۴-۲-۲-۳
۵۶	روابط حاکم بر سیکل ارگانیک رانکین ۳-۲-۳
۵۷	پمپ ۱-۳-۲-۳
۵۸	مبدل‌های حرارتی شامل اواپراتور، کندانسور و IHE ۲-۳-۲-۳
۵۹	توربین ۳-۳-۲-۳
۶۰	راندمان سیکل ۴-۳-۲-۳
۶۰	دو پارامتر کلیدی قابل تنظیم برای سیستم CCHP-ORC ۴-۲-۳
۶۳	فصل چهارم: شبیه‌سازی و ارائه نتایج
۶۵	حالت اول: $EREQ = KQREQ$
۷۰	حالت دوم: $EREQ \leq KQREQ$
۷۰	در محدوده قابل تنظیم ۱-۲-۴
۷۶	خارج از محدوده قابل تنظیم ۲-۲-۴
۸۰	حالت سوم: $EREQ > KQREQ$
۸۰	نحوه تعامل سیکل ORC با سیستم CCHP ۱-۳-۴
۸۲	بررسی سیکل ارگانیک رانکین ۲-۳-۴
۸۶	سیکل ساده ORC ۱-۲-۳-۴
۹۳	سیکل IHE با ORC ۲-۲-۳-۴
۹۷	فصل پنجم: نتیجه‌گیری و ارائه پیشنهادات
۹۸	نتیجه‌گیری و جمع‌بندی ۱-۵
۹۹	پیشنهادات ۲-۵
۱۰۰	مراجع

فهرست اشکال:

صفحه

- شکل (۱-۱): ساختار یک سیستم CCHP ۳
- شکل (۲-۱): ساختار ساده ORC ۴
- شکل (۳-۱): نمونه ای از طرح کلی یک سیستم تولید همزمان سه گانه ۶
- شکل (۴-۱): مقایسه عملکرد یک نمونه CHP با سیستم سنتی تولید انرژی ۸
- شکل (۵-۱): چند نمونه از محرک های اولیه سیستم های تولید همزمان ۱۲
- شکل (۶-۱): موتور ژنراتور ۱۲ سیلندر گازسوز با ظرفیت ۲۰۰۰ کیلووات ۱۴
- شکل (۷-۱): توربین گاز با ظرفیت بسیار بالا ساخت شرکت زیمنس ۱۶
- شکل (۸-۱): نمونه ای از یک میکرو توربین ۶۰ مگاواتی ۱۷
- شکل (۹-۱): توربین بخار ۱۸
- شکل (۱۰-۱): پیل سوختی با ظرفیت ۵ کیلووات ۲۰
- شکل (۱۱-۱): موتور استرلینگ ۳۵ کیلوواتی ۲۲
- شکل (۱۲-۱): نمونه یک مبدل سیستم تولید همزمان ۲۴
- شکل (۱۳-۱): منحنی اشباع چندین نمونه از سیالات ارگانیک و آب در نمودار T-S ۲۸
- شکل (۱-۳): ساختار یک سیستم CCHP-ORC ۵۲
- شکل (۲-۳): نمونه ای از پیکربندی برای کمک به نشان دادن روابط حاکم بر اجزاء ۵۷
- شکل (۱-۴): الف) نمودار تغییرات کار بر حسب برق تولیدی ب) نمودار تغییرات راندمان بر حسب برق تولیدی ۶۶
- شکل (۲-۴): نمودار تغییرات حرارت تولیدی بر حسب برق تولیدی ۶۸
- شکل (۳-۴): نمودار تغییرات سرمایه‌گذاری بر حسب برق تولیدی ۶۹
- شکل (۴-۴): نمودار تغییرات سوخت مصرفی بر حسب برق تولیدی ۶۹
- شکل (۵-۴): نمودار تغییرات سرمایه‌گذاری تولیدی توسط چیلرهای جذبی و الکتریکی بر حسب میزان برق تولیدی ۷۳
- شکل (۶-۴): نمودار تغییرات سرمایه‌گذاری تولیدی توسط چیلرهای جذبی و الکتریکی بر حسب سرمایه‌گذاری مورد نیاز ۷۶
- شکل (۷-۴): نمودار تغییرات مصرف سوخت بر حسب میزان برق مورد نیاز ۷۹

- شکل (۴-۸): نمودار مقدار گرمایش مورد نیاز و تولیدی بر حسب برق مورد نیاز..... ۷۹
- شکل (۴-۹): الگوریتم عملکرد سیستم CCHP-ORC..... ۸۲
- شکل (۴-۱۰): سمت راست: سیکل ساده ORC. سمت چپ: سیکل ORC با IHE..... ۸۳
- شکل (۴-۱۱): تغییرات کار مفید تولیدی بر حسب تغییرات فشار برای سیال R۱۲۳..... ۸۸
- شکل (۴-۱۲): تغییرات راندمان دوم سیال R۱۲۳ در دماهای متفاوت جریان ورودی در سیکل ساده..... ۸۹
- شکل (۴-۱۳): تغییرات راندمان دوم بر حسب اختلاف دما برای سه سیال ارگانیک در سیکل ساده..... ۹۰
- شکل (۴-۱۴): مقدار تخریب انرژی اجزا سیکل بر حسب تغییر دمای محیط..... ۹۲
- شکل (۴-۱۵): میزان تغییرات راندمان انرژی بر حسب تغییر دمای محیط..... ۹۲
- شکل (۴-۱۶): تغییرات راندمان دوم برای سیال R۱۲۳ در دماهای متفاوت جریان ورودی در سیکل ORC با IHE..... ۹۴
- شکل (۴-۱۷): تغییرات راندمان دوم بر حسب اختلاف دما برای سه سیال ارگانیک در سیکل ORC با IHE..... ۹۴

فهرست جداول:

صفحه

جدول (۱-۱): عملکرد موتورهای رفت و برگشتی گازسوز با ظرفیت های مختلف	۱۵
جدول (۲-۱): عملکرد توربین گاز با ظرفیت های مختلف	۱۶
جدول (۳-۱): عملکرد چند نمونه میکرو توربین	۱۷
جدول (۴-۱): عملکرد توربین بخار با ظرفیت های مختلف	۱۸
جدول (۵-۱): مشخصات انواع پیل سوختی	۲۱
جدول (۶-۱): مشخصات عملکرد موتور استرلینگ ۵۵ کیلوواتی	۲۲
جدول (۷-۱): مزایا، معایب و ظرفیت محرکه های اولیه	۲۲
جدول (۸-۱): مقایسه ویژگیهای محرکه های اولیه	۲۳
جدول (۹-۱): مشخصات تعدادی از سیالات	۳۳
جدول (۱-۴): پارامترهای عملکرد سیستم CCHP	۶۴
جدول (۲-۴): میزان تغییرات خروجی های سیستم بر حسب مقدار برق تولیدی توسط PGU	۶۵
جدول (۳-۴): میزان تغییرات خروجی های سیستم بر حسب تغییر در میزان برق مورد نیاز کاربران	۷۱
جدول (۴-۴): تغییر خروجی های سیستم بر حسب تغییر در میزان برق مورد نیاز کاربران	۷۳
جدول (۵-۴): تغییر خروجی های سیستم بر حسب تغییر در میزان سرمایه‌ش مورد نیاز کاربران	۷۴
جدول (۶-۴): تغییر خروجی های سیستم بر حسب تغییر در میزان سرمایه‌ش مورد نیاز کاربران	۷۸
جدول (۷-۴): مقادیر در سیکل مقایسه شده جهت راستی سنجی	۸۵
جدول (۸-۴): مقایسه نتایج حاصل از راستی سنجی	۸۵
جدول (۹-۴): مقادیر استفاده شده در شبیه سازی	۸۶
جدول (۱۰-۴): پارامترهای عملکرد سه سیال ارگانیک در سیکل ساده ORC	۸۸
جدول (۱۱-۴): میزان تخریب اگزورژی در اجزا سیکل ساده ORC	۹۰
جدول (۱۲-۴): میزان تخریب اگزورژی و راندمان اگزورژی بر حسب تغییرات در دمای محیط	۹۱
جدول (۱۳-۴): پارامترهای عملکرد سه سیال ارگانیک در سیکل ORC با IHE	۹۳

جدول (۴-۱۴): میزان تخریب اگزرژی در اجزا سیکل ORC با IHE ۹۵

جدول (۴-۱۵): جدول جامع نتایج ۹۵

فهرست علائم:

اگرژی ویژه	e
نرخ اگرژی	\dot{E}
آنتالپی ویژه	h
دبی جرمی	\dot{m}
فشار	p
نرخ حرارت	\dot{Q}
آنتروپی ویژه	s
دما	T
نرخ کار	\dot{W}
علائم یونانی	
راندمان	η
زیرنویس‌ها	
حالت مرده	0
نقاط سیکل	۱ و ۲ و ۳ ...
به شکل حرارت	heat
قانون اول	I
مبدل حرارتی داخلی	IHE
قانون دوم	II
ورودی	in
به طور خالص	net
خروجی	out
کندانسور	C
اوپراتور	e
پمپ	P
توربین	T

فصل اول:

مقدمه

در سال‌های اخیر افزایش تقاضا در سراسر جهان برای مصرف انرژی (به خصوص برق)، افزایش هزینه‌های تولید انرژی و افزایش نگرانی‌های زیست‌محیطی باعث توسعه فناوری‌های جدید برای ترویج صرفه‌جویی انرژی و کاهش تولید گازهای گلخانه‌ای شده است. از جمله این فناوری‌های جدید سیستم تولید همزمان سرمایش، گرمایش و برق (CCHP)^۱ و سیستم تولید همزمان گرمایش و برق (CHP)^۲ است. سیستم CHP را می‌توان یک سیستم CCHP نامید با این فرض که با استفاده از حرارت علاوه بر گرمایش، سرمایش نیز تولید شود. سیستم‌های CCHP از طریق یک محرک اولیه^۳ برق را در محل مصرف تولید می‌کنند. تفاوت بین این سیستم‌ها با نیروگاه‌های سنتی تولید برق^۴ این است که در این سیستم‌ها از حرارت ائتلافی محرک اولیه، به منظور برآورده کردن نیازهای گرمایشی و سرمایشی مصرف‌کننده استفاده می‌شود. در واقع در این سیستم‌ها برای بهبود عملکرد، انرژی حرارتی تلف شده در قسمت تولید برق را به انرژی گرمایشی و سرمایشی مورد نیاز کاربران تبدیل می‌کنند. در نیروگاه‌های سنتی اکثر انرژی سوخت به شکل انرژی حرارتی به هدر می‌رود. در انتقال و توزیع برق نیز انرژی زیادی تلف می‌شود. با استفاده از سیستم‌های تولید همزمان می‌توان از انرژی هدررفته در قسمت تولید برق استفاده کرد که این باعث کاهش مصرف سوخت و افزایش راندمان می‌شود. علاوه بر این با تولید در محل مصرف از تلفات انتقال و توزیع برق تا حد زیادی می‌کاهیم [۱]. در شکل (۱-۱) ساختار یک سیستم CCHP نشان داده شده است. این سیستم شامل واحد تولید برق (PGU)^۵، سیستم بازیافت حرارتی، چیلر الکتریکی، چیلر برقی، کوئل حرارتی و بویلر کمکی است.

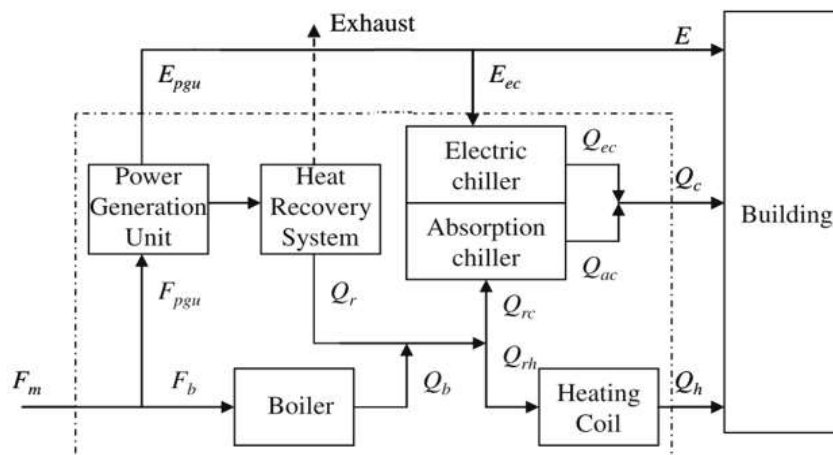
^۱ Combined Cooling, Heating and Power

^۲ Heating and Power Combined

^۳ Prime Mover

^۴ Traditional Power Plants

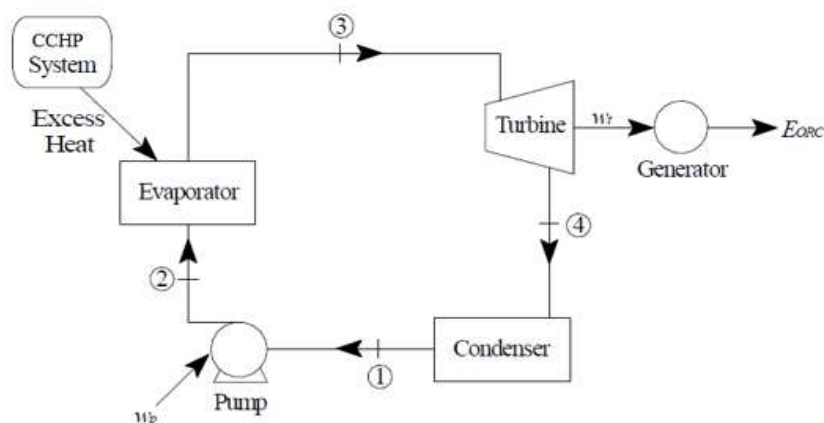
^۵ Power Generation Unit



شکل (۱-۱): ساختار یک سیستم CCHP [۲]

با به کار بردن فناوری سیکل ارگانیک رانکین (ORC)^۱ در سیستم‌های تولید همزمان سه‌گانه برق، گرمایش و سرمایش می‌توان بخشی از برق مورد نیاز ساختمان را تأمین کرد. سیکل ارگانیک رانکین کاملاً شبیه سیکل رانکین معمولی بوده و از قواعد آن پیروی می‌کند با این تفاوت که از سیال‌های ارگانیک مثل مبردها یا هیدروکربن‌ها (بوتان، پنتان، هگزان و ...) استفاده می‌کند. مزیت استفاده از سیال‌های ارگانیک نسبت به آب این است که سیالات ارگانیک دمای جوش پایینی دارند که باعث می‌شود بتوان از این سیکل در منابع حرارتی با دمای پایین استفاده کرد. در سیکل رانکین بخار حتماً باید آب به شکل سوپرهیت وارد توربین شده تا باعث صدمه به توربین نشود اما در ORC الزامی برای سوپرهیت شدن سیال وجود ندارد و حتی در برخی موارد سوپرهیت کردن سیال باعث پایین آمدن راندمان می‌شود [۳]. در شکل (۱-۲) ساختار ساده ORC نشان داده شده است. این سیکل شامل پمپ، اواپراتور، توربین و کندانسور است.

^۱ Organic Rankine Cycle



شکل (۱-۲): ساختار ساده ORC [۱]

در ساختارهای پیچیده از مبدل حرارتی داخلی (IHE)^۱ و گرم کن تغذیه باز (OFOH)^۲ نیز استفاده می‌شود. هرگاه نسبت برق مورد نیاز به انرژی حرارتی مورد نیاز برای کاربران برابر با نسبت انرژی برق تولیدی توسط واحد تولید برق به انرژی حرارتی تلف شده از آن باشد، می‌توان از طریق حرارت اتلافی از PGU نیاز سرمایشی و گرمایشی کاربران را برطرف کرده و به حداکثر راندمان سیستم CCHP دست پیدا کرد [۴]. متأسفانه این اتفاق به ندرت رخ می‌دهد، زیرا که مقدار انرژی مورد نیاز مصرف‌کننده ثابت نیست و دارای نوسانات زیادی در طول روز و در فصل‌های مختلف سال است. در نتیجه انرژی حرارتی و یا برق تولیدی کمتر یا بیشتر از مورد نیاز است.

در این تحقیق برای حل این مشکل یک سیستم CCHP-ORC بررسی شده است. از ویژگی‌های برجسته این سیستم این است که نسبت برق خروجی به انرژی حرارتی خروجی را می‌توان با تغییر بار چیلر الکتریکی و ORC تنظیم کرد. بعد از آن تحلیل انرژی و انرژی سیکل ساده ORC و سیکل ORC با IHE انجام شده و عملکرد سیالات مختلف در سیکل مقایسه می‌شوند. در انتها R141b به عنوان مناسب‌ترین

^۱ Internal Heat Exchanger

^۲ Open Feed-Organic Heater

سیال ارگانیک در شرایط فرض شده معرفی می‌گردد. در ادامه این فصل سیستم‌های تولید همزمان و سیکل ارگانیک رانکین با جزئیات بیشتری معرفی می‌شوند.

در فصل دوم کارهای پیشین مرور خواهد شد و در فصل سوم، مدل سازی و روابط حاکم بر سیکل بیان می‌گردد.

در فصل چهارم مطالعه‌ی صورت گرفته تشریح و در فصل پنجم نیز نتایج آورده شده است.

۲-۱ بررسی سیستم‌های تولید همزمان

تولید همزمان برق، گرمایش و سرمایش در حقیقت تولید متوالی چند صورت مفید انرژی از یک منبع تولید انرژی (سوخت) است. در اغلب کاربردهای سیستم‌های تولید همزمان، انرژی شیمیایی سوخت به انرژی مکانیکی و گرمایی تبدیل می‌گردد. معمولاً انرژی مکانیکی برای تولید برق و انرژی گرمایی برای تولید گرمایش و سرمایش مورد استفاده قرار می‌گیرد.

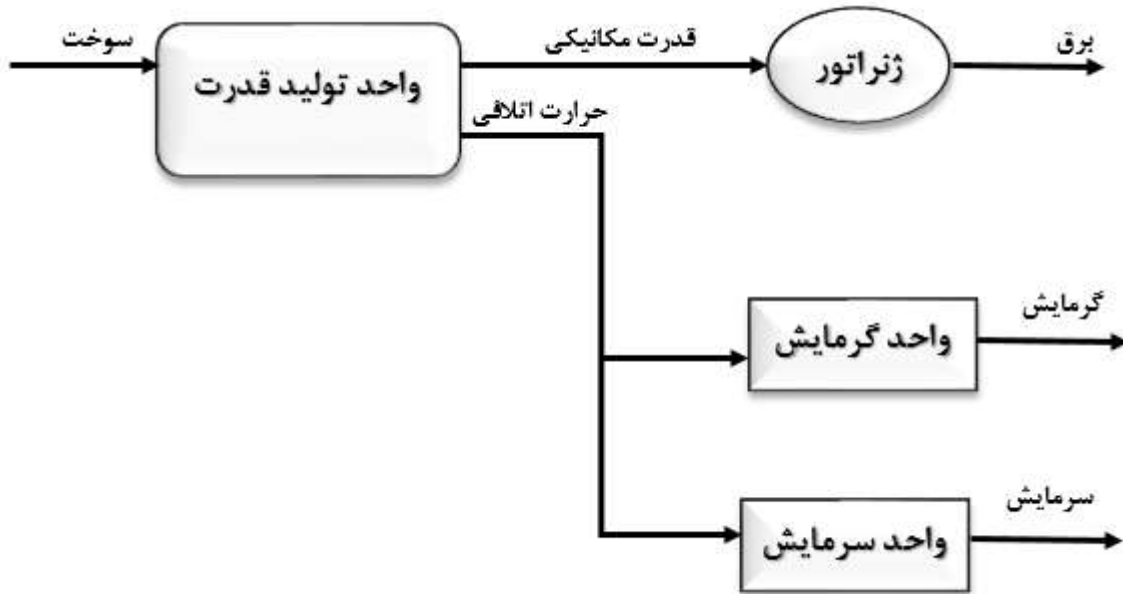
۱-۲-۱ مقدمه‌ای بر سیستم‌های تولید همزمان

در چند سال اخیر مطالعات زیادی بر روی سیستم‌های تولید همزمان صورت گرفته است. این حجم از مطالعات نشان‌دهنده مزایا و کاربردهای فراوان این سیستم‌ها است. این مزایا باعث افزایش استفاده از سیستم‌های تولید همزمان شده است. بیش از ۱۱٪ از انرژی برق تولیدی در کشورهای گروه ۸ (G8)^۱ و همچنین کشورهای برزیل، چین، هند، مکزیک و آفریقا جنوبی در سال ۲۰۰۸ از طریق سیستم‌های تولید همزمان تولید شده است. انتظار می‌رود این مقدار در سال ۲۰۱۵ به ۱۵٪ و در سال ۲۰۳۰ به ۲۴٪ برسد؛ به عبارت دیگر انتظار می‌رود میزان برق تولیدی توسط سیستم‌های تولید همزمان تا سال ۲۰۱۵ به

^۱ Group8

۴۳۰GW و تا سال ۲۰۳۰ به ۸۳۰GW برسد [۵]. از سیستم‌های تولید همزمان می‌توان در صنایع غذایی، فرودگاه‌ها، مراکز خرید، هتل‌ها، بیمارستان‌ها و خانه‌ها استفاده کرد.

شکل (۳-۱) سیستم تولید همزمان سه‌گانه^۱ را نشان می‌دهد:



شکل (۳-۱): نمونه‌ای از طرح کلی یک سیستم تولید همزمان سه‌گانه

سیستم تولید همزمان سه‌گانه از سه قسمت اصلی تشکیل می‌شود:

- واحد تولید قدرت که به عنوان محرک اولیه شناخته می‌شود، مانند توربین گاز^۲
- واحد سرمایش، مانند چیلر جذبی
- واحد گرمایش، مانند کویل حرارتی

^۱ Trigenation

^۲ Gas Turbine

فرآیند انرژی در سیستم‌های تولید همزمان به شرح زیر است:

۱- در واحد تولید قدرت، قدرت مکانیکی تولید می‌شود.

۲- قدرت مکانیکی تولیدشده از طریق ژنراتور برق تولید می‌کند.

۳- حرارت اتلافی تولیدشده در واحد تولید قدرت، بازیافت می‌شود.

۴- همه یا بخشی از حرارت اتلافی بازیافت شده برای برطرف کردن نیاز گرمایشی به کار می‌رود.

۵- همه یا بخشی از حرارت اتلافی بازیافت شده برای برطرف کردن نیاز سرمایشی به کار می‌رود.

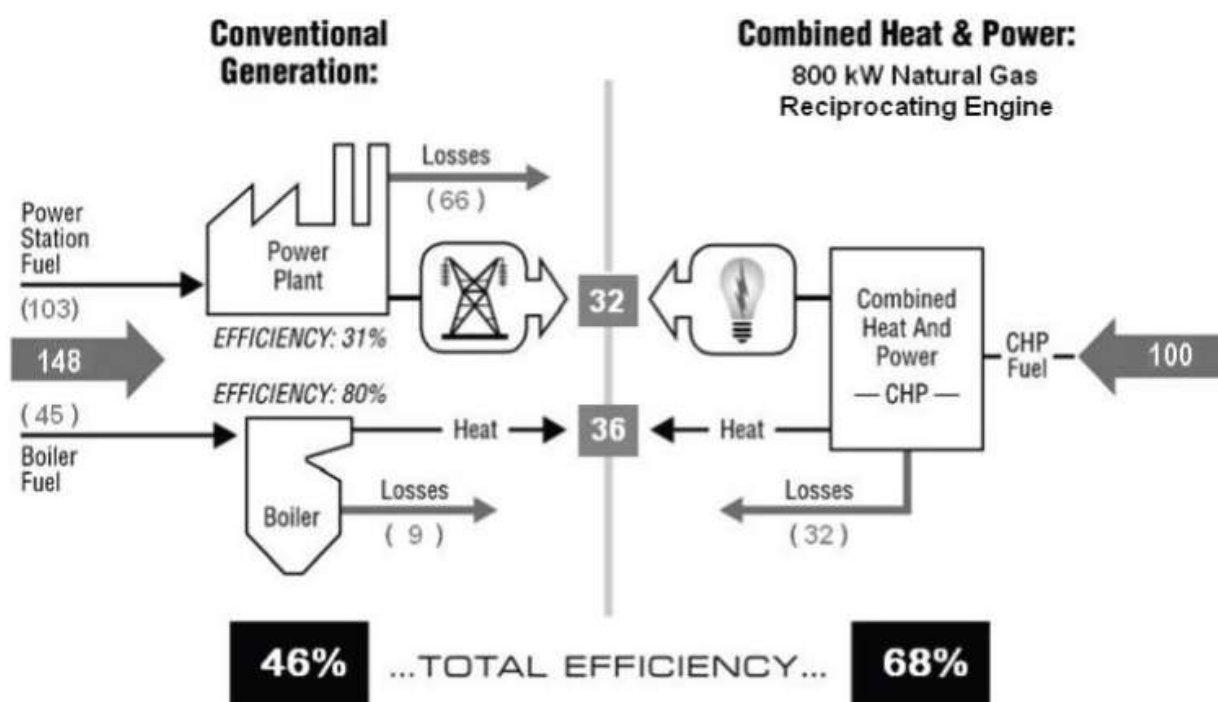
برای استفاده بهینه از سیستم تولید همزمان باید سیستم تولید همزمان به اندازه کافی انعطاف‌پذیر باشد تا بتواند پاسخگوی نیازهای گرمایشی و سرمایشی کاربران باشد.

۲-۲-۱ مقایسه سیستم‌های تولید همزمان با سیستم‌های سنتی تولید انرژی

در روش‌های سنتی تولید انرژی الکتریکی که انرژی شیمیایی سوخت در نیروگاه‌های بزرگ به انرژی الکتریکی تبدیل می‌گردد، معمولاً بخش اعظمی از انرژی گرمایی به دست آمده از سوخت به محیط تخلیه‌شده و تلف می‌گردد. از طرف دیگر امروزه اغلب مشترکان صنعتی به طور خاص و مشترکان بخش‌های مسکونی، تجاری و عمومی به طور عام نیازهای حرارتی در فرآیندهای مختلف و نیز بارهای گرمایش از جمله آب، بخار و هوای گرم مورد نیاز خود را با استفاده از بویلرها و یا پکیج‌های حرارتی^۱ تأمین می‌نمایند. معمولاً در این سامانه‌های حرارتی نیز قسمتی از انرژی گرمایی به دست آمده از سوخت به هدر می‌رود. در مقایسه با سیستم‌های تولید انرژی سنتی، سیستم تولید همزمان قابلیت تأمین حداقل بخشی از بار الکتریکی مورد نیاز را دارا بوده و ضمن بازیافت گرمای اتلافی، آن را به منظور تأمین نیازهای

^۱ Thermal Packages

گرمایشی و سرمایشی کاربران مورد استفاده قرار می‌دهد. به این ترتیب سیستم تولید همزمان قادر به بهره‌برداری بیشتر از انرژی حرارتی سوخت ورودی به سیستم است [۱]. عملکرد یک سیستم تولید همزمان از نوع موتور رفت و برگشتی گاز سوز با ظرفیت ۸۰۰ کیلووات در مقایسه با سیستم سنتی تولید انرژی متشکل از نیروگاه برق و بویلر در شکل (۴-۱) نشان داده شده است.



شکل (۴-۱): مقایسه عملکرد یک نمونه CHP با سیستم سنتی تولید انرژی [۶]

همان طور که در شکل (۴-۱) مشاهده می‌شود سیستم تولید همزمان با استفاده از انرژی ورودی کمتر همان مقدار برق و گرمایشی که سیستم سنتی تولید می‌کند را با راندمان بالاتر تولید می‌کند.

۳-۲-۱ مزایای سیستم‌های تولید همزمان

سیستم تولید همزمان دارای مزایای فراوانی است که از جمله آن می‌توان به افزایش راندمان نیروگاه، کاهش انرژی‌های تلف‌شده، کاهش هزینه‌های اجرا، کاهش انتشار گازهای گلخانه‌ای، استفاده بهتر از منابع

انرژی، کوتاه‌تر شدن خطوط انتقال انرژی، تولید چندگانه انرژی، افزایش قابلیت اطمینان، کاهش احتمال خرابی شبکه اشاره کرد. در ادامه به طور اجمالی به بررسی این مزایا می‌پردازیم.

- افزایش راندمان نیروگاه و کاهش هزینه‌ها: استفاده از سیستم تولید همزمان باعث افزایش راندمان کلی نیروگاه و کاهش هزینه‌های اجرا می‌شود. بازده کلی نیروگاه‌های معمولی^۱ که با سوخت فسیلی و یک محرک اولیه کار می‌کنند کمتر از ۳۹٪ است. این بدان معنی است که بیش از ۶۰٪ از ارزش حرارتی سوخت ورودی نیروگاه، هدر می‌رود. بازده کلی نیروگاهی که برق و حرارت را به طور جداگانه تولید می‌کند حدود ۶۰٪ است که با استفاده از حرارت تلف‌شده توسط محرک اولیه در سیستم‌های تولید همزمان میزان راندمان به ۸۰٪ می‌رسد. در سیستم‌های تولید همزمان با استفاده از حرارت اتلافی در قسمت تولید قدرت، نیازهای گرمایشی و سرمایشی را بدون استفاده از سوخت اضافی برطرف می‌کنند. در مقابل، در نیروگاه‌های معمولی نیاز به سوخت اضافی و منابع انرژی بیشتری وجود دارد. پس خروجی یک سیستم تولید همزمان سه‌گانه با وجود مصرف سوخت کمتر برابر با خروجی یک نیروگاه معمولی است؛ بنابراین در سیستم‌های تولید همزمان سه‌گانه برای تولید انرژی مفید مورد نیاز هزینه کمتری مصرف می‌شود [۵].

- کاهش انتشار گازهای گلخانه‌ای: استفاده از سیستم تولید همزمان سه‌گانه باعث کاهش انتشار گازهای گلخانه‌ای (GHG)^۲ می‌شود. همان‌طور که بیان شد سیستم تولید همزمان سه‌گانه نسبت به یک نیروگاه معمولی از سوخت کمتری استفاده می‌کند. در نتیجه میزان انتشار گازهای گلخانه‌ای توسط این سیستم‌ها کمتر خواهد بود. انتظار می‌رود در سال ۲۰۱۵ به خاطر استفاده از سیستم‌های تولید همزمان ۱۷۰ MT/year گاز CO₂ کمتری تولید شود و در سال ۲۰۳۰ این

^۱ Conventional Power Plants

^۲ Green House Gas

مقدار به عدد ۹۵۰ MT/year برسد. اگرچه انتشار گازهای گلخانه‌ای توسط سیستم‌های تولید همزمان به مراتب کمتر از نیروگاه‌های معمولی است اما معمولاً این سیستم‌ها در نزدیکی مصرف‌کننده ساخته می‌شوند، درحالی‌که نیروگاه‌های معمولی در فاصله نسبتاً زیادی نسبت به مصرف‌کننده قرار دارند؛ بنابراین گازهای گلخانه‌ای تولید شده توسط سیستم‌های تولید همزمان بسیار نزدیک به مصرف‌کننده تولید می‌شوند.

- کوتاه‌تر شدن خطوط انتقال انرژی: از آنجایی که سیستم‌های تولید همزمان در نزدیکی مصرف‌کننده ساخته می‌شوند، نیاز به خطوط انتقال برق کمتری دارند که باعث کاهش هزینه و همچنین کاهش تلفات انرژی می‌شود. تولید مرسوم برق به این صورت است که نیروگاه‌های بزرگ و متمرکز در چند نقطه، برق همه مصرف‌کنندگان را تأمین می‌کنند. این بدان معنی است که فاصله بین مصرف‌کننده نهایی با نیروگاه برق زیاد است و باید از خطوط انتقال برق بسیار زیادی استفاده شود. احداث خطوط برق طولانی بسیار پر هزینه است و از طرف دیگر این خطوط طولانی باعث اتلاف انرژی زیادی می‌شوند. تلفات ناشی از انتقال و توزیع برق از نیروگاه‌های متمرکز به مصرف‌کننده نهایی به میزان ۹٪ است. در مقابل تلفات ناشی از انتقال و توزیع برق توسط سیستم‌های تولید همزمان به مراتب کمتر از نیروگاه‌های متمرکز است.

- استفاده بهتر از منابع انرژی: سیستم‌های تولید همزمان سه‌گانه به میزان مورد نیاز انرژی تولید می‌کنند. سیستم‌های تولید همزمان در نزدیکی مصرف‌کننده ساخته می‌شوند و می‌توانیم مقدار انرژی مورد نیاز را به راحتی پیش‌بینی کرد؛ بنابراین انرژی به میزان مورد نیاز تولید می‌شود.

- افزایش قابلیت اطمینان: سیستم‌های تولید همزمان سه‌گانه قابلیت اطمینان بالایی دارند. به عنوان مثال خاموشی که در سال ۲۰۰۳ در قسمت شمال شرقی کشور آمریکا رخ داد باعث ضرر

چند میلیارد دلاری شد. بسیاری از بیمارستان‌ها در نیویورک به خاطر این کمبود برق آسیب دیدند. در سال ۱۹۹۸ حادثه‌ی دیگری در کشورهای کانادا و آمریکا رخ داد. خطوط انتقال برق و مراکز توزیع برق به خاطر طوفان آسیب دید. در این طوفان بیش از ۳۰۰۰۰ مرکز توزیع برق و ۱۰۰۰ دکل انتقال برق ولتاژ بالا آسیب دیدند. بر اثر این طوفان بیش از ۵ میلیون نفر از مردم برق خود را از دست دادند. نیروگاه‌های غیرمتمرکز یا همان سیستم‌های تولید همزمان دارای قابلیت اطمینان بالایی می‌باشند چرا که به خاطر خطوط انتقال برق کم و مراکز توزیع ناچیز احتمال خرابی شبکه بسیار پایین می‌آید [۵].

مزایای ذکر شده باعث ترغیب محققان و مهندسان برای توسعه هر چه بیشتر سیستم‌های تولید همزمان شده است.

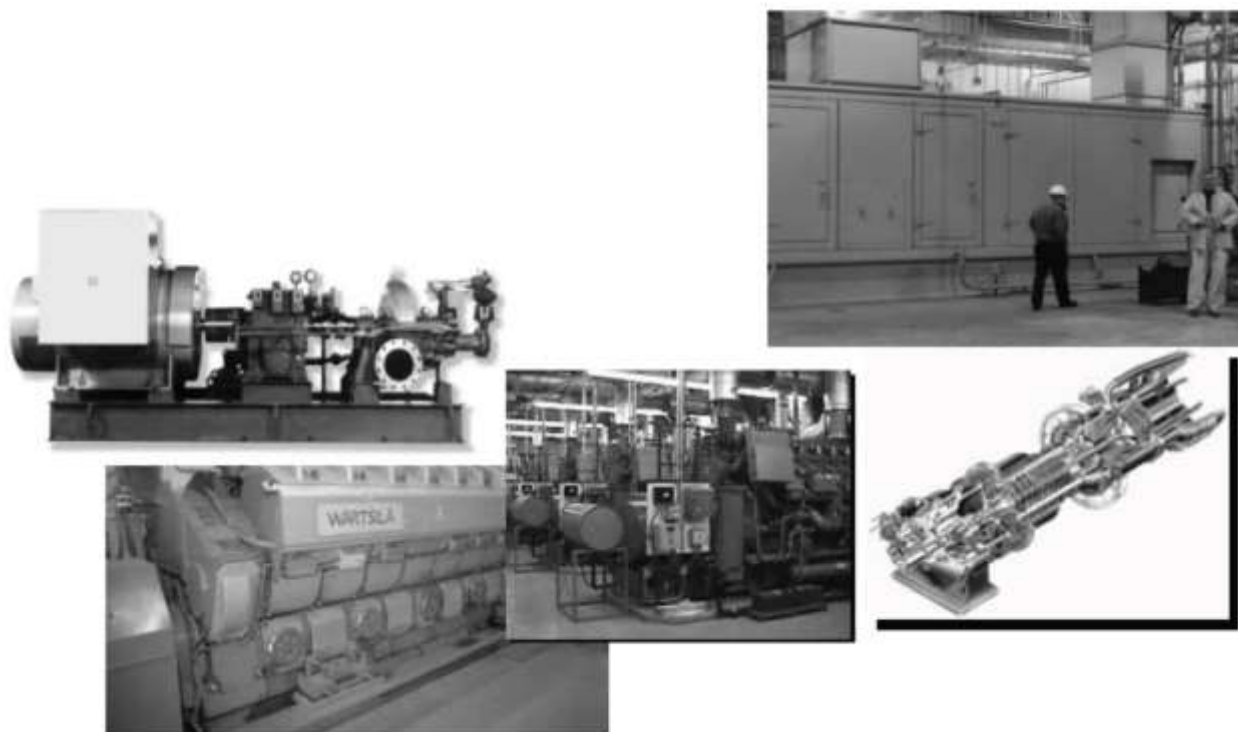
۱-۲-۴ تجهیزات و اجزاء سیستم‌های تولید همزمان سه‌گانه

سیستم‌های تولید همزمان شامل چندین دستگاه عمده و بسیاری اجزاء کوچک‌تر می‌باشند. در این قسمت به معرفی و تشریح آن‌ها می‌پردازیم.

- محرک‌های اولیه
- تجهیزات الکتریکی
- دستگاه‌های بازیابی حرارت
- چیلرهای جذبی

۱-۴-۲-۱ محرک‌های اولیه

محرک اولیه جزء اصلی سیستم‌های تولید همزمان سه‌گانه است؛ بنابراین یکی از دغدغه‌های عمده مهندسان انتخاب یک محرک اولیه مناسب است. از انواع محرک‌های اولیه، موتورهای رفت و برگشتی^۱، توربین‌های گاز^۲، میکروتوربین‌ها^۳، توربین‌های بخار^۴، پیل‌های سوختی^۵ و موتورهای استرلینگ^۶ را می‌توان نام برد. در شکل (۱-۵) چند نمونه از محرک‌های اولیه نشان داده شده است.



شکل (۱-۵): چند نمونه از محرک‌های اولیه سیستم‌های تولید همزمان

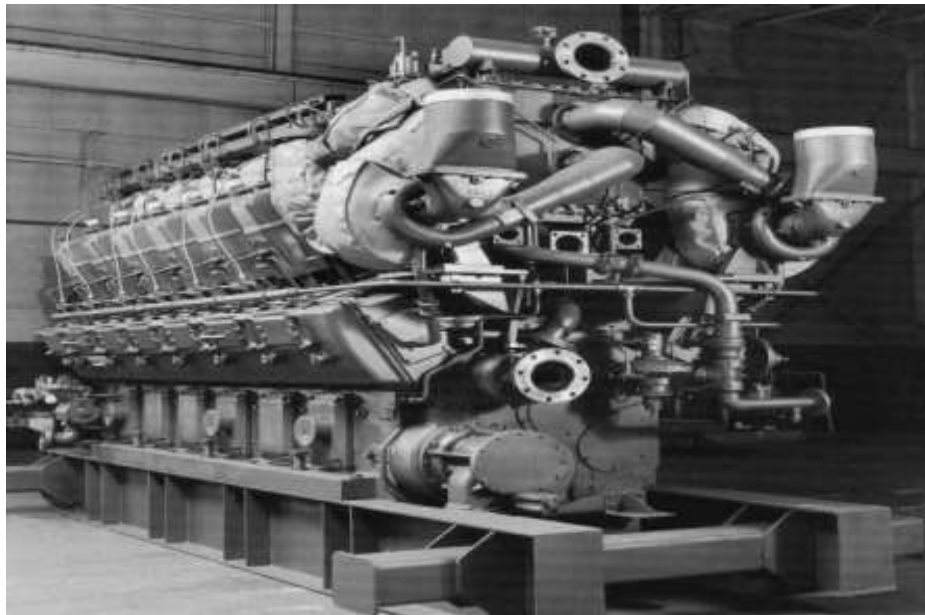
برای انتخاب یک محرک اولیه مناسب موارد زیر باید مورد توجه قرار گیرد:

-
- ^۱ Reciprocating engines
 - ^۲ Gas Turbines
 - ^۳ MicroTurbines
 - ^۴ Steam Turbines
 - ^۵ Fuel Cells
 - ^۶ Stirling Engines

- تقاضا بار الکتریکی با توجه به راندمان قدرت و امکان استفاده از چند محرک اولیه محاسبه شود.
- مقدار کل حرارت مورد نیاز برای پاسخگویی به تقاضای گرمایشی و سرمایشی مصرف‌کننده محاسبه شود. بر اساس این تقاضاها، نسبت قدرت به گرمایش و سرمایش برای نیروگاه مطلوب محاسبه شود.
- توانایی محرک اولیه برای عمل کردن با بیش از یک نوع سوخت که به انعطاف‌پذیری محرک اولیه می‌افزاید. از طرف دیگر نوع سوخت بر میزان انتشار گازهای گلخانه‌ای تأثیرگذار است. برای مثال، انتشار گازهای گلخانه‌ای از احتراق گاز طبیعی کمتر از احتراق دیزل است.
- انتخاب مکان سیستم تولید همزمان دارای محدودیت‌هایی از قبیل میزان آلودگی صوتی و میزان انتشار گاز گلخانه‌ای در محل مصرف است. همچنین ابعاد نیروگاه برای انتخاب مکان نیروگاه اهمیت دارد؛ بنابراین باید میزان آلودگی صوتی، میزان انتشار گازهای گلخانه‌ای و میزان ظرفیت محرک اولیه به وضوح تعریف شده باشد.
- از یک محرک اولیه به عنوان یک سیستم پشتیبانی برای مواقع ضروری می‌توان استفاده کرد. در این صورت باید زمان راه‌اندازی در نظر گرفته شود.
- نوع سوخت در هزینه‌های بهره‌برداری و نگهداری تأثیرگذار است. نوع سوخت ممکن است بر طول عمر پوشش داخلی محرک اولیه تأثیرگذار باشد، در نتیجه تعمیر و نگهداری بیشتری نیاز شود. در ادامه چند نوع از محرک‌های اولیه معرفی می‌شوند.

۱-۲-۴-۱-۱ موتورهای رفت و برگشتی

موتورهای رفت و برگشتی رایج‌ترین موتورهای احتراق داخلی^۱ می‌باشند که در آن‌ها انرژی شیمیایی سوخت در داخل محفظه سیلندر پس از احتراق به انرژی مکانیکی و انرژی گرمایی تبدیل می‌گردد. این‌گونه موتورها برای کاربردهای مختلفی از جمله خودروهای سبک، کامیون‌ها، ماشین‌آلات ساختمانی، تجهیزات معدن، ماشین‌آلات کشاورزی، کشتی‌ها، ناوگان‌های ریلی و نیز گستره متنوعی از تولید برق مورد استفاده قرار می‌گیرند. ظرفیت‌های رایج برای تولید همزمان برق و گرما برای این موتورها معمولاً تا بیش از ۵ مگاوات است. موتورهای رفت و برگشتی مورد استفاده برای تولید همزمان برق و گرما بازدهی بسیار خوبی داشته و از قابلیت اطمینان بالایی برخوردار هستند. این‌گونه موتورها در میان سایر محرکه‌های اولیه با ظرفیت مشابه دارای بیش‌ترین بازدهی حرارتی می‌باشند [۷].



شکل (۱-۶): موتور ژنراتور ۱۲ سیلندر گازسوز با ظرفیت ۲۰۰۰ کیلووات [۷]

^۱ Internal Combustion

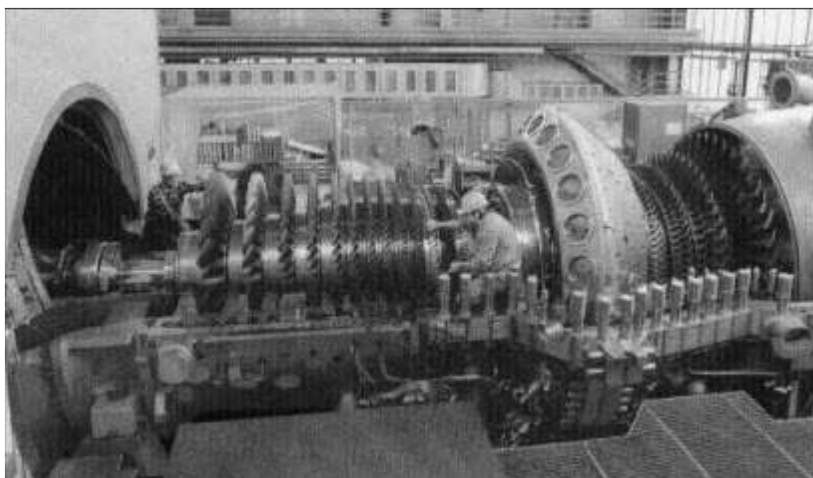
در شکل (۱-۶) موتور ژنراتور ۱۲ سیلندر گاز سوز با ظرفیت ۲۰۰۰ کیلووات نشان داده شده است. در جدول (۱-۱) عملکرد موتورهای رفت و برگشتی گازسوز با ظرفیت‌های مختلف نشان داده شده است.

جدول (۱-۱): عملکرد موتورهای رفت و برگشتی گازسوز با ظرفیت‌های مختلف [۸]

مشخصات و راندمان	واحد	موتور ۱	موتور ۲	موتور ۳	موتور ۴	موتور ۵
ظرفیت الکتریکی	kW	۱۰۰	۳۰۰	۸۰۰	۳۰۰۰	۵۰۰۰
ظرفیت حرارتی	kW	۱۲۰۰۰	۹۸۶۶	۹۷۶۰	۹۴۹۲	۸۷۵۸
راندمان الکتریکی	%	۲۸/۴	۳۴/۶	۳۵	۳۶	۳۹
راندمان کل سیستم	%	۷۹	۷۸	۷۹	۷۳	۷۴

۱-۲-۴-۱-۲ توربین‌های گاز

توربین‌های گاز از اواخر دهه ۱۹۳۰ میلادی به منظور تولید برق مورد استفاده قرار گرفته‌اند. این محرکه‌ها از ویژگی‌هایی چون سبک‌وزنی، سادگی، تنوع و قابلیت اطمینان بسیار بالا برخوردار می‌باشند. بهره‌برداری از این نوع فناوری و نیز نصب و راه‌اندازی آن از سادگی و مطلوبیت خوبی برخوردار است. در حال حاضر توربین‌های گاز با ظرفیت‌هایی در محدوده ۵۰۰ کیلووات تا ۲۵۰ مگاوات در دسترس می‌باشند. این نوع محرکه‌ها را می‌توان فقط برای تولید برق و یا تولید همزمان برق، گرمایش و سرمایش مورد استفاده قرار داد. امروزه توربین‌های گاز که فقط برای تولید برق مورد استفاده قرار می‌گیرند با بازدهی تا ۴۰٪ به صورت تجاری در دسترس می‌باشند. به طور کلی، گازهای احتراق خارج شونده از توربین‌های گاز کیفیت حرارتی بالایی داشته و قابلیت استفاده در سیستم‌های تولید همزمان را دارا می‌باشند. با بهره‌گیری از حرارت بازیافت شده از گازهای خروجی امکان دستیابی به بازدهی کلی سیستم در محدوده ۷۰ تا ۸۰ درصد میسر می‌گردد [۶]. در شکل (۱-۷) توربین گاز با ظرفیت بسیار بالا ساخت شرکت زیمنس نشان داده شده است.



شکل (۱-۷): توربین گاز با ظرفیت بسیار بالا ساخت شرکت زیمنس [۶]

در جدول (۱-۲) عملکرد توربین گاز با ظرفیت‌های مختلف نشان داده شده است.

جدول (۱-۲): عملکرد توربین گاز با ظرفیت‌های مختلف [۹]

توربین ۵	توربین ۴	توربین ۳	توربین ۲	توربین ۱	واحد	مشخصات و راندمان
۴۰۰۰۰	۲۵۰۰۰	۱۰۲۳۹	۵۴۵۷	۱۱۵۰	kW	ظرفیت الکتریکی
۹۲۲۰	۹۹۴۵	۱۲۰۰۱	۱۲۳۱۲	۱۶۰۴۷	kW	ظرفیت حرارتی
۳۷	۳۴/۳۰	۲۸/۴۴	۲۷/۷۲	۲۱/۲۷	%	راندمان الکتریکی
۷۲/۱	۷۰/۷	۶۸/۴	۶۹/۸	۶۶/۳	%	راندمان کل سیستم

۳-۱-۴-۲-۱ میکرو توربین

میکرو توربین، تکنولوژی توربین‌گازی توسعه‌یافته در مقیاس کوچک‌تر است. این تکنولوژی اساساً برای کاربرد در بخش حمل‌ونقل توسعه یافت اما امروزه به عنوان روشی برای تولید برق در نظر گرفته شده است. این محرکه‌ها که از سوخت‌های گازی و مایع استفاده می‌نمایند دارای سرعت دورانی بسیار زیادی می‌باشند. میکرو توربین‌ها در حدود سال ۱۹۹۷ میلادی به صورت آزمایشی مورد بهره‌برداری قرار گرفته و از سال ۲۰۰۰ میلادی به صورت تجاری وارد بازار شدند. محدوده ظرفیت‌های در دسترس و یا در حال توسعه میکرو توربین‌ها از ۳۰ تا ۲۵۰ کیلووات است در حالی که ظرفیت توربین‌گازها معمولاً از ۵۰۰

کیلووات تا ۲۵۰ مگاوات است. مشابه توربین گازهای بزرگ، میکرو توربین‌ها را می‌توان در حالت فقط تولید برق و یا در سیستم‌های تولید همزمان مورد استفاده قرار داد. این توربین‌ها می‌توانند از سوخت‌های متنوعی از جمله گاز طبیعی و سوخت‌های مایع مثل بنزین، نفت سفید و گازوئیل استفاده نمایند [۱۰]. در شکل (۸-۱) نمونه‌ای از یک میکرو توربین ۶۰ کیلو واتی نشان داده شده است.



شکل (۸-۱): نمونه‌ای از یک میکرو توربین ۶۰ کیلو واتی [۱۰]

در جدول (۳-۱) عملکرد چند نمونه میکرو توربین نشان داده شده است.

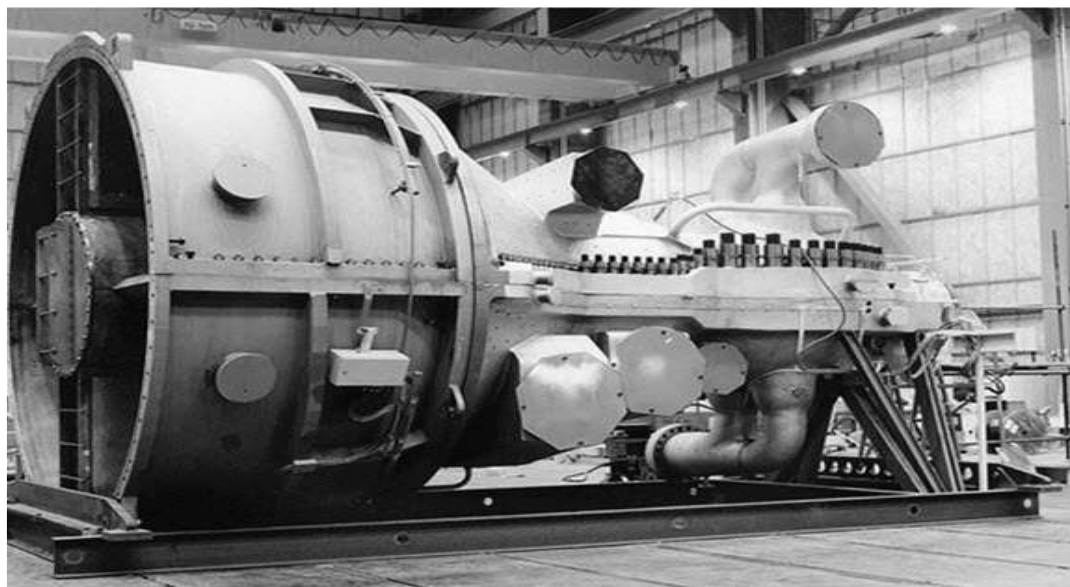
جدول (۳-۱): عملکرد چند نمونه میکرو توربین [۱۰]

مشخصات و راندمان	واحد	سامانه ۱	سامانه ۲	سامانه ۳
ظرفیت الکتریکی	kW	۳۰	۶۵	۲۵۰
ظرفیت حرارتی	kW	۱۵/۰۷۵	۱۳/۸۹۱	۱۳/۰۸۰
راندمان الکتریکی	%	۲۲/۶	۲۴/۴	۲۶/۰۹
راندمان کل سیستم	%	۶۳/۸	۷۱/۲	۶۴

توربین بخار ۴-۱-۴-۲-۱

توربین‌های بخار یکی از متداول‌ترین و قدیمی‌ترین فناوری‌های محرک اولیه بوده و در حال حاضر نیز به طور گسترده‌ای جهت تولید برق مورد استفاده قرار می‌گیرد. تولید برق توسط توربین‌های بخار از حدود

یک صد سال پیش رایج شده و به دلیل بازدهی بیشتر و هزینه‌های کمتر به عنوان جایگزین مناسبی برای ماشین‌های بخار رفت و برگشتی مورد استفاده قرار گرفته است. امروزه در اغلب کشورهای جهان بخش عمده تولید برق توسط توربین‌های بخار صورت می‌پذیرد. ظرفیت توربین‌های بخار تجاری شده در محدوده ۵۰ کیلووات (تولید مقیاس کوچک) تا چند صد مگاوات (تولید نیروگاهی) است. در حال حاضر، در کشورهای مختلف توربین‌های بخار به طور گسترده‌ای به منظور تولید همزمان مورد استفاده قرار می‌گیرد. سوخت‌های قابل استفاده در توربین بخار شامل گاز طبیعی، سوخت‌های مایع سبک و سنگین، سوخت‌های جامد مثل انواع زغال سنگ، چوب و ... است [۷]. در شکل (۱-۹) نمونه‌ای از یک توربین بخار نشان داده شده است.



شکل (۱-۹): توربین بخار [۷]

در جدول (۱-۴) عملکرد توربین بخار با ظرفیت‌های مختلف نشان داده شده است.

جدول (۱-۴): عملکرد توربین بخار با ظرفیت‌های مختلف [۷]

مشخصات و راندمان	واحد	توربین ۱	توربین ۲	توربین ۳
ظرفیت الکتریکی	kW	۵۰۰	۳۰۰۰	۱۵۰۰۰

۸۰	۷۰	۵۰	%	راندمان حرارتی توربین
۸۰	۸۰	۸۰	%	راندمان بویلر
۹/۳	۶/۹	۶/۴	%	راندمان الکتریکی
۷۹/۷	۷۹/۵	۷۹/۶	%	راندمان کل سیستم

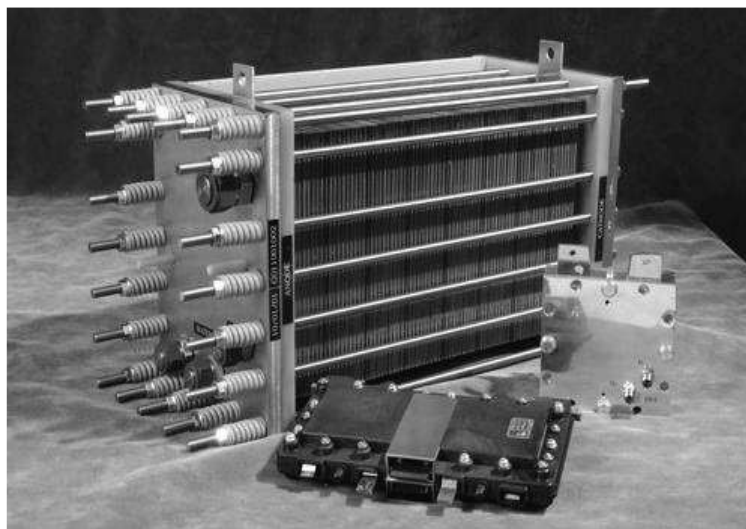
۱-۲-۴-۵ پیل سوختی

پیل سوختی فرآیند تولید الکتریسیته کاملاً متفاوتی با سایر روش‌ها و فناوری‌های محرک‌های اولیه دارد. پیل‌های سوختی همانند باتری‌ها از طریق یک فرآیند الکترو شیمیایی الکتریسیته جریان مستقیم تولید می‌نماید. البته توان الکتریکی باتری‌ها میزان محدودی داشته و با توجه به انرژی ذخیره شده تحویل می‌گردد، اما پیل‌های سوختی تا زمانی که سوخت اولیه به آن‌ها برسد به طور نامحدود می‌توانند تحت بهره‌برداری قرار داشته باشند. یکی از ویژگی‌های پیل سوختی آن است که برخلاف بسیاری از محرک‌های اولیه، تولید الکتریسیته از منبع انرژی توسط پیل سوختی بدون نیاز به فرآیند احتراق صورت می‌پذیرد. تولید الکتریسیته و گرما در پیل سوختی با استفاده از دو الکتروود (آند و کاتد) که یون‌های شارژ شده را از یک الکترولیت عبور می‌دهند صورت می‌پذیرد. این فرآیند با به‌کارگیری یک کاتالیست تسریع می‌گردد. پیل‌های سوختی یکی از فناوری‌های تولید برق با بازدهی مناسب، تمیز و بدون سر و صدا است. از آنجایی که سوخت مورد استفاده توسط پیل سوختی در یک فعل‌وانفعال الکتروشیمیایی مصرف گردیده و سوزانده نمی‌شود، لذا استفاده از سوخت موجب آلاینده‌گی هوا نمی‌شود. توسعه پیل‌های سوختی به عنوان یکی از گزینه‌های تولید برق برای آینده حدوداً از چهل سال پیش شروع شده است؛ اما این فناوری به دلایلی مثل گرانی، پیچیدگی، ظرفیت کم و قابلیت اطمینان اثبات نشده هنوز نتوانسته است بازار تجاری عمده‌ای را به خود اختصاص دهد. البته مزایای پیل‌های سوختی از جمله منافع زیست‌محیطی، بازدهی بالا به گونه‌ای است که در برخی از کشورها این نوع فناوری مورد حمایت و تشویق دولت‌ها قرار گرفته است. پیل‌های سوختی در ۵ نوع مختلف به شرح ذیل توسعه یافته‌اند:

(Proton Exchange Membrane Fuel Cell)	• نوع PEMFC
(Molten Carbonate Fuel Cell)	• نوع MCFC
(Phosphoric Acid Fuel Cell)	• نوع PAFC
(Solid Oxide Fuel Cell)	• نوع SOFC
(Alkaline Fuel Cell)	• نوع AFC

در هر یک از انواع پیل‌های سوختی فوق‌الذکر نوع الکترولیت و دمای بهره‌برداری متفاوت است.

هر یک از انواع پیل‌های سوختی دارای عملکرد، مشخصات، مزایا و محدودیت‌های خاص خود بوده و بنابراین در شرایط متفاوتی برای کاربردهای تولید پراکنده مورد استفاده قرار می‌گیرند [۱۱]. در شکل (۱-۱۰) نمونه‌ای از یک پیل سوختی با ظرفیت ۵ کیلووات نشان داده شده است.



شکل (۱-۱۰): پیل سوختی با ظرفیت ۵ کیلووات [۱۱]

در جدول (۵-۱) مشخصات انواع پیل‌های سوختی نشان داده شده است.

جدول (۱-۵): مشخصات انواع پیل سوختی [۱۱]

مشخصات	واحد	PEMFC	AFC	PAFC	MCFC	SOFC
نوع سازه	-	پلاستیک، فلز و یا	پلاستیک، فلز	کربن، سرامیک	فلزات دمای زیاد،	سرامیک، فلزات
دمای بهره‌برداری	°C	۸۵-۶۵	۲۶۰-۹۰	۲۱۰-۱۹۰	۷۰۰-۶۵۰	۱۰۰۰-۷۵۰
راندمان	%	۳۵-۲۵	۴۰-۳۲	۴۵-۳۵	۵۰-۴۰	۵۵-۴۵

۱-۲-۴-۱-۶ موتورهای استرلینگ

موتور استرلینگ اولین بار توسط روبرت استرلینگ^۱ در سال ۱۸۱۶ ثبت اختراع شد. کاربرد اولیه این محرکه، پمپاژ آب برای بهره‌برداری از معادن بود. از دیگر کاربردهای این نوع موتور استفاده در صفحات متمرکز کننده انرژی خورشیدی، محرکه زیردریایی‌ها و تولید پراکنده برق و گرما است. موتورهای استرلینگ بر اساس چرخه کارنو^۲ کار می‌کنند. از نظر تئوری، چرخه کارنو پربازده‌ترین چرخه برای یک موتور حرارتی است. در عمل، میزان بازدهی موتورهای استرلینگ در حدود بازدهی میکرو توربین‌ها و مقداری کمتر از موتورهای رفت و برگشتی است. از طریق بازیافت انرژی گرمایی سامانه خنک‌کن موتور و سیستم روغن‌کاری و نیز گازهای داغ خروجی می‌توان به میزان بازدهی کلی در حدود ۸۰٪ دست یافت. این میزان بازدهی، موتورهای استرلینگ را برای کاربردهای سیستم تولید همزمان در ساختمان‌های مسکونی، تجاری و نیز صنایع کوچک موجه می‌نماید. در حال حاضر این نوع موتورها در محدوده ظرفیت ۱ تا ۵۵ کیلووات در حال توسعه می‌باشند. با به‌کارگیری چندین واحد به صورت موازی می‌توان به ظرفیت‌های بالاتری دست یافت. موتور استرلینگ از یک محفظه احتراق مجزا استفاده می‌نماید که با طراحی مناسب آن می‌توان میزان آلاینده را کاهش داده و نیز می‌توان از سوخت‌های مختلفی مثل گاز طبیعی، پروپان، نفت، زیست توده و سایر سوخت‌های اتلافی هم استفاده نمود [۶].

^۱ Robert Stirling

^۲ Carnot Cycle



شکل (۱-۱۱): موتور استرلینگ ۳۵ کیلوواتی [۶]

در شکل (۱-۱۱) نمونه‌ای از یک موتور استرلینگ با ظرفیت ۳۵ کیلووات نشان داده شده است. با وجود مناسب بودن این نوع محرکه اولیه برای کاربردهای تولید پراکنده، تاکنون موفقیت تجاری قابل توجهی برای موتورهای استرلینگ کسب نشده است. در جدول (۱-۶) مشخصات عملکرد موتور استرلینگ ۵۵ کیلوواتی نشان داده شده است.

جدول (۱-۶): مشخصات عملکرد موتور استرلینگ ۵۵ کیلوواتی [۶]

مشخصات عملکرد	واحد	موتور استرلینگ STM4-260
ظرفیت الکتریکی	kW	۵۵
ظرفیت حرارتی	kW	۵۴۵۳
راندمان الکتریکی	%	۳۰/۶
راندمان کل سیستم	%	۸۱/۷

در جدول (۱-۷) مزایا، معایب و ظرفیت محرکه‌های اولیه بیان شده است.

جدول (۱-۷): مزایا، معایب و ظرفیت محرکه‌های اولیه [۱۲]

نوع فناوری	مزایا	معایب	ظرفیت
موتورهای رفت و برگشتی	بازدهی بالا همراه با قابلیت بهره‌برداری در بار جزئی	هزینه تعمیرات زیاد کاربردهای CHP محدود به دمای کم	کمتر از ۵ مگاوات

نوع جرقه‌های نوع تراکمی	راه‌اندازی سریع سرمایه‌گذاری نسبتاً کم امکان اجرای تعمیرات اساسی با استفاده از کارکنان محلی امکان بهره‌برداری از سوخت گاز با فشار کم	آلاینده‌گی نسبتاً زیاد هوا نیاز به خنک‌سازی نویزهای فرکانس پایین به میزان زیاد	با سرعت زیاد: کمتر از ۴ مگاوات با سرعت کم: بین ۴ الی ۷۵ مگاوات
توربین گاز	قابلیت اطمینان بالا آلاینده‌گی کم گرمای قابل‌دسترس باکیفیت بالا عدم نیاز به خنک‌سازی	نیاز به سوخت گاز با فشارقوی بازدهی کم در بار پایین کاهش بازدهی در صورت افزایش دمای محیط	۵۰۰ کیلووات الی ۲۵۰ مگاوات
توربین بخار	قابلیت اطمینان بالا بازدهی کلی بالا استفاده از انواع سوخت طول عمر زیاد قابلیت تغییر نسبت تولید برق به گرما	راه‌اندازی کند کم بودن نسبت تولید برق به گرما	۵۰ کیلووات الی ۲۵۰ مگاوات
میکرو توربین	قسمت‌های متحرک کم ابعاد کوچک و وزن سبک آلاینده‌گی کم عدم نیاز به خنک‌سازی	هزینه بالا بازدهی مکانیکی نسبتاً کم کاربردهای CHP محدود به دمای کم	۳۰ الی ۲۵۰ کیلووات
پیل سوختی	آلاینده‌گی کم سروصدای کم بازدهی بالا در بارهای مختلف	هزینه بالا نیاز به فرآوری سوخت	۵ کیلووات الی ۲ مگاوات

در جدول (۸-۱) ویژگی‌های محرک‌های اولیه با هم مقایسه شده است.

جدول (۸-۱): مقایسه ویژگی‌های محرک‌های اولیه [۱۳]

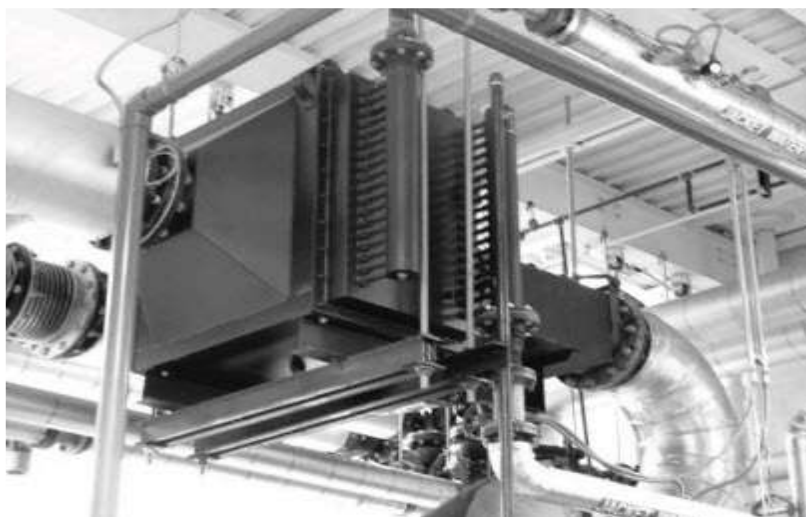
مشخصات	موتور رفت و برگشتی	توربین گاز	توربین بخار	میکرو توربین	پیل سوختی
بازدهی الکتریکی	۲۲ - ۴۰٪	۲۲ - ۳۶٪	۱۵ - ۳۸٪	۱۸ - ۲۷٪	۳۰ - ۶۳٪
بازدهی کلی	۷۰ - ۸۰٪	۵۰ - ۷۰٪	۸۰٪	۶۵ - ۷۵٪	۵۵ - ۸۰٪
زمان راه‌اندازی	۱۰ ثانیه	۱۰ دقیقه تا ۱ ساعت	۱ ساعت تا ۱ روز	۶۰ ثانیه	۳ ساعت تا ۲ روز
انواع سوخت	گاز طبیعی، بیوگاز،	گاز طبیعی، بیوگاز،	تمامی سوخت‌ها	گاز طبیعی، بیوگاز،	هیدروژن گاز طبیعی،
سرو و صدا	زیاد	متوسط	زیاد	متوسط	کم
کاربردهای گرمای خروجی	آب گرم، بخار فشار پایین	گرمایش فرآیند، آب گرم، بخار فشار پایین و بالا	بخار فشار پایین و بالا	گرمایش فرآیند، آب گرم، بخار فشار پایین	آب گرم، بخار فشار پایین و بالا

۲-۴-۲-۱ تجهیزات الکتریکی

تجهیزات الکتریکی برای سیستم‌های تولید همزمان شامل ژنراتورها، ترانسفورمرها، تجهیزات سوئیچینگ، مدار شکن‌ها، رله‌ها، کنتورها، کنترل‌ها، خطوط انتقال و دیگر تجهیزات وابسته است. علاوه بر تجهیزاتی که در تولید توان الکتریکی مورد نیاز است، سیستم‌های تولید همزمان ممکن است برای بهره‌برداری اضطراری و نیز فروش برق به شبکه نیاز به تجهیزاتی برای اتصال به شبکه برق داشته باشند [۶].

۳-۴-۲-۱ دستگاه‌های بازیافت حرارت

بازیافت حرارتی معمولاً توسط مبدل‌های خاص حرارتی صورت می‌گیرد. از جمله این مبدل‌ها، مولد بخار بازیافت حرارت (HRSG)^۱ و یا مبدل‌هایی همانند رادیاتور موتورهای احتراقی می‌باشند. شکل (۱-۱۲) نمونه‌ای از یک مبدل حرارتی سیستم تولید همزمان را نشان می‌دهد.



شکل (۱-۱۲): نمونه یک مبدل سیستم تولید همزمان [۶]

^۱ Heat Recovery Steam Generator

در اکثر این تجهیزات، گاز خروجی از دستگاه عبور کرده و از بالای دستگاه خارج می‌شود. انرژی گاز خروجی برای گرم کردن و تبخیر آب و سوپرهیت کردن بخار مورد استفاده قرار می‌گیرد. اختلاف حرارت بین گاز خروجی و آب موقعی که شروع به تبخیر می‌نماید، به عنوان نقطه پینچ اختلاف درجه حرارت می‌نامند. این نقطه دارای کمترین اختلاف درجه حرارت بوده و عملکرد کلی وسیله بازیابی حرارت را محدود می‌کند. 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. از طرف دیگر با افزایش اختلاف درجه حرارت، بایستی از میزان جریان بخار کاسته شده و از انرژی گاز خروجی کمتری استفاده شود. برای استفاده از اختلاف درجه حرارت‌های کوچک‌تر و تثبیت میزان انتقال حرارت بالاتر، سطوح انتقال حرارت بزرگ‌تری مورد نیاز است. سطوح انتقال حرارت بزرگ‌تر طبعاً به سرمایه‌گذاری‌های بیشتری نیاز دارد. نتیجه اینکه برای استفاده از یک وسیله بازیابی حرارت در طراحی سیستم تولید همزمان باید بین دو گزینه فوق حالت تعادل را به دست آورد.

۱-۲-۴-۴ چیلر جذبی

چیلرهای جذبی از انرژی حرارتی موجود در سیستم‌های تولید همزمان، سرمایه‌گذاری تولید می‌کنند. در چیلرهای جذبی از سیالات و سیکل ترمودینامیکی مشخصی استفاده می‌شود که درجه حرارت‌های پایین را بدون نیاز به یک کمپرسور بخار ایجاد می‌کنند. یک چیلر جذبی بجای استفاده از کمپرسور بخار از پمپ‌های مایع و منابع با درجه حرارت پایین مثل آب گرم، بخار یا گاز دودکش استفاده می‌کند. در چیلرهای جذبی از سیالات محلولی استفاده می‌شود که از دو جزء تشکیل شده‌اند. 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 می‌شود. از این جزء به عنوان مبرد در سیکل استفاده می‌شود. نمونه‌هایی از محلول‌ها به شرح زیر است:

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

در مورد اول آمونیاک به عنوان مبرد بوده و در دو مورد دیگر آب به عنوان مبرد مورد استفاده قرار می‌گیرد. در کاربردهای تولید همزمان ویژگی مهم چیلرهای جذبی این است که آن‌ها از انرژی درجه حرارت نسبتاً پایین که به طور مستقیم و یا غیرمستقیم از محرک اولیه به دست می‌آید، می‌توانند برای تولید آب سرد در سرمایش استفاده کنند. خروجی حرارتی یک سیستم تولید همزمان را می‌توان برای گرمایش در خلال فصل سرد سال و با استفاده از چیلر جذبی برای سرمایش در خلال فصل گرم سال استفاده کرد. در آب و هوای گرم چیلرهای جذبی یک جزء مهم از جهت تکنیکی و اقتصادی در موفقیت سیستم‌های تولید همزمان است [۶].

۳-۱ بررسی سیکل ارگانیک رانکین

بازیافت گرمای اتلافی نقش مهمی در مدیریت منابع انرژی ایفا می‌کند. از سیکل ارگانیک رانکین می‌توان برای بازیابی حرارت اتلافی دما پایین استفاده نمود. این سیکل مشابه سیکل رانکین بوده و فقط از سیالات ارگانیک به عنوان سیال کاری در آن استفاده می‌شود. فن‌آوری سیکل ارگانیک رانکین می‌تواند نقش پر اهمیتی را بازی کند از جمله می‌توان:

- با بازیابی حرارتی حرارت اتلافی که در صنایع ایجاد شده، از مقدار نیاز آن‌ها به انرژی کم کرد.
- با بکار بردن ORC در سیستم‌های تولید همزمان، قسمتی از نیاز ساختمان‌ها به انرژی را تأمین کرد.

- ORC می‌تواند در تبدیل منابع انرژی تجدیدپذیر مثل زمین‌گرمایی، خورشیدی و زیست توده به انرژی الکتریکی به کار رود.

- نصب ORC بر روی وسایل نقلیه باعث بالا رفتن راندمان و یا کاهش مصرف سوخت می‌شود. (با تبدیل انرژی موجود در گاز خروجی به الکتریسیته و یا کاربرد ORC در خنک‌سازی موتور)

با توجه به تجدیدپذیر نبودن سوخت‌های فسیلی و افزایش قیمت آن و افزایش نگرانی‌ها در مورد گرمای زمین، استفاده از راه‌حلی همچون ORC، راه‌گشا، کاربردی و مهم به نظر می‌رسد.

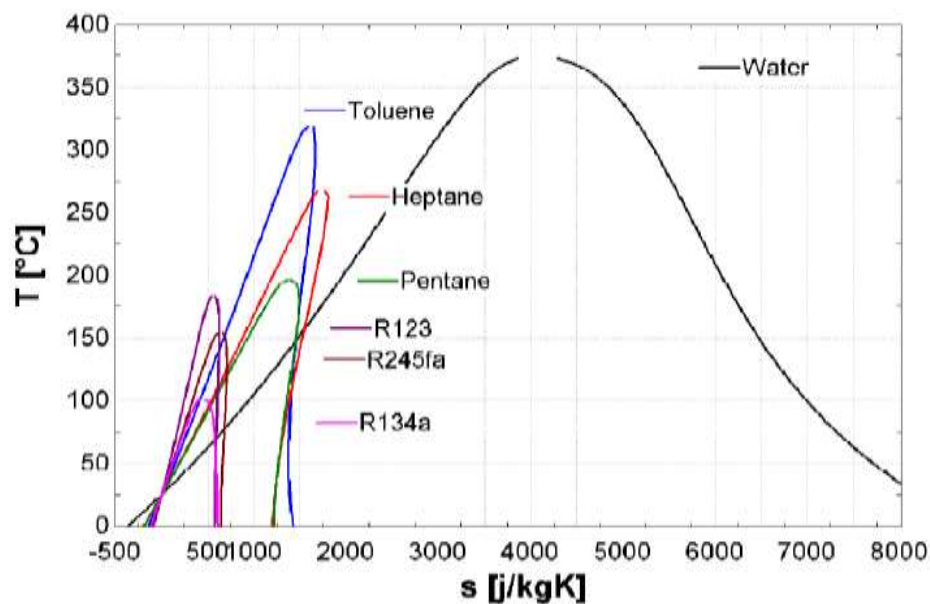
۱-۳-۱ مقدمه‌ای بر سیکل ارگانیک رانکین

این سیکل در اوایل دهه هفتاد میلادی ابداع شد و تعداد زیادی از نیروگاه‌های ORC برای استفاده از انرژی زمین‌گرمایی، بازیابی حرارتی و تولید همزمان برق و گرمایش ساخته شد [۱۴]. سیکل ارگانیک رانکین کاملاً شبیه سیکل رانکین معمولی بوده و از قواعد آن پیروی می‌کند با این تفاوت که از سیال‌های ارگانیک مثل مبردها یا هیدروکربن‌ها (بوتان، پنتان، هگزان و ...) استفاده می‌کند. مزیت استفاده از سیال‌های ارگانیک نسبت به آب این است که سیالات ارگانیک دمای جوش پایینی دارند که باعث می‌شود بتوان از این سیکل در منابع حرارتی با دمای پایین استفاده کرد. در سیکل رانکین بخار حتماً باید آب به شکل سوپرهیت وارد توربین شده تا باعث صدمه به توربین نشود اما در ORC الزامی برای سوپرهیت شدن سیال وجود ندارد و حتی در برخی موارد سوپرهیت کردن سیال باعث پایین آمدن راندمان می‌شود. همچنین در ORC به دلیل بالا بودن چگالی بخار وارد شده به توربین و پایین بودن نسبت حجم، در دو طرف توربین (نسبت به بخار در سیکل رانکین معمولی) توربین یا اکسپندر^۱ استفاده‌شده به مراتب کوچک‌تر و دارای سرعت دورانی پایین‌تری نسبت به توربین سیکل رانکین بخار است [3].

^۱ Expander

۲-۳-۱ مقایسه ORC با سیکل بخار

همان طور که گفته شد، تنها تفاوت ORC با سیکل بخار در نوع سیال کاری به کار رفته در سیکل است اما همین تفاوت اندک، در رفتار و کاربرد سیکل تغییرات مهمی ایجاد می‌کند. در شکل (۱-۱۳) منحنی اشباع چندین نمونه از سیالات ارگانیک و آب در نمودار T-S نشان داده شده است و دو تفاوت اصلی دیده می‌شود:



شکل (۱-۱۳): منحنی اشباع چندین نمونه از سیالات ارگانیک و آب در نمودار T-S

I) شیب بخار آب اشباع برای آب منفی است اما برای بسیاری از سیالات ارگانیک مورد استفاده در ORC این شیب مثبت است یا به صورت عمودیست. در نتیجه در ORC، در خروجی توربین سیال کاری کاملاً در فاز بخار قرار دارد و دیگر نیازی به سوپرهیت کرده سیال قبل از ورودی توربین نیست. (جهت جلوگیری از تشکیل مایع در توربین و محافظت از پرها)

(II) در سیالات ارگانیک اختلاف آنتروپی بین مایع اشباع و بخار اشباع بسیار کمتر از آب است و همچنین این موضوع برای آنتالپی نیز صادق است؛ بنابراین برای تولید قدرت از مقدار حرارت یکسانی که از اواپراتور عبور می‌کند، دبی سیال ارگانیک باید از دبی آب بیشتر باشد؛ این موضوع باعث می‌شود که صرف انرژی پمپ در ORC بیشتر باشد.

با توجه به متفاوت بودن نوع سیال در ORC و سیکل ارگانیک رانکین معمولی، می‌توان تفاوت‌های این دو سیکل را این چنین دسته بندی کرد:

- سوپرهیت کردن سیال کاری: با توجه به نوع سیال، معمولاً سیال در خروجی توربین ORC به شکل سوپرهیت خارج می‌شود، بنابراین بر خلاف سیکل بخار، نیازی به سوپرهیت کردن سیال در ابتدای توربین نیست. مایع نشدن سیال در توربین نیز خطر خوردگی پره‌های توربین را کاهش می‌دهد و طول عمر توربین را تا بیش از ۳۰ سال افزایش می‌دهد در حالی که طول عمر توربین در سیکل بخار، ۱۵ تا ۲۰ سال است [۱۵].
- بازیابی حرارتی در دمای پایین: با توجه به پایین بودن نقطه‌ی جوش در سیالات ارگانیک، حرارت می‌تواند در دمای پایین‌تری مورد استفاده‌ی سیکل قرار گیرد، به این ترتیب منابع حرارتی قابل استفاده افزایش می‌یابد.
- دمای ورودی به توربین: بر خلاف ORC، در سیکل بخار با توجه به سوپرهیت کردن آب، دمای بخار می‌بایست بالاتر از 450°C باشد تا در توربین مایعی تشکیل نشود. این موضوع باعث تنش‌های حرارتی در بویلر و پره‌های توربین و در نهایت بالا رفتن قیمت تولید می‌شود.
- بیش‌ترین فشار در سیکل: در سیکل بخار، فشار تقریباً ۶۰ تا ۷۰ bar است و این باعث استفاده از بویلر گران قیمت‌تر می‌شود ولی در ORC فشار معمولاً از ۳۰ bar بیشتر نمی‌شود.

- فشار در کنداز سور: به منظور جلوگیری از نفوذ هوا به داخل سیکل، بهتر است فشار کنداز سور بالاتر از فشار اتمسفر باشد. در سیکل رانکین بخار فشار مطلق در کنداز سور معمولاً پایین تر از ۱۰۰ mbar است. در ORC برای بسیاری از سیالات فشار کنداز سور در دمای محیط بالاتر از فشار اتمسفر است اگرچه سیالاتی که دارای دمای بحرانی بالاتری هستند در دمای محیط دارای فشار پایین تر از اتمسفر هستند.
- ویژگی‌های سیال: آب به عنوان سیال کاری دارای ویژگی‌های بسیار مناسب‌تری نسبت به سیالات ارگانیک است از جمله: قیمت ارزان و در دسترس بودن، سمی نبودن، قابل اشتعال نبودن، ضرر نداشتن برای محیط زیست، پایین بودن خاصیت گلخانه‌ای^۱، ضرر نداشتن برای لایه ازن^۲، پایداری شیمیایی و پایین بودن ویسکوزیته^۳.
- طراحی توربین: در سیکل رانکین بخار، نسبت فشار و افت آنتالپی در توربین بسیار زیاد است که باعث استفاده از توربین‌هایی در چند مرحله می‌شود. در ORC این مقادیر کمتر بوده و معمولاً از یک یا دو مرحله توربین استفاده می‌شود که باعث کم شدن هزینه‌ها خواهد شد. تاثیر دیگر آن کمتر شدن سرعت توربین است که باعث استفاده از اتصال مستقیم ژنراتور به توربین می‌شود.
- راندمان: راندمان سیکل رانکین بخار معمولاً بالاتر از ۳۰٪ است و راندمان ORC از این مقدار کمتر است، البته با توجه به اینکه ORC از منبع حرارتی دما پایین استفاده می‌کند و حتی سیکل کارنو در این شرایط راندمان پایین‌تری دارد [۱۴].

^۱ Global Warming Potential(GWP)

^۲ Ozone Depleting Potential(ODP)

^۳ Viscosity

۱-۳-۳ سیال کاری

تاکنون مطالعات بسیاری در مورد انتخاب سیال کاری مناسب برای سیکل ارگانیک رانکین صورت گرفته است اما با وجود این مطالعات بسیار، سیال کاری واحدی، برای ORC معرفی نشده است. این موضوع بدلیل شرایط مختلفی است که در مقایسه‌ی سیالات، در نظر گرفته شده است از قبیل:

- فاکتورهای زیست‌محیطی سیالات همچون اشتعال‌پذیری، سمی بودن سیالات و ...
 - شرایط کاری مختلف (همچون بازه‌ی دمایی مختلف) که باعث بهینه شدن عملکرد سیالات کاری مختلف می‌گردد.
 - تغییر اهداف بهینه‌سازی سیکل با توجه به موارد استفاده‌ی آن به طور مثال در CHP و یا بازیابی انرژی خورشیدی، معمولاً بیشینه کردن راندمان سیکل هدف اصلی است اما در بازیابی گرمای هدر رفته در صنایع، معمولاً هدف اصلی بیشینه کردن حرارت بازیاب شده و افزایش کار تولیدیست.
- با توجه به تنوع تحقیقات صورت گرفته پیرامون سیال کاری و معرفی سیالات متعدد به عنوان سیال کاری مناسب می‌توان به این نتیجه رسید سیالی که تمام خصوصیات مناسب را برای تمام نیازها در خود به همراه داشته باشد، تاکنون بدست نیامده است.

سیال کاری مناسب باید چنین خصوصیتی داشته باشد یا باعث چنین خصوصیتی در سیکل گردد:

- عملکرد ترمودینامیک: راندمان سیکل یا کار خروجی سیکل، با توجه به دمای کارکرد اواپراتور و کندانسور، باید در بیش‌ترین حالت ممکن قرار گیرد.

- مثبت بودن شیب منحنی بخار اشباع: منفی بودن شیب منحنی بخار اشباع (در سیالات تر مثل آب) باعث تولید فاز مایع در توربین و خسارت به آن می‌شود به همین دلیل سیال باید در ورودی توربین سوپرهیت شود. در سیالات خشک با شیب بخار اشباع مثبت، IHE می‌تواند برای بالا بردن راندمان سیکل مورد استفاده قرار گیرد.
- بالا بودن چگالی بخار: این پارامتر مخصوصاً برای سیالاتی که در کندانسور فشار پایینی دارند بسیار مهم است. چگالی پایین به معنی دبی حجمی بالا است و پیرو آن افت فشار در مبدل‌های حرارتی افزایش پیدا کرده و باید سایز مبدل افزایش پیدا کند و هزینه‌ها بالاتر خواهد رفت.
- لزجت پایین: پایین بودن لزجت سیال در فاز مایع و بخار باعث کم شدن اصطکاک در مبدل‌های حرارتی و همچنین افزایش انتقال حرارت می‌گردد.
- بالا بودن رسانش حرارتی سیال: این پارامتر باعث افزایش ضریب انتقال حرارت در مبدل‌ها می‌گردد.
- قابل قبول بودن فشار اواپراتور در دمای کارکرد: اگر فشار در اواپراتور بیش از حد زیاد باشد (همچون استفاده از آب به عنوان سیال کاری) ممکن است باعث افزایش هزینه‌ها و پیچیدگی سیکل گردد.
- مثبت بودن فشار کندانسور نسبت به فشار اتمسفر: برای جلوگیری از ورود هوا به سیکل، کمترین فشار در سیکل باید از فشار اتمسفر بیشتر باشد.

- پایداری شیمیایی در دمای بالا: بر خلاف آب، سیالات ارگانیک معمولاً در دماهای بالا تجزیه شده و رو به زوال می‌روند. از این رو بیش‌ترین دمای منبع حرارتی با توجه به پایداری شیمیایی سیال کاری، محدود می‌شود.
 - نقطه‌ی ذوب پایین: نقطه‌ی ذوب سیال باید از پایین‌ترین دمای محیط در طول سال پایین‌تر باشد تا از یخ زدگی سیال کاری جلوگیری شود.
 - خوردگی سیال: سیالی بهتر است که با مواد بکار رفته در اجزاء سیکل سازگاری داشته باشد و خورنده نباشد.
 - مدت زمان بازگشت به طبیعت (ATL)^۱: هر چه این مدت کوتاه‌تر باشد بهتر است مخصوصاً برای سیالاتی که برای محیط زیست مضر هستند، کوتاهی این مدت مهم‌تر است.
 - دسترسی آسان و قیمت پایین: سیالاتی که پیش از این در صنایع سرمایه‌ی و صنایع شیمیایی کاربرد داشته‌اند می‌توانند از لحاظ دسترسی آسان و قیمت پایین گزینه‌های خوبی برای استفاده در ORC باشند.
- گستره‌ی سیالاتی که می‌توانند در ORC مورد استفاده قرار گیرند بسیار وسیع است اما معمولاً از سیالاتی استفاده شده و یا بر روی سیالاتی بیشتر مطالعه شده که از لحاظ خصوصیات ذکر شده در وضعیت بهتری قرار داشته باشد. در جدول (۹-۱) خصوصیات تعدادی از سیالات نشان داده شده است [۱۶، ۱۷، ۱۸، ۱۹، ۲۰، ۲۱].

جدول (۹-۱): مشخصات تعدادی از سیالات

سیال	جرم مولکولی	نقطه جوش	دمای بحرانی	فشار بحرانی	ALT
------	-------------	----------	-------------	-------------	-----

^۱ Atmospheric Life Time

(سال)	(Mpa)	(K)	(K)	(Kg/Kmol)	
45	4.408	471.16	296.91	137.37	R11
85	3.392	487.21	320.74	187.38	R113
300	3.289	418.19	276.8	170.92	R114
17	3.12	353.15	234.26	154.47	R115
100	4.114	385.2	243.4	120.91	R12
1.3	3.662	456.83	300.97	152.93	R123
5.8	3.624	395.48	261.24	136.48	R124
14	4.059	374.21	247.08	102.03	R134a
9.3	4.46	479.96	305.2	116.95	R141b
17.9	4.07	410.26	264	100.5	R142b
52	3.761	345.91	225.96	84.04	R143a
1.4	4.516	386.41	249.13	66.05	R152a
2600	2.671	345.15	236.37	188.02	R218
12	4.99	369.35	232.39	86.47	R22
34.2	2.926	374.8	256.7	170.03	R227ea
10.7	3.502	412.44	279.34	152.04	R236ea
240	3.2	398.07	271.71	152.04	R236fa
6.2	3.925	447.57	298.28	134.05	R245ca
7.6	3.64	427.2	288.05	134.05	R245fa
0.041	4.247	369.88	231.1	44.1	R290
4.9	5.784	351.31	221.5	52.02	R32
-	4.597	359.99	229.6	86.2	R407c
-	4.455	378.7	239.6	99.3	R500

۴-۱ جمع‌بندی

در قسمت‌های پیشین ابتدا در مورد افزایش تقاضا برای انرژی، افزایش هزینه‌های تولید انرژی و افزایش نگرانی‌های زیست محیطی سخن گفته شد. در ادامه سیستم‌های تولید همزمان معرفی شده و با سیستم‌های سنتی تولید انرژی مقایسه گردید. سپس مزایای سیستم‌های تولید همزمان شمرده شده و اجزای آن ذکر گردید. در قسمت بعد سیکل ارگانیک رانکین بررسی شده و ویژگی‌های آن ذکر گردید و در نهایت مشخصات یک سیال کاری ایده‌آل بیان شد. در فصل بعد بخشی از کارهای پیشین در زمینه‌های سیستم‌های تولید همزمان، سیکل ارگانیک رانکین و CHP-ORC و CCHP-ORC مرور می‌شود.

فصل دوم

مروری بر کارهای پیشین

۱-۲ مقدمه

در این فصل در ابتدا، بخشی از تحقیقات انجام شده در زمینه سیستم‌های تولید همزمان بررسی شده است. سپس قسمتی از نتایج مطالعات صورت گرفته در زمینه سیکل ارگانیک رانکین جمع آوری شده است. در انتها مقالات با موضوع CHP-ORC و CCHP-ORC مورد بررسی قرار گرفته و کار حاضر معرفی شده است.

۲-۲ مروری بر تعدادی از کارهای انجام شده در زمینه CCHP

مرور بر سیستم‌های تولید همزمان را می‌توان بر اساس نوع محرک‌های اولیه، نوع سیستم‌های خنک‌کننده، نوع کاربرد، نوع سوخت و نوع آنالیز انجام شده طبقه‌بندی کرد. آنچه که به طور عمده باعث تمایز بین سیستم‌های تولید همزمان می‌شود، نوع محرک اولیه آن‌ها است. در سیستم‌های تولید همزمان، محرک اولیه به مانند قلب نیروگاه است و در نتیجه انتخاب مناسب آن برای موفقیت آمیز بودن عملکرد سیستم بسیار با اهمیت است؛ بنابراین در این قسمت، مقالات با تمرکز بر محرک اولیه‌ی سیستم‌های تولید همزمان، بررسی شده است. در ابتدا مقالات مختلف با توجه به تجهیزات به کار رفته، نوع آنالیز صورت گرفته و بهینه‌سازی انجام شده صرف نظر از نوع محرک اولیه بررسی شده است. سپس با مشخص کردن نوع محرک اولیه، مقالات مورد بررسی قرار گرفته است.

۱-۲-۲ صرف نظر از نوع محرک اولیه

وو و ونگ^۱ [۲۲] و وضعیت توسعه سیستم‌های CCHP را مورد بررسی قرار دادند. چهار نمونه سیستم CCHP با فن‌آوری‌های موجود برای ظرفیت‌های مختلف را بررسی کردند. آن‌ها برخی از محرک‌های اصلی و فن‌آوری‌های فعال حرارتی را نیز به طور خلاصه معرفی کردند. آن‌ها نشان دادند که راندمان سیستم

^۱ Wu and Wang

CCHP می‌تواند به اندازه ۷۰ تا ۹۰٪ باشد. این مقدار به طور قابل توجهی بالاتر از راندمان سیستم‌های مستقل متداول تأمین انرژی است.

سیستم CCHP دارای ساختار پیچیده و جریان‌های متنوع انرژی است. بخاطر همین، نحوه مدیریت یک کلید اساسی و مهم برای افزایش بهره‌وری این سیستم‌ها است. این موضوع در سال‌های اخیر مورد توجه قرار گرفته است.

کاردنا^۱ و همکاران [۲۳، ۲۴] یک استراتژی مدیریت بهینه سیستم تولید همزمان با در نظر گرفتن ویژگی‌های فنی اجزا معرفی کردند. این سیستم بر اساس مدیریت تقاضای حرارتی^۲ و مدیریت تقاضای برق^۳ است.

در مطالعه‌ای دیگر ماگو و چامرا^۴ [۲۵] ارزیابی و بهینه‌سازی سیستم CCHP را با الویت بار حرارتی (FTL)^۵ و الویت بار الکتریکی (FEL)^۶ بر پایه مصرف انرژی اولیه، هزینه‌های عملیاتی و تولید گازهای گلخانه‌ای دی‌اکسیدکربن انجام دادند. علاوه بر این، این مقاله شامل آنالیز و ارزیابی استراتژی عملیات بهینه‌سازی است. سیستم CCHP در طول فعالیت خود زیر بار ترکیبی برق و حرارت قرار دارد. آن‌ها متوجه شدند که با الویت بار حرارتی انرژی اولیه مطلوب به میزان ۷/۵ درصد و هزینه‌ها به میزان ۴/۴ درصد کاهش می‌یابد. در زمان الویت بار الکتریکی انتشار گاز دی‌اکسیدکربن به میزان ۱۴/۸ درصد کاهش می‌یابد. کاردونا و پیاسنتینو^۷ [۲۶، ۲۷] نیز سیستم‌های CHP را با الویت بار حرارتی و الویت بار الکتریکی

^۱ Cardona

^۲ Thermal Demand Management

^۳ Electric Demand Management

^۴ Mago and Chamra

^۵ Following the Thermal Load

^۶ Following the Electric Load

^۷ Cardona and Piacentino

مدل کردند. انتخاب بین این دو استراتژی بستگی به ظرفیت محرک اولیه و شرایط دیگر مثل امکان فروش برق به شبکه و یا ذخیره‌سازی آن برای مصارف بعدی دارد.

فومو^۱ و همکاران [۲۸] یک سیستم CCHP که شامل چیلر جذبی و سیستم فشرده سازی بخار است را مورد بررسی قرار دادند. آن‌ها تاثیر ظرفیت مکانیزم خنک کننده و ظرفیت واحد تولید برق را بر راندمان بررسی کردند. همچنین استراتژی الویت بارالکتریکی را نیز بررسی کردند.

نسبت برق خروجی به انرژی حرارتی خروجی، یک فاکتور موثر برای عملکرد سیستم CCHP و حالت‌های عامل آن است. اگر نسبت برق خروجی به انرژی حرارتی خروجی مقداری ثابت باشد، حالت عامل سیستم CCHP اهمیت چندانی ندارد. اگر انرژی مورد نیاز مصرف کننده طوری مدیریت شود که متناسب با نسبت برق خروجی به انرژی حرارتی خروجی از سیستم باشد، آنگاه راندمان سیستم می‌تواند به ماکزیمم مقدار خود برسد [۴]. متأسفانه این اتفاق به ندرت رخ می‌دهد، زیرا که مقدار انرژی مورد نیاز مصرف کننده ثابت نیست و دارای نوسانات زیادی در طول روز و در فصل‌های مختلف سال است. به خاطر وجود حالت‌های عامل مختلف، انرژی حرارتی و یا برق تولیدی ممکن است کمتر یا بیشتر از مورد نیاز باشد.

در شرایط کمبود عرضه، با استفاده از سوخت بیشتر تولید انرژی افزایش می‌یابد. برای زمانی که میزان عرضه بیشتر از تقاضای مصرف کننده باشد، راه حل‌های وجود دارد. به طور خاص برای مدیریت برق مازاد دو روش وجود دارد. روش اول، فروش برق به شبکه و یا تبدیل آن به انرژی حرارتی است. فروش برق بستگی به قوانین بازار برق و تبدیل آن به انرژی حرارتی نیاز به نصب موتور حرارتی دارد. روش دوم، استفاده از چیلر برقی به عنوان یک وسیله کارآمد برای تولید سرمایه‌گذاری است. در این تحقیق نیز سیستم تولید همزمان علاوه بر چیلر جذبی، دارای چیلر الکتریکی نیز است.

^۱ Fomu

کاردنا و پیاسنتینو^۱ [۲۹] یک طرح و روش مفهومی را بر اساس ترمواکونومیک ارائه کردند. آن‌ها این روش را با هدف طراحی و بهینه‌سازی یک سیستم CCHP که در آن از یک سیستم خنک‌کننده ترکیبی برای برطرف کردن نیاز کاربران استفاده می‌شود ارائه کردند.

به طور مشابه، برای استفاده کامل از انرژی حرارتی مازاد، دو انتخاب وجود دارد. روش اول، ذخیره آن در واحدهای ذخیره‌سازی حرارتی و روش دوم، تبدیل آن به انرژی برق با استفاده از برخی تجهیزات است. در روش اول ذخیره و یا آزاد شدن انرژی حرارتی بستگی به شرایط دارد. در روش دوم نه تنها از انرژی حرارتی مازاد استفاده مفید می‌شود بلکه نسبت انرژی برق به انرژی حرارتی خروجی از سیستم CCHP تنظیم می‌شود.

کاو و لیو^۲ [۳۰] عملکرد سیستم تولید همزمان برق، گرمایش و سرمایش یک ساختمان معمولی را با استفاده از آنالیزهای ترمودینامیکی و ترمواکونومیکی بر پایه شبیه‌سازی عملکرد طراحی و عملکرد بهینه‌سازی سیستم مورد بررسی قرار دادند. در بهینه‌سازی آن‌ها از دو تابع هدف راندمان انرژی و سود ناخالص کل استفاده کردند. نتایج نشان داد که اگر نرخ بار به اندازه کافی بالا باشد استفاده از این سیستم مزایای بسیاری دارد.

لی^۳ و همکاران [۳۱] روشی برای ارزیابی مصرف انرژی اولیه برای CCHP و تولید جداگانه ارائه کردند. علاوه بر این آن‌ها از نرخ صرفه‌جویی انرژی سوخت (FESR)^۴ استفاده و آن را معرفی کردند. آن‌ها دریافتند که سیستم با تولید برق زیاد پتانسیل بیشتری برای صرفه‌جویی انرژی دارد.

^۱ Cardona and Piacentino

^۲ Cao and Liu

^۳ Li

^۴ Fuel Energy Saving Ratio

چو^۱ و همکاران [۳۲] یک الگوریتم انرژی را معرفی کردند که هزینه‌های انرژی را بر اساس محدودیت‌های راندمان انرژی برای هر جز با استفاده از یک مدل جریان شبکه برای یک سیستم CHP معمولی ارائه می‌دهد. الگوریتم سیگنال‌های عملیاتی را برای CHP فراهم می‌کند که باعث به حداقل رساندن هزینه‌های انرژی می‌شود.

۲-۲-۲ با توجه به نوع محرک اولیه

۱-۲-۲-۲ موتور احتراق داخلی

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^۲ و همکاران [۳۳] 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.

پس پی سیل^۳ و همکاران [۳۴] سیستم‌های تولید همزمان سه‌گانه و دوگانه^۴ را برای تأمین انرژی یک ساختمان بررسی کردند. آن‌ها دریافتند که در مقایسه با سیستم تولید جداگانه^۵ برق، گرمایش و سرمایش سیستم تولید همزمان دوگانه به میزان ۳۱٪ و سیستم تولید همزمان سه‌گانه به میزان ۳۹٪ در مصرف انرژی اولیه صرفه جویی می‌کند.

^۱ Cho

^۲ Huangfu

^۳ Pospisil

^۴ Cogeneration

^۵ Separated Energy Production

آنالیزهای اقتصادی نیز بر روی سیستم‌های تولید همزمان با محرک اولیه موتور احتراق داخلی صورت گرفت. چیکو و مانکارالا^۱ [۳۵] شش طرح مختلف را برای تولید سرمایه با هم مقایسه کردند که یکی از طرح‌ها سیستم تولید همزمان سه‌گانه نیست. آن‌ها اثر نوسانات قیمت برق و گاز را روی زمان بازپرداخت مورد مطالعه قرار دادند. این آنالیز یک تصویر منطقی خوبی برای مقایسه راه‌حل‌های مختلف ارائه کرد.

۲-۲-۲-۲ موتور استرلینگ

کونگ^۲ و همکاران [۳۶] راندمان انرژی و اقتصادی یک سیستم تولید همزمان سه‌گانه با محرک اولیه موتور استرلینگ را با یک سیستم تولید جداگانه مقایسه کردند. آن‌ها نشان دادند که سیستم CCHP با محرک اولیه موتور استرلینگ در مقایسه با سیستم تولید جداگانه ۳۳٪ از انرژی اولیه را صرفه‌جویی می‌کند. نتایج نشان داد که عملکرد حرارتی چیلر جذبی تاثیر زیادی بر راندمان سیستم CCHP دارد.

۳-۲-۲-۲ توربین بخار

کستا^۳ و همکاران [۳۷] عملکرد اقتصادی سیستم CCHP را آنالیز کردند. آن‌ها تولید همزمان سه‌گانه، دوگانه و پمپ حرارتی جذبی^۴ را با هم مقایسه کردند. پمپ حرارتی جذبی برای این انتخاب شد که بیش‌ترین کاهش مصرف انرژی را صرف نظر از تولید برق بررسی کنند. آن‌ها به این نتیجه رسیدند که سیستم تولید همزمان سه‌گانه دارای بیش‌ترین بهره‌وری است. به هر حال سیستم تولید دوگانه سرمایه تولید نمی‌کند و پمپ حرارتی جذبی نیز برق تولید نمی‌کند بنابراین این نتیجه‌گیری نمی‌تواند دقیق باشد.

^۱ Chicco and Mancarella

^۲ Kong

^۳ Costa

^۴ Absorption Heat Pump

پردس^۱ و همکاران [۳۸] آنالیز راندمان انرژی و انرژی چیلرهای خنک کننده برای سیستم‌های تولید همزمان با محرک اولیه توربین بخار را انجام دادند. در این مقاله پنج سیستم سرمایه‌گذاری مختلف که چهارتا از آنها چیلرهای جذبی متفاوت و آخری کمپرسور الکتریکی^۲ است، باهم مقایسه شدند. نتایج آنالیز نشان داد که راندمان چیلرهای جذبی زمانی که در سیستم‌های تولید همزمان سه‌گانه فعالیت می‌کنند به مراتب بیشتر از راندمان این چیلرها زمانی که به طور مجزا فعالیت می‌کنند است.

۴-۲-۲-۲ توربین گاز

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^۳ و همکاران [۳۹] 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.

داولین و شیفی^۴ [۴۰] استفاده از یک سیستم تولید همزمان در بیمارستانی در شانگهای را بررسی کردند. آنها مسائل مربوط به راه‌اندازی سیستم تولید همزمان و همچنین ارزیابی‌های اقتصادی آن را مطرح کردند. در مطالعاتی دیگر آنالیز محیط زیست، آنالیز انرژی و بهینه سازی سیستم‌های تولید همزمان با محرک اولیه توربین گاز انجام شد.

^۱ Poredos

^۲ Electrical Compressor

^۳ Calva

^۴ Daolin and Shifei

فرچیلد^۱ و همکاران [۴۱] عملکرد تجربی و تحلیلی استفاده از میکروتوربین‌ها را برای سیستم‌های تولید همزمان بررسی کردند. در مطالعه‌ای دیگر لابینو^۲ و همکاران [۴۲] الگوریتمی را برای پیش‌بینی عملکرد سیستم‌های تولید همزمان معرفی کردند. مطالعات زیادی نیز شامل آنالز اقتصادی و انرژی سیستم‌های تولید همزمان است. برخی دیگر از مطالعات شامل آنالیز محیط زیست، آنالیز انرژی، آنالیز حساسیت و بهینه‌سازی سیستم‌های تولید همزمان است.

مطالعاتی بر روی سیستم‌های تولید همزمان شامل پیل سوختی به عنوان محرک اولیه صورت گرفت. هندرسن^۳ [۴۳] یک سیستم تولید همزمان را مدل کرد که شامل ترکیب مدل پیل سوختی با یک ساختمان شبیه‌سازی شده بود. او توانست با استفاده از این مدل عملکرد این سیستم را پیش‌بینی کند. سیفرت^۴ [۴۴] یک سیستم تولید همزمان سه‌گانه با محرک اولیه پیل سوختی را مدل کرد که شامل چیلر جذبی و الکتریکی و ذخیره‌ساز سرمایشی است. سیستم بازیافت حرارتی به خوبی عمل نکرد و راندمان الکتریکی پایین بود. مطالعات دیگری نیز بر روی انواع پیل سوختی با اهداف متفاوت صورت گرفت.

۳-۲ مروری بر تعدادی از کارهای انجام شده در زمینه ORC

تا امروز تحقیقات بسیاری در مورد سیکل ارگانیک رانکین صورت گرفته است، شالوده‌ی این تحقیقات را می‌توان این‌طور خلاصه نمود:

^۱ Fairchild

^۲ Labinov

^۳ Henderson

^۴ Seifert

- تحقیقات در جهت افزایش راندمان سیکل و یا افزایش کار خروجی: تاثیر سیالات کاری مختلف، تاثیر طراحی‌ها و پیکربندی‌های مختلف سیکل، تاثیر انتخاب شرایط کارکرد مختلف و همچنین تاثیر استفاده از قطعات و مواد مختلف بر روی راندمان کلی سیکل.
- تحقیقات در جهت مطالعه‌ی اکسپنדרهای مختلف: بررسی رفتار سیالات کاری مختلف در اکسپنדרهای مختلف، نسبت حجم و نسبت فشار بهینه، مواد سازنده‌ی اکسپنדר و شرایط کارکرد، آن، توسعه‌ی اکسپنדרهای موجود به منظور افزایش راندمان و یا کارکرد در شرایط وسیع‌تر، نوشتن کدهای کامپیوتری در مورد اکسپنדר و مقایسه‌ی نتایج با نتایج تجربی.
- تحقیقات بر روی سیالات کاری: مطالعه بر روی سیالات کاری جدیدتر و یا سیالات کاری مخلوط و یافتن سیال مناسب هم از نظر ویژگی‌های ترمودینامیکی و هم از نظر سازگاری آن با محیط زیست.
- تحقیقات بر روی شبیه‌سازی‌های دقیق‌تر: مطالعه و توسعه کدهای کامپیوتری برای محاسبات در مبدل‌های حرارتی، پمپ و اکسپنדר در شرایط پایدار و غیر پایدار.
- کارهای تجربی: ساخت سیکل و بررسی پارامترهای کارکرد مثل دما، فشار، دبی، راندمان، برق تولیدی و جمع‌آوری اطلاعات در مورد اطمینان‌پذیری، شرایط نگهداری و ...
- تحقیق در مورد کاربردهای مختلف: مدل‌سازی و یا بررسی تجربی شرایط استفاده از ORC با منابع مختلف انرژی مثل زیست‌توده، خورشیدی، زمین‌گرمایی، اتومبیل، صنایع مختلف و کاربردهای دیگر.

تنوع موضوعی از طرفی و جوان بودن و نیاز به توسعه‌ی بیشتر موضوع از طرف دیگر باعث شده حجم کارهای انجام شده مخصوصاً در سال‌های اخیر بسیار زیاد باشد، در ادامه به تعدادی از کارهای انجام شده اشاره خواهد شد.

با توجه به اینکه سیال کاری ارگانیک در طراحی سیکل ارگانیک رانکین پارامتری کلیدی و مهم بشمار می‌آید، تاکنون مطالعات بسیاری در این زمینه صورت گرفته است. سیال کاری می‌تواند خالص و یا مخلوطی از دو یا چند سیال باشد. برخلاف سیالات مخلوط بر روی سیالات خالص تحقیقات گسترده‌تری صورت گرفته است. در ادامه تعدادی از این تحقیقات بررسی شده است:

یاماموتو^۱ و همکاران [۴۵] عملکرد سیکل با سیال کاری R۱۲۳ و آب را به صورت تجربی و تئوری مورد مقایسه قرار دادند و مشاهده کردند R۱۲۳ در دماهای پایین عملکرد بهتری دارد و نیازی به سوپرهیت کردن آن نیست.

لیو^۲ و همکاران [۴۶] چندین سیال کاری را در دماهای مختلف اوپراتور مورد بررسی قرار دادند و این طور یافتند که راندمان اوپراتور در حالتی که سیالاتی با آنتالپی تبخیر پایین‌تر استفاده شوند، بیشینه خواهد بود.

ماگو^۳ و همکاران [۴۷] در دو پیکربندی مختلف از سیکل، قانون اول و دوم ترمودینامیک را مورد بررسی قرار داده و به این نتیجه رسیدند که وجود احیا کننده به کم شدن برگشت ناپذیری‌ها و افزایش راندمان قانون اول و دوم کمک شایانی می‌کند. همچنین نتایج نشان داد در استفاده از سیال کاری خشک (سیالی که شیب منحنی بخار اشباع آن در نمودار T-S مثبت باشد)، نیازی به سوپرهیت کردن سیال در ابتدای توربین نیست، زیرا از طرفی راندمان قانون اول تقریباً ثابت می‌ماند و از طرف دیگر مقدار بازگشت ناپذیری‌ها افزایش پیدا کرده و راندمان قانون دوم کاهش پیدا می‌کند.

^۱ Yamamoto

^۲ Liu

^۳ Mago

روی^۱ و میسرا^۲ [۴۸] عملکرد دو سیال R۱۲۳ و R۱۳۴a را در ORC همراه با احیاکننده در شرایط فشار ثابت و سوپرهیت شدن، مورد بررسی قرار دادند. در مطالعه‌ی صورت گرفته راندمان، کار خروجی توربین، بازگشت ناپذیری‌ها، بازدهی قانون دوم در حالت ثابت و متغیر دمای منبع محاسبه شد و R۱۲۳ به عنوان سیال برتر معرفی گردید.

ونگ^۳ و همکاران [۱۶] در بررسی ۱۳ سیال کاری مختلف، با استفاده از روش شبیه‌سازی تبرید عناصر^۴ پارامترهای ORC را بهینه کردند و تاثیرات تغییرات دمای منبع و اختلاف دمای پینچ^۵ را، بر روی عملکرد و شاخص‌های اقتصادی، در حالت بهینه مقایسه نمودند. مطابق بهینه‌سازی و مقایسه‌ی صورت گرفته، نتایج گویای این بود که انتخاب سیال کاری تاثیر زیادی بر روی پارامترهای عملکرد می‌گذارد و با کاهش دمای جوش سیال کاری، فشار اواپراتور در سیکل افزایش می‌یابد. R۱۲۳ بهترین انتخاب برای منبع حرارتی با دمای بین ۱۰۰ تا ۱۸۰°C و R۱۴۱b مناسب‌ترین سیال کاری برای دمای بالاتر از ۱۸۰°C و بهینه‌ترین اختلاف دمای پینچ نیز ۱۵°C معرفی شد. همچنین با کاهش دمای منبع حرارت، زمان بازگشت سرمایه افزایش یافته طوری که اگر دمای منبع کمتر از ۱۰۰°C باشد، فن‌آوری ORC غیر اقتصادی خواهد بود.

هانگ^۶ و همکاران [۴۹] سه دسته از سیالات کاری یعنی سیالات خشک^۷ (سیالاتی که در نمودار T-S شیب منحنی بخار اشباعشان مثبت است)، سیالات آیزنتروپیک^۸ (سیالاتی که در نمودار T-S شیب منحنی بخار

^۱ Roy

^۲ Misra

^۳ Wang

^۴ Simulated Annealing Algorithm

^۵ Pinch Temperature difference

^۶ Hung

^۷ Dry Fluid

^۸ Isentropic Fluid

اشباعشان تقریباً عمودیست) و سیالات تر^۱ (سیالاتی که در نمودار T-S شیب منحنی بخار اشباعشان منفی است) و در کل شامل یازده سیال کاری را مورد بررسی قرار دادند. نتایج نشان داد سیالات خشک در خروجی توربین، بخار سوپرهیت هستند و این باعث کوچک شدن مساحت کار انجام شده در نمودار T-S می‌شود، همچنین در استفاده از این نوع سیال، به مبدل حرارتی داخلی نیز نیاز است و در مورد سیالات تر تنها مشکل اصلی احتمال نمناک شدن آن در حین انبساط است. سیالات آیزنتروپیک مشکل نمناک شدن و نیاز به احیا کننده را ندارند و در صورتی که از نظرات دیگر مثل قیمت، پایداری، ایمنی و ... مناسب باشد، می‌توان از آن استفاده کرد.

در این تحقیق عملکرد سه سیال ارگانیک (R11، R123، و R141b) در ORC در شرایط سیکل ساده و سیکل ORC با IHE مورد بررسی قرار گرفت. به این منظور از کار دای^۲ و همکاران [۵۰] استفاده شده است. دای و همکاران تاثیرات پارامترهای مختلف برای سیال مختلف را برای عملکرد سیکل مطالعه کردند و نتیجه گرفتند در شرایط در نظر گرفته شده، اضافه کردن مبدل حرارتی داخلی به بهبود عملکرد سیکل کمی نمی‌کند، همچنین برای سیالاتی که شیب منحنی بخار اشباع آنها منفی نیست سوپرهیت کردن سیال باعث افزایش راندمان نخواهد شد.

در این تحقیق در ابتدا به منظور راستی سنجی، کار حاضر با شرایط کاری تحقیق دای و همکاران بررسی شد، مقایسه نتایج نزدیک بودن مقدار پارامترها را نشان داد. سپس با فرض سیال کاری ورودی به توربین در حالت بخار اشباع سیکل در حالت ساده و همراه با IHE مورد بررسی قرار گرفت. علاوه بر کارهای صورت گرفته سیکل ساده را در شرایط متفاوت دمای محیط نیز مورد بررسی قرار دادیم.

^۱ Wet Fluid

^۲ Dai

۴-۲ مروری بر تعدادی از کارهای انجام شده در زمینه CHP-ORC و CCHP-ORC

به طور کلی سیستم‌های CHP با استراتژی الویت بارالکتریکی و یا استراتژی الویت بارحرارتی کار می‌کنند. هنگامی که سیستم CHP بر اساس اولویت بارالکتریکی کار می‌کند گرمای بازیافتی ممکن است نیاز متقاضی را برطرف نکند و یا کافی نباشد. زمانی که حرارت بازیافتی بیشتر از مقدار مورد نیاز باشد به جو تخلیه می‌شود. سیکل ارگانیک رانکین می‌تواند از این حرارت مازاد برق تولید کند؛ بنابراین ترکیب سیستم CHP با سیستم ORC باعث می‌شود که نیاز به تولید انرژی الکتریکی کمتری توسط محرک اولیه وجود داشته باشد. در نتیجه باعث کاهش انرژی اولیه مصرفی، هزینه اجرا و گازهای گلخانه‌ای تولیدی می‌شود.

تعداد کمی از مقالات به امکان استفاده از سیستم تولید همزمان سه‌گانه بر پایه ORC پرداختند.

السلیمان^۱ و همکاران [۵۱] عملکرد انرژی سیستم‌های تولید همزمان سه‌گانه بیومس^۲، تولید همزمان سه‌گانه پیل سوختی مذاب جامد^۳ و تولید همزمان سه‌گانه خورشیدی^۴ را با هم مقایسه کردند. پارامترهای مورد بررسی در این مقاله راندمان انرژی، مقدار برق تولیدی، نسبت برق تولیدی به گرمایش و سرمایش تولیدی و میزان گازهای گلخانه‌ای تولید شده است. در همه این‌ها ORC به عنوان ژنراتور برق ترکیب شده است. این مطالعه نشان می‌دهد که سیستم تولید همزمان سه‌گانه پیل سوختی مذاب جامد دارای بهترین راندمان الکتریکی بین سه سیستم بررسی شده است. از طرف دیگر زمانی که از تولید همزمان استفاده می‌کنیم راندمان هر سه سیستم افزایش می‌یابد. این پژوهش نشان می‌دهد که ORC دارای فواید زیادی در انرژی حرارتی درجه پایین است و ادغام آن با سیستم‌های تولید همزمان دارای چشم‌انداز خوبی است.

^۱ Al-Sulaiman

^۲ Biomass-Trigeneration

^۳ SOFC-Trigeneration

^۴ Solar-Trigeneration

اگرچه مطالعات فراوانی بر روی سیستم‌های CHP، CCHP و سیستم‌های CHP بر پایه ORC انجام شد؛ اما تحقیقات نسبتاً اندکی در رابطه با سیستم‌های CCHP-ORC تاکنون ارائه گردیده است. استفاده از ORC به عنوان مکمل سیستم CCHP برای تولید برق بیشتر از حرارت مازاد تولیدی توسط CCHP نیاز به بررسی‌های بیشتری دارد؛ بنابراین، هدف از این تحقیق مطالعه انرژی و انرژی عملکرد یک سیستم ترکیبی CCHP-ORC است.

فنگ^۱ و همکاران [۴] بر روی یک سیستم CCHP-ORC مطالعاتی را انجام دادند. از ویژگی‌های برجسته این سیستم این که نسبت برق خروجی به انرژی حرارتی خروجی با تغییر بار چیلرهای برقی به صورت دینامیکی قابل تنظیم است. مطالعات موردی بر اساس یک سیستم CCHP-ORC فرضی برای یک هتل در پکن انجام شد. مصرف انرژی اولیه، انتشار دی اکسید کربن و هزینه اجرا سیستم پیشنهادی CCHP-ORC همه بهتر از سیستم CCHP معمولی است.

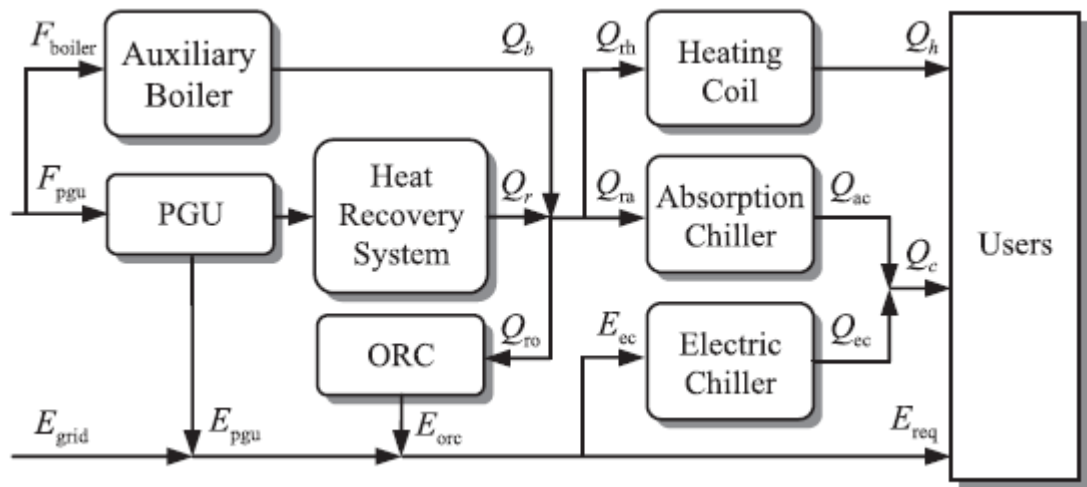
در این تحقیق در ابتدا آنالیز انرژی سیستم CCHP-ORC بر اساس مقاله [۴] مورد بررسی قرار گرفته و نتایج مختلف برای حالات عملیاتی متفاوت بدست آمده است؛ سپس ORC در شرایط مدنظر و با الگو گرفتن از مقاله [۵۰] مورد تحلیل انرژی و انرژی قرار گرفته است. تحلیل انرژی به صورتی انجام گرفته که سیستم CCHP-ORC همواره قادر به برطرف کردن نیاز کاربران باشد. تحلیل انرژی ORC نیز در شرایط متفاوت دمایی و با تغییرات دمایی سیال ورودی به اواپراتور و خروجی از آن انجام گرفته است. در ادامه در فصل بعد مدل‌سازی سیستم CCHP-ORC بررسی شده و معادلات انرژی و انرژی آن ذکر شده است.

^۱ Fang

فصل سوم مدل سازی

۱-۳ مقدمه

سیستم CCHP-ORC از دو سیستم CCHP و ORC تشکیل شده است. سیستم CCHP دارای یک محرک اولیه، سیستم بازیافت حرارتی، چیلر جذبی و کویل حرارتی می‌باشد. از بویلر کمکی و چیلر الکتریکی به ترتیب برای زمان هایی که با کمبود حرارت و مازاد برق روبرو هستیم استفاده می‌کنیم. سیستم ORC دارای اواپراتور، توربین، کندانسور و پمپ می‌باشد. این سیستم با دریافت حرارت بازیافتی برق تولید می‌کند. شکل (۱-۳)، ساختار یک سیستم CCHP-ORC را نشان می‌دهد.



شکل (۱-۳): ساختار یک سیستم CCHP-ORC [۴]

با فرض حداقل بودن محدودیت‌های فنی و اینکه تجهیزات به کار رفته قابل تنظیم باشد. قوانین حاکم بر سیستم را می‌توان به صورت زیر شرح داد:

۲-۳ فرضیات و روابط حاکم بر مدل‌سازی

۱-۲-۳ فرضیات

فرضیات انجام‌شده در مدل‌سازی به شرح زیر است:

- وضعیت سیستم در حالت پایا^۱ قرار دارد.
- افت فشار و اتلافات حرارتی در لوله‌ها و مبدل‌ها ناچیز است.
- تغییرات انرژی جنبشی و انرژی پتانسیل ناچیز است.
- مبدل‌ها غیر هم‌سو هستند.
- سیستم قادر به برآورده کردن انرژی مورد نیاز کاربران است.
- سیستم در مکانی احداث گردیده که دسترسی به شبکه برق نداریم یا امکان خریداری برق از شبکه وجود ندارد ($E_{grid} = 0$).

در این کار برخلاف کار مقاله [۴] سیستم کاملاً مستقل فرض شده است. همانطور که در فرض بالا مشخص است مقدار برق خریداری شده از شبکه صفر می‌باشد. در حقیقت آنالیز انرژی سیستم به صورتی انجام می‌گیرد؛ که سیستم همواره بدون داشتن وابستگی به شبکه برق قادر به برطرف کردن نیاز خود باشد. از طرف دیگر از جمله برتری کار حاضر نسبت به کار مقاله [۴] بررسی عملکرد سیالات مختلف در سیستم ORC و انجام آنالیز انرژی می‌باشد. با اینکار بهترین سیال ارگانیک در شرایط فرض شده از بین سیالات بررسی شده معرفی شد.

۳-۲-۲ روابط حاکم بر CCHP با توجه به فرضیات و ساده‌سازی‌های انجام‌شده

۳-۲-۲-۱ تعادل قدرت

برق مورد نیاز کاربران E_{req} و چیلر برقی E_{ec} را می‌توان از طریق PGU، ORC تأمین کرد [۴].

$$E_{req} + E_{ec} = E_{pgu} + E_{orc} \quad (1-3)$$

^۱ Steady State

E_{pgu} و E_{orc} به ترتیب انرژی الکتریکی خروجی از PGU و ORC است.

۳-۲-۲-۲ تعادل انرژی حرارتی

سرمایش مورد نیاز کاربران، Q_c از طریق خروجی چیلر جذبی، Q_{ac} و خروجی چیلر الکتریکی، Q_{ec} به دست می‌آید.

$$Q_c = Q_{ac} + Q_{ec} \quad (۲-۳)$$

با توجه به تغییر شرایط عملکرد، حرارت اتلافی بازیافت شده، Q_r ، بین کوئل حرارتی، چیلر جذبی و ORC تقسیم می‌شود. اگر حرارت بازیافت شده کافی نباشد از بویلر کمکی نیز کمک می‌گیریم.

$$Q_{rh} + Q_{ro} + Q_{ra} = Q_r + Q_b \quad (۳-۳)$$

Q_{ra} ، Q_{ro} و Q_{rh} به ترتیب حرارت ورودی به ORC، چیلر جذبی و کوئل حرارتی هست. Q_b نیز حرارت خروجی از بویلر کمکی است.

۳-۲-۲-۳ واحد تولید برق، سیستم بازیافت حرارتی و بویلر کمکی

راندمان حرارتی PGU، η_{pgu} را می‌توان از طریق یک چندجمله‌ای بر طبق مشخصات تولیدکننده توصیف کرد. در اینجا یک چندجمله‌ای درجه دو برر سی شده است [۱]. مقادیر a ، b ، c در جدول (۴-۱) موجود است.

$$\eta_{pgu} = a f_{pgu}^2 + b f_{pgu} + c \quad (۴-۳)$$

که در آن f_{pgu} ضریب بار لحظه‌ای PGU است و به شکل زیر تعریف می‌شود.

$$f_{pgu} = \frac{E_{pgu}}{E_{pgu_r}} \quad (5-3)$$

که در آن E_{pgu_r} بار اسمی PGU است. علاوه بر این مصرف سوخت PGU، F_{pgu} و انرژی حرارتی بازیافتی، Q_r نیز به دست می‌آیند.

$$F_{pgu} = \frac{E_{pgu}}{\eta_{pgu}} \quad (6-3)$$

$$Q_r = (F_{pgu} - E_{pgu})\eta_{rec} \quad (7-3)$$

η_{rec} راندمان سیستم بازیافت حرارتی است.

زمانی که ظرفیت PGU تعیین شود، تولید برق و حرارت بازیافت شده از PGU باهم ارتباط مشخصی دارند.

$$E_{pgu} = KQ_r \quad (8-3)$$

انرژی ورودی به بویلر کمکی F_{boiler} برابر است با:

$$F_{boiler} = \frac{Q_b}{\eta_{boiler}} \quad (9-3)$$

η_{boiler} راندمان بویلر کمکی است [۵۲].

۴-۲-۲-۳ تجهیزات گرمایشی و سرمایشی

تبدیل انرژی کوئل حرارتی، چیلر جذبی و چیلر برقی را می‌توان به ترتیب به صورت زیر بیان کرد.

$$Q_{rh} = \frac{Q_h}{\eta_{hc}} \text{ و } Q_{ra} = \frac{Q_{ac}}{COP_{ac}} \text{ و } E_{ec} = \frac{Q_{ec}}{COP_{ec}} \quad (10-3)$$

η_{hc} راندمان کوئل حرارتی، COP_{ac} ضریب عملکرد چیلر جذبی، COP_{ec} ضریب عملکرد چیلر الکتریکی و Q_h حرارت مورد نیاز مصرف کننده است.

۳-۲-۳ روابط حاکم بر سیکل ارگانیک رانکین

سیستم ORC مانند یک نیروگاه بخار معمولی شامل اوپراتور، توربین، کندانسور و پمپ است؛ اما سیال کاری ارگانیک بوده و این یعنی دمای جوش سیال پایین تر از آب هست و در دمای پایین تبخیر می شود. با توجه به فرضیات انجام شده، روابط موازنه جرم، انرژی و انرژی برای حجم کنترل به ترتیب می شود [۵۳]:

$$\sum \dot{m}_{in} = \sum \dot{m}_{out} \quad (۱۱-۳)$$

$$\dot{Q} - \dot{W} = \sum \dot{m}_{out} h_{out} - \sum \dot{m}_{in} h_{in} \quad (۱۲-۳)$$

$$\dot{E}_{heat} - \dot{W} = \sum \dot{E}_{out} - \sum \dot{E}_{in} + \dot{E}_{D,Total} \quad (۱۳-۳)$$

در روابط بالا \dot{m} دبی جرمی سیال، \dot{Q} و \dot{W} به ترتیب حرارت ورودی و کار خروجی، h آنالپی و زیرنویس in و out به معنای ورود و خروج است و $\dot{E}_{D,Total}$ مجموع نرخ اتلاف انرژی در اجزاء، و \dot{E}_{heat} انرژی اگزرژی منتقل شده در دمای T است.

$$\dot{E}_{heat} = \sum (1 - T_0/T) \dot{Q} \quad (۱۴-۳)$$

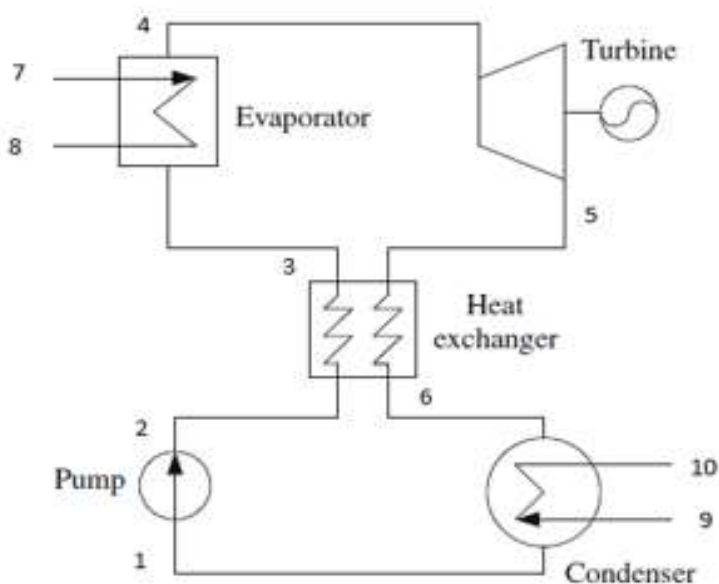
زیرنویس 0 به معنای حالت مرده (محیط) است.

برای محاسبه نرخ جریان اگزرژی یا \dot{E} نیز می توان نوشت:

$$e = h - h_0 - T_0(s - s_0) \quad (15-3)$$

$$\dot{E} = \dot{m}e \quad (16-3)$$

با توجه به اینکه در پیکربندی نشان داده شده در شکل (۲-۳) تقریباً تمام اجزائی که ممکن است در ORC مورد استفاده قرار گیرد وجود دارد، با کمک شماره‌های گذاشته شده در این پیکربندی روابط حاکم بر اجزاء بیان خواهد شد [۵۵، ۵۴، ۵۳].



شکل (۲-۳): نمونه‌ای از پیکربندی برای کمک به نشان دادن روابط حاکم بر اجزاء [۴۶]

۱-۳-۲-۳ پمپ

روابط انرژی:

$$\dot{W}_p = \dot{m}_{orc}(h_1 - h_2) \quad (17-3)$$

$$\eta_{u,p} = \frac{h_{2s} - h_1}{h_2 - h_1} \quad (18-3)$$

روابط انرژی:

$$\dot{E}_{D,p} = T_0 \dot{m}_{orc} (s_2 - s_1) \quad (19-3)$$

$$\eta_{U,p} = \frac{\dot{E}_1 - \dot{E}_2}{\dot{W}_p} \quad (20-3)$$

۲-۳-۲-۳ مبدل‌های حرارتی شامل اواپراتور، کندانسور و IHE

روابط انرژی:

نرخ حرارت منتقل شده به ترتیب برای اواپراتور، کندانسور و IHE برابر است با:

$$\dot{Q}_E = \dot{m}_{orc} (h_4 - h_3) = \dot{m}_h (h_7 - h_8) \quad (21-3)$$

$$\dot{Q}_c = \dot{m}_{orc} (h_4 - h_1) = \dot{m}_c (h_{10} - h_9) \quad (22-3)$$

$$\dot{Q}_{IHE} = \dot{m}_{orc} (h_3 - h_2) = \dot{m}_{orc} (h_5 - h_6) \quad (23-3)$$

همچنین برای مبدل‌های حرارتی می‌توان نوشت:

$$\dot{Q} = U \cdot A \cdot LMTD \quad (24-3)$$

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 می‌شود. LMTD نیز برابر با اختلاف دمایی متوسط لگاریتمی است.

$$LMTD = \frac{\Delta T_A - \Delta T_B}{LN\left(\frac{\Delta T_A}{\Delta T_B}\right)} \quad (25-3)$$

در عبارت بالا فرض شده است که مبدل حرارتی دو طرف دارد که با A، B نام‌گذاری شده‌اند.

روابط انرژی:

نرخ اتلاف انرژی به ترتیب برای اواپراتور، کندانسور و IHE:

$$\dot{E}_{D,E} = T_0[\dot{m}_{orc}(s_4 - s_3) + \dot{m}_h(s_8 - s_7)] \quad (26-3)$$

$$\dot{E}_{D,C} = T_0[\dot{m}_{orc}(s_1 - s_4) + \dot{m}_c(s_{10} - s_9)] \quad (27-3)$$

$$\dot{E}_{D,IHE} = T_0[\dot{m}_{orc}(s_3 + s_6 - s_2 - s_5)] \quad (28-3)$$

و به ترتیب راندمان انرژی:

$$\eta_{I,E} = \frac{\dot{E}_4 - \dot{E}_3}{\dot{E}_7 - \dot{E}_8} \quad (29-3)$$

$$\eta_{I,C} = \frac{\dot{E}_{10} - \dot{E}_9}{\dot{E}_6 - \dot{E}_1} \quad (30-3)$$

$$\eta_{I,IHE} = \frac{\dot{E}_3 - \dot{E}_2}{\dot{E}_5 - \dot{E}_6} \quad (31-3)$$

۳-۳-۲-۳ توربین

روابط انرژی:

$$\dot{W}_T = \dot{m}_{orc}(h_4 - h_5) \quad (32-3)$$

$$\eta_{I,T} = \frac{h_{5s} - h_4}{h_5 - h_4} \quad (33-3)$$

روابط انرژی:

$$\dot{E}_{D,T} = T_0\dot{m}_{orc}(s_5 - s_4) \quad (34-3)$$

$$\eta_{I,T} = \frac{\dot{E}_4 - \dot{E}_5}{\dot{W}_T} \quad (35-3)$$

روابط انرژی

راندمان قانون اول سیکل را نیز می‌توان 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. در این تحقیق، این نسبت، راندمان حرارتی نامیده شده است.

$$\eta_{u,orc} = \frac{\dot{W}_{net}}{\dot{m}_h(h_7 - h_8)} = \frac{\dot{W}_{net}}{\dot{m}_{orc}(h_4 - h_3)} \quad (36-3)$$

روابط انرژی:

راندمان قانون دوم سیکل را نیز می‌توان با توجه به انرژی‌ای که در سیکل تحت بازیابی قرار گرفته به دست آورد، این راندمان به معنی مقدار انرژی که به کار مفید تبدیل شده، از مقدار کل انرژی در دسترس است. در این تحقیق، این نسبت، راندمان انرژی نامیده شده است.

$$\eta_{II,orc} = \frac{\dot{W}_{nst}}{\dot{E}_7 - \dot{E}_8} = \frac{\dot{W}_{net}}{\dot{m}_h[(h_7 - h_8) - T_0(s_7 - s_8)]} \quad (37-3)$$

۴-۲-۳ دو پارامتر کلیدی قابل تنظیم برای سیستم CCHP-ORC

به منظور استفاده کامل از مزایای سیستم CCHP-ORC دو پارامتر کلیدی قابل تنظیم α و β معرفی می‌شود. با تنظیم این دو پارامتر، انرژی خروجی از چیلر الکتریکی و ORC را می‌توان به طور دینامیکی تنظیم کرد. با این کار می‌توان مطمئن شد که سیستم در مقرون به صرفه‌ترین حالت، نیاز مصرف‌کننده را تأمین می‌کند. پارامتر α نشانگر نسبت خروجی چیلر الکتریکی به کل سرمایه‌ش مورد نیاز است.

$$\alpha = \frac{Q_{ec}}{Q_c} \quad (38-3)$$

همواره با تغییر بار چیلر الکتریکی مقدار α از 0 تا 1 تغییر می‌کند. $\alpha \in [0,1]$
 پارامتر β نشانگر نسبت خروجی ORC به کل برق مورد نیاز است.

$$\beta = \frac{E_{orc}}{E_{req}} \quad (39-3)$$

از آنجا که همواره مقداری از برق مورد نیاز توسط PGU تولید می‌شود، با تغییر خروجی ORC مقدار β از 0 تا نزدیکی 1 تغییر می‌کند. $\beta \in [0,1]$

فصل چهارم

شبیه‌سازی و ارائه نتایج

در این تحقیق با کمک نرم‌افزار (EES) به تحلیل انرژی سیستم (CCHP-ORC) پرداخته شده است. نحوه برقراری تعادل برای بر طرف کردن نیاز کاربران بررسی شده است؛ همچنین با تغییر دمای محیط و دمای سیال ورودی و خروجی به اواپراتور، تغییرات راندمان انرژی ORC بررسی شده است. با توجه به مقدار انرژی حرارتی و الکتریکی مورد نیاز سه حالت برای سیستم (CCHP-ORC) در نظر گرفته شده است. در حالت اول PGU به همراه کوئل حرارتی و چیلر جذبی نیاز کاربران را برطرف کرده و نیازی به بویلر اضافی نیست. چیلر الکتریکی و ORC نیز خاموش می‌باشند. این حالت به ندرت اتفاق می‌افتد. حالت دوم به دو بخش در محدوده قابل تنظیم و خارج از محدوده قابل تنظیم تقسیم شده است. در حالت سوم به علت نیاز به برق از ORC استفاده می‌شود. راندمان انرژی و انرژی سیال ارگانیک خشک برای ORC بررسی می‌شود. در ضمن سیکل ساده ORC در شرایط مختلف دمایی تحت بررسی قرار گرفته و مشخص می‌شود با افزایش دما میزان تخریب انرژی سیستم کاهش می‌یابد. در ادامه یک یک نتایج ذکر شده بدست می‌آید.

فرض شده است که ظرفیت اسمی سیستم CCHP-ORC برای برطرف کردن نیاز کاربران کافی است
 $(Q_{req} \leq Q_{rm} + Q_b \text{ و } E_{req} \leq E_{pgu_r} + E_{orc_r})$. پارامترهای مورد نیاز برای بررسی سیستم CCHP در جدول (۱-۴) نشان داده شده است [۴].

جدول (۱-۴): پارامترهای عملکرد سیستم CCHP

شرایط	پارامترهای عملکرد
-۰/۱۱۳	a
۰/۲۸۲	b
۰/۰۸۶	c
۸۰	η_{rec} (%)

۸۰	η_{hc} (%)
۸۰	η_{boiler} (%)
۰/۷	COP_{ac}
۳	COP_{ec}

با توجه به مقدار انرژی حرارتی و الکتریکی مورد نیاز سه حالت داریم:

$$E_{req} = K Q_{req} \quad \text{حالت اول: } 1-4$$

این یک وضعیت ایده‌آل در سیستم CCHP-ORC است. در این حالت PGU به همراه کوئل حرارتی و چیلر جذبی نیاز کاربران را برطرف کرده و نیازی به بویلر اضافی نیست. چیلر الکتریکی و ORC نیز خاموش می‌باشند. در این حالت $\alpha=0$, $\beta=0$ است.

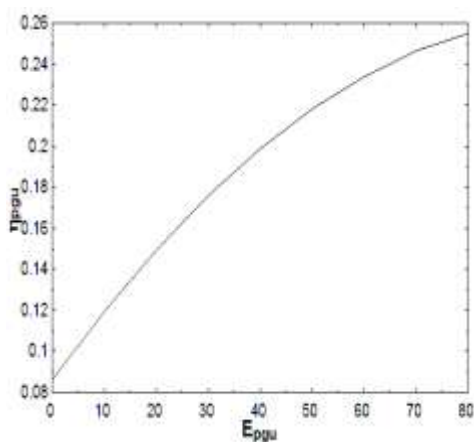
با توجه به معادلات (۳-۴)، (۴-۳)، (۵-۳)، (۶-۳)، (۷-۳)، (۸-۳) و با فرض $E_{pgu,r} = 80$ نتایج جدول (۲-۴) به دست می‌آید:

جدول (۲-۴): میزان تغییرات خروجی‌های سیستم بر حسب مقدار برق تولیدی توسط PGU

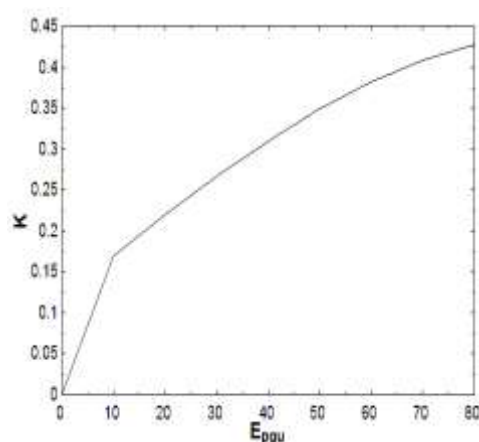
اجرا	E_{pgu}	η_{pgu}	F_{pgu}	K	Q_c	Q_h	Q_r	Y_{pgu}
RUN1	۸/۸۸۹	۱۱/۵۹	۷۶/۶۷	۰/۱۶۳۹	۳۷/۹۶	۴۳/۳۸	۵۴/۲۲	۰/۱۱۱۱
RUN2	۱۷/۷۸	۱۴/۳۱	۱۲۴/۲	۰/۲۰۸۷	۵۹/۶۲	۶۸/۱۴	۸۵/۱۷	۰/۲۲۲۲
RUN3	۲۶/۶۷	۱۶/۷۴	۱۵۹/۳	۰/۲۵۱۴	۷۴/۲۵	۸۴/۸۶	۱۰۶/۱	۰/۳۳۳۳
RUN4	۳۵/۵۶	۱۸/۹	۱۸۸/۱	۰/۲۹۱۳	۸۵/۴۳	۹۷/۶۴	۱۲۲	۰/۴۴۴۴
RUN5	۴۴/۴۴	۲۰/۷۸	۲۱۳/۹	۰/۳۲۷۹	۹۴/۸۹	۱۰۸/۴	۱۳۵/۶	۰/۵۵۵۶
RUN6	۵۳/۳۳	۲۲/۳۸	۲۳۸/۳	۰/۳۶۰۴	۱۰۳/۶	۱۱۸/۴	۱۴۸	۰/۶۶۶۷

RUN7	۶۲/۲۲	۲۳/۷	۲۶۲/۶	۰/۳۸۸۲	۱۱۲/۲	۱۲۸/۲	۱۶۰/۳	۰/۷۷۷۸
RUN8	۷۱/۱۱	۲۴/۷۴	۲۸۷/۵	۰/۴۱۰۹	۱۲۱/۲	۱۳۸/۵	۱۷۳/۱	۰/۸۸۸۹
RUN9	۸۰	۲۵/۵	۳۱۳/۷	۰/۴۲۷۹	۱۳۰/۹	۱۴۹/۶	۱۸۷	۱

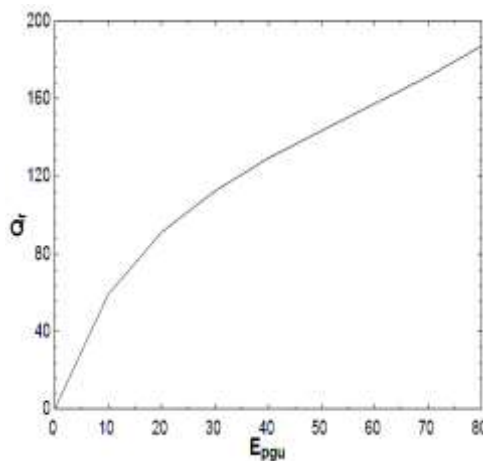
در شکل‌های زیر نمودارهای $K - E$ ، $\eta - E$ ، $Q - E$ نمایش داده شده است. همان طور که مشخص است با افزایش تولید قدرت و رسیدن به بار اسمی، مقدار K ، Q و η افزایش می‌یابد.



(ب)



(الف)



(ج)

شکل (۴-۱): (الف) نمودار تغییرات K بر حسب برق تولیدی (ب) نمودار تغییرات راندمان بر حسب برق تولیدی (ج) نمودار تغییرات دمای بازتابی بر حسب برق تولیدی

براساس معادله (۳-۴) به هر میزان که مقدار برق تولیدی به بار نامی نزدیکتر شود، میزان راندمان نیز افزایش می یابد و زمانی که این مقدار به بار نامی برسد راندمان به ماکزیمم مقدار خود خواهد رسید. این موضوع در نمودار ب شکل (۴-۱) نشان داده شده است. براساس معادلات (۳-۶) و (۳-۷) به هر میزان که مقدار برق تولیدی افزایش یابد میزان حرارت اتلافی نیز افزایش می یابد. این موضوع در نمودار ج شکل (۴-۱) نشان داده شده است.

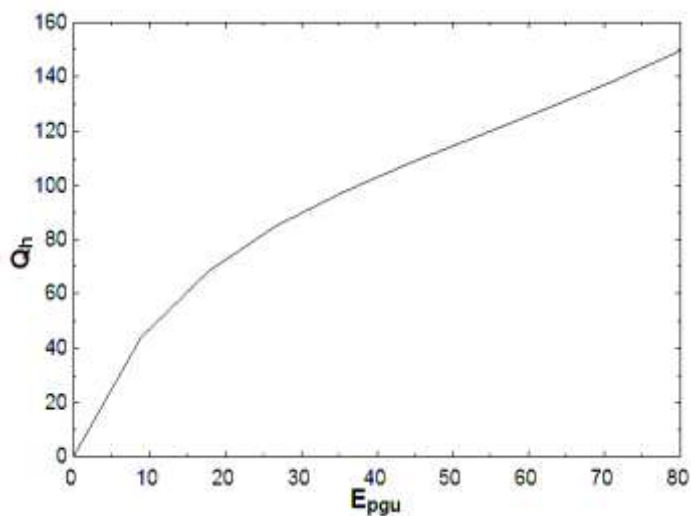
در اینجا Q_{req} برابر است با کل حرارت مورد نیاز کاربران که از سیستم بازیافت حرارتی به دست می آید.

$$Q_{req} = \frac{Q_c}{COP_{ac}} + \frac{Q_h}{\eta_{hc}} \quad (۴-۱)$$

از آنجایی که از سیستم گرمایشی و سرمایشی معمولاً به طور همزمان استفاده نمی شود پس می توان نتیجه گرفت که:

الف) زمانی گرمایش مورد نیاز است ، $Q_c = 0$ است و از معادله های (۳-۸)، (۴-۱) معادله زیر نتیجه می شود.

$$E_{req} = K \frac{Q_h}{\eta_{hc}} \quad (۴-۲)$$

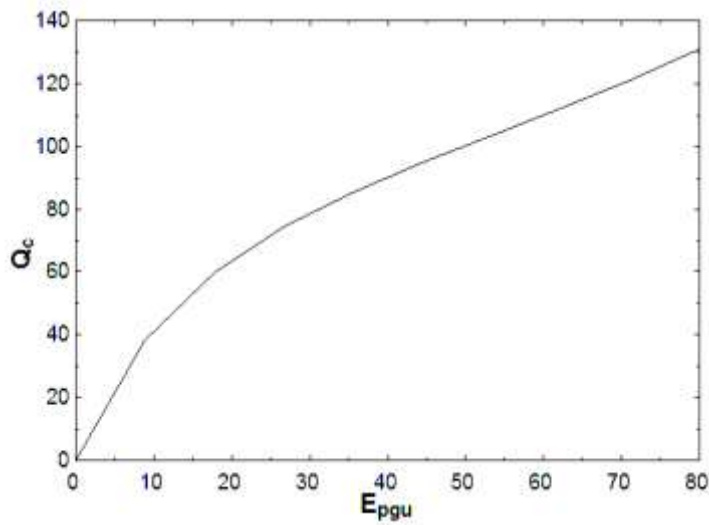


شکل (۲-۴): نمودار تغییرات حرارت تولیدی بر حسب برق تولیدی

بر اساس معادلات (۶-۳) و (۷-۳) مقدار برق تولیدی با مقدار حرارت اتلافی رابطه مستقیم دارد. این موضوع در نمودار شکل‌های (۲-۴) و (۳-۴) نیز نشان داده شده است. برای اینکه سیستم در حالت تعادل باشد باید همواره روی نمودار شکل‌های (۲-۴) و (۳-۴) حرکت کرد. این کار برای لحظاتی در حالت واقعی امکان‌پذیر است؛ اما برای زمان‌های طولانی باید از حالت‌های دوم و سوم استفاده شود.

ب) زمانی که سرمایش مورد نیاز است، $Q_h = 0$ است و از معادله‌های (۸-۳)، (۱-۴) معادله زیر نتیجه می‌شود.

$$E_{req} = K \frac{Q_c}{COP_{ac}} \quad (۳-۴)$$

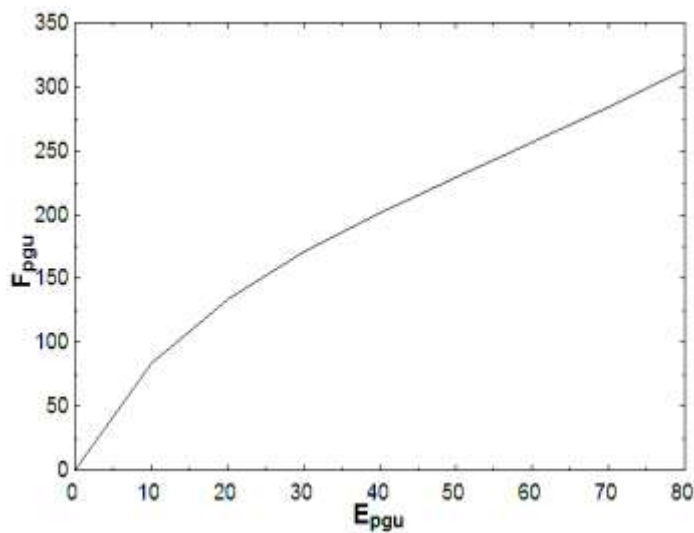


شکل (۴-۳): نمودار تغییرات سرمایه‌ش تولیدی بر حسب برق تولیدی

و مصرف سوخت PGU از طریق فرمول زیر به دست می‌آید:

$$F_{pgu} = \frac{E_{pgu}}{\eta_{pgu}} \quad (۴-۴)$$

با کمک جدول (۴-۱) نمودار F-E رسم می‌شود.



شکل (۴-۴): نمودار تغییرات سوخت مصرفی بر حسب برق تولیدی

بر اساس معادله (۳-۶) به هر میزان برق بیشتری تولید شود؛ سوخت بیشتری نیز مصرف خواهد شد. این موضوع در شکل (۴-۴) نیز نمایش داده شده است.

$$E_{req} \leq KQ_{req} \quad \text{حالت دوم: } ۲-۴$$

این یکی از شرایط عدم تعادل است که ORC به خاطر کمبود بار حرارتی باید خاموش باشد ($\beta=0$). در این حالت نیاز به حرارت بیشتری است و در واقع میزان مصرف بالای منحنی شکل‌های (۲-۴) و (۳-۴) قرار می‌گیرد. با تولید برق بیشتر توسط PGU می‌توان از طرفی با کمک چیلر الکتریکی بخشی از سرمایه را تولید کرد و از طرف دیگر حرارت بازیافت شده بیشتری را در اختیار داشت.

۱-۲-۴ در محدوده قابل تنظیم

در ابتدا فرض بر این است که سیستم با تنظیم α به تعادل می‌رسد ($E_{orc} = 0$ و $Q_b = 0$). با ترکیب معادلات (۱-۳)، (۳-۳) و (۳۸-۳) می‌توان معادله (۱-۳) را به صورت زیر نوشت:

$$E_{pgu} = E_{req} + \alpha \frac{Q_c}{COP_{ec}} \quad (۵-۴)$$

با حذف بار حرارتی ORC و ترکیب معادلات (۲-۳)، (۳-۳) و (۳۸-۳) معادله تعادل بار حرارتی (۳-۳) به صورت زیر به دست می‌آید:

$$Q_r = \frac{Q_h}{\eta_{hc}} + (1 - \alpha) \frac{Q_c}{COP_{ac}} \quad (۶-۴)$$

با جاگذاری معادله‌های (۵-۴) و (۶-۴) در (۸-۳) معادله (۷-۴) به دست می‌آید:

$$E_{req} + \alpha \frac{Q_c}{COP_{ec}} = K \left[\frac{Q_h}{\eta_{hc}} + (1 - \alpha) \frac{Q_c}{COP_{ac}} \right] \quad (۷-۴)$$

در معادله فوق E_{req} ، Q_c و Q_h را می‌توان در زمان مصرف اندازه‌گیری کرد و مقدار راندمان نیز توسط تولیدکننده مشخص می‌شود.

$$\alpha = \frac{K \left(\frac{Q_c}{COP_{ac}} + \frac{Q_h}{\eta_{hc}} \right) - E_{req}}{\frac{Q_c}{COP_{ec}} + K \frac{Q_c}{COP_{ac}}} \quad (۸-۴)$$

علاوه بر این با ترکیب معادلات (۳-۶)، (۴-۵) و (۴-۸) می‌توان مقدار سوخت مورد نیاز PGU را تعیین کرد.

$$F_{pgu} = \frac{E_{req}}{\eta_{pgu}} + \alpha \frac{Q_c}{COP_{ec} \eta_{pgu}} \quad (۹-۴)$$

بازه تغییرات را برای نیازهای کاربران می‌توان $0 \leq E_{req} \leq 55$ ، $0 \leq Q_h \leq 65$ ، $0 \leq Q_c \leq 170$ فرض کرد [۴]. K برای هر بازه‌ای از E_{req} با توجه به جدول (۴-۱) مقدار ثابتی فرض می‌شود. علاوه بر محدودیت فوق، پارامترها را باید به میزانی تغییر داد که سیستم از حالت دوم (در محدوده قابل تنظیم) خارج نشود.

الف) در شرایطی که سرمایه‌ش مورد نیاز است، $Q_h = 0$

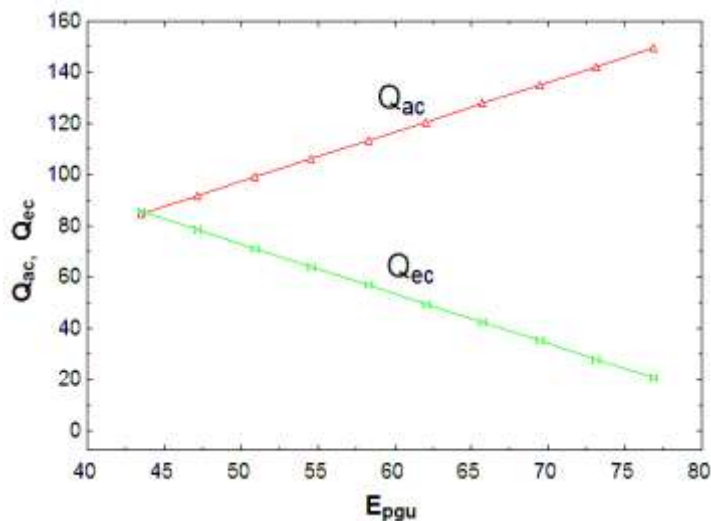
$Q_c = 170$ فرض می‌شود؛ که این مقدار بیش‌ترین سرمایه‌ش مورد نیاز در فصل تابستان است [۴]. در این حالت باید $E_{req} < 70$ باشد تا مقدار برق مورد نیاز از ظرفیت PGU بیشتر نشود. برای بازه $15 \leq E_{req} \leq 70$ با استفاده از معادلات (۳-۲)، (۳-۶)، (۳-۳۸)، (۴-۵)، (۴-۶)، (۴-۷)، (۴-۸)، (۴-۹) نتایج جدول (۴-۳) به دست می‌آید:

جدول (۴-۳): میزان تغییرات خروجی‌های سیستم بر حسب تغییر در میزان برق مورد نیاز کاربران

اجرا	E_{req}	α	η_{pgu}	E_{ec}	E_{pgu}	F_{pgu}	K!	Q_{ra}	Q_{ac}	Q_{ec}	Q_r
------	-----------	----------	--------------	----------	-----------	-----------	----	----------	----------	----------	-------

R1	۷۰	۰/۱۲	۲۵/۲	۶/۸	۷۶/۸	۳۰۴/۲	۰/۴۲	۲۱۳/۵	۱۴۹/۴	۲۰/۵	۲۱۳/۵
R2	۶۳/۸	۰/۱۶	۲۴/۹	۹/۲	۷۳/۱	۲۹۳/۳	۰/۴۱	۲۰۳/۲	۱۴۲/۲	۲۷/۷	۲۰۳/۲
R3	۵۷/۷	۰/۲۰	۲۴/۵	۱۱/۶	۶۹/۴	۲۸۲/۷	۰/۴۰	۱۹۲/۹	۱۳۵	۳۴/۹	۱۹۲/۹
R4	۵۱/۶	۰/۲۴	۲۴/۱	۱۴/۰۶	۶۵/۷۳	۲۷۲/۳	۰/۳۹	۱۸۲/۶	۱۲۷/۸	۴۲/۱	۱۸۲/۶
R5	۴۵/۵	۰/۲۹	۲۳/۶	۱۶/۴۷	۶۲/۰۲	۲۶۲	۰/۳۸	۱۷۲/۳	۱۲۰/۶	۴۹/۴	۱۷۲/۳
R6	۳۹/۴	۰/۳۳	۲۳/۱	۱۸/۸	۵۸/۳	۲۵۱/۹	۰/۳۷	۱۶۲	۱۱۳/۴	۵۶/۶	۱۶۲
R7	۳۳/۳	۰/۳۷	۲۲/۵	۲۱/۲	۵۴/۶	۲۴۱/۸	۰/۳۶	۱۵۱/۷	۱۰۶/۲	۶۳/۸	۱۵۱/۷
R8	۲۷/۲	۰/۴۱	۲۱/۹	۲۳/۶۸	۵۰/۹	۲۳۱/۷	۰/۳۵	۱۴۱/۴	۹۸/۹	۷۱/۳	۱۴۱/۴
R9	۲۱/۱	۰/۴۶	۲۱/۳	۲۶/۰۸	۴۷/۱	۲۲۱/۵	۰/۳۳	۱۳۱/۱	۹۱/۷	۷۸/۲	۱۳۱/۱
R10	۱۵	۰/۵	۲۰/۵	۲۸/۴	۴۳/۴	۲۱۱/۲	۰/۳۲	۱۲۰/۸	۸۴/۵	۸۵/۴	۱۲۰/۸

همان طور که در جدول (۳-۴) م مشاهده می شود با کاهش برق مورد نیاز، مقدار تولید برق تو سط PGU، راندمان و میزان سوخت مورد نیاز کاهش می یابد. آلفا افزایش یافته و این یعنی برق بیشتری تو سط چیلر جذبی مصرف می شود و بخش بیشتری از سرمایهش مورد نیاز تو سط چیلر جذبی تأمین می گردد. کل حرارت باز یافتی در چیلر جذبی مصرف می گردد ($Q_{ra} = Q_r$). مجموع سرمایهش تولیدی تو سط چیلر جذبی و چیلر الکتریکی همواره برابر ۱۷۰ است ($Q_{ac} + Q_{ec} = 170$) و این یعنی PGU قادر به تأمین این مقدار سرمایهش است (البته در شرایط ذکر شده، اگر کاربران نیاز به برق بیشتری در این شرایط داشته باشند باید از PGU با ظرفیت بالاتری استفاده شود). $K!$ در واقع مقدار K ایی است که دوباره در معادلات محاسبه گشته و همان طور که مشاهده می شود میانگین $K!$ با K میانگین فرضی تفاوت چندانی ندارد.



شکل (۴-۵): نمودار تغییرات سرمایه‌های تولیدی توسط چیلرهای جذبی و الکتریکی بر حسب میزان برق تولیدی توسط PGU

سیستم همواره باید نیاز سرمایه‌های کاربر را برطرف کند. همانطور که در شکل (۴-۵) نیز نشان داده شده است با کاهش مقدار سرمایه‌های تولیدی توسط چیلر الکتریکی، مقدار سرمایه‌های تولیدی توسط چیلر جذبی افزایش می‌یابد (به علت افزایش تولید برق، میزان حرارت اتلافی نیز افزایش می‌یابد)؛ تا مقدار کل سرمایه‌های تولیدی مقداری ثابت و برابر با مقدار کل سرمایه‌های مورد نیاز باشد.

$Q_c = 110$ فرض می‌شود [۴]، در این حالت باید $E_{req} < 40$ باشد تا سیستم از حالت دوم (در محدوده قابل تنظیم) خارج نشود و آلفا در بازه صفر تا یک قرار گیرد. برای بازه $10 \leq E_{req} \leq 40$ با استفاده از معادلات (۲-۳)، (۳-۳)، (۳-۳)، (۴-۵)، (۴-۶)، (۴-۷)، (۴-۸)، (۴-۹) نتایج جدول (۴-۴) بدست می‌آید:

جدول (۴-۴): تغییر خروجی‌های سیستم بر حسب تغییر در میزان برق مورد نیاز کاربران

اجرا	E_{req}	α	η_{pgu}	E_{ec}	E_{pgu}	F_{pgu}	K!	Q_{ra}	Q_{ac}	Q_{ec}	Q_r
R1	۴۰	۰/۰۳	۲۰/۱	۱/۱	۴۱/۱	۲۰۴/۵	۰/۳۱	۱۵۲/۳	۱۰۶/۶	۳/۳	۱۵۲/۳
R2	۳۶/۶	۰/۰۷	۱۹/۷	۲/۶	۳۹/۳	۱۹۹/۳	۰/۳۰	۱۴۵/۷	۱۰/۲	۸	۱۴۵/۷
R3	۳۳/۳	۰/۱۱	۱۹/۳	۴/۲	۳۷/۵	۱۹۴/۱	۰/۲۹	۱۳۹/۱	۹۷/۳	۱۲/۶	۱۳۹/۱

R4	۳۰	۰/۱۵	۱۸/۹	۵/۷	۳۵/۵	۱۸۸/۷	۰/۲۹	۱۳۲/۵	۹۲/	۱۷/۲	۱۳۲/۵
R5	۲۶/۶	۰/۱۹	۱۸/۵	۷/۳	۳۳/۹	۱۸۳/۳	۰/۲۸	۱۲۵/۸	۸۸	۲۱/۹	۱۲۵/۸
R6	۲۳/۳	۰/۲۴	۱۸/۱	۸/۸	۳۲/۱	۱۷۷/۷	۰/۲۷	۱۱۹/۲	۸۳/۴	۲۶/۵	۱۱۹/۲
R7	۲۰	۰/۲۸	۱۷/۶	۱۰/۴	۳۰/۴	۱۷۱/۹	۰/۲۶	۱۱۲/۶	۷۸/۸	۳۱/۱	۱۱۲/۶
R8	۱۶/۶	۰/۳۲	۱۷/۲	۱۱/۹	۲۸/۶	۱۶۶	۰/۲۶	۱۰۶	۷۴/۱	۳۵/۸	۱۰۶
R9	۱۳/۳	۰/۳۶	۱۶/۷	۱۳/۴	۲۶/۸	۱۵۹/۸	۰/۲۵	۹۹/۳	۶۹/۵	۴۰/۴	۹۹/۳
R10	۱۰	۰/۴۱	۱۶/۳	۱۵	۲۵	۱۵۳/۴	۰/۲۴	۹۲/۷	۶۴/۹	۴۵/۱	۹۲/۷

نتایج به دست آمده از جدول (۴-۲) به طور مشابه در اینجا تکرار می شود. اگر حداقل مقدار $E_{req} = 10$ باشد، آنگاه بر اساس محاسبات انجام گرفته Q_c باید بزرگتر از ۷۰ باشد. در غیر این صورت سیستم وارد حالت سوم می شود که نیاز به استفاده از ORC دارد. همان طور که مشخص است به هر میزان که مقدار سرمایه مورد نیاز کاهش یابد احتیاج کمتری به چیلر الکتریکی وجود دارد و مقدار آلفا نیز کاهش می یابد. در ادامه میزان E_{req} را ثابت فرض می شود و میزان Q_c تغییر داده شده است.

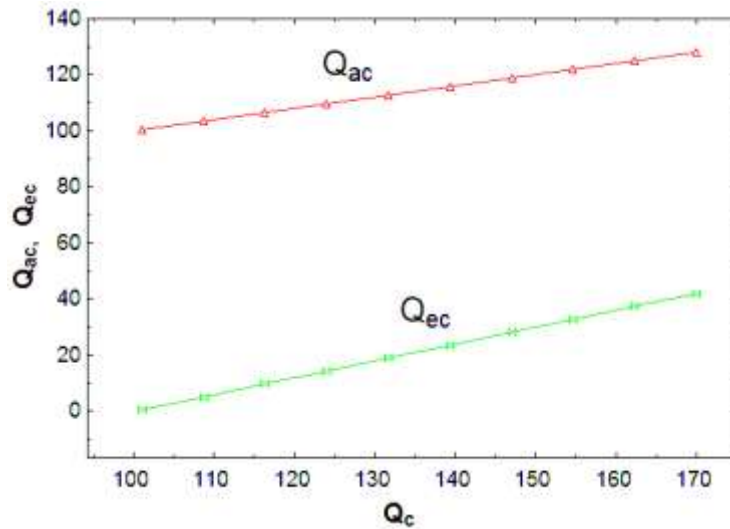
مقدار $E_{req} = 50$ در نظر می گیریم. با توجه به اینکه باید $E_{req} < K \frac{Q_c}{COP_{ac}}$ باشد تا سیستم در حالت دوم قرار داشته باشد، بر طبق محاسبات $Q_c > 100$ باید باشد. اگر سرمایه کمتری مورد نیاز باشد سیستم وارد حالت سوم می شود؛ که با استفاده از مازاد حرارت بازیافتی به کمک ORC برق تولید می شود؛ که در ادامه بررسی خواهد شد. با استفاده از معادلات (۳-۲)، (۳-۳)، (۳-۴)، (۳-۵)، (۴-۶)، (۴-۷)، (۴-۸)، (۴-۹) نتایج جدول (۴-۵) به دست می آید:

جدول (۴-۵): تغییر خروجی های سیستم بر حسب تغییر در میزان سرمایه مورد نیاز کاربران

اجرا	Q_c	α	η_{pgu}	E_{ec}	E_{pgu}	F_{pgu}	$K!$	Q_{ac}	Q_{ec}	Q_r	Q_{ra}
------	-------	----------	--------------	----------	-----------	-----------	------	----------	----------	-------	----------

<i>R1</i>	۱۰۱	۰/۰۳	۲۲	۱/۳	۵۱/۳	۲۳۲/۸	۰/۳۵	۹۷	۳/۹	۱۳۸/۷	۱۳۸/۷
<i>R2</i>	۱۰۸/۷	۰/۰۷	۲۲/۳	۲/۸	۵۲/۸	۲۳۷/۱	۰/۳۵	۱۰۰	۸/۶	۱۴۲/۹	۱۴۲/۹
<i>R3</i>	۱۱۶/۳	۰/۱۱	۲۲/۵	۴/۴	۵۴/۴	۲۴۱/۴	۰/۳۶	۱۰۳	۱۳/۳	۱۴۷/۱	۱۴۷/۱
<i>R4</i>	۱۲۴	۰/۱۴	۲۲/۸	۶	۵۶	۲۴۵/۶	۰/۳۶	۱۰۶	۱۸	۱۵۱/۴	۱۵۱/۴
<i>R5</i>	۱۳۱/۷	۰/۱۷	۲۳	۷/۵	۵۷/۵	۲۴۹/۹	۰/۳۷	۱۰۸	۲۲/۷	۱۵۵/۶	۱۵۵/۶
<i>R6</i>	۱۳۹/۳	۰/۱۹	۲۳/۲	۹/۱	۵۹/۱	۲۵۴/۱	۰/۳۷	۱۱۱	۲۷/۴	۱۵۹/۹	۱۵۹/۹
<i>R7</i>	۱۴۷	۰/۲۱	۲۳/۴	۱۰/۷	۶۰/۷	۲۵۸/۴	۰/۳۸	۱۱۴/۹	۳۲/۱	۱۶۴/۱	۱۶۴/۱
<i>R8</i>	۱۵۴/۷	۰/۲۳	۲۳/۷	۱۲/۲	۶۲/۲	۲۶۲/۷	۰/۳۸	۱۱۷/۸	۳۶/۸	۱۶۸/۳	۱۶۸/۳
<i>R9</i>	۱۶۲/۳	۰/۲۵	۲۳/۹	۱۳/۸	۶۳/۸	۲۶۷	۰/۳۹	۱۲۰/۸	۴۱/۵	۱۷۲/۶	۱۷۲/۶
<i>R10</i>	۱۷۰	۰/۲۷	۲۴/۱	۱۵/۴	۶۵/۴	۲۷۱/۴	۰/۳۹	۱۲۳/۸	۴۶/۲	۱۷۶/۸	۱۷۶/۸

همان طور که در جدول فوق مشخص است با افزایش نیاز به سرمایه‌ش مقدار برق مورد نیاز برای چیلر الکتریکی افزایش یافته و در نتیجه میزان آلفا و میزان برق تولیدی توسط PGU افزایش می‌یابد. با افزایش میزان برق تولیدی توسط PGU از طرفی سیستم با افزایش راندمان PGU روبروست و از طرف دیگر حرارت بازیافتی افزایش می‌یابد؛ که باعث تولید بیشتر سرمایه‌ش توسط چیلر جذبی می‌گردد. مقدار K میانگین فرضی با میانگین K ها تقریباً برابر است. در ادامه، نمودار تغییرات Q_{ec} و Q_{ac} را بر حسب تغییرات Q_c مشاهده می‌شود. همان طور که مشخص است با افزایش Q_c شیب استفاده از چیلر الکتریکی بیشتر از شیب استفاده از چیلر جذبی است. البته برای $Q_c < 100$ در $E_{req} = 50$ سیستم برای تأمین نیاز کاربران خود نیازی به استفاده از چیلر الکتریکی ندارد.



شکل (۴-۶): نمودار تغییرات سرمایه‌های تولیدی توسط چیلرهای جذبی و الکتریکی بر حسب سرمایه مورد نیاز

بر اساس شکل (۴-۶) با افزایش مقدار سرمایه مورد نیاز، شیب استفاده از چیلر الکتریکی بیشتر از چیلر جذبی است. اما همواره مقدار سرمایه تولیدی توسط چیلر جذبی بیشتر از چیلر الکتریکی می‌باشد.

(ب) در شرایطی که گرمایش مورد نیاز است، $Q_c = 0$

چون در این شرایط Q_c همواره مساوی صفر است، معادله (۴-۹) زمانی ارضا می‌شود که $K \frac{Q_h}{\eta_{hc}} = E_{req}$ باشد. این شرایط خود بخشی از حالت اول است، که در آن α و β مساوی صفر می‌باشند. بنابراین این شرایط زیرمجموعه‌ی حالت اول است که قبلاً مورد بررسی قرار گرفت.

۴-۲-۲-۴ خارج از محدوده قابل تنظیم

از آنجا که تمام ضرایب در معادله (۴-۸) مثبت هستند و فرض این حالت $E_{req} \leq K Q_{req}$ است، مقدار α نیز باید بزرگ‌تر از صفر و همواره کوچک‌تر مساوی یک باشد؛ بنابراین بر اساس $\alpha \leq 1$ از معادله (۴-۸) معادله (۴-۱۰) نتیجه می‌شود:

$$Q_c \geq COP_{ec} \left(K \frac{Q_h}{\eta_{hc}} - E_{req} \right) \quad (10-4)$$

اگر معادله (۱۰-۴) ارضا نشود، α باید بزرگ‌تر از یک باشد. در این زمان α باید برابر یک باشد. استراتژی رایج در این شرایط این است که اجازه می‌دهند PGU تمام نیاز الکتریکی کاربران و چیلر الکتریکی را فراهم کند و از بویلر اضافی برای جبران کسری نیاز حرارتی استفاده شود.

$$F_{pgu} = \frac{E_{req}}{\eta_{pgu}} + \frac{Q_c}{COP_{ec} \eta_{pgu}} \quad (11-4)$$

$$F_{boiler} = \frac{Q_h}{\eta_{hc} \eta_{boiler}} - \frac{F_{pgu} (1 - \eta_{pgu}) \eta_{rec}}{\eta_{boiler}} \quad (12-4)$$

کل سوخت مصرفی در سیستم CCHP-ORC از جمع F_{pgu} و F_{boiler} به دست می‌آید.

$$F_{Total} = F_{pgu} + F_{boiler} \quad (13-4)$$

بازه تغییرات را برای نیازهای کاربران می‌توان $0 \leq E_{req} \leq 55$ ، $0 \leq Q_h \leq 65$ ، و مقدار Q_c مورد نیاز در فصول پاییز، زمستان و بهار را از صفر تا ۱۰kw فرض کرد [۴]. K را برای هر بازه‌ای از E_{req} با توجه به جدول (۲-۴) مقدار ثابتی فرض می‌شود. علاوه بر محدودیت فوق، پارامترها را باید به میزانی تغییر داد که سیستم از حالت دوم (خارج از محدوده قابل تنظیم) خارج نشود.

این حالت معمولاً در فصل زمستان اتفاق می‌افتد. در فصل زمستان کاربران نیاز به سرمایش یا اصلاً ندارند و یا نیاز به سرمایش بسیار کمی دارند و در عوض نیاز به گرمایش زیادی دارند. در این صورت به این صورت عمل می‌شود که آن مقدار سرمایش ناچیز را از طریق چیلر الکتریکی تأمین شود و هم‌هی حرارت بازیافتی را صرف گرمایش کرد. (در این قسمت برای امکان بررسی این حالت فرض می‌شود، نیاز به گرمایش و سرمایش به طور همزمان وجود دارد.) در حقیقت این حالت زمانی اتفاق می‌افتد که کاربران

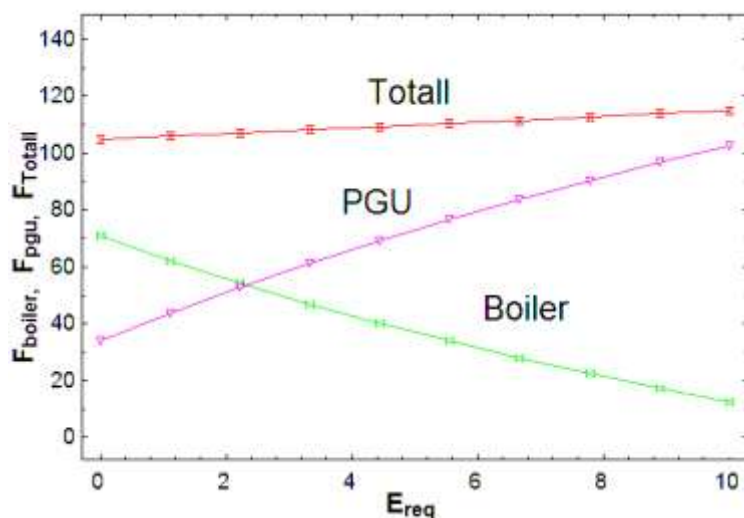
نیاز به سرمایه‌ش و برق کمی دارند و در عوض نیازمند حرارت زیادی می‌باشند که با کمک بویلر اضافی کمبود حرارت جبران می‌شود. $Q_c = 10$ در نظر گرفته می‌شود [۴]. برای $Q_h = 65$ با توجه به شرایط حالت دوم (خارج از محدوده قابل تنظیم) $E_{req} \leq 10$ باید باشد. با استفاده از معادلات (۳-۲)، (۳-۳)، (۳-۴)، (۴-۱)، (۴-۱۲)، (۴-۱۳) جدول (۴-۶) به دست می‌آید.

جدول (۴-۶): تغییر خروجی‌های سیستم بر حسب تغییر در میزان سرمایه‌ش مورد نیاز کاربران

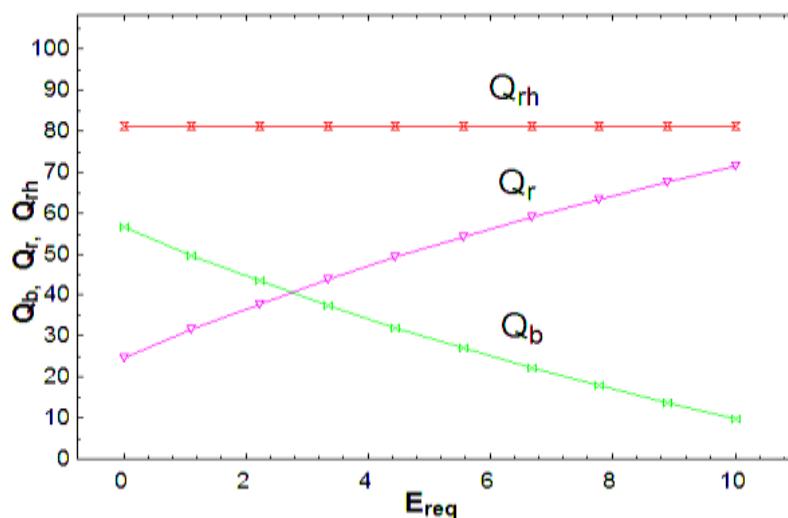
اجرا	E_{req}	η_{pgu}	E_{ec}	E_{pgu}	F_{bioler}	F_{pgu}	F_{Total}	Q_b	Q_r	Q_{rh}
R1	10	12/9	3/3	13/3	12/22	102/7	114/9	9/7	71/4	11/25
R2	8/8	12/6	3/3	12/2	17/12	96/6	113/8	13/7	67/5	11/25
R3	7/7	12/3	3/3	11/1	22/33	90/3	112/7	17/8	63/3	11/25
R4	6/6	11/9	3/3	10	27/67	83/6	111/6	22/3	58/9	11/25
R5	5/5	11/5	3/3	8/8	33/76	76/6	110/5	27	54/2	11/25
R6	4/4	11/2	3/3	7/7	40/11	69/2	109/3	32	49/1	11/25
R7	3/3	10/8	3/3	6/6	46/91	61/32	108/2	37/53	43/72	11/25
R8	2/2	10/5	3/3	5/5	54/23	52/89	107/1	43/38	37/87	11/25
R9	1/1	10/1	3/3	4/4	62/14	43/87	106	49/71	31/54	11/25
R10	1	9	3/3	3/3	70/73	34/17	104/9	56/58	24/67	11/25

با کاهش E_{req} طبیعتاً E_{pgu} نیز کاهش می‌یابد و در نتیجه راندمان و میزان مصرف سوخت توسط PGU کاهش می‌یابد. از طرف دیگر میزان حرارت بازیافتی نیز کاهش می‌یابد و با فرض ثابت بودن گرمایش مورد نیاز باید کمبود بار حرارتی را با کمک بویلر کمکی جبران کرد که در جدول (۴-۶) کاملاً مشخص است که با کاهش Q_r در عوض Q_b افزایش می‌یابد. این امر به طوری رخ می‌دهد که همواره مجموع بارهای حرارتی

برابر با مقدار حرارت مورد نیاز باشد ($Q_r + Q_b = 81/25$). با افزایش حرارت تولیدی توسط بویلر مصرف سوخت بویلر نیز افزایش می‌یابد و اما کاهش مصرف سوخت PGU به نحوی است که در مجموع مصرف سوخت کاهش می‌یابد.



شکل (۴-۷): نمودار تغییرات مصرف سوخت بر حسب میزان برق مورد نیاز



شکل (۴-۸): نمودار مقدار گرمایش مورد نیاز و تولیدی بر حسب برق مورد نیاز

همانطور که در شکل‌های (۷-۴) و (۸-۴) مشاهده می‌شود؛ برای افزایش میزان برق تولیدی توسط PGU طبیعتاً واحد تولید قدرت احتیاج به مصرف سوخت بیشتری دارد و از طرف دیگر حرارت بیشتری نیز تولید خواهد شد. با افزایش حرارت تولیدی توسط PGU نیاز به بویلر حرارتی کاهش پیدا می‌کند و طبعاً بویلر سوخت کمتری را نیز مصرف می‌کند.

حال فرض می‌شود مقدار گرمایش مورد نیاز کاهش یافته و برابر با $Q_h = 45$ شده است. در این صورت باید مقدار برق مورد نیاز بسیار کمتر از حالت قبلی باشد که بسیار نادر است. در این شرایط سیستم از حالت خارج از محدوده قابل تنظیم به حالت محدوده قابل تنظیم می‌رود به این معنی که، دیگر همه سرمایه‌های مورد نیاز را از طریق چیلر الکتریکی تأمین نمی‌کند بلکه بخشی از آن را به کمک چیلر جذبی به دست می‌آورد. این کار با تنظیم آلفا انجام می‌شود که قبلاً مورد بررسی قرار گرفت. پس حالت دوم (خارج از محدوده قابل تنظیم) زمانی رخ می‌دهد که نیاز به سرمایه‌های و برق کمی وجود داشته باشد و در عوض کاربران نیاز به گرمایش زیادی داشته باشند. که تمام سرمایه‌های از طریق چیلر الکتریکی تأمین می‌گردد ولی برای برطرف کردن نیاز گرمایش باید از بویلر اضافی کمک گرفت.

۳-۴ حالت سوم: $E_{req} > KQ_{req}$

این یکی دیگر از شرایط عدم تعادل است. در این حالت، چیلر برقی به خاطر نیاز به بار الکتریکی باید خاموش شود ($\alpha = 0$) و با تنظیم β سیستم به تعادل می‌رسد. در ابتدا معادلات تنظیم β را ذکر شده است و نحوه تعامل سیکل ORC با سیستم CCHP بررسی می‌شود. سپس روابط انرژی و انرژی سیکل ارگانیک رانکین (ORC) با توجه به شرایط موجود در مقاله [۵۰، ۴۵] بررسی می‌شود.

۱-۳-۴ نحوه تعامل سیکل ORC با سیستم CCHP

با جاگذاری معادله (۳-۳۹) در معادله (۳-۱) معادله (۴-۱۴) به دست می‌آید.

$$E_{pgu} = (1 - \beta)E_{req} \quad (14-4)$$

با ترکیب معادلات (۳-۳)، (۱۰-۳) و (۳۹-۳) معادله حرارت بازیافتی برابر می‌شود با:

$$Q_r = \frac{Q_c}{COP_{ac}} + \frac{Q_h}{\eta_{hc}} + \frac{\beta E_{req}}{\eta_{orc}\eta_{gen}} \quad (15-4)$$

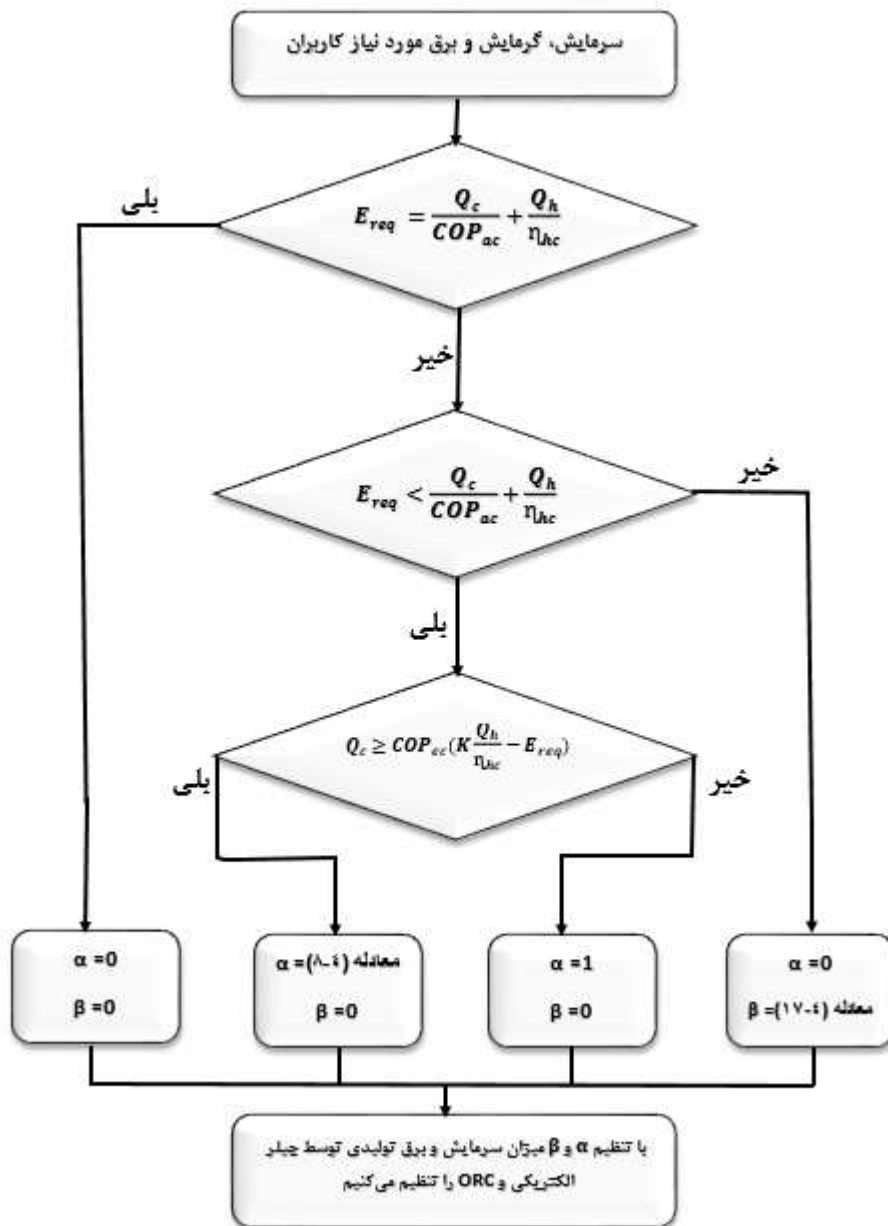
با جاگذاری معادلات (۱۴-۴) و (۱۵-۴) در معادله (۸-۳) معادله (۱۶-۴) به دست می‌آید:

$$(1 - \beta)E_{req} = K \left(\frac{Q_c}{COP_{ac}} + \frac{Q_h}{\eta_{hc}} + \frac{\beta E_{req}}{\eta_{orc}\eta_{gen}} \right) \quad (16-4)$$

بنابراین می‌توان نوشت:

$$\beta = \frac{E_{req} - K \left(\frac{Q_c}{COP_{ac}} + \frac{Q_h}{\eta_{hc}} \right)}{E_{req} \left(1 + \frac{K}{\eta_{orc}\eta_{gen}} \right)} \quad (17-4)$$

در شکل (۹-۴) الگوریتم عملکرد سیستم CCHP-ORC نمایش داده شده است [۴].

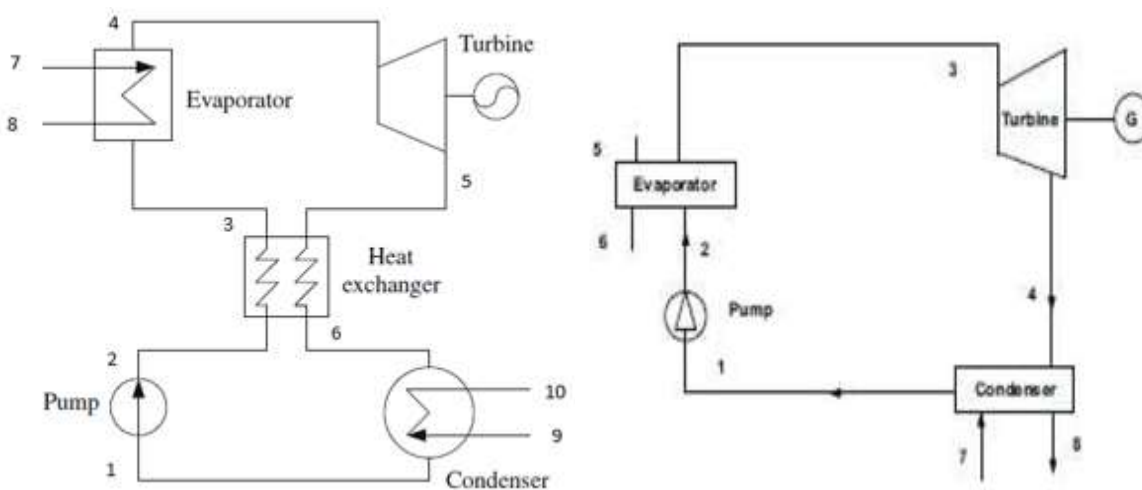


شکل (۴-۹): الگوریتم عملکرد سیستم CCHP-ORC

۴-۳-۲ بررسی سیکل ارگانیک رانکین:

باز یافت گرمای اتلافی نقش مهمی در مدیریت منابع انرژی ایفا می کند. از سیکل ارگانیک رانکین می توان برای بازیابی حرارت اتلافی دما پایین استفاده نمود. این سیکل مشابه سیکل رانکین بوده و فقط از سیالات ارگانیک به عنوان سیال کاری در آن استفاده می شود. در تحقیق حاضر به منظور بهبود عملکرد سیستم

CCHP از سیکل ORC استفاده کرده و به بررسی و بهبود عملکرد سیکل ORC پرداخته شده است. به منظور انجام این کار، تحلیل انرژی و انرژی در سیکل انجام گرفت و تأثیرات استفاده از سیالات کاری مختلف و استفاده از مبدل حرارتی داخلی بر عملکرد سیکل سنجیده شد. محققان با بررسی عملکرد سیالات کاری خشک در سیکل ORC به این نتیجه رسیدند که این سیالات اگر قبل از توربین در حالت بخار اشباع قرار داشته باشد سیکل بهترین عملکرد را دارا است. بنابراین این سیکل زمانی که سیال در حالت بخار اشباع در قبل از توربین است در نظر گرفته شده و با توجه به مقدار برق مورد نیاز، راندمان انرژی سیکل بهبود یافت. با توجه به مقاله [۴] حداکثر مقدار برق مورد نیاز تولیدشده از ORC برابر با ۲۰kw است. در شکل زیر ORC بررسی شده نشان داده شده است.



شکل (۴-۱۰): سمت راست: سیکل ساده ORC. سمت چپ: سیکل ORC با IHE

در این تحقیق چند نمونه از سیالات خشک بررسی شد. سیالات خشک به سیالاتی گفته می شود که در نمودار T-S شیب منحنی بخار اشباعشان مثبت است. همان طور که در شکل (۴-۹) نشان داده شده است، ابتدا پمپ فشار سیال کاری را افزایش داده و سپس سیال در مبدل حرارتی داخلی، حرارت موجود در

سیال خروجی از توربین را بازیابی کرده و سپس وارد اواپراتور می شود. سیال را می توان با توجه به مقدار حرارتی دریافتی به حالت بخار اشباع یا بخار فوق گرم رساند و پس از آن وارد توربین کرد. سیال کاری پس از انبساط در توربین به بخار سوپرهیت در فشار و بخار پایین تر تبدیل می شود (به دلیل مثبت بودن شیب منحنی بخار اشباع در نمودار دما-آنتالپی سیالات کاری انتخابی). سپس مقداری از حرارت خود را در مبدل حرارتی داخلی از دست داده و وارد کندانسور می شود تا به حالت مایع اشباع در دمای فرض شده برسد.

به غیر از شرایط دما و فشار منبع سرد و منبع گرم (به منظور تحلیل اگزرژی) بقیه مقادیر و شرایط استفاده شده در شبیه سازی سیکل از مقاله [۵۰،۴۵] استخراج شده است که در زیر بیان می گردد.

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

در این قسمت به راستی سنجی مدل سازی انجام شده توسط نرم افزار EES پرداخته شد. شروط جدول (۴-۷) از مقاله [۵۰] انتخاب شده است. نتایج به دست آمده از راستی آزمایی در جدول (۴-۸) با نتایج مقاله

[۵۰] مقایسه گردید. همان طور که مشخص است، مقایسه نشان می‌دهد که نتایج بسیار به یکدیگر نزدیک هستند.

جدول (۴-۷): مقادیر در سیکل مقایسه شده جهت راستی سنجی

شرایط	پارامترهای عملکرد
۲۰	دمای محیط (°C)
۱	فشار محیط (bar)
آب	ماده جریان منبع حرارتی
۱۴۵	دمای ورودی جریان منبع حرارتی (°C)
۸۵	دمای خروجی جریان منبع حرارتی (°C)
۱۵/۹۵۱	دبی جریان منبع حرارتی (kg/s)
R۱۲۳	ماده سیال ارگانیک
۶/۴۷	دبی جریان سیال ارگانیک (kg/s)
۵/۳	فشار اواپراتور (bar)
۸۵	راندمان آیزنتروپیک توربین (η)
۶۰	راندمان آیزنتروپیک پمپ (η)
۸۵	راندمان ژنراتور (η)
۸	پینچ در اواپراتور (°C)

جدول (۴-۸): مقایسه نتایج حاصل از راستی سنجی

کار حاضر	کار Dai و همکاران	پارامترهای عملکرد
۱۳۳۶	۱۳۲۶/۱۳	انرژی حرارتی (kW)

۱۶۲	۱۶۰/۱۴	کار توربین (kW)
۳/۲۳۸	۳/۲۳	کار پمپ (kW)
۱۵۸/۸	۱۵۶/۹۱	کار مفید (KW)
۱۱۵	۱۱۱/۵۸	برق تولیدی (kW)
۱/۲۶۸	۱/۲۷	تخریب اگزرژی پمپ (kW)
۲۶/۹۷	۲۶/۸۶	تخریب اگزرژی توربین (kW)
۱۶۸/۱۱	۱۶۱/۲۵	تخریب اگزرژی اواپراتور (kW)
۱۸/۷۴	۲۰/۹۲	تخریب اگزرژی کندانسور (kW)
۱۱/۸۹	۱۱/۸۳	راندمان حرارتی (%)
۳۳/۱۴	۳۲/۷۷	راندمان اگزرژی (%)

در ابتدا سیالات کاری مختلف در سیکل ساده ORC بررسی می شود و بعد از آن سیالات کاری مختلف را در سیکل ORC با IHE بررسی شده و مناسب ترین سیال را با توجه به شرایط معین شده معرفی می شود.

۱-۲-۳-۴ سیکل ساده ORC

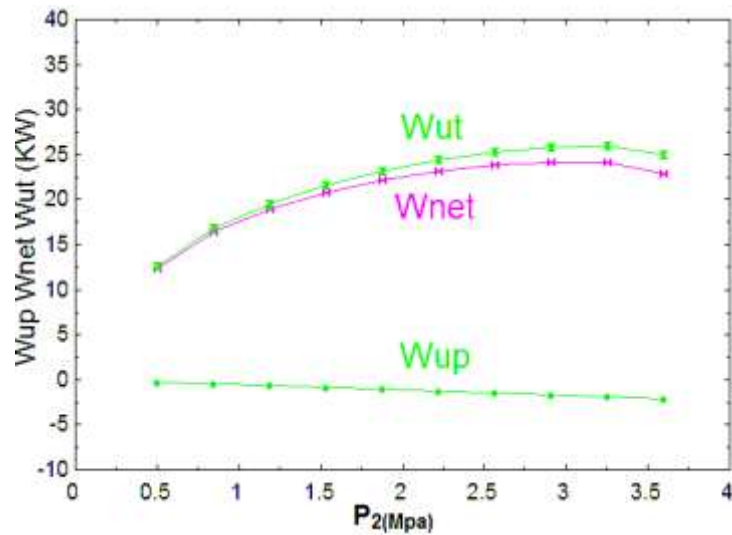
مقادیر و شرایط استفاده شده برای حالت سیکل ساده در جدول (۴-۹) نشان داده شده است.

جدول (۴-۹): مقادیر استفاده شده در شبیه سازی

شرایط	پارامترهای عملکرد
آب	ماده جریان منبع گرم
۷	فشار جریان منبع حرارتی (bar)
۱۳۰ و ۱۵۰	دمای ورودی جریان منبع حرارتی (°C)

آب	ماده جریان منبع سرد
۲۰	دمای ورودی جریان منبع سرد (°C)
۳۰	دمای خروجی جریان منبع سرد (°C)
۲۰	دمای محیط (°C)
۱	فشار محیط (bar)
مایع اشباع	حالت سیال ورودی پمپ
۲۵	دمای سیال ورودی پمپ (°C)
بخار اشباع	حالت سیال ورودی توربین
$E_{orc} = 20$	برق تولیدی (kW)
۶۰	راندمان آیزنتروپیک پمپ (%)
۸۵	راندمان آیزنتروپیک توربین (%)
۸۵	راندمان ژنراتور (%)

با توجه به انجام تحلیل اگزرژی و تعیین مقدار برق مورد نیاز از بررسی تغییرات β در این قسمت صرف نظر می شود. سه سیال ارگانیک خشک در سیکل ساده ارگانیک مورد بررسی قرار گرفت. در مرحله اول با تغییر فشار سیالات در قسمت اواپراتور مناسب ترین فشار هر سیال در ورودی توربین به دست می آید. برای نمونه نمودار سیال ارگانیک R۱۲۳ را در شکل (۴-۱۰) نشان داده شده است. رفتار دو سیال دیگر نیز شباهت زیادی به این سیال دارد.



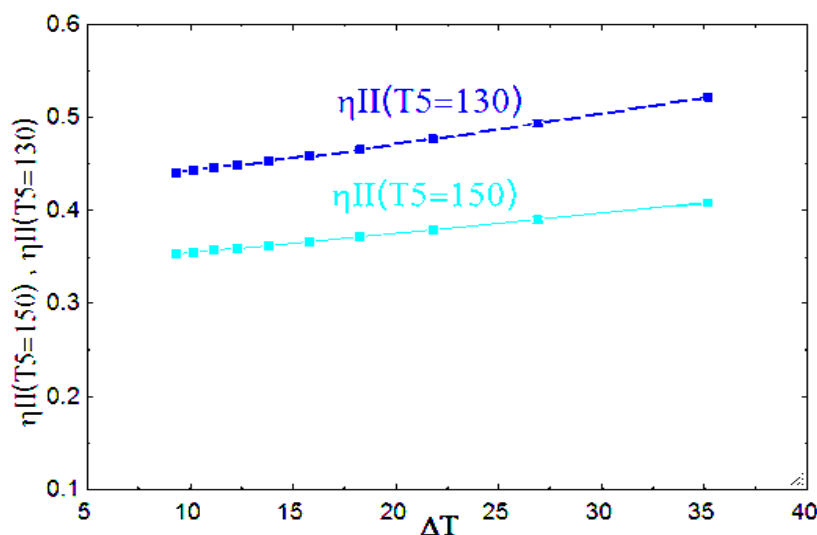
شکل (۴-۱۱): تغییرات کار مفید تولیدی بر حسب تغییرات فشار برای سیال R123

بیشترین راندمان حرارتی در این فشار به دست می‌آید. سپس با توجه به مقدار برق مورد نیاز میزان دبی لازم برای سیالات ارگانیک محاسبه می‌شود. این مقادیر در جدول (۴-۱۰) ذکر شده است.

جدول (۴-۱۰): پارامترهای عملکرد سه سیال ارگانیک در سیکل ساده ORC

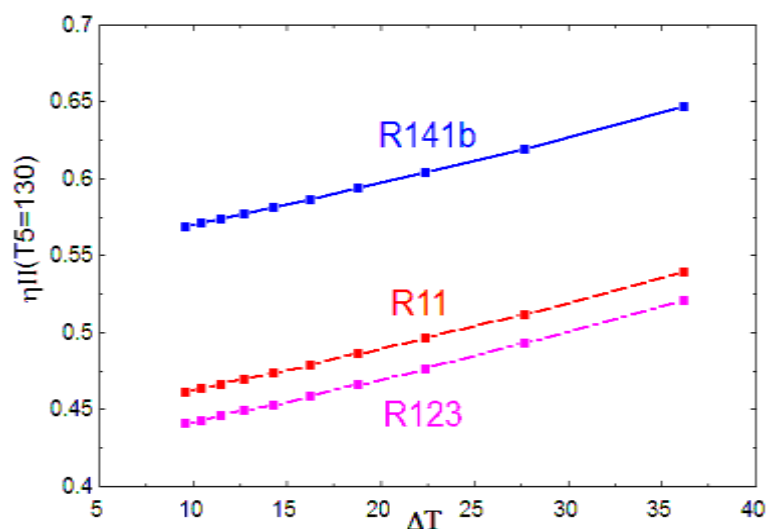
پارامتر عملکرد	واحد	R11	R123	R141B
T_c	°C	۱۹۷/۹۶	۱۸۳/۶۸	۲۰۴/۲
P_c	mpa	۴/۴۰۸	۳/۶۶۲	۴/۲۵
\dot{m}_{orc}	kg/s	۰/۵۱۲	۰/۵۲۱	۰/۳۸
$P_{in,T}$	mpa	۳/۳۵	۳/۳۵	۳/۳
Q_{min}	kW	۱۱۶/۹	۱۲۲/۵	۱۱۵/۸
η_l	%	۲۰/۱۵	۱۹/۵۷	۲۰/۳۵

Q_{min} کمترین حرارت مورد نیاز برای رسیدن به حالت بخار اشباع در فشار و دبی در نظر گرفته شده است. حال با ثابت در نظر گرفتن مقدار حرارتی که CCHP به ORC می‌دهد و در نتیجه ثابت ماندن راندمان حرارتی و میزان برق تولیدی، دمای جریان منبع گرم ورودی به اواپراتور یک بار برابر با ۱۳۰ و بار دیگر برابر با ۱۵۰ سانتی‌گراد فرض می‌شود و با تغییر دبی جریان گرم و دمای جریان خروجی از منبع گرم، حرارت بازیافتی انتقالی از CCHP به ORC ثابت در نظر گرفته می‌شود.



شکل (۴-۱۲): تغییرات راندمان دوم سیال R۱۲۳ در دماهای متفاوت جریان ورودی در سیکل ساده

ΔT برابر با اختلاف دمای جریان ورودی به اواپراتور با جریان خروجی از اواپراتور است. همان طور که در شکل (۴-۱۲) مشخص است با افزایش ΔT راندمان دوم نیز افزایش می‌یابد و مقدار راندمان دوم در دمای ۱۳۰ درجه سانتی‌گراد بیشتر است. این نتیجه به طور مشابه برای دو سیال دیگر نیز اتفاق می‌افتد. در ادامه راندمان دوم سه سیال را برای زمانی که دمای جریان گرم ورودی به اواپراتور برابر با ۱۳۰ درجه سانتی‌گراد است، نشان داده شده است.



شکل (۴-۱۳): تغییرات راندمان دوم بر حسب اختلاف دما برای سه سیال ارگانیک در سیکل ساده

با توجه به شباهت بسیار زیاد بین این سه سیال، نمودارهای آنها نیز بسیار به هم شبیه است. همان طور که در نمودار شکل (۴-۱۳) مشاهده می شود R141b دارای راندمان اگزرژی بیشتری نسبت به دو سیال دیگر است. در ادامه میزان تخریب اگزرژی اجزا سیکل ساده ORC در شرایط موجود بررسی می شود. با توجه به اینکه مقدار برق مورد نیاز بسیار ناچیز و برابر با ۲۰kW است در نتیجه میزان تخریب اگزرژی نیز در این شرایط بسیار کم است.

جدول (۴-۱۱): میزان تخریب اگزرژی در اجزا سیکل ساده ORC

R11	R123	R141	میزان تخریب اگزرژی (Kw)
۸/۹۸۵	۹/۶۷۷	۸/۷۳	اوپراتور
۴/۶	۴/۲۱۶	۴/۳۶۸	توربین
۰/۷۸۷۴	۱/۲۱۸	۰/۹۶۱۸	کندانسور
۲/۹۱۶	۲/۷۵۳	۲/۵۷۸	پمپ
۱۷/۲۹	۱۷/۸۶	۱۶/۶۴	کل تخریب اگزرژی اجزاء

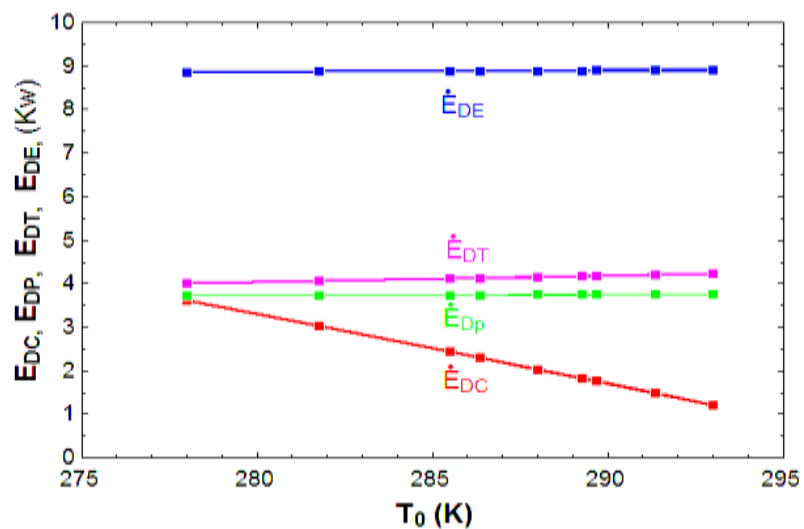
همان طور که در جدول (۴-۱۱) مشاهده می شود بیشترین تخریب اگزرژی مربوط به اوپراتور است. در کل سیال R۱۴۱b که دارای راندمان اگزرژی بیشتری بود در اینجا دارای کمترین تخریب اگزرژی است.

از جمله نوآوری های این تحقیق بررسی ORC در شرایط مورد نظر و برای دماهای متفاوت محیط می باشد. سیکل ساده ORC در شرایط متفاوت دمایی مورد بررسی قرار گرفت. در این حالت با ثابت فرض کردن فشار، دمای محیط را تغییر داده و میزان تغییر در مقدار تخریب اگزرژی و راندمان اگزرژی بررسی شد. برای نمونه نتایج به دست آمده برای سیال R۱۲۳ در جدول (۴-۱۲) مشاهده می شود.

جدول (۴-۱۲): میزان تخریب اگزرژی و راندمان اگزرژی بر حسب تغییرات در دمای محیط

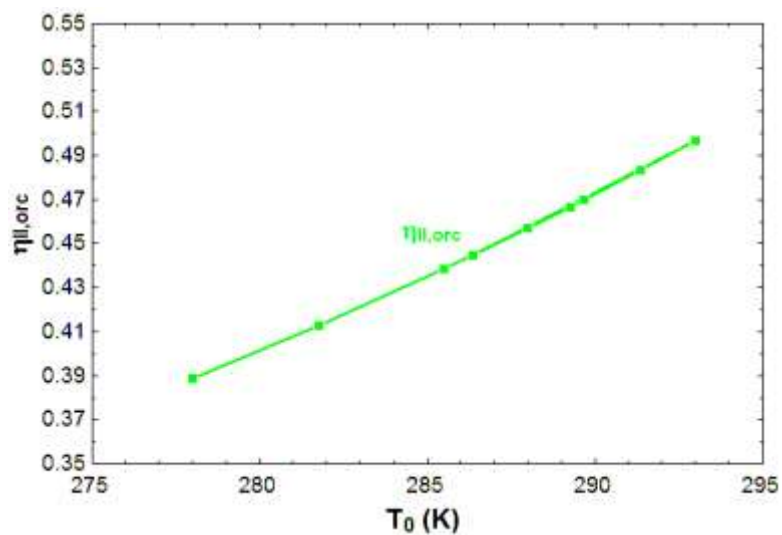
اجرا	T_0	$\dot{E}_{D,E}$	$\dot{E}_{D,T}$	$\dot{E}_{D,C}$	$\dot{E}_{D,P}$	\dot{E}_{Total}	$\eta_{U,orc}$
RUN1	۲۷۸	۸/۸۵۹	۴/۰۰۱	۳/۶۰۸	۳/۷۱۴	۲۰/۱۸	۳۸/۸۶
RUN2	۲۸۱/۳	۸/۸۶۹	۴/۰۴۹	۳/۰۸۴	۳/۷۲۳	۱۹/۷۲	۴۱
RUN3	۲۸۶/۳	۸/۸۸۴	۴/۱۲۱	۲/۲۹۱	۳/۷۳۵	۱۹/۰۳	۴۴/۴۸
RUN4	۲۸۹/۷	۸/۸۹۵	۴/۱۶۹	۱/۷۵۷	۳/۷۴۴	۱۸/۵۶	۴۶/۹۹
RUN5	۲۹۳	۸/۹۰۵	۴/۲۱۶	۱/۲۱۸	۳/۷۵۳	۱۸/۰۹	۴۹/۶۸

با افزایش دما میزان تخریب اگزرژی در اوپراتور، توربین و پمپ با شیب بسیار کمی افزایش می یابد، اما میزان تخریب اگزرژی در کندانسور با شیب نسبتاً زیادی کاهش می یابد. این کاهش به مقداری است که باعث کاهش در تخریب اگزرژی کل می شود. علت کاهش تخریب اگزرژی در کندانسور این است که با افزایش دمای محیط، دمای جریان منبع سرد که برابر با دمای محیط فرض شده است، به دمای سیال ارگانیک نزدیک تر شده و در نتیجه اگزرژی کمتری تلف می شود. در ادامه نمودار تخریب اگزرژی اجزا بر حسب تغییر دمای محیط مشاهده می شود.



شکل (۴-۱۴): مقدار تخریب انرژی اجزا سیکل بر حسب تغییر دمای محیط

با توجه به کاهش تخریب انرژی کل طبیعتاً راندمان انرژی افزایش می‌یابد که در شکل (۴-۱۵) مشاهده می‌شود.



شکل (۴-۱۵): میزان تغییرات راندمان انرژی بر حسب تغییر دمای محیط

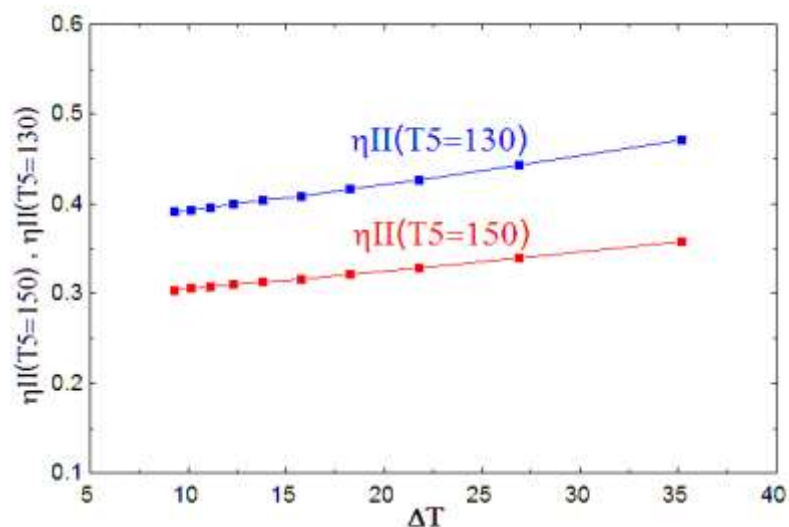
۲-۲-۳-۴ سیکل ORC با IHE

در جدول (۴-۱۲) میزان راندمان حرارتی و مقدار حداقل حرارت مورد نیاز برای اینکه سیال قبل از توربین به حالت بخار اشباع دست یابد نشان داده شده است. در ضمن میزان فشار جریان ورودی به توربین و همچنین مقدار دبی سیال ارگانیک موجود در سیکل ORC ذکر شده است.

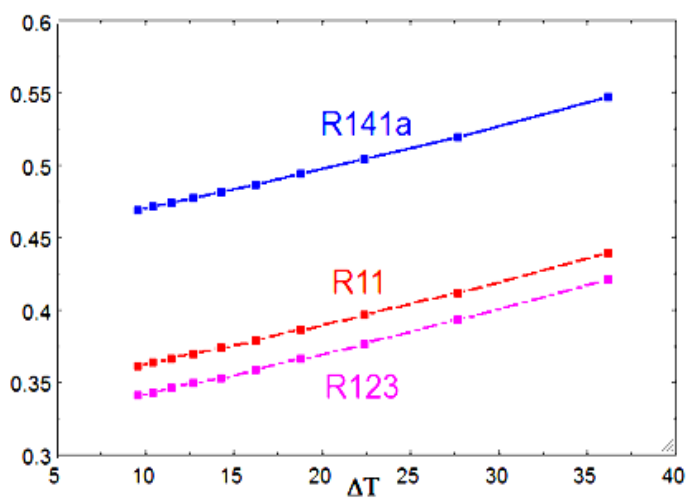
جدول (۴-۱۳): پارامترهای عملکرد سه سیال ارگانیک در سیکل ORC با IHE

پارامتر عملکرد	واحد	R۱۱	R۱۲۳	R۱۴۱B
T_c	°C	۱۹۷/۹۶	۱۸۳/۶۸	۲۰۴/۲
P_c	mpa	۴/۴۰۸	۳/۶۶۲	۴/۲۵
\dot{m}_{orc}	kg/s	۰/۵۱۲	۰/۵۲۱	۰/۳۸
$P_{in,T}$	mpa	۳/۳۵	۳/۳۵	۳/۳
Q_{min}	kW	۱۰۶/۲	۱۱۰/۳	۱۰۴/۶
η_t	%	۲۲/۱۵	۲۱/۲۲	۲۵/۳۵

مقادیر و شرایط استفاده شده برای حالت سیکل ORC با IHE در جدول (۴-۹) و (۴-۱۰) نشان داده شده است. دمای جریان منبع گرم ورودی به اواپراتور یک بار برابر با ۱۳۰ و بار دیگر برابر با ۱۵۰ سانتی گراد فرض می‌شود و با تغییر دبی جریان گرم و دمای جریان خروجی از منبع گرم، حرارت بازیافتی انتقالی از CCHP به ORC ثابت در نظر گرفته می‌شود.



شکل (۴-۱۶): تغییرات راندمان دوم برای سیال R1۲۳ در دماهای متفاوت جریان ورودی در سیکل ORC با IHE



شکل (۴-۱۷): تغییرات راندمان دوم بر حسب اختلاف دما برای سه سیال ارگانیک در سیکل ORC با IHE

از جدول (۴-۱۴) و شکل (۴-۱۷) می‌توان نتیجه گرفت که استفاده از مبدل داخلی برای سیکل ساده ORC در شرایط در نظر گرفته مناسب نیست، چرا که زمانی از مبدل حرارتی استفاده می‌شود حرارت کمتری مورد نیاز است تا سیال قبل توربین به دما مورد نظر دست یابد. در این صورت با وجود افزایش

ناچیز راندمان حرارتی، راندمان انرژی کاهش می‌یابد که در مقایسه شکل (۴-۱۷) با شکل (۴-۱۳) کاملاً مشهود است. همان طور که در نمودار شکل (۴-۱۷) نیز مشاهده می‌شود R141b دارای راندمان انرژی بیشتری نسبت به دو سیال دیگر است.

در ادامه میزان تخریب انرژی اجزا سیکل ORC با IHE در شرایط موجود بررسی می‌شود.

جدول (۴-۱۴): میزان تخریب انرژی در اجزا سیکل ORC با IHE

R11	R123	R141	میزان تخریب انرژی (Kw)
۹/۴۵۱	۱۰/۱۱	۹/۷۶	اوپراتور
۴/۶	۴/۲۱۶	۴/۳۶۸	توربین
۰/۷۲۳۴	۱/۱۲۳	۰/۹۵۱۲	کندانسور
۲/۹۱۶	۲/۷۵۳	۲/۵۷۸	پمپ
۰/۶۵۳	۰/۹۶۳	۰/۷۵۱	مبدل داخلی
۱۸/۳۴۳۴	۲۲/۱۶۵	۱۸/۴۰۸۲	کل تخریب انرژی اجزاء

همان طور که در جدول (۴-۱۴) مشاهده می‌کنیم میزان تخریب انرژی در سیکل ORC با IHE بیشتر از سیکل ساده ORC است.

در جدول (۴-۱۵) نتایج یک بار دیگر به طور جامع ذکر شده است.

جدول (۴-۱۵): جدول جامع نتایج

R11		R123		R141B		واحد	پارامتر عملکرد
سیکل ساده	سیکل با IHE	سیکل ساده	سیکل با IHE	سیکل ساده	سیکل با IHE		

۱۹۷/۹۶	۱۹۷/۹۶	۱۸۳/۶۸	۱۸۳/۶۸	۲۰/۴/۲	۲۰/۴/۲	°C	T_c
۴/۴۰۸	۴/۴۰۸	۳/۶۶۲	۳/۶۶۲	۴/۲۵	۴/۲۵	mpa	P_c
۰/۵۱۲	۰/۵۱۲	۰/۵۲۱	۰/۵۲۱	۰/۳۸	۰/۳۸	kg/s	\dot{m}_{orc}
۳/۳۵	۳/۳۵	۳/۳۵	۳/۳۵	۳/۳	۳/۳	mpa	$P_{in,T}$
۱۰/۶/۲	۱۱۶/۹	۱۱۰/۳	۱۲۲/۵	۱۰/۴/۶	۱۱۵/۸	kW	Q_{min}
۲۰	۲۰	۲۰	۲۰	۲۰	۲۰	kW	E_{orc}
۹/۴۵۱	۸/۹۸۵	۱۰/۱۱	۹/۶۷۷	۹/۷۶	۸/۷۳	kW	$\dot{E}_{D,E}$
۴/۶	۴/۶	۴/۲۱۶	۴/۲۱۶	۴/۳۶۸	۴/۳۶۸	kW	$\dot{E}_{D,T}$
۰/۷۲۳۴	۰/۷۸۷۴	۱/۱۲۳	۱/۲۱۸	۰/۹۵۱۲	۰/۹۶۱۸	kW	$\dot{E}_{D,C}$
۲/۹۱۶	۲/۹۱۶	۲/۷۵۳	۲/۷۵۳	۲/۵۷۸	۲/۵۷۸	kW	$\dot{E}_{D,p}$
۰/۶۵۳	-	۰/۹۶۳	-	۰/۷۵۱	-	kW	$\dot{E}_{D,IHE}$
۱۸/۳۴۳۴	۱۷/۲۹	۲۲/۱۶۵	۱۷/۸۶	۱۸/۴۰۸۲	۱۶/۶۴	kW	\dot{E}_{Total}
۲۲/۱۵	۲۰/۱۵	۲۱/۲۲	۱۹/۵۷	۲۵/۳۵	۲۰/۳۵	%	$\eta_{U,orc}$

در فصل بعد نتایج جمع‌بندی شده و پیشنهاداتی ارائه گردید.

فصل پنجم

نتیجه‌گیری و ارائه پیشنهادات

۵-۱ نتیجه‌گیری و جمع‌بندی

سیستم‌های تولید همزمان دارای مزایای عمده اقتصادی و زیست‌محیطی هستند. به همین دلیل استفاده از این سیستم‌ها در کاربردهای صنعتی و تأمین برق، گرمایش و سرمایش ساختمان‌های تجاری، اداری و مسکونی در سال‌های اخیر افزایش یافته است. از طرف دیگر از سیکل ارگانیک رانکین می‌توان برای بازیابی حرارت اتلافی دما پایین استفاده نمود. در واقع می‌توان از حرارت بازیافتی که از سیستم تولید همزمان به دست می‌آید برای تولید برق در ORC استفاده کرد. در این تحقیق عملکرد سیستم تولید همزمان سه‌گانه با کمک نرم افزار EES مورد بررسی قرار گرفت و سعی شد با کمک سیکل ارگانیک رانکین عملکرد سیستم تولید همزمان سه‌گانه بهبود یابد. بر این اساس با کمک آنالیز انرژی و انرژی سه حالت عملیاتی برای سیستم CCHP-ORC تعریف شد. در حالت اول که یک وضعیت ایده‌آل در سیستم CCHP-ORC است، PGU به همراه کوئل حرارتی و چیلر جذبی نیاز کاربران را برطرف کرده و نیازی به بویلر اضافی نیست. چیلر الکتریکی و ORC نیز خاموش می‌باشند. در حالت دوم که یکی از شرایط عدم تعادل است، ORC به خاطر کمبود بار حرارتی باید خاموش باشد. با تولید برق بیشتر توسط PGU می‌توان از طرفی با کمک چیلر الکتریکی بخشی از سرمایش را تولید کرد و از طرف دیگر حرارت بازیافت شده بیشتری را در اختیار داشت. حالت دوم به دو بخش در محدوده قابل تنظیم و خارج از محدوده قابل تنظیم تقسیم شده است. در بخش اول با تغییر بار سرمایشی چیلر الکتریکی سیستم نیاز کاربران را تأمین می‌کند و در بخش دوم با کمک بویلر سیستم به تعادل می‌رسد. در حالت سوم از سیکل ارگانیک رانکین استفاده می‌شود و چیلر برقی به خاطر نیاز به بار الکتریکی باید خاموش شود. در این قسمت به تحلیل انرژی و انرژی سیکل ارگانیک رانکین پرداختیم. در ابتدا سیالات کاری مختلف در سیکل ساده ORC بررسی شده و بعد از آن سیالات کاری مختلف را در سیکل ORC با IHE بررسی کردیم. مشخص شد که R141b دارای بالاترین راندمان حرارتی و انرژی در شرایط فرض شده است. نتایج نشان داد که اواپراتور، توربین، پمپ و

کندانسور به ترتیب دارای بیشترین تخریب اگزرژی در سیکل می‌باشند. از جمله نوآوری‌های این تحقیق بررسی ORC در شرایط مورد نظر و برای دماهای متفاوت محیط می‌باشد. سیکل ساده ORC در شرایط متفاوت دمایی مورد بررسی قرار گرفت. در این حالت با ثابت فرض کردن فشار، دمای محیط را تغییر داده و میزان تغییر در مقدار تخریب اگزرژی و راندمان اگزرژی بررسی شد. نتایج نشان داد که با افزایش دمای محیط مقدار بازگشت‌ناپذیری‌ها افزایش پیدا کرده و راندمان اگزرژی کاهش پیدا می‌کند. از طرف دیگر نتایج نشان داد که در شرایط فرض شده استفاده از مبدل حرارتی داخلی باعث کاهش راندمان اگزرژی سیکل می‌شود.

۲-۵ پیشنهادات

- تحلیل اقتصادی با توجه به اجزاء مورد نیاز در هر شرایط از بررسی (در این تحقیق به علت نوسانات شدید قیمت ارز در چند سال اخیر و همچنین اجرای طرح هدفمندی یارانه‌ها و در نتیجه ثابت نبودن قیمت برق مصرفی از تحلیل اقتصادی صرف نظر شد)
- استفاده از سیالات خشک بیشتر و همچنین استفاده از سیالات آیزنتروپیک در شرایط فرض شده.
- بررسی و بهبود عملکرد چیلر جذبی و کوئل حرارتی در شرایط در نظر گرفت در این تحقیق برای سیستم تولید همزمان بر مبنای سیکل ارگانیک رانکین.

- [1] Mago P.J., Hueffed A. and Chamra L.M. (2010) "**Analysis and optimization of the use of CHP–ORC systems for small commercial buildings**" *Energy and Buildings*, 42, 9, pp 1491-1498
- [2] 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
- [3] Tarique M.A.,(2011),"**Experimental investigation of scroll based organic Rankine systems**", University of Ontario Institute of Technology
- [4] 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
- [5] Kerr T. (2008) "**Combined heating and power and emissions trading:options for policy makers**" *International Energy Agency*, pp
- [6] Petchers N. (2003), "**Combined heating, cooling & power handbook: Technologies & applications: An integrated approach to energy resource optimization**", Reprinted from: The Fairmont Press, Inc., pp
- [7] Goldstein L., Hedman B., Knowles D., Freedman S.I., Woods R. and Schweizer T. (2003), "**Gas-fired distributed energy resource technology characterizations**", Reprinted from: National Renewable Energy Laboratory, pp
- [8] Kolanowski B.F. (2011), "**Small-scale Cogenerationhandbook**",Reprinted from:The Fairmont Press, Inc., pp
- [9] Praetorius B. and Schneider L. (2006), "**MICRO COGENERATION: TOWARDS A DECENTRALIZED AND SUSTAINABLE GERMAN ENERGY SYSTEM?**", 29th IAEE International Conference, Potsdam, pp 7-10,
- [10] Staunton R. and Ozpineci B. (2003), "**Microturbine power conversion technology review**",Reprinted from: United States. Department of Energy, pp

- [11] Chamra L.M. and Mago P. (2007) "**Micro-CHP power generation for residential and small commercial buildings**" *Electric Power Research Trends*, pp 47-101
- [12] Borbely A.-M. and Kreider J.F. (2001), "**Distributed generation: the power paradigm for the new millennium**", Reprinted from: CRC press, pp
- [13] Thumann A. and Mehta D.P. (2001), "**Handbook of energy engineering**", Reprinted from: The Fairmont Press, Inc., pp
- [14] Quoilin S., (2011), "**Sustainable Energy Conversion Through the Use of Organic Rankine Cycles for Waste Heat Recovery and Solar Applications**", University of Liège (Belgium
- [15] Bundela P. and Chawla V. (2010) "**Sustainable development through waste heat recovery**" *American Journal of Environmental Sciences*, 6, 1, pp 83
- [16] Wang Z., Zhou N., Guo J. and Wang X. (2012) "**Fluid selection and parametric optimization of organic Rankine cycle using low temperature waste heat**" *Energy*, 40, 1, pp 107-115
- [17] Chys M., Van Den Broek M., Vanslambrouck B. and De Paepe M. (2012) "**Potential of zeotropic mixtures as working fluids in organic Rankine cycles**" *Energy*, 44, 1, pp 623-632
- [18] Tchanche B.F., Papadakis G., Lambrinos G. and Frangoudakis A. (2009) "**Fluid selection for a low-temperature solar organic Rankine cycle**" *Applied Thermal Engineering*, 29, 11, pp 2468-2476
- [19] Forster P., Ramaswamy V., Artaxo P., Berntsen T., Betts R., Fahey D.W., Haywood J., Lean J., Lowe D.C. and Myhre G. (2007), Changes in atmospheric constituents and in radiative forcing. Chapter 2, In: "**Climate Change 2007. The Physical Science Basis**",
- [20] Daniel J., Velders G., Douglass A., Forster P., Hauglustaine D., Isaksen I., Kuijpers L., Mc-Culloch A. and Wallington T. (2006) "**Halocarbon scenarios, ozone depletion potentials, and global warming potentials**" *Scientific assessment of ozone depletion*, pp 8.1-8.39

- [21] چهارطاقی م. بابایی م. (۱۳۹۲)، پایان نامه کارشناسی ارشد: "تحلیل ترمودینامیکی و بهبود عملکرد سیکل ارگانیک رانکین"، دانشکده مکانیک، دانشگاه صنعتی شاهرود
- [22] 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
- [23] Cardona E., Piacentino A. and Cardona F. (2006) "**Energy saving in airports by trigeneration. Part I: Assessing economic and technical potential**" *Applied Thermal Engineering*, 26, 14-15, pp 1427-1436
- [24] Cardona E., Sannino P., Piacentino A. and Cardona F. (2006) "**Energy saving in airports by trigeneration. Part II: Short and long term planning for the Malpensa 2000 CHCP plant**" *Applied Thermal Engineering*, 26, 14-15, pp 1437-1447
- [25] Mago P.J. and Chamra L.M. (2009) "**Analysis and optimization of CCHP systems based on energy, economical, and environmental considerations**" *Energy and Buildings*, 41, 10, pp 1099-1106
- [26] Cardona E. and Piacentino A. (2003) "**A methodology for sizing a trigeneration plant in mediterranean areas**" *Applied Thermal Engineering*, 23, 13, pp 1665-1680
- [27] Cardona E., Piacentino A. and Cardona F. (2006) "**Matching economical, energetic and environmental benefits: An analysis for hybrid CHCP-heat pump systems**" *Energy Conversion and Management*, 47, 20, pp 3530-3542
- [28] Chamra L.M., Mago P.J. and Fumo N. (2009) "**Hybrid-cooling, combined cooling, heating, and power systems**" *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part A: Journal of Power and Energy*, 223, 5, pp 487-495
- [29] Cardona E. and Piacentino A. (2007) "**Optimal design of CHCP plants in the civil sector by thermoeconomics**" *Applied Energy*, 84, 7-8, pp 729-748
- [30] Cao J.-C. and Liu F.-Q. (2008) "**Simulation and optimization of the performance in the air-conditioning season of a BCHP system in China**" *Energy and Buildings*, 40, 3, pp 185-192

- [31] Li H., Fu L., Geng K. and Jiang Y. (2006) "**Energy utilization evaluation of CCHP systems**" *Energy and Buildings*, 38, 3, pp 253-257
- [32] Cho H., Luck R., Eksioglu S.D. and Chamra L.M. (2009) "**Cost-optimized real-time operation of CHP systems**" *Energy and Buildings*, 41, 4, pp 445-451
- [33] 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
- [34] Pospisil J., Fiedler J., Skala Z. and Baksa M. (2006) "**Comparison of cogeneration and trigeneration technology for energy supply of tertiary buildings**" *WSEAS Transactions on Heat and Mass Transfer*, 1, 3, pp 262-267
- [35] Chicco G. and Mancarella P.(2008)"**A unified model for energy and environmental performance assessment of natural gas-fueled poly-generation systems**" *Energy Conversion and Management*, 49, 8, pp 2069-2077
- [36] Kong X.Q., Wang R.Z. and Huang X.H. (2004) "**Energy efficiency and economic feasibility of CCHP driven by stirling engine**" *Energy Conversion and Management*, 45, 9-10, pp 1433-1442
- [37] Costa A., Paris J., Towers M. and Browne T. (2007) "**Economics of trigeneration in a kraft pulp mill for enhanced energy efficiency and reduced GHG emissions**" *Energy*, 32, 4, pp 474-481
- [38] Poredoš A., Kitanovski A. and Tuma M. (2002) "**The energy efficiency of chillers in a trigeneration plant**" *Forschung im Ingenieurwesen*, 67, 1, pp 40-44
- [39] 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
- [40] Daolin L. and Shifei Z. "**Tri-generation(electrical power, heated and chilled water) system and their application in shanghai**" *American Society of Mechanical Engineers, Power Division (Publication) PWR*, 34, pp 2

- [41] Fairchild P., Labinov S., Zaltash A. and Rizy D. (2001), "**Experimental and theoretical study of microturbine-based BCHP system**", Proceedings of the 2001 International ASME Congress and Exposition, IMECE, pp 11-16,
- [42] Labinov S., Zaltash A., Rizy D., Fairchild P., Devault R. and Vineyard E. (2002) "**Predictive algorithms for microturbine performance for bchp systems**" *ASHRAE Transactions*, 108, 2, pp 670-681
- [43] Henderson H.I., Karambakkam B., Boyer J. and Staudt R. (2006), "**An hourly building simulation model aimed at fuel cell applications**", ASME 2006 4th International Conference on Fuel Cell Science, Engineering and Technology, pp 741-750,
- [44] Seifert P. (2000) "**Rational supply of power, heat and cooling in buildings demonstrated in a hospital in Dresden**" *DBI Gasund Umwelttechnik GmbH, Final Technical Report, Project No. BU/0065/97*, pp
- [45] Yamamoto T., Furuhashi T., Arai N. and Mori K. (2001) "**Design and testing of the organic Rankine cycle**" *Energy*, 26, 3, pp 239-251
- [46] 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
- [47] Mago P.J., Chamra L.M., Srinivasan K. and Somayaji C. (2008) "**An examination of regenerative organic Rankine cycles using dry fluids**" *Applied Thermal Engineering*, 28, 8, pp 998-1007
- [48] Roy J. and Misra A. (2012) "**Parametric optimization and performance analysis of a regenerative Organic Rankine Cycle using R-123 for waste heat recovery**" *Energy*, 39, 1, pp 227-235
- [49] Hung T., Wang S., Kuo C., Pei B. and Tsai K. (2010) "**A study of organic working fluids on system efficiency of an ORC using low-grade energy sources**" *Energy*, 35, 3, pp 1403-1411
- [50] 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

- [51] 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
- [52] Fumo N. and Chamra L.M. (2010) "**Analysis of combined cooling, heating, and power systems based on source primary energy consumption**" *Applied Energy*, 87, 6, pp 2023-2030
- [53] Bejan A. and Moran M.J. (1996), "*Thermal design and optimization*", Reprinted from: John Wiley & Sons, pp
- [54] Cengel Y.A., Boles M.A. and Kanoğlu M.(2011), "*Thermodynamics: an engineering approach*", Vol. 5, Reprinted from: McGraw-Hill New York, pp
- [55] Yari M. (2010) "**Exergetic analysis of various types of geothermal power plants**" *Renewable Energy*, 35, 1, pp 112-121

Abstract

Increasing demand for energy, rising energy costs and increased environmental concerns has led governments to develop and improve technologies for saving energy and reducing emissions that lead.

Cogeneration systems for cooling, heating and power (CCHP) and Organic Rankine Cycle (ORC) technology, which reduces the consumption of primary energy, reduce costs and emissions are reduced. Organic Rankine cycle is similar Rankine cycle, only the organic fluid as the working fluid used. Heat can be recovered from the cogeneration system is used to generate electricity in ORC.

In this study the software (EES) to energy analyze system (CCHP-ORC) has been investigated. How to balance the needs of users have been investigated, as well as by changing the temperature of the evaporator inlet and outlet fluid temperature changes ORC thorough exergy efficiency is investigated. Given the amount of thermal energy and electrical requirements for the three cases considered. In the first case PGU, absorption chiller with heating coil and eliminates the need for users and there is no need for an additional boiler. ORC with the electric chiller are turn off. Latter two is divided adjustable within and outside the adjustable range. In the third case due to the power of the ORC used. Finally, energy and exergy efficiency of dry fluids tested and R141b more thorough exergy efficiency of the fluid as the fluid is introduced. In addition, ORC simple system at various temperatures was studied and it was found thorough exergy destruction of the system decreases with increasing temperature.

Keywords: Trigeneration, Organic Rankine Cycle



Shahrood University of Technology

Faculty of Mechanical Engineering

Review and improve the performance of CCHP system

Abdolah Malakian

Supervisors:

Dr.Mahmood Chahartaghi

Dr.Majid Hashemian

September 2014