

بِسْمِ اللَّهِ الرَّحْمَنِ الرَّحِيمِ



دانشکده مهندسی مکانیک و مکاترونیک

پایان نامه کارشناسی ارشد مهندسی تبدیل انرژی

مدل سازی و بهبود عملکرد سیستم تولید همزمان سرمایه‌گذاری،

گرمایش و برق با محرک اولیه موتور استرلینگ

نگارنده : محمد شیخی

استاد راهنما:

دکتر محمود چهارطاقی

شهریور ۱۳۹۶

شماره: ۲۹۹/۱۳۴
تاریخ: ۱۳۹۶/۱۷/۲۶

باسمه تعالی



مدیریت تحصیلات تکمیلی

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

با نام و یاد خداوند متعال، ارزیابی جلسه دفاع از پایان نامه کارشناسی ارشد خانم / آقای محمد شیخی با شماره دانشجویی ۹۳۱۰۶۴۴ رشته مهندسی مکانیک گرایش تبدیل انرژی تحت عنوان "مدلسازی و بهبود عملکرد سیستم تولید همزمان سرمایش، گرمایش و برق با محرک اولیه موتور استرلینگ" که در تاریخ ۹۶/۶/۱۹ با حضور هیأت محترم داوران در دانشگاه صنعتی شاهرود برگزار گردید به شرح ذیل اعلام می گردد:

قبول (با امتیاز ۱۸٫۷۵ درجه بسیارخوب) مردود
نوع تحقیق: نظری عملی

اعضاء	مرتبه علمی	نام و نام خانوادگی	عضو هیأت داوران
	استادیار	دکتر محمود چهارطاقی	۱- استاد راهنمای اول
—	—	—	۲- استاد راهنمای دوم
—	—	—	۳- استاد مشاور
	دانشیار	دکتر محسن نظری	۴- نماینده تحصیلات تکمیلی
	استادیار	دکتر سید مجید هاشمیان	۵- استاد ممتحن اول
	استادیار	دکتر علی عباس نژاد	۶- استاد ممتحن دوم

نام و نام خانوادگی رئیس دانشکده:

تاریخ و امضاء و مهر دانشکده:

تیسره در صورتی که کسی مردود شود حداکثر یکبار دیگر (در صورت مجاز تحصیل) می تواند از پایان نامه خود دفاع نماید (دفاع مجدد نباید زودتر از ۴ ماه برگزار شود).



با احترام،

تقدیم به دستان زحمکش پدر و مادر مهربان و فداکارم.

تشکر و قدردانی

از استاد راهنمای بزرگوار و زحمتکش، جناب آقای دکتر محمود چهارطاقی که کمک‌ها، راهنمایی‌ها و تشویق‌های ایشان موجب برطرف شدن مشکلات به وجود آمده در طی انجام این پروژه گردید، صمیمانه تشکر و سپاسگزاری می‌کنم.

تعهد نامه

اینجانب محمد شیخی دانشجوی دوره کارشناسی ارشد رشته مهندسی مکانیک گرایش تبدیل انرژی دانشکده مکانیک دانشگاه صنعتی شاهرود، نویسنده پایان نامه "مدل سازی و بهبود عملکرد سیستم تولید همزمان سرمایه‌ش، گرمایش و برق با محرک اولیه موتور استرلینگ" تحت راهنمایی دکتر محمود چهارطاقی متعهد می‌شوم.

- تحقیقات در این پایان نامه توسط اینجانب انجام شده است و از صحت و اصالت برخوردار است.
- در استفاده از نتایج پژوهش‌های محققان دیگر به مرجع مورد استفاده استناد شده است.
- مطالب مندرج در پایان نامه تاکنون توسط خود یا فرد دیگری برای دریافت هیچ نوع مدرک یا امتیازی در هیچ جا ارائه نشده است.
- کلیه حقوق معنوی این اثر متعلق به دانشگاه صنعتی شاهرود 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 بوده‌اند در مقالات مستخرج از پایان نامه رعایت می‌گردد.
- در کلیه مراحل انجام این پایان نامه، در مواردی که از موجود زنده (یا یافته‌ای آن‌ها) استفاده شده است ضوابط و اصول اخلاقی رعایت شده است.
- در کلیه مراحل انجام این پایان نامه، در مواردی که به حوزه اطلاعات شخصی افراد دسترسی یافته یا استفاده شده است اصل رازداری، ضوابط و اصول اخلاق انسانی رعایت شده است.

تاریخ

امضای دانشجو

مالکیت نتایج و حق نشر

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

چکیده

در این پایان‌نامه، با یک رویکرد همه جانبه تحلیل انرژی، زیست‌محیطی و اقتصادی یک سیستم تولید همزمان سرمایش، گرمایش و برق (تولید همزمان سه‌گانه) با محرک اولیه‌ی موتور استرلینگ انجام شده است. سیستم مورد نظر متشکل از دو موتور استرلینگ نوع بتا به صورت موازی به عنوان محرک اولیه، سیستم بازیافت حرارت، چیلر جذبی و ژنراتور برق می‌باشد. سیستم حاضر می‌تواند دارای کاربرد ساختمانی باشد. تحلیل بکار برده شده در مورد موتور استرلینگ، تحلیل آدیباتیک غیرایده‌آل می‌باشد. برای بالاتر رفتن دقت مدل‌سازی، تلفات اصطکاکی و حرارتی موتور استرلینگ در نظر گرفته شده است. تحلیل آدیباتیک غیرایده‌آل، با استفاده از کد عددی توسعه داده شده در نرم افزار MATLAB انجام شده است. برای معتبرسازی مدل، از مشخصات هندسی و عملکردی موتور استرلینگ GPU-3 استفاده شده و نتایج با نتایج آزمایشگاهی و سایر مدل‌های گذشته مورد مقایسه قرار گرفته است. سپس دو موتور استرلینگ نوع بتا به عنوان محرک اولیه‌ی سیستم تولید همزمان سه‌گانه پیشنهاد شده است. همچنین با داشتن حرارت ائتلافی موتور استرلینگ، مدل‌سازی انرژی چیلر جذبی به کمک نرم افزار EES انجام گرفته است. سپس تاثیر پارامترهای هندسی و عملکردی مهم موتور استرلینگ از قبیل: دور موتور، طول بازیاب و دمای دیواره گرم‌کن روی راندمان، مصرف انرژی اولیه، انتشار آلاینده‌گی و هزینه‌های عملکرد سیستم، مورد بررسی قرار گرفت و مقادیر بهینه از آنها انتخاب گردید. در نهایت توان الکتریکی $22/53$ کیلووات، توان حرارتی $21/65$ کیلووات و توان سرمایشی اواپراتور چیلر جذبی برابر با $14/43$ کیلووات با راندمان الکتریکی و راندمان تولید همزمان سه‌گانه به ترتیب: $27/78\%$ و $72/28\%$ حاصل گردید. همچنین این سیستم در مقایسه با سیستم‌های مرسوم تولید جداگانه انرژی برای ساختمان، $31/3\%$ درصد کاهش در مصرف انرژی اولیه، 38% درصد کاهش در انتشار آلاینده دی اکسیدکربن و $78/8\%$ درصد کاهش در هزینه‌های عملکرد خواهد داشت.

کلمات کلیدی: تولید همزمان سه گانه، موتور استرلینگ، MATLAB، GPU-3، چیلر جذبی

لیست مقالات مستخرج از پایان نامه

چهارطاقی م، شیخی م، (۱۳۹۶) "مدل سازی سیستم تولید همزمان گرمایش و برق با محرک

اولیه موتور استرلینگ از دیدگاه مصرف سوخت و انتشار آلاینده‌گی"، مجله علمی-پژوهشی

مهندسی مکانیک مدرس، دانشگاه تربیت مدرس تهران. (پذیرفته شده)

شیخی م، چهارطاقی م، (۱۳۹۶) "مدل سازی حرارتی موتور استرلینگ نوع بتا در فرکانس‌های

عملکردی مختلف"، هفدهمین کنفرانس دینامیک شاره‌ها، دانشگاه صنعتی شاهرود. (پذیرفته شده

و ارائه شفاهی)

فصل اول: مقدمه و تاریخچه تحقیق.....	۱
۱-۱ مقدمه.....	۲
۲-۱ بررسی سیستم‌های تولید همزمان.....	۵
۳-۱ مقدمه‌ای بر سیستم‌های تولید همزمان.....	۶
۴-۱ مقایسه سیستم‌های تولید همزمان با سیستم‌های تولید جداگانه انرژی.....	۷
۵-۱ مزایای سیستم‌های تولید همزمان.....	۸
۶-۱ تجهیزات و اجزاء سیستم‌های تولید همزمان سه‌گانه.....	۱۰
۶-۱-۱-۱ موتورهای اولیه.....	۱۱
۶-۱-۱-۱-۱ موتورهای رفت و برگشتی.....	۱۳
۶-۱-۱-۱-۲ توربین‌های گاز.....	۱۴
۶-۱-۱-۱-۳ میکرو توربین.....	۱۶
۶-۱-۱-۱-۴ توربین بخار.....	۱۷
۶-۱-۱-۱-۵ پیل سوختی.....	۱۸
۶-۱-۱-۱-۶ موتور استرلینگ.....	۲۱
۶-۱-۱-۱-۷ تجهیزات الکتریکی.....	۲۴
۶-۱-۱-۱-۸ دستگاه‌های بازیافت حرارت.....	۲۴
۶-۱-۱-۱-۹ چیلر جذبی.....	۲۶
۷-۱ مروری بر کارهای پیشین.....	۲۷
۷-۱-۱ تحقیقات پیشین صرف نظر از نوع محرک اولیه.....	۲۷
۷-۱-۲ تحقیقات پیشین با توجه به نوع محرک اولیه.....	۳۰
۷-۱-۲-۱ موتور احتراق داخلی.....	۳۰
۷-۱-۲-۲ توربین بخار.....	۳۱
۷-۱-۲-۳ توربین گاز.....	۳۲

۳۲ میکروتوربین	۴-۲-۷-۱
۳۳ پیل سوختی	۵-۲-۷-۱
۳۳ موتور استرلینگ	۶-۲-۷-۱
۳۸ معرفی کار حاضر	۸-۱
۴۱ فصل دوم: مدل سازی سیستم	
۴۲ مقدمه	۱-۲
۴۲ معادلات حاکم موتور استرلینگ	۲-۲
۴۲ مدل آدیاباتیک ایده آل	۱-۲-۲
۴۳ معادلات آدیاباتیک ایده آل	۱-۱-۲-۲
۴۶ تلفات اصطکاکی و حرارتی	۲-۲-۲
۴۶ افت فشار در مبدل های حرارتی	۱-۲-۲-۲
۴۷ اصطکاک مکانیکی در اثر حرکت پیستون	۲-۲-۲-۲
۴۸ اثر ترمودینامیک سرعت محدود	۳-۲-۲-۲
۴۸ اثر بازیابی غیرایده آل	۴-۲-۲-۲
۴۹ هدایت حرارتی طولی در بازیاب	۵-۲-۲-۲
۵۰ اثر شاتل	۶-۲-۲-۲
۵۱ تصحیح دمای گاز داخل گرم کن و سردکن	۷-۲-۲-۲
۵۱ روش حل معادلات موتور استرلینگ	۳-۲
۵۲ روش حل مدل آدیاباتیک ایده آل	۱-۳-۲
۵۲ روش حل مدل آدیاباتیک غیرایده آل	۲-۳-۲
۵۴ چیلر جذبی	۴-۲
۵۵ تحلیل انرژی چیلر جذبی	۱-۴-۲
۵۷ راندمان	۵-۲
۵۸ تحلیل انرژی، زیست محیطی و اقتصادی	۶-۲

۵۹.....	۲-۶-۱ درصد کاهش مصرف انرژی اولیه.....	۲-۶-۱
۶۰.....	۲-۶-۲ درصد کاهش انتشار آلاینده‌گی.....	۲-۶-۲
۶۱.....	۲-۶-۳ درصد کاهش هزینه‌های عملکرد.....	۲-۶-۳
۶۳.....	فصل سوم: نتایج و بحث.....	۶۳
۶۴.....	۱-۳ مقدمه.....	۶۴
۶۴.....	۲-۳ معتبرسازی مدل.....	۶۴
۶۷.....	۱-۲-۳ معتبرسازی مدل آدیباتیک ایده‌آل.....	۶۷
۶۸.....	۲-۲-۳ معتبرسازی مدل آدیباتیک غیرایده‌آل.....	۶۸
۷۳.....	۳-۳ طرح سیستم.....	۷۳
۷۵.....	۴-۳ مدل‌سازی حرارتی سیستم.....	۷۵
۹۱.....	فصل چهارم: نتیجه‌گیری و ارائه پیشنهادات.....	۹۱
۹۲.....	۱-۴ مقدمه.....	۹۲
۹۲.....	۲-۴ نتیجه‌گیری.....	۹۲
۹۵.....	۳-۴ پیشنهادات.....	۹۵
۹۶.....	مراجع.....	۹۶

فهرست اشکال:

صفحه

- شکل (۱-۱): نمایی از یک سیستم تولید همزمان برای تامین انرژی ساختمان ۴
- شکل (۲-۱): نمایی از یک سیستم تولید جداگانه برای تامین انرژی ساختمان ۵
- شکل (۳-۱): نمایی از یک سیستم تولید همزمان سه‌گانه ۶
- شکل (۴-۱): چند نمونه از محرک‌های اولیه سیستم‌های تولید همزمان ۱۲
- شکل (۵-۱): موتور ژنراتور ۱۲ سیلندر گازسوز با ظرفیت ۲۰۰۰ کیلووات [۷] ۱۳
- شکل (۶-۱): توربین گاز با ظرفیت بسیار بالا ساخت شرکت زیمنس [۱۰] ۱۵
- شکل (۷-۱): نمونه‌ای از یک میکرو توربین ۶۰ کیلوواتی [۱۲] ۱۶
- شکل (۸-۱): توربین بخار [۷] ۱۸
- شکل (۹-۱): پیل سوختی با ظرفیت ۵ کیلووات [۱۳] ۲۰
- شکل (۱۰-۱): نحوه عملکرد موتور استرلینگ [۱۷] ۲۲
- شکل (۱۱-۱): ساختار بازیاب حرارتی [۱۷] ۲۲
- شکل (۱۲-۱): موتور استرلینگ ۳۵ کیلوواتی [۱۰] ۲۳
- شکل (۱۳-۱): انواع مختلف موتور استرلینگ [۱۹] ۲۴
- شکل (۱۴-۱): نمونه یک مبدل سیستم تولید همزمان [۱۰] ۲۵
- شکل (۱-۲): مدل پنج حجمی و توزیع دما در اجزای موتور استرلینگ با تحلیل آدیباتیک ایده‌آل [۱۸] ۴۳
- شکل (۲-۲): فلوجارت مدل آدیباتیک غیرایده‌آل ۵۳
- شکل (۳-۲): نحوه عملکرد چیلر جذبی [۶] ۵۴
- شکل (۴-۲): نحوه عملکرد چیلر جذبی تک اثره ۵۵
- شکل (۵-۲): سیستم تولید جداگانه انرژی برای یک ساختمان ۵۹

- شکل (۱-۳): موتور استرلینگ GPU-3 [۱۷]..... ۶۵
- شکل (۲-۳): مکانیزم عملکرد و تغییرات حجم موتور GPU-3 [۴۸]..... ۶۶
- شکل (۳-۳): نتایج به دست آمده از حل عددی مدل آدیاباتیکی ایده آل موتور GPU-3..... ۶۷
- شکل (۴-۳): تاثیر دور موتور روی توان خروجی موتور GPU-3 با گاز کاری هلیوم..... ۶۸
- شکل (۵-۳): تاثیر دور موتور روی راندمان حرارتی موتور GPU-3 با گاز کاری هلیوم..... ۶۹
- شکل (۶-۳): مقایسه خطای توان خروجی حاصل از مدل برای گاز هلیوم با مدل های دیگر..... ۷۰
- شکل (۷-۳): مقایسه خطای راندمان حرارتی حاصل از مدل برای گاز هلیوم با مدل های دیگر..... ۷۱
- شکل (۸-۳): تاثیر دور موتور روی توان خروجی موتور GPU-3 با گاز کاری هلیوم و هیدروژن..... ۷۲
- شکل (۹-۳): مقایسه خطای توان خروجی حاصل از مدل برای گاز کاری هلیوم و هیدروژن..... ۷۲
- شکل (۱۰-۳): مقایسه راندمان حرارتی حاصل از مدل برای دو گاز کاری هیدروژن و هلیوم..... ۷۳
- شکل (۱۱-۳): طرح کلی سیستم تولید همزمان سه گانه با محرک اولیه موتور استرلینگ..... ۷۴
- شکل (۱۲-۳): تاثیر دور موتور روی توان خروجی و راندمان حرارتی کل هر دو موتور استرلینگ توسعه داده شده..... ۷۷
- شکل (۱۳-۳): تاثیر دور موتور روی ضریب عملکرد چیلر جذبی سیستم تولید همزمان سه گانه..... ۷۸
- شکل (۱۴-۳): تاثیر دور موتور روی راندمان سیستم..... ۷۸
- شکل (۱۵-۳): تاثیر دور موتور روی درصد کاهش مصرف انرژی اولیه و انتشار آلاینده‌گی..... ۸۰
- شکل (۱۶-۳): تاثیر دور موتور روی درصد کاهش هزینه‌های عملکرد..... ۸۰
- شکل (۱۷-۳): تاثیر طول بازیاب روی راندمان سیستم..... ۸۱
- شکل (۱۸-۳): تاثیر طول بازیاب روی درصد کاهش مصرف انرژی اولیه و انتشار آلاینده‌گی..... ۸۳
- شکل (۱۹-۳): تاثیر طول بازیاب روی درصد کاهش هزینه‌های عملکرد..... ۸۳
- شکل (۲۰-۳): تاثیر دمای دیواره‌ی گرم‌کن روی راندمان سیستم..... ۸۴
- شکل (۲۱-۳): تاثیر دمای دیواره گرم‌کن روی درصد کاهش مصرف انرژی اولیه و انتشار آلاینده‌گی..... ۸۵

شکل (۳-۲۲): تاثیر دمای دیواره‌ی گرم‌کن روی درصد کاهش هزینه‌های عملکرد ۸۶

جدول (۱-۱): عملکرد موتورهای گازسوز با ظرفیت‌های مختلف برای کاربردهای تولید همزمان [۹].....	۱۴
جدول (۲-۱): عملکرد توربین گاز با ظرفیت‌های مختلف برای کاربردهای تولید همزمان [۱۱].....	۱۵
جدول (۳-۱): عملکرد چند نمونه میکرو توربین برای کاربردهای تولید همزمان [۱۲].....	۱۷
جدول (۴-۱): عملکرد توربین بخار با ظرفیت‌های مختلف برای کاربردهای تولید همزمان [۷].....	۱۸
جدول (۵-۱): مشخصات انواع پیل سوختی [۱۳].....	۲۰
جدول (۶-۱): مشخصات عملکرد موتور استرلینگ ۵۵ کیلوواتی برای کاربردهای تولید همزمان [۱۰].....	۲۳
جدول (۱-۳): مشخصات هندسی موتور GPU-3 [۴۸-۵۲].....	۶۵
جدول (۲-۳): مشخصات عملکردی موتور GPU-3 [۴۸].....	۶۶
جدول (۳-۳): معبرسازی مدل آدیاباتیک ایده‌آل.....	۶۷
جدول (۴-۳): مشخصات هندسی موتور استرلینگ توسعه داده شده.....	۷۵
جدول (۵-۳): پارامترهای مورد نیاز برای تحلیل انرژی، زیست محیطی و اقتصادی.....	۷۶
جدول (۶-۳): شرایط عملکردی هر یک از موتورهای استرلینگ توسعه داده شده.....	۸۷
جدول (۷-۳): نتایج خروجی کل هر دو موتور استرلینگ.....	۸۷
جدول (۸-۳): پارامترهای ورودی برای مدل‌سازی چیلر جذبی.....	۸۸
جدول (۹-۳): نتایج ناشی از مدل‌سازی ترمودینامیکی چیلر جذبی.....	۸۸
جدول (۱۰-۳): نتایج عملکرد چیلر جذبی.....	۸۹
جدول (۱۱-۳): نتایج مدل‌سازی سیستم تولید همزمان سه‌گانه.....	۸۹

فهرست علائم:

A	سطح مقطع (m^2)
A_{cond}	سطح موثر هدایت حرارتی (m^2)
c	سرعت متوسط مولکول‌های گاز عامل ($m.s^{-1}$)
c_p	گرمای ویژه در فشار ثابت ($JKg^{-1}K^{-1}$)
c_v	گرمای ویژه در حجم ثابت ($JKg^{-1}K^{-1}$)
D	قطر هیدرولیکی (m)
d_d	قطر جابه‌جا (m)
e	خروج از مرکز (mm)
F_{Tri}	مصرف سوخت سیستم تولید همزمان سه‌گانه (kW)
F^{SP}	مصرف سوخت سیستم تولید جداگانه انرژی (kW)
f	ضریب اصطکاک
fr	فرکانس عملکردی موتور (HZ)
G	جریان جرم گاز عامل ($Kg.m^{-2}.s^{-1}$)
h	ضریب جابه‌جایی گاز عامل ($W.m^{-2}.K^{-1}$)
J	لقی بین جابه‌جا و سیلندر (m)
k_g	ضریب هدایت حرارتی گاز عامل ($W.m^{-1}.K^{-1}$)
k_r	ضریب هدایت حرارتی جداره بازیاب ($W.m^{-1}.K^{-1}$)
L	طول میله اتصال دهنده (mm)
L_d	طول جابه‌جا (m)
L_r	طول بازیاب (m)
M	جرم گاز عامل (kg)
NTU	تعداد واحد انتقال حرارت
n_r	دور موتور (rpm)
P	توان (kW)
Pr	عدد پرانتل
p	فشار (Pa)
Q	حرارت (kW)
R	ثابت گاز عامل ($J.Kg^{-1}.K^{-1}$)
Re	عدد رینولدز
r	شعاع لنگ (mm)
S	کورس جابه‌جا (m)
St	عدد استانتون
T	دما (K)
TCO_2ER	درصد کاهش انتشار آلایندگی دی‌اکسیدکربن
$TPES$	درصد کاهش مصرف انرژی اولیه
V	حجم (m^3)

کار خروجی (J)	W
سرعت پیستون ($m.s^{-1}$)	w

علائم یونانی

زاویه چرخش (deg)	θ
لرجت دینامیکی گاز عامل ($Kg.m^{-1}.s^{-1}$)	μ
ضریب تاثیر بازیاب	ε
راندمان	η
نسبت گرمای ویژه	γ

زیر نویس ها

جذب کننده	abs
واقعی	ac
آدیاباتیک	adi
محفظه تراکم	c
مرز بین محفظه تراکم و سردکن	ck
تولید همزمان	Cog
کندانسور	Con
ژنراتور چیلر جذبی	d
اوپراتور	Eva
الکتریکی	El
محفظه انبساط	e
ژنراتور	g
داخل گرم کن	gh
داخل سردکن	gk
مبدل حرارتی	HX
گرم کن	h
مرز بین گرم کن و محفظه انبساط	he
سردکن	k
مرز بین سردکن و بازیاب	kr
بازیاب	r
مرز بین بازیاب و گرم کن	rh
تولید جداگانه	SP
تولید همزمان سه گانه	Tri
شاتل	sh
دیواره ی گرم کن	wh
دیواره ی سردکن	wk

فصل اول:

مقدمه و تاریخچه تحقیق

۱-۱ مقدمه

امروزه استفاده از سوخت‌های فسیلی جهت تامین انرژی و همچنین تولید آلاینده‌های زیست محیطی در جهان رشد فزاینده‌ای داشته و این روند آینده‌ی نامطلوبی را پیش روی ما قرار داده است. از این رو استفاده از سیستم‌هایی با منبع انرژی‌های تجدیدپذیر و یا استفاده از انرژی سوخت‌های فسیلی در سیستم‌هایی با بازدهی بالا علاقه‌مندان زیادی را در کشور و جهان پیدا کرده است. یکی از روش‌های استفاده حداکثری از انرژی اولیه، استفاده از سیستم‌های تولید همزمان سه‌گانه^۱ (تولید همزمان سرمایش، گرمایش و برق^۲) در محل مصرف می‌باشد.

این سیستم‌ها راه‌حلی شناخته‌شده برای حل مشکلات قرن حاضر نظیر کاهش راندمان، افزایش مصرف سوخت و انتشار آلاینده‌های زیست محیطی و همچنین افزایش هزینه‌های عملکرد سیستم‌های مرسوم تولید جداگانه انرژی^۳ است. سیستم‌های تولید همزمان سه‌گانه، سیستم‌هایی هستند که به کمک یک محرک اولیه، به تولید انرژی الکتریکی موردنیاز مصرف‌کننده در نزدیکی محل مصرف می‌پردازند در نتیجه تلفات موجود در انتقال و توزیع برق را کاهش می‌دهند و از قسمتی از گرمای اتلافی سیستم، برای ایجاد گرمایش، از قسمتی دیگر از گرمای اتلافی، یا انرژی الکتریکی برای تبرید استفاده می‌کنند و این کار باعث بالا رفتن راندمان این گونه از سیستم‌ها شده است.

این سیستم‌ها دارای کاربردهای متنوعی هستند که از آن جمله می‌توان به استفاده از این سیستم‌ها در هتل‌ها، بیمارستان‌ها، شهرک‌ها و کارخانه‌ها اشاره کرد. همچنین این سیستم‌ها دارای محرک‌های اولیه‌ی مختلفی مانند توربین گاز^۴، موتورهای احتراق داخلی^۵، توربین بخار^۶، میکرو توربین^۷، پیل

^۱ Trigenation

^۲ Combined cooling, heating and power (CCHP)

^۳ Separated Energy Production

^۴ Gas Turbines

^۵ Internal combustion engines

^۶ Steam Turbine

^۷ MicroTurbine

سوختی^۱ و موتور استرلینگ^۲ می‌باشند که هرکدام از این محرک‌های اولیه دارای محدوده راندمان و میزان آلاینده‌گی مشخصی هستند و بسته به نوع کاربردی که مدنظر مصرف‌کننده است می‌توان محرک اولیه مناسب را برای این سیستم‌ها انتخاب نمود.

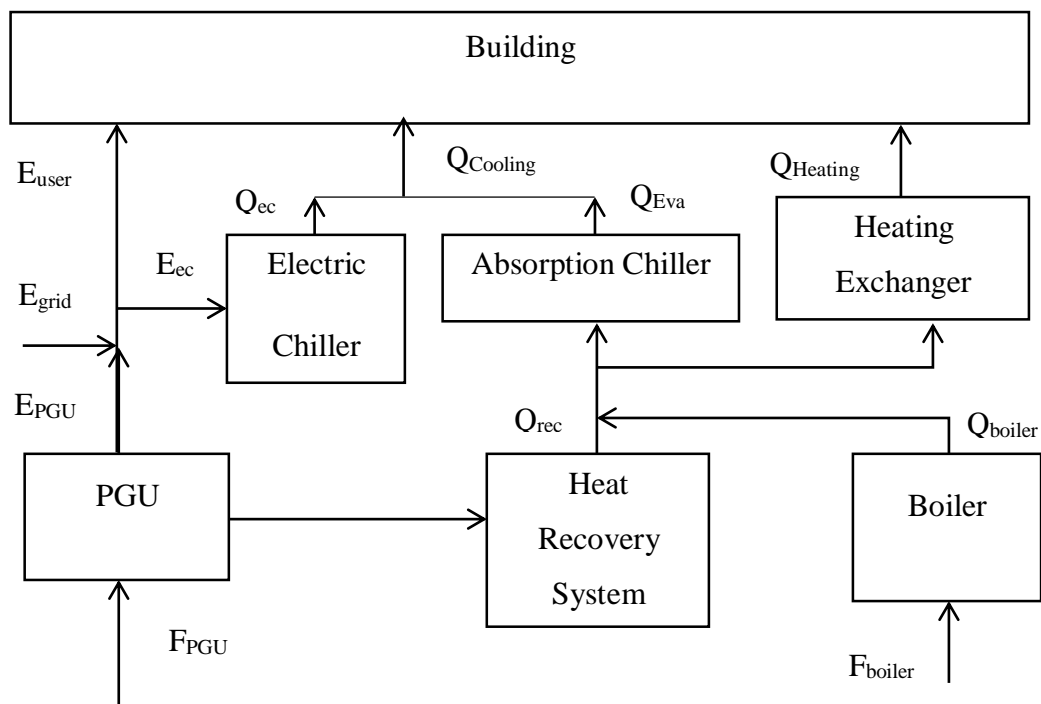
سیستم‌های مذکور، به دلیل استفاده از گرمای اتلافی، مصرف سوخت‌های فسیلی را تا حد زیادی کاهش می‌دهند و در نتیجه باعث کاهش تولید آلاینده‌ها و افزایش راندمان کل سیستم می‌شوند. از سوی دیگر این سیستم‌ها عموماً به تولید برق در نزدیک مصرف‌کننده می‌پردازند و در نتیجه از تلفات انتقال برق تا حد زیادی کاسته خواهد شد. یکی دیگر از مزایای این سیستم‌ها این است که به‌طور پراکنده ولی با قدرت‌های پایین نسبت به نیروگاه‌های تولید برق سنتی در سطح کشورها حضور دارند، در نتیجه از لحاظ پدافند غیرعامل و متمرکز نبودن قدرت در یک مساحت محدود حائز اهمیت هستند. از سوی دیگر این سیستم‌ها دارای قابلیت اطمینان بالایی هستند زیرا واحدهای تولیدی این سیستم‌ها دارای قدرت کمی نسبت به نیروگاه‌های متمرکز قوی هستند و در صورت خرابی یک واحد تولیدی تعداد محدودی از مصرف‌کننده‌ها از داشتن برق محروم می‌گردند ولی در نیروگاه‌های بزرگ ممکن است برق یک شهر و یا محدوده وسیعی قطع می‌گردد. این سیستم‌ها برخلاف نیروگاه‌های سنتی که دارای راندمان نسبتاً پایینی هستند، می‌توانند به راندمان کل حدود ۶۰٪ تا ۹۰٪ برسند [۱-۲]. در شکل (۱-۱) نیز نمونه‌ای از یک سیستم تولید همزمان مرسوم نشان داده شده است. همانطور که در شکل (۱-۱) مشخص است F_{pgu} و F_{boiler} به ترتیب حاصلضرب ارزش حرارتی سوخت مورد استفاده، در دبی سوخت واحد تولید قدرت^۳ و بویلر را نشان می‌دهد که نمایانگر انرژی ورودی به سیستم می‌باشد. پس از ورود انرژی به سیستم در PGU کار تولید می‌شود و غالباً درصد نسبتاً زیادی از انرژی ورودی به سیستم تولید همزمان در PGU به صورت حرارت تلف می‌شود و لذا برای استفاده از این حرارت،

^۱ Fuel Cell

^۲ Stirling engine

^۳ Power Generation Unit (PGU)

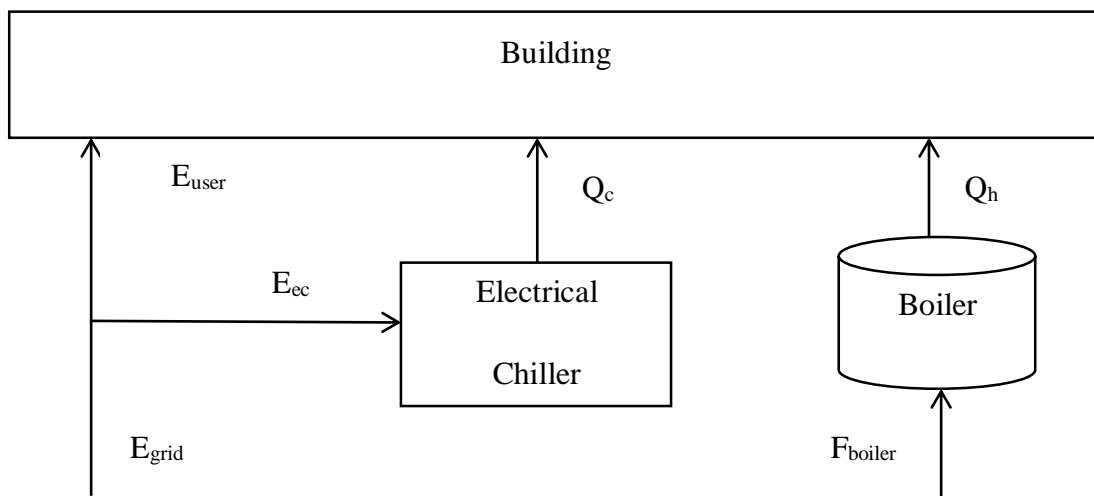
این انرژی اتلافی به سیستم بازیافت حرارت داده می‌شود و از طرفی با توجه به نیاز مصرف کننده اگر انرژی حرارتی مورد نیاز تامین شده توسط واحد تولید قدرت پاسخ‌گوی مصرف کننده نباشد بویلر در مدار آمده و این کمبود انرژی را جبران می‌کند. انرژی حرارتی بازیافت شده در سیستم بازیافت حرارت نیز به صورت حرارت به چیلر جذبی داده می‌شود اما اگر نیاز به سرمایه‌ش مصرف کننده بیش از اندازه-ی تولید شده توسط چیلر جذبی باشد، چیلر الکتریکی نیز وارد مدار می‌شود و این کمبود انرژی را جبران می‌کند. از طرف دیگر نیز اگر مصرف انرژی الکتریکی ساختمان بیش از تولید انرژی الکتریکی توسط واحد تولید کننده قدرت باشد از شبکه برق خریداری می‌شود و اگر مصرف کمتر از تولید باشد هم برق تولیدی توسط واحد تولید کننده قدرت نیز به شبکه فروخته می‌شود. در نهایت نیز انرژی حرارتی مورد نیاز مصرف کننده نیز از انرژی اتلافی توسط PGU تامین می‌شود ولی مشابه انرژی الکتریکی و سرمایه‌ش، اگر تولید کمتر از مصرف باشد، بویلر وارد مدار می‌شود.



شکل (۱-۱): نمایی از یک سیستم تولید همزمان برای تامین انرژی ساختمان

در شکل (۲-۱) نیز طرح یک سیستم تولید جداگانه مرسوم برای رفع نیاز انرژی الکتریکی، گرمایشی و سرمایه‌ش را نشان می‌دهد. همانطور که از شکل (۲-۱) مشخص است در سیستم‌های تولید جداگانه،

انرژی الکتریکی توسط نیروگاه‌های تولید برق تامین شده، انرژی حرارتی و انرژی سرمایشی مورد نیاز ساختمان نیز توسط بویلر و برق شبکه تامین می‌گردد. همانطور که از مقایسه‌ی این دو شکل قابل مشاهده است تولید همزمان برق، حرارت و سرما دارای مزایایی در مقایسه با سیستم‌های تولید جداگانه هستند که از آن جمله می‌توان به نزدیکی محل تولید برق به مصرف کننده که کاهش تلفات ناشی از انتقال را در پی دارد، مسئله پدافند غیرعامل که واحدهای تولید انرژی در سطح کشور پراکنده‌اند و بازیابی انرژی اتلافی از محرک اولیه و راندمان بالای این سیستم‌ها اشاره کرد.



شکل (۲-۱): نمایی از یک سیستم تولید جداگانه برای تامین انرژی ساختمان

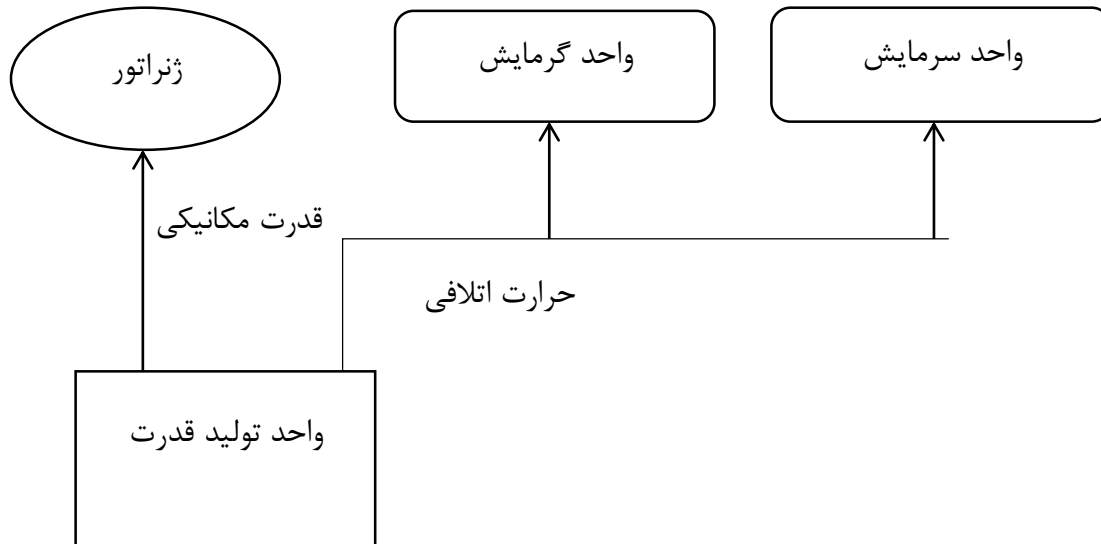
۲-۱ بررسی سیستم‌های تولید همزمان

تولید همزمان سرمایش، گرمایش و برق 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.

۳-۱ 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 ۴۳۰GW و تا سال ۲۰۳۰ به ۸۳۰GW برسد [۳]. از سیستم‌های تولید همزمان می‌توان در صنایع غذایی، فرودگاه‌ها، مراکز خرید، هتل‌ها، بیمارستان‌ها و خانه‌ها استفاده کرد.

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



شکل (۳-۱): نمایی از یک سیستم تولید همزمان سه‌گانه

سیستم تولید همزمان سه‌گانه از سه قسمت اصلی تشکیل می‌شود:

^۱ Group8

- واحد تولید قدرت که به عنوان محرک اولیه شناخته می‌شود، مانند توربین گاز^۱
- واحد سرمایش، مانند چیلر جذبی
- واحد گرمایش، مانند کوئل حرارتی

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.

۱-۴ مقایسه سیستم‌های تولید همزمان با سیستم‌های تولید جداگانه انرژی

در سیستم‌های تولید جداگانه انرژی، در نیروگاه‌های بزرگ انرژی شیمیایی سوخت به انرژی الکتریکی تبدیل می‌گردد، معمولاً بخش اعظمی از انرژی گرمایی به دست آمده از سوخت به محیط تخلیه شده 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

^۱ Gas Turbine

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 هم، قسمتی از انرژی گرمایی به دست آمده از سوخت به هدر می‌رود. در مقایسه با سیستم‌های تولید جداگانه انرژی، 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 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 [۴].

۱-۵ 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 و کاهش احتمال خرابی شبکه اشاره کرد. در ادامه به طور اجمالی به بررسی این مزایا می‌پردازیم.

- **افزایش راندمان نیروگاه و کاهش مصرف سوخت:** استفاده از سیستم تولید همزمان باعث افزایش راندمان کلی نیروگاه می‌شود. بازده کلی نیروگاه‌های معمولی^۲ 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. 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. همچنین راندمان کلی سیستم‌های تولید همزمان حدود ۶۰٪ تا ۹۰٪ می‌باشد. در نتیجه این سیستم‌ها، تلفات انرژی کمتری نسبت به سیستم‌های مرسوم تولید جداگانه انرژی دارند [۱-۳].

^۲ Thermal Packages

^۱ Conventional Power Plants

- **کاهش انتشار گازهای گلخانه‌ای:** استفاده از سیستم تولید همزمان باعث کاهش انتشار گازهای گلخانه‌ای (GHG)^۱ می‌شود. همان طور که بیان شد سیستم تولید همزمان 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 مقدار به عدد ۹۵۰ MT/year برسد [۵].

- **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 که نیروگاه‌های بزرگ و متمرکز در چند نقطه، برق همه مصرف‌کنندگان را تأمین نمایند، 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 خواهد بود [۶].

- **استفاده بهتر از منابع انرژی:** سیستم‌های تولید همزمان به میزان مورد نیاز انرژی تولید می‌کنند. سیستم‌های تولید همزمان در نزدیکی مصرف‌کننده ساخته می‌شوند و می‌توانیم

^۱ Green House Gas

مقدار انرژی مورد نیاز را به راحتی پیش‌بینی کرد؛ بنابراین انرژی به میزان مورد نیاز تولید می‌شود [۵].

- **افزایش قابلیت اطمینان:** سیستم‌های تولید همزمان 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 [۶].

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

۱-۶ 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

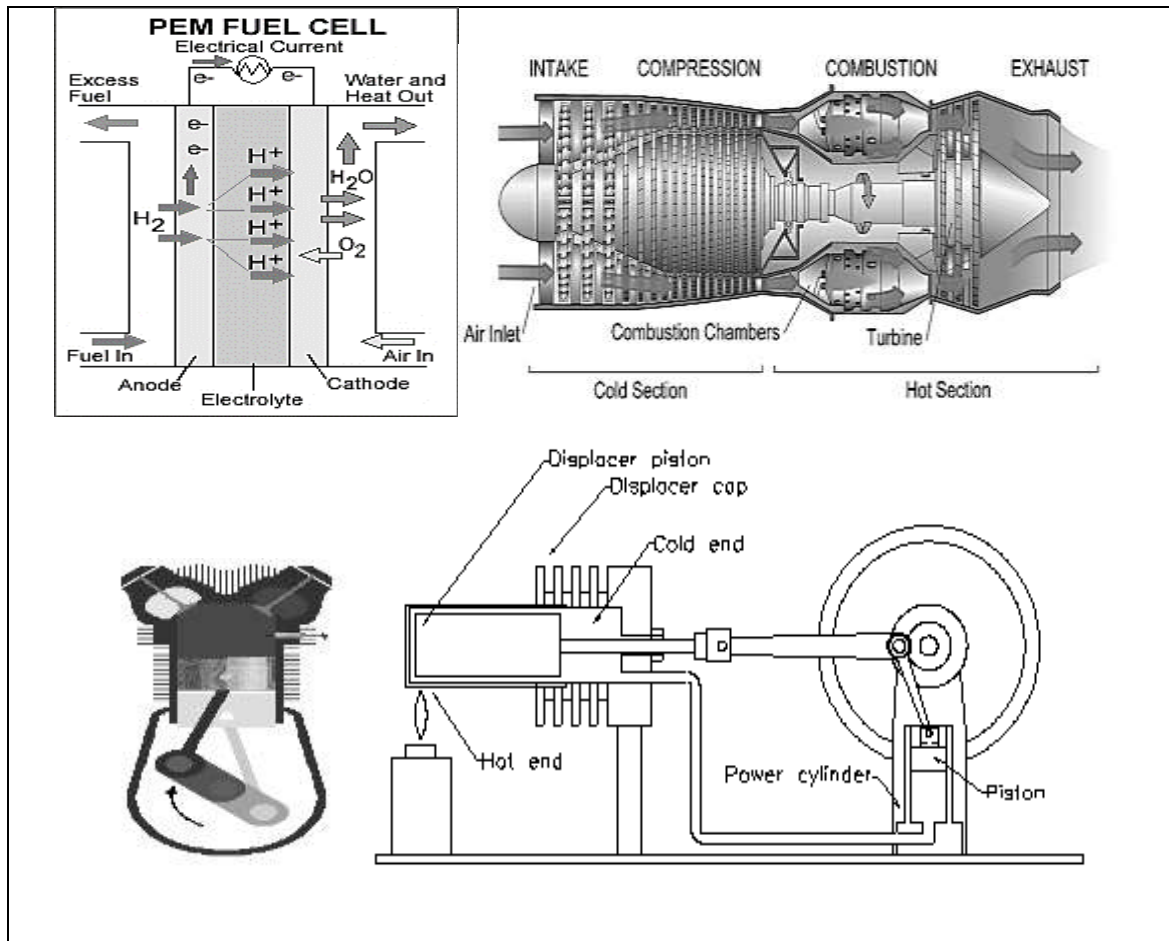
۱-۶-۱-۱ محرک‌های اولیه

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، توربین‌های گاز، میکرو توربین‌ها توربین‌های بخار، پیل‌های سوختی و موتورهای استرلینگ را می‌توان نام برد. در شکل (۱-۴) چند نمونه از محرک‌های اولیه نشان داده شده است.

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

- 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 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.



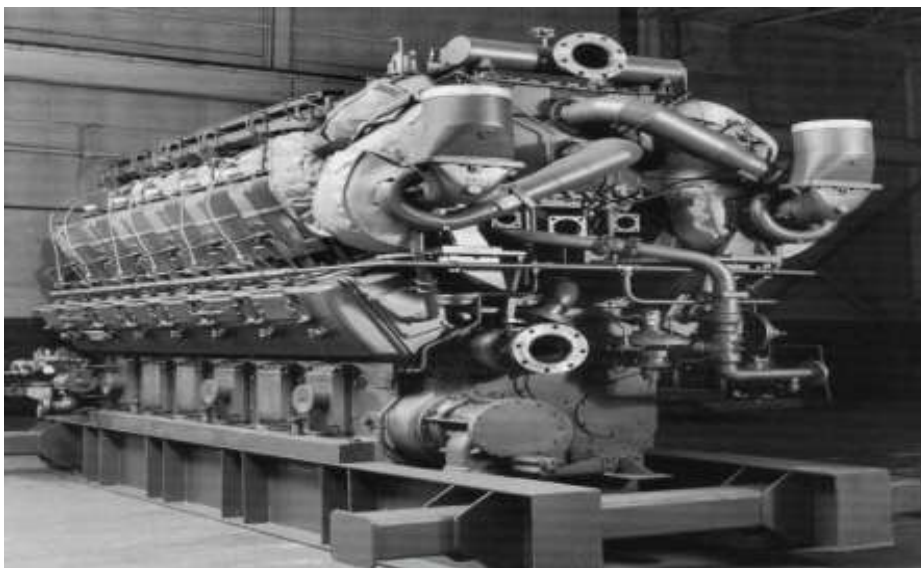
شکل (۱-۴): چند نمونه از محرک‌های اولیه سیستم‌های تولید همزمان

- 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.

۱-۱-۶-۱ 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 از قابلیت اطمینان بالایی برخوردار هستند. [۷].

در شکل (۱-۵) موتور ژنراتور ۱۲ سیلندر گازسوز با ظرفیت ۲۰۰۰ کیلووات نشان داده شده است.



شکل (۱-۵): موتور ژنراتور ۱۲ سیلندر گازسوز با ظرفیت ۲۰۰۰ کیلووات [۷]

البته موتورهای احتراق داخلی، معایبی از قبیل محدودیت در راندمان حرارتی، امکان استفاده تنها از بعضی سوخت‌های فسیلی و تولید آلاینده‌گی نسبتاً زیاد خواهند داشت [۸].

^۱ Internal Combustion

در جدول (۱-۱) عملکرد موتورهای رفت و برگشتی گازسوز با ظرفیت‌های مختلف نشان داده شده است.

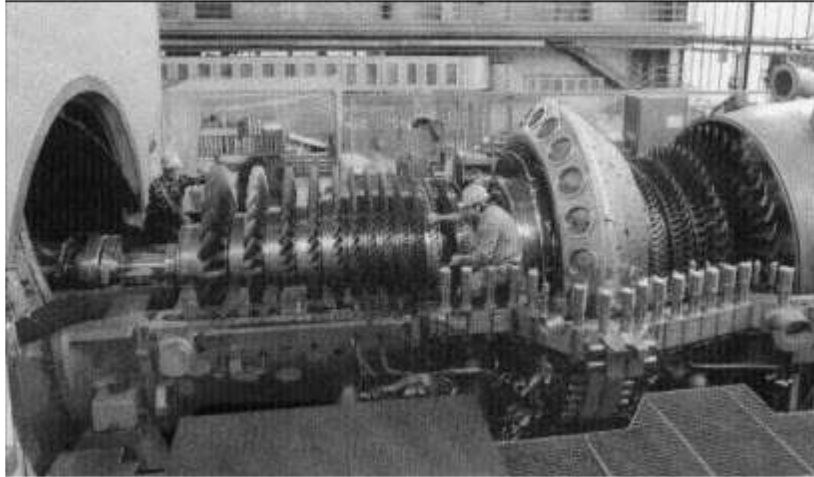
جدول (۱-۱): عملکرد موتورهای گازسوز با ظرفیت‌های مختلف برای کاربردهای تولید همزمان [۹]

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	%	۷۹	۷۸	۷۹	۷۳	۷۴

۱-۶-۱-۲ 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 محدوده 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 دست-

یابی به بازدهی کلی سیستم در محدوده ۷۰ تا ۸۰ درصد میسر می‌گردد [۱۰]. در شکل (۱-۶) توربین گاز با ظرفیت بسیار بالا ساخت شرکت زیمنس^۱ نشان داده شده است.



شکل (۱-۶): توربین گاز با ظرفیت بسیار بالا ساخت شرکت زیمنس [۱۰]

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

جدول (۲-۱): عملکرد توربین گاز با ظرفیت‌های مختلف برای کاربردهای تولید همزمان [۱۱]

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

^۱ Siemens

میکرو توربین، تکنولوژی توربین گازی توسعه یافته در مقیاس کوچک تر است. این تکنولوژی اساساً برای کاربرد در بخش حمل و نقل توسعه یافت اما امروزه به عنوان روشی برای تولید برق در نظر گرفته شده است. این محرکه ها که از سوخت های گازی و مایع استفاده می نمایند دارای سرعت دورانی بسیار زیادی می باشند. میکرو توربین ها در حدود سال ۱۹۹۷ میلادی به صورت آزمایشی مورد بهره برداری قرار گرفته و از سال ۲۰۰۰ میلادی به صورت تجاری وارد بازار شدند. محدوده ظرفیت های در دسترس و یا در حال توسعه میکرو توربین ها از ۳۰ تا ۲۵۰ کیلووات است در حالی که ظرفیت توربین گازها معمولاً از ۵۰۰ کیلووات تا ۲۵۰ مگاوات است. مشابه توربین گازهای بزرگ، میکرو توربین ها را می توان در حالت فقط تولید برق و یا در سیستم های تولید همزمان مورد استفاده قرار داد. این توربین ها می توانند از سوخت های متنوعی از جمله گاز طبیعی و سوخت های مایع مثل بنزین، نفت سفید و گازوئیل استفاده نمایند [۱۲]. در شکل (۷-۱) نمونه ای از یک میکرو توربین ۶۰ کیلو واتی نشان داده شده است، همچنین در جدول (۳-۱) عملکرد چند نمونه میکرو توربین آورده شده است.



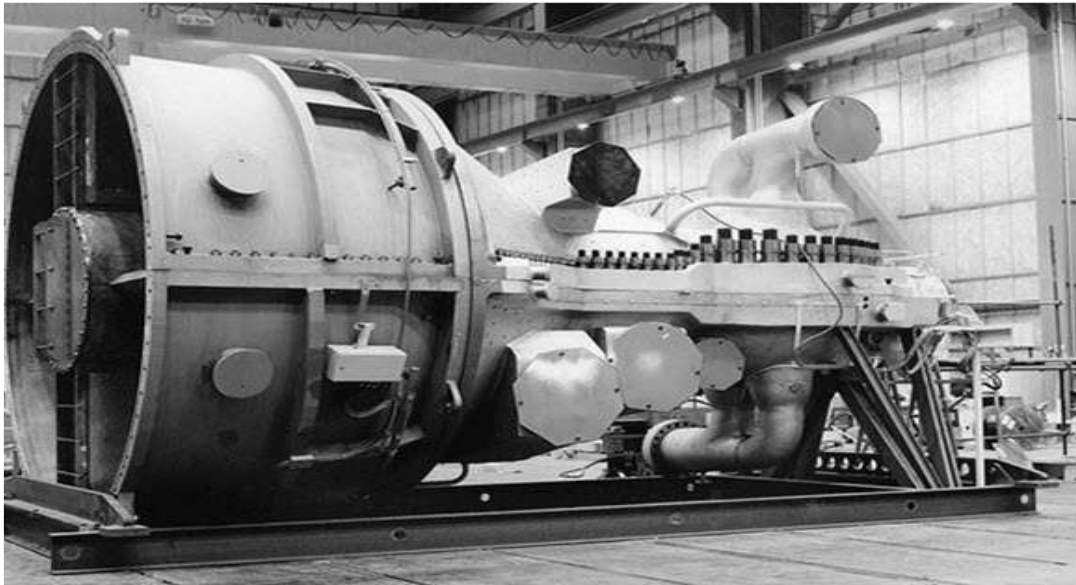
شکل (۷-۱): نمونه ای از یک میکرو توربین ۶۰ کیلو واتی [۱۲]

جدول (۱-۳): عملکرد چند نمونه میکرو توربین برای کاربردهای تولید همزمان [۱۲]

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	%	۶۳/۸	۷۱/۲	۶۴

۱-۶-۱-۴ توربین بخار

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 زغال‌سنگ، چوب و ... است [۷]. در شکل (۱-۸) نمونه‌ای از یک توربین بخار نشان داده شده است.



شکل (۸-۱): توربین بخار [۷]

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

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

مشخصات و راندمان	واحد	توربین ۱	توربین ۲	توربین ۳
ظرفیت الکتریکی	kW	۵۰۰	۳۰۰۰	۱۵۰۰۰
راندمان حرارتی توربین	%	۵۰	۷۰	۸۰
راندمان بویلر	%	۸۰	۸۰	۸۰
راندمان الکتریکی	%	۶/۴	۶/۹	۹/۳
راندمان کل سیستم	%	۷۹/۶	۷۹/۵	۷۹/۷

۱-۶-۱-۵ پیل سوختی

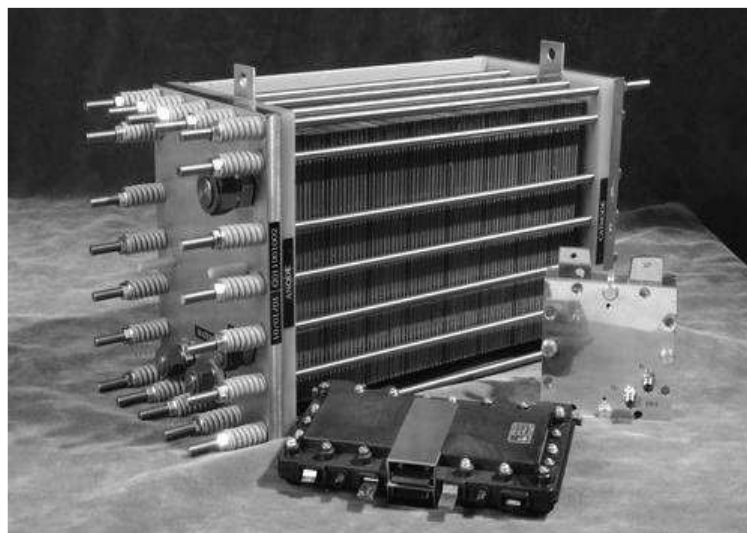
پیل سوختی فرآیند تولید الکتریسیته کاملاً متفاوتی با سایر روش‌ها و فناوری‌های محرک‌های اولیه دارد. پیل‌های سوختی همانند باتری‌ها از طریق یک یا چند فرآیند الکتروشیمیایی، الکتریسیته جریان مستقیم تولید می‌نمایند. البته توان الکتریکی باتری‌ها میزان محدودی داشته و با توجه به انرژی ذخیره شده تحویل می‌گردد، 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 الکتروولیت 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 پنج نوع مختلف به شرح ذیل توسعه یافته‌اند:

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

در هریک از انواع پیل‌های سوختی فوق‌الذکر، نوع الکتروولیت و دمای بهره‌برداری متفاوت است.

هریک از انواع پیل‌های سوختی دارای عملکرد، مشخصات، مزایا و محدودیت‌های خاص خود بوده و بنابراین در شرایط متفاوتی برای کاربردهای تولید همزمان مورد استفاده قرار می‌گیرند [۱۳]. در شکل (۹-۱) نمونه‌ای از یک پیل سوختی با ظرفیت ۵ کیلووات نشان داده شده است.



شکل (۹-۱): پیل سوختی با ظرفیت ۵ کیلووات [۱۳]

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

جدول (۵-۱): مشخصات انواع پیل سوختی [۱۳]

مشخصات	واحد	PEMFC	PAFC	MCFC	SOFC
نوع سازه	-	پلاستیک، فلز و یا کربن	کربن، سرامیک فسفری	فلزات دمای زیاد، سرامیک فسفری	سرامیک، فلزات دمای زیاد
دمای بهره‌برداری	°C	۸۵-۶۵	۲۱۰-۱۹۰	۷۰۰-۶۵۰	۱۰۰۰-۷۵۰
راندمان الکتریکی	(%)	۳۲	۳۷	۴۴	۵۸

موتور استرلینگ اولین بار توسط رابرت استرلینگ^۱ در سال ۱۸۱۶ ثبت اختراع شد. موتور استرلینگ یک موتور برون سوز است که با استفاده از یک منبع گرمایی قادر به تولید قدرت می‌باشد. این موتور از نظر تئوری به دلیل داشتن راندمان حرارتی نزدیک به سیکل کارنو^۲، در مقایسه با موتورهای حرارتی دیگر، راندمان حرارتی بالاتری دارد [۱۴]. همچنین به دلیل سر و صدای کم، امکان استفاده از تمامی سوخت های فسیلی، زیست توده^۳ (مانند تراشه های چوب)، هسته‌ای و انرژی خورشیدی جهت فراهم کردن منبع گرمایی [۱۵]، اخیراً علاقه مندان زیادی را به سمت خود جذب کرده است. از سویی دیگر موتور استرلینگ جهت تولید قدرت، مقدار قابل توجهی گرما را از دست می‌دهد که می‌توان از این گرمای تلف شده جهت مقاصد سودمندی استفاده نمود. طرح تولید همزمان گرما و برق (CHP)^۴ با محرک اولیه موتور استرلینگ نیز یکی از ایده‌های جدیدی است که امروزه توسط شرکت‌های تولید کننده این فناوری تجاری شده و در کاربردهای خانگی از آن استفاده می‌شود [۱۶].

در شکل (۱-۱۰) نحوه عملکرد موتور استرلینگ به صورت کلی نشان داده شده است. بدین ترتیب در طی فرایند ۳ به ۴، گاز عامل موتور استرلینگ منبسط می‌گردد و حرارت از طریق گرم‌کن به گاز عامل انتقال می‌یابد، سپس در طی فرایند ۴ به ۱ مقداری از حرارت منتقل شده به گاز عامل توسط بازیاب، بازیابی شده و در بازیاب ذخیره می‌گردد. در فرایند ۱ به ۲ در طی فرایند تراکم، گاز عامل، متراکم شده و مقداری حرارت از گاز عامل به سردکن انتقال می‌یابد. در نهایت در فرایند ۲ به ۳ حرارت بازیابی شده در بازیاب توسط گاز عامل جذب می‌گردد و سیکل دوباره تکرار می‌گردد [۱۷].

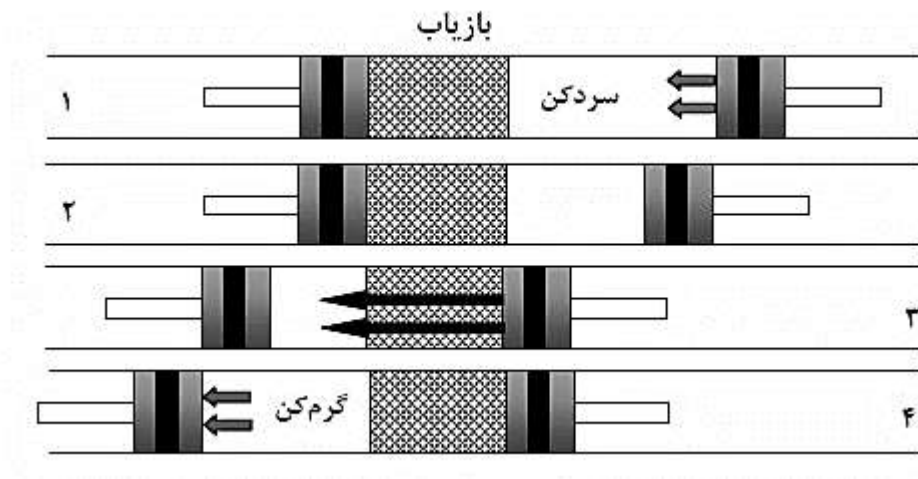
^۱ Robert Stirling

^۲ Carnot

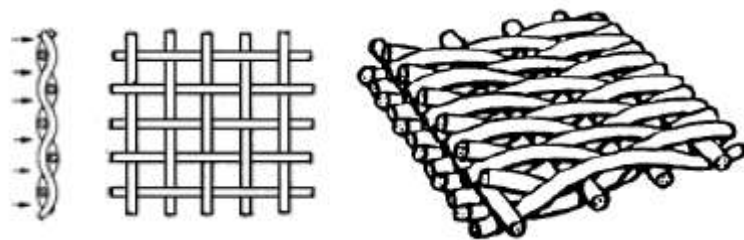
^۳ Biomass

^۴ Combined Heating and Power

مهم‌ترین قسمت موتور استرلینگ که نقش اساسی در افزایش راندمان حرارتی آن دارد، بازیاب حرارتی است [۱۷-۱۸]. به لحاظ ساختار فیزیکی، بازیاب حرارتی از فولاد ضد زنگ به صورت ورقه‌های توری و با میله‌های ضد زنگ فولادی روی هم چیده شده ساخته می‌شود (شکل ۱-۱۱). در طی نیمی از سیکل کاری موتور، بازیاب مانند اسفنج حرارتی باعث جذب گرما از گاز عامل در هنگام حرکت گاز به سمت قسمت سرد موتور می‌شود و در نیمه دیگر سیکل موتور بازیاب، حرارت را به گاز عامل در هنگام حرکت گاز عامل به سمت قسمت گرم موتور پس می‌دهد. با ذخیره سازی حرارت در بازیاب و کم شدن حرارت اتلافی موتور، راندمان حرارتی موتور افزایش می‌یابد [۱۷].



شکل (۱-۱۰) نحوه عملکرد موتور استرلینگ [۱۷]



شکل (۱-۱۱) ساختار بازیاب حرارتی [۱۷]

در حال حاضر موتور استرلینگ در محدوده ظرفیت ۱ تا ۵۵ کیلووات در حال توسعه می‌باشد و با به کارگیری چندین واحد به صورت موازی می‌توان به ظرفیت‌های بالاتری دست یافت. در شکل (۱-۱۲)

نمونه‌ای از یک موتور استرلینگ با ظرفیت ۳۵ کیلووات نشان داده شده است. در جدول (۶-۱) مشخصات عملکردی موتور استرلینگ ۵۵ کیلوواتی آورده شده است.



شکل (۱۲-۱): موتور استرلینگ ۳۵ کیلوواتی [۱۰]

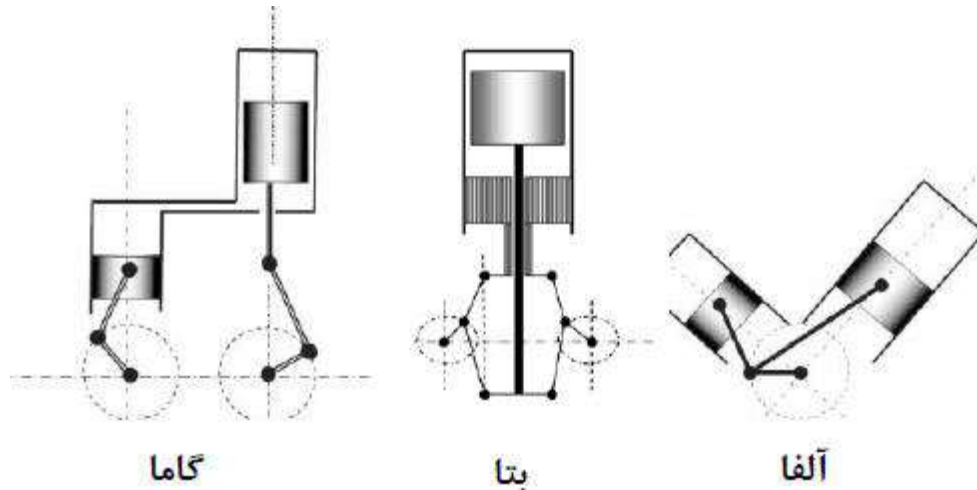
جدول (۶-۱): مشخصات عملکرد موتور استرلینگ ۵۵ کیلوواتی برای کاربردهای تولید همزمان [۱۰]

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

انواع مختلف موتور استرلینگ با نام‌های آلفا، بتا و گاما شناخته می‌شوند. همه آن‌ها به لحاظ سیکل ترمودینامیکی مشابه هستند، ولی تفاوت اساسی در نوع مکانیزم‌های مکانیکی دارند در شکل (۱۳-۱) انواع مختلف موتور استرلینگ نشان داده شده است.

موتور استرلینگ نوع آلفا، دو پیستون در دو سیلندر جداگانه دارد. در موتور استرلینگ نوع بتا، دو عدد پیستون به نام‌های پیستون جابه‌جایی و پیستون توان در داخل یک سیلندر قرار گرفته‌اند.

پیستون جابه‌جایی گاز عامل را میان فضای گرم و فضای سرد از میان گرم‌کن، بازیاب و سردکن جابه‌جا می‌کند و باعث حرکت پیستون توان می‌شود. موتور استرلینگ نوع گاما ترکیبی از نوع آلفا و بتا می‌باشد [۱۷].



شکل (۱-۱۳) انواع مختلف موتور استرلینگ [۱۹]

۷-۱-۶-۱ 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 [۱۰].

۸-۱-۶-۱ دستگاه‌های بازیافت حرارت

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



شکل (۱-۱۴): نمونه یک مبدل سیستم تولید همزمان [۱۰]

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.

۱-۶-۱-۹ چیلر جذبی

چیلرهای جذبی از انرژی حرارتی موجود در سیستم‌های تولید همزمان، سرمایه‌ش 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 سرمایه‌ش استفاده کنند. خروجی حرارتی یک سیستم تولید همزمان را می‌توان برای گرمایش در خلال فصل سرد سال و با استفاده از چیلر جذبی برای سرمایه‌ش 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 [۱۰].

۱-۷ مروری بر کارهای پیشین

در این قسمت، بخشی از تحقیقات انجام شده در زمینه سیستم‌های تولید همزمان با صرف نظر از محرک‌های اولیه و در ادامه با در نظرگیری محرک‌های اولیه مختلف مورد بررسی قرار می‌گیرند. سپس قسمتی از مطالعات صورت گرفته در زمینه مدل‌سازی موتور استرلینگ و مدل‌سازی سیستم‌های تولید همزمان با محرک اولیه‌ی موتور استرلینگ ارائه می‌گردد.

۱-۷-۱ تحقیقات پیشین با صرف نظر از نوع محرک اولیه

وو و ونگ^۱ [۲۰] وضعیت توسعه سیستم‌های CCHP (تولید همزمان سرمایه‌ش، گرمایش و برق) 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 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^۲ و همکاران [۲۱-۲۲] یک استراتژی مدیریت بهینه سیستم تولید همزمان با در نظر گرفتن ویژگی‌های فنی اجزا معرفی کردند. این سیستم بر اساس مدیریت تقاضای حرارتی^۳ و مدیریت تقاضای برق^۴ است.

^۱ Wu and Wang

^۲ Cardona

^۳ Thermal Demand Management

^۴ Electric Demand Management

در مطالعه‌ای دیگر ماگو و چامرا^۱ [۲۳] ارزیابی و بهینه‌سازی سیستم CCHP را با اولویت بار حرارتی (FTL)^۲ و اولویت بار الکتریکی (FEL)^۳ بر پایه مصرف انرژی اولیه، هزینه‌های عملیاتی و تولید گازهای گلخانه‌ای دی‌اکسید کربن 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 اولویت 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 دی‌اکسید کربن به میزان ۱۴/۸ درصد کاهش می‌یابد. کاردونا و پیاسنتینو^۴ [۲۴-۲۵] نیز سیستم‌های CHP را با اولویت بار حرارتی و اولویت بار الکتریکی 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^۵ و همکاران [۲۶] 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 اولویت بار الکتریکی 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 [۲۷]. 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

^۱ Mago and Chamra

^۲ Following the Thermal Load

^۳ Following the Electric Load

^۴ Cardona and Piacentino

^۵ Fomu

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 سرمایش است.

کاردنا و پیاسنتینو^۱ [۲۸] 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 خنک کننده 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 [۲۹] 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

^۱ Cardona and Piacentino

^۲ Cao and Liu

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^۱ و همکاران [۳۰] روشی برای ارزیابی مصرف انرژی اولیه برای CCHP و تولید جداگانه ارائه کردند. علاوه بر این آن‌ها از نرخ صرفه‌جویی انرژی سوخت (FESR)^۲ استفاده و آن را معرفی کردند. آن‌ها دریافتند که سیستم با تولید برق زیاد پتانسیل بیشتری برای صرفه‌جویی انرژی دارد. چو^۳ و همکاران [۳۱] 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.

۱-۷-۲ تحقیقات پیشین با توجه به نوع محرک اولیه

در این قسمت پژوهش‌های پیشین بر اساس نوع محرک اولیه ارائه شده است.

۱-۲-۷-۱ موتور احتراق داخلی

مطالعات زیادی بر روی موتور احتراق داخلی به عنوان محرک اولیه سیستم‌های تولید همزمان سه‌گانه صورت گرفته است. یک سیستم میکرو CCHP خانگی که شامل یک چیلر جذبی است توسط هانگ فو^۴ و همکاران [۳۲] 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^۵ و همکاران [۳۳] سیستم‌های تولید همزمان سه‌گانه و دوگانه^۶ را برای تأمین انرژی یک ساختمان بررسی کردند. آن‌ها دریافتند که در مقایسه با

^۱ Li

^۲ Fuel Energy Saving Ratio

^۳ Cho

^۴ Huangfu

^۵ Pospisil

^۶ Cogeneration

سیستم تولید جداگانه برق، گرمایش و سرمایش سیستم تولید همزمان دوگانه به میزان ۳۱٪ و سیستم تولید همزمان سه گانه به میزان ۳۹٪ در مصرف انرژی اولیه صرفه جویی می کند.

آنالیزهای اقتصادی نیز بر روی سیستم‌های تولید همزمان با محرک اولیه موتور احتراق داخلی صورت گرفت. چیکو و مانکارلا^۱ [۳۴] شش طرح مختلف را برای تولید سرمایش با هم مقایسه کردند که یکی از طرح‌ها سیستم تولید همزمان سه گانه 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.

۱-۲-۲-۷ توربین بخار

کستا^۲ و همکاران [۳۵] عملکرد اقتصادی سیستم CCHP را آنالیز کردند. آن‌ها تولید همزمان سه گانه، دوگانه و پمپ حرارتی جذبی 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 سه گانه دارای بیشترین بهره‌وری است. به هر حال سیستم تولید دوگانه سرمایش تولید نمی کند و پمپ حرارتی جذبی نیز برق تولید نمی کند بنابراین این نتیجه گیری نمی تواند دقیق باشد.

پردس^۳ و همکاران [۳۶] 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 سرمایشی مختلف که چهارتا از آن‌ها چیلرهای جذبی متفاوت و آخری کمپرسور الکتریکی^۴ است، با هم مقایسه شدند. نتایج

^۱ Chicco and Mancarella

^۲ Costa

^۳ Poredos

^۴ Electrical Compressor

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.

۱-۷-۲-۳ 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^۱ و همکاران [۳۷] 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^۲ [۳۸] 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 بهینه‌سازی سیستم‌های تولید همزمان با محرک اولیه توربین گاز انجام شد.

۱-۷-۲-۴ میکروتوربین

فرچیلد^۳ و همکاران [۳۹] عملکرد تجربی و تحلیلی استفاده از میکروتوربین‌ها را برای سیستم‌های تولید همزمان بررسی کردند. در مطالعه‌ای دیگر لابینو^۴ و همکاران [۴۰] الگوریتمی را برای پیش‌بینی عملکرد سیستم‌های تولید همزمان معرفی کردند. مطالعات زیادی نیز شامل آنالیز 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.

^۱ Calva

^۲ Daolin and Shifei

^۳ Fairchild

^۴ Labinov

مطالعاتی بر روی سیستم‌های تولید همزمان شامل پیل سوختی به عنوان محرک اولیه صورت گرفت. هندرسن^۱ [۴۱] 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 پیش بینی کند. وانگ^۲ و همکاران [۴۲] یک سیستم میکرو تولید همزمان برق، حرارت و سرما را معرفی کرده است و تاثیر ضرایب تعادل پیل سوختی و فاکتور مصرف سوخت بر راندمان سیستم مورد بحث قرار گرفته است. رادولسکو^۳ [۴۳] یک پیل سوختی پلیمری ۴/۵ کیلوواتی را به عنوان محرک اولیه یک سیستم تولید همزمان مورد آزمایش قرار داد در این تحقیق، تاثیر جریان بر راندمان الکتریکی پیل سوختی مورد بررسی قرار گرفت.

چهارطاقی و علی‌زاده [۴۴] یک سیستم تولید همزمان برق، حرارت و سرما بر پایه‌ی پیل سوختی پلیمری در کاربرد ساختمانی پیشنهاد کردند. این سیستم از چهاردیدگاه انرژی، انرژی، صرفه جویی سوخت و آلاینده‌گی مورد بررسی قرار گرفت. سیستم پیشنهادی در مقایسه با سیستم‌های سنتی تامین انرژی برای ساختمان به ترتیب ۳۴٪ کاهش در مصرف سوخت و ۲۵٪ کاهش در انتشار آلاینده‌گی حاصل گردید.

در این بخش ابتدا، تحلیل‌های انجام گرفته در زمینه مدل‌سازی های مختلف موتور استرلینگ معرفی می‌گردد، سپس در مرحله بعد مطالعات انجام شده در زمینه مدل‌سازی سیستم‌های تولید همزمان با محرک اولیه‌ی موتور استرلینگ بررسی می‌شود.

^۱ Henderson

^۲ Wang

^۳ Radulescu

اولین تحلیل ترمودینامیکی قابل قبول از موتور استرلینگ توسط اشمیت^۱ [۴۵]، انجام شد. در این مدل روابط تحلیلی به منظور تعیین تغییرات فشار در طول سیکل استخراج شد و همچنین دمای محفظه انبساط با گرم کن و دمای محفظه تراکم با سردکن برابر و ثابت در نظر گرفته شد. فرض ثابت بودن دما در محفظه تراکم و انبساط باعث شد که محاسبات اولیه برای اندازه گیری توان و راندمان حرارتی موتور به سادگی صورت بگیرد. در سیکل واقعی موتور استرلینگ مخصوصاً در فرکانس‌های بالا، فرایندهای تراکم و انبساط بیشتر به حالت آدیباتیک تمایل دارند [۴۶]. بر این اساس تحلیل دیگری توسط فینکلشتاین^۲ [۴۷]، انجام گرفت، در این تحلیل محفظه‌های تراکم و انبساط به صورت آدیباتیک در نظر گرفته شدند و دمای گاز در طی فرایند تراکم و انبساط تغییر می‌کند و گرم‌کن و سردکن به صورت هم‌دما در نظر گرفته شده‌اند. اوریلی و برکوویچ^۳ [۴۸]، نظریه آدیباتیک را کامل‌تر کردند، در این مدل معادلات دیفرانسیل حاکم بر محفظه‌ها به صورت عددی با روش رانج کوتاه^۴ حل شد و تحلیل آدیباتیک ایده‌آل ارائه شد. نتایج تحلیل آدیباتیک ایده‌آل با نتایج واقعی تفاوت نسبتاً زیادی دارد به این دلیل اوریلی و برکوویچ [۴۸]، به منظور بهبود پیش بینی حل عددی اثرات افت فشار اصطکاکی جریان گاز در بازیاب، اثر بازیابی غیر ایده‌آل و غیر ایده‌آل بودن گرم‌کن و سردکن (تصحیح دمای گاز داخل گرم‌کن و سردکن) را در نظر گرفتند و روشی به نام روش Simple ارائه کردند. تیمومی^۵ و همکاران [۴۹]، مدل آدیباتیکی شبه پایدار^۶ ارائه کردند که اثرات افت فشار و تلفات حرارتی در قسمت های مختلف موتور GPU-3^۷ در نظر گرفته شد. با توجه به نتایج آزمایشگاهی این موتور، تطابق بهتری بین نتایج مدل نسبت به نتایج اوریلی و برکوویچ [۴۸]، مشاهده گردید.

^۱ Schmidt

^۲ Finkelstein

^۳ Urieli and Berchowitz

^۴ Runge-Kutta

^۵ Timoumi

^۶ Quasi-Steady

^۷ Ground Power Unit

حسین زاده و صیادی [۵۰]، مدل CAFS^۱ (ترکیب مدل آدیباتیک و سرعت محدود) را ارائه کردند، آنها نشان دادند که توان و راندمان خروجی از مدل CAFS برای موتور GPU-3 دارای تطابق خوبی با نتایج آزمایشگاهی می‌باشد. بابالهی و صیادی [۵۱]، تحلیل Simple کار اورریلی و برکوویچ [۴۸]، را توسعه دادند و برای اولین بار اثرات تلفات حرارتی شاتل^۲ و نشستی گاز در موتور را به یک فرم دیفرانسیلی به معادلات دیفرانسیل آدیباتیک اضافه کردند. از این رو معادلات دیفرانسیل تحلیل آدیباتیک اوریلی و برکوویچ [۴۸]، تصحیح شد و با در نظر گیری افت فشار در مبدل های حرارتی اثرات ترمودینامیک سرعت محدود و تلفات حرارتی در بازیاب، مدل Simple II را ارائه کردند. در تحلیلی دیگر بابالهی و صیادی [۵۲]، مدل حرارتی و دیفرانسیلی جدیدی به نام PSVL^۳ به منظور شبیه سازی عملکرد حرارتی موتور استرلینگ ارائه کردند. در این مدل فرایند انبساط و تراکم پلی-تروپیک، جایگزین مدل های هم دما و آدیباتیک شد و علاوه بر این اثر، افت های مختلف موجود به منظور نزدیک شدن نتایج مدل توسعه داده شده به نتایج واقعی در نظر گرفته شد.

در زمینه مدل سازی سیستم های تولید همزمان با محرک اولیه موتور استرلینگ تحقیقات زیر انجام گرفته است:

کونگ^۴ و همکاران [۵۳]، راندمان انرژی و اقتصادی یک سیستم تولید همزمان سه گانه با محرک اولیه موتور استرلینگ را با یک سیستم تولید جداگانه انرژی مورد مقایسه قرار دادند، نتایج نشان داد که سیستم تولید همزمان سه گانه با محرک اولیه موتور استرلینگ در مقایسه با سیستم تولید جداگانه ۳۳٪ در مصرف انرژی اولیه صرفه جویی همچنین عملکرد حرارتی چیلر جذبی تاثیر زیادی بر راندمان

^۱ Combined Adiabatic-Finite Speed

^۲ Shuttle

^۳ Polytropic Analysis of Stirling Engine with Various Loss

^۴ Kong

سیستم تولید همزمان سه‌گانه دارد. در تحقیقی دیگر اینچو^۱ و همکاران [۵۴]، به صورت آزمایشگاهی یک واحد تولید همزمان گرمایش و برق بر پایه موتور استرلینگ را مورد ارزیابی و امکان‌سنجی قرار دادند. همچنین راندمان کل سیستم تولید همزمان ۸۸ درصد گزارش شد. لی^۲ و همکاران [۵۵]، به آزمایش روی یک سیستم تولید همزمان گرمایش و برق با محرک اولیه موتور استرلینگ نوع بتا پرداختند، منبع گرمایی برای موتور استرلینگ از حرارت گازهای هدر رفته آگزوز یک موتور بنزینی بکار گرفته شد. همچنین حداکثر توان خروجی موتور ۳۴۷۶ وات در ۱۲۴۸ دور در دقیقه محاسبه گردید و آنها نشان دادند که یک موتور استرلینگ از گازهای اتلافی با درجه حرارت بالا می‌تواند توان مکانیکی ارزشمندی را داشته باشد. هارود^۳ و همکاران [۵۶]، یک سیستم تولید همزمان سه‌گانه بر پایه موتور استرلینگ با سوخت زیست‌توده جهت فراهم کردن منبع گرمایی، را از نظر صرفه‌جویی در انرژی اولیه و کاهش هزینه عملکرد سیستم، مورد بررسی قرار دادند. آنها نشان دادند که در ابعادی از موتور که هزینه‌های عملکرد کاهش می‌یابد، لزوماً بیشترین مقدار صرفه‌جویی در انرژی اولیه رخ نخواهد داد. همچنین در ابعاد کوچکتر موتور، صرفه‌جویی در انرژی اولیه بیشتر و هزینه‌های عملکرد سیستم بیشتر خواهد بود. ولنتی^۴ و همکاران [۵۷]، یک سیستم تولید همزمان گرمایش و برق با محرک اولیه موتور استرلینگ برای تولید ۸ کیلووات آب گرم و ۱ کیلووات توان الکتریکی در فشارهای کاری مختلف موتور به صورت آزمایشگاهی و عددی مورد ارزیابی قرار دادند. تحلیل عددی به کار رفته در مورد موتور استرلینگ، اصلاح کار اوربلی و برکوویچ [۴۸]، (تحلیل Simple) می‌باشد. در این تحلیل تلفات هدایت حرارتی بین گرم‌کن و سردکن و تلفات اصطکاک مکانیکی بین بخش‌های متحرک موتور هم در نظر گرفته شد. نتایج آزمایشگاهی مدل نشان داد که راندمان و توان الکتریکی سیستم به شدت تحت تاثیر مستقیم فشار اولیه موتور می‌باشد. کرمی و صیادی [۵۸]، به بهینه‌سازی

^۱ Entchev

^۲ Li

^۳ Harrod

^۴ Valenti

ظرفیت سیستم تولید همزمان سه‌گانه با محرک موتور استرلینگ برای ۴ اقلیم آب و هوایی مختلف ایران به کمک ۳ تابع هدف: صرفه جویی در مصرف انرژی، کاهش تولید آلاینده‌ها و صرفه جویی در هزینه های کل سالانه پرداختند. تحلیل بکار رفته در مورد موتور استرلینگ تحلیل تحلیل CAFS در نظر گرفته شد. نتایج نشان داد که سیستم مورد نظر در آب و هوای خیلی گرم و مرطوب پیشنهاد نمی‌شود. دمیرچی و همکاران [۵۹]، از یک موتور استرلینگ نوع گاما جهت تولید همزمان گرما و برق در مقیاس کوچک استفاده کردند. در فشارهای کمتر از ۱ MPa توان خروجی موتور به روش آزمایشگاهی و با تحلیل اشمیت [۴۴]، مقایسه شد. نتایج آزمایشگاهی و تحلیل اشمیت [۴۴]، در فشارهای کم، با هم تطابقی خوبی داشتند. همچنین نتایج نشان داد با افزایش فشار و فرکانس عملکردی موتور، تلفات اصطکاکی موتور افزایش خواهد یافت. فریرا^۱ و همکاران [۶۰]، به بهینه‌سازی حرارتی - اقتصادی سیستم تولید همزمان گرما و برق با محرک اولیه موتور استرلینگ در مقیاس کوچک با منبع گرمایی خورشیدی پرداختند، تحلیل بکار برده شده در مورد موتور استرلینگ تحلیل Simple کار اوریلی و برکوویچ [۴۸]، می‌باشد. آنها نشان دادند که افت فشار جریان گاز در مبدل‌های حرارتی موتور استرلینگ در فرکانس‌های عملکردی بالا، باعث کاهش مقدار زیادی از توان و راندمان خروجی سیستم خواهد شد. همچنین در این تحقیق، به برآورد هزینه‌های اجزای موتور استرلینگ بر اساس اندازه و کیفیت پرداخته شد. کرلو و همکاران [۱۸]، عملکرد ترمودینامیکی یک سیستم هیبریدی تولید قدرت متشکل از: یک توربین گاز و موتور استرلینگ را مورد بررسی قرار دادند. منبع حرارتی موتور استرلینگ گازهای داغ خروجی از توربین گاز می‌باشد. آنها جهت تحلیل عملکرد موتور استرلینگ تلفات حرارتی هدایت طولی در دیواره بازیاب را به تحلیل Simple اوریلی و برکوویچ [۴۸]، اضافه کردند. نتایج نشان داد که بازیاب تاثیر قابل توجهی در راندمان حرارتی موتور استرلینگ دارد.

^۱ Ferreira

اسکورک^۱ و همکاران [۶۱]، به توانایی و پتانسیل استفاده از سیستم تولید همزمان گرمایش و برق در ابعاد کوچک با محرک اولیه موتور استرلینگ در کاربرد ساختمانی در شرایط آب و هوایی معتدل پرداختند. تحلیل به کاررفته در مورد موتور استرلینگ، تحلیل اشمیت می‌باشد. نتایج نشان داد که سیستم مورد بررسی به طور محسوسی هزینه‌های عملکردی ساختمان را کاهش می‌دهد.

۸-۱ معرفی کار حاضر

در تحقیقات گذشته در مورد سیستم‌های تولید همزمان دوگانه یا سه‌گانه با محرک اولیه موتور استرلینگ، معمولاً مدل‌سازی موتور استرلینگ به صورت کلی و بدون در نظر گرفتن جزئیات و تاثیر مستقیم پارامترهای موتور استرلینگ روی عملکرد سیستم تولید همزمان دوگانه یا سه‌گانه انجام شده است و یا جهت تحلیل عملکرد موتور استرلینگ از مدل‌های اشمیت [۴۵]، یا Simple کار اوریلی و برکوویچ [۴۸]، استفاده شده است که این مدل‌ها دارای خطای بالایی نسبت به مدل‌های آزمایشگاهی جهت مدل‌سازی موتور استرلینگ می‌باشند. در این مطالعه، یک سیستم تولید همزمان سه‌گانه بر پایه موتور استرلینگ نوع بتا در ابعاد بهینه برای گاز کاری هیدروژن پیشنهاد شده است. مدل به کار برده شده در مورد تحلیل عملکرد موتور استرلینگ، مدل آدپاتیک غیرایده‌آل می‌باشد. این مدل با استفاده از کد عددی توسعه داده شده در نرم افزار MATLAB انجام شده است. در این تحلیل، تلفات اصطکاکی از قبیل: اثر ترمودینامیک سرعت محدود و اصطکاک مکانیکی بین سیلندر و پیستون و تلفات حرارتی شامل: هدایت حرارتی بازیاب و اثر شاتل پیستون جابه‌جا به تحلیل Simple کار اوریلی و برکوویچ [۴۸]، اضافه شده و تحلیل موتور استرلینگ با دقت بالاتری انجام شده است. برای معتبرسازی مدل، از مشخصات هندسی و عملکردی موتور استرلینگ GPU-3 استفاده شده و نتایج با نتایج آزمایشگاهی [۶۲]، و سایر مدل‌های گذشته مورد مقایسه قرار گرفته است. سپس دو موتور استرلینگ نوع بتا به عنوان محرک اولیه سیستم تولید همزمان سه‌گانه پیشنهاد شده است.

^۱ Skorek

همچنین با داشتن حرارت اتلافی موتور استرلینگ، مدل‌سازی انرژی چیلر جذبی به کمک نرم افزار EES انجام گرفته است. در ادامه تاثیر پارامترهای هندسی و عملکردی مهم موتور استرلینگ از قبیل: طول بازیاب، دور موتور و دمای دیواره گرم‌کن روی راندمان، درصد کاهش مصرف انرژی اولیه، درصد کاهش انتشار آلاینده‌گی و درصد کاهش هزینه‌های عملکرد سیستم، مورد بررسی قرار گرفته است و سیستم تولید همزمان سه‌گانه با محرک اولیه موتور استرلینگ از سه دیدگاه انرژی، زیست محیطی و اقتصادی مورد ارزیابی قرار گرفته و مقادیر بهینه از پارامترهای هندسی و عملکرد موتور استرلینگ انتخاب شده است. در زیر به اختصار نوآوری و نکات برجسته صورت گرفته در این مطالعه نسبت به تحقیقات گذشته آورده شده است:

- توسعه تحلیل Simple (ارائه مدل آدیباتیک غیرایده‌آل) و مدل‌سازی موتور استرلینگ با دقت بالاتر
- تحلیل انرژی چیلر جذبی سیستم تولید همزمان سه‌گانه در شرایط عملکردی مختلف
- تاثیر پارامترهای هندسی و عملکردی موتور استرلینگ روی راندمان، درصد کاهش مصرف انرژی اولیه، درصد کاهش انتشار آلاینده‌گی و درصد کاهش هزینه‌های عملکرد سیستم تولید همزمان سه‌گانه
- ارائه شرایط بهینه از سیستم تولید همزمان سه‌گانه از دیدگاه: انرژی، زیست محیطی و اقتصادی

فصل دوم

مدل سازی سیستم

۱-۲ مقدمه

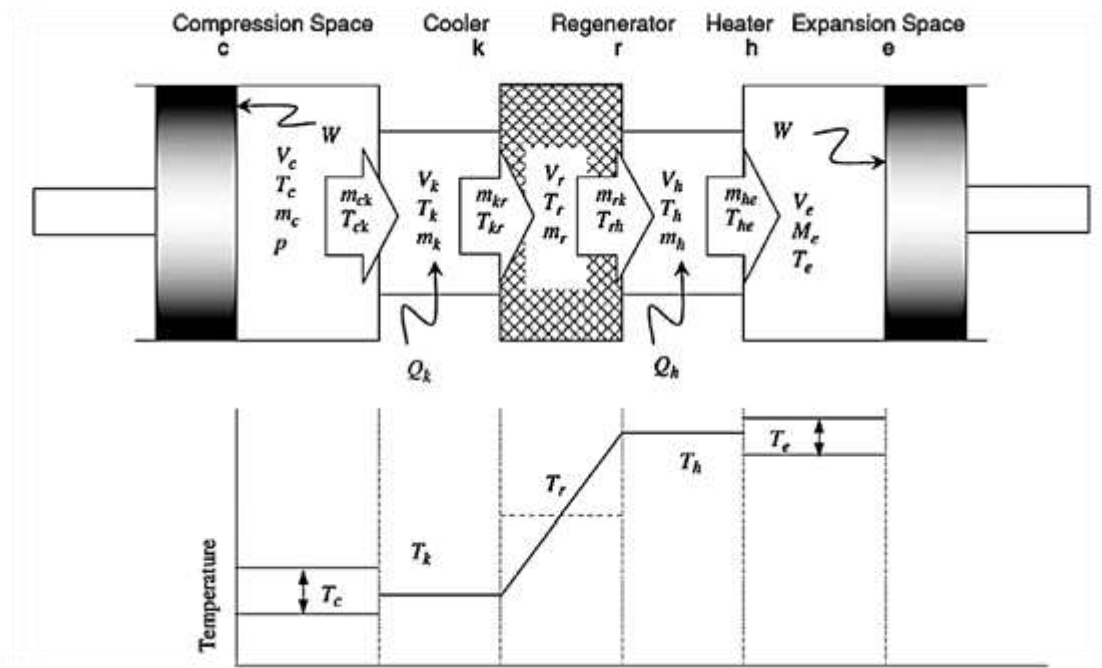
در این فصل به ارائه فرضیات مدل‌سازی و معادلات حاکم بر سیستم تولید همزمان سه‌گانه پرداخته می‌شود. بدین ترتیب ابتدا روابط حاکم و فرضیات به کار برده شده در مورد مدل‌سازی موتور استرلینگ ارائه می‌شود و روش حل معادلات بیان می‌گردد، سپس معادلات حاکم برای انجام تحلیل انرژی چیلر جذبی استخراج شده و در انتها روابط راندمان، درصد کاهش مصرف انرژی اولیه، درصد کاهش انتشار آلاینده‌گی و درصد کاهش هزینه‌های عملکرد سیستم تولید همزمان سه‌گانه نسبت به سیستم‌های مرسوم تولید جداگانه انرژی ارائه می‌شود.

۲-۲ معادلات حاکم موتور استرلینگ

تحلیل به کار گرفته شده جهت مدل‌سازی موتور استرلینگ تحلیل آدیباتیک غیرایده‌آل می‌باشد. بدین صورت، فرایند انبساط و تراکم در موتور استرلینگ به صورت آدیباتیک در نظر گرفته شده و به دلیل غیرایده‌آل بودن مدل‌سازی، تلفات اصطکاکی و حرارتی در سایر قسمت‌های موتور لحاظ می‌گردد. به این ترتیب ابتدا معادلات اولیه آدیباتیک ایده‌آل استخراج می‌گردند و در مرحله بعد معادلات تلفات اصطکاکی و حرارتی در سایر قسمت‌های موتور ارائه می‌گردد. سپس معادلات به دست آمده به روش عددی با استفاده از روشی که در ادامه شرح داده خواهد شد حل می‌شوند.

۱-۲-۲ مدل آدیباتیک ایده‌آل

اجزای مختلف موتور استرلینگ برای تحلیل آدیباتیک ایده‌آل به پنج حجم کنترل مستقل تقسیم می‌شوند: محفظه انبساط، محفظه تراکم، گرم‌کن، سردکن و بازیاب (شکل (۱-۳)). همانطوری که در شکل (۱-۲) مشخص است به دلیل اینکه فرایند انبساط و تراکم موتور استرلینگ آدیباتیک فرض شده است، دما در طی فرایند انبساط و تراکم در محفظه انبساط و تراکم ثابت نیست و تغییر می‌کند.



شکل (۱-۲): مدل پنج حجمی و توزیع دما در اجزای موتور استرلینگ با تحلیل آدیاباتیک ایده آل [۱۸]

برای هر حجم کنترل با در نظرگیری معادلات بقای انرژی و جرم و فرضیات ذکر شده، معادلات آدیاباتیک ایده آل استخراج می شوند [۴۸،۶۳،۶۴]. مهم ترین فرضیات عبارت اند از:

- ۱- فرایند انبساط و تراکم آدیاباتیک فرض می شود.
- ۲- از نشتی گاز، افت فشار و تلفات حرارتی در اجزای موتور صرف نظر می شود.
- ۳- دمای گاز داخل گرم کن و سردکن با دمای دیواره ی گرم کن و سرد کن برابر و ثابت می باشد.
- ۴- بازیاب حرارتی ایده آل فرض می شود.
- ۵- گاز کاری داخل موتور، گاز ایده آل فرض می گردد.

۱-۱-۲-۲ معادلات آدیاباتیک ایده آل

معادله فشار [۴۸،۶۳،۶۴]:

$$p = \frac{MR}{\frac{V_c}{T_c} + \frac{V_k}{T_k} + \frac{V_r}{T_r} + \frac{V_h}{T_h} + \frac{V_e}{T_e}} \quad (1-2)$$

p فشار داخل موتور، M جرم کل گاز عامل، R ثابت جهانی گاز و V نشان دهنده حجم در سایر قسمت‌های موتور می‌باشد. همچنین اندیس‌های c, k, r, h, e به ترتیب نشان دهنده: محفظه تراکم، سردکن، بازیاب، گرم‌کن و محفظه انبساط می‌باشند.

معادله تغییرات فشار [۴۸،۶۳،۶۴]:

$$dp = \frac{-\gamma p \left(\frac{dV_c}{T_{ck}} + \frac{dV_e}{T_{he}} \right)}{\frac{V_c}{T_{ck}} + \gamma \left(\frac{V_k}{T_k} + \frac{V_r}{T_r} + \frac{V_h}{T_h} \right) + \frac{V_e}{T_{he}}} \quad (2-2)$$

معادلات جرم [۴۸،۶۳،۶۴]:

معادله (۳-۲) نشان‌دهنده تغییرات جرم در محفظه تراکم، معادله (۴-۲) نشان‌دهنده جرم در مبدل-های حرارتی (بازیاب، گرم‌کن و سردکن)، معادله (۵-۲) و (۶-۲) به ترتیب معادله جرم در محفظه انبساط و معادله تغییرات جرم در مبدل‌های حرارتی می‌باشند. پسوندهای دوگانه نشان دهنده محل تداخل ۵ حجم کنترل می‌باشند. معادلات (۷-۲) تا (۱۰-۲) بیان‌گر جریان جرم در قسمت‌های مختلف موتور استرلینگ می‌باشند.

$$dm_c = \frac{pdV_c + V_c \frac{dp}{\gamma}}{RT_{ck}} \quad (3-2)$$

$$m_i = \frac{pV_i}{RT_i}, i = k, r, h \quad (4-2)$$

$$m_e = M - (m_c + m_k + m_r + m_h) \quad (5-2)$$

$$dm_i = \frac{m_i dp}{p}, i = k, r, h \quad (6-2)$$

$$m_{ck} = -dm_c \quad (7-2)$$

$$m_{kr} = m_{ck} - dm_k \quad (8-2)$$

$$m_{rh} = m_{kr} - dm_r \quad (9-2)$$

$$m_{he} = m_{rh} - dm_h \quad (10-2)$$

شرایط مرزی:

اگر $m_{ck} > 0$ در این صورت: $T_{ck} = T_c$ ، در غیر این صورت: $T_{ck} = T_k$

اگر $m_{he} > 0$ در این صورت: $T_{he} = T_h$ ، در غیر این صورت: $T_{he} = T_e$

معادله دما [۴۸،۶۳،۶۴]:

$$T_i = \frac{pV_i}{Rm_i}, i = e, c \quad (11-2)$$

معادلات انرژی [۴۸،۶۳،۶۴]:

در روابط (۱۲-۲) تا (۱۵-۲) Q_k ، Q_r ، Q_h و W به ترتیب: گرمای دفع شده در سردکن، گرمای مبادله شده در بازیاب، گرمای جذب شده در گرم کن و کار خالص خروجی موتور با تحلیل آدیباتیک ایده آل می‌باشند.

$$dQ_k = \frac{V_k dp C_v}{R} - C_p (T_{ck} m_{ck} - T_{kr} m_{kr}) \quad (12-2)$$

$$dQ_r = \frac{V_r dp C_v}{R} - C_p (T_{kr} m_{kr} - T_{rh} m_{rh}) \quad (13-2)$$

$$dQ_h = \frac{V_h dp C_v}{R} - C_p (T_{rh} m_{rh} - T_{he} m_{he}) \quad (14-2)$$

$$dW = p(dV_e + dV_c) \quad (15-2)$$

۲-۲-۲ تلفات اصطکاکی و حرارتی

در این قسمت تلفات اصطکاکی و حرارتی در سایر قسمت‌های موتور استرلینگ معرفی می‌شود.

۱-۲-۲-۲ افت فشار در مبدل‌های حرارتی

اصطکاک به دلیل جریان سیال در مبدل‌های حرارتی (بازیاب، گرم‌کن و سردکن) باعث افت فشار و کاهش توان خروجی موتور می‌گردد، افت فشار جریان با استفاده از ضریب اصطکاک که با عدد رینولدز رابطه مستقیم دارد محاسبه می‌گردد.

افت فشار در بازیاب از رابطه (۱۶-۲) محاسبه می‌شود [۶۵-۶۶].

$$dp_r = \frac{2f\mu V_r G L_r}{m_r D_r^2} \quad (16-2)$$

در رابطه (۱۶-۲)، f ضریب اصطکاک، μ لزجت گاز عامل، V_r حجم بازیاب، G جریان جرم گاز، L_r طول بازیاب، m_r جرم گاز داخل بازیاب و D_r قطر هیدرولیکی بازیاب می‌باشند.

ضریب اصطکاک در بازیاب از رابطه (۱۷-۲) محاسبه می‌گردد:

$$f = 54 + 1.43Re^{0.78} \quad (17-2)$$

افت فشار در گرم‌کن و سردکن از رابطه (۱۸-۲) محاسبه می‌گردد [۶۶].

$$dp_i = \frac{2f\mu V_i G L_i}{m_i D_i^2}, i = h, k \quad (18-2)$$

همچنین ضریب اصطکاک در گرم‌کن و سردکن از رابطه (۱۹-۲) محاسبه می‌شود [۶۶].

$$f = 0.0791Re^{0.75} \quad (19-2)$$

افت فشار کل در مبدل های حرارتی از رابطه (۲۰-۲) محاسبه می گردد:

$$dp = dp_r + dp_h + dp_k \quad (20-2)$$

توان از دست رفته به دلیل اصطکاک جریان سیال در مبدل های حرارتی از رابطه (۲۱-۲) به دست می آید. fr فرکانس عملکردی موتور می باشد.

$$P_{f\ loss} = \left(\int dp \times dV_e \right) \cdot fr \quad (21-2)$$

۲-۲-۲-۲ اصطکاک مکانیکی در اثر حرکت پیستون

افت توان مکانیکی در اثر حرکت پیستون در سیلندر برای موتور استرلینگ GPU-3 توسط مرکز تحقیقاتی ناسا لوئیس به صورت آزمایشگاهی بر حسب فرکانس عملکردی و فشار متوسط موتور در چند نقطه برای دو گاز عامل هلیوم و هیدروژن منتشر شده است [۶۲]. تغییرات افت توان به دست آمده خطی بوده و با گذراندن یک معادله خط از روی نقاط، معادلات (۲۲-۲) و (۲۳-۲) حاصل می-شوند [۶۲]:

$$P_{mech\ loss} = (0.0168f_r + 0.17) \cdot 1000 \quad (22-2)$$

$$P_{mech\ loss} = (0.0123f_r + 0.236) \cdot 1000 \quad (23-2)$$

روابط (۲۲-۲) و (۲۳-۲) به ترتیب افت توان مکانیکی در اثر حرکت پیستون برای موتور استرلینگ GPU-3 برای گاز عامل هلیوم و هیدروژن در فشار متوسط ۲/۷۶ MPa و در فرکانس های مختلف بیان می کند.

۳-۲-۲-۲ اثر ترمودینامیک سرعت محدود

بر اساس اصول ترمودینامیک سرعت محدود، فشار روی پیستون در طی فرآیند تراکم از تمامی نقاط دیگر بیشتر و همچنین فشار روی پیستون در طی فرآیند انبساط از سایر نقاط کمتر می‌باشد. در نتیجه کار انبساطی کاهش و کار تراکمی افزایش می‌یابد و در نهایت کار کل کاهش خواهد یافت. افت توان به دلیل اثر ترمودینامیک سرعت محدود به صورت معادله (۳-۲۴) بیان می‌گردد [۵۰، ۶۷].

$$P_{w\ loss} = \left[\int \pm \left(p \frac{aw}{c} \right) dV \right] \cdot fr \quad (۲-۲۴)$$

در رابطه (۲-۲۴) علامت مثبت برای فرآیند تراکم و علامت منفی برای فرآیند انبساط است. w سرعت حرکت پیستون a و c از روابط (۲-۲۵) و (۲-۲۶) به دست می‌آید:

$$a = \sqrt{3\gamma} \quad (۲-۲۵)$$

$$c = \sqrt{3RT} \quad (۲-۲۶)$$

c سرعت متوسط مولکول‌های گاز کاری می‌باشد. در نهایت با در نظرگیری تلفات اصطکاکی ذکر شده، کل توان اتلافی و توان واقعی خروجی موتور از رابطه (۲-۲۷) و (۲-۲۸) محاسبه می‌گردد:

$$P_{tloss} = P_{f\ loss} + P_{mech\ loss} + P_{w\ loss} \quad (۲-۲۷)$$

$$P_{ac} = (W \cdot fr) - P_{tloss} \quad (۲-۲۸)$$

۴-۲-۲-۲ اثر بازیابی غیرایده‌آل

در بازیابی غیرایده‌آل، انرژی ذخیره شده توسط بازیاب در زمان انتقال گاز از محفظه انبساط به محفظه تراکم به دلیل هدایت خارجی بازیاب، به گاز عامل در زمان برگشت به طور کامل پس داده نمی‌شود. بنابراین برای بازیاب، پارامتر ضریب تاثیر بازیاب (ϵ) را در نظر می‌گیرند حرارت اتلافی در اثر بازیابی غیرایده‌آل، از رابطه (۲-۲۹) حاصل می‌گردد [۴۸].

$$Q_{rloss} = (1 - \varepsilon) \times (Q_{rmax} - Q_{rmin}) \cdot fr \quad (29-2)$$

ضریب تاثیر بازیاب از رابطه (۳۰-۲) به دست می آید:

$$\varepsilon = \frac{NTU}{NTU + 1} \quad (30-2)$$

اثرات بازیاب غیر ایده آل با استفاده از تعداد واحدهای انتقال دهنده (NTU)^۱ از رابطه (۳۱-۲) حاصل می شود:

$$NTU = \frac{St \times A_{wg}}{2A} \quad (31-2)$$

A_{wg} مقدار سطح تر شده شبکه فلزی بازیاب در برخورد با گاز عامل می باشد. عدد استانتون از رابطه (۳۲-۲) قابل محاسبه می باشد [۶۸].

$$St = \frac{0.46 \times Re^{-0.4}}{Pr} \quad Pr = 0.7 \quad (32-2)$$

۵-۲-۲-۲ هدایت حرارتی طولی در بازیاب

بازیاب از لحاظ فیزیکی بین گرم کن و خنک کن قرار گرفته است، اختلاف دمای این دو مبدل حرارتی باعث می شود که مقدار حرارت قابل توجهی به صورت ناخواسته با مکانیزم هدایت از بدنه خارجی بازیاب تلف گردد. اتلاف حرارت ناشی از هدایت بدنه خارجی بازیاب از رابطه (۳۳-۲) محاسبه می گردد [۶۸].

$$Q_{wrloss} = \frac{kA}{L_r} (T_{wh} - T_{wk}) \quad (33-2)$$

^۱ Number of Transfer Unit

k ضریب هدایت حرارتی بدنه خارجی بازیاب، A سطح مقطع موثر انتقال حرارت هدایتی بازیاب، L_r طول بازیاب، T_{wh} و T_{wk} دمای دیواره‌ی گرم کن و سرد کن می‌باشد.

۶-۲-۲-۲ اثر شاتل

پیستون جابجا بین محفظه گرم و سرد موتور در حال جابه‌جایی می‌باشد به این دلیل مقداری گرما را از محفظه گرم دریافت کرده و آن را به محفظه سرد انتقال می‌دهد. این اتلاف حرارت به اثر شاتل معروف است و توسط رابطه (۳۴-۲) تعریف می‌شود [۶۲،۶۵].

$$Q_{sh} = \frac{0.4S^2 K_g D_d}{J L_d} (T_e - T_c) \quad (34-2)$$

K_g ضریب هدایت حرارتی گاز عامل و S ، D_d ، J ، L_d به ترتیب کورس پیستون جابجایی، قطر پیستون جابجایی، فاصله حلقوی میان پیستون جابجایی و سیلندر و طول پیستون جابجایی می‌باشند. همچنین T_e و T_c به ترتیب دما در محفظه انبساط و تراکم است.

با در نظرگیری تلفات حرارتی ذکر شده، حرارت واقعی جذب شده توسط گرم کن (Q_{ach}) و حرارت واقعی دفع شده در سردکن (Q_{ack}) طبق روابط (۳۵-۲) و (۳۶-۲) حاصل می‌شوند:

$$Q_{ach} = (Q_h \cdot fr) + Q_{rloss} + Q_{wrloss} + Q_{sh} \quad (35-2)$$

$$Q_{ack} = (Q_k \cdot fr) + Q_{rloss} + Q_{wrloss} + Q_{sh} \quad (36-2)$$

راندمان حرارتی موتور استرلینگ با تحلیل آدیاباتیک ایده‌آل و آدیاباتیک غیرایده‌آل به ترتیب طبق روابط (۳۷-۲) و (۳۸-۲) تعریف می‌شوند.

$$\eta_{adi} = \frac{W}{Q_h} \quad (37-2)$$

$$\eta_{ac} = \frac{P_{ac}}{Q_{ach}} \quad (38-2)$$

۷-۲-۲-۲ تصحیح دمای گاز داخل گرم کن و سردکن

در حالت واقعی دمای گاز داخل گرم کن و سردکن با دمای دیواره گرم کن و سردکن برابر نخواهد بود و بایستی برای بالا رفتن دقت مدل به درستی تعیین گردند. دمای واقعی گاز داخل گرم کن و سردکن از رابطه (۳۹-۲) و (۴۰-۲) تصحیح می شود [۴۷].

$$T_{gh} = T_{wh} - \frac{Q_{ach}}{h_h A_{wh}} \quad (۳۹-۲)$$

$$T_{gk} = T_{wk} - \frac{Q_{ack}}{h_k A_{wk}} \quad (۴۰-۲)$$

T_h و T_k دمای دیواره‌ی گرم کن و سردکن، T_{gh} و T_{gk} دمای گاز داخل گرم کن و سردکن، h_h و h_k ضریب انتقال حرارت جابه‌جایی داخل گرم کن و سردکن و A_{wh} و A_{wk} سطوح انتقال حرارت گرم کن و سردکن به گاز عامل می‌باشند. رابطه ضریب انتقال حرارت جابه‌جایی داخل گرم کن و سردکن از رابطه (۴۱-۲) حاصل می شود [۴۷].

$$h_{h,k} = \frac{0.0791 \mu_{h,k} \cdot C_p \cdot Re_{h,k}^{0.75}}{2D_{h,k} \cdot Pr} \quad (۴۱-۲)$$

$Re_{h,k}$ و C_p ، $D_{h,k}$ به ترتیب: قطر هیدرولیکی، گرمای ویژه در فشار ثابت گاز عامل و عدد رینولدز جریان داخل گرم کن و سردکن می‌باشند.

۳-۲ روش حل معادلات موتور استرلینگ

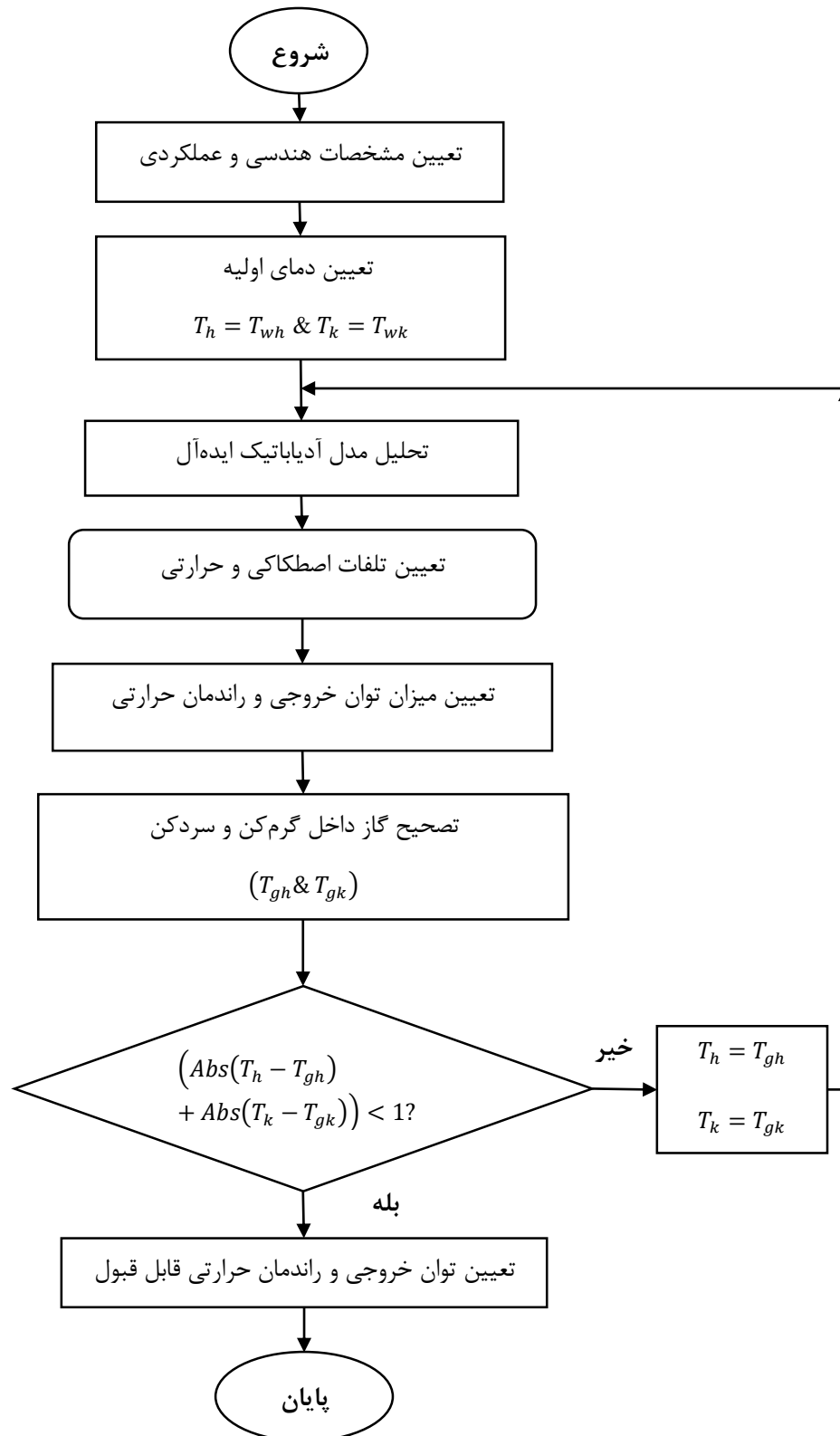
جهت تشریح روش حل تحلیل موتور استرلینگ، ابتدا به تحلیل آدیاباتیک ایده‌آل پرداخته می‌شود، سپس در مرحله بعد با در نظر گیری تلفات اصطکاکی و حرارتی، روش تحلیل آدیاباتیک غیر ایده‌آل ارائه می‌شود.

۲-۳-۱ روش حل مدل آدیباتیک ایده‌آل

روش حل عددی معادلات دیفرانسیل مقدار اولیه مدل آدیباتیک ایده‌آل (معادلات (۲-۱) تا (۲-۱۵))، روش اویلر می‌باشد [۶۹]. بدین ترتیب با قرار دادن مشخصات هندسی و عملکردی موتور در کد عددی توسعه داده شده در نرم افزار MATLAB، ابتدا شرایط اولیه موتور در $\theta = 0$ تعیین می‌گردد، سپس با انتخاب گام زاویه‌ای مناسب، تغییرات حجم در محفظه تراکم و انبساط و فشار لحظه‌ای در هر زاویه چرخش موتور محاسبه می‌شود. در ادامه با استفاده از معادلات جرم و معادله دما (معادلات ۲-۳ الی ۲-۱۱)، دما در محفظه‌های تراکم و انبساط در طول چرخش موتور تعیین می‌گردد و سپس کار خالص، گرمای دفع شده در سردکن و گرمای جذب شده در گرم‌کن در طی 360 درجه چرخش موتور به دست آمده و این مراحل با جایگذاری مقادیر فشار و دمای محفظه تراکم و انبساط در $\theta = 360$ به جای زاویه $\theta = 0$ دوباره تکرار می‌شود، در صورت اینکه فشار لحظه‌ای در طی دو تکرار متوالی تغییر نکند (با ارضای شرط همگرایی) این نتایج پذیرفته می‌شوند [۶۹].

۲-۳-۲ روش حل مدل آدیباتیک غیرایده‌آل

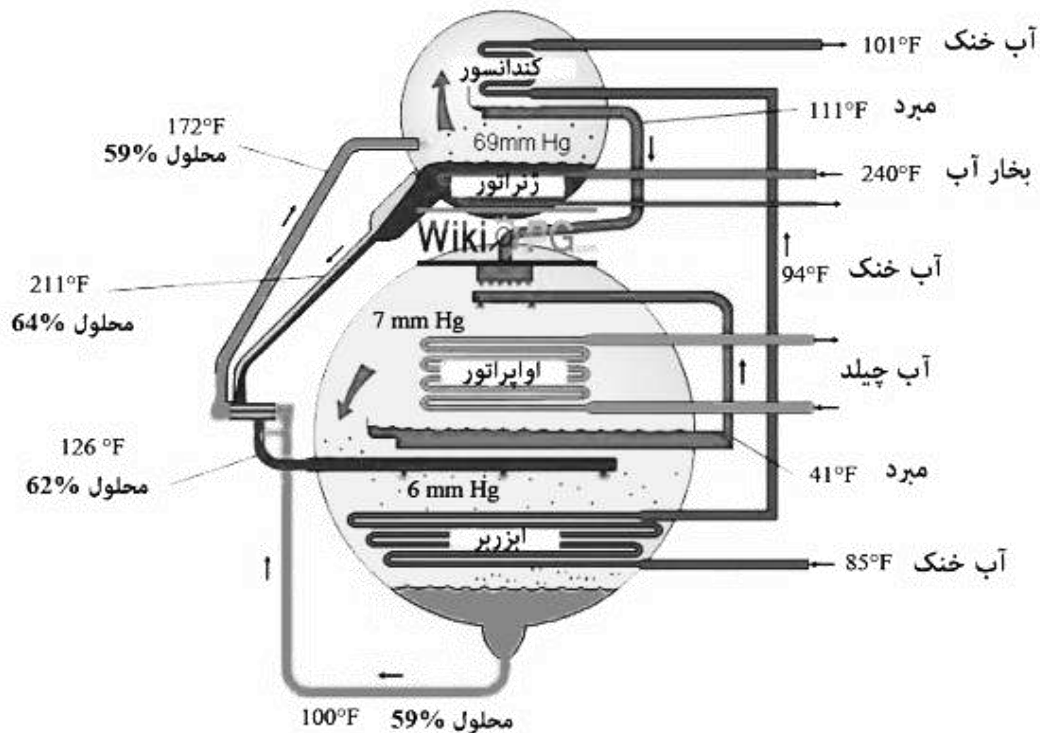
برای تحلیل آدیباتیک غیر ایده‌آل موتور، ابتدا تحلیل آدیباتیک ایده‌آل با فرض برابر بودن دمای گاز داخل گرم‌کن و سردکن با دمای دیواره‌ی گرم‌کن و سردکن انجام می‌شود سپس تلفات حرارتی و اصطکاکی وارد کد عددی شده و از رابطه (۲-۳۹) و (۲-۴۰) دمای گاز داخل گرم‌کن و سردکن اصلاح می‌گردد. در ادامه کد عددی با دمای اصلاح شده گاز داخل گرم‌کن و سردکن دوباره تکرار می‌شود. این تکرار تا زمانی انجام می‌شود که اختلاف دمای گاز اصلاح شده گرم‌کن و سردکن در طی دو تکرار متوالی کمتر از یک درجه کلوین باشد [۶۳]. پس از ارضای این شرط، خروجی موتور استرلینگ مورد قبول می‌باشد. در شکل (۲-۲) الگوریتم حل مدل آدیباتیک غیرایده‌آل نشان داده شده است. همچنین T_h و T_k دمای گاز داخل گرم‌کن و سردکن در تحلیل آدیباتیک ایده‌آل می‌باشند.



شکل (۲-۲): فلوجارت مدل آدیاباتیک غیرایده آل

۴-۲ چیلر جذبی

چیلرهای جذبی^۱ سیستم‌هایی هستند که دارای ژنراتور و جذب‌کننده هستند و برخلاف چیلرهای تراکمی که از انرژی الکتریکی به عنوان انرژی اولیه استفاده می‌کنند این چیلرها از حرارت به عنوان انرژی اولیه استفاده می‌کنند که چون محرک اصلی این چیلرها انرژی حرارتی است، حرارت اولیه به ژنراتور داده می‌شود. نمونه‌ای از چیلر جذبی در شکل (۲-۳) نشان داده شده است. این چیلرها راه‌حل خوبی برای استفاده از انرژی‌های حرارتی اتلافی است و یکی از کاربردهای این سیستم‌ها در سیستم‌های تولید همزمان است. در ادامه مدل‌سازی چیلر جذبی ارائه خواهد شد.

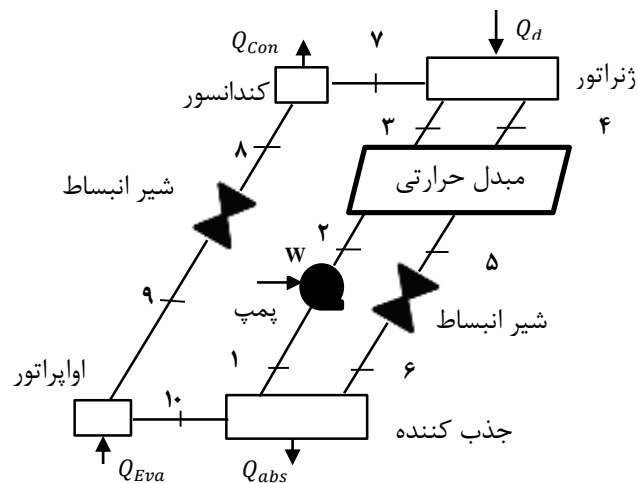


شکل (۲-۳): نحوه‌ی عملکرد چیلر جذبی [۶]

^۱ Absorption Chiller

۲-۴-۱ تحلیل انرژی چیلر جذبی

در این چیلر جذبی، از لیتیوم بروماید به عنوان جذب کننده و از آب به عنوان مبرد استفاده می‌شود. همان‌طور که از شکل (۲-۴) مشخص است گرما در ژنراتور به مخلوط آب و لیتیوم-بروماید داده می‌شود و سپس آب بخار شده و به کندانسور می‌رود و در کندانسور حرارت از دست می‌دهد، تبدیل به مایع می‌گردد و آب از شیر انبساط عبور کرده و فشارش افت پیدا می‌کند و وارد اواپراتور می‌گردد. در اواپراتور حرارت مورد نیاز برای تبرید را جذب کرده و به جذب کننده می‌رود، در جذب کننده در اثر اختلاط با لیتیوم-بروماید که فرآیندی گرماده است گرما از دست می‌دهد و مخلوط حاصل به ژنراتور پمپ می‌شود و دوباره این سیکل تکرار می‌گردد [۷۰].



شکل (۲-۴): نحوه عملکرد چیلر جذبی تک اثره [۶]

در سیستم تولید همزمان مورد بررسی که در فصل بعدی به طور کامل توضیح داده خواهد شد از دو موتور استرلینگ به صورت موازی به عنوان محرک اولیه استفاده می‌شود. بدین ترتیب در سیکل چیلر جذبی، حرارت اتلافی موتور دوم (نیمی از حرارت اتلافی کل) به ژنراتور رفته و حرارت خود را در آنجا از دست می‌دهد که محرک اصلی سیکل تبرید جذبی می‌باشد.

برای مبدل حرارتی چیلر جذبی روابط (۴۲-۲) تا (۴۵-۲) برقرار است [۷۰].

$$Eff_{Hx} = \frac{T_4 - T_5}{T_4 - T_2} \quad (42-2)$$

$$C_{hot} = m_4 \cdot \left[\frac{h_4 - h_5}{T_4 - T_5} \right] \quad (43-2)$$

$$C_{cold} = m_2 \cdot \left[\frac{h_3 - h_2}{T_3 - T_2} \right] \quad (44-2)$$

$$Q_{hx} = m_1 \cdot (h_3 - h_2) = m_4 \cdot (h_4 - h_5) \quad (45-2)$$

که در روابط (۴۲-۲) تا (۴۵-۲)، h انتالپی، Eff_{Hx} کارایی مبدل حرارتی است و Q_{hx} حرارتی است که بین دو جریان جرمی ورودی به ژنراتور و دبی جرمی خروجی از ژنراتور برای ورود به جذب کننده تبادل می گردد. روابط حاکم بر ژنراتور در روابط (۴۶-۲) تا (۴۸-۲) آورده شده است [۷۰].

$$m_3 = m_4 + m_7 \quad (46-2)$$

$$m_3 x_3 = m_4 x_4 \quad (47-2)$$

$$m_3 h_3 - m_4 h_4 - m_7 h_7 + Q_d = 0 \quad (48-2)$$

در روابط (۴۶-۲) تا (۴۸-۲)، x غلظت و Q_d گرمایی است که به ژنراتور وارد می گردد. معادلات حاکم بر کندانسور، اواپراتور و جذب کننده به ترتیب در روابط (۴۹-۲) تا (۵۲-۲) آمده است [۷۰].

$$Q_{Con} = m_7 (h_7 - h_8) \quad (49-2)$$

$$Q_{Eva} = m_9 (h_{10} - h_9) \quad (50-2)$$

$$m_{10} h_{10} + m_6 h_6 - Q_{abs} - m_1 h_1 = 0 \quad (51-2)$$

$$COP = \frac{Q_{Eva}}{Q_d} \quad (52-2)$$

در روابط (۴۹-۲) تا (۵۲-۲)، Q_{abs} ، Q_{Eva} ، Q_{Con} و COP به ترتیب، حرارت دفع شده در کندانسور، حرارت جذب شده در اواپراتور جهت سرمایش، حرارت دفع شده در جذب کننده و ضریب عملکرد چیلر جذبی می‌باشد. مدل‌سازی انرژی چیلر جذبی با داشتن حرارت اتلافی موتور استرلینگ به کمک نرم افزار EES به خاطر داشتن کتابخانه‌های قوی شامل خواص ترمودینامیکی مواد انجام می‌گردد.

۵-۲ راندمان

راندمان کمیتی بدون بعد است که در علم ترمودینامیک و برای بررسی میزان عملکرد سیستم‌های ترمودینامیکی به کار می‌رود. مقدار عددی راندمان بالاتر در یک سیستم ترمودینامیکی نشان دهنده کارایی بالاتر آن است. این کمیت با نماد (η) بیان می‌شود و به صورت کلی به صورت مقدار خالص انرژی تولیدی به مقدار کل انرژی ورودی تعریف می‌شود.

پارامترهای مورد نیاز برای به دست آوردن راندمان سیستم تولید همزمان سه‌گانه در روابط (۵۳-۲) الی (۵۶-۲) آمده است. P_{El} توان الکتریکی سیستم تولید همزمان سه‌گانه بوده که از حاصلضرب P_{ac} ، توان مکانیکی خروجی کل هر دو موتور در η_g ، راندمان ژنراتور برق حاصل می‌گردد.

$$\eta_{El} = \frac{P_{El}}{m_F \cdot HHV} \quad (53-2)$$

$$\eta_{Cog,h} = \frac{P_{El} + \frac{Q_{ack}}{2}}{m_F \cdot HHV} \quad (54-2)$$

$$\eta_{Cog,c} = \frac{P_{El} + Q_{Eva}}{m_F \cdot HHV} \quad (55-2)$$

$$\eta_{Tri} = \frac{P_{El} + \frac{Q_{ack}}{2} + Q_E}{m_F \cdot HHV} \quad (56-2)$$

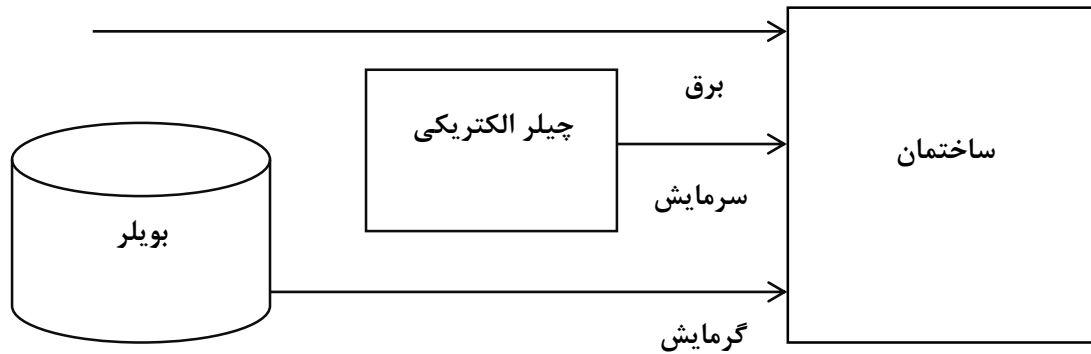
m_F و HHV به ترتیب دبی جرمی و ارزش حرارتی گاز طبیعی برای تامین منبع گرمایی موردنیاز سیستم تولید همزمان سه‌گانه می‌باشد. همچنین، η_{El} ، $\eta_{Cog,h}$ ، $\eta_{Cog,c}$ و η_{Tri} به ترتیب نشان‌گر راندمان الکتریکی، راندمان تولید همزمان گرمایش و برق، راندمان تولید همزمان سرمایش و برق و راندمان تولید همزمان سه‌گانه خواهند بود.

Q_{ack} کل حرارت اتلافی از هردو موتور می‌باشد که نیمی از آن (حرارت اتلافی موتور اول) جهت گرمایش، وارد سیستم بازیافت حرارت می‌شود. همچنین در این مطالعه فرض می‌گردد تمام انرژی حاصل از گاز طبیعی به حرارت مورد نیاز دو گرم‌کن تبدیل می‌گردد، در نتیجه خواهیم داشت:

$$Q_{ach} = m_F \cdot HHV \quad (2-57)$$

۲-۶ تحلیل انرژی، زیست‌محیطی و اقتصادی

در این قسمت به منظور ارزیابی سیستم تولید همزمان سه‌گانه پیشنهادی از لحاظ انرژی، زیست-محیطی و اقتصادی در مقایسه با سیستم‌های تولید جداگانه مرسوم برای ساختمان، به ترتیب روابط میزان درصد کاهش مصرف انرژی اولیه، درصد کاهش انتشار آلاینده‌ی دی‌اکسیدکربن و درصد کاهش هزینه‌های عملکرد سیستم برای ساختمان آورده شده است. بدین صورت در ابتدا یک نمای کلی از سیستم تولید جداگانه مرسوم در شکل (۲-۵) نشان داده شده است. در این مطالعه فرض می‌گردد که منبع حرارتی سیستم تولید همزمان سه‌گانه و سیستم تولید جداگانه از سوختن گاز طبیعی تامین می‌گردد.



شکل (۲-۵): سیستم تولید جداگانه انرژی برای یک ساختمان

در این تحقیق، تحلیل بر این اساس می‌باشد که سیستم تولید همزمان سه‌گانه در ظرفیت نامی خود توانایی تامین نیازهای حرارتی، سرمایشی و الکتریکی خود باشد و نیاز به خرید برق و گاز اضافی از شبکه نمی‌باشد.

۲-۶-۱ درصد کاهش مصرف انرژی اولیه

برای محاسبه درصد کاهش مصرف انرژی اولیه ابتدا میزان انرژی مصرفی توسط سیستم تولید همزمان سه‌گانه و مقدار انرژی مصرف شده توسط سیستم تولید جداگانه برای تولید همان میزان انرژی مورد نیاز، با استفاده از روابط (۲-۵۸) و (۲-۵۹) محاسبه می‌شوند [۷۱].

$$F_{Tri} = m_F \cdot HHV \quad (2-58)$$

$$F^{SP} = \frac{P_{El}}{\eta_e^{SP}} + \frac{\left(\frac{Q_{ack}}{2}\right)}{\eta_t^{SP}} + \frac{Q_{Eva}}{\eta_e^{SP} COP_{El}^{SP}} \quad (2-59)$$

F^{SP} و F_{Tri} به ترتیب میزان سوخت مصرفی بر حسب کیلوژول بر ثانیه برای سیستم تولید همزمان سه‌گانه و سیستم تولید جداگانه می‌باشد. همچنین η_e^{SP} ، η_t^{SP} و COP_{El}^{SP} به ترتیب راندمان حرارتی نیروگاه تولید برق، راندمان بویلر و ضریب عملکرد چیلر الکتریکی مورد استفاده در سیستم تولید جداگانه می‌باشند. همچنین Q_{ack} کل حرارت اتلافی از هردو موتور استرلینگ می‌باشد.

میزان درصد کاهش مصرف انرژی اولیه در سیستم های تولید همزمان سه گانه نسبت به سیستم تولید جداگانه مرسوم به صورت رابطه (۶۰-۲) محاسبه می شود [۷۱].

$$TPES = \left(\frac{F^{SP} - F_{Tri}}{F^{SP}} \right) \times 100 \quad (۶۰-۲)$$

۲-۶-۲ درصد کاهش انتشار آلاینده‌گی

جهت محاسبه درصد کاهش انتشار آلاینده‌ی دی اکسیدکربن در سیستم تولید همزمان سه گانه در مقایسه با سیستم تولید جداگانه، ابتدا میزان جرم دی اکسیدکربن منتشر شده خروجی از سیستم تولید همزمان سه گانه جهت تامین انرژی مورد نیاز ساختمان و مقدار جرم دی اکسیدکربن منتشر شده خروجی از سیستم تولید جداگانه برای تامین همان مقدار انرژی، طبق روابط (۶۱-۲) و (۶۲-۲) به ترتیب محاسبه می گردد [۷۱-۷۲].

$$mCO_2^{Tri} = \mu CO_2^F F_{Tri} \quad (۶۱-۲)$$

$$mCO_2^{SP} = \mu CO_2^W (P_{El}) + \frac{\mu CO_2^F \left(\frac{Q_{ack}}{2} \right)}{\eta_t^{SP}} + \frac{\mu CO_2^W (Q_{Eva})}{COP_e^{SP}} \quad (۶۲-۲)$$

mCO_2^{SP} و mCO_2^{Tri} به ترتیب جرم دی اکسیدکربن منتشر شده توسط سیستم تولید همزمان سه گانه و سیستم تولید جداگانه می باشند. همچنین μCO_2^W و μCO_2^F به ترتیب شاخص انتشار آلاینده دی اکسیدکربن برای گاز طبیعی و برق شبکه می باشند.

میزان درصد کاهش انتشار آلاینده‌ی دی اکسیدکربن در سیستم تولید همزمان سه گانه در مقایسه با سیستم تولید جداگانه به صورت رابطه (۶۳-۲) محاسبه می گردد [۷۱-۷۲].

$$TCO_2ER = \left(\frac{mCO_2^{SP} - mCO_2^{Tri}}{mCO_2^{SP}} \right) \times 100 \quad (۶۳-۲)$$

۳-۶-۲ درصد کاهش هزینه‌های عملکرد

هزینه‌های عملکرد شامل خرید گاز طبیعی و برق از شبکه برای دو سیستم تولید همزمان سه‌گانه و سیستم تولید جداگانه می‌باشد. جهت محاسبه درصد کاهش هزینه‌های عملکرد سیستم تولید همزمان سه‌گانه نسبت به سیستم تولید جداگانه، ابتدا هزینه‌های عملکرد سیستم تولید همزمان سه‌گانه جهت تامین انرژی مورد نیاز و سپس هزینه‌های سیستم تولید جداگانه برای تامین همان مقدار انرژی به ترتیب در روابط (۶۴-۲) و (۶۴-۲) آمده است [۲].

$$Cost^{Tri} = Cost_F F_{Tri} \quad (۶۴-۲)$$

$$Cost^{SP} = Cost_W(P_{El}) + \frac{Cost_F \left(\frac{Q_{ack}}{2} \right)}{\eta_t^{SP}} + \frac{Cost_W(Q_{Eva})}{COP_{El}^{SP}} \quad (۶۵-۲)$$

$Cost_F$ و $Cost_W$ به ترتیب نشان‌دهنده تعرفه جهانی خرید برق و گاز طبیعی از شبکه برای ساختمان می‌باشد. درصد کاهش هزینه‌های عملکرد سیستم تولید همزمان سه‌گانه نسبت به سیستم تولید جداگانه از رابطه (۶۶-۲)، محاسبه می‌گردد [۲]:

$$CR = \left(\frac{Cost^{SP} - Cost^{Tri}}{Cost^{SP}} \right) \times 100 \quad (۶۶-۲)$$

در این فصل فرضیات و معادلات حاکم بر مدل آدیباتیک غیرایده‌آل موتور استرلینگ ارائه شد و روش حل معادلات بیان شد، همچنین معادلات حاکم بر سیکل جذبی جهت تحلیل انرژی چیلر جذبی ارائه گردید. در فصل سوم به معتبرسازی مدل آدیباتیک غیرایده‌آل و مدل‌سازی حرارتی سیستم تولید همزمان سه‌گانه با محرک اولیه موتور استرلینگ توسعه داده شده پرداخته می‌شود.

فصل سوم: نتایج و بحث

۱-۳ مقدمه

در فصل سوم به ارائه فرضیات مدل سازی و معادلات حاکم بر سیستم تولید همزمان سه گانه با محرک اولیه‌ی موتور استرلینگ پرداخته شد و مدل آدیباتیک غیرایده‌آل جهت تحلیل عملکرد موتور استرلینگ ارائه شد و روش تحلیل مدل بیان گردید. در این فصل ابتدا معتبرسازی مدل آدیباتیک غیرایده‌آل موتور استرلینگ انجام می‌شود و در ادامه به مدل سازی حرارتی سیستم تولید همزمان سه-گانه با محرک اولیه‌ی موتور استرلینگ توسعه داده شده پرداخته می‌شود. در انتها، سیستم پیشنهادی از دیدگاه انرژی، زیست محیطی و اقتصادی نسبت به سیستم‌های مرسوم تولید جداگانه انرژی مورد بررسی قرار خواهد گرفت.

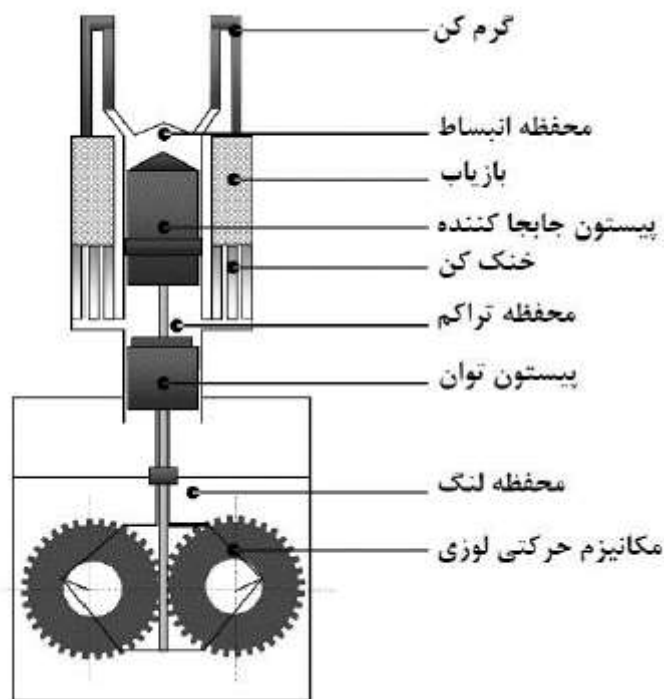
۲-۳ معتبرسازی مدل

مدل به کار برده شده در مورد تحلیل عملکرد موتور استرلینگ، مدل آدیباتیک غیرایده‌آل می‌باشد. بدین ترتیب جهت معتبرسازی مدل آدیباتیک غیرایده‌آل، از مشخصات هندسی و عملکردی موتور استرلینگ ساخته شده توسط شرکت جنرال موتورز^۱ به نام GPU-3 استفاده شده است، ابتدا نتایج مدل آدیباتیک ایده‌آل و سپس با در نظرگیری تلفات اصطکاکی و حرارتی، نتایج مدل آدیباتیک غیرایده‌آل با نتایج آزمایشگاهی مرکز تحقیقاتی ناسا لوئیس [۶۲] و سایر تحقیقات گذشته مورد مقایسه قرار می‌گیرد.

در شکل (۱-۳) موتور استرلینگ GPU-3 نشان داده شده است. موتور GPU-3 موتور استرلینگی از نوع بتا می‌باشد که پیستون توان و جابه‌جا کننده در یک سیلندر واقع شده است. حرکت دو پیستون در این موتور بر مبنای مکانیزم لوزی^۲ شکل است [۵۲]، گرم‌کن و سردکن از نوع مبدل‌های حرارتی فشرده می‌باشند. در جدول (۱-۳) مشخصات هندسی موتور GPU-3 آورده شده است.

^۱ General Motors

^۲ Rhombic



شکل (۳-۱): موتور استرلینگ GPU-3 [۱۷]

جدول (۳-۱): مشخصات هندسی موتور GPU-3 [۴۸-۵۲]

مقدار	پارامتر هندسی موتور	مقدار	پارامتر هندسی موتور
$245/3 \text{ mm}$	طول لوله	$28/68 \text{ cm}^3$	فضای خالی (حجم مرده) محفظه تراکم
$70/88 \text{ cm}^3$	حجم مرده	$30/52 \text{ cm}^3$	فضای خالی (حجم مرده) محفظه انبساط
	مشخصه‌های سردکن	$113/14 \text{ cm}^3$	حجم جابه‌جایی محفظه تراکم
۳۱۲	تعداد لوله‌ها	$120/82 \text{ cm}^3$	حجم جابه‌جایی محفظه انبساط
$1/09 \text{ mm}$	قطر داخلی لوله‌ها	46 mm	طول میله اتصال دهنده
$46/1 \text{ mm}$	طول لوله	$13/8 \text{ mm}$	شعاع لنک
$13/8 \text{ cm}^3$	حجم مرده	$20/8 \text{ mm}$	خروج از مرکز
	مشخصه‌های باز یاب	$69/9 \text{ mm}$	قطر پیستون توان
$22/6 \text{ mm}$	قطر	69 mm	قطر پیستون جابه‌جایی
$22/6 \text{ mm}$	طول	$3/7 \text{ cm}$	طول پیستون جابه‌جایی
$40 \mu\text{m}$	قطر سیم	$3/12 \text{ cm}$	کورس پیستون جابه‌جایی
$1/697$	تخلخل	$69/9 \text{ mm}$	قطر داخلی سیلندر
۸	تعداد	۱	تعداد سیلندر
$15 \frac{w}{m.k}$	ضریب هدایت حرارتی		مشخصه‌های گرم کن
$50/55 \text{ cm}^3$	حجم مرده	۴۰	تعداد لوله‌ها
فولاد ضدزنگ	جنس	$3/02 \text{ mm}$	قطر داخلی لوله

در جدول (۲-۳) مشخصات عملکردی موتور GPU-3 آمده است.

جدول (۲-۳): مشخصات عملکردی موتور GPU-3 [۴۸]

مقدار	پارامتر عملکردی
۹۷۷ K	دمای دیواره‌ی گرم‌کن
۲۸۸ K	دمای دیواره‌ی سردکن
هلیوم	گاز کاری
۴/۱۳ MPa	فشار متوسط موتور
۱/۱۳۶۲ gr	جرم گاز کاری
۴۱/۷۲ Hz	فرکانس عملکردی موتور

در شکل (۲-۳) نرخ تغییرات حجمی موتور GPU-3 با استفاده از مکانیزم حرکتی و روابط به دست آمده نشان داده شده است [۴۸].

$$b_1 = \sqrt{L^2 - (e - r)^2}$$

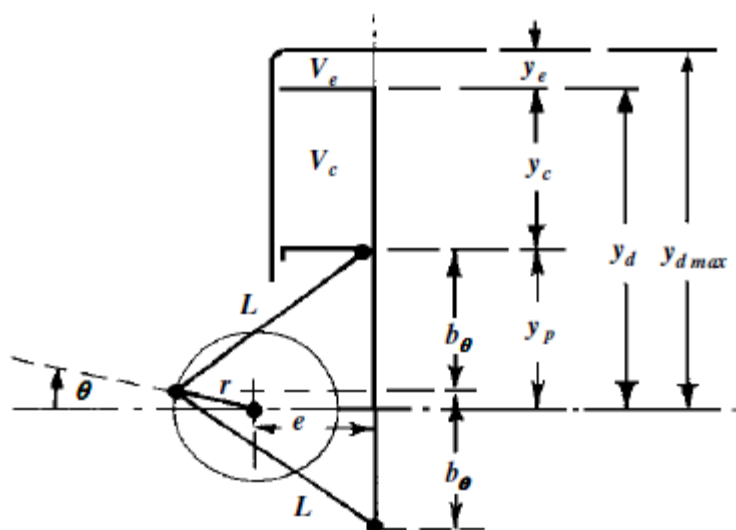
$$b_2 = \sqrt{(L - r)^2 - e^2}$$

$$b_3 = \sqrt{L^2 - (e + r)^2}$$

$$b_\theta = \sqrt{L^2 - (e + r \cos \theta)^2}$$

$$V_{exp} = V_{cle} + A_d(b_\theta - b_2 - r \sin \theta)$$

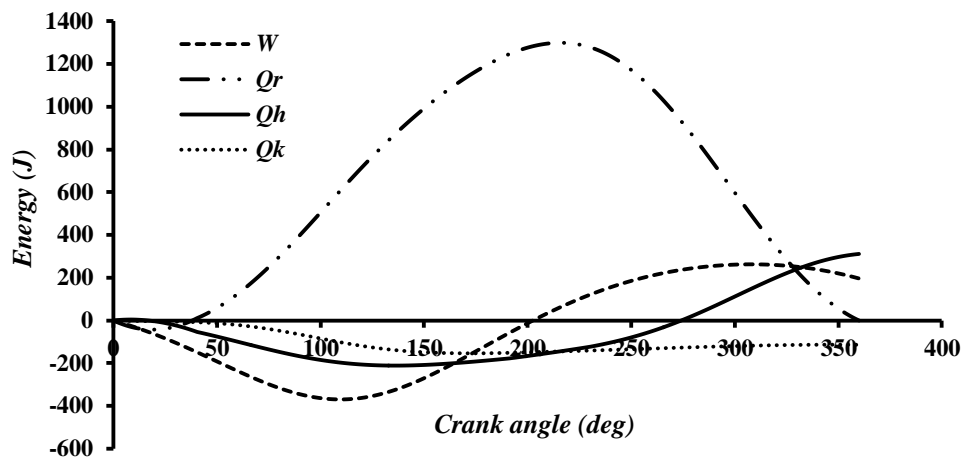
$$V_{com} = V_{clc} + 2A_p(b_1 - b_\theta)$$



شکل (۲-۳): مکانیزم عملکرد و تغییرات حجم موتور GPU-3 [۴۸]

۳-۲-۱ معتبرسازی مدل آدیاباتیکی ایده آل

با توجه به مشخصات هندسی و عملکردی موتور GPU-3 (جدول (۳-۱) و (۳-۲))، مدل سازی آدیاباتیکی ایده آل در این شرایط انجام می گردد. نتایج به دست آمده از حل عددی مدل آدیاباتیکی ایده آل موتور GPU-3 در شکل (۳-۳) نشان داده شده است. در این شکل Q_h ، Q_r ، Q_k و W در طی ۳۶۰ درجه چرخش زاویه لنگ مدل سازی شده است.



شکل (۳-۳): نتایج به دست آمده از حل عددی مدل آدیاباتیکی ایده آل موتور GPU-3

مقایسه نتایج به دست آمده با نتایج منتشر شده اوریلی و برکوویچ [۴۷] و سایر تحقیقات گذشته در حالت آدیاباتیکی ایده آل نشان دهنده صحت مدل سازی صورت گرفته است (جدول (۳-۳)).

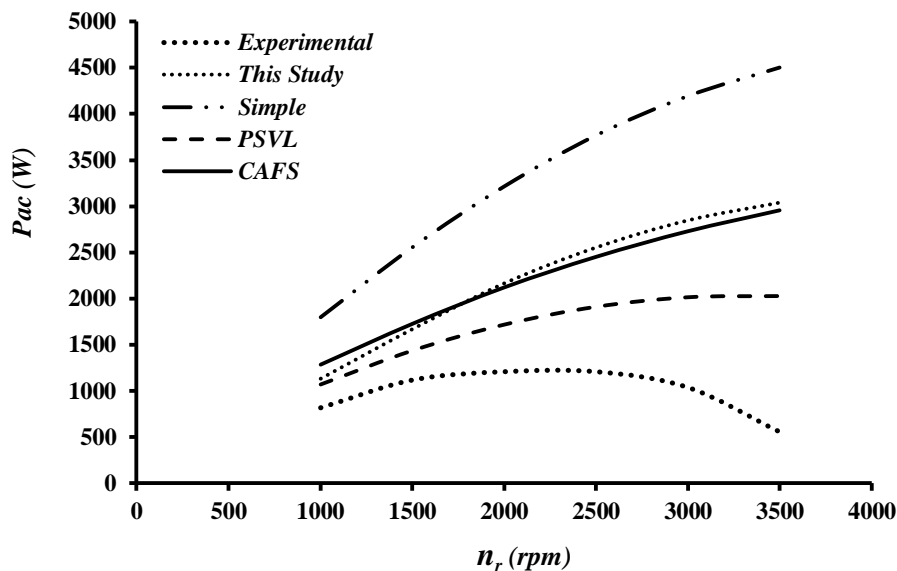
جدول (۳-۳): معتبرسازی مدل آدیاباتیکی ایده آل

$\eta(\%)$	$P(W)$	$Q_h(W)$	
۶۲/۵	۸۳۰۰	۱۳۲۸۰	اوریلی و برکوویچ [۴۸]
۶۲/۰۶	۸۲۸۶/۷	۱۳۳۵۲/۷۲	تیمومی و همکاران [۴۹]
۶۲/۶	۸۲۷۹/۴۸	۱۳۲۲۳/۰۲	ضیاء بشرحق و محمودی [۷۳]
۶۳/۵۳	۸۲۴۲/۸	۱۲۹۷۴/۶۵	تحقیق حاضر
۲۱/۳	۲۶۵۰	۱۲۴۴۱/۳۱	نتایج آزمایشگاهی ناسا لوئیس [۶۲]

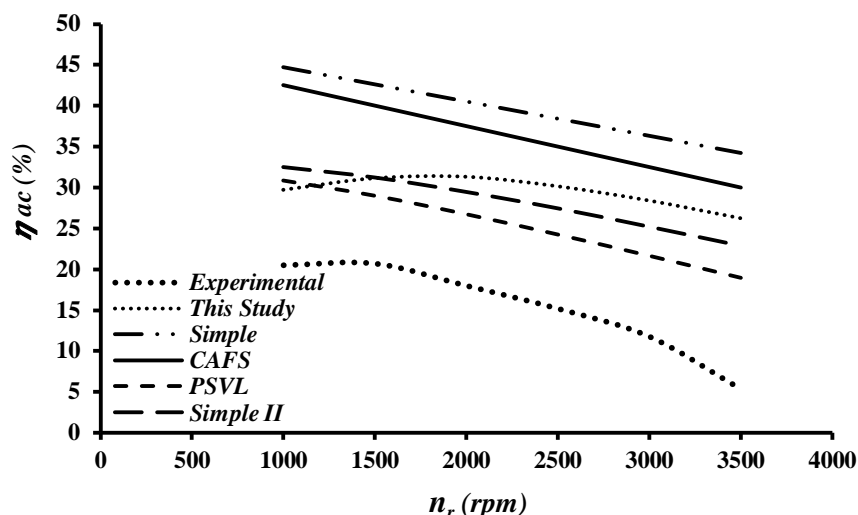
همانطوری که در جدول (۳-۳) مشخص است، نتایج حل مدل آدیباتیک ایده‌آل با نتایج آزمایشگاهی دارای اختلاف زیادی می‌باشد به این دلیل برای دستیابی به حل دقیق‌تر بایستی تلفات اصطکاکی و حرارتی را به حل آدیباتیک ایده‌آل اضافه نمود.

۳-۲-۲-۲-۳ معتبرسازی مدل آدیباتیک غیرایده‌آل

در این قسمت برای معتبرسازی مدل آدیباتیک غیرایده‌آل، از مشخصات هندسی موتور استرلینگ GPU-3 (جدول (۱-۳))، استفاده شده و نتایج مدل، با نتایج آزمایشگاهی و سایر مدل‌های ارائه شده در شرایط عملکردی مختلف برای موتور استرلینگ GPU-3 مورد مقایسه قرار گرفته است. در شکل-های (۳-۴) و (۳-۵) تاثیر دور موتور روی توان خروجی و راندمان حرارتی موتور GPU-3 با گاز کاری هلیوم نشان داده شده است. در شکل‌های (۳-۴) تا (۳-۷)، فشار کاری موتور $2/76 \text{ MPa}$ و دمای دیواره گرم‌کن و سردکن به ترتیب برابر با 922 K و 288 K می‌باشد.



شکل (۳-۴): تاثیر دور موتور روی توان خروجی موتور GPU-3 با گاز کاری هلیوم



شکل (۳-۵): تاثیر دور موتور روی راندمان حرارتی موتور GPU-3 با گاز کاری هلیوم

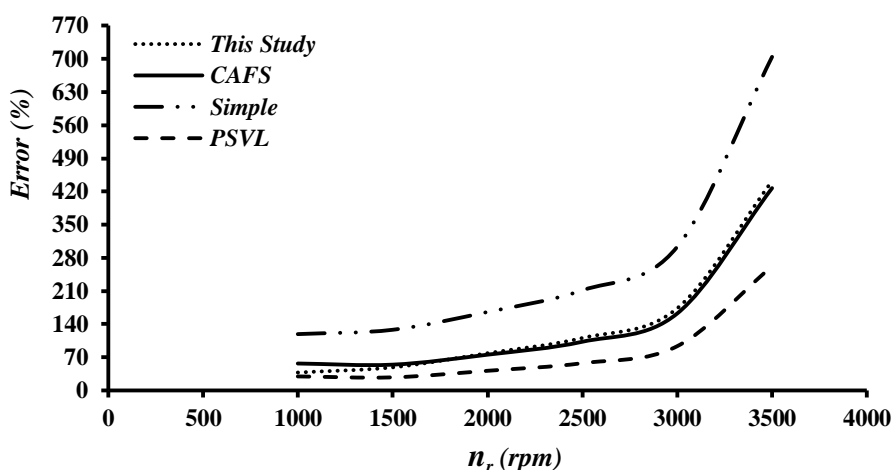
نتایج تخمین توان خروجی و راندمان حرارتی مدل به دلیل در نظر گیری تلفات اصطکاکی از قبیل: اثر ترمودینامیک سرعت محدود و اصطکاک مکانیکی بین سیلندر و پیستون و تلفات حرارتی شامل: هدایت حرارتی بازیاب و اثر شاتل پیستون جابه‌جا کننده، نسبت به تحلیل Simple کار اوریلی و برکوویچ [۴۸]، به نتایج آزمایشگاهی نزدیک تر می‌باشد. همچنین مدل حاضر در مقایسه با تحلیل CAFS [۵۰]، به دلیل در نظر گیری شرایط تقریباً مشابه برای تلفات اصطکاکی، نتایج دو مدل برای تخمین توان خروجی به هم خیلی نزدیک می‌باشند.

برای تخمین راندمان حرارتی به دلیل اینکه در مدل حاضر جهت محاسبه تلفات حرارتی، علاوه بر اثر بازیابی غیرایده‌آل و تصحیح دمای گاز داخل گرم‌کن و سردکن، تلفات هدایت حرارتی طولی در بازیاب و اثر شاتل پیستون جابه‌جا کننده در نظر گرفته شده است، راندمان حرارتی مدل حاضر، از مدل CAFS [۵۰]، به نتایج آزمایشگاهی نزدیک تر می‌باشد (شکل (۳-۵)). در تحلیل PSVL [۵۲]، فرآیند انبساط و تراکم پلی‌تروپیک غیرایده‌آل در نظر گرفته شده است، در واقعیت فرایندهای انبساط و تراکم در موتور استرلینگ به فرآیند پلی‌تروپیک در مقایسه با فرآیند آدیاباتیک، نزدیک تر می‌باشد. به این دلیل مدل حاضر، در تخمین توان خروجی دارای دقت کمتری نسبت به مدل PSVL [۵۲] می‌-

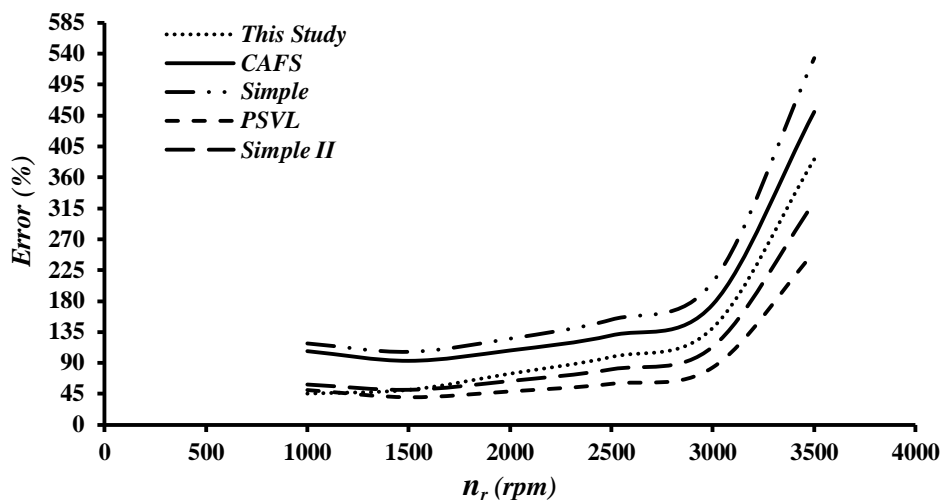
باشد (شکل (۳-۴))، اما در تخمین راندمان حرارتی مدل حاضر، در دورهای کمتر از ۱۲۰۰ rpm دارای دقت بهتری نسبت به این مدل بوده و در دورهای بالاتر موتور، خطای مدل بیشتر می‌شود (شکل (۳-۵)). در تخمین راندمان حرارتی مدل حاضر در دورهای کمتر از ۱۵۰۰ rpm عملکرد بهتری نسبت به مدل Simple II [۵۱]، خواهد داشت، اما در دورهای بالاتر موتور، عملکرد مدل Simple II از مدل توسعه داده شده در تخمین راندمان حرارتی بهتر خواهد بود (شکل (۳-۵)).

نتایج پیشبینی راندمان حرارتی در تمام تحقیقات گذشته با افزایش دور موتور، به صورت خطی کاهش می‌یابد در نتیجه با تغییر دور موتور، قادر به تعیین نقطه بهینه برای راندمان حرارتی نمی‌باشند و فقط در کمترین دور، راندمان حرارتی بیشترین مقدار خود را خواهد داشت. مدل این مطالعه به دلیل در نظرگیری تلفات اصطکاکی و حرارتی به صورت کامل‌تر و دقیق‌تر نسبت به تحقیقات گذشته، قادر به پیش بینی نقطه بهینه با تغییر دور موتور می‌باشد که با نتایج آزمایشگاهی تطابق بهتری نسبت به نتایج تحقیقات گذشته خواهد داشت (شکل (۳-۵)).

در شکل‌های (۳-۶) و (۳-۷) خطای تخمین توان خروجی و راندمان حرارتی حاصل از مدل برای گاز هلیوم در دورهای مختلف موتور با سایر نتایج تحقیقات گذشته مورد مقایسه قرار گرفته است.



شکل (۳-۶): مقایسه خطای توان خروجی حاصل از مدل برای گاز هلیوم با مدل‌های دیگر

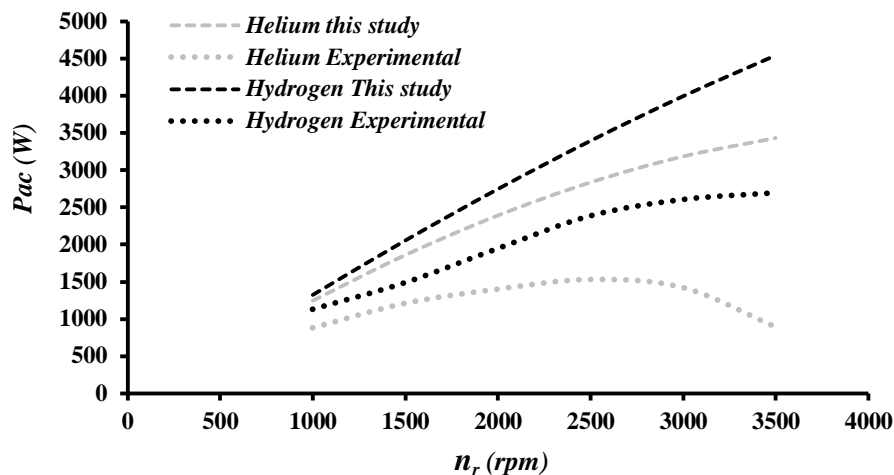


شکل (۷-۳): مقایسه خطای راندمان حرارتی حاصل از مدل برای گاز هلیوم با مدل‌های دیگر

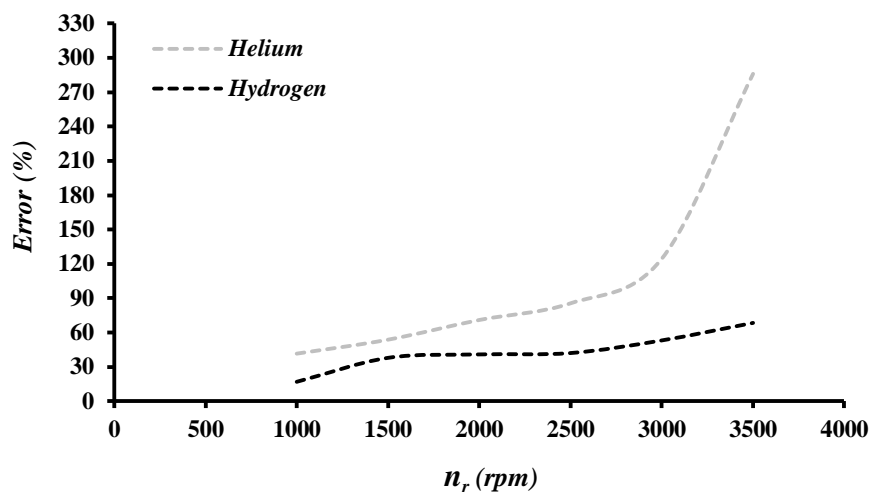
خطا قدر مطلق اختلاف نتایج مدل و آزمایشگاهی تقسیم بر نتایج در حالت آزمایشگاهی می‌باشد.

در شکل (۶-۳)، در دورهای بالاتر از ۳۰۰۰ rpm تمامی مدل‌ها دارای درصد خطای بالای ۸۰٪، برای تخمین توان خروجی به دلیل افزایش تلفات اصطکاکی و حرارتی در قسمت‌های مختلف موتور خواهند داشت. همچنین مدل این مطالعه به دلیل در نظرگیری اکثر تلفات اصطکاکی و حرارتی در قسمت‌های مختلف موتور استرلینگ، در دورهای پایین خطای کمتری جهت تخمین راندمان حرارتی نسبت به سایر مدل‌ها خواهد داشت (شکل (۷-۳)).

در شکل‌های (۸-۳) و (۹-۳) تاثیر دور موتور روی توان خروجی و خطای تخمین توان خروجی حاصل از مدل برای موتور GPU-3 برای دو گاز کاری هلیوم و هیدروژن در شرایط عملکردی مشابه نشان داده شده است. در شکل‌های (۸-۳) تا (۱۰-۳)، فشار کاری موتور ۲/۷۶ MPa و دمای دیواره گرم‌کن و سردکن به ترتیب برابر با ۹۷۷ K و ۲۸۸ K برای دو گاز کاری هلیوم و هیدروژن می‌باشد.



شکل (۳-۸): تاثیر دور موتور روی توان خروجی موتور GPU-3 با گاز کاری هلیوم و هیدروژن

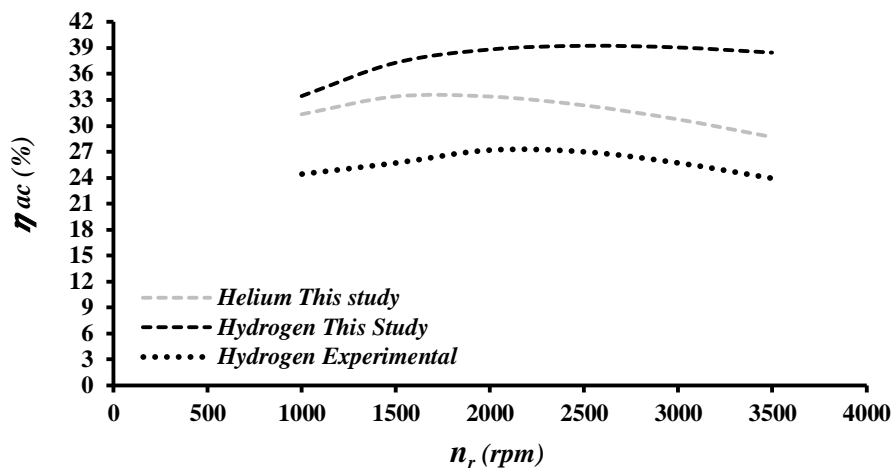


شکل (۳-۹): مقایسه خطای توان خروجی حاصل از مدل برای گاز کاری هلیوم و هیدروژن

نتایج حاصل از مدل و نتایج آزمایشگاهی نشان می‌دهد که هیدروژن در شرایط عملکردی مشابه توان خروجی بیشتری نسبت به هلیوم خواهد داشت (شکل (۳-۸)).

خطای تخمین توان خروجی مدل برای گاز کاری هیدروژن در دور ۱۵۰۰ rpm برابر با ۳۷ درصد و برای گاز کاری هلیوم در همین شرایط برابر با ۵۳ درصد برای موتور استرلینگ GPU-3 می‌باشد. همچنین با افزایش دور موتور به ۳۵۰۰ rpm خطای توان خروجی مدل برای گاز کاری هیدروژن به ۶۸ درصد و برای گاز کاری هلیوم به ۲۸۶ درصد خواهد رسید (شکل (۳-۹)).

در شکل (۳-۱۰) راندمان حرارتی حاصل از مدل برای موتور استرلینگ GPU-3 با دو گاز کاری هیدروژن و هلیوم، با نتایج آزمایشگاهی گاز کاری هیدروژن در شرایط عملکردی مشابه آورده شده است. نتایج نشان می‌دهد که هیدروژن در شرایط عملکردی یکسان راندمان حرارتی بالاتری را نسبت به گاز هلیوم نشان می‌دهد.



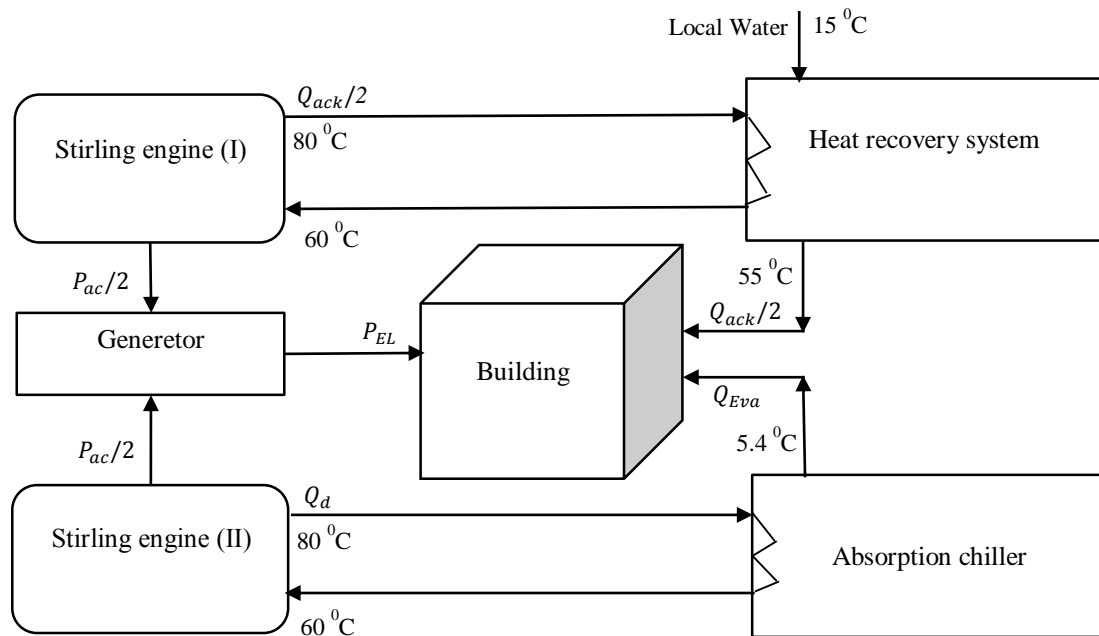
شکل (۳-۱۰): مقایسه راندمان حرارتی حاصل از مدل برای دو گاز کاری هیدروژن و هلیوم

گاز کاری هیدروژن دارای توان خروجی بیشتر، خطای پیش‌بینی کمتر جهت تخمین توان خروجی و راندمان حرارتی بیشتر نسبت به گاز کاری هلیوم در شرایط عملکردی یکسان به دلیل داشتن ظرفیت حرارتی بالاتر و لزجت و اصطکاک کمتر می‌باشد.

۳-۳ طرح سیستم

طرح کلی سیستم پیشنهادی تولید همزمان سه‌گانه (سرمایش، گرمایش و برق) با محرک اولیه موتور استرلینگ برای مصارف ساختمانی در شکل (۳-۱۱) نشان داده شده است. سیستم مورد بررسی متشکل از دو موتور استرلینگ نوع بتا به صورت موازی، چیلر جذبی تک اثره، سیستم بازیافت حرارت و ژنراتور برق است. همچنین در این سیستم از یک بویلر کمکی جهت تامین آب گرم در مواقعی که سیستم توانایی تامین گرمای مورد نیاز ساختمان را ندارد استفاده شده است، اما تحلیل در این تحقیق

بر این اساس انجام شده است که سیستم در ظرفیت نامی خود پاسخگوی نیازهای الکتریکی و حرارتی ساختمان باشد و بویلر به محض اطمینان در سیکل وجود داشته باشد.



شکل (۳-۱۱): طرح کلی سیستم تولید همزمان سه‌گانه با محرک اولیه موتور استرلینگ

در این سیستم، دو موتور استرلینگ نوع بتا که از نظر شرایط هندسی مشابه هم بوده و در یک شرایط عملکردی قرار گرفته‌اند، به صورت موازی کار می‌کنند. توان مکانیکی خروجی هر دو موتور جهت تولید برق مورد نیاز ساختمان وارد ژنراتور برق می‌شود. جهت تامین آب گرم مورد نیاز ساختمان از حرارت اتلافی موتور اول استفاده می‌شود. بدین صورت آب داغ خروجی از سردکن موتور استرلینگ اول در دمای ۸۰ درجه سانتی‌گراد وارد سیستم بازیافت حرارت شده و حرارت خود را در سیستم بازیافت حرارت منتقل کرده و در دمای ۶۰ درجه سانتی‌گراد از سیستم بازیافت حرارت، خارج شده و وارد سردکن موتور اول می‌شود. از سویی دیگر آب سرد ۱۵ درجه سانتی‌گراد وارد سیستم بازیافت حرارت شده و با جذب حرارت اتلافی آب داغ سردکن، در دمای ۵۵ درجه سانتی‌گراد جهت فراهم کردن نیازهای گرمایشی ساختمان، سیستم بازیافت حرارت را ترک می‌کند. همچنین جهت تامین سرمایش مورد نیاز ساختمان، از یک چیلر جذبی تک اثره که دمای ژنراتور آن ۸۰ درجه سانتی‌گراد

در نظر گرفته شده است استفاده می‌شود. آب داغ خروجی از سردکن موتور دوم وارد ژنراتور چیلر جذبی می‌گردد و پس از تبادل حرارت به ژنراتور چیلر جذبی، به سردکن موتور دوم برمی‌گردد. با این کار چیلر جذبی می‌تواند سرمایه‌ش مورد نیاز ساختمان را فراهم سازد و این سیکل تکرار می‌گردد.

۴-۳ مدل سازی حرارتی سیستم

موتور استرلینگ GPU-3 دارای ابعاد کوچک و توان مکانیکی و حرارتی کمی می‌باشد، و جهت استفاده به عنوان محرک اولیه سیستم تولید همزمان سه‌گانه در کاربرد ساختمانی نیاز به استفاده از موتور با ابعاد بزرگتر خواهد بود. بدین ترتیب یک موتور استرلینگ نوع بتا برای سیستم تولید همزمان سه‌گانه پیشنهاد شده است. در جدول (۴-۳)، مشخصات هندسی موتور استرلینگ نوع بتای توسعه داده شده آورده شده است.

جدول (۴-۳): مشخصات هندسی موتور استرلینگ توسعه داده شده

مقدار	پارامتر هندسی موتور	مقدار	پارامتر هندسی موتور
$490/6 \text{ mm}$	طول لوله	$229/44 \text{ cm}^3$	فضای خالی (حجم مرده) محفظه تراکم
$562/27 \text{ cm}^3$	حجم مرده	$244/16 \text{ cm}^3$	فضای خالی (حجم مرده) محفظه انبساط
	مشخصه‌های سردکن	$905/23 \text{ cm}^3$	حجم جابه‌جایی محفظه تراکم
۳۱۲	تعداد لوله‌ها	$966/73 \text{ cm}^3$	حجم جابه‌جایی محفظه انبساط
$2/18 \text{ mm}$	قطر داخلی لوله‌ها	92 mm	طول میله اتصال دهنده
$92/2 \text{ mm}$	طول لوله	$27/6 \text{ mm}$	شعاع لنگ
$107/37 \text{ cm}^3$	حجم مرده	$41/6 \text{ mm}$	خروج از مرکز
	مشخصه‌های بازیاب	$139/8 \text{ mm}$	قطر پیستون توان
$45/2 \text{ mm}$	قطر	138 mm	قطر پیستون جابجایی
$45/2 \text{ mm}$	طول	$7/4 \text{ cm}$	طول پیستون جابجایی
$80 \mu\text{m}$	قطر سیم	$6/24 \text{ cm}$	کورس پیستون جابجایی
$1/697$	تخلخل	$139/8 \text{ mm}$	قطر داخلی سیلندر
۸	تعداد	۱	تعداد سیلندر
$15 \frac{w}{m.k}$	ضریب هدایت حرارتی		مشخصه‌های گرم‌کن
$404/41 \text{ cm}^3$	حجم مرده	۴۰	تعداد لوله‌ها
فولاد ضدزنگ	جنس	$6/04 \text{ mm}$	قطر داخلی لوله

در جدول (۳-۵) پارامترهای مورد نیاز برای انجام تحلیل انرژی، زیست محیطی و اقتصادی سیستم تولید همزمان سه گانه آورده شده است. همانطوری که در فصل قبل گفته شد در این مطالعه، منبع حرارتی سیستم تولید همزمان سه گانه و سیستم تولید جداگانه از سوختن گاز طبیعی تامین می گردد.

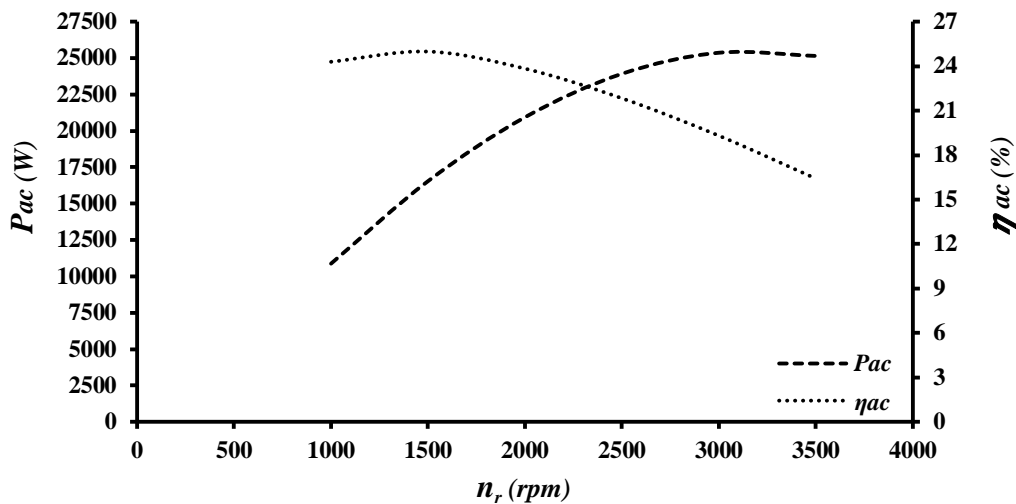
جدول (۳-۵): پارامترهای مورد نیاز برای تحلیل انرژی، زیست محیطی و اقتصادی

پارامتر	مقدار	واحد
راندمان حرارتی نیروگاه های سنتی (η_{EL}^{SP}) [۵۸]	۳۰٪	(-)
راندمان بویلر (η_t^{SP}) [۴۴]	۸۰٪	(-)
ضریب عملکرد چیلر الکتریکی (COP_{El}^{SP}) [۴۴]	۳	(-)
راندمان ژنراتور برق (η_g) [۸]	۸۵٪	(-)
شاخص انتشار آلاینده دی اکسید کربن برای گاز طبیعی (μCO_2^F) [۲]	۲۲۰	(gr kWh-1)
شاخص انتشار آلاینده دی اکسید کربن برای برق شبکه (μCO_2^W) [۲]	۸۳۶	(gr kWh-1)
تعرفه جهانی خرید گاز طبیعی از شبکه ($Cost_F$) [۷۴]	۹	Cent m-3
ارزش حرارتی گاز طبیعی (HHV) [۷۴]	۳۱۶۵۰	kJ m-3
تعرفه جهانی خرید برق از شبکه ($Cost_W$) [۷۵]	۱۳	Cent kWh-1

همانطوری که در شکل (۳-۱۱) نشان داده شد، توان خروجی هر دو موتور به صورت موازی به ژنراتور برق جهت تولید برق مورد نیاز ساختمان وارد می گردد و حرارت اتلافی موتور اول جهت تامین گرمایش مورد نیاز ساختمان وارد سیستم بازیافت حرارت و حرارت اتلافی موتور دوم جهت تامین سرمایش مورد نیاز ساختمان وارد ژنراتور چیلر جذبی می شود. با توجه به نتایج شکل های (۳-۸)، تا (۳-۱۰)، گاز کاری هیدروژن به دلیل ظرفیت حرارتی بالاتر و لزجت و اصطکاک کمتر، دارای توان خروجی بیشتر و خطای کمتر جهت پیشبینی توان خروجی و راندمان حرارتی بالاتر نسبت به گاز کاری هلیوم در شرایط عملکردی مشابه می باشد. به این دلایل برای موتور استرلینگ توسعه داده شده از گاز کاری هیدروژن استفاده می گردد.

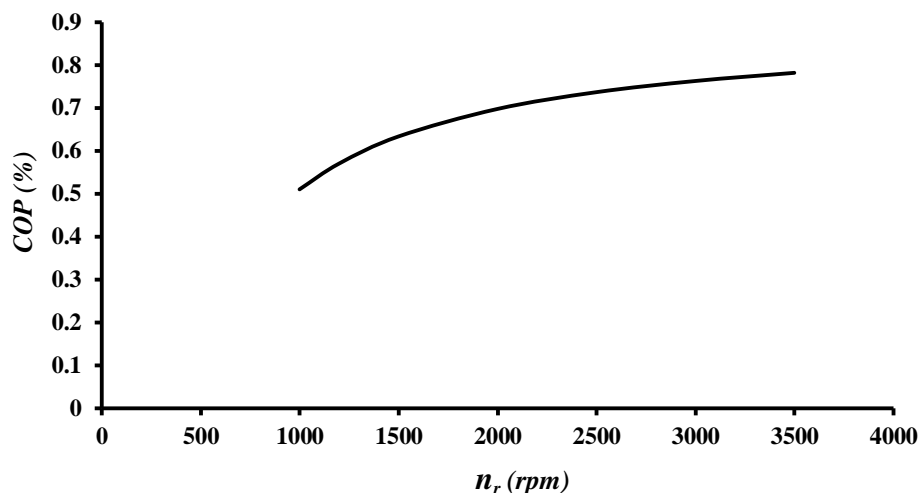
در شکل (۳-۱۲) تاثیر دور موتور روی توان خروجی و راندمان حرارتی کل هر دو موتور استرلینگ توسعه داده شده (هر دو موتور در یک شرایط عملکردی قرار گرفته اند) نشان داده شده است. در

شکل‌های (۳-۱۲) تا (۳-۱۶) فشار کاری موتور برابر با ۲/۷۶ MPa و دمای دیواره گرم‌کن و سردکن به ترتیب برابر با ۸۶۶ K و ۲۸۸ K می‌باشد.



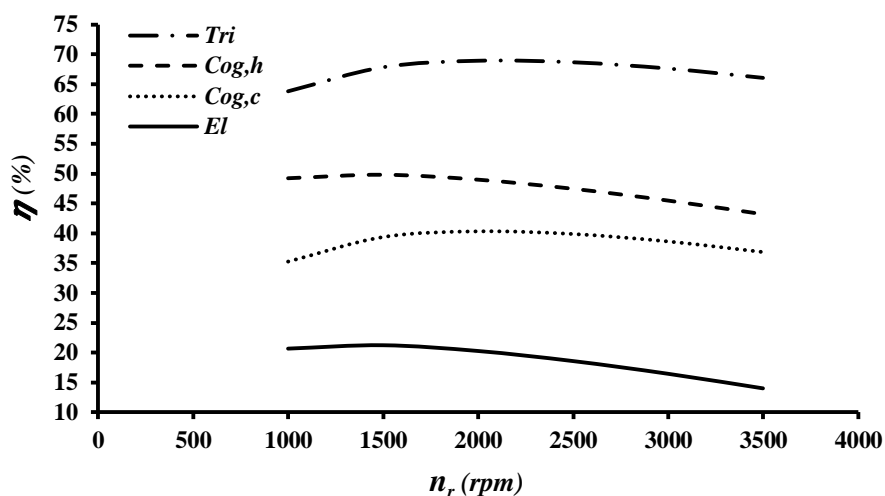
شکل (۳-۱۲): تاثیر دور موتور روی توان خروجی و راندمان حرارتی کل هردو موتور استرلینگ توسعه داده شده

با افزایش دور موتور تا ۳۰۰۰ rpm توان خروجی موتور افزایش یافته و سپس با افزایش دور، به دلیل اینکه تلفات اصطکاکی و حرارتی در سایر قسمت‌های موتور به بیشترین مقدار خود خواهد رسید، توان خروجی روند نزولی خواهد داشت. به طور مشابه راندمان حرارتی با افزایش دور از ۱۰۰۰ rpm تا ۱۵۰۰ rpm افزایش خواهد یافت و در این دور، راندمان حرارتی به بیشترین مقدار خود رسیده و سپس با افزایش دور موتور کاهش می‌یابد. در شکل (۳-۱۳) تاثیر دور موتور روی ضریب عملکرد چیلر جذبی سیستم تولید همزمان سه‌گانه نشان داده شده است. با افزایش دور موتور، حرارت مورد نیاز گرم‌کن بیشتر و همچنین حرارت خروجی در سردکن موتور افزایش یافته و حرارت بیشتری به ژنراتور چیلر جذبی وارد می‌گردد، در نتیجه ضریب عملکرد چیلر جذبی با افزایش دور موتور، همواره بیشتر می‌شود.



شکل (۳-۱۳): تاثیر دور موتور روی ضریب عملکرد چیلر جذبی سیستم تولید همزمان سه‌گانه

در شکل (۳-۱۴) تاثیر دور موتور روی راندمان الکتریکی، راندمان تولید همزمان سرمایش و برق، راندمان تولید همزمان گرمایش و برق و راندمان تولید همزمان سه‌گانه نشان داده شده است.

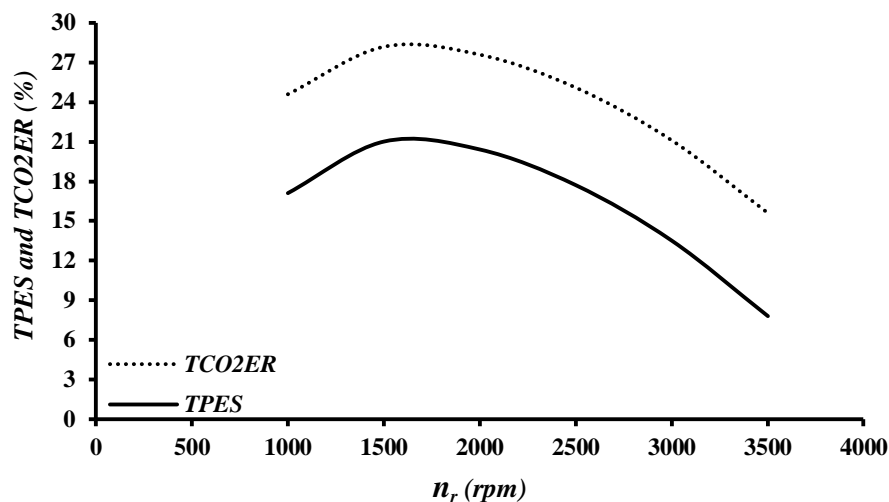


شکل (۳-۱۴): تاثیر دور موتور روی راندمان سیستم

با افزایش دور موتور از ۱۰۰۰ rpm تا ۱۵۰۰ rpm راندمان الکتریکی و راندمان تولید همزمان گرمایش و برق افزایش یافته و در دور ۱۵۰۰ rpm به بیشترین مقدار خود خواهند رسید و سپس با افزایش دور، به دلیل کاهش راندمان حرارتی موتور، کاهش می‌یابند. بیشترین مقدار راندمان الکتریکی و راندمان تولید همزمان گرمایش و برق به ترتیب برابر با ۲۱/۲۴٪ و ۴۹/۷۷٪ خواهد بود. همچنین

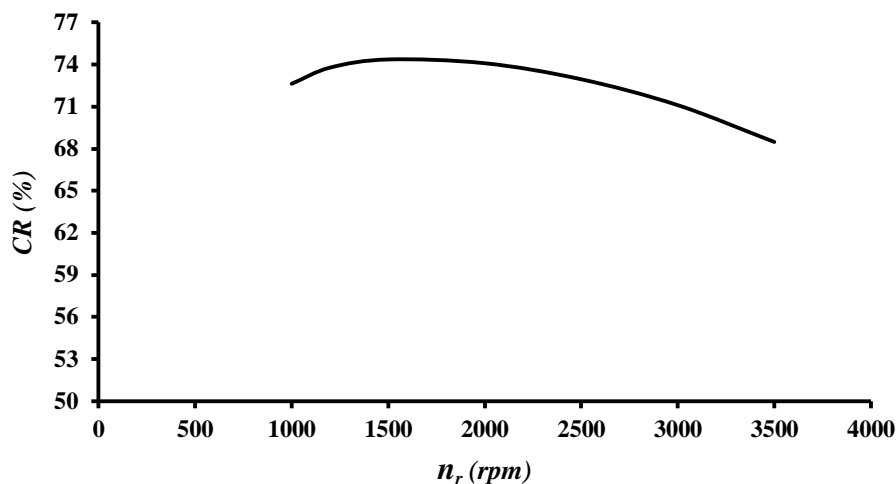
راندمان تولید همزمان سرمایش و برق و راندمان تولید همزمان سه‌گانه با افزایش دور موتور از rpm تا ۱۰۰۰ تا ۲۰۰۰ rpm افزایش یافته و در دور rpm ۲۰۰۰ به بیشترین مقدار خود خواهند رسید و سپس با افزایش دور موتور به طور مشابه کاهش می‌یابند. بیشترین مقدار راندمان تولید همزمان سرمایش و برق و تولید همزمان سه‌گانه به ترتیب برابر با ۴۰/۲۸٪ و ۶۸/۹۶٪ می‌باشد. همانطوری که مشخص است، راندمان الکتریکی و راندمان تولید همزمان گرمایش و برق با افزایش دور موتور بیشتر تحت تاثیر راندمان حرارتی موتور قرار گرفته و در دورهای پایین بیشترین مقدار راندمان را دارند و راندمان تولید همزمان سرمایش و برق و راندمان تولید همزمان سه‌گانه با افزایش دور موتور، بیشتر تحت تاثیر ضریب عملکرد چیلر جذبی قرار گرفته و در دورهای بالا بیشترین مقدار راندمان را خواهند داشت.

در شکل (۳-۱۵) تاثیر دور موتور روی درصد کاهش مصرف انرژی اولیه و درصد کاهش انتشار آلاینده‌گی سیستم تولید همزمان سه‌گانه نسبت به سیستم تولید جداگانه انرژی نشان داده شده است. بخش عظیمی از دلایل افزایش مصرف انرژی اولیه و انتشار آلاینده‌گی سیستم‌های تولید جداگانه انرژی، به دلیل کاهش راندمان حرارتی و تلفات بخش زیادی از انرژی ورودی به نیروگاه‌ها می‌باشد. با توجه به اینکه، راندمان الکتریکی در دور rpm ۱۵۰۰ به بیشترین مقدار خود برای سیستم تولید همزمان سه‌گانه خواهد رسید، درصد کاهش مصرف انرژی اولیه و درصد کاهش انتشار آلاینده‌گی در دور rpm ۱۵۰۰ به بیشترین مقدار خود خواهند رسید و در دورهای بالاتر کاهش می‌یابند. بیشترین مقدار درصد کاهش مصرف انرژی اولیه و درصد کاهش انتشار آلاینده‌گی سیستم تولید همزمان سه‌گانه در دور rpm ۱۵۰۰ برای موتور، به ترتیب برابر با ۲۱٪ و ۲۸/۲٪ خواهد بود.



شکل (۳-۱۵): تاثیر دور موتور روی درصد کاهش مصرف انرژی اولیه و انتشار آلاینده‌گی

در شکل (۳-۱۶)، تاثیر دور موتور روی درصد کاهش هزینه‌های عملکرد سیستم تولید همزمان سه-گانه نشان داده شده است.



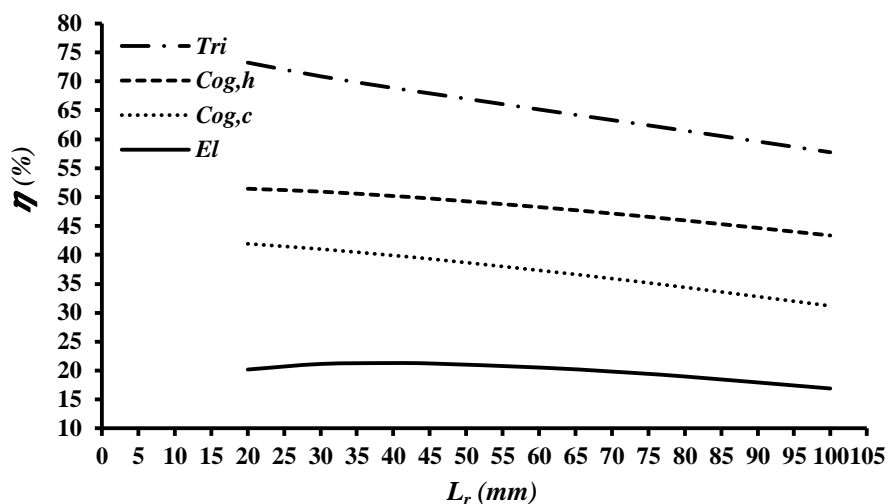
شکل (۳-۱۶): تاثیر دور موتور روی درصد کاهش هزینه‌های عملکرد

در واقعیت طبق قیمت‌های جهانی در جدول (۳-۵)، تعرفه‌های خرید گاز طبیعی بسیار کمتر از خرید برق از شبکه می‌باشد. همچنین منبع حرارتی سیستم تولید همزمان سه‌گانه از سوختن گاز طبیعی بهره می‌برد؛ در صورتی که سیستم تولید جداگانه انرژی، تنها نیازهای گرمایشی ساختمان را از خرید گاز طبیعی از شبکه برطرف ساخته و جهت تامین سرمایش و نیازهای الکتریکی موردنیاز، از شبکه با

قیمت بالا برق خریداری می نماید. با توجه به مطالب ذکر شده راندمان الکتریکی سیستم تولید همزمان سه گانه نقش عمده ای در درصد کاهش هزینه های عملکردی سیستم در مقایسه با سیستم های مرسوم تولید جداگانه خواهد داشت. با توجه به شکل (۳-۱۶)، در دور ۱۵۰۰ rpm درصد کاهش هزینه های عملکردی سیستم به بیشترین مقدار خود برابر با ۷۴/۳۷٪ خواهد رسید و سپس با افزایش دور موتور به دلیل کاهش راندمان الکتریکی، کاهش خواهد یافت.

با توجه به نتایج به دست آمده از تحلیل انرژی، زیست محیطی و اقتصادی، دور ۱۵۰۰ rpm به عنوان دور موتور مناسب و بهینه برای موتور استرلینگ سیستم تولید همزمان سه گانه پیشنهاد می گردد. در این دور، درصد کاهش مصرف انرژی اولیه، انتشار آلاینده گی و هزینه های عملکرد سیستم به ترتیب برابر با ۲۱٪، ۲۸/۲٪ و ۷۴/۳۷٪ خواهد بود.

در شکل (۳-۱۷)، تاثیر طول بازیاب موتور روی راندمان الکتریکی، راندمان تولید همزمان سرمایه و برق، راندمان تولید همزمان گرمایش و برق و راندمان تولید همزمان سه گانه آمده است.



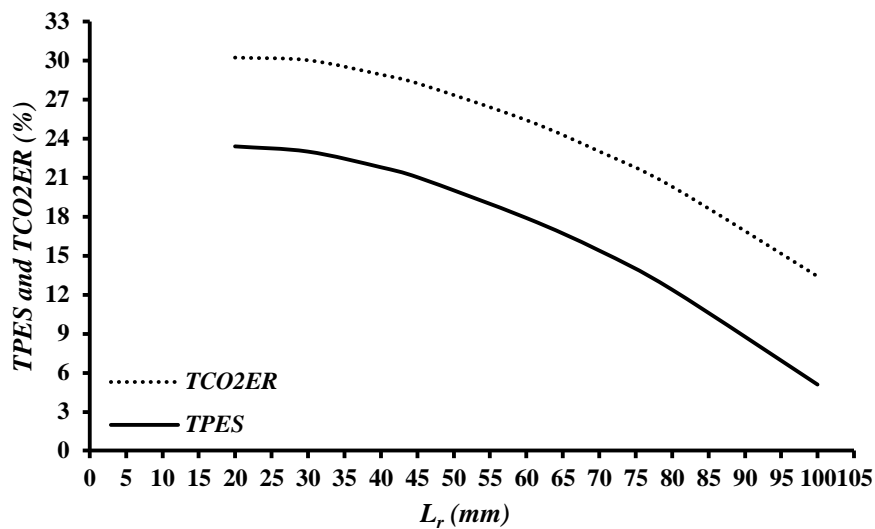
شکل (۳-۱۷): تاثیر طول بازیاب روی راندمان سیستم

در شکل‌های (۳-۱۷) تا (۳-۱۹)، فشار کاری موتور برابر با $2/76 \text{ MPa}$ و دمای دیواره گرم‌کن و سردکن به ترتیب برابر با 866 K و 288 K ، همچنین دور موتور بهینه، 1500 rpm برای موتور در نظر گرفته می‌شود.

افزایش طول بازیاب باعث می‌شود که افت فشار جریان گاز در بازیاب بیشتر شده و توان خروجی موتور کاهش یابد و از طرفی با افزایش طول بازیاب مقدار حرارت بازیابی شده در بازیاب بیشتر و تلفات هدایت حرارتی طولی در بازیاب کمتر می‌شود و گرم‌کن نیازمند حرارت کمتری خواهد بود. از این رو افزایش طول بازیاب از نظر اینکه باعث کاهش توان خروجی موتور می‌گردد باعث کاهش راندمان الکتریکی می‌شود و از سوی دیگر با افزایش طول بازیاب، مقدار حرارت مورد نیاز در گرم‌کن کاهش یافته و راندمان الکتریکی افزایش پیدا می‌کند. از این رو افزایش طول بازیاب می‌تواند تاثیر مثبت و منفی در افزایش راندمان الکتریکی سیستم داشته باشد. با توجه به شکل (۳-۱۷)، با افزایش طول بازیاب از 20 mm تا 40 mm راندمان الکتریکی افزایش می‌یابد و پس از آن با افزایش افت فشار به دلیل افزایش طول بازیاب، راندمان الکتریکی کاهش خواهد یافت. همچنین با توجه به اینکه با افزایش طول بازیاب، حرارت اتلافی موتور استرلینگ کاهش می‌یابد راندمان تولید همزمان سرمایش و برق، راندمان تولید همزمان گرمایش و برق و راندمان تولید همزمان سه‌گانه همواره با افزایش طول بازیاب کاهش می‌یابند.

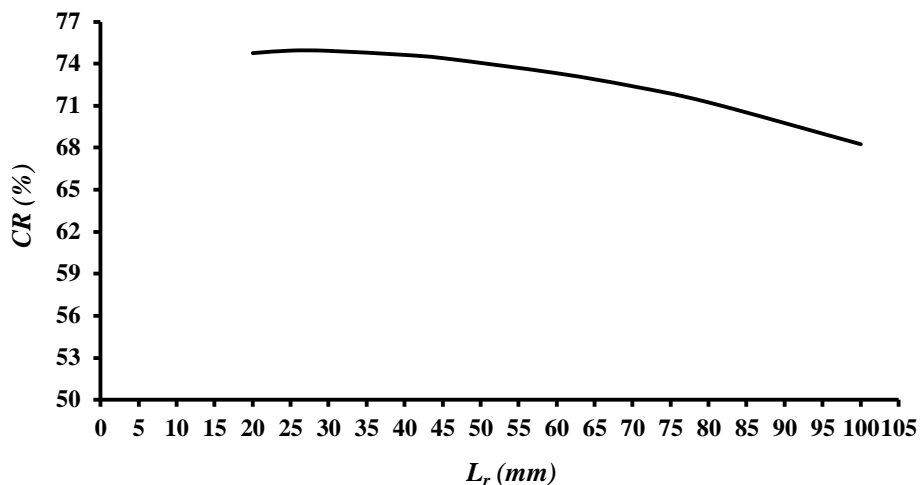
در شکل (۳-۱۸) تاثیر طول بازیاب روی درصد کاهش مصرف انرژی اولیه و درصد کاهش انتشار آلاینده‌گی سیستم تولید همزمان سه‌گانه نسبت به سیستم‌های مرسوم تولید جداگانه انرژی نشان داده شده است. چون با افزایش طول بازیاب، راندمان الکتریکی و حرارت اتلافی از موتور کاهش می‌یابد، درصد کاهش مصرف انرژی اولیه و انتشار آلاینده‌گی سیستم تولید همزمان سه‌گانه به شدت با افزایش طول بازیاب کاهش خواهد یافت. در ابعاد طولی 20 mm تا 30 mm بیشترین مقدار درصد کاهش

مصرف انرژی اولیه و درصد کاهش انتشار آلاینده‌گی برای سیستم تولید همزمان سه‌گانه خواهیم داشت (شکل ۳-۱۸).



شکل ۳-۱۸: تاثیر طول بازیاب روی درصد کاهش مصرف انرژی اولیه و انتشار آلاینده‌گی

در شکل ۳-۱۹، تاثیر طول بازیاب روی درصد کاهش هزینه‌های عملکرد سیستم تولید همزمان سه-گانه نشان داده شده است.

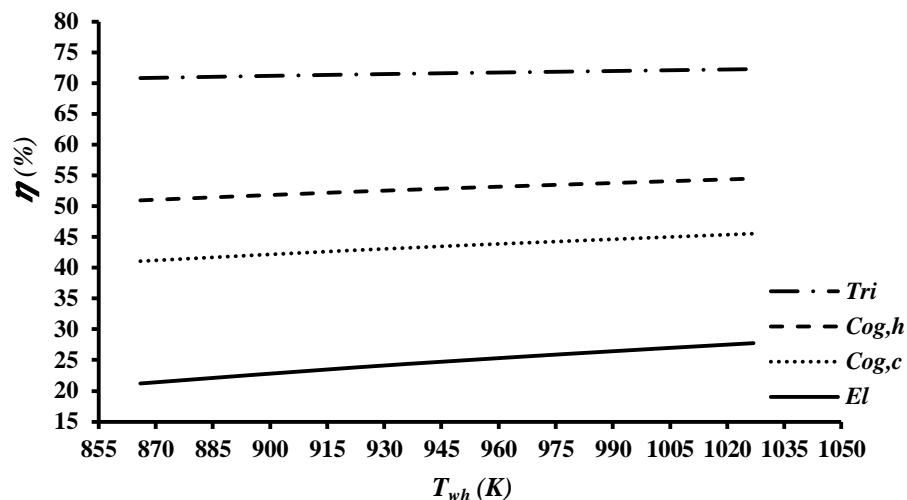


شکل ۳-۱۹: تاثیر طول بازیاب روی درصد کاهش هزینه‌های عملکرد

با توجه به شکل (۳-۱۹)، در محدوده طول‌های کم برای بازیاب به دلیل افزایش توان و راندمان الکتریکی سیستم، درصد کاهش هزینه‌های عملکردی سیستم به بیشترین مقدار خود می‌رسد.

با توجه به نتایج تحلیل انرژی، زیست محیطی و اقتصادی در طول‌های مختلف بازیاب، طول بازیاب در محدوده‌ی ۳۰ mm به عنوان طول مناسب و بهینه انتخاب می‌گردد. در این طول درصد کاهش مصرف انرژی اولیه، انتشار آلاینده‌گی و هزینه‌های عملکرد سیستم به ترتیب برابر با ۲۳٪، ۳۰٪ و ۷۴/۹٪ خواهد بود.

در شکل (۳-۲۰)، تاثیر دمای دیواره‌ی گرم‌کن روی راندمان الکتریکی، راندمان تولید همزمان سرمایش و برق، راندمان تولید همزمان گرمایش و برق و راندمان تولید همزمان سه‌گانه نشان داده شده است.

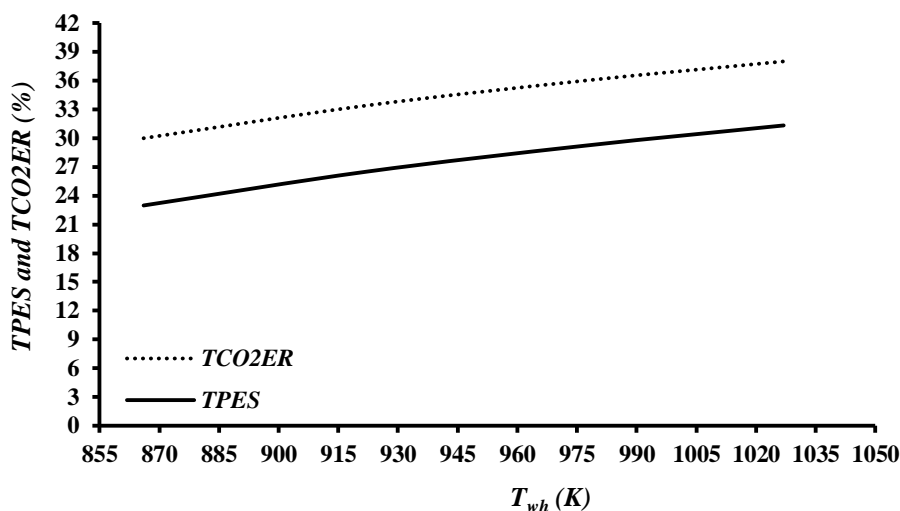


شکل (۳-۲۰): تاثیر دمای دیواره‌ی گرم‌کن روی راندمان سیستم

در شکل‌های (۳-۲۰) تا (۳-۲۲) فشار کاری موتور ۲/۷۶ MPa می‌باشد، همچنین دور موتور و طول بازیاب در حالت بهینه به ترتیب، ۱۵۰۰ rpm و ۳۰ mm بوده و دمای دیواره سردکن ۳۵۳ K خواهد بود. با توجه به اینکه افزایش دمای دیواره‌ی گرم‌کن تاثیر مستقیمی روی افزایش توان خروجی از موتور استرلینگ خواهد داشت، به این دلیل راندمان الکتریکی با افزایش دمای دیواره‌ی گرم‌کن با

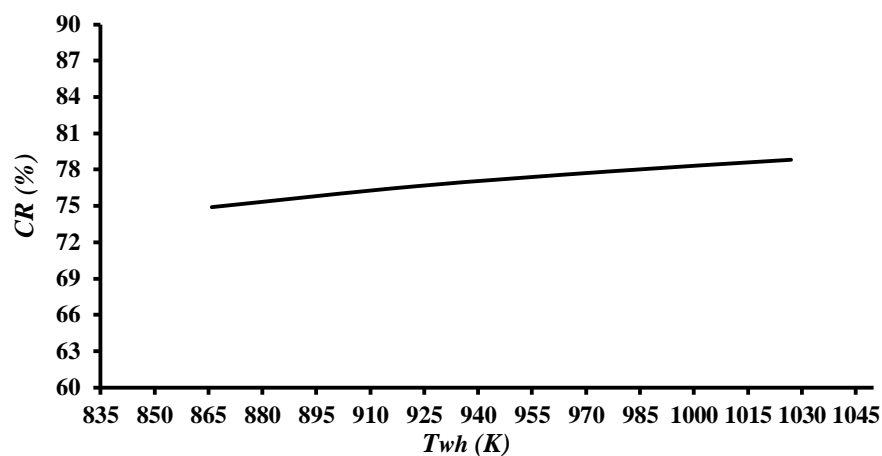
شیب بالایی افزایش می‌یابد. اما افزایش دمای دیواره‌ی گرم‌کن در حرارت اتلافی از موتور استرلینگ تاثیر چندانی ندارد و راندمان تولید همزمان سرمایش و برق، راندمان تولید همزمان گرمایش و برق و راندمان تولید همزمان سه‌گانه تنها به دلیل افزایش توان خروجی موتور به دلیل زیاد شدن دمای دیواره‌ی گرم‌کن با شیب کمی افزایش می‌یابند (شکل (۳-۲۰)).

در شکل (۳-۲۱)، تاثیر دمای دیواره‌ی گرم‌کن روی درصد کاهش مصرف انرژی اولیه و درصد کاهش انتشار آلاینده‌ی سیستم تولید همزمان سه‌گانه نسبت به سیستم تولید جداگانه انرژی نشان داده شده است. با توجه به اینکه افزایش دمای دیواره‌ی گرم‌کن نقش زیادی در افزایش توان خروجی موتور و راندمان الکتریکی خواهد داشت، درصد کاهش مصرف انرژی اولیه و انتشار آلاینده‌ی به شدت با افزایش دمای دیواره‌ی گرم‌کن افزایش می‌یابد. با توجه به شکل (۳-۲۱) در دمای دیواره‌ی گرم‌کن برابر 1027 K بیشترین مقدار درصد کاهش مصرف انرژی اولیه و درصد کاهش انتشار آلاینده‌ی به ترتیب برابر با $31/3\%$ و 38% می‌باشد.



شکل (۳-۲۱): تاثیر دمای دیواره‌ی گرم‌کن روی درصد کاهش مصرف انرژی اولیه و انتشار آلاینده‌ی

در شکل (۳-۲۲) تاثیر دمای دیواره گرم کن روی درصد کاهش هزینه‌های عملکرد سیستم تولید همزمان سه گانه در مقایسه با سیستم تولید جداگانه انرژی مورد بررسی قرار گرفته است. درصد کاهش هزینه‌های عملکرد سیستم تولید همزمان سه گانه نسبت به سیستم تولید جداگانه انرژی با افزایش دمای دیواره‌ی گرم کن، به دلیل زیاد شدن توان و راندمان الکتریکی سیستم، همواره افزایش می‌یابد.



شکل (۳-۲۲): تاثیر دمای دیواره‌ی گرم کن روی درصد کاهش هزینه‌های عملکرد

در دمای دیواره‌ی گرم کن برابر با ۱۰۲۷ K درصد کاهش هزینه‌های عملکرد سیستم به بیشترین مقدار خود ۷۸/۸٪ خواهد رسید.

در نهایت با توجه به نتایج به دست آمده از تحلیل انرژی، زیست محیطی و اقتصادی برای سیستم تولید همزمان سه گانه بر پایه‌ی موتور استرلینگ، دور موتور برابر با ۱۵۰۰ rpm، تصحیح طول بازیاب به ۳۰ mm و دمای عملکرد منبع گرم برابر با ۱۰۲۷ K برای موتور استرلینگ پیشنهادی به عنوان محرک اولیه سیستم تولید همزمان سه گانه پیشنهاد می‌گردد.

در جدول (۳-۶) شرایط عملکردی هریک از موتورهای استرلینگ توسعه داده شده آورده شده است. همچنین، نتایج حاصل از تحلیل آدیاباتیک غیر ایده‌آل برای کل هر دو موتورهای استرلینگ در شرایط هندسی و عملکردی ذکر شده در جدول (۳-۷) آورده شده است.

جدول (۳-۶): شرایط عملکردی هر یک از موتورهای استرلینگ توسعه داده شده

پارامتر عملکردی	مقدار
دمای دیواره‌ی گرم‌کن	۱۰۲۷ K
دمای دیواره‌ی سردکن	۳۵۳ K
گاز کاری	هیدروژن
فشار متوسط موتور	۲/۷۶ MPa
جرم گاز کاری	۲/۳۰ gr
دور موتور	۱۵۰۰ rpm

جدول (۳-۷): نتایج خروجی کل هر دو موتور استرلینگ

پارامتر	مقدار
حرارت اتلافی در بازیاب در اثر بازیابی غیرایده‌آل (Q_{rloss})	۶/۹۶ kW
حرارت اتلافی در اثر هدایت حرارتی طولی در بازیاب ($Q_{wrtloss}$)	۳/۲ kW
حرارت اتلافی در اثر شاتل (Q_{sh})	۱/۳۵ kW
توان اتلافی به دلیل اصطکاک در مبدل‌های حرارتی ($P_{f loss}$)	۱/۵۳ kW
توان اتلافی در اثر حرکت پیستون در سیلندر ($P_{mech loss}$)	۸/۷ kW
توان اتلافی در اثر ترمودینامیک سرعت محدود ($P_w loss$)	۰/۹۶ kW
حرارت جذب شده در گرم‌کن (Q_{ach})	۸۱/۰۸ kW
حرارت دفع شده در سردکن (Q_{ack})	۴۳/۳ kW
توان مکانیکی خروجی (P_{ach})	۲۶/۵ kW
توان الکتریکی خروجی (P_{El})	۲۲/۵۳ kW
راندمان حرارتی موتور (η_{ac})	٪۳۲/۶۸

در جدول (۸-۳) پارامترهای ورودی برای مدل‌سازی انرژی چیلر جذبی تک اثره مشخص شده است. همچنین نتایج ناشی از مدل‌سازی انرژی چیلر جذبی در نرم افزار EES در جدول (۹-۳) و (۱۰-۳) به طور کامل ارائه شده است. در جدول (۹-۳) اطلاعات ترمودینامیکی هر نقطه از سیکل جذبی با توجه به شماره گذاری شکل (۴-۲) قابل مشاهده است. همچنین در جدول (۱۰-۳) نیز اطلاعات ناشی از مدل‌سازی کلی سیکل جذبی ارائه شده است.

جدول (۸-۳): پارامترهای ورودی برای مدل‌سازی چیلر جذبی

پارامتر	مقدار	واحد
فشار بالای سیکل جذبی	۵	kPa
فشار پایین سیکل جذبی	۰/۹	kPa
دمای ژنراتور سیکل جذبی	۸۰	C
دبی جرمی ورودی به پمپ	۰/۳	kg.s-1
حرارت ورودی به ژنراتور چیلر جذبی	۲۱/۶۵	kW

جدول (۹-۳): نتایج ناشی از مدل‌سازی ترمودینامیکی چیلر جذبی

نقطه سیکل جذبی	دما [°C]	دبی جرمی [kg s ⁻¹]	فشار [kPa]	انتالپی [kJ kg ⁻¹]
۱	۴۷/۶	۰/۳	۰/۹	۱۴۰/۲
۲	۴۷/۶	۰/۳	۵	۱۴۰/۳
۳	۷۰/۲	۰/۳	۵	۱۸۲/۸
۴	۸۰	۰/۲۹۹۷	۵	۲۰۱/۴
۵	۵۷/۳	۰/۲۹۹۷	۵	۱۵۸/۹
۶	۴۸/۵	۰/۲۹۹۷	۰/۹	۱۵۸/۹
۷	۷۹/۹	۰/۰۰۰۳	۵	۴۷۷۲۹/۳
۸	۳۲/۹	۰/۰۰۰۳	۵	۲۴۸۱/۱
۹	۵/۴	۰/۰۰۰۳	۰/۹	۲۴۸۱/۱
۱۰	۵/۴	۰/۰۰۰۳	۰/۹	۴۵۲۲۷/۸

در نهایت در جدول (۱۱-۳) نتایج ناشی از مدل سازی سیستم تولید همزمان سه گانه پیشنهادی، ارائه می گردد.

جدول (۱۰-۳): نتایج عملکرد چیلر جذبی

پارامتر	مقدار	واحد
حرارت ورودی به ژنراتور (Q_d)	۲۱/۶۵	kW
حرارت دریافتی از اواپراتور (Q_{Eva})	۱۴/۴۳	kW
حرارت خروجی از جذب کننده (Q_{abs})	۲۰/۸۰	kW
حرارت خروجی از کندانسور (Q_{con})	۱۵/۲۸	kW
ضریب عملکرد چیلر جذبی (Cop)	۰/۶۶۷	--

جدول (۱۱-۳): نتایج مدل سازی سیستم تولید همزمان سه گانه

پارامتر	مقدار	واحد
توان الکتریکی (P_{El})	۲۲/۵۳	kW
توان گرمایشی ($Q_{ack}/2$)	۲۱/۶۵	kW
توان سرمایشی (Q_{Eva})	۱۴/۴۳	kW
راندمان الکتریکی (η_{El})	٪۲۷/۷۸	--
راندمان تولید همزمان سرمایش و برق ($\eta_{Cog,c}$)	٪۴۵/۵۸	--
راندمان تولید همزمان گرمایش و برق ($\eta_{Cog,h}$)	٪۵۴/۴۸	--
راندمان تولید همزمان سه گانه (η_{Tri})	٪۷۲/۲۸	--
درصد کاهش مصرف انرژی اولیه ($TPES$)	٪۳۱/۳	--
درصد کاهش انتشار آلاینده دی اکسیدکربن (TCO_2ER)	٪۳۸	--
درصد کاهش هزینه های عملکرد (CR)	٪۷۸/۸	--

در این فصل معتبرسازی مدل آدیباتیک غیرایده‌آل جهت تحلیل عملکرد موتور استرلینگ انجام شد. سپس مدل‌سازی حرارتی سیستم تولید همزمان سه‌گانه با محرک اولیه موتور استرلینگ توسعه داده شده در شرایط هندسی و عملکردی مختلف موتور استرلینگ از دیدگاه: انرژی، زیست محیطی و اقتصادی انجام گرفت و مقادیر بهینه از پارامترهای موتور انتخاب گردید. با توجه به نتایج به دست آمده، سیستم تولید همزمان سه‌گانه‌ی پیشنهادی، توانایی تامین $22/53$ کیلووات توان الکتریکی، $21/65$ کیلووات توان گرمایشی و $14/43$ کیلووات توان سرمایشی می‌باشد. همچنین این سیستم در مقایسه با سیستم تولید جداگانه تامین انرژی برای همین مقدار انرژی برای ساختمان، دارای $31/3\%$ درصد کاهش مصرف انرژی اولیه، 38% درصد کاهش انتشار آلاینده دی‌اکسیدکربن و $78/8\%$ درصد کاهش در هزینه‌های عملکرد خواهد داشت. در فصل آینده به نتیجه‌گیری و ارائه پیشنهادات پرداخته می‌شود.

فصل چهارم
نتیجه‌گیری و ارائه پیشنهادات

۱-۴ مقدمه

در این پایان نامه به مدل سازی حرارتی سیستم تولید همزمان سه گانه (سرمایش، گرمایش و برق) با محرک اولیه موتور استرلینگ از دیدگاه انرژی، زیست محیطی و اقتصادی پرداخته شد. تحلیل به کار رفته در مورد موتور استرلینگ، تحلیل آدیباتیک غیرایده آل به کمک کد عددی توسعه داده شده در نرم افزار MATLAB و مدل سازی انرژی چیلر جذبی به کمک نرم افزار EES به دلیل داشتن کتابخانه قوی شامل خواص ترمودینامیکی مواد با داشتن حرارت اتلافی موتور استرلینگ انجام گرفت. سپس اثرات دور موتور، طول بازیاب و دمای دیواره‌ی گرم کن روی راندمان، درصد کاهش مصرف انرژی اولیه، درصد کاهش انتشار آلاینده‌گی و درصد کاهش هزینه‌های عملکرد سیستم تولید همزمان سه گانه در مقایسه با سیستم‌های مرسوم تولید جداگانه انرژی، مورد بررسی قرار گرفت و نتایج حاصله در ادامه ذکر می‌گردد.

۲-۴ نتیجه گیری

- نتایج پیشبینی راندمان حرارتی موتور استرلینگ GPU-3 در تمام تحقیقات گذشته با افزایش دور موتور، به صورت خطی کاهش می‌یابد و با تغییر دور موتور قادر به تعیین نقطه بهینه برای راندمان حرارتی نمی‌باشند. مدل آدیباتیک غیرایده آل این مطالعه به دلیل در نظرگیری تلفات اصطکاکی و حرارتی به صورت کامل تر و دقیق تر نسبت به تحقیقات گذشته، قادر به پیشبینی نقطه بهینه با تغییر دور موتور می‌باشد که با نتایج آزمایشگاهی تطابق بهتری نسبت به نتایج تحقیقات گذشته خواهد داشت.
- گاز کاری هیدروژن به دلیل ظرفیت حرارتی بالاتر و داشتن لزجت کمتر نسبت به گاز کاری هلیوم، در شرایط عملکردی مشابه، دارای توان خروجی بیشتر، خطای تخمین توان خروجی کمتر و راندمان حرارتی بیشتری می‌باشد.

- با افزایش دور موتور، حرارت مورد نیاز گرم‌کن بیشتر و در نتیجه حرارت خروجی در سردکن موتور افزایش یافته و حرارت بیشتری به ژنراتور چیلر جذبی وارد می‌گردد، در نتیجه ضریب عملکرد چیلر جذبی با افزایش فرکانس، همواره بیشتر می‌شود.
- راندمان الکتریکی و راندمان تولید همزمان گرمایش و برق با افزایش دور موتور، بیشتر تحت تاثیر راندمان حرارتی موتور قرار می‌گیرد و در دوره‌های پایین، بیشترین مقدار راندمان را دارد، همچنین راندمان تولید همزمان سرمایش و برق و راندمان تولید همزمان سه‌گانه با افزایش دور موتور، بیشتر تحت تاثیر ضریب عملکرد چیلر جذبی قرار گرفته و در دوره‌های بالا بیشترین مقدار راندمان را خواهد داشت.
- درصد کاهش مصرف انرژی اولیه، درصد کاهش انتشار آلاینده‌گی و درصد کاهش هزینه‌های عملکرد سیستم تولید همزمان سه‌گانه به شدت به دور موتور استرلینگ وابسته است. با توجه به اینکه راندمان الکتریکی در دور ۱۵۰۰ rpm به بیشترین مقدار خود برای سیستم تولید همزمان سه‌گانه خواهد رسید، درصد کاهش مصرف انرژی اولیه، درصد کاهش انتشار آلاینده‌گی و درصد کاهش هزینه‌های عملکرد سیستم تولید همزمان سه‌گانه در مقایسه با سیستم مرسوم تولید جداگانه انرژی، در دور ۱۵۰۰ rpm به بیشترین مقدار خود خواهند رسید و در دوره‌های بالاتر کاهش می‌یابند.
- افزایش طول بازیاب باعث می‌شود که افت فشار جریان گاز در بازیاب بیشتر شده و توان خروجی موتور کاهش یابد و از طرفی با افزایش طول بازیاب مقدار حرارت بازیابی شده در بازیاب بیشتر و همچنین تلفات هدایت حرارتی طولی در بازیاب کمتر می‌شود و گرم‌کن نیازمند حرارت کمتری خواهد بود. از این رو افزایش طول بازیاب از نظر اینکه باعث کاهش توان خروجی موتور می‌گردد باعث کاهش راندمان الکتریکی می‌شود و از سوی دیگر با

افزایش طول بازیاب، مقدار حرارت مورد نیاز در گرم‌کن کاهش یافته و راندمان الکتریکی افزایش پیدا می‌کند. از این رو افزایش طول بازیاب می‌تواند تاثیر مثبت و منفی در افزایش راندمان الکتریکی سیستم داشته باشد. همچنین با توجه به اینکه با افزایش طول بازیاب، حرارت اتلافی موتور استرلینگ کاهش می‌یابد راندمان تولید همزمان سرمایش و برق، راندمان تولید همزمان گرمایش و برق و راندمان تولید همزمان سه‌گانه با افزایش طول کاهش می‌یابند.

- با افزایش طول بازیاب، راندمان الکتریکی و حرارت اتلافی از موتور توسعه داده شده کاهش می‌یابد، در نتیجه درصد کاهش مصرف انرژی اولیه و انتشار آلاینده‌گی سیستم تولید همزمان سه‌گانه به شدت با افزایش طول بازیاب کاهش خواهد یافت. همچنین با افزایش طول بازیاب درصد کاهش هزینه‌های عملکرد سیستم، به دلیل کاهش توان خروجی و راندمان الکتریکی سیستم به طور قابل توجهی کاهش می‌یابد.

- راندمان الکتریکی سیستم تولید همزمان سه‌گانه به شدت به دمای دیواره‌ی گرم‌کن وابسته است و با افزایش دمای دیواره‌ی گرم‌کن به دلیل افزایش توان خروجی موتور، با شیب بالایی افزایش می‌یابند. اما افزایش دمای دیواره‌ی گرم‌کن در حرارت اتلافی از موتور استرلینگ تاثیر چندانی ندارد و راندمان تولید همزمان سرمایش و برق، راندمان تولید همزمان گرمایش و برق و راندمان تولید همزمان سه‌گانه تنها به دلیل افزایش توان خروجی موتور به دلیل زیاد شدن دمای دیواره‌ی گرم‌کن با شیب کمی افزایش می‌یابند.

- با توجه به اینکه افزایش دمای دیواره‌ی گرم‌کن نقش زیادی در افزایش توان خروجی موتور و راندمان الکتریکی خواهد داشت، درصد کاهش مصرف انرژی اولیه، درصد کاهش انتشار آلاینده‌گی و درصد کاهش هزینه‌های عملکرد سیستم تولید همزمان سه‌گانه با افزایش دمای دیواره‌ی گرم‌کن افزایش می‌یابند.

۳-۴ پیشنهادات

پیشنهاد می‌شود که تحقیق حاضر در آینده برای مسائل زیر گسترش داده شود.

- تحلیل اقتصادی سیستم برای ساختمان مبنا بر اساس دوره بازگشت سرمایه در هر فصل از سال برای ساختمان مبنا انجام پذیرد.
- مقایسه بین سیستم تولید همزمان سه‌گانه مذکور با محرک اولیه موتور استرلینگ با سایر محرک‌های اولیه از دیدگاه انرژی، زیست محیطی و اقتصادی انجام شود.
- از گازهای کاری مختلف مانند: هلیوم، نیتروژن و هوا برای موتور استرلینگ به عنوان محرک اولیه سیستم تولید همزمان سه‌گانه استفاده گردد و سیستم از دیدگاه‌های انرژی، زیست محیطی و اقتصادی مورد ارزیابی قرار گیرد.
- از انواع مختلف سوخت‌های زیست توده و انرژی خورشیدی جهت تامین منبع حرارتی مورد نیاز موتور استرلینگ استفاده گردد.

- [1] Gu, Q., Ren, H., Gao, W., and Ren, J. (2012) "**Integrated assessment of combined cooling heating and power systems under different design and management options for residential buildings in Shanghai**" *Energy and Buildings*, 51, pp 143-152.
- [2] M, Maerefat and P, Shafie. (2014) "**Design of CCHP system for office buildings in Tehran and thermodynamical, environmental and economical evaluation in comparison to conventional system**" *Modares Mechanical Engineering*, 14, 6, pp 124-134 (In Persian).
- [3] Kerr T. (2008) "**Combined heating and power and emissions trading: options for policy makers**" *International Energy Agency*.
- [4] 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.

[5] ملکیان ع، (۱۳۹۳)، پایان نامه ارشد: "بررسی و بهبود عملکرد سیستم CCHP"، دانشکده

مکانیک، دانشگاه صنعتی شاهرود.

[6] علی‌زاده خارکشی ب، (۱۳۹۴)، پایان نامه ارشد: "مدل‌سازی و بهبود عملکرد سیستم تولید

همزمان گرمایش، سرمایش و برق با محرک اولیه‌ی پیل سوختی"، دانشکده مکانیک، دانشگاه صنعتی

شاهرود.

[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 11-30.

[8] Harrod J. and Mago P.J. (2010) "**Performance analysis of a combined cooling, heating and power system driven by a waste biomass fired Stirling engine**" *IMEchE Part C: J. Mechanical Engineering Science.*, 225, pp 420-428.

[9] Kolanowski, B. F. (2013). "**Small-scale cogeneration handbook**." Lulu Press, Inc.

- [10] Petchers N. (2003), *"Combined heating, cooling & power handbook: Technologies & applications: An integrated approach to energy resource optimization"*, Reprinted from: The Fairmont Press, Inc.
- [11] Praetorius B. and Schneider L. (2006), **"MICRO COGENERATION: TOWARDS A DECENTRALIZED AND SUSTAINABLE GERMAN ENERGY SYSTEM"**, 29th IAEE International Conference, Potsdam, pp 7-10.
- [12] Staunton R. and Ozpineci B. (2003), *"Microturbine power conversion technology review"*, Reprinted from: United States. Department of Energy.
- [13] Chamra L.M. and Mago P. (2007) **"Micro-CHP power generation for residential and small commercial buildings"** *Electric Power Research Trends*, pp 47-101.
- [14] Batmaz I. and Ustun S. (2008) **"Design and manufacturing of a V-type Stirling engine with double heaters"** *Applied Energy.*, 85, 11, pp 1041-1049.
- [15] Costa S.C., Barrutia H., Esnaola J.A. and Tutar M. (2013) **"Numerical study of the pressure drop phenomena in wound woven wire matrix of Stirling regenerator"** *Energy Conversion and Management.*, 67, pp 57-65.
- [16] Enatec Company., <http://www.enatec.org>., accessed January 1, 2017.
- [17] Ziabasharhagh M. and Mahmoodi M. (2012) **"Analysis and optimization of beta-type Stirling engine taking into account the non-ideal regenerator thermal and hydraulic losses effects"** *Modares Mechanical Engineering.*, 12, 2, pp 45-57 (In Persian).
- [18] Korlu M., Pirkandi J. and Maroufi A. (2017) **"Thermodynamic analysis of a gas turbine cycle equipped with a non-ideal adiabatic model for a double acting Stirling engine"** *Energy Conversion and Management.*, 147, pp 120-134.

[19] ضیابشرحق م. و محمودی م، (۱۳۹۱) "شبه سازی عددی و آنالیز افت‌های حرارتی و

هیدرولیکی در موتور استرلینگ نوع بتا با بازیاب متحرک" *مجله مکانیک سازه‌ها و شاره‌ها*، شماره

۴، دوره ۲: ص ۴۷.

- [20] 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.
- [21] 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.

- [22] 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.
- [23] 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.
- [24] Cardona E. and Piacentino A. (2003) "**A methodology for sizing a trigeneration plant in mediterranean areas**" *Applied Thermal Engineering*, 23, 13, pp 1665-1680.
- [25] 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.
- [26] 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.
- [27] 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.
- [28] 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.
- [29] 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.
- [30] Li H., Fu L., Geng K. and Jiang Y. (2006) "**Energy utilization evaluation of CCHP systems**" *Energy and Buildings*, 38, 3, pp 253-257.
- [31] 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.
- [32] 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.

- [33] 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.
- [34] 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.
- [35] 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.
- [36] 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.
- [37] 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.
- [38] 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.
- [39] 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.
- [40] 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.
- [41] 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.
- [42] Wang, Y., Shi, Y., Ni, M., & Cai, N. (2014). "**A micro tri-generation system based on direct flame fuel cells for residential applications**". *international journal of hydrogen energy*, 39(11), pp 5996-6005.

- [43] Radulescu, M., Lottin, O., Feidt, M., Lombard, C., Le Noc, D., & Le Doze, S. (2006). **"Experimental results with a natural gas cogeneration system using a polymer exchange membrane fuel cell"**. *Journal of power sources*, 159(2), pp 1142-1146.
- [44] Chahartaghi M. and Alizadeh-Kharkeshi B. (2016) **"Performance analysis of a combined cooling, heating and power system driven by PEM fuel cell at different conditions"** *Modares Mechanical Engineering.*, 16, 3, pp 383-394 (In Persian).
- [45] Schmidt G. (1871) **"the Theory of Lehmann's Calorimetric Machine"** *Z. Ver. Dtsch.ing.*, 15, Part 1, pp 97-112.
- [46] Luo Z., Sultan M., Ni M., Peng H., Shi B. and Xiao G. (2016) **"Multi-objective optimization for GPU3 Stirling engine by combining multi-objective algorithms"** *Renewable Energy.*, 94, pp 114-125.
- [47] Finkelstein T. (1967) **"Thermodynamic analysis of Stirling engines"** *J Spacecraft Rockets.*, 4, 9, pp 1184-9.
- [48] Urieli I. and Berchowitz D.M. (1984) **"Stirling cycle engine analysis"** *Taylor & Francis.*
- [49] Timoumi Y., Tlili I, and Nasrallah S.B. (2008) **"Design and performance optimization of GPU-3 stirling engine"** *Energy.*, 33, 7, pp 1100-1114.
- [50] Hosseinzade H. and Sayyaadi H. (2015) **"CAFS: the combined adiabatic-finite speed thermal model for simulation and optimization of stirling engines"** *Conversion and Management.*, 91, pp 32-53.
- [51] Babaelahi M. and Sayyaadi H. (2014) **"Simple-II: a new numerical thermal model for predicting thermal performance of Stirling engines"** *Energy.*, 69, 873-890.

- [52] Babaelahi M. and Sayyaadi H. (2015) "**a new thermal model based on polytropic numerical simulation of Stirling engines**" *Applied Energy.*, 141, pp 143-159 .
- [53] 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, 1433-1442.
- [54] Entchev E., Gusdorf J., Swinton M., Bell M., Szadkowski F., Kalbfleisch W. and Marchand R. (2004) "**Micro-generation technology assessment for housing technology**" *Energy and Buildings.*, 36, 9, pp 925-931.
- [55] Li T., Tang D., Li Z., Du J., Zhou T. and Jia Y. (2012) "**Development and test of Stirling engine driven by waste gases for the micro-CHP system**" *Applied Thermal Engineering.*, 33, pp 119-123.
- [56] Harrod J., Mago P.J. and Luck R. (2012) "**Sizing analysis of a combined cooling, heating, and power system for a small office building using a wood waste biomass-fired Stirling engine**" *Int. J. Energy Res.*, 36, pp 64-74
- [57] Valenti G., Silva P., Fergnani N., Campanari S., Ravida A., Marcoberardino G. and Macchi E. (2015) "**Experimental and numerical study of a Micro-cogeneration Stirling unit under diverse conditions of the working fluid**" *Applied Energy.*, 160, pp 920-929.
- [58] Karami R. and Sayyaadi H. (2015) "**Optimal sizing of Stirling-CCHP systems for residential buildings at diverse climatic conditions**" *Applied Thermal Engineering.*, 89, pp 377-393.
- [59] Damirchi H., Najafi G., Alizadehnia S., Mamat R., Azmi W.H. and Noor M.M. (2016) "**Micro Combined Heat and Power to provide heat and electrical power using biomass and Gamma-type Stirling engine**" *Applied Thermal Engineering.*, 103, pp 1460-1469.

- [60] Ferreira A., Nunes M., Teixeira J., Martins L. and Teixeira S. (2016) **"Thermodynamic and economic optimization of solar-powered Stirling engine for micro-cogeneration purposes"** *Energy.*, 111, pp 1-17.
- [61] Skorek-Osikowska A., Remiorz L., Bartela L. and Kotowicz J. (2017) **"Potential for the use of micro-cogeneration prosumer systems based on the Stirling engine with an example in the Polish market"** *Energy.*, 133, pp 46-61.
- [62] Martini W.R. (1983) **"Stirling Engine Design Manual: Second Edition"** *Prepared for National Aeronautics and Space Lewis Research Center Under Grant NSG-3194.*
- [63] Ni M., Shi B., Xiao G., Peng H., Sultan U., Wang S., Luo Z. and Cen K. (2016) **"Improved Simple Analytical Model and experimental study of a 100W β -type Stirling engine"** *Applied Energy.*, 169, pp 768-787.
- [64] Thombare D.G. and Verma S.K. (2008) **"Technological development in the Stirling cycle engines"** *Renewable and Sustainable Energy Reviews.*, 12, 1, pp 1-38.
- [65] Tlili I., Timoumi Y. and Nasrallah S.B. (2008) **"Analysis and design consideration of mean temperature differential Stirling engine for solar application"** *Renewable Energy.*, 33, pp 1911-1921.
- [66] El-Ehwany A.A., Hennes G.M., Eid E.I. and El-Kenany E. (2011) **"Experimental investigation of the performance of an elbow-bend type heat exchanger with a water tube bank used as a heater or cooler in alpha-type Stirling machines"** *Renewable Energy.*, 36, pp 488-497.
- [67] Petrescu S., Costea M., Harman C. and Florea T. (2002) **"Application of the Direct Method to irreversible Stirling cycle with finite speed"** *International Journal of Energy Research.*, 26, pp 589-609.
- [68] Kays W.M. and London A.L (1984) **"Compact heat exchangers"** *McGraw Hill.*

- [69] Hirve N.S., (2015), Master of Science Thesis, **"Thermodynamic analysis of a Stirling engine using second order isothermal and adiabatic models for application in micropower generation system"** *University of Washington*.
- [70] Ochoa, A. A. V., Dutra, J. C. C., Henríquez, J. R. G., & dos Santos, C. A. C. (2016). **"Dynamic study of a single effect absorption chiller using the pair LiBr/H₂O"**. *Energy Conversion and Management*., 108, pp 30-42.
- [71] Chicco G. and Mancarella P. (2008) **"Assessment of the greenhouse gas emissions from cogeneration and trigeneration systems. Part I: Models and indicators"** *Energy*., 33, pp 410-417.
- [72] Mancarella P. and Chicco G. (2008) **"Assessment of the greenhouse gas emissions from cogeneration and trigeneration systems. Part II: Analysis techniques and application cases"** *Energy*., 33, 418-430.
- [73] Ziabasharhagh M. and Mahmoodi M. (2012) **"Numerical Solution of Beta-type Stirling Engine by Optimizing Heat Regenerator for Increasing Output Power and Efficiency"** *J Basic Appl Sci Res.*, 2, 2, pp 1395-1406.
- [74] Iranian Students' News Agency, <http://isna.ir/news/94012106441/> Last seen: Jul 29, 2017 (in Persian).
- [75] Bargh News, <http://barghnews.com/fa/news/18557/> Last seen: Jul 29, 2017 (in Persian).

Abstract

In this thesis, with a comprehensive approach the energy, environmental and economic analyses of an combined cooling, heating and power (trigeneration) systems based on the Stirling engine have been performed. The system consists of two parallel beta type Stirling engines as the prime mover, a heat recovery system, an absorption chiller, and a power generator. present system can use for residential application. The analysis of the Stirling engine is a non-ideal adiabatic analysis. To increase the modeling accuracy, the frictional and thermal losses of Stirling engine were considered. The non-ideal adiabatic analysis was done using a developed numerical code in MATLAB software. For model validation, the operational and geometrical parameters of a GPU-3 Stirling engine were applied and the results were compared with the experimental data and other previous models. Also two beta-type Stirling engines, were proposed as prime mover in trigeneration system. Moreover, the energy modeling of absorption chiller was performed using Stirling engine waste heat. Then, the effects of engine rotational speed, regenerator length and wall temperature of heater on efficiency, Trigeneration Primary Energy Saving (TPES), Trigeneration CO₂ Emission Reduction (TCO₂ER) and Operational Cost Reduction (CR) of trigeneration system were studied and the optimum values were presented. The results showed that the best values for electric power, thermal power and cooling power at 22.53, 21.65, and 14.43 kW, respectively and also the electrical efficiency and trigeneration efficiency were 27.78% and 72.28%, respectively. Furthermore, the fuel consumption, carbon dioxide emission and operational cost of this system encountered reduction of 31.3%, 38% and 78.8% in comparison with conventional systems to produce the same amount of energy for buildings.

Keywords: Trigeneration system, Stirling engine, Non-ideal adiabatic, MATLAB, GPU-3, absorption chiller



Shahrood University of Technology

Faculty of Mechanical and Mechatronics Engineering

M.Sc. Thesis in Energy Conversion Engineering

**Modeling and performance improvement of combined
cooling, heating and power (CCHP) system driven by
Stirling engine**

By: Mohammad Sheykhi

Supervisor:

Dr. Mahmood Chahartaghi

September 2017