

بِسْمِ اللَّهِ الرَّحْمَنِ الرَّحِيمِ



دانشگاه صنعتی شاهرود

دانشکده مهندسی مکانیک و مکاترونیک

پایان نامه کارشناسی ارشد مهندسی تبدیل انرژی

ارزیابی عملکرد سیستم تولید همزمان سرمایش، گرمایش و قدرت

بر پایه محرک ترکیبی موتور گازسوز و موتور استرلینگ

نگارنده: محمدمهدی بالاخلی

اساتید راهنما:

دکتر محمود چهارطاقی

دکتر سید مجید هاشمیان

تیر ۱۳۹۸

شماره: ۱۱۲ / ۸۸ / ۳۵
تاریخ: ۶ / ۶ / ۹۸

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 مهدی بالاخلی با شماره دانشجویی ۹۶۰۳۶۰۴ رشته مهندسی مکانیک گرایش تبدیل انرژی تحت عنوان ارزیابی عملکرد سیستم تولید همزمان سرمایش، گرمایش و قدرت بر پایه محرک ترکیبی موتور گازسوز و موتور استولینگ که در تاریخ ۱۳۹۸/۰۴/۲۴ با حضور هیأت محترم داوران در دانشگاه صنعتی شاهرود برگزار گردید به شرح ذیل اعلام می گردد:

<input type="checkbox"/> مردود				<input checked="" type="checkbox"/> قبول (با درجه:)
<input type="checkbox"/> عملی				<input checked="" type="checkbox"/> نظری
امضاء	مرتبه علمی	نام و نام خانوادگی	عضو هیأت داوران	
	دانشیار	دکتر محمود چهارطاقی	۱- استاد راهنمای اول	
	استادیار	دکتر سید مجید هاشمیان	۲- استاد راهنمای دوم	
---	---	---	۳- استاد مشاور	
	استادیار	دکتر محمد ضامن	۴- نماینده تحصیلات تکمیلی	
	استادیار	دکتر علی سررشته داری	۵- استاد ممتحن اول	
	استادیار	دکتر محمد حسین احمدی	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 مدت مجوز تحصیل) می تواند از پایان نامه خود دفاع نماید (دفاع

مجدد نباید زودتر از ۴ ماه برگزار شود).

تقدیم به

آنان که ناتوان شدند تا ما به توانایی برسیم، موهایشان سپید شد تا ماوسفید شویم.

تقدیم به پدر و مادر عزیز و مهربانم که در سختی‌ها و دشواری‌های زندگی همواره یآوری دلسوز و فداکار و پشتیبانی محکم و مطمئن برایم بوده‌اند.

تعمدنامه

اینجانب محمدمهدی بالاخلی دانشجوی دوره کارشناسی ارشد مهندسی تبدیل انرژی دانشکده مهندسی مکانیک و مکاترونیک نویسنده پایان نامه ارزیابی عملکرد سیستم تولید همزمان سرمایه‌گذاری، گرمایش و قدرت بر پایه محرک ترکیبی موتور گازسوز و موتور استرلینگ تحت راهنمایی جناب آقایان دکتر محمود چهارطاقی و دکتر سید مجید هاشمیان 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 می‌باشد و مقالات مستخرج با نام « دانشگاه صنعتی شاهرود » و یا « Shahrood University of Technology » به چاپ خواهد رسید.
- حقوق معنوی تمام افرادی که در به دست آمدن نتایج اصلی پایان نامه تأثیرگذار بوده اند در مقالات مستخرج از پایان نامه رعایت می‌گردد.
- در کلیه مراحل انجام این پایان نامه، در مواردی که از موجود زنده (یا بافتهای آنها) استفاده شده است ضوابط و اصول اخلاقی رعایت شده است.
- در کلیه مراحل انجام این پایان نامه، در مواردی که به حوزه اطلاعات شخصی افراد دسترسی یافته یا استفاده شده است اصل رازداری، ضوابط و اصول اخلاق انسانی رعایت شده است.

تاریخ

امضای دانشجو

مالکیت نتایج و حق نشر

- کلیه حقوق معنوی این اثر و محصولات آن (مقالات مستخرج، کتاب، برنامه های رایانه ای، نرم افزار ها و تجهیزات ساخته شده است) متعلق به دانشگاه صنعتی شاهرود می‌باشد. 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 نمی‌باشد.

چکیده

در این پایان نامه، به ارزیابی چهار آرایش مختلف برای سیستم‌های تولید همزمان شامل دو سیستم تولید همزمان بر پایه محرک موتور احتراق داخلی و دو سیستم تولید همزمان بر پایه محرک هیبریدی موتور احتراق داخلی و موتور استرلینگ پرداخته شده است. به طوری که سیستم‌های تولید همزمان بر پایه محرک موتور احتراق داخلی و همچنین بر پایه محرک هیبریدی، شامل یک سیستم تولید همزمان برق و گرما و یک سیستم تولید همزمان گرما، سرما و برق می‌باشند. به منظور ارزیابی و مقایسه سیستم‌های تولید همزمان پیشنهادی با یکدیگر و همچنین با سیستم‌های تولید انرژی متداول، از سه دیدگاه انرژی، زیست‌محیطی و همچنین دیدگاه اقتصادی استفاده شده است. به طوری که دیدگاه انرژی شامل درصد کاهش مصرف انرژی اولیه، دیدگاه زیست‌محیطی شامل درصد کاهش انتشار آلاینده‌های دی‌اکسید کربن و همچنین دیدگاه اقتصادی شامل درصد کاهش هزینه‌های عملیاتی، مالیات انتشار آلاینده‌های دی‌اکسید کربن، هزینه سرمایه‌گذاری اولیه و هزینه سرویس و نگهداری اولیه تجهیزات به کاررفته شده در سیستم‌های تولید همزمان پیشنهادی، نرخ صرفه‌جویی خالص سالانه و همچنین دوره بازگشت سرمایه بر اساس میزان صرفه‌جویی در مصرف سوخت در دو حالت بدون در نظر گرفتن و با در نظر گرفتن مالیات انتشار آلاینده‌های دی‌اکسید کربن برای سیستم‌های تولید همزمان پیشنهادی ارائه شده است. همچنین در این مطالعه به بررسی راندمان‌های تولید همزمان برق و سرما، راندمان تولید همزمان برق و گرما و همچنین راندمان تولید همزمان برق، سرما و گرما پرداخته شده است و در ادامه به بررسی تأثیر پارامترهای عملکردی چیلر جذبی بر روی ضریب عملکرد چیلر جذبی پرداخته شده است. همچنین به منظور تحلیل عملکرد موتور احتراق داخلی از یک مدل صفر بعدی و روش تک منطقه‌ای توسعه داده شده در نرم‌افزار MATLAB استفاده شده است و تحلیل عملکرد موتور استرلینگ به کمک مدل آدیباتیک غیر ایده آل و با استفاده از نرم‌افزار MATLAB انجام شده است همچنین از حرارت اتلافی سیستم خنک کاری در موتور احتراق داخلی به عنوان حرارت ورودی به چیلر جذبی جهت تولید بار سرمایشی و مدلسازی انرژی چیلر جذبی به کمک نرم‌افزار EES استفاده شده است. نتایج حاصل از مدلسازی نیز نشان می‌دهد با افزایش کارایی مبدل حرارتی (Eff_{HX})، افزایش دبی سیال کاری ورودی به پمپ چیلر جذبی (\dot{m}_1) و همچنین با افزایش فشار قسمت فشار بالا در چیلر جذبی (P_{high})، ضریب عملکرد چیلر جذبی افزایش خواهد یافت، همچنین نتایج حاکی از آن است که سیستم‌های تولید همزمان پیشنهادی بر پایه محرک‌های هیبریدی شامل موتور احتراق داخلی و موتور استرلینگ در مقایسه با سیستم‌های تولید همزمان بر پایه محرک موتور احتراق داخلی از دیدگاه انرژی و زیست‌محیطی دارای عملکرد مطلوب‌تری می‌باشد. به طوری که بیشترین درصد کاهش مصرف انرژی اولیه در سیستم سه در دور ۲۵۰۰ rpm و به میزان ۳۷/۱۵ درصد می‌باشد و بیشترین درصد کاهش انتشار آلاینده‌های دی‌اکسید

کربن مربوط به سیستم سه در دور ۳۰۰۰ rpm به مقدار ۴۲/۵۷ درصد می‌باشد. از دیدگاه اقتصادی نیز سیستم‌های تولید همزمان بر پایه محرک هیبریدی دارای درصد کاهش هزینه‌های عملیاتی بیشتری در مقایسه با سیستم‌های تولید همزمان بر پایه محرک موتور احتراق داخلی هستند. به طوری که بیشترین درصد کاهش هزینه‌های عملیاتی در سیستم چهار و در دور ۳۰۰۰ rpm و به مقدار ۸۱/۵۳۲ درصد رخ می‌دهد. همچنین سیستم‌های تولید همزمان بر پایه محرک هیبریدی در مقایسه با سیستم‌های تولید همزمان بر پایه محرک موتور احتراق داخلی در تمام ساعت‌های کارکرد در طول روز و همچنین در تمام دورهای موتور احتراق داخلی دارای دوره بازگشت سرمایه کمتری می‌باشند. به طوری که در میان سیستم‌های تولید همزمان بر پایه محرک هیبریدی، سیستم تولید همزمان برق، گرما و سرما (سیستم چهار) دارای کمترین دوره بازگشت سرمایه می‌باشند.

کلمات کلیدی

سیستم تولید همزمان، موتور احتراق داخلی، موتور استرلینگ، چیلر جذبی، نرم‌افزار MATLAB، نرم‌افزار EES

فهرست مطالب

۱	فصل اول : مقدمه
۱-۱	مقدمه
۲-۱	مقدمه‌ای بر سیستم‌های تولید همزمان
۳-۱	مقایسه سیستم‌های تولید همزمان و سیستم‌های تولید جداگانه
۴-۱	مزایای سیستم‌های تولید همزمان
۵-۱	تجهیزات و اجزای سیستم‌های تولید همزمان سه‌گانه
۵-۱-۱	محرک‌های اولیه
۵-۱-۱-۱	موتورهای رفت و برگشتی
۵-۱-۱-۲	موتور استرلینگ
۵-۱-۱-۳	توربین گاز
۵-۱-۱-۴	میکرو توربین‌ها
۵-۱-۱-۵	توربین بخار
۵-۱-۱-۶	پیل سوختی
۵-۱-۲	تجهیزات الکتریکی
۵-۱-۳	دستگاه‌های بازیابی حرارتی
۵-۱-۴	چیلرهای جذبی
۶-۱	جمع‌بندی
۲	فصل ۲ : مقدمه‌ای بر کارهای پیشین
۱-۲	مقدمه
۱-۲-۱	سیستم‌های تولید همزمان بر پایه محرک‌های اولیه مختلف
۲-۱-۲	سیستم‌های تولید همزمان بر پایه موتور احتراق داخلی
۳-۱-۲	سیستم‌های تولید همزمان بر پایه موتور استرلینگ
۴-۱-۲	سیستم‌های تولید همزمان بر پایه محرک‌های هیبریدی
۲-۲	معرفی کار حاضر
۳	فصل سه : تشریح آرایش سیستم‌های تولید همزمان پیشنهادی و ارائه معادلات حاکم
۱-۳	آرایش سیستم‌های تولید همزمان پیشنهادی
۲-۳	مدلسازی کلی سیستم‌های تولید همزمان پیشنهادی
۳-۳	معادلات حاکم بر موتور احتراق داخلی
۱-۳-۳	معادلات حاکم
۲-۳-۳	روش حل معادلات موتور احتراق داخلی
۴-۳	معادلات حاکم بر موتور استرلینگ

۳۴	۱-۴-۳ مدل آدیباتیک ایده آل
۳۵	۱-۱-۴-۳ معادلات مدل آدیباتیک ایده آل
۳۶	۲-۴-۳ تلفات اصطکاکی و حرارتی
۳۶	۱-۲-۴-۳ افت فشار در مبدل‌های حرارتی
۳۷	۲-۲-۴-۳ اصطکاک مکانیکی در اثر حرکت پیستون
۳۸	۳-۲-۴-۳ اثر ترمودینامیک سرعت محدود
۳۸	۴-۲-۴-۳ اثر بازیابی غیر ایده آل
۳۹	۵-۲-۴-۳ هدایت حرارتی طولی در بازیاب
۳۹	۶-۲-۴-۳ اثر شاتل
۴۰	۷-۲-۴-۳ تصحیح دمای گاز داخل گرم‌کن و سردکن
۴۰	۳-۴-۳ روش حل معادلات موتور استرلینگ
۴۱	۵-۳ چیلر جذبی
۴۱	۱-۵-۳ معادلات حاکم چیلر جذبی
۴۳	۶-۳ تحلیل سیستم‌های تولید همزمان پیشنهادی
۴۳	۱-۶-۳ تحلیل انرژی
۴۳	۱-۱-۶-۳ درصد کاهش مصرف انرژی اولیه
۴۴	۲-۶-۳ تحلیل زیست‌محیطی
۴۴	۱-۲-۶-۳ درصد کاهش انتشار آلاینده‌ی دی‌اکسید کربن
۴۵	۳-۶-۳ تحلیل اقتصادی
۴۵	۱-۳-۶-۳ درصد کاهش هزینه‌های عملیاتی
۴۵	۲-۳-۶-۳ مالیات انتشار آلاینده‌ی دی‌اکسید کربن
۴۶	۳-۳-۶-۳ هزینه سرمایه‌گذاری اولیه
۴۶	۴-۳-۶-۳ هزینه سرویس و نگهداری
۴۶	۵-۳-۶-۳ نرخ صرفه‌جویی خالص در هزینه‌های کل سالانه
۴۷	۶-۳-۶-۳ دوره بازگشت سرمایه
۴۷	۴-۶-۳ راندمان سیستم‌های تولید همزمان پیشنهادی
۴۹	۴ فصل چهارم: معتبر سازی و نتایج مدلسازی
۵۰	۱-۴ مقدمه
۵۰	۲-۴ معتبر سازی
۵۰	۱-۲-۴ معتبر سازی مدل موتور احتراق داخلی
۵۲	۲-۲-۴ معتبر سازی مدل موتور استرلینگ
۵۶	۳-۴ نتایج مدلسازی
۸۱	۵ فصل ۵: بحث و نتیجه‌گیری
۸۲	۱-۵ مقدمه

۸۲.....	۲-۵ نتیجه گیری
۸۴.....	۳-۵ پیشنهادات
۸۵	مراجع

فهرست اشکال

- شکل ۱-۱- شماتیکی از یک سیستم تولید همزمان (سمت چپ) و یک سیستم تولید انرژی متداول (سمت راست) به منظور تأمین انرژی ساختمان ۳
- شکل ۱-۲- سیستم تولید همزمان سه گانه [۳] ۴
- شکل ۱-۳- موتور ژنراتور ۱۲ سیلندر گازسوز با ظرفیت ۲۰۰۰ کیلووات [۸] ۸
- شکل ۱-۴- موتور استرلینگ ۳۵ کیلوواتی [۱۲] ۹
- شکل ۱-۵- توربین گاز با ظرفیت بالا ساخته شده توسط شرکت زیمنس [۱۲] ۱۰
- شکل ۱-۶- میکرو توربین ۳۰ کیلوواتی [۳] ۱۱
- شکل ۱-۷- توربین بخار [۸] ۱۲
- شکل ۱-۸- پیل سوختی با ظرفیت ۵ کیلووات [۱۵] ۱۳
- شکل ۱-۹- یک نمونه مبدل به کار گرفته شده در سیستم تولید همزمان ۱۴
- شکل ۱-۳- آرایش سیستم یک ۲۶
- شکل ۲-۳- آرایش سیستم دو ۲۷
- شکل ۳-۳- آرایش سیستم سه ۲۷
- شکل ۴-۳- آرایش سیستم چهار ۲۸
- شکل ۵-۳- مدل پنج حجمی و توزیع دما در اجزای مختلف موتور استرلینگ در مدل آدیباتیک ایده آل [۴] ۳۴
- شکل ۶-۳- نحوه عملکرد یک چیلر جذبی تک اثره [۳۰, ۳۱] ۴۲
- شکل ۱-۴- مقایسه نتایج توان مکانیکی تولیدی موتور گازسوز EF7 در مدل حاضر با نتایج آزمایشگاهی [۴۹] ۵۱
- شکل ۲-۴- توان خروجی از موتور استرلینگ GPU-3 در مدل حاضر و مدل مینگ جیانگ نی [۴۵] ۵۴
- شکل ۳-۴- نتایج راندمان حرارتی واقعی برای موتور استرلینگ GPU-3 در مدلسازی حاضر و مدلسازی مینگ جیانگ نی [۴۵] ۵۴
- شکل ۴-۴- راندمان حرارتی موتور استرلینگ، موتور احتراق داخلی و سیکل هیبریدی موتور احتراق داخلی و موتور استرلینگ ۵۹
- شکل ۵-۴- راندمان تولید همزمان برق و گرما در سیستم‌های تولید همزمان پیشنهادی ۶۰
- شکل ۶-۴- راندمان تولید همزمان برق و سرما در سیستم‌های تولید همزمان پیشنهادی ۶۱
- شکل ۷-۴- راندمان تولید همزمان برق، سرما و گرما در سیستم‌های تولید همزمان پیشنهادی ۶۲
- شکل ۸-۴- بارهای مبادله شده در چیلر جذبی در دوره‌های مختلف موتور احتراق داخلی ۶۳
- شکل ۹-۴- توان مصرفی توسط پمپ در چیلر جذبی بر حسب گرمای تحویل داده شده به ژنراتور ۶۴
- شکل ۱۰-۴- تأثیر کارایی مبدل گرمایی چیلر جذبی بر روی ضریب عملکرد چیلر جذبی ۶۵
- شکل ۱۱-۴- تأثیر دبی جرمی ورودی به پمپ چیلر جذبی بر روی ضریب عملکرد چیلر جذبی ۶۶
- شکل ۱۲-۴- تأثیر قسمت فشار بالا چیلر جذبی بر روی ضریب عملکرد چیلر جذبی ۶۷
- شکل ۱۳-۴- تأثیر کارایی مبدل گرمایی چیلر جذبی بر روی ظرفیت سرمایشی چیلر جذبی ۶۸
- شکل ۱۴-۴- تأثیر دبی جرمی ورودی به پمپ چیلر جذبی بر روی ظرفیت سرمایشی چیلر جذبی ۶۹

- شکل ۴-۱۵- تأثیر دور موتور احتراق داخلی بر روی درصد کاهش مصرف سوخت سیستم‌های تولید همزمان پیشنهادی ۷۰
- شکل ۴-۱۶- تأثیر دور موتور احتراق داخلی بر روی درصد کاهش انتشار آلاینده‌گی دی‌اکسید کربن سیستم‌های تولید همزمان پیشنهادی ۷۱
- شکل ۴-۱۷- تأثیر دور موتور احتراق داخلی بر روی درصد کاهش هزینه عملیاتی سیستم‌های تولید همزمان پیشنهادی ۷۲
- شکل ۴-۱۸- مالیات انتشار آلاینده‌گی دی‌اکسید کربن در سیستم تولید همزمان و سیستم متداول تولید انرژی ۷۳
- شکل ۴-۱۹- هزینه سرمایه‌گذاری اولیه سیستم‌های تولید همزمان پیشنهادی ۷۴
- شکل ۴-۲۰- هزینه سرویس و نگهداری سیستم‌های تولید همزمان ۷۵
- شکل ۴-۲۱- نرخ صرفه‌جویی خالص در هزینه‌های کل سالانه ۷۶
- شکل ۴-۲۲- دوره بازگشت سرمایه سیستم‌های تولید همزمان پیشنهادی بدون در نظر گرفتن مالیات انتشار آلاینده‌گی دی‌اکسید کربن در حالت شش ساعت کارکرد روزانه ۷۷
- شکل ۴-۲۳- دوره بازگشت سرمایه سیستم‌های تولید همزمان پیشنهادی بدون در نظر گرفتن مالیات انتشار آلاینده‌گی دی‌اکسید کربن در حالت نه ساعت کارکرد روزانه ۷۷
- شکل ۴-۲۴- دوره بازگشت سرمایه سیستم‌های تولید همزمان پیشنهادی بدون در نظر گرفتن مالیات انتشار آلاینده‌گی دی‌اکسید کربن در حالت دوازده ساعت کارکرد روزانه ۷۸
- شکل ۴-۲۵- دوره بازگشت سرمایه سیستم‌های تولید همزمان پیشنهادی با در نظر گرفتن مالیات انتشار آلاینده‌گی دی‌اکسید کربن در حالت شش ساعت کارکرد روزانه ۷۸
- شکل ۴-۲۶- دوره بازگشت سرمایه سیستم‌های تولید همزمان پیشنهادی با در نظر گرفتن مالیات انتشار آلاینده‌گی دی‌اکسید کربن در حالت نه ساعت کارکرد روزانه ۷۹
- شکل ۴-۲۷- دوره بازگشت سرمایه سیستم‌های تولید همزمان پیشنهادی با در نظر گرفتن مالیات انتشار آلاینده‌گی دی‌اکسید کربن در حالت دوازده ساعت کارکرد روزانه ۷۹

فهرست جداول

- جدول ۱-۱- مشخصات عملکردی چند نمونه موتور رفت و برگشتی در ظرفیت‌های مختلف [۹]..... ۸
- جدول ۲-۱- مشخصات عملکردی موتور استرلینگ 55 kW [۱۲]..... ۹
- جدول ۳-۱- مشخصات عملکردی توربین‌های گاز با ظرفیت‌های مختلف [۱۳]..... ۱۰
- جدول ۴-۱- مشخصات عملکردی چند نمونه میکرو توربین با ظرفیت‌های مختلف [۱۴]..... ۱۱
- جدول ۵-۱- مشخصات عملکردی چند نمونه توربین بخار در ظرفیت‌های مختلف [۸]..... ۱۲
- جدول ۶-۱- مشخصات پیل‌های سوختی [۱۵]..... ۱۴
- جدول ۱-۴- مشخصات هندسی موتور گازسوز EF7 [۳۴,۴۷]..... ۵۱
- جدول ۲-۴- مشخصات هندسی موتور گازسوز mississippi [۲۱]..... ۵۱
- جدول ۳-۴- نتایج مدل حاضر با نتایج سازنده و مدلسازی انجام‌شده توسط ماگو اربابی برای موتور mississippi.. ۵۲
- جدول ۴-۴- مشخصات هندسی موتور استرلینگ GPU-3 [۳۴]..... ۵۲
- جدول ۵-۴- مشخصات هندسی موتور استرلینگ GPU-3 توسعه داده‌شده [۳۴]..... ۵۵
- جدول ۶-۴- مشخصات عملکردی موتور استرلینگ GPU-3 توسعه داده‌شده [۳۴]..... ۵۶
- جدول ۷-۴- پارامترهای موردنیاز به‌منظور تحلیل سیستم‌های تولید همزمان [۳۰,۳۱,۳۴,۴۹]..... ۵۶
- جدول ۸-۴- هزینه سرمایه‌گذاری و سرویس و نگهداری تجهیزات [۳۱,۳۴,۵۰]..... ۵۷
- جدول ۹-۴- انرژی سوخت ورودی و حرارت‌های اتلافی و توان مکانیکی خروجی از موتور احتراق داخلی..... ۵۷
- جدول ۱۰-۴- حرارت ورودی و همچنین حرارت اتلافی و توان مکانیکی خروجی از موتور استرلینگ..... ۵۸
- جدول ۱۱-۴- بارهای الکتریکی، گرمایشی و سرمایشی تولیدشده توسط سیستم‌های تولید همزمان پیشنهادی..... ۵۸
- جدول ۱۲-۴- پارامترهای ورودی و عملکردی چیلر جذبی..... ۶۳

فهرست علائم

(m^2)	سطح مقطع	A
(m^2)	سطح مؤثر هدایت حرارتی	A_{cond}
(\$/year)	مالیات انتشار آلاینده‌گی دی‌اکسید کربن در سیستم تولید همزمان	$ACO_2 T^{CCHP}$
(\$/year)	مالیات انتشار آلاینده‌گی دی‌اکسید کربن در سیستم تولید جداگانه	$ACO_2 T^{Conv}$
(\$/year)	نرخ صرفه‌جویی خالص در هزینه‌های سالانه	ATCS
-	ثابت تابع وبر	a_w
(m)	قطر سیلندر در موتور احتراق داخلی	B
(kPa)	فشار مؤثر متوسط ترمزی	bmp
(%)	درصد کاهش هزینه‌های عملیاتی	CR
$(J.kg^{-1}.K^{-1})$	ظرفیت حرارتی مخصوص در حجم ثابت	c_v
$(J.kg^{-1}.K^{-1})$	ظرفیت حرارتی مخصوص در فشار ثابت	c_p
$(m.s^{-1})$	سرعت متوسط گاز کاری در موتور استرلینگ	c_g
$(\$.m^{-3})$	قیمت جهانی خرید گاز طبیعی از شبکه	$Cost_F$
$(\$.kWh^{-1})$	قیمت جهانی خرید برق از شبکه	$Cost_W$
(\$)	هزینه مصرف سوخت در سیستم تولید همزمان	$Cost^{CCHP}$
(\$)	هزینه مصرف سوخت در سیستم تولید جداگانه	$Cost^{Conv}$
$(\$.kW^{-1})$	هزینه سرمایه‌گذاری اولیه	$Cost_{inv}$
$(\$.kWh^{-1})$	هزینه سرویس و نگهداری	$Cost_{Main}$
-	ضریب عملکرد چیلر جذبی	COP_{ac}
-	ضریب عملکرد چیلر الکتریکی	COP_{ec}^{Conv}
(m)	قطر هیدرولیکی	D
(kPa)	فشار مؤثر متوسط اصطکاکی	fmp
(kW)	میزان سوخت مصرفی بر حسب کیلووات در سیستم تولید همزمان	F^{CCHP}
(kW)	میزان سوخت مصرفی بر حسب کیلووات در سیستم تولید همزمان	F^{Conv}
-	کارایی مبدل حرارتی	Eff_{HX}
-	ضریب اصطکاک	f
(Hz)	فرکانس موتور	fr
$(kg.m^{-2}.s^{-1})$	جریان جرم گاز	G
$(W.m^{-2}.K^{-1})$	ضریب انتقال حرارت هدایتی	h_c
$(W.m^{-2}.K^{-1})$	ضریب انتقال حرارت تشعشعی	h_r
(kPa)	فشار مؤثر متوسط اندیکاتوری	imep
(m)	فاصله حلقوی بین پیستون جابجایی و سیلندر در موتور استرلینگ	J
$(W.m^{-2}.K^{-1})$	ضریب هدایت حرارتی گاز	k_g
(m)	طول میله اتصال دهنده در موتور احتراق داخلی	l
(mm)	طول میله اتصال دهنده در موتور استرلینگ	L
(m)	طول بازیاب	L_r

(m)	طول جابجا	L_d
$(kJ.kg^{-1})$	ارزش حرارتی پایین سوخت	LHV_F
(kg)	جرم	m
$(kg.s^{-1})$	دبی جرمی	\dot{m}
(kg)	جرم دی‌اکسید کربن تولیدشده در سیستم تولید همزمان	mCO_2^{CCHP}
(kg)	جرم دی‌اکسید کربن تولیدشده در سیستم تولید جداگانه	mCO_2^{Conv}
-	تعداد سیلندر موتور احتراق داخلی	N_{cyl}
(rps)	دور موتور برحسب ثانیه	N
(rpm)	دور موتور برحسب دقیقه	n
-	ثابت تابع وبر	n_w
-	تعداد واحد انتقال حرارت	NTU
(kW)	توان مکانیکی	P
(kPa)	فشار	p
-	عدد پرانتل	Pr
(year)	دوره بازگشت سرمایه	PP
(kJ)	حرارت انتقالی	Q
(kW)	نرخ حرارت انتقالی	\dot{Q}
$(J.kg^{-1}.K^{-1})$	ثابت گازها	R
-	عدد رینولدز	Re
(m)	شعاع لنگ در موتور احتراق داخلی	r
(m)	کورس پیستون در موتور استرلینگ	S
-	عدد استوانتون	St
(m)	فاصله بین محور میل‌لنگ و پین پیستون در موتور احتراق داخلی	s
-	دما	T
(%)	درصد صرفه‌جویی در مصرف انرژی اولیه	TEPS
$(m.s^{-1})$	سرعت پیستون در موتور احتراق داخلی	u_p
(m^3)	حجم	V
(m^3)	حجم مرده در موتور احتراق داخلی	V_c
(m^3)	حجم جابجایی در موتور احتراق داخلی	V_d
(kJ)	کار خروجی	W
$(m.s^{-1})$	سرعت حرکت پیستون در موتور استرلینگ	w
$(m.s^{-1})$	سرعت متوسط گازها در موتور احتراق داخلی	w_g
-	میزان ساعت کارکرد در طول روز	X
-	تابع وبر	X_b
(%)	کیفیت	x

علائم یونانی

(%)	راندمان	η
(%)	راندمان بویلر	η_b^{Conv}
(%)	راندمان حرارتی نیروگاه متداول	η_p^{Conv}
-	نسبت گرمای ویژه	γ
(\$/kgCO ₂)	فاکتور انتشار آلاینده‌گی دی‌اکسید کربن	Υ_{CO_2}
(kg . m ⁻¹ . s ⁻¹)	لزجت دینامیکی گاز	μ_g
(gr. kwh ⁻¹)	فاکتور انتشار آلاینده‌گی دی‌اکسید کربن برای گاز طبیعی	$\mu_{CO_2}^F$
(gr. kwh ⁻¹)	فاکتور انتشار آلاینده‌گی دی‌اکسید کربن برای برق شبکه	$\mu_{CO_2}^W$
(deg)	زاویه لنگ	θ
(deg)	زاویه شروع فرآیند احتراق در موتور احتراق داخلی	θ_s
(deg)	مدت‌زمان احتراق در موتور احتراق داخلی	θ_d
-	ضریب تأثیر بازتاب	ε
(kg. m ⁻³)	چگالی گاز	ρ_g

زیر نویس‌ها

چیلر جذبی	ac
جذب‌کننده	abs
بویلر	b
محفظه تراکم	c
کندانسور	con
تقاضا سرمایه‌ش	cd
محفظه تراکم	comb
سیستم تولید هم‌زمان	CCHP
سیستم تولید جداگانه	Conv
مرز بین محفظه تراکم و سردکن	ck
محفظه انبساط	e
چیلر الکتریکی	ec
گاز خروجی از اگزوز	ex
تقاضا انرژی الکتریکی	ed
اوپراتور	eva
سوخت	F
ژنراتور	gen
گرم‌کن	h
مرز بین گرم‌کن و محفظه انبساط	he
مبدل حرارتی	HX
تقاضا گرمایش	hd
موتور احتراق داخلی	ICE
سیستم خنک‌کاری	jw

سردکن	k
مرز بین سردکن و بازیاب	kr
غیرقابل بازیافت	<i>non – rec</i>
نیروگاه متداول تولید برق	P
بازیاب	r
مرز بین بازیاب و گرمکن	rh
قابل بازیافت	<i>rec</i>
اثر شاتل	sh
موتور استرلینگ	STE
دیوار سیلندر	w
دیوار گرمکن	<i>wh</i>
دیوار سردکن	<i>wk</i>

۱ فصل اول : مقدمه

۱-۱ مقدمه

امروزه با توجه به افزایش روزافزون بهای انرژی، افزایش مصرف سوخت‌های فسیلی، افزایش انتشار آلاینده‌های زیست‌محیطی و به دنبال آن پدید آمدن خطرات ناشی از گرم شدن زمین، نیاز به استفاده از سیستم‌های باراندمان بالاتر جهت تأمین انرژی موردنیاز ساختمان‌ها بیش‌تر از گذشته احساس می‌شود. در میان سیستم‌های موجود به‌منظور افزایش راندمان کل، کاهش مصرف انرژی، کاهش انتشار آلاینده‌های زیست‌محیطی و همچنین کاهش هزینه‌های ناشی از مصرف انرژی اولیه، استفاده از سیستم‌های تولید همزمان راه‌حل مناسبی می‌باشد، در این بین سیستم‌های تولید همزمان سه‌گانه^۱ نسبت به سایر سیستم‌های تولید همزمان با محرک اولیه مشابه دارای راندمان کل بالاتری می‌باشد. در سیستم‌های تولید همزمان سه‌گانه از توان مکانیکی خروجی از محرک اولیه به‌منظور تأمین انرژی الکتریکی موردنیاز استفاده می‌گردد، همچنین از بخشی از حرارت اتلافی محرک اولیه به‌منظور تأمین انرژی گرمایشی و از بخش دیگر حرارت اتلافی و یا انرژی الکتریکی تولیدی به‌منظور تأمین انرژی سرمایشی موردنیاز استفاده می‌شود. مزایای متنوعی برای سیستم‌های تولید همزمان می‌توان نام برد، در این بین مزیت‌های مانند کاهش تلفات شبکه انتقال و توزیع، کاهش مصرف انرژی اولیه، افزایش راندمان کل سیستم و همچنین کاهش انتشار آلاینده‌های زیست‌محیطی سبب تمایز این نوع سیستم‌ها با سیستم‌های تولید جداگانه^۲ شده است [۱،۲].

سیستم‌های تولید همزمان می‌توانند از محرک‌های اولیه متنوعی بهره ببرند. که از جمله‌ی آن‌ها می‌توان به موتورهای احتراق داخلی^۳، موتور استرلینگ^۴، توربین گاز^۵، توربین بخار^۶، پیل‌های سوختی^۷ و میکرو توربین‌ها^۸ اشاره کرد، در نتیجه با توجه به نوع کاربرد و نیاز مصرف‌کننده می‌توان محرک اولیه مناسب را انتخاب کرد.

امروزه سیستم‌های تولید همزمان در مکان‌ها و به‌منظور مصارف مختلفی، از جمله ساختمان‌های مسکونی، بیمارستان‌ها، هتل‌ها، مدارس و کارخانه‌ها مورد استفاده قرار می‌گیرند.

در سیستم‌های تولید همزمان اصل مهم بهره‌مندی حداکثری از انرژی اتلافی موجود در سیستم‌های متداول

۱ Combined cooling, heating and power

۲ Separated cooling, heating and power

۳ Internal combustion engine

۴ Stirling engine

۵ Gas Turbine

۶ Steam Turbine

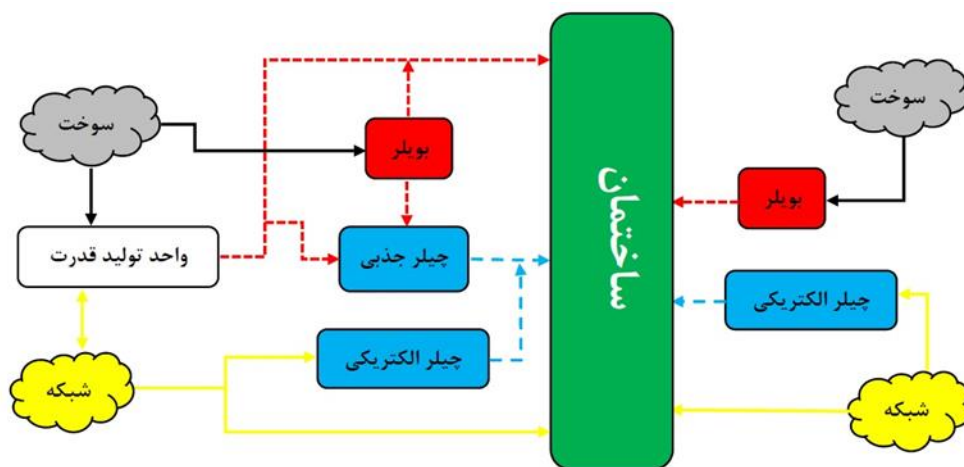
۷ Fuel Cell

۸ Micro Turbine

تولید برق می‌باشد. سیستم‌های تولید همزمان در مقایسه با سیستم‌های متداول تولید برق دارای راندمان و قابلیت اطمینان بالایی می‌باشند و با توجه به اینکه این سیستم‌ها برخلاف سیستم‌های متداول به‌طور پراکنده و قدرت‌های کم در سطح کشور قرار می‌گیرند، در نتیجه در برابر بلایای طبیعی و پدیده‌های غیرمنتظره، آسیب‌پذیری کم‌تری دارند. همچنین سیستم‌های تولید همزمان برخلاف سیستم‌های متداول تولید برق می‌توانند به راندمان کل در حدود ۶۰٪ تا ۹۰٪ دست یابند [۱،۲].

یک سیستم تولید همزمان سه‌گانه از سه بخش اصلی شامل واحد تولید قدرت^۱، واحد گرمایش واحد سرمایه‌گذاری تشکیل می‌شود. در سیستم‌های تولید همزمان، واحد تولید قدرت معمولاً شامل محرک اولیه و ژنراتور می‌باشد. به‌طوری‌که از توان مکانیکی تولیدشده توسط محرک اولیه به‌منظور راه‌اندازی مولد الکتریکی استفاده می‌شود. همچنین واحد گرمایش شامل تجهیزاتی مانند مبدل‌های حرارتی، بویلر واحد سرمایه‌گذاری شامل تجهیزاتی مانند چیلرهای جذبی و تراکمی می‌باشند.

در شکل (۱-۱) شماتیکی از دو سیستم تولید همزمان گرما، سرما و برق و همچنین سیستم تولید جداگانه متداول جهت تأمین گرما، سرما و برق ساختمان ارائه شده است.



شکل ۱-۱- شماتیکی از یک سیستم تولید همزمان (سمت چپ) و یک سیستم تولید انرژی متداول (سمت راست) به‌منظور تأمین انرژی ساختمان

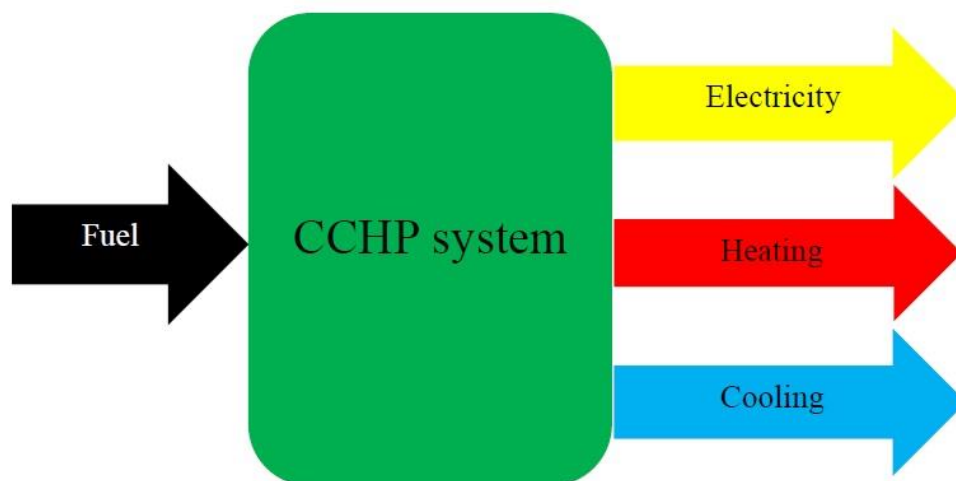
همان‌طور که از شکل (۱-۱) مشخص است. در سیستم‌های تولید جداگانه به‌طور کلی، بار گرمایشی موردنیاز ساختمان توسط بویلر و بار سرمایه‌گذاری توسط چیلر الکتریکی تأمین می‌شود. همچنین برق مصرفی ساختمان نیز به‌طور مستقیم از شبکه خریداری می‌شود. در حالی که در سیستم‌های تولید همزمان از حرارت اتلافی قابل بازیافت در واحد تولید قدرت جهت تأمین بار گرمایشی موردنیاز ساختمان استفاده می‌شود. از طرفی

^۱ Power Generation Unit (PGU)

به منظور اطمینان از تأمین تمام بار گرمایشی مورد نیاز ساختمان به خصوص در فصول سرد سال از یک بویلر کمکی استفاده می‌گردد. همچنین در این سیستم‌ها بار سرمایشی مورد نیاز ساختمان نیز توسط چیلر جذبی و به کمک بخشی از حرارت اتلافی قابل بازیافت در واحد تولید قدرت تأمین خواهد شد. همچنین در فصول گرم سال که تقاضای بار سرمایشی افزایش می‌یابد می‌توان از یک چیلر الکتریکی کمکی جهت تأمین بار سرمایشی استفاده کرد. و در نهایت برق مصرفی مورد نیاز ساختمان نیز توسط واحد تولید قدرت تأمین می‌شود و در صورت بالا بودن تقاضا، برق مورد نیاز از شبکه خریداری می‌شود. همچنین در مواقعی که برق مازاد در سیستم تولید شود، امکان فروش برق به شبکه نیز وجود دارد.

۲-۱ مقدمه‌ای بر سیستم‌های تولید همزمان

سیستم‌های تولید همزمان در واقع سیستم‌هایی هستند، که به وسیله انرژی سوخت ورودی، چند شکل مفید از انرژی را تولید می‌کنند. در اغلب سیستم‌های تولید همزمان رایج، انرژی سوخت به انرژی مکانیکی و گرمایی تبدیل می‌شود. به طوری که از انرژی مکانیکی تولیدی به منظور تأمین انرژی الکتریکی و از انرژی گرمایی به منظور تأمین گرمایش و سرمایش مورد نیاز ساختمان بهره‌برداری می‌شود. در شکل (۲-۱) نمایی از یک سیستم تولید همزمان سه‌گانه جهت تولید چند شکل از انرژی به کمک انرژی سوخت ورودی ارائه شده است.



شکل ۲-۱- سیستم تولید همزمان سه‌گانه [۳]

همان‌گونه که در بخش قبل بیان شده است. سیستم‌های تولید همزمان از سه بخش اصلی تشکیل می‌شوند که عبارت‌اند از [۴]:

- واحد تولید قدرت شامل محرک‌های اولیه مانند موتور احتراق داخلی، موتور استرلینگ، توربین گاز، توربین بخار، میکرو توربین‌ها و پیل‌های سوختی و همچنین ژنراتورها.
- واحد گرمایش شامل مبدل‌های حرارتی، بویلرها و پکیج‌های گازی.
- واحد سرمایش شامل چیلرهای جذبی و تراکمی.

فرآیندهای که در سیستم‌های تولید همزمان رخ می‌دهند. به شرح زیر می‌باشند [۴]:

(۱) در واحدهای تولید قدرت، توان مکانیکی تولید می‌شود.

(۲) توان مکانیکی تولیدی توسط ژنراتور به انرژی الکتریکی تبدیل می‌شود.

(۳) حرارت اتلافی در واحد تولید قدرت بازیافت می‌شود.

(۴) قسمتی از حرارت اتلافی بازیافت شده در واحد تولید قدرت، به‌منظور تأمین انرژی گرمایش موردنیاز استفاده می‌شود.

(۵) قسمتی از حرارت اتلافی بازیافت شده در واحد تولید قدرت نیز، به‌منظور تأمین انرژی سرمایشی موردنیاز ساختمان مورد استفاده قرار می‌گیرد.

۳-۱ مقایسه سیستم‌های تولید همزمان و سیستم‌های تولید جداگانه

در سیستم‌های تولید جداگانه به‌منظور تأمین انرژی الکتریکی موردنیاز ساختمان، انرژی سوخت ورودی به نیروگاه، به انرژی الکتریکی تبدیل می‌شود و معمولاً بخش عمده‌ای از انرژی سوخت به‌صورت انرژی گرمایی به محیط تلف می‌شود. در نتیجه راندمان این نوع سیستم‌ها پایین می‌باشد. به‌عنوان مثال برای نیروگاه‌های گازی راندمان در حدود ۳۰ درصد می‌باشد. از طرفی در سیستم‌های تولید جداگانه، انرژی گرمایش موردنیاز به کمک بویلر و پکیج‌های حرارتی و انرژی سرمایشی مورد نیاز به‌وسیله چیلرهای الکتریکی و با خرید برق از شبکه تأمین می‌شود. درحالی‌که در سیستم‌های تولید همزمان بخشی از انرژی الکتریکی موردنیاز به‌وسیله توان مکانیکی تولیدشده توسط محرک اولیه تأمین می‌شود و با بهره‌گیری از گرمای اتلافی محرک اولیه نیز می‌توان بخشی از نیازهای گرمایش و سرمایش را برطرف کرد. به‌این ترتیب در سیستم‌های تولید همزمان در مقایسه با سیستم‌های تولید جداگانه امکان بهره‌برداری بیشتر از انرژی ورودی سوخت وجود دارد و در نتیجه راندمان سیستم‌های تولید همزمان در مقایسه با سیستم‌های تولید جداگانه بیشتر می‌باشد [۵].

۴-۱ مزایای سیستم‌های تولید همزمان

سیستم‌های تولید همزمان دارای مزایای متعددی می‌باشند. که از جمله آن‌ها می‌توان به موارد زیر اشاره

کرد:

- افزایش راندمان کل سیستم و صرفه‌جویی در مصرف انرژی اولیه

استفاده از سیستم‌های تولید همزمان سبب افزایش راندمان سیستم‌های متداول تولید انرژی می‌شود. به طوری که راندمان کل نیروگاه‌های متداول تولید برق که با سوخت‌های فسیلی و یک محرک اولیه کار می‌کنند، بین ۱۸ تا ۴۷ درصد و متوسط راندمان آن‌ها، حدود ۳۰ درصد می‌باشد. این بدین معنی است که در نیروگاه‌های متداول بیش از ۷۰ درصد انرژی سوخت ورودی به صورت گرما به محیط اطراف تلف می‌شود به عنوان مثال راندمان کل در یک نیروگاه گازی کمتر از ۳۵ درصد می‌باشد. در نتیجه بیشتر از ۶۵ درصد از انرژی سوخت ورودی به نیروگاه به شکل حرارت اتلافی تلف می‌شود. این در حالی است که در سیستم‌های تولید همزمان با بهره‌گیری از حرارت اتلافی واحد تولید قدرت، می‌توان نیازهای گرمایش و سرمایش را برطرف نمود. به این ترتیب در سیستم‌های تولید همزمان دستیابی به راندمان حدود ۶۰ تا ۹۰ درصد ممکن است [۱,۶].

- کاهش انتشار آلاینده‌ها

استفاده از سیستم‌های تولید همزمان به جای سیستم‌های متداول تولید انرژی سبب کاهش انتشار آلاینده‌ها می‌شود. همان طور که اشاره شد، مصرف انرژی اولیه در سیستم‌های تولید همزمان نسبت به سیستم‌های متداول تولید برق کمتر می‌باشد. در نتیجه انتشار آلاینده‌ها توسط سیستم‌های تولید همزمان نیز کمتر خواهد بود [۴].

- کوتاه‌تر شدن خطوط انتقال انرژی

با توجه به اینکه سیستم‌های تولید همزمان در فاصله کمی از محل مصرف‌کننده احداث می‌شوند و در مقایسه با سیستم‌های متداول تولید برق که معمولاً در خارج از شهر احداث می‌شوند، نیاز به خطوط انتقال کمتری دارند، که این عامل باعث کمتر شدن هزینه و کاهش میزان اتلاف انرژی خواهد شد [۴].

- افزایش قابلیت اطمینان

با توجه به اینکه سیستم‌های تولید همزمان در واحد های قدرت کم در سطح کشور به شکل پراکنده ساخته می‌شوند و از طرفی برخلاف سیستم‌های متداول تولید برق، انرژی‌های تولیدی در همان محل مصرف می‌شوند، در نتیجه در صورت بروز حوادث طبیعی و یا اتفاق‌های غیرقابل پیش‌بینی مانند بروز مشکلات فنی یا اقتصادی برای سیستم تنها برق بخش محدودی قطع خواهد شد [۷].

۵-۱ تجهیزات و اجزای سیستم‌های تولید همزمان سه‌گانه

در این بخش به معرفی قطعات و اجزای سیستم‌های تولید همزمان پرداخته شده است. این اجزا عبارت‌اند از:

- محرک‌های اولیه
- تجهیزات الکتریکی
- تجهیزات بازیابی حرارتی
- چیلرهای جذبی

۱-۵-۱ محرک‌های اولیه

یکی از اجزای اصلی سیستم‌های تولید همزمان، محرک اولیه می‌باشد. به طوری که یکی از فاکتورهای مهم در طراحی سیستم‌های تولید همزمان انتخاب محرک اولیه مناسب می‌باشد.

روش‌های مختلفی به منظور دسته‌بندی محرک‌های اولیه وجود دارد. از جمله این روش‌ها می‌توان به دسته‌بندی بر اساس نوع سوخت، محدوده ظرفیت اشاره کرد. از رایج‌ترین محرک‌های اولیه موجود در بازار می‌توان به موتورهای رفت و برگشتی، موتورهای استرلینگ، توربین‌های گاز، میکرو توربین‌ها، توربین‌های بخار و پیل‌های سوختی اشاره کرد.

در یک سیستم تولید همزمان جهت انتخاب محرک اولیه مناسب لازم است به موارد زیر توجه کرد [۴]:

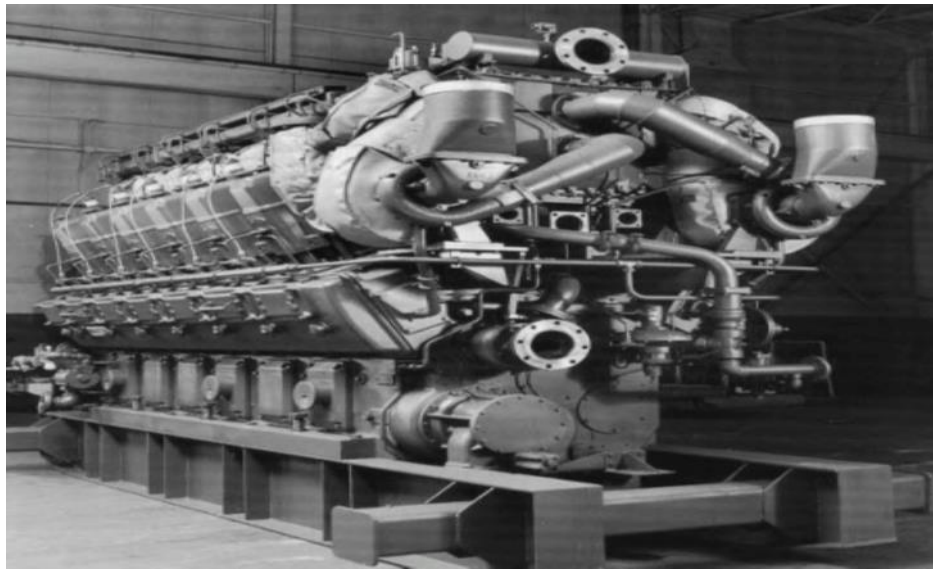
- میزان انرژی الکتریکی موردنیاز ساختمان با توجه به راندمان و قدرت محرک اولیه باید محاسبه شود.
- میزان حرارت موردنیاز جهت پاسخگویی به نیاز انرژی الکتریکی گرمایش و سرمایش موردنیاز ساختمان باید محاسبه شود.
- امکان استفاده از بیش از یک نوع سوخت توسط محرک اولیه جهت انعطاف‌پذیری سیستم تولید همزمان مؤثر می‌باشد.
- در انتخاب امکان احداث سیستم‌های تولید همزمان باید به محدودیت‌های از قبیل آلودگی صوتی و انتشار آلاینده‌گی توجه شود.

۱-۵-۱-۱ موتورهای رفت و برگشتی

یکی از انواع محرک‌های اولیه که در سیستم‌های تولید همزمان به کار گرفته می‌شوند، موتورهای رفت و برگشتی می‌باشند. در این بین موتورهای احتراق داخلی جزء رایج‌ترین موتورهای رفت و برگشتی می‌باشند. موتورهای احتراق داخلی بر اساس نوع فرآیند احتراق به انواع مختلفی دسته‌بندی می‌شوند. به طوری، دو نوع موتور اشتغال جرقه‌ای و اشتغال تراکمی جزء رایج‌ترین موتورهای احتراق داخلی می‌باشند. همچنین

موتورهای احتراق داخلی دارای کاربردهای متنوعی از جمله استفاده به عنوان نیروی محرک در خودروهای سبک و سنگین، ماشین‌آلات صنعتی و کشاورزی و همچنین در به‌طور گسترده در سیستم‌های تولید برق مورد استفاده قرار می‌گیرند. امروزه استفاده از موتورهای احتراق داخلی به عنوان محرک اولیه در سیستم‌های تولید همزمان، بازدهی بسیار خوبی داشته و از قابلیت اطمینان بالایی برخوردار می‌باشد [۸]. به طوری در بین انواع محرک‌های اولیه با ظرفیت‌های مشابه، موتورهای احتراق داخلی دارای بیشترین بازدهی حرارتی می‌باشند.

در شکل (۳-۱) یک موتور ژنراتور ۱۲ سیلندر گازسوز با ظرفیت ۲۰۰۰ کیلووات نشان داده شده است.



شکل ۳-۱- موتور ژنراتور ۱۲ سیلندر گازسوز با ظرفیت ۲۰۰۰ کیلووات [۸]

در جدول (۱-۱) نیز عملکرد چند نمونه موتور رفت و برگشتی گازسوز در ظرفیت‌های مختلف ارائه شده است.

جدول ۱-۱- مشخصات عملکردی چند نمونه موتور رفت و برگشتی در ظرفیت‌های مختلف [۹]

مشخصات	واحد	موتور ۱	موتور ۲	موتور ۳	موتور ۴	موتور ۵
ظرفیت الکتریکی	kW	100	300	800	3000	5000
ظرفیت حرارتی	kW	12000	9866	9760	9492	8758
راندمان الکتریکی	%	28.4	34.6	35	36	39
راندمان کل سیستم	%	79	78	79	73	74

۲-۱-۵-۱ موتور استرلینگ

موتور استرلینگ در واقع یک موتور برون سوز می‌باشد و از آنجایی که موتورهای استرلینگ بر پایه سیکل کارنو عمل می‌کنند و با توجه به اینکه از نظر تئوری سیکل کارنو دارای بیشترین بازده در بین چرخه‌های موجود

برای یک موتور حرارتی می‌باشد، در نتیجه راندمان حرارتی موتور استرلینگ در مقایسه با راندمان حرارتی سایر موتورهای حرارتی بیشتر خواهد بود [۱۰]. همچنین موتورهای استرلینگ به دلیل داشتن مزایای از جمله سروصدای کم و امکان بهره‌مندی از تمامی سوخت‌های فسیلی، هسته‌ای، انرژی خورشیدی و زیست‌توده جهت تأمین منبع گرمایی موردنیاز، امروزه علاقه‌مندان زیادی پیدا کرده است [۱۱]. همچنین از حرارت اتلافی قابل‌ملاحظه‌ای که در موتورهای استرلینگ وجود دارد می‌توان برای مصارف سودمندی از جمله استفاده در سیستم‌های تولید همزمان بهره برد.

امروزه این نوع موتورها در ظرفیت‌های در حدود ۱ تا ۵۵ کیلووات در حال توسعه هستند و می‌توان با به‌کارگیری چند واحد به شکل موازی به ظرفیت‌های بیشتری دست پیدا کرد.

در شکل (۴-۱) یک موتور استرلینگ با ظرفیت ۳۵ کیلووات ارائه شده است.



شکل ۴-۱- موتور استرلینگ ۳۵ کیلوواتی [۱۲]

در جدول (۲-۱) مشخصات عملکردی موتور استرلینگ ۵۵ کیلوواتی به‌منظور استفاده در سیستم‌های تولید همزمان ارائه شده است.

جدول ۲-۱- مشخصات عملکردی موتور استرلینگ 55 kW [۱۲]

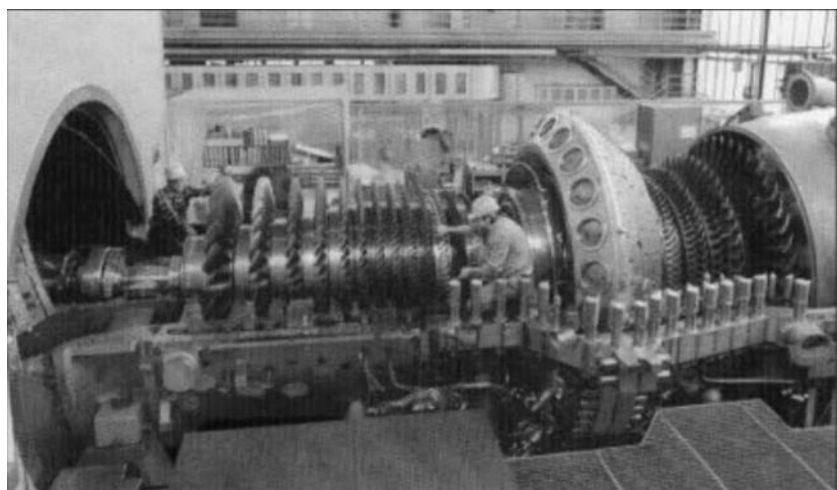
مشخصات	واحد	موتور استرلینگ STM4-260
ظرفیت الکتریکی	kW	55
ظرفیت حرارتی	kW	5453
راندمان الکتریکی	%	30.6
راندمان کل سیستم	%	81.7

۳-۱-۵-۱ توربین گاز

این نوع محرک‌ها دارای مزایای از جمله سبک بودن، سادگی، تنوع و قابلیت اطمینان بالا می‌باشند، امروزه

توربین‌های گاز با ظرفیت‌هایی در محدوده ۵۰۰ کیلووات تا ۲۵۰ مگاوات موجود می‌باشند. از این نوع محرک‌ها می‌توان، فقط به منظور تولید برق و یا به عنوان محرک اولیه در سیستم‌های تولید همزمان بهره برد. در حال حاضر توربین‌های گاز که به منظور تولید برق استفاده می‌شوند، تا بازدهی در حدود ۴۰ درصد تجاری سازی شده‌اند. در توربین‌های گاز، گازهای حاصل از احتراق کیفیت حرارتی بالایی دارند، به این دلیل امکان و قابلیت استفاده در سیستم‌های تولید همزمان را دارای می‌باشند به طوری که با بهره‌گیری از حرارت اتلافی حاصل از گازهای خروجی از توربین گاز می‌توان به راندمان کلی تا محدوده ۷۰ تا ۸۰ درصد دست یافت [۱۲].

در شکل (۱-۵) توربین گاز ساخت شرکت زیمنس نشان داده شده است.



شکل ۱-۵- توربین گاز با ظرفیت بالا ساخته شده توسط شرکت زیمنس [۱۲]

در جدول (۱-۳) عملکرد چند نمونه توربین گاز در ظرفیت‌های مختلف ارائه شده است.

جدول ۱-۳- مشخصات عملکردی توربین‌های گاز با ظرفیت‌های مختلف [۱۳]

مشخصات	واحد	توربین ۱	توربین ۲	توربین ۳	توربین ۴	توربین ۵
ظرفیت الکتریکی	kW	1150	5457	10239	25000	40000
ظرفیت حرارتی	kW	16048	12312	12001	9945	9220
راندمان الکتریکی	%	21.27	27.72	28.44	34.30	37
راندمان کل سیستم	%	66.3	69.8	68.4	70.7	72.1

۱-۵-۴ میکرو توربین‌ها

میکرو توربین‌ها، در واقع فناوری توربین‌های گازی توسعه یافته در مقیاس کوچک تر می‌باشند. این فناوری در ابتدا برای استفاده در بخش حمل و نقل توسعه یافت، اما در حال حاضر به عنوان یک روش جهت تولید برق

مورد استفاده قرار می‌گیرد. در این نوع محرک‌ها از سوخت‌های گازی و مایع استفاده می‌شود. میکرو توربین‌ها دارای سرعت چرخشی بسیار زیاد هستند، در حال حاضر ظرفیت میکرو توربین‌های توسعه داده شده در محدوده ۳۰ تا ۲۵۰ کیلووات می‌باشد [۱۴]. این در حالی است که ظرفیت توربین‌های گاز در محدوده ۵۰۰ کیلووات تا ۲۵۰ مگاوات است، مانند توربین‌های گاز، از میکرو توربین‌ها نیز می‌توان تنها به منظور تولید برق و یا به عنوان محرک اولیه جهت استفاده در سیستم‌های تولید همزمان استفاده کرد.

در شکل (۱-۶) یک میکرو توربین با ظرفیت ۳۰ کیلووات نشان داده شده است.



شکل ۱-۶- میکرو توربین ۳۰ کیلوواتی [۳]

در جدول (۱-۴) نیز عملکرد چند میکرو توربین با ظرفیت‌های مختلف ارائه شده است.

جدول ۱-۴- مشخصات عملکردی چند نمونه میکرو توربین با ظرفیت‌های مختلف [۱۴]

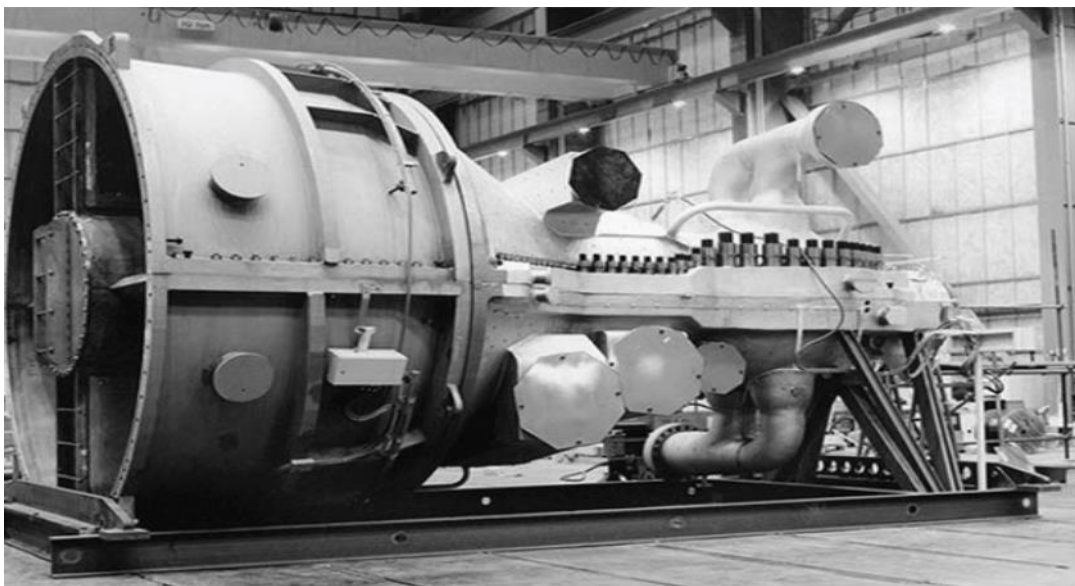
مشخصات	واحد	میکرو توربین ۱	میکرو توربین ۲	میکرو توربین ۳
ظرفیت الکتریکی	kW	30	65	250
ظرفیت حرارتی	kW	15.075	13.075	13.080
راندمان الکتریکی	%	22.6	24.4	26.09
راندمان کل سیستم	%	63.8	71.2	64

۱-۵-۱ توربین بخار

یکی از قدیمی‌ترین و متداول‌ترین فناوری‌های مربوط به محرک اولیه، توربین‌های بخار می‌باشند. به طوری که امروزه به طور گسترده به منظور تولید برق در کشورهای مختلف مورد استفاده قرار می‌گیرند. این نوع محرک‌ها به دلیل راندمان بالاتر و هزینه‌های کمتر به عنوان یک جایگزین مناسب برای ماشین‌های بخار رفت و برگشتی مورد استفاده قرار گرفتند. در این نوع محرک‌ها از بخار خروجی بویلر که دارای فشار و دمای بالا

می‌باشد، استفاده می‌شود. این بخار وارد توربین می‌شود و توربین را به گردش درمی‌آورد، بخار با فشار و دمای پایین توربین را ترک می‌کند. تفاوت اصلی این نوع محرکه‌ها با محرکه‌هایی مانند موتورهای رفت و برگشتی و توربین‌های گاز در فرآیند احتراق می‌باشد. به طوری که در توربین‌های گاز، احتراق در خارج از محرک و یک دستگاه جدا مثل بویلر اتفاق می‌افتد. این شکل احتراق در توربین‌های گاز، امکان بهره‌مندی از طیف گسترده‌ای از سوخت‌ها از جمله سوخت‌های جامد مانند زغال‌سنگ و همچنین سوخت‌های مایع سبک و سنگین را فراهم می‌کند [۸]. توربین‌های بخار با ظرفیت‌هایی در محدوده ۵۰ کیلووات در مقیاس‌های کوچک تا چند صد مگاوات در مقیاس‌های بزرگ تجاری‌سازی شده‌اند.

در شکل (۷-۱) نمونه‌ای از یک توربین بخار ارائه شده است.



شکل ۷-۱- توربین بخار [۸]

در جدول (۵-۱) نیز عملکرد چند نمونه توربین بخار در ظرفیت‌های مختلف ارائه شده است.

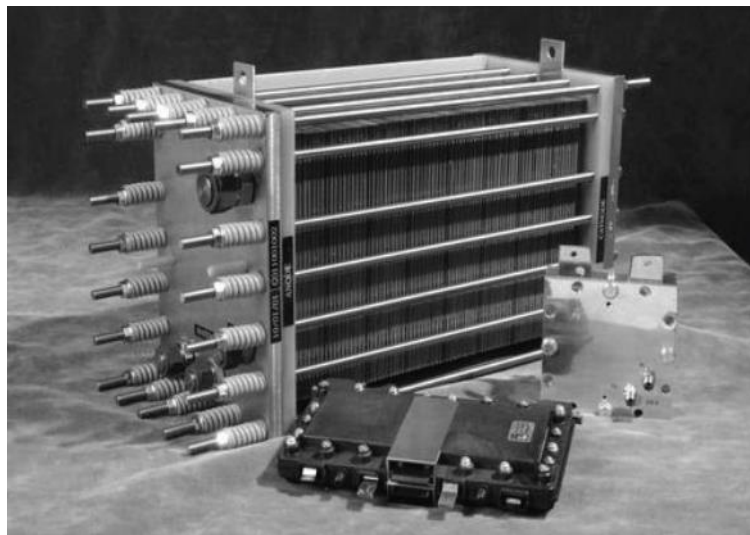
جدول ۵-۱- مشخصات عملکردی چند نمونه توربین بخار در ظرفیت‌های مختلف [۸]

مشخصات	واحد	توربین ۱	توربین ۲	توربین ۳
ظرفیت الکتریکی	kW	500	3000	15000
راندمان حرارتی توربین	%	50	70	80
راندمان بویلر	%	80	80	80
راندمان الکتریکی	%	6.4	6.9	9.3
راندمان کل سیستم	%	79.6	79.5	79.7

۶-۱-۵-۱ پیل سوختی

در پیل‌های سوختی فرآیند تولید انرژی الکتریکی با فناوری‌هایی که در سایر محرک‌های اولیه وجود دارد، متفاوت می‌باشد. پیل‌های سوختی مانند باتری‌ها به وسیله‌ی یک فرآیند الکتروشیمیایی، جریان الکتریکی مستقیم تولید می‌کنند. با این تفاوت که در پیل‌های سوختی برخلاف باتری‌ها تا زمانی که سوخت اولیه به آن‌ها برسد، می‌تواند مورد بهره‌برداری قرار بگیرند. در پیل‌های سوختی برخلاف بسیاری از محرک‌های اولیه، انرژی الکتریکی از یک منبع انرژی توسط پیل سوختی بدون انجام فرآیند احتراق صورت می‌پذیرد. این نوع محرک‌های اولیه دارای مزایای از جمله بازدهی مناسب، تمیز و بدون سروصدا بودن می‌باشند. همچنین با توجه به اینکه در پیل‌های سوختی، سوخت مورد نیاز در یک فرآیند الکتروشیمیایی مصرف می‌گردد و فرآیند احتراق انجام نمی‌گیرد. لذا استفاده از این نوع محرک‌های اولیه برخلاف سایر محرک‌های اولیه سبب آلاینده‌گی هوا نمی‌شود. اما با این حال وجود معایبی از جمله گران بودن، پیچیدگی، ظرفیت کم و قابلیت اطمینان اثبات نشده سبب شده است که این نوع محرک‌ها نتوانند سهم قابل توجهی از بازار تجاری را به خود اختصاص بدهد [۴].

در شکل (۱-۸) یک پیل سوختی ۵ کیلوواتی ارائه شده است.



شکل ۱-۸- پیل سوختی با ظرفیت ۵ کیلووات [۱۵]

در جدول (۱-۶) مشخصات پیل‌های سوختی ارائه شده است.

جدول ۱-۶- مشخصات پیل‌های سوختی [۱۵]

مشخصات	واحد	PEMFC	AFC	PAFC	MCFC	SOFC
نوع سازه	-	پلاستیک فلز و یا کربن	پلاستیک ، فلز	کربن ، سرامیک فسفری	فلزات دمای زیاد ، سرامیک فسفری	سرامیک ، فلزات دمای زیاد
دمای بهره‌برداری	C	65-85	90-260	190-210	650-700	750-1000
راندمان	%	25-35	32-40	35-45	40-50	45-55

۱-۵-۲ تجهیزات الکتریکی

در سیستم‌های تولید همزمان تجهیزات الکتریکی شامل ژنراتورها، رله‌ها، کنتورها، کنترلی‌ها، مدار شکن‌ها، سوئیچینگ‌ها، خطوط انتقال شبکه و تجهیزات وابسته مورد استفاده قرار می‌گیرد [۱۲].

۱-۵-۳ دستگاه‌های بازیابی حرارتی

در سیستم‌های تولید همزمان، بازیابی حرارتی معمولاً توسط مبدل‌های حرارتی انجام می‌گیرد. از جمله‌ی این مبدل‌ها می‌توان به مبدل بخار بازیافت و مبدل‌هایی مانند رادیاتور موتورهای احتراق داخلی اشاره کرد. در شکل (۱-۹) یک مبدل حرارتی به کار گرفته شده در سیستم‌های تولید همزمان نشان داده شده است.



شکل ۱-۹- یک نمونه مبدل به کار گرفته شده در سیستم تولید همزمان

۱-۵-۴ چیلرهای جذبی

چیلرهای جذبی در واقع از حرارت اتلافی موجود در سیستم‌های تولید همزمان به منظور تأمین انرژی سرمایشی مورد نیاز ساختمان استفاده می‌کنند. در چیلرهای جذبی از محلول‌های خاصی به عنوان سیال کاری استفاده می‌شوند، که عبارت‌اند از:

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

عملکرد چیلرهای جذبی بر این اساس استوار است که بعد از پمپ کردن محلول به قسمت فشار بالا، از انرژی با درجه حرارت پایین به منظور تبخیر یک جزء از محلول استفاده می‌کند، به این جزء در سیکل‌های چیلر جذبی، مبرد گفته می‌شود. به‌عنوان مثال در مورد محلول آب و آمونیاک، آمونیاک مبرد می‌باشد، درحالی‌که در دو محلول دیگر آب به‌عنوان مبرد در نظر گرفته می‌شود. اهمیت چیلرهای جذبی به‌منظور استفاده در سیستم‌های تولید همزمان از آن جهت می‌باشد. که از انرژی با درجه حرارت پایین که از محرک اولیه دریافت می‌شود، می‌توان به‌منظور تأمین آب سرد موردنیاز استفاده کرد [۱۲].

در قسمت (۳-۵) عملکرد چیلرهای جذبی به‌طور کامل ارائه شده است.

۶-۱ جمع‌بندی

در بخش‌های قبل، ابتدا درباره افزایش روزافزون بهای انرژی، افزایش مصرف انواع سوخت‌های فسیلی و همچنین ملاحظاتی که در کشورهای مختلف جهت کنترل میزان انتشار آلاینده‌های زیست‌محیطی وجود دارد، بحث شد و در ادامه از سیستم‌های تولید همزمان به‌عنوان یک راه‌حل مناسب برای بهبود وضع موجود نام‌برده شد، سپس به مقایسه سیستم‌های تولید همزمان با سیستم‌های تولید جداگانه پرداخته شد و به مزایای سیستم تولید همزمان در مقایسه با سیستم‌های متداول تولید برق اشاره گردید، در انتهای این فصل نیز به معرفی اجزا و تجهیزات به کار گرفته‌شده در سیستم‌های تولید همزمان به‌منظور تأمین برق، گرما و سرما موردنیاز ساختمان پرداخته شد، در فصل دوم به بررسی بخشی از تحقیقات و کارهای پیشین در زمینه سیستم‌های تولید همزمان بر پایه محرک موتورهای احتراق داخلی، موتور استرلینگ و همچنین سیستم‌های تولید همزمان بر پایه محرک‌های هیبریدی اشاره خواهد شد و در انتهای فصل نیز به معرفی کار حاضر پرداخته شده است. در فصل سوم، در ابتدا به تشریح آرایش سیستم‌های تولید همزمان پیشنهادی پرداخته شد و در ادامه معاملات حاکم و مدلسازی مربوط به موتور احتراق داخلی، موتور استرلینگ و همچنین معاملات انرژی چیلرهای جذبی ارائه شده است و روش‌های حل مدلسازی‌های به کار گرفته‌شده بیان گردید و در پایان این فصل نیز معادلات مربوط به مدلسازی و تحلیل سیستم‌های تولید همزمان بیان گردید. در فصل چهارم نیز ابتدا معتبرسازی مربوط به مدلسازی‌های انجام شده جهت تحلیل عملکرد موتور احتراق داخلی و موتور استرلینگ ارائه شد و سپس نتایج حاصل از مدلسازی سیستم‌های تولید همزمان، شامل نتایج حاصل از ارزیابی راندمان‌های تولید همزمان و بررسی تأثیر پارامترهای عملکردی چیلر جذبی بر روی ضریب عملکرد چیلر جذبی و همچنین تحلیل انرژی، زیست‌محیطی و اقتصادی ارائه گردیده است و

در نهایت در فصل پنجم، نتیجه‌گیری‌ها و همچنین پیشنهادها بیان شده است.

۲ فصل ۲ : مقدمه‌ای بر کارهای پیشین

۱-۲ مقدمه

در این فصل، به مرور مطالعات و کارهای انجام شده در زمینه سیستم‌های تولید همزمان پرداخته شده است. در ابتدای این فصل کارهای انجام شده در زمینه سیستم‌های تولید همزمان بر پایه محرکه‌های مختلف ارائه شده است و در ادامه به بررسی این نوع سیستم‌ها بر پایه محرکه‌های موتور احتراق داخلی و موتور استرلینگ پرداخته شده است و سپس سیستم‌های تولید همزمان بر پایه محرکه‌های هیبریدی بیان گردید و در انتهای این فصل نیز کار حاضر معرفی شده است.

۱-۱-۲ سیستم‌های تولید همزمان بر پایه محرک‌های اولیه مختلف

در زمینه سیستم‌های تولید همزمان با محرک‌های اولیه مختلف مطالعات گسترده‌ای انجام گرفته است. به طوری که بخش قابل توجهی از این مطالعات در زمینه صرفه‌جویی در مصرف انرژی اولیه، تحلیل اقتصادی و زیست‌محیطی و همچنین تحلیل آگزرژی برای این سیستم‌ها می‌باشد. از جمله این مطالعات می‌توان به چهارطاقی و علیزاده [۱۶] اشاره کرد، آن‌ها یک آرایش جدید از سیستم تولید همزمان سه‌گانه بر پایه محرک اولیه پیل سوختی پلیمری جهت کاربرد ساختمانی ارائه کردند. آن‌ها در مدلسازی خود تحلیل انرژی و آگزرژی پیل سوختی پلیمری را انجام دادند. همچنین آن‌ها برای سیستم پیشنهادی کاهش ۴۵ درصدی مصرف سوخت نسبت به سیستم‌های متداول تأمین انرژی برای ساختمان را گزارش کردند. همچنین وانگ زد و همکاران [۱۷]، یک سیستم تولید همزمان سه‌گانه بر پایه محرک اولیه توربین گازی پیشنهاد کردند. آن‌ها منبع حرارتی توربین گاز را از سوختن گاز طبیعی در نظر گرفتند، آن‌ها نشان دادند که سیستم تولید همزمان پیشنهادی در مقایسه با سیستم‌های متداول تولید انرژی، در مصرف انرژی اولیه ۳۱/۷ درصد صرفه‌جویی ایجاد می‌کند. لیاکس و الکسی [۱۸] نیز به ارزیابی پارامترهای اقتصادی و زیست‌محیطی یک سیستم همزمان قدرت و گرما، استفاده شده در یک بیمارستان پرداختند. آن‌ها یک ارزیابی مقایسه‌ای بین ظرفیت‌های مختلف قدرت و ساعت‌های کارکرد مختلف که منجر به انتخاب مناسب‌ترین سیستم تولید همزمان می‌شود ارائه دادند، که باعث بهبود پارامترهای طراحی شامل سودآوری اقتصادی، هزینه سالانه انرژی و معیارهای زیست‌محیطی می‌شوند.

خلیق [۱۹] نیز به بررسی تخریب آگزرژی در محفظه احتراق پرداخت، او یک سیستم تولید همزمان سه‌گانه شامل توربین گازی و چیلر جذبی پیشنهاد کرد و نشان داد تخریب آگزرژی در محفظه احتراق به میزان قابل توجهی تحت تأثیر فشار و دمای توربین قرار دارد.

دادس و همکاران [۲۰] نیز بر روی راندمان سیستم‌های تولید همزمان مطالعاتی انجام دادند، آن‌ها یک سیستم تولید همزمان بر پایه محرک اولیه پیل سوختی اسید فسفریک را ارائه کردند. نتایج آن‌ها نشان

می‌دهد، که راندمان الکتریکی این نوع محرک حدود ۳۷ تا ۴۲ درصد می‌باشد. اما در صورتی که در سیستم‌های تولید همزمان به کار گرفته شوند، راندمان آن‌ها می‌تواند به حدود ۸۵ درصد برسد.

۲-۱-۲ سیستم‌های تولید همزمان بر پایه موتور احتراق داخلی

تحقیقات متعددی در زمینه موتورهای احتراق داخلی به‌عنوان یکی از رایج‌ترین محرک‌های اولیه در سیستم‌های تولید همزمان انجام شده است. در ادامه به تعدادی از این کارها اشاره شده است. کی تانگ تائه یان و همکارانش [۲۱] بر روی سیستم‌های تولید همزمان قدرت و گرما بر پایه محرک موتور احتراق داخلی مطالعاتی انجام دادند. آن‌ها برآوردهای واقع‌بینانه‌ای از عملکرد و کارایی سیستم‌های تولید همزمان در مدل پیشنهادی خود ارائه کردند. همچنین فاطمه دستجرد و همکارانش [۲۲]، به منظور انتخاب یک ظرفیت بهینه برای واحد تولید قدرت در سیستم‌های تولید همزمان در یک هتل ۸۰ اتاقی در شهر زاهدان از یک تابع چند معیار بهره گرفتند.

ارزیابی‌های فنی و اقتصادی زیادی نیز بر روی سیستم‌های تولید همزمان بر پایه محرک اولیه موتورهای احتراق داخلی انجام شده است. که از جمله آن‌ها می‌توان به پوریا اربابی و همکاران [۲۳] اشاره کرد. آن‌ها به تحلیل ترمودینامیکی و ارزیابی اقتصادی سیستم‌های تولید همزمان قدرت و گرما بر پایه محرک اولیه موتور احتراق داخلی پرداختند آن‌ها جهت بهینه‌سازی سیستم‌های تولید همزمان بر روی بعضی از پارامترهای اقتصادی مطالعاتی انجام دادند. همچنین میبیدی و بهینا [۲۴]، یک آنالیز حساسیت به منظور بررسی تأثیر تغییرات پارامترهای اقتصادی از جمله مالیات کربن بر روی سائز سیستم تولید همزمان قدرت و گرما بر پایه محرک موتور احتراق داخلی پرداختند. اونویونا و همکارانش [۲۵] نیز، یک تحلیل فنی و اقتصادی برای سیستم تولید همزمان قدرت و گرما با محرک اولیه موتور احتراق داخلی، برای ساختمان‌های مسکونی ارائه کردند. آن‌ها گزارش کردند که انتخاب موتور احتراق داخلی با ظرفیت مناسب و سیستم‌های ذخیره‌سازی حرارتی و الکتریکی نقش بسزایی در عملکرد سیستم‌های تولید همزمان جهت استفاده در ساختمان‌های مسکونی دارد. رانگ وانگ و همکاران [۲۶]، به ارزیابی انرژی، اقتصادی و زیست‌محیطی سیستم‌های تولید همزمان سه‌گانه به منظور استفاده در یک جزیره دورافتاده در کشور چین، که امکان خرید و فروش برق برای آن وجود ندارد پرداختند.

فونتیس - کورتس و همکاران [۲۷] نیز، یک بهینه‌سازی چندمنظوره باهدف به حداقل رساندن هزینه‌های سالانه و انتشار آلاینده‌گی برای یک سیستم تولید همزمان قدرت و گرما بر پایه موتور احتراق داخلی ارائه کردند. آن‌ها مطالعات خود را برای دو مجتمع مسکونی مجزا در کشور مکزیک با توجه به شرایط آب‌وهوایی و تقاضای انرژی انجام دادند و پارامترهای اقتصادی و زیست‌محیطی را برای دو ساختمان مذکور به کمک

بهینه‌سازی پیشنهادی ارائه کردند.

۲-۱-۳ سیستم‌های تولید همزمان بر پایه موتور استرلینگ

یکی دیگر از محرک‌های اولیه رایج به‌منظور بهره‌گیری در سیستم‌های تولید همزمان، موتورهای استرلینگ می‌باشند. در ادامه به تعدادی از مطالعات انجام‌شده برای این سیستم‌ها بر پایه محرکه موتور استرلینگ می‌پردازیم.

چهارطاقی و شیخی [۲۸] به مدلسازی سیستم تولید همزمان قدرت و گرما برای کاربرد ساختمانی بر پایه محرک موتور استرلینگ از دیدگاه انرژی و زیست‌محیطی پرداختند، نتایج مدلسازی آن‌ها نشان می‌دهد سیستم پیشنهادی در حالت بهینه و در مقایسه با سیستم‌های متداول تولید انرژی برای یک ساختمان، میزان مصرف انرژی اولیه ۳۷ درصد و میزان انتشار آلاینده‌ی دی‌اکسید کربن ۴۲ درصد کاهش می‌یابد.

چهارطاقی و شیخی [۲۹] به ارزیابی سیستم‌های تولید همزمان قدرت، گرما و سرما بر پایه دو موتور استرلینگ از نوع بتا به‌عنوان محرک‌های اولیه سیستم پیشنهادی پرداختند، آن‌ها در تحقیق خود از دو نوع گاز هلیوم و هیدروژن به‌عنوان گاز کاری موتور استرلینگ استفاده کردند و معیارهای انرژی، اقتصادی و زیست‌محیطی را برای سیستم تولید همزمان پیشنهادی موردبررسی قرار دادند.

چهارطاقی و شیخی [۳۰] یک مدلسازی برای سیستم تولید همزمان سه‌گانه بر پایه محرکه موتور استرلینگ ارائه کردند. آن‌ها نشان دادند طول بازیاب یک پارامتر تعیین‌کننده میزان انتشار آلاینده‌ی دی‌اکسید کربن سیستم است.

شیخی و همکاران [۳۱] یک تحلیل چهارگانه انرژی، انرژی، اقتصادی و زیست‌محیطی برای یک سیستم تولید همزمان سه‌گانه بر پایه محرک اولیه موتور استرلینگ و شامل چیلر جذبی ارائه کردند. نتایج آن‌ها نشان می‌دهد که همه پارامترهای طراحی برای سیستم پیشنهادی در مقایسه سیستم متداول تولید انرژی به شکل قابل توجهی بهبود می‌یابد به‌طوری‌که در دور ۲۰۰۰ rpm میزان مصرف انرژی اولیه، انتشار آلاینده‌ی دی‌اکسید کربن و هزینه مصرف سوخت به ترتیب $29/47\%$ ، $36/22\%$ ، 78% در مقایسه با سیستم‌های متداول تولید انرژی کاهش یافتند.

در زمینه استفاده از سیستم‌های تولید همزمان بر پایه محرک موتور استرلینگ در اقلیم‌های گوناگون نیز مطالعات مختلفی انجام گرفته است. که از جمله این کارها می‌توان به کل دهی و همکاران [۳۲] اشاره کرد، آن‌ها یک سیستم تولید همزمان قدرت، گرما و سرما بر پایه محرک اولیه موتور استرلینگ نوع آلفا، برای اقلیم‌های آب‌وهوایی مختلف کشور ایران ارائه کردند نتایج شبیه‌سازی آن‌ها نشان می‌دهد تولید سالانه

آلاینده‌های زیست‌محیطی به سبب استفاده از سیستم‌های پیشنهادی تا حد زیادی کاهش خواهد یافت. همچنین کرمی و صیادی [۳۳] به بهینه‌سازی سیستم تولید همزمان قدرت، گرما و سرما بر پایه محرک موتور استرلینگ برای چهار اقلیم مختلف کشور ایران پرداختند، آن‌ها ارزیابی خود را به کمک سه تابع هدف شامل صرفه‌جویی در مصرف انرژی اولیه، کاهش انتشار آلاینده‌ها و صرفه‌جویی در هزینه‌های سالانه انجام دارند. نتایج آن‌ها نشان می‌دهد که استفاده از سیستم پیشنهادی در آب‌وهوای گرم و مرطوب پیشنهاد نمی‌شود.

۲-۱-۴ سیستم‌های تولید همزمان بر پایه محرک‌های هیبریدی

امروزه استفاده از سیستم‌های تولید همزمان با محرک‌های هیبریدی به دلیل اثر قابل توجهی که در افزایش میزان صرفه‌جویی در مصرف سوخت و کاهش انتشار آلاینده‌های مخرب زیست‌محیطی دارد. علاقه‌مندان بسیاری پیدا کرده است، بدین جهت بررسی و مطالعه بر روی این گونه سیستم‌ها لازم به نظر می‌رسد. در این قسمت ابتدا مطالعات انجام‌شده در زمینه سیستم‌های تولید همزمان بر پایه محرک‌های هیبریدی ارائه شده است. از جمله این سیستم‌ها می‌توان به سیستم ارائه‌شده توسط شیخی و همکاران [۳۴] اشاره کرد. آن‌ها به ارزیابی انرژی، اقتصادی و زیست‌محیطی یک سیستم تولید همزمان قدرت و گرمایش بر پایه محرک هیبریدی موتور احتراق داخلی و موتور استرلینگ پرداختند. نتایج آن‌ها نشان می‌دهد استفاده از سیستم هیبریدی سبب افزایش چشمگیر توان خروجی، راندمان حرارتی، کاهش مصرف سوخت و کاهش انتشار آلاینده‌های اکسید کربن می‌شود. سلیمان و همکاران [۳۵] نیز به ارزیابی یک سیستم تولید همزمان سه‌گانه بر پایه یک پیل سوختی از نوع اکسید جامد و سیکل رانکین ارگانیک پرداختند، نتایج آن‌ها نشان داد که راندمان کل سیستم در بیشترین حالت به ۷۴ درصد خواهد رسید.

جوان و همکاران [۳۶] یک مدل‌سازی و بهینه‌سازی چندهدفه برای یک سیستم تولید همزمان سه‌گانه جهت کاربردهای مسکونی ارائه کردند. در سیستم تولید همزمان آن‌ها محرک اولیه ترکیبی از یک موتور دیزل و یک سیکل ORC بود. در مطالعه آن‌ها هزینه تجهیزات، مصرف سوخت و هزینه اثرات زیست‌محیطی به‌عنوان هدف در نظر گرفته شد و نتایج آن‌ها نشان داد میزان ظرفیت موتور استرلینگ بر روی این هزینه‌ها تأثیر قابل توجهی دارد.

حسین پور و همکاران [۳۷]، یک سیستم تولید همزمان قدرت و گرما بر پایه محرک هیبریدی پیل سوختی اکسید جامد و موتور استرلینگ پیشنهاد کردند، آن‌ها نشان دادند که با بهره‌مندی از محرک‌های هیبریدی راندمان انرژی و انرژی سیستم به‌طور قابل توجهی افزایش خواهد یافت.

صنایع و کاتبی [۳۸]، یک مدل‌سازی و بهینه‌سازی به‌منظور ارزیابی چهارگانه انرژی، انرژی، اقتصادی و

زیست‌محیطی یک سیستم تولید همزمان قدرت و گرمایش بر پایه محرکه هیبریدی میکرو توربین گازی و پیل سوختی اکسید جامد ارائه کردند، همچنین آن‌ها یک آنالیز حساسیت بر پایه سرمایه‌گذاری و تغییرات هزینه سوخت انجام دادند.

ابراهیمی و آهوخوش [۳۹] به تحلیل یک سیستم تولید همزمان سه‌گانه بر پایه محرک هیبریدی توربین گازی و سیکل رانکین به همراه سرمایه‌گذاری اجکتوری پرداختند. آن‌ها تحلیل انرژی را برای سیستم پیشنهادی انجام دادند و صرفه‌جویی ۳۸ درصدی سوخت را در حالت تابستانی گزارش کردند.

مانسرلا و همکارانش [۴۰] با مقایسه سیستم‌های تولید همزمان بر پایه محرک موتور گازسوز و توربین گاز به بررسی انتشار آلاینده‌های دی‌اکسید کربن این سیستم‌ها پرداختند.

علاوه بر استفاده از محرک‌های هیبریدی به‌عنوان محرک اولیه در سیستم‌های تولید همزمان، استفاده از این نوع از محرک‌ها در سیستم‌های تولید قدرت نیز حائز اهمیت است. در ادامه تعدادی از مطالعات انجام‌شده در زمینه استفاده از محرک‌های هیبریدی در سیستم‌های تولید قدرت ارائه شده است. از جمله و کشاورز [۴۱] به مدلسازی و بهینه‌سازی یک سیستم تولید قدرت متشکل از موتور احتراق داخلی و موتور استرلینگ پرداختند، نتایج آن‌ها نشان از آن دارد که راندمان حرارتی سیستم هیبریدی در مقایسه با راندمان حرارتی موتور احتراق افزایش ۲ تا ۳ برابری دارد. همچنین کرلو همکاران [۴۲] به تحلیل عملکرد ترمودینامیکی یک سیستم تولید قدرت متشکل از یک توربین گاز و یک موتور استرلینگ پرداختند، آن‌ها گازهای داغ خروجی از توربین گاز را به‌عنوان منبع حرارتی موتور استرلینگ قراردادند. نتایج نشان می‌دهد با بهره‌گیری از حرارت اتلافی خروجی از توربین گاز به‌عنوان منبع حرارتی موتور استرلینگ قراردادند. نتایج نشان می‌دهد با بهره‌گیری از حرارت اتلافی خروجی از توربین گاز به‌عنوان منبع حرارتی موتور استرلینگ، توان و راندمان سیستم به‌طور قابل توجهی افزایش خواهد یافت. انتظاری و همکاران [۴۳] نیز یک سیستم تولید قدرت متشکل از توربین گاز و موتور استرلینگ پیشنهاد کردند. نتایج آن‌ها نشان می‌دهد با به‌کارگیری حرارت اتلافی توربین گازی، در موتور استرلینگ راندمان انرژی به میزان ۱۶/۱ درصد افزایش و همچنین هزینه تولید برق به میزان ۱۰/۳ درصد کاهش می‌یابد.

۲-۲ معرفی کار حاضر

در بسیاری از مطالعاتی که در زمینه سیستم‌های تولید همزمان با محرک‌های موتور احتراق داخلی و همچنین موتور استرلینگ انجام شده است، معمولاً از موتور احتراق داخلی و یا موتور استرلینگ به‌تنهایی به‌عنوان محرک اولیه جهت استفاده در سیستم‌های تولید همزمان استفاده می‌شود، در حالی که استفاده از محرک‌های اولیه به‌صورت هیبریدی سبب کاهش مصرف انرژی اولیه و به دنبال آن باعث کاهش انتشار آلاینده‌های دی‌اکسید کربن می‌شود. از این‌رو در مطالعه حاضر، سیستم‌های تولید همزمان بر پایه محرک‌های

هیبریدی با سیستم‌های تولید همزمان بر پایه محرک موتور احتراق داخلی در آرایش‌های مختلف مورد مطالعه قرار گرفته است و هدف بررسی پتانسیل هر یک از آرایش‌های ارائه شده و در نهایت بیان مزیت‌های هر یک از این سیستم‌ها در مقایسه با سایر سیستم‌های تولید همزمان پیشنهادی و همچنین در مقایسه با سیستم‌های تولید جداگانه می‌باشد. در ادامه نیز مزایا و نوآوری‌های کار حاضر در مقایسه با کارهای پیشین ارائه گردیده است:

- ارائه آرایش‌های مختلفی از سیستم‌های تولید همزمان بر پایه محرک موتور احتراق داخلی و همچنین بر پایه محرک هیبریدی.
- بررسی و مقایسه انواع راندمان‌های تولید همزمان برای سیستم‌های تولید همزمان پیشنهادی.
- مقایسه سیستم‌های تولید همزمان پیشنهادی از دیدگاه انرژی، زیست‌محیطی و اقتصادی با سایر سیستم‌های تولید همزمان و همچنین با سیستم‌های متداول تولید انرژی.
- ارزیابی مالیات انتشار آلاینده‌های دی‌اکسید کربن برای سیستم‌های تولید همزمان پیشنهادی و سیستم‌های تولید جداگانه به منظور تولید مقادیر یکسان انرژی.
- ارزیابی و مقایسه هزینه سرمایه‌گذاری اولیه و همچنین هزینه سرویس و نگهداری تجهیزات سیستم‌های تولید همزمان پیشنهادی.
- محاسبه دوره بازگشت سرمایه برای سیستم‌های تولید همزمان بر اساس میزان صرفه‌جویی در مصرف سوخت در دو حالت بدون در نظر گرفتن و با در نظر گرفتن مالیات انتشار آلاینده‌های دی‌اکسید کربن برای سیستم‌های تولید همزمان پیشنهادی

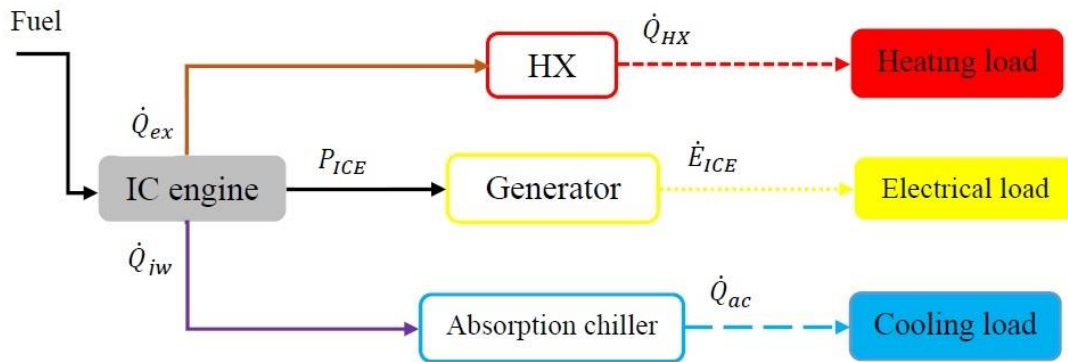
چهار سیستم پیشنهادی در این مطالعه نیز به ترتیب عبارت‌اند از:

- سیستم (۱): سیستم تولید همزمان برق و گرما بر پایه محرک موتور احتراق داخلی
- سیستم (۲): سیستم تولید همزمان برق، گرما و سرما بر پایه محرک موتور احتراق داخلی
- سیستم (۳): سیستم تولید همزمان برق، گرما بر پایه محرک هیبریدی شامل موتور احتراق داخلی و موتور استرلینگ
- سیستم (۴): سیستم تولید همزمان برق، گرما و سرما بر پایه محرک هیبریدی شامل موتور احتراق داخلی و موتور استرلینگ

آرایش سیستم‌های تولید همزمان پیشنهادی در بخش (۳-۱) به‌طور کامل ارائه خواهد شد.

۳ فصل سه : تشریح آرایش سیستم‌های تولید

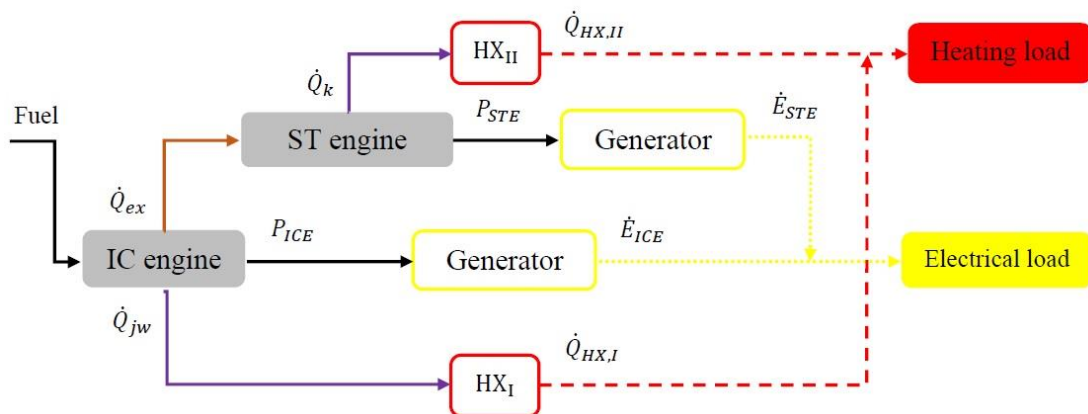
همزمان پیشنهادی و ارائه معادلات حاکم



شکل ۳-۲- آرایش سیستم دو

سیستم (۳):

همان طور که از شکل سه مشخص است، سیستم تولید همزمان سه، یک سیستم تولید همزمان برق و گرما بر پایه محرک هیبریدی شامل موتور احتراق داخلی و موتور استرلینگ می باشند. در این سیستم از توان مکانیکی تولیدشده توسط موتور احتراق داخلی و موتور استرلینگ به منظور تأمین انرژی الکتریکی موردنیاز ساختمان استفاده می شود، همچنین از حرارت اتلافی گازهای خروجی اگزوز در موتور احتراق داخلی جهت تأمین منبع گرمایی موردنیاز موتور استرلینگ استفاده می شود، از حرارت اتلافی در سیستم خنک کاری موتور احتراق داخلی و حرارت موجود در آب داغ خروجی از سردکن نیز جهت تأمین بار گرمایشی استفاده شده است. آرایش سیستم سه در شکل (۳-۳) ارائه شده است:

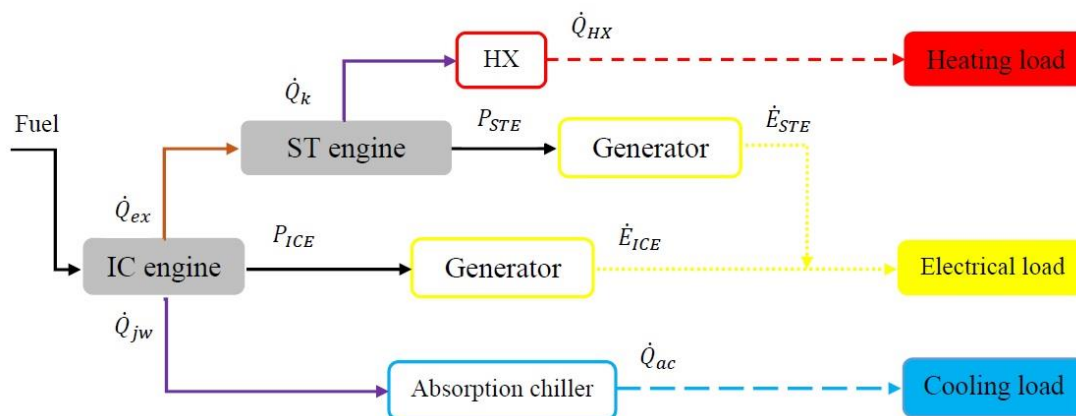


شکل ۳-۳- آرایش سیستم سه

سیستم (۴):

سیستم چهار نیز یک سیستم تولید همزمان برق، گرما و سرما بر پایه محرک هیبریدی شامل موتور احتراق

داخلی و موتور استرلینگ می‌باشد. در این سیستم از توان مکانیکی موتور احتراق داخلی و موتور استرلینگ به‌منظور تأمین بار الکتریکی موردنیاز استفاده می‌شود و حرارت اتلافی در سیستم خنک کاری جهت تأمین بار سرمایش وارد چیلر جذبی می‌شود، همچنین از حرارت اتلافی در گازهای خروجی موتور احتراق داخلی جهت تأمین انرژی گرمایشی موردنیاز در موتور استرلینگ بهره‌برده شده است و از حرارت موجود در آب داغ خروجی از سردکن موتور استرلینگ نیز جهت تأمین بخشی از بار گرمایشی ساختمان استفاده می‌شود. آرایش سیستم چهار در شکل (۴-۳) می‌باشد.



شکل ۴-۳- آرایش سیستم چهار

۲-۳ مدل‌سازی کلی سیستم‌های تولید همزمان پیشنهادی

در این بخش، معادلات حاکم جهت مدل‌سازی انرژی الکتریکی، گرمایشی و سرمایشی سیستم‌های تولید همزمان پیشنهادی با در نظر گرفتن تعادل انرژی به‌صورت مجزا ارائه شده است:

تعادل انرژی برای سیستم (۱)

$$\frac{\dot{E}_{ed}}{\eta_{gen}} = P_{ICE} \quad (1-3)$$

$$\dot{Q}_{hd} = \eta_{HX,I} \dot{Q}_{jw} + \eta_{HX,II} \dot{Q}_{ex} \quad (2-3)$$

$$\dot{Q}_{cd} = 0 \quad (3-3)$$

تعادل انرژی برای سیستم (۲)

$$\frac{\dot{E}_{ed}}{\eta_{gen}} = P_{ICE} \quad (4-3)$$

$$\frac{\dot{Q}_{hd}}{\eta_{HX}} = \dot{Q}_{ex} \quad (5-3)$$

$$\frac{\dot{Q}_{cd}}{COP_{ac}} = \dot{Q}_{jw} \quad (6-3)$$

تعداد انرژی برای سیستم (۳)

$$\dot{E}_{ed} = \eta_{gen} P_{ICE} + \eta_{gen} P_{STE} \quad (7-3)$$

$$\dot{Q}_{hd} = \eta_{HX,I} \dot{Q}_{jw} + \eta_{HX,II} \dot{Q}_k \quad (8-3)$$

$$\dot{Q}_{cd} = 0 \quad (9-3)$$

تعداد انرژی برای سیستم (۴)

$$\dot{E}_{ed} = \eta_{gen} P_{ICE} + \eta_{gen} P_{STE} \quad (10-3)$$

$$\dot{Q}_{hd} = \eta_{HX} \dot{Q}_k \quad (11-3)$$

$$\dot{Q}_{cd} = COP_{ac} \dot{Q}_{jw} \quad (12-3)$$

در روابط (۱-۳) تا (۱۲-۳)، \dot{Q}_{hd} و \dot{Q}_{cd} به ترتیب نرخ بار الکتریکی، گرمایشی و سرمایشی معادل بر حسب کیلووات می‌باشند، η_{HX} ، η_{gen} و COP_{ac} نیز به ترتیب راندمان مبدل حرارتی، راندمان ژنراتور، ضریب عملکرد چیلر جذبی می‌باشد.

۳-۳ معادلات حاکم بر موتور احتراق داخلی

۱-۳-۳ معادلات حاکم

قانون اول ترمودینامیک در هر زاویه لنگ برای موتور احتراق داخلی به صورت زیر قابل بیان است [۳۴،۴۴].

$$\frac{dU}{d\theta} = \frac{dQ}{d\theta} - \frac{dW}{d\theta} \quad (13-3)$$

در رابطه (۱۳-۳)، $\frac{dU}{d\theta}$ ، $\frac{dQ}{d\theta}$ و $\frac{dW}{d\theta}$ به ترتیب نرخ انرژی داخلی، حرارت ورودی و کار خروجی خالص در هر زاویه لنگ در موتور احتراق داخلی می‌باشد.

نرخ انرژی داخلی، حرارت ورودی و توان خروجی را می‌توان به کمک روابط زیر محاسبه کرد [۳۴،۴۴].

$$\frac{dU}{d\theta} = m C_v \frac{dT}{d\theta} \quad (14-3)$$

$$\frac{dQ}{d\theta} = \eta_{comb} LHV_F m_F \frac{dX_b}{d\theta} - \frac{dQ_{jw}}{d\theta} \quad (15-3)$$

$$\frac{dW}{d\theta} = p \frac{dV}{d\theta} \quad (16-3)$$

در رابطه (۱۴-۳) تا (۱۶-۳)، $\frac{dT}{d\theta}$ ، η_{comb} ، LHV_F ، $\frac{dX_b}{d\theta}$ ، $\frac{dQ_{jw}}{d\theta}$ و $\frac{dV}{d\theta}$ به ترتیب نرخ دما، راندمان محفظه احتراق، ارزش حرارتی پایین سوخت، نرخ کسر جرمی سوخته، نرخ حرارت اتلافی از سیستم خنک کاری و نرخ تغییر حجم در موتور احتراق داخلی می‌باشند. همچنین، m ، C_v و p به ترتیب جرم، ظرفیت حرارتی مخصوص در حجم ثابت و فشار کاری (فشار عملیاتی) موتور احتراق داخلی می‌باشد. کسر جرمی سوخته را نیز می‌توان به کمک تابع وبر به شکل زیر محاسبه کرد [۲۳،۳۴،۴۴].

$$X_b = 1 - \exp \left[-a_w \left(\frac{\theta - \theta_s}{\theta_d} \right)^{n_w+1} \right] \quad (۱۷-۳)$$

در رابطه (۱۷-۳)، θ_d و θ_s به ترتیب زاویه شروع احتراق و مدت زمان احتراق برحسب زاویه لنگ هستند. همچنین a_w و n_w ثوابت تابع وبر می‌باشند که برای موتور اشتغال جرقه‌ای به ترتیب برابر ۵ و ۲ می‌باشند.

توان خروجی موتور احتراق داخلی را نیز می‌توان به کمک رابطه زیر بیان کرد [۲۳،۳۴].

$$P_{ICE} = N_{cyl} \cdot bmep \cdot \frac{V_d fr}{2} \quad (۱۸-۳)$$

در رابطه (۱۸-۳)، V_d ، N_{cyl} ، fr و $bmep$ به ترتیب حجم جابجایی سیلندر، تعداد سیلندر، فرکانس موتور احتراق داخلی و فشار مؤثر متوسط ترمزی می‌باشند.

فشار مؤثر متوسط ترمزی را می‌توان به کمک روابط زیر محاسبه کرد [۲۳،۳۴].

$$bmep = imep - fmep \quad (۱۹-۳)$$

$$imep = \frac{\oint p dV}{V_d} \quad (۲۰-۳)$$

$$fmep = 0.061 + 1.167 p_{max} + 4.9 \times 10^{-6} N \quad (۲۱-۳)$$

در روابط (۱۹-۳) تا (۲۱-۳)، $imep$ و $fmep$ ، به ترتیب فشار مؤثر متوسط اندیکاتوری و فشار مؤثر متوسط اصطکاکی می‌باشند. همچنین، p_{max} و N به ترتیب ماکزیمم فشار عملیاتی در موتور احتراق داخلی و دور موتور احتراق داخلی برحسب ثانیه می‌باشند.

ثابت گازها و نسبت گرمای مخصوص نیز به کمک روابط زیر قابل محاسبه هستند [۳۴،۴۴].

$$R = C_p - C_v \quad (۲۲-۳)$$

$$\gamma = \frac{C_p}{C_v} \quad (۲۳-۳)$$

در روابط (۲۲-۳) و (۲۳-۳)، R و γ به ترتیب ثابت گازها و نسبت گرمای ویژه هستند. همچنین، C_p و C_v نیز به ترتیب ظرفیت حرارتی مخصوص در فشار و حجم ثابت می‌باشند.

با جاگذاری روابط (۱۴-۳) ، (۱۶-۳) ، (۲۲-۳) و (۲۳-۳) در معادله (۱۳-۳) ، رابطه دمای لحظه‌ای برای موتور احتراق داخلی به شکل زیر به دست می‌آید [۳۴،۴۴].

$$\frac{dT}{d\theta} = T(\gamma - 1) \left[\left(\frac{1}{pV} \right) \left(\frac{dQ}{d\theta} \right) - \left(\frac{1}{V} \right) \left(\frac{dV}{d\theta} \right) \right] \quad (24-3)$$

با مشتق‌گیری از رابطه (۲۴-۳) فشار لحظه‌ای برای موتور احتراق داخلی را می‌توان به کمک رابطه زیر محاسبه کرد [۳۴،۴۴].

$$\frac{dp}{d\theta} = \left(-\frac{p}{V} \right) \left(\frac{dV}{d\theta} \right) + \left(\frac{p}{T} \right) \left(\frac{dT}{d\theta} \right) \quad (25-3)$$

حجم سیلندر در هر زاویه لنگ را نیز می‌توان به کمک رابطه زیر محاسبه کرد [۲۳،۳۴].

$$V(\theta) = V_c + \frac{\pi B^2}{4} (l + r - s) \quad (26-3)$$

در رابطه (۲۶-۳) ، V_c ، B ، l و r به ترتیب حجم مرده ، قطر سیلندر ، طول میله اتصال‌دهنده و شعاع لنگ می‌باشد. همچنین s فاصله بین محور میل‌لنگ و پین پیستون بوده و از رابطه زیر به دست می‌آید [۲۳،۳۴].

$$s = r \cos \theta + (l^2 - r^2 \sin^2 \theta)^{\frac{1}{2}} \quad (27-3)$$

طبق رابطه (۲۸-۳) در موتورهای احتراق داخلی ، انرژی پتانسیل سوخت برابر با مجموع کار خروجی و حرارت اتلافی از سیستم خواهد بود [۳۴].

$$m_F LHV_F = W + Q_T \quad (28-3)$$

همچنین طبق رابطه (۲۹-۳) نیز حرارت اتلافی از موتور احتراق داخلی را می‌توان به دو بخش حرارت اتلافی قابل بازیافت و حرارت اتلافی غیرقابل بازیافت به شکل زیر تقسیم کرد [۳۴].

$$Q_T = Q_{rec} + Q_{non-rec} \quad (29-3)$$

در رابطه (۲۹-۳) ، Q_{rec} و $Q_{non-rec}$ به ترتیب حرارت اتلافی قابل بازیافت و حرارت اتلافی غیرقابل بازیافت از سیستم می‌باشند. همچنین رابطه (۲۹-۳) را می‌توان برای هر زاویه لنگ به صورت مجموع نرخ حرارت اتلافی قابل بازیافت و نرخ حرارت غیرقابل بازیافت از سیستم به شکل زیر بیان کرد [۳۴].

$$\frac{dQ_T}{d\theta} = \frac{dQ_{rec}}{d\theta} + \frac{dQ_{non-rec}}{d\theta} \quad (30-3)$$

تغییر حرارت اتلافی قابل بازیافت و غیرقابل بازیافت را می‌توان به کمک روابط زیر محاسبه کرد [۳۴].

$$\frac{dQ_{rec}}{d\theta} = \frac{dQ_{ex}}{d\theta} + \frac{dQ_{jw}}{d\theta} \quad (31-3)$$

$$\frac{dQ_{non-rec}}{d\theta} = \frac{dQ_{loss}}{d\theta} \quad (32-3)$$

در روابط (۳۱-۳) و (۳۲-۳)، $\frac{dQ_{ex}}{d\theta}$ و $\frac{dQ_{jw}}{d\theta}$ به ترتیب بیان کننده نرخ حرارت اتلافی قابل بازیافت از گازهای خروجی اگزوز و سیستم خنک کاری موتور احتراق داخلی می باشد. همچنین $\frac{dQ_{loss}}{d\theta}$ ، نرخ حرارت اتلافی غیر بازیافت به محیط به دلیل راندمان محفظه احتراق می باشد.

حرارت اتلافی قابل بازیافت از سیستم خنک کاری موتور احتراق داخلی با استفاده از مدل انتقال حرارت آناند^۱ به کمک رابطه زیر قابل محاسبه می باشد [۳۴،۴۴].

$$\frac{dQ_{jw}}{d\theta} = (h_c + h_r)A_I(T - T_w)\left(\frac{1}{w_g}\right) \quad (۳۳-۳)$$

در رابطه (۳۳-۳)، h_c ، h_r ، A_I ، T_w و w_g به ترتیب ضریب انتقال حرارت هدایتی و تشعشعی، سطح انتقال حرارت در موتور احتراق داخلی، دمای دیواره سیلندر و سرعت متوسط گازهای داخل سیلندر می باشد. ضریب انتقال حرارت هدایتی به کمک رابطه قابل محاسبه می باشد [۳۴،۴۴].

$$h_c = Nu \frac{k_g}{B} \quad (۳۴-۳)$$

در رابطه (۳۴-۳)، Nu و k_g ، به ترتیب عدد ناسلت و ضریب هدایت حرارتی گاز درون سیلندر می باشد که به صورت زیر تعریف می شوند [۳۴،۴۴].

$$Nu = b Re^{0.7} \quad (۳۵-۳)$$

$$k_g = 6.19 \cdot 10^{-3} + 7.38 \cdot 10^{-5}T - 1.25 \cdot 10^{-8} \cdot T^2 \quad (۳۶-۳)$$

در رابطه (۳۵-۳)، b مقداری ثابت می باشد که برای موتورهای چهارزمانه برابر ۰/۴۹ در نظر گرفته می شود. همچنین Re نیز رینولدز است که با استفاده از رابطه زیر قابل محاسبه می باشد [۳۴،۴۴].

$$Re = \frac{\rho_g u_p B}{\mu_g} \quad (۳۷-۳)$$

در رابطه (۳۷-۳)، ρ_g ، u_p و μ_g ، به ترتیب چگالی گاز، سرعت پیستون و لزجت دینامیکی گاز هستند، لزجت دینامیکی گاز درون سیلندر به کمک رابطه زیر قابل محاسبه می باشد [۳۴،۴۴].

$$\mu_g = 7.46 \cdot 10^{-6} + 4.16 \cdot 10^{-8}T - 7.48 \cdot 10^{-12} \cdot T^2 \quad (۳۸-۳)$$

ضریب انتقال حرارت تشعشعی نیز به استفاده از رابطه زیر قابل محاسبه می باشد. [۳۴،۴۴]

$$h_r = 4.25 \times 10^{-9} \left(\frac{T^4 - T_w^4}{T - T_w} \right) \quad (۳۹-۳)$$

حرارت اتلافی غیرقابل بازیافت به محیط را نیز می توان به کمک رابطه زیر محاسبه کرد [۳۴].

^۱ Annand's heat transfer model

$$\frac{dQ_{loss}}{d\theta} = (1 - \eta_{comb})m_F LHV_F \frac{dX_b}{d\theta} \quad (40-3)$$

همچنین پس از محاسبه حرارت‌های اتلافی خروجی از موتور احتراق داخلی، می‌توان به کمک رابطه (۳-۴۱) نرخ حرارت اتلافی را برحسب کیلووات محاسبه کرد [۳۴].

$$\dot{Q}_i = N_{cyl} Q_i \frac{fr}{2}, i = jw, ex, loss \quad (41-3)$$

۳-۳-۲ روش حل معادلات موتور احتراق داخلی

به‌منظور مدل‌سازی موتورهای احتراق داخلی روش‌های مختلفی وجود دارد. به‌طور عمده مدل‌سازی موتورهای احتراق داخلی به دو روش ترمودینامیکی و دینامیک سیالات مبتنی بر معادلات حاکم، انرژی و حرکت که در حوزه جریان حل شده است انجام می‌گیرد. روش‌هایی که مبتنی بر مدل‌سازی ترمودینامیکی هستند به دو زیرشاخه، مدل‌سازی شبه ابعادی و مدل‌سازی صفر بعدی تقسیم می‌شوند. در این میان ساده‌ترین روش برای مدل‌سازی ترمودینامیکی موتورهای احتراق داخلی، مدل‌سازی به روش مدل ریاضی صفر بعدی می‌باشد. در مدل‌سازی به روش صفر بعدی نیاز به جزئیات احتراق نیست و به دلیل سادگی و سرعت در محاسبات مورد توجه قرار گرفته است. مدل‌سازی صفر بعدی به سه شکل تک منطقه‌ای، دو منطقه‌ای و چند منطقه‌ای تقسیم می‌شوند. در مدل تک منطقه‌ای سیال کاری به‌عنوان سیستم ترمودینامیکی فرض می‌شود، در حالی که در مدل دو منطقه‌ای سیال کاری به دو منطقه سوخته و نسوخته و در مدل چند منطقه‌ای به چندین منطقه تقسیم می‌شوند [۳۴، ۴۴]. فرایند احتراق در مدل صفر بعدی نیاز به یک تابع به‌منظور پیش‌بینی جرم سوخته دارد. انتخاب این تابع نقش مهمی در میزان دقت مدل‌سازی خواهد داشت. تابعی که به‌طور گسترده در مدل‌سازی‌های صفر بعدی مورد استفاده قرار می‌گیرد تابع وبر^۱ است استفاده از این تابع در واقع به‌منظور تعیین کسر جرم سوخته است. در مطالعه حاضر به‌منظور مدل‌سازی موتور احتراق داخلی از مدل صفر بعدی و توسعه روش تک منطقه‌ای استفاده شده است [۳۴، ۴۴].

۳-۴ معادلات حاکم بر موتور استرلینگ

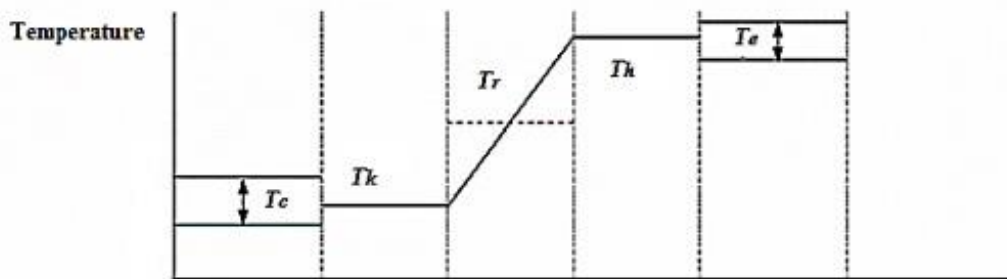
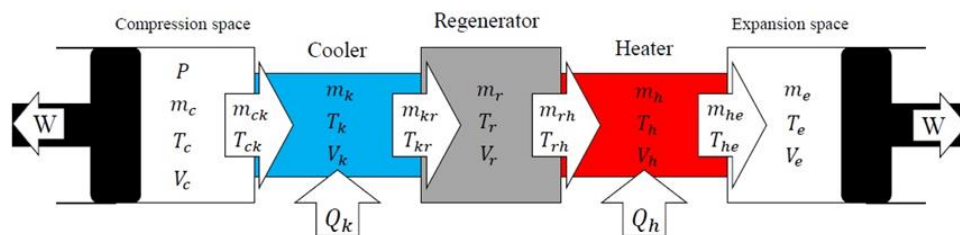
با توجه به اینکه فرآیند انبساط و تراکم درون محفظه‌های انبساط و تراکم در موتور استرلینگ به چه شکلی صورت گیرد، مدل‌سازی موتور استرلینگ به سه دسته تقسیم می‌شود، که عبارت‌اند از مدل‌سازی دما ثابت، آدیباتیک و پلی تروپیک [۴]. در این مطالعه به‌منظور مدل‌سازی موتور استرلینگ از تحلیل آدیباتیک غیر ایده آل استفاده شده است، به این صورت که فرآیندهای انبساط و تراکم در محفظه‌های انبساط و تراکم در موتور استرلینگ به‌صورت آدیباتیک انجام می‌گیرد و به دلیل غیر ایده آل بودن مدل‌سازی، تلفات اصطکاکی و

^۱ Wiebe function

حرارتی در بخش‌های مختلف موتور استرلینگ لحاظ می‌شود. به این ترتیب در مرحله اول معادلات تحلیل آدیباتیک ایده آل استخراج می‌گردد و در مرحله بعد تلفات اصطکاکی و حرارتی در سایر بخش‌های موتور استرلینگ ارائه خواهد شد.

۱-۴-۳ مدل آدیباتیک ایده آل

به منظور تحلیل آدیباتیک ایده آل موتور استرلینگ، بخش‌های مختلف موتور استرلینگ به پنج حجم کنترل جدا از هم تقسیم شده‌اند، به طوری که این پنج حجم کنترل عبارت‌اند از محفظه انبساط، محفظه تراکم، گرم‌کن، سردکن و بازیافت. همچنین از آنجایی که فرآیند انبساط و تراکم در محفظه‌های انبساط و تراکم در موتور استرلینگ آدیباتیک در نظر گرفته شده است، دما طی فرآیندهای انبساط و تراکم درون محفظه‌های انبساط و تراکم ثابت نمی‌باشد و تغییر خواهند کرد. پنج حجم کنترل در نظر گرفته شده، همچنین توزیع دما در اجزای موتور استرلینگ در شکل (۳-۵) نشان داده شده است.



شکل ۳-۵- مدل پنج حجمی و توزیع دما در اجزای مختلف موتور استرلینگ در مدل آدیباتیک ایده آل [۴]

در ادامه معادلات آدیباتیک ایده آل برای هر کدام از حجم‌های کنترل با توجه به فرضیات زیر ارائه شده است [۴]. این فرضیات عبارت‌اند از:

- (۱) فرآیندهای انبساط و تراکم در محفظه‌های انبساط و تراکم آدیباتیک فرض شده است.
- (۲) از نشت گاز کاری، افت فشار و همچنین تلفات حرارتی در قسمت‌های مختلف موتور استرلینگ صرف نظر شده است.

۳) دمای گاز در داخل گرم کن و همچنین سردکن برابر با دمای دیواره گرم کن و سردکن و ثابت فرض شده است.

۴) بازیاب در مدل آدیباتیک ایده آل، ایده آل فرض شده است.

۵) گاز کاری درون موتور استرلینگ، گاز ایده آل فرض شده است.

۳-۴-۱-۱ معادلات مدل آدیباتیک ایده آل

در این قسمت معادلات آدیباتیک ایده آل به کار گرفته شده جهت تحلیل عملکرد موتور استرلینگ ارائه شده است.

معادله فشار و همچنین معادله مربوط به تغییر فشار در مدل آدیباتیک ایده آل به کمک روابط زیر قابل محاسبه می باشند [۳۰, ۳۱, ۳۴].

$$p = \frac{MR}{\frac{V_c}{T_c} + \frac{V_k}{T_k} + \frac{V_r}{T_r} + \frac{V_h}{T_h} + \frac{V_e}{T_e}} \quad (۴۲-۳)$$

$$dp = \frac{-\gamma p \left(\frac{dV_c}{T_{ck}} + \frac{dV_e}{T_{he}} \right)}{\frac{V_c}{T_{ck}} + \gamma \left(\frac{V_k}{T_k} + \frac{V_r}{T_r} + \frac{V_h}{T_h} \right) + \frac{V_e}{T_{he}}} \quad (۴۳-۳)$$

در رابطه (۴۲-۳) و (۴۳-۳)، M ، p ، R و V به ترتیب بیان کننده فشار درون موتور، جرم کل گاز کاری، ثابت جهانی گازها و حجم در قسمت های مختلف موتور استرلینگ می باشند. همچنین اندیس های k ، h و e ، c ، r به ترتیب بیان کننده محفظه های سردکن، گرم کن، انبساط، تراکم و بازیاب می باشد.

معادله (۴۴-۳) و (۴۵-۳) به ترتیب معادلات جرم در مبدل های حرارتی و معادله جرم در محفظه انبساط می باشند. همچنین معادلات (۴۶-۳) و (۴۷-۳) به ترتیب بیان کننده معادلات معادله تغییرات جرم در محفظه تراکم و همچنین معادله مربوط به تغییرات جرم در مبدل های حرارتی هستند و در نهایت معادلات (۴۸-۳) تا (۵۱-۳) بیان کننده جریان جرم در مرزهای مربوط به قسمت های مختلف حجم های کنترل در نظر گرفته شده برای موتور استرلینگ می باشند. همچنین در روابط (۴۸-۳) تا (۵۱-۳) پسوندهای دوگانه نشان دهنده تداخل پنج حجم کنترل در نظر گرفته شده در موتور استرلینگ می باشند [۳۰, ۳۱, ۳۴].

$$m_i = \frac{pV_i}{RT_i}, i = k, r, h \quad (۴۴-۳)$$

$$m_e = M - (m_c + m_k + m_r + m_h) \quad (۴۵-۳)$$

$$dm_c = \frac{pdV_c + V_c \frac{dp}{\gamma}}{RT_{ck}} \quad (۴۶-۳)$$

$$dm_i = \frac{m_i dp}{p}, i = k, r, h \quad (47-3)$$

$$m_{ck} = -dm_c \quad (48-3)$$

$$m_{kr} = m_{ck} - dm_k \quad (49-3)$$

$$m_{rh} = m_{kr} - dm_r \quad (50-3)$$

$$m_{he} = m_{rh} - dm_h \quad (51-3)$$

شرایط مرزی اعمال شده در این مدلسازی نیز به صورت زیر قابل بیان می باشند [30, 31, 34].

$$\text{if } m_{ck} > 0 \text{ then, } T_{ck} = T_c \text{ else, } T_{ck} = T_k \quad (52-3)$$

$$\text{if } m_{he} > 0 \text{ then, } T_{he} = T_h \text{ else, } T_{he} = T_e \quad (53-3)$$

معادله دما نیز برای منبع های انبساط و تراکم را می توان به صورت زیر قابل بیان هستند [30, 31, 34].

$$T_i = \frac{pV_i}{Rm_i}, i = e, c \quad (54-3)$$

معادله های انرژی مربوط به گرمای دفع شده در سردکن، گرمای مبادله شده در بازیاب، گرمای جذب شده در گرم کن و همچنین کار خالص خروجی از موتور استرلینگ در مدل آدیباتیک ایده آل به کمک معادلات زیر قابل بیان می باشند [30, 31, 34].

$$dQ_k = \frac{V_k dp C_v}{R} - C_p (T_{ck} m_{ck} - T_{kr} m_{kr}) \quad (55-3)$$

$$dQ_r = \frac{V_r dp C_v}{R} - C_p (T_{kr} m_{kr} - T_{rh} m_{rh}) \quad (56-3)$$

$$dQ_h = \frac{V_h dp C_v}{R} - C_p (T_{rh} m_{rh} - T_{he} m_{he}) \quad (57-3)$$

$$dW = p(dV_e + dV_c) \quad (58-3)$$

در روابط (55-3) تا (58-3)، W ، Q_h ، Q_r ، Q_k به ترتیب بیان کننده گرمای دفع شده در سردکن، گرمای مبادله شده در بازیاب، گرمای جذب شده در گرم کن و کار خالص خروجی موتور استرلینگ با فرض تحلیل آدیباتیک ایده آل می باشند.

۳-۴-۲ تلفات اصطکاکی و حرارتی

در این بخش به بررسی تلفات اصطکاکی شامل افت فشار در مبدل های حرارتی، اصطکاک مکانیکی در اثر حرکت پیستون و اثر ترمودینامیک سرعت محدود و همچنین تلفات حرارتی شامل اثر بازیابی غیر ایده آل، هدایت حرارتی طول در بازیاب و اثر شاتل پرداخته خواهد شد.

۳-۴-۱ افت فشار در مبدل های حرارتی

افت فشار جریان در مبدل های حرارتی شامل بازیاب، گرم کن و سردکن به کمک ضریب اصطکاک که با عدد بی بعد رینولدز رابطه مستقیم دارد قابل محاسبه است. افت فشار در مبدل های حرارتی شامل بازیاب، گرم کن

و سردکن به کمک رابطه (۳-۵۸) قابل محاسبه است [۳۰,۳۱,۳۴].

$$dp_i = \frac{2f_i \mu_g V_i G L_i}{m_i D_i^2}, i = r, h, k \quad (۳-۵۹)$$

در رابطه (۳-۵۹)، f ، μ_g ، V ، G ، L ، m و D به ترتیب ضریب اصطکاک، لزجت دینامیکی گاز کاری، حجم مبدل حرارتی، جریان جرم گاز، طول مبدل حرارتی، جرم گاز و قطر هیدرولیکی مبدل حرارتی می‌باشند، همچنین اندیس‌های r ، h و k به ترتیب بیان‌کننده بازیاب، گرم‌کن و سردکن هستند.

ضریب اصطکاک در بازیاب و همچنین در گرم‌کن و سردکن را نیز می‌توان به ترتیب به کمک روابط (۳-۶۰) و (۳-۶۱) محاسبه است [۳۰,۳۱,۳۴].

$$f = 54 + 1.43Re^{0.78} \quad (۳-۶۰)$$

$$f = 0.0791Re^{0.75} \quad (۳-۶۱)$$

افت فشار کل در محفظه‌های گرم‌کن، سردکن و بازیاب به کمک رابطه (۳-۶۲) قابل محاسبه است [۳۰,۳۱,۳۴].

$$dp = dp_r + dp_h + dp_k \quad (۳-۶۲)$$

توان اتلافی به سبب اصطکاک جریان در مبدل‌های حرارتی را نیز می‌توان به کمک رابطه زیر محاسبه کرد [۳۰,۳۱,۳۴].

$$P_{f \text{ loss}} = \left(\int dp \cdot dV_e \right) \cdot fr \quad (۳-۶۳)$$

در رابطه (۳-۶۳)، fr فرکانس عملکردی موتور می‌باشد.

۳-۴-۲-۳ اصطکاک مکانیکی در اثر حرکت پیستون

افت توان مکانیکی در اثر حرکت پیستون برای موتور استرلینگ GPU-3 به صورت آزمایشگاهی توسط مرکز تحقیقات ناسا لوئیس برحسب دو پارامتر شامل فرکانس عملکردی و فشار متوسط موتور برای دو گاز کاری هیدروژن و هلیوم ارائه شده است، تغییرات افت توان به دست آمده خطی بوده است و معادلات (۳-۶۴) و (۳-۶۵) را نتیجه می‌دهد [۳۰,۳۱,۳۴].

$$P_{mech \text{ loss}} = (0.0168f_r + 0.17) \cdot 1000 \quad (۳-۶۴)$$

$$P_{mech \text{ loss}} = (0.0123f_r + 0.236) \cdot 1000 \quad (۳-۶۵)$$

روابط (۳-۶۴) و (۳-۶۵)، به ترتیب افت توان در اثر حرکت پیستون در موتور استرلینگ GPU-3 برای گازهای کاری هلیوم و هیدروژن در فشار متوسط ۲/۸۷ MPa و همچنین در فرکانس‌های مختلف می‌باشند.

۳-۲-۴-۳ اثر ترمودینامیک سرعت محدود

ترمودینامیک سرعت محدود در واقع بیان می‌کند، فشار بر روی پیستون در طی فرآیند تراکم از تمامی نقاط دیگر بیشتر است، همچنین از طرف دیگر فشار بر روی پیستون در طی فرآیند انبساط از سایر نقاط کمتر خواهد بود. به این ترتیب کار انبساطی کاهش و کار تراکمی افزایش خواهد یافت و در کار کل کاهش خواهیم داشت، افت توان در اثر ترمودینامیک سرعت محدود را می‌توان به صورت رابطه زیر بیان کرد [۳۰، ۳۱، ۳۴].

$$P_{w \text{ loss}} = \left[\int \pm \left(p \frac{aw}{c_g} \right) dV \right] \cdot fr \quad (۶۶-۳)$$

در رابطه (۶۶-۳)، علامت مثبت و منفی به ترتیب برای فرآیندهای تراکم و انبساط به کار می‌روند، همچنین w سرعت حرکت پیستون در موتور استرلینگ a و c_g به ترتیب از روابط (۶۶-۳) و (۶۷-۳) قابل محاسبه هستند [۳۰، ۳۱، ۳۴].

$$a = \sqrt{3\gamma} \quad (۶۷-۳)$$

$$c_g = \sqrt{3RT} \quad (۶۸-۳)$$

در رابطه (۶۸-۳)، c_g سرعت متوسط گاز کاری می‌باشد.

در نهایت با در نظر گرفتن تلفات اصطکاکی بیان شده، توان اتلافی کل و توان واقعی خروجی از موتور استرلینگ را می‌توان به ترتیب به کمک روابط (۶۹-۳) و (۷۰-۳) محاسبه کرد [۳۰، ۳۱، ۳۴].

$$P_{tloss} = P_{f \text{ loss}} + P_{mech \text{ loss}} + P_{w \text{ loss}} \quad (۶۹-۳)$$

$$P_{STE} = (W \cdot fr) - P_{tloss} \quad (۷۰-۳)$$

۴-۲-۴-۳ اثر بازیابی غیر ایده آل

در رابطه (۷۴-۳)، تلفات حرارتی مربوط به بازیابی غیر ایده آل در یک بازیاب بیان شده است. با توجه به اینکه در یک بازیاب غیر ایده آل، انرژی ذخیره شده توسط بازیاب در زمان انتقال گاز کاری از محفظه انبساط به محفظه تراکم به سبب هدایت خارجی بازیاب، در هنگام بازگشت به طور کامل به گاز کاری تحویل داده نمی‌شود، بدین جهت برای بازیاب ضریب تأثیر تعریف می‌کنند. ضریب تأثیر بازیاب به کمک رابطه (۷۱-۳) قابل محاسبه می‌باشد [۳۰، ۳۱، ۳۴].

$$\varepsilon = \frac{NTU}{NTU + 1} \quad (۷۱-۳)$$

در رابطه (۷۲-۳)، NTU تعداد واحدهای انتقال دهنده می‌باشد که به صورت رابطه (۷۲-۳) تعریف می‌شود.

$$NTU = \frac{St \cdot A_{wg}}{2A} \quad (۷۲-۳)$$

در رابطه (۷۲-۳)، A_{wg} بیان کننده میزان سطح تر شده شبکه فلزی بازیاب هنگام برخورد با گاز کاری

می‌باشد. همچنین St بیان‌کننده عدد بی بعد استوانتون است، که به کمک رابطه (۷۳-۳) محاسبه می‌شود [۳۰،۳۱،۳۴].

$$St = \frac{0.46 \cdot Re^{-0.4}}{Pr} \quad (۷۳-۳)$$

در رابطه (۷۳-۳)، Pr و Re به ترتیب بیان‌کننده عدد رینولدز و پرانتل می‌باشند.

حرارت اتلافی در یک بازیاب غیر ایده آل نیز به کمک رابطه (۷۴-۳) می‌توان محاسبه کرد [۳۰،۳۱،۳۴].

$$\dot{Q}_{rloss} = (1 - \varepsilon) \cdot (Q_{rmax} - Q_{rmin}) \cdot fr \quad (۷۴-۳)$$

۵-۲-۴-۳ هدایت حرارتی طولی در بازیاب

با توجه به اینکه بازیاب از نظر فیزیکی بین گرم‌کن و سردکن قرار دارد، اختلاف دمای گرم‌کن و سردکن سبب می‌شود که مقدار حرارت قابل‌ملاحظه‌ای به صورت مکانیزم هدایتی از بدنه بازیاب تلف شود، میزان حرارت اتلافی ناشی از مکانیزم هدایت در بدنه خارجی بازیاب از رابطه زیر قابل‌محاسبه می‌باشد [۳۰،۳۱،۳۴].

$$\dot{Q}_{wrloss} = \frac{k_r A_{cond}}{L_r} (T_{wh} - T_{wk}) \quad (۷۵-۳)$$

در رابطه (۷۵-۳)، k_r و A_{cond} به ترتیب بیان‌کننده ضریب هدایتی حرارتی بدنه خارجی بازیاب، سطح مقطع مؤثر انتقال حرارت هدایتی در بازیافت و L_r بیان‌کننده طول بازیافت می‌باشد، همچنین T_{wh} و T_{wk} به ترتیب بیان‌کننده دمای دیوارهای گرم‌کن و سردکن هستند.

۶-۲-۴-۳ اثر شاتل

با توجه به اینکه در موتور استرلینگ پیستون جابجایی بین گرم‌کن و سردکن در حال جابجایی است، مقداری گرما را از محفظه گرم دریافت و به محفظه سرد منتقل می‌کند، این اثر را اتلاف حرارت شاتل می‌گویند و به کمک رابطه (۷۶-۳) قابل‌محاسبه می‌باشد [۳۰،۳۱،۳۴].

$$\dot{Q}_{sh} = \frac{0.4S^2 k_g D_d}{J L_d} (T_e - T_c) \quad (۷۶-۳)$$

در رابطه (۷۶-۳)، k_g ، S ، D_d ، J و L_d به ترتیب بیان‌کننده ضریب هدایت حرارتی گاز عامل، کورس پیستون، قطر پیستون جابجایی، فاصله حلقوی بین پیستون جابجایی و سیلندر و طول پیستون جابجایی در موتور استرلینگ هستند. همچنین، T_e و T_c به ترتیب بیان‌کننده دما در محفظه‌های انبساط و تراکم می‌باشند.

در نهایت با در نظر گرفتن تلفات حرارتی بیان‌شده می‌توان میزان حرارت واقعی جذب‌شده توسط گرم‌کن (\dot{Q}_{ach}) و همچنین میزان حرارت واقعی دفع شده توسط سردکن (\dot{Q}_{ack}) را به کمک روابط (۷۷-۳) و (۷۸-۳)

(۷۸) محاسبه کرد [۳۰,۳۱,۳۴].

$$\dot{Q}_{ach} = (Q_h \cdot fr) + \dot{Q}_{rloss} + \dot{Q}_{wrloss} + \dot{Q}_{sh} \quad (۷۷-۳)$$

$$\dot{Q}_{ack} = (Q_k \cdot fr) + \dot{Q}_{rloss} + \dot{Q}_{wrloss} + \dot{Q}_{sh} \quad (۷۸-۳)$$

۷-۲-۴-۳ تصحیح دمای گاز داخل گرم کن و سردکن

با توجه به اینکه دمای واقعی گاز داخل گرم کن و سردکن با دمای دیواره گرم کن و سردکن برابر نیست، در نتیجه می بایست به منظور افزایش میزان دقت مدلسازی، مقادیر واقعی آن‌ها تعیین گردد. دمای واقعی گاز داخل گرم کن و سردکن را می توان به کمک روابط زیر تعیین کرد [۳۰,۳۱,۳۴].

$$T_{gh} = T_{wh} - \frac{\dot{Q}_{ach}}{h_h A_{wh}} \quad (۷۹-۳)$$

$$T_{gk} = T_{wk} - \frac{\dot{Q}_{ack}}{h_k A_{wk}} \quad (۸۰-۳)$$

در رابطه (۷۹-۳) و (۸۰-۳)، T_{wh} و T_{wk} به ترتیب دمای دیواره های گرم کن و سردکن، T_{gh} و T_{gk} دمای گاز درون گرم کن و سردکن، A_{wh} و A_{wk} بیان کننده سطح های انتقال حرارت در گرم کن و سردکن و در نهایت h_h و h_k نیز به ترتیب ضریب انتقال حرارت جابجایی درون گرم کن و سردکن هستند، ضریب انتقال حرارت جابجایی درون گرم کن و سردکن به ترتیب به کمک روابط (۸۱-۳) و (۸۲-۳) قابل محاسبه می باشند [۳۰,۳۱,۳۴].

$$h_h = \frac{0.0791 \cdot \mu_{g,h} \cdot C_p \cdot Re_h^{0.75}}{2D_h \cdot Pr} \quad (۸۱-۳)$$

$$h_k = \frac{0.0791 \cdot \mu_{g,k} \cdot C_p \cdot Re_k^{0.75}}{2D_k \cdot Pr} \quad (۸۲-۳)$$

در رابطه (۸۱-۳) و (۸۲-۳)، D_h و D_k به ترتیب بیان کننده قطر هیدرولیکی گرم کن و سردکن، C_p گرمای ویژه در فشار ثابت گاز کاری و Re_h و Re_k به ترتیب بیان کننده عدد رینولدز جریان در داخل گرم کن و سردکن می باشد، همچنین پسوندهای h و k نیز به ترتیب بیان کننده گرم کن و سردکن هستند.

۳-۴-۳ روش حل معادلات موتور استرلینگ

جهت تحلیل عملکرد موتور استرلینگ از مدل آدیاباتیک غیر ایده آل با استفاده از کد عددی توسعه داده شده در نرم افزار متلب استفاده شده است. بدین ترتیب که ابتدا معادلات دیفرانسیل مربوط به مدل آدیاباتیک ایده آل (معادلات (۳-۴۲) تا (۳-۵۸))، به روش مقدار اولیه به کمک کد عددی توسعه داده شده حل گردیده است. به این صورت که با قرار دادن مشخصات هندسی و عملکردی موتور در کد عددی و با فرض برابر بودن دمای گاز داخل گرم کن و سردکن با دمای دیواره گرم کن و سردکن، شرایط اولیه موتور در $\theta = 0$ تعیین می گردد،

سپس با اختیار کردن گام زاویه‌ای مناسب، تغییرات حجم در محفظه‌های تراکم و انبساط و فشار لحظه‌ای در هر زاویه چرخش موتور محاسبه گردید. سپس به کمک معادلات جرم و معادله دما (معادلات (۳-۴۴) تا (۳-۵۴))، دما در محفظه‌های تراکم و انبساط در طول چرخش موتور تعیین می‌گردد و کار خالص، گرمای دفع شده و جذب‌شده در سردکن گرم‌کن در طول ۳۶۰ درجه چرخش موتور حاصل می‌شود و این مراحل با جایگزینی مقادیر فشار و دمای محفظه‌های تراکم و انبساط در $\theta = 360$ به جای زاویه $\theta = 0$ دوباره تکرار خواهد شد، در صورتی که اختلاف فشار لحظه‌ای در طی دو تکرار متوالی کمتر از 0.001 Mpa باشد، (در صورت ارضای شرط همگرایی) نتایج پذیرفته می‌شوند. پس از اینکه تحلیل آدیباتیک ایده آل موتور استرلینگ در قسمت قبل انجام شد، تلفات اصطکاکی و حرارتی اعمال می‌شود و از رابطه (۳-۷۹) و (۳-۸۰) دمای گاز داخل گرم‌کن و سردکن اصلاح می‌شود. سپس کد عددی با دمای اصلاح‌شده گاز داخل گرم‌کن و سردکن دوباره از ابتدا، تکرار می‌گردد. این تکرار تا زمانی ادامه پیدا می‌کند که اختلاف دمای های اصلاح‌شده گاز داخل گرم‌کن و سردکن در طی دو تکرار متوالی کمتر از یک کلون شود. پس از ارضای این شرط، خروجی کد عددی مورد پذیرش می‌باشد و مدل‌سازی موتور استرلینگ قابل انجام است [۱۴,۳۰,۳۱,۳۴].

۳-۵ چیلر جذبی

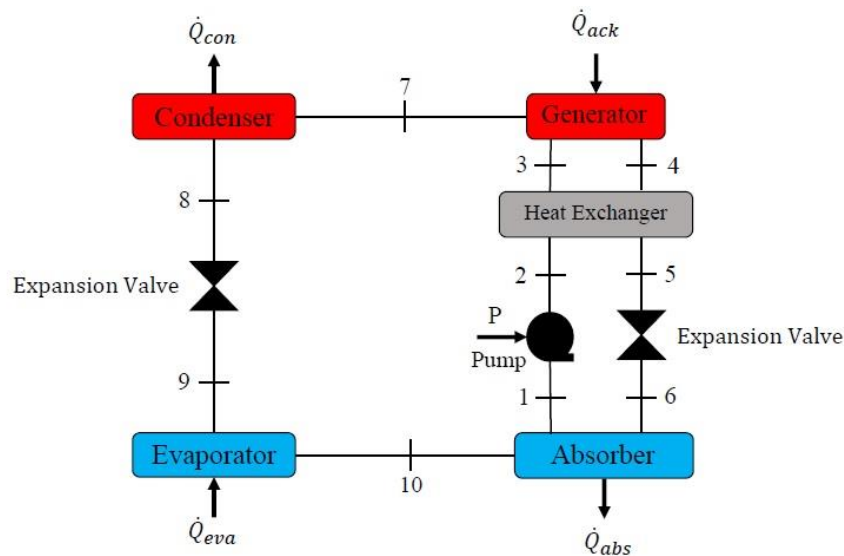
چیلرهای جذبی در واقع سیستم‌هایی هستند، که برخلاف چیلرهای الکتریکی که از انرژی الکتریکی به‌عنوان انرژی اولیه بهره می‌برند، از حرارت ورودی به‌عنوان انرژی اولیه استفاده می‌کنند. در این سیستم‌ها حرارت ورودی به ژنراتور تحویل داده می‌شود و از آنجایی که حرارت اولیه مورد نیاز این چیلرها را می‌توان از طریق حرارت اتلافی قابل بازیافت موجود در سیستم‌های تولید همزمان تأمین کرد، لذا استفاده از این نوع چیلرها یک راه‌حل مناسب برای استفاده از حرارت‌های اتلافی در سیستم‌های تولید همزمان به شمار می‌آیند.

۳-۵-۱ معادلات حاکم چیلر جذبی

در چیلر جذبی به‌کاررفته شده در این مطالعه از محلول لیتیوم-بروماید و آب به‌عنوان سیال کاری استفاده شده است. به طوری که لیتیوم-بروماید به‌عنوان جذب‌کننده و آب به‌عنوان مبرد در نظر گرفته شده است.

سیکل مربوط به چیلر جذبی در شکل (۳-۶) نشان داده شده است، همان‌طور که از شکل مشخص است سیکل چیلر جذبی دارای چهار بخش اصلی می‌باشد، به طوری که جذب‌کننده و اوپراتور در قسمت کم‌فشار سیستم و ژنراتور و کندانسور در قسمت پرفشار سیستم قرار دارند، در ابتدا حرارت به‌عنوان انرژی اولیه چیلر جذبی به ژنراتور چیلر جذبی وارد می‌شود، این حرارت در ژنراتور به محلول لیتیوم-بروماید و آب تحویل داده می‌شود پس از آن آب که به‌عنوان مبرد چیلر جذبی می‌باشد، بخار شده و وارد کندانسور می‌شود، در کندانسور

آب حرارت خود را از دست می‌دهد و تبدیل به مایع می‌شود، پس از آن آب از شیر انبساط عبور می‌کند و فشارش کاهش می‌یابد سپس وارد اوپراتور می‌شود، در داخل اوپراتور حرارت مورد نیاز را به منظور تبرید جذب می‌کند و سپس وارد جذب‌کننده می‌شود و در جذب‌کننده با لیتیوم-بروماید مخلوط می‌شود و از آنجایی که این فرآیند، فرآیندی گرماگیر است گرما را از دست می‌دهد و سرانجام مخلوط حاصل به ژنراتور پمپ می‌گردد و بار دیگر این سیکل تکرار می‌شود [۴۶].



شکل ۳-۶- نحوه عملکرد یک چیلر جذبی تک اثره [۳۰, ۳۱]

روابط زیر برای مبدل حرارتی مربوط به چیلر جذبی برقرار می‌باشد [۳۰, ۳۱].

$$Eff_{HX} = \frac{T_4 - T_5}{T_4 - T_2} \quad (۸۳-۳)$$

$$C_{hot} = \dot{m}_4 \left[\frac{h_4 - h_5}{T_4 - T_5} \right] \quad (۸۴-۳)$$

$$C_{cold} = \dot{m}_2 \left[\frac{h_3 - h_2}{T_3 - T_2} \right] \quad (۸۵-۳)$$

$$\dot{Q}_{HX} = \dot{m}_1 (h_3 - h_2) = \dot{m}_4 (h_4 - h_5) \quad (۸۶-۳)$$

در روابط (۸۳-۳) تا (۸۶-۳)، h ، Eff_{HX} به ترتیب بیان‌کننده آنتالپی، کارایی مبدل حرارتی می‌باشند. همچنین \dot{Q}_{HX} حرارتی می‌باشد، که بین دو جریان ورودی و خروجی ژنراتور تبادل می‌شود.

برای ژنراتور نیز روابط زیر برقرار می‌باشند [۳۰, ۳۱].

$$\dot{m}_3 = \dot{m}_4 + \dot{m}_7 \quad (۸۷-۳)$$

$$\dot{m}_3 x_3 = \dot{m}_4 x_4 \quad (۸۸-۳)$$

$$\dot{m}_3 h_3 - \dot{m}_4 h_4 - \dot{m}_7 h_7 + \dot{Q}_{gen} = 0 \quad (۸۹-۳)$$

در روابط (۳-۸۷) تا (۳-۸۹)، x و \dot{Q}_{gen} به ترتیب بیان‌کننده کیفیت و گرمایی است که به ژنراتور تحویل داده می‌شود، می‌باشند.

در نهایت روابط حاکم بر کندانسور، اواپراتور و جذب‌کننده چیلر جذبی نیز به ترتیب به کمک روابط زیر ارائه شده است [۳۰،۳۱].

$$\dot{Q}_{con} = \dot{m}_7(h_7 - h_8) \quad (۳-۹۰)$$

$$\dot{Q}_{eva} = \dot{m}_9(h_{10} - h_9) \quad (۳-۹۱)$$

$$\dot{m}_{10}h_{10} + \dot{m}_6h_6 - \dot{Q}_{abs} - \dot{m}_1h_1 = 0 \quad (۳-۹۲)$$

$$COP_{ac} = \frac{\dot{Q}_{eva}}{\dot{Q}_{gen}} \quad (۳-۹۳)$$

در روابط (۳-۹۰) تا (۳-۹۳)، \dot{Q}_{con} حرارت دفع شده در کندانسور، \dot{Q}_{eva} حرارت جذب شده در اواپراتور و \dot{Q}_{abs} حرارت دفع شده در جذب‌کننده می‌باشند، همچنین COP_{ac} بیان‌کننده ضریب عملکرد چیلر جذبی است.

مدلسازی انرژی چیلر جذبی با در نظر گرفتن حرارت اتلافی موجود در سیستم خنک کاری موتور احتراق داخلی در سیستم‌های تولید همزمان پیشنهادی و با بهره‌گیری از نرم‌افزار ESS به دلیل داشتن کتابخانه قوی انجام گرفته است.

۳-۶ تحلیل سیستم‌های تولید همزمان پیشنهادی

۳-۶-۱ تحلیل انرژی

در این بخش به منظور تحلیل انرژی سیستم‌های تولید همزمان، معیار درصد کاهش مصرف انرژی اولیه مورد بررسی قرار گرفته است.

۳-۶-۱-۱ درصد کاهش مصرف انرژی اولیه

میزان درصد صرفه‌جویی در مصرف انرژی اولیه^۱ (TPES) یک شاخص ارزشمند جهت ارزیابی میزان کاهش مصرف انرژی اولیه سیستم‌های تولید همزمان در مقایسه با سیستم‌های متداول تولید انرژی به منظور تأمین مقدار انرژی مشابه می‌باشد. بدین ترتیب در رابطه (۳-۹۴) درصد صرفه‌جویی در مصرف انرژی اولیه ارائه شده است. همچنین در روابط (۳-۹۵) و (۳-۹۶) به ترتیب مقدار انرژی اولیه مصرفی توسط سیستم تولید همزمان و متداول تولید انرژی برای تأمین مقدار انرژی مشابه ارائه شده است [۳۰،۳۱،۳۴،۴۶].

^۱ Trigeneration Primary Energy Saving

$$TPES = \left(\frac{F^{Conv} - F^{CCHP}}{F^{Conv}} \right) 100 \quad (94-3)$$

$$F^{CCHP} = \dot{m}_F LHV_F \quad (95-3)$$

$$F^{Conv} = \frac{\dot{E}_{ed}}{\eta_P^{Conv}} + \frac{\dot{Q}_{hd}}{\eta_b^{Conv}} + \frac{\dot{Q}_{cd}}{\eta_P^{Conv} COP_{ec}^{Conv}} \quad (96-3)$$

در رابطه بالا ، $TPES$ بیان کننده درصد صرفه جویی در مصرف انرژی اولیه ، F^{CCHP} و F^{Conv} به ترتیب نشان دهنده میزان سوخت مصرفی برحسب کیلوژول بر ثانیه (کیلووات) ، \dot{m}_F و LHV_F به ترتیب دبی سوخت مصرفی و ارزش حرارتی سوخت می باشند. η_P^{Conv} ، η_b^{Conv} و COP_{ec}^{Conv} نیز به ترتیب بیان کننده راندمان حرارتی نیروگاه، راندمان بویلر و ضریب عملکرد چیلر الکتریکی می باشد.

۳-۶-۲ تحلیل زیست محیطی

در این بخش به تحلیل زیست محیطی سیستم های تولید همزمان شامل درصد کاهش انتشار آلاینده های دی اکسید کربن می پردازیم.

۳-۶-۲-۱ درصد کاهش انتشار آلاینده های دی اکسید کربن

با توجه به اثرات مخرب گازهای گلخانه ای از جمله دی اکسید کربن، در این مطالعه به ارزیابی میزان کاهش انتشار دی اکسید کربن در سیستم تولید همزمان در مقایسه با سیستم های متداول تولید انرژی برای ساختمان، جهت تأمین انرژی مشابه پرداخته شده است. در معادله (۳-۹۷) رابطه مربوط به درصد کاهش انتشار آلاینده های دی اکسید کربن^۱ ارائه شده است. همچنین در روابط (۳-۹۸) و (۳-۹۹) به ترتیب مقدار جرم منتشر شده دی اکسید کربن توسط سیستم تولید همزمان و سیستم متداول تولید انرژی به منظور تأمین انرژی مشابه ارائه شده است [۳۰، ۳۱، ۳۴].

$$TCO_2ER = \left(\frac{mCO_2^{Conv} - mCO_2^{CCHP}}{mCO_2^{Conv}} \right) 100 \quad (97-3)$$

$$mCO_2^{CCHP} = \mu CO_2^F F_{CCHP} \quad (98-3)$$

$$mCO_2^{Conv} = \mu CO_2^W (\dot{E}_{ed}) + \frac{\mu CO_2^F (\dot{Q}_{hd})}{\eta_b^{Conv}} + \frac{\mu CO_2^W (\dot{Q}_{cd})}{COP_{ec}^{Conv}} \quad (99-3)$$

در رابطه (۳-۹۷) تا (۳-۹۹) ، TCO_2ER بیان کننده درصد کاهش انتشار آلاینده های دی اکسید کربن ، mCO_2^{CCHP} و mCO_2^{Conv} به ترتیب بیان کننده جرم دی اکسید کربن تولید شده در سیستم های تولید همزمان و تولید جداگانه می باشند. μCO_2^F و μCO_2^W نیز به ترتیب بیان کننده فاکتور انتشار آلاینده های دی اکسید کربن برای گاز طبیعی و برق شبکه است.

۱ Trigeneration Carbon Dioxide Emission Reduction

۳-۶-۳ تحلیل اقتصادی

در این مطالعه به منظور ارزیابی اقتصادی، شش معیار درصد کاهش هزینه‌های عملیاتی، هزینه مالیات انتشار آلاینده‌های دی‌اکسید کربن، هزینه سرمایه‌گذاری اولیه و هزینه سرویس و نگهداری تجهیزات به کاررفته شده در سیستم‌های تولید همزمان پیشنهادی، میزان صرفه‌جویی در هزینه‌های کل سالانه و همچنین ارزیابی دوره بازگشت سرمایه ارائه شده است.

۱-۳-۶-۳ درصد کاهش هزینه‌های عملیاتی

میزان درصد کاهش هزینه‌های مصرف سوخت^۱ (یا صرفه‌جویی در هزینه مصرف سوخت) برای سیستم تولید همزمان در مقایسه با سیستم‌های متداول تولید انرژی جهت تأمین انرژی مشابه در رابطه (۳-۱۰۰) آورده شده است. همچنین در روابط (۳-۱۰۱) و (۳-۱۰۲) به ترتیب میزان هزینه سوخت برای سیستم‌های تولید همزمان پیشنهادی و متداول جهت تأمین مقدار انرژی مشابه ارائه شده است [۳۰, ۳۱, ۳۴, ۴۶].

$$CR = \left(\frac{Cost^{Conv} - Cost^{CCHP}}{Cost^{Conv}} \right) 100 \quad (۳-۱۰۰)$$

$$Cost^{CCHP} = Cost_F F_{CCHP} \quad (۳-۱۰۱)$$

$$Cost^{Conv} = Cost_W (\dot{E}_{ed}) + \frac{Cost_F (\dot{Q}_{hd})}{\eta_b^{Conv}} + \frac{Cost_W (\dot{Q}_{cd})}{COP_{ec}^{Conv}} \quad (۳-۱۰۲)$$

در رابطه (۳-۱۰۰) تا (۳-۱۰۲)، CR بیان‌کننده درصد کاهش هزینه‌های عملیاتی، $Cost^{Conv}$ و $Cost^{CCHP}$ به ترتیب بیان‌کننده هزینه‌های مصرف سوخت در سیستم‌های تولید همزمان و تولید جداگانه می‌باشند. همچنین $Cost_W$ و $Cost_F$ نیز قیمت جهانی خرید گاز طبیعی و برق از شبکه را نشان می‌دهند.

۲-۳-۶-۳ مالیات انتشار آلاینده‌های دی‌اکسید کربن

به منظور مقابله با اثرات نامطلوب انتشار گازهای گلخانه‌ای از جمله دی‌اکسید کربن، طرح مالیات بر انتشار دی‌اکسید کربن در بسیاری از کشورهای توسعه‌یافته اجرا شده است. بدین ترتیب در این مطالعه مالیات سالانه انتشار دی‌اکسید کربن^۲ برای سیستم تولید همزمان و همچنین سیستم‌های متداول تولید انرژی طبق روابط (۳-۱۰۳) و (۳-۱۰۴) به ترتیب ارائه شده است [۳۴, ۴۹].

$$ACO_2 T^{CCHP} = Y_{CO_2} \cdot mCO_2^{CCHP} \cdot X \cdot 365 \quad (۳-۱۰۳)$$

$$ACO_2 T^{Conv} = Y_{CO_2} \cdot mCO_2^{Conv} \cdot X \cdot 365 \quad (۳-۱۰۴)$$

۱ Fuel Cost Reduction

۲ Annual Emission Tax Carbon Dioxide

در رابطه (۳-۱۰۳) و (۳-۱۰۴)، ACO_2T^{CCHP} و ACO_2T^{Conv} به ترتیب بیان کننده مالیات سالانه انتشار آلاینده‌گی دی‌اکسید کربن در سیستم‌های تولید همزمان و تولید جداگانه، γ_{CO_2} فاکتور مالیات انتشار آلاینده‌گی دی‌اکسید کربن و X میزان ساعت کارکرد در طول روز می‌باشد.

۳-۳-۶-۳ هزینه سرمایه‌گذاری اولیه

در ادامه هزینه سرمایه‌گذاری اولیه^۱ سیستم‌های تولید همزمان را به‌عنوان یکی از فاکتورهای طراحی موردبررسی قرار می‌دهیم. هزینه سرمایه‌گذاری اولیه در هر سیستم تولید همزمان برابر با مجموع هزینه‌های اولیه تجهیزات می‌باشد، که به کمک رابطه (۳-۱۰۴) قابل محاسبه است.

$$Cost_{inv}^{CCHP} = \sum_i (Cost_{inv})_i \quad (۳-۱۰۵)$$

در رابطه (۳-۱۰۴)، $Cost_{inv}^{CCHP}$ هزینه سرمایه‌گذاری اولیه برحسب دلار و پسوند i نشان‌دهنده هر کدام از تجهیزات به کار گرفته شده در سیستم‌های تولید همزمان می‌باشد.

۴-۳-۶-۳ هزینه سرویس و نگهداری

در این قسمت هزینه سرویس و نگهداری^۲ تجهیزات سیستم‌های تولید همزمان به‌عنوان یک فاکتور مهم در تحلیل و مقایسه سیستم‌های تولید همزمان پیشنهادی مورد استفاده قرار گرفته است. هزینه سرویس و نگهداری تجهیزات در هر یک از سیستم‌های تولید همزمان را به کمک رابطه (۳-۱۰۶) می‌توان محاسبه کرد.

$$Cost_{Main}^{CCHP} = \sum_i (Cost_{Main})_i \cdot X \cdot 365 \quad (۳-۱۰۶)$$

در رابطه (۳-۱۰۶)، $Cost_{Main}^{CCHP}$ هزینه سرویس و نگهداری تجهیزات برحسب دلار بر سال، همچنین X میزان کارکرد در طول روز برحسب ساعت می‌باشد.

۵-۳-۶-۳ نرخ صرفه‌جویی خالص در هزینه‌های کل سالانه

یکی دیگر از معیارهایی که در این مطالعه به‌منظور ارزیابی سیستم‌های تولید همزمان با یکدیگر و مقایسه این سیستم‌ها با سیستم متداول تولید انرژی مورد استفاده قرار گرفته است، نرخ صرفه‌جویی خالص در هزینه‌های کل سالانه^۳ است. در رابطه (۳-۱۰۷) نرخ صرفه‌جویی خالص در هزینه‌های کل سالانه ارائه شده است. با توجه به رابطه (۳-۱۰۷)، نرخ صرفه‌جویی خالص در هزینه‌های سالانه برابر است با مجموع میزان

۱ Capital investment cost

۲ Operating and maintenance cost

۳ annual total cost saving

صرفه‌جویی مصرف در سوخت و همچنین میزان کاهش مالیات انتشار دی‌اکسید کربن در سیستم‌های تولید همزمان در مقایسه با سیستم‌های متداول تولید انرژی زمانی که هزینه‌های سالانه سرویس و نگهداری تجهیزات سیستم تولید همزمان از آن کسر گردد [۳۴].

$$ATCS = (Cost^{CCHP} - Cost^{Conv})_{Annual} + (ACO_2T^{CCHP} - ACO_2T^{Conv})_{Annual} - Cost_{Main}^{CCHP} \quad (107-3)$$

در رابطه بالا، $Cost^{CCHP}$ و $Cost^{Conv}$ به ترتیب بیان‌کننده هزینه‌های مصرف سوخت در سیستم‌های تولید همزمان و سیستم‌های متداول تولید انرژی و ACO_2T^{CCHP} و ACO_2T^{Conv} به ترتیب نشان‌دهنده میزان مالیات انتشار دی‌اکسید کربن در سیستم‌های تولید همزمان و سیستم‌های متداول تولید انرژی می‌باشند. همچنین $Cost_{Main}^{CCHP}$ هزینه سرویس و نگهداری در سیستم‌های تولید همزمان است.

۳-۶-۳ دوره بازگشت سرمایه

یکی از روش‌های مناسب به‌منظور ارزیابی اقتصادی طرح‌های مهندسی، استفاده از دوره بازگشت سرمایه^۱ می‌باشد. دوره بازگشت سرمایه در واقع مدت‌زمانی است که کل هزینه‌های سرمایه‌گذاری برای سیستم، توسط سود خالص (صرفه‌جویی) سیستم جبران می‌شود.

دوره بازگشت سرمایه را می‌توان طبق رابطه (۱۰۸-۳) تعریف کرد [۳۴]:

$$PP = \frac{Cost_{inv}^{CCHP}}{ATCS} \quad (108-3)$$

طبق رابطه (۱۰۸-۳)، PP دوره بازگشت، $Cost_{inv}^{CCHP}$ کل هزینه‌های سرمایه‌گذاری اولیه انجام‌شده در سیستم تولید همزمان و همچنین $ACPEs$ نرخ صرفه‌جویی خالص سالانه در سیستم تولید همزمان می‌باشد.

۳-۶-۴ راندمان سیستم‌های تولید همزمان پیشنهادی

راندمان یک کمیت بی‌بعد می‌باشد که به‌منظور بررسی عملکرد سیستم‌های ترمودینامیکی استفاده می‌شوند. به‌طور کلی راندمان بالاتر در یک سیستم ترمودینامیکی حاکی از کارایی بالاتر آن سیستم می‌باشد. این کمیت را معمولاً با نماد η نشان می‌دهند و به‌صورت نسبت میزان انرژی خالص تولیدی به میزان کل انرژی ورودی تعریف می‌شود [۴].

در ابتدا روابط مربوط به راندمان حرارتی موتور استرلینگ، موتور احتراق داخلی و همچنین راندمان حرارتی سیکل هیبریدی موتور احتراق داخلی و موتور استرلینگ به‌صورت زیر ارائه شده است.

^۱ Payback period

$$\eta_{th,STE} = \frac{P_{STE}}{\dot{Q}_{ach}} \quad (109-3)$$

$$\eta_{th,ICE} = \frac{P_{ICE}}{\dot{m}_F LHV_F} \quad (110-3)$$

$$\eta_{th,ICE+STE} = \frac{P_{ICE} + P_{STE}}{\dot{m}_F LHV_F} \quad (111-3)$$

در روابط بالا، P_{STE} و P_{ICE} به ترتیب توان مکانیکی تولیدی توسط موتور استرلینگ و موتور احتراق داخلی می‌باشد.

در ادامه نیز روابط مربوط به محاسبه راندمان تولید همزمان برق و گرما، راندمان تولید همزمان برق و سرما و راندمان تولید همزمان برق، گرما و سرما در سیستم‌های تولید همزمان پیشنهادی ارائه شده است.

$$\eta_{El+heat} = \frac{\dot{E}_{ed} + \dot{Q}_{hd}}{\dot{m}_F LHV_F} \quad (112-3)$$

$$\eta_{El+cold} = \frac{\dot{E}_{ed} + \dot{Q}_{cd}}{\dot{m}_F LHV_F} \quad (113-3)$$

$$\eta_{El+heat+cold} = \frac{\dot{E}_{ed} + \dot{Q}_{hd} + \dot{Q}_{cd}}{\dot{m}_F LHV_F} \quad (114-3)$$

در روابط (112-3) تا (114-3)، \dot{E}_{ed} ، \dot{Q}_{hd} و \dot{Q}_{cd} به ترتیب بیان‌کننده نرخ بار الکتریکی، گرمایشی و سرمایشی معادل برحسب کیلووات در سیستم‌های تولید همزمان می‌باشند.

۴ فصل چهارم : معتبر سازی و نتایج مدلسازی

۱-۴ مقدمه

در فصل سوم، در ابتدا معادلات حاکم بر موتور احتراق داخلی، موتور استرلینگ و همچنین معادلات انرژی مربوط به چیلر جذبی ارائه گردید، سپس روابط مربوط به معیارهای ارزیابی بیان شد. در این فصل نیز ابتدا معتبر سازی مربوط به مدل سازی انجام شده برای محرک های موتور احتراق داخلی و موتور استرلینگ ارائه شده است، سپس راندمان تولید همزمان برق و گرما، راندمان تولید همزمان برق و سرما و راندمان تولید همزمان برق، گرما و سرما برای سیستم های پیشنهادی مورد بررسی قرار گرفت. همچنین سیستم های تولید همزمان پیشنهادی، از دیدگاه انرژی شامل درصد کاهش مصرف انرژی اولیه، دیدگاه زیست محیطی شامل درصد کاهش انتشار آلاینده های دی اکسید کربن و همچنین از دیدگاه اقتصادی شامل درصد کاهش هزینه های عملیاتی سیستم های تولید همزمان در مقایسه با سیستم های تولید جداگانه متداول، مالیات انتشار آلاینده های دی اکسید کربن، هزینه سرمایه گذاری اولیه و هزینه سرویس و نگهداری تجهیزات به کار گرفته شده در سیستم های تولید همزمان پیشنهادی، نرخ صرفه جویی خالص در هزینه های کل سالانه و همچنین دوره بازگشت سرمایه سیستم های تولید همزمان بر اساس میزان صرفه جویی در مصرف سوخت، مورد بررسی و ارزیابی قرار گرفته است.

۲-۴ معتبر سازی

۱-۲-۴ معتبر سازی مدل موتور احتراق داخلی

در این قسمت به معتبر سازی مدل بکار رفته جهت تحلیل عملکرد موتور احتراق داخلی (مدل صفر بعدی تک منطقه ای) پرداخته می شود. بدین منظور در ابتدا نتایج توان مکانیکی تولیدی حاصل از مدل سازی انجام شده برای موتور گازسوز EF7، با نتایج آزمایشگاهی مربوط به همین موتور مورد مقایسه قرار گرفته است. در مرحله بعد، نتایج حاصل از مدل سازی انجام شده این بار برای موتور گازسوز mississippi با نتایج ارائه شده توسط سازنده [۲۳] و همچنین با نتایج حاصل از مدل سازی ماگو [۲۱] و اربابی [۲۳] مورد مقایسه و ارزیابی قرار گرفته است. نتایج نشان می دهد، مدل سازی انجام شده دارای دقت بالایی می باشد و نشان دهنده صحت مدل سازی را نشان می دهد.

در ابتدا در جدول (۱-۴) و (۲-۴)، به ترتیب مشخصات هندسی موتورهای گازسوز EF7 و mississippi ارائه شده است.

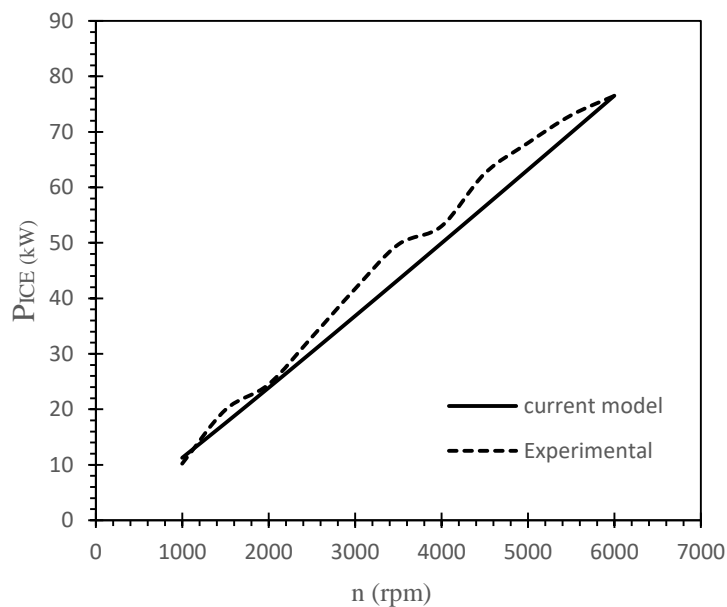
جدول ۱-۴- مشخصات هندسی موتور گازسوز EF7 [۳۴,۴۷]

واحد	پارامتر	مشخصه هندسی موتور
-	4	تعداد سیلندر
cm ³	1645	حجم جابجایی
mm	78.6	قطر سیلندر
mm	85	فاصله بین محور میل لنگ و پین پیستون
-	11	نسبت تراکم
rpm	1000-6500	سرعت دورانی

جدول ۲-۴- مشخصات هندسی موتور گازسوز mississippi [۲۱]

واحد	پارامتر	مشخصه هندسی موتور
-	4	تعداد سیلندر
cm ³	1820	حجم جابجایی
mm	84	قطر سیلندر
mm	82	فاصله بین محور میل لنگ و پین پیستون
-	8.5	نسبت تراکم
rpm	1800	سرعت دورانی

در ادامه توان مکانیکی تولیدی در موتور گازسوز EF7 به دست آمده از مدل حاضر با نتایج آزمایشگاهی جهت معتبر سازی مدلسازی انجام شده ارائه گردیده است.



شکل ۱-۴- مقایسه نتایج توان مکانیکی تولیدی موتور گازسوز EF7 در مدل حاضر با نتایج آزمایشگاهی [۴۹]

در جدول زیر نیز نتایج حاصل از مدل حاضر با نتایج منتشر شده توسط سازنده و همچنین نتایج مدل ماگو اربابی برای موتور گازسوز mississippi ارائه شده است.

جدول ۳-۴- نتایج مدل حاضر با نتایج سازنده و مدلسازی انجام شده توسط ماگو اربابی برای موتور mississippi

راندمان توان خروجی (%)	راندمان سیستم خنک کاری (%)	راندمان آگزوز (%)	راندمان حرارت اتلاfi به محیط (%)
25-28	17-26	34-45	5-15
23	27	40	10
22.3	25	41.8	10.9
28.2	27	39.4	5.4

۲-۲-۴ معتبر سازی مدل موتور استرلینگ

در این بخش نیز معتبر سازی مربوط به مدل آدیاباتیک غیر ایده آل به کار گرفته شده جهت تحلیل عملکرد موتور استرلینگ ارائه شده است. به منظور معتبر سازی مدل حاضر از مشخصات هندسی موتور استرلینگ GPU-3 استفاده شده است. در جدول زیر مشخصات هندسی GPU-3 ارائه شده است.

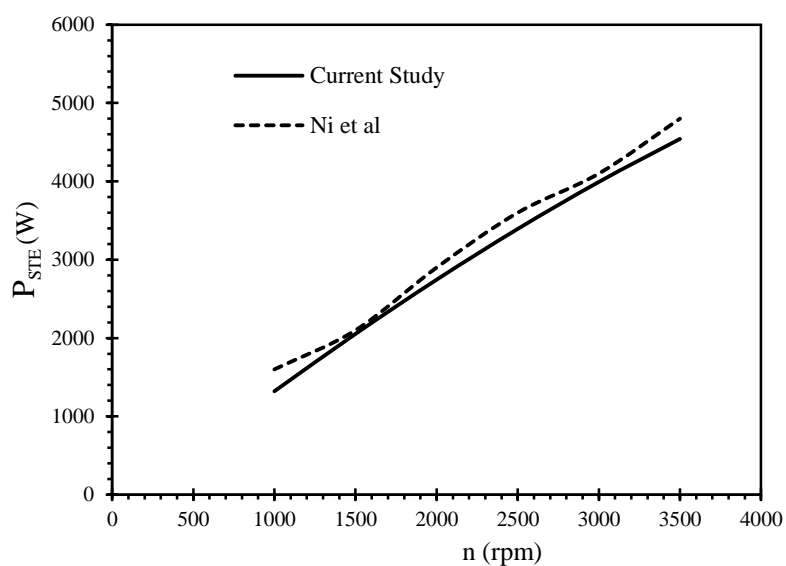
جدول ۴-۴- مشخصات هندسی موتور استرلینگ GPU-3 [۳۴]

واحد	مقدار	مشخصه هندسی موتور
cm ³	28.68	فضای خالی (حجم مرده) محفظه تراکم
cm ³	30.52	فضای خالی (حجم مرده) محفظه انبساط
cm ³	113.14	حجم جابه جایی محفظه تراکم
cm ³	120.82	حجم جابه جایی محفظه انبساط
mm	46	طول میله اتصال دهنده
mm	13.8	شعاع لنگ
mm	20.8	خروج از مرکز
mm	69.9	قطر پیستون توان
mm	69	قطر پیستون جابجایی (D_d)
mm	37	طول پیستون جابجایی (L_d)
mm	31.2	کورس پیستون جابجایی (S)
mm	69.9	قطر داخلی سیلندر
		مشخصه های گرم کن
--	40	تعداد لوله ها

mm	3.02	قطر داخلی لوله
mm	245.3	طول لوله (L_h)
cm ³	70.88	حجم مرده (V_h)
مشخصه‌های سردکن		
--	312	تعداد لوله‌ها
mm	1.09	قطر داخلی لوله‌ها
mm	46.1	طول لوله (L_k)
cm ³	13.8	حجم مرده (V_k)
مشخصه‌های باز یاب		
mm	22.6	قطر
mm	22.6	طول (L_r)
μm	40	قطر سیم
--	0.697	تخلخل
--	8	تعداد
W/m K	15	هدایت حرارتی باز یاب (k)

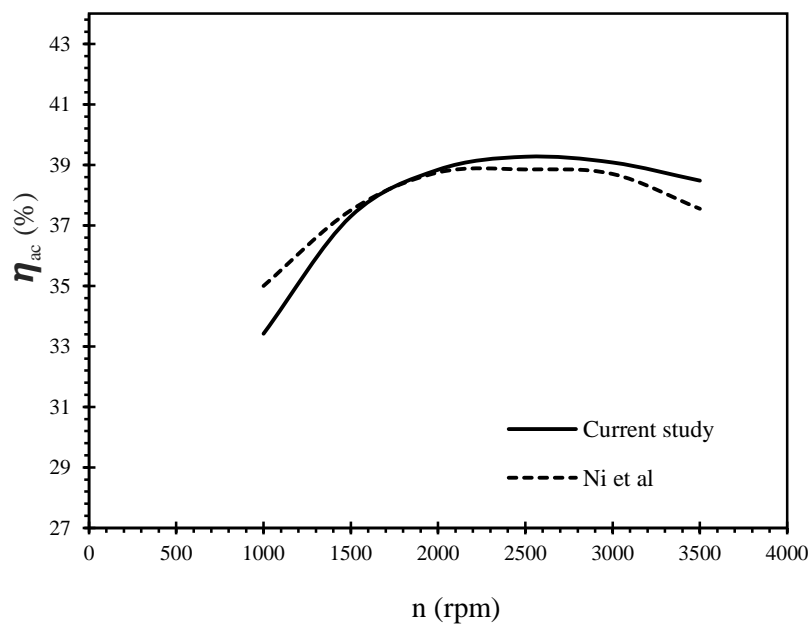
جهت معتبر سازی مدل‌سازی انجام شده به منظور تحلیل موتور استرلینگ نیز ابتدا، نتایج حاصل از توان خروجی موتور استرلینگ و سپس راندمان حرارتی موتور استرلینگ GPU-3 در مدل حاضر با نتایج حاصل از مدل‌سازی انجام شده توسط مینگ جیانگ نی [۴۵] در دوره‌های مختلف در شکل‌های (۳-۴) و (۴-۴) مورد بررسی و مقایسه قرار گرفته است. نتایج حاکی از صحت و دقت مدل‌سازی انجام شده است.

در ابتدا نتایج حاصل از توان مکانیکی خروجی موتور استرلینگ GPU-3 در مدل‌سازی حاضر با نتایج حاصل از مدل‌سازی انجام شده توسط مینگ جیانگ نی [۴۵] در شکل (۲-۴) نشان شده است.



شکل ۴-۲- توان مکانیکی خروجی از موتور استرلینگ GPU-3 در مدل حاضر و مدل مینگ جیانگ نی [۴۵]

در ادامه نیز، نتایج مربوط به راندمان حرارتی واقعی مدلسازی حاضر با نتایج حاصل از مدلسازی مینگ جیانگ نی [۴۵] برای موتور استرلینگ GPU-3 ارائه شده است.



شکل ۴-۳- نتایج راندمان حرارتی واقعی برای موتور استرلینگ GPU-3 در مدلسازی حاضر و مدلسازی مینگ جیانگ نی [۴۵]

با توجه به اینکه ابعاد و مشخصات هندسی موتور استرلینگ معرفی شده در جدول (۴-۴) به منظور به کارگیری در سیستم‌های تولید همزمان با محرک هیبریدی (سیستم‌های سه و چهار) کوچک می‌باشد، بدین جهت یک موتور استرلینگ توسعه داده شده در جدول (۴-۵) جهت استفاده در سیستم‌های تولید همزمان سه و چهار پیشنهاد شده است. در جدول (۴-۵) مشخصات هندسی موتور استرلینگ توسعه داده شده GPU-3 از نوع بتا، جهت بهره‌مندی از حرارت اتلافی اگزوز موتور احتراق داخلی نشان شده است.

جدول ۴-۵- مشخصات هندسی موتور استرلینگ GPU-3 توسعه داده شده [۳۴]

واحد	مقدار	پارامتر هندسی موتور
cm ³	229.44	فضای خالی (حجم مرده) محفظه تراکم
cm ³	244.16	فضای خالی (حجم مرده) محفظه انبساط
cm ³	905.23	حجم جابه‌جایی محفظه تراکم
cm ³	966.73	حجم جابه‌جایی محفظه انبساط
mm	92	طول میله اتصال دهنده
mm	27.6	شعاع لنگ
mm	41.6	خروج از مرکز
mm	139.8	قطر پیستون توان
mm	138	قطر پیستون جابجایی (d_a)
mm	74	طول پیستون جابجایی (L_a)
mm	62.4	کورس پیستون جابجایی (S)
mm	139.8	قطر داخلی سیلندر
مشخصه‌های گرم‌کن		
--	40	تعداد لوله‌ها
mm	6.04	قطر داخلی لوله
mm	490.6	طول لوله (L_h)
cm ³	562.27	حجم مرده (V_h)
مشخصه‌های سردکن		
--	312	تعداد لوله‌ها
mm	2.18	قطر داخلی لوله‌ها
mm	92.2	طول لوله (L_k)
cm ³	107.37	حجم مرده (V_k)
مشخصه‌های بازیاب		

mm	45.2	قطر
mm	30	طول (L_r)
μm	80	قطر سیم
--	0.697	تخلخل
--	8	تعداد
W/m K	15	هدایت حرارتی بازیاب (k)
cm^3	268.41	حجم مرده (V_r)
--	فولاد ضدزنگ	جنس

در جدول (۴-۶) نیز مشخصات عملکردی موتور استرلینگ توسعه داده شده ارائه شده است.

جدول ۴-۶- مشخصات عملکردی موتور استرلینگ GPU-3 توسعه داده شده [۳۴]

واحد	مقدار	پارامتر عملکردی موتور
--	هیدروژن	گاز عامل
K	353	دمای دیواره سردکن (T_{wk})
MPa	2.76	فشار گاز عامل (p)
rpm	600-4200	دور موتور (n)

۳-۴ نتایج مدلسازی

در ابتدا به منظور مدلسازی انرژی، زیست محیطی و اقتصادی سیستم‌های تولید همزمان پیشنهادی پارامترهای موردنیاز در جدول (۴-۷) ارائه شده است.

جدول ۴-۷- پارامترهای موردنیاز به منظور تحلیل سیستم‌های تولید همزمان [۳۰،۳۱،۳۴،۴۹]

واحد	مقدار	پارامتر
(-)	30%	راندمان حرارتی نیروگاه سنتی
(-)	80%	راندمان بویلر
(-)	85%	راندمان ژنراتور برق
$\$/\text{kgCO}_2$	0.02086	فاکتور مالیات انتشار آلایندگی کربن دی‌اکسید
gr/kWh	220	شاخص انتشار آلایندگی دی‌اکسید کربن برای گاز طبیعی
gr/kWh	836	شاخص انتشار آلایندگی دی‌اکسید کربن برای برق شبکه
c/kWh	13	قیمت جهانی خرید برق از شبکه
c/m^3	9	قیمت جهانی خرید گاز طبیعی از شبکه

در جدول (۸-۴) نیز هزینه‌های مربوط به سرمایه‌گذاری اولیه و همچنین هزینه‌های مربوط به سرویس و نگهداری تجهیزات به کار گرفته شده در سیستم‌های تولید همزمان ارائه شده است.

جدول ۸-۴- هزینه سرمایه‌گذاری و سرویس و نگهداری تجهیزات [۳۱,۳۴,۵۰]

تجهیزات	هزینه سرمایه‌گذاری (\$/kW)	هزینه سرویس و نگهداری (\$/kW.h)
ICE	1180	0.02
STE	300	0.0095
HX	30	0.003
Gas boiler	48	0.008
AC	200	0.01
EC	140	0.008
Generator	40	-

در جدول (۹-۴)، انرژی سوخت ورودی به موتور احتراق داخلی برحسب کیلووات، حرارت اتلافی قابل بازیافت در گازهای خروجی اگزوز، حرارت اتلافی قابل بازیافت در سیستم خنک کاری، حرارت اتلافی غیر قابل بازیافت به محیط اطراف و همچنین توان خروجی از موتور احتراق داخلی در دورهای مختلف نشان داده شده است.

جدول ۹-۴- انرژی سوخت ورودی و حرارت‌های اتلافی و توان مکانیکی خروجی از موتور احتراق داخلی

n (rpm)	\dot{Q}_F (kW)	\dot{Q}_{ex} (kW)	\dot{Q}_{jw} (kW)	\dot{Q}_{loos} (kW)	P_{ICE} (kW)
1000	44.91	14.27	17.01	2.44	11.17
1500	67.37	22.806	23.44	3.66	17.46
2000	89.93	31.644	29.42	4.89	23.87
2500	112.29	40.695	35.10	6.11	30.38
3000	134.74	49.908	40.55	7.33	36.95
3500	157.20	59.24	45.82	8.56	43.57
4000	179.66	68.69	50.94	9.78	50.24
4500	202.12	78.23	55.94	11.00	56.94
5000	224.57	87.84	60.83	12.23	63.67
5500	247.03	97.52	65.63	13.45	70.43
6000	269.49	107.26	70.34	14.67	77.21

در جدول (۱۰-۴)، حرارت واقعی جذب شده توسط گرم‌کن موتور استرلینگ، حرارت واقعی دفع شده در سردکن موتور استرلینگ و همچنین توان تولیدی توسط موتور استرلینگ توسعه داده شده ارائه شده است.

جدول ۴-۱۰- حرارت ورودی و همچنین حرارت اتلافی و توان مکانیکی خروجی از موتور استرلینگ

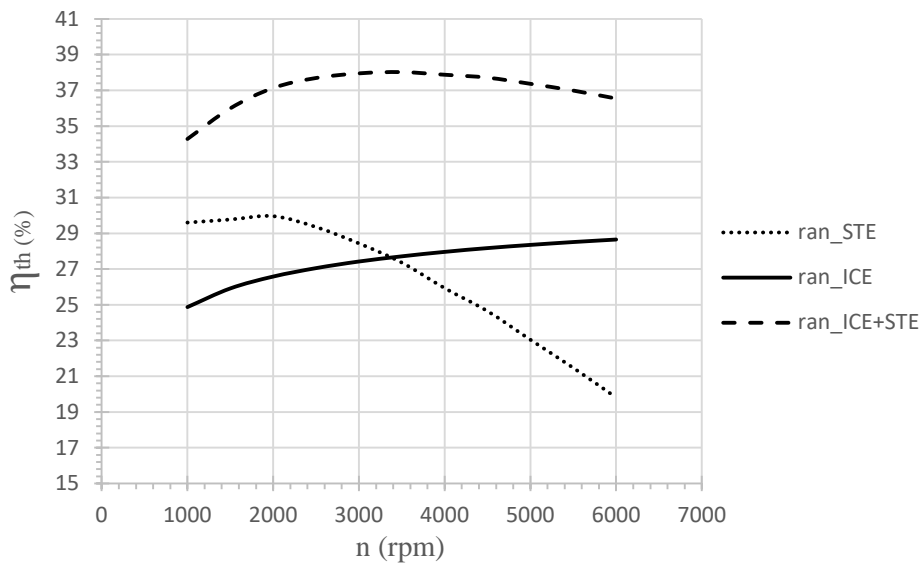
n (rpm)	\dot{Q}_{ach}	\dot{Q}_{ack}	P_{STE}
	(kW)	(kW)	(kW)
1000	14.27	8.98	4.22
1500	22.80	13.49	6.79
2000	31.64	18.53	9.48
2500	40.69	23.64	11.94
3000	49.90	28.90	14.19
3500	59.24	34.54	16.21
4000	68.69	39.42	17.81
4500	78.23	45.31	19.27
5000	87.84	50.30	20.24
5500	97.52	55.82	20.93
6000	107.26	61.83	21.25

در جدول (۴-۱۱) نیز بارهای الکتریکی، گرمایشی و سرمایشی تولیدشده توسط سیستم‌های تولید همزمان پیشنهادی ارائه شده است.

جدول ۴-۱۱- بارهای الکتریکی، گرمایشی و سرمایشی تولیدشده توسط سیستم‌های تولید همزمان پیشنهادی

n (rpm)	System 1			System 2			System 3			System 4		
	\dot{E}_{ed}	\dot{Q}_{hd}	\dot{Q}_{cd}	E_{ed}	\dot{Q}_{hd}	\dot{Q}_{cd}	\dot{E}_{ed}	\dot{Q}_{hd}	\dot{Q}_{cd}	\dot{E}_{ed}	\dot{Q}_{hd}	\dot{Q}_{cd}
	(kW)			(kW)			(kW)			(kW)		
1000	9.49	25.03	0	9.49	11.41	10.29	13.08	20.80	0	13.08	7.18	10.29
1500	14.84	36.99	0	14.84	18.24	16.01	20.61	29.54	0	20.61	10.79	16.01
2000	20.29	48.85	0	20.29	25.31	21.35	28.35	38.36	0	28.35	14.82	21.35
2500	25.82	60.63	0	25.82	32.55	26.42	35.97	47.00	0	35.97	18.91	26.42
3000	31.40	72.36	0	31.40	39.92	31.29	43.46	55.56	0	43.46	23.12	31.29
3500	37.03	84.05	0	37.03	47.39	35.99	50.81	64.30	0	50.81	27.63	35.99
4000	42.70	95.71	0	42.70	54.95	40.56	57.84	72.29	0	57.84	31.53	40.56
4500	48.40	107.33	0	48.40	62.58	45.02	64.78	81.00	0	64.78	36.25	45.02
5000	54.11	118.94	0	54.11	70.27	49.39	71.32	88.91	0	71.32	40.24	49.39
5500	59.86	130.52	0	59.86	78.02	53.67	77.66	97.16	0	77.66	44.65	53.67
6000	65.63	142.05	0	65.63	85.78	57.88	83.70	105.74	0	83.70	49.46	57.88

در این بخش راندمان حرارتی موتور استرلینگ، موتور احتراق داخلی و همچنین راندمان سیکل هیبریدی موتور احتراق داخلی و موتور استرلینگ ارائه شده است.



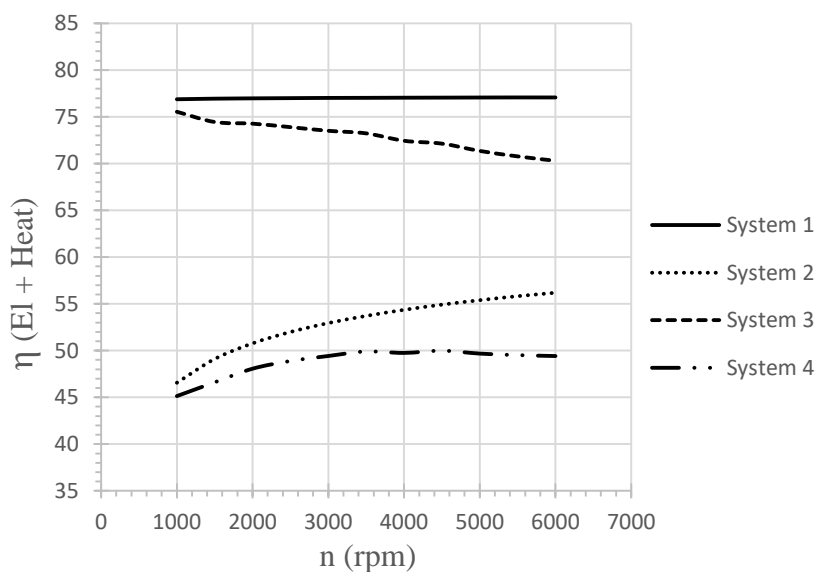
شکل ۴-۴- راندمان حرارتی موتور استرلینگ، موتور احتراق داخلی و سیکل هیبریدی موتور احتراق داخلی و موتور استرلینگ

در شکل (۴-۴)، تأثیر دور موتور احتراق داخلی بر روی راندمان حرارتی موتور احتراق داخلی، موتور استرلینگ و همچنین راندمان حرارتی محرک هیبریدی موتور احتراق داخلی و موتور استرلینگ ارائه شده است. با توجه به شکل، به دلیل اینکه با افزایش دور موتور احتراق داخلی، نرخ افزایش توان خروجی موتور احتراق داخلی، بیشتر از نرخ تلفات اصطکاکی به دلیل حرکت پیستون می‌باشد، در نتیجه راندمان حرارتی موتور احتراق داخلی با افزایش دور موتور افزایش یافته و با افزایش دور، در محدوده ۲۵ تا ۲۸/۵ درصد افزایش می‌یابد. همچنین با توجه به اینکه موتور استرلینگ یک موتور احتراق خارجی می‌باشد و از چندین مبدل حرارتی و محفظه‌های مختلفی تشکیل شده است و همان‌طور که در بخش مدلسازی موتور استرلینگ ذکر شده است، در موتور استرلینگ تلفات اصطکاکی و حرارتی متعددی نسبت به موتور احتراق داخلی در نظر گرفته شده است. و به این ترتیب با افزایش دور، تلفات ذکر شده افزایش می‌یابد و راندمان حرارتی موتور استرلینگ در دور ۱۵۰۰ rpm برای موتور احتراق داخلی، به بیشترین مقدار خود در حدود ۳۰ درصد می‌رسد و سپس کاهش می‌یابد. همچنین راندمان حرارتی کل سیستم هیبریدی با توجه به بالا رفتن توان خروجی کل سیستم هیبریدی، افزایش چشم‌گیری نسبت به راندمان حرارتی موتور احتراق داخلی و موتور استرلینگ به‌تنهایی داشته و در محدوده دور ۳۵۰۰ rpm به حدود ۳۸ درصد خواهد رسید.

در ادامه نیز راندمان تولید همزمان برق و گرما، راندمان تولید همزمان برق و سرما و در نهایت راندمان تولید همزمان برق، گرما و سرما در سیستم‌های تولید همزمان پیشنهادی ارائه شده است.

در شکل (۴-۵) راندمان تولید همزمان برق و گرما در سیستم‌های تولید همزمان پیشنهادی ارائه شده است. با توجه به اینکه در سیستم‌های دو و چهار بخشی از حرارت اتلافی که امکان استفاده از آن در گرمایش وجود

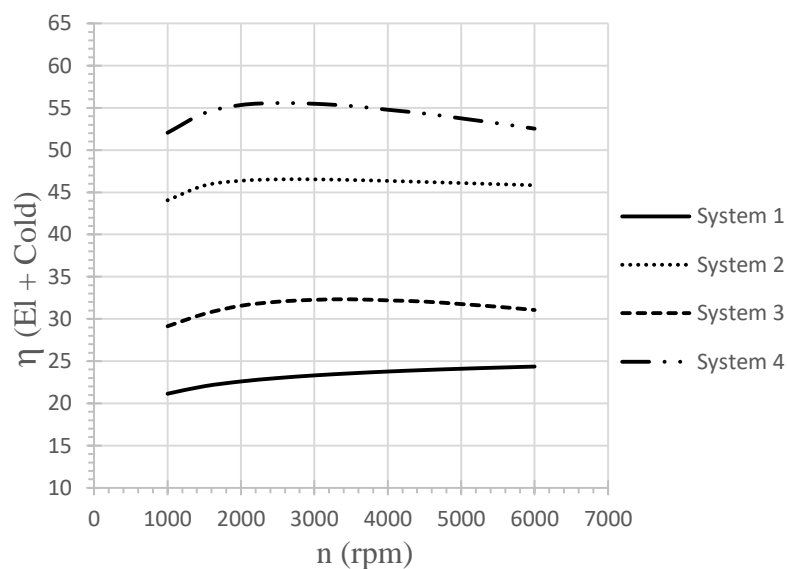
داشت صرف تأمین بار سرمایشی موردنیاز ساختمان شده است، در نتیجه این سیستم‌ها دارای راندمان تولید همزمان برق و گرما پایین‌تری در مقایسه با سیستم‌های تولید همزمان یک و سه که در آن‌ها تمامی حرارت اتلافی قابل بازیافت موجود در سیستم صرف گرمایش و برق شده است، می‌باشند. از طرفی در سیستم شماره سه از حرارت اتلافی قابل بازیافت در گازهای خروجی آگروز در موتور احتراق داخلی به‌منظور تأمین منبع گرمایی موردنیاز موتور استرلینگ استفاده شده است، به‌طوری‌که از این حرارت اتلافی در موتور استرلینگ جهت تولید انرژی الکتریکی و گرمایشی استفاده شده است، اما با توجه به تلفات اصطکاکی و حرارتی بیان شده برای موتور استرلینگ و همچنین با توجه به راندمان حرارتی موتور استرلینگ توسعه داده شده (شکل (۴-۴)) که در دوره‌های بالای موتور احتراقی به شکل قابل توجهی کاهش می‌یابد، انتظار می‌رود که سیستم سه در مقایسه با سیستم یک دارای راندمان تولید همزمان برق و گرما پایین‌تری باشد، از طرفی با توجه به افزایش میزان تلفات حرارتی و اصطکاکی موتور استرلینگ با افزایش دور موتور احتراقی، همان‌طور که از شکل (۴-۵) مشخص است با افزایش دور، میزان راندمان تولید همزمان برق، گرما کاهش می‌یابد. در نتیجه با توجه به شکل (۴-۵)، در تمام دوره‌های موتور احتراق داخلی بیشترین و کمترین راندمان تولید همزمان برق و گرما به ترتیب مربوط به سیستم‌های تولید همزمان یک و چهار می‌باشد.



شکل ۴-۵- راندمان تولید همزمان برق و گرما در سیستم‌های تولید همزمان پیشنهادی

در شکل (۴-۶) نیز راندمان تولید همزمان برق و سرما سیستم‌های تولید همزمان پیشنهادی نشان داده شده است، با توجه به تولید بار سرمایشی در سیستم‌های تولید همزمان دو و چهار با استفاده از بهره‌مندی از حرارت اتلافی قابل بازیافت در سیستم خنک کاری در موتور احتراق داخلی به کمک چیلر جذبی تک اثره، راندمان تولید همزمان برق و سرما در این دو سیستم در مقایسه با سیستم‌های یک و سه بیشتر خواهد بود.

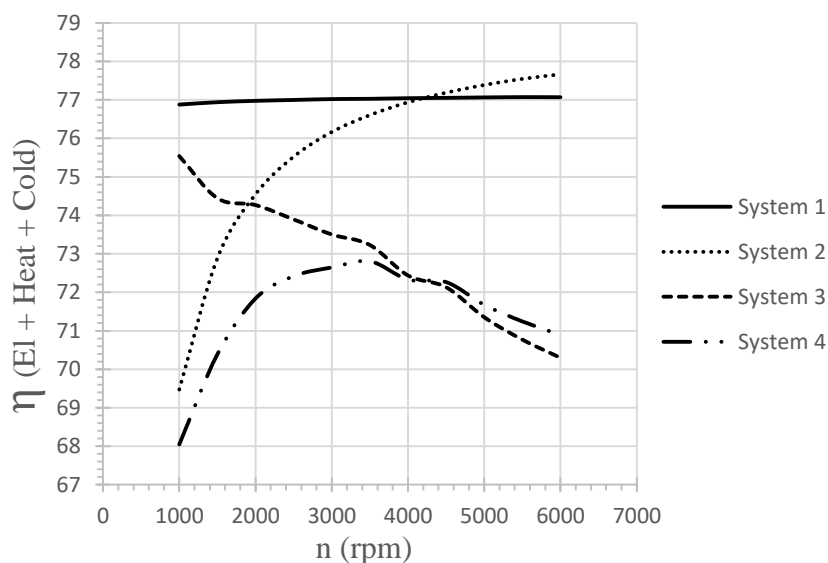
از طرفی با توجه به اینکه در سیستم تولید همزمان برق، گرما و سرما بر پایه محرک هیبریدی (سیستم چهار) از حرارت اتلافی گازهای خروجی در موتور احتراق داخلی جهت تأمین منبع گرمایی موردنیاز موتور استرلینگ استفاده می‌شود و با توجه به تولید انرژی الکتریکی توسط موتور استرلینگ، راندمان تولید همزمان برق و سرما در سیستم چهار بیشتر از راندمان تولید همزمان برق و سرما در سیستم دو خواهد بود. از این رو با توجه به شکل (۴-۶) در تمام دورهای موتور احتراق داخلی بیشترین راندمان تولید همزمان برق و سرما مربوط به سیستم تولید همزمان برق، گرما و سرما بر پایه محرک هیبریدی (سیستم چهار) می‌باشد. از طرفی کمترین راندمان نیز مربوط به سیستم تولید همزمان برق و گرما بر پایه محرک موتور احتراق داخلی (سیستم یک) است.



شکل ۴-۶- راندمان تولید همزمان برق و سرما در سیستم‌های تولید همزمان پیشنهادی

در شکل (۴-۷) نیز راندمان تولید همزمان برق، گرما و سرما در سیستم‌های تولید همزمان پیشنهادی ارائه شده است، با توجه به تلفات حرارتی و اصطکاکی ارائه شده در موتور استرلینگ راندمان برق، سرما و گرما به‌طور کلی در سیستم‌های تولید همزمان هیبریدی کمتر از سیستم‌های تولید همزمان بر پایه موتور احتراق داخلی خواهد بود، از طرفی با توجه به ضریب عملکرد چیلر جذبی که با افزایش دور موتور احتراق داخلی افزایش می‌یابد، راندمان برق، سرما و گرما در دورهای بالای موتور احتراق داخلی (بیشتر از ۴۰۰۰ rpm) در سیستم تولید همزمان برق، گرما و سرما بر پایه موتور احتراق داخلی (سیستم دو) نسبت به سیستم تولید همزمان برق و گرما بر پایه موتور احتراق داخلی (سیستم یک) بیشتر خواهد بود. به‌طوری‌که بیشترین راندمان تولید همزمان برق، گرما و سرما در دورهای پایین موتور احتراق داخلی (کمتر از ۴۰۰۰ rpm) مربوط به سیستم یک می‌باشد، در حالی که در دورهای بالا موتور احتراق داخلی (بیشتر از ۴۰۰۰ rpm)

بیشترین راندمان مربوط به سیستم دو می‌باشد. همچنین در دورهای بالای موتور احتراقی با توجه به افزایش ضریب عملکرد چیلر جذبی با افزایش دور موتور احتراقی راندمان تولید همزمان سیستم چهار از راندمان تولید همزمان سیستم سه بیشتر خواهد بود، به طوری که کمترین راندمان تولید همزمان برق، گرما و سرما در دروهای پایین (کمتر از ۴۰۰۰ rpm) و بالای موتور احتراق داخلی (بیشتر از ۴۰۰۰ rpm) به ترتیب متعلق به سیستم چهار و سه می‌باشد.



شکل ۴-۷- راندمان تولید همزمان برق، گرما و سرما در سیستم‌های تولید همزمان پیشنهادی

با توجه به سه راندمان ارائه شده می‌توان نتیجه گرفت که سیستم یک دارای بیشترین راندمان تولید همزمان برق و گرما و سیستم چهار دارای راندمان تولید همزمان برق و سرما بیشتری نسبت به سایر سیستم‌های تولید همزمان پیشنهادی می‌باشند، در نتیجه در فصول گرم و سرد سال به ترتیب سیستم‌های یک و چهار نسبت به سایر سیستم‌های پیشنهادی دارای راندمان بالاتری بوده و استفاده از این سیستم‌ها در اولویت قرار خواهد داشت، همچنین راندمان تولید همزمان برق، گرما و سرما در سیستم یک و دو به ترتیب در دورهای پایین (کمتر از ۴۰۰۰ rpm) و بالای موتور احتراق داخلی (بیشتر از ۴۰۰۰ rpm) از سایر سیستم‌های تولید همزمان بیشتر خواهد بود. به طوری که می‌توان گفت از دیدگاه راندمان کلی سیستم‌های تولید همزمان، در دورهای معمول موتور احتراق داخلی (دورهای ۳۰۰۰ rpm تا ۴۰۰۰ rpm) استفاده از سیستم یک در مقایسه با سایر سیستم‌های پیشنهادی از دیدگاه راندمان تولید همزمان برق، گرما و سرما مطلوب‌تر می‌باشد.

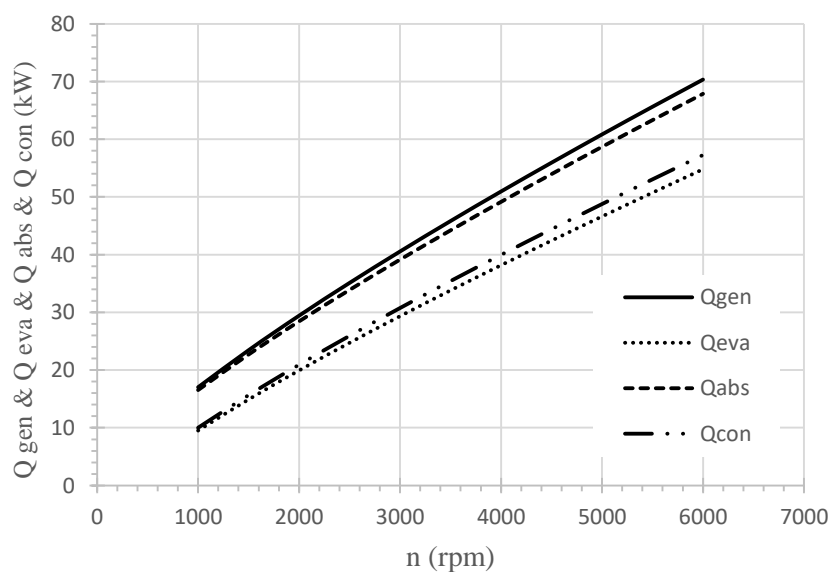
در ادامه به بررسی نتایج حاصل از مدلسازی چیلر جذبی می‌پردازیم. از آنجایی که در سیستم‌های تولید همزمان دو و چهار جهت بهره‌برداری از حرارت اتلافی سیستم خنک کاری در موتور احتراق داخلی از چیلر جذبی استفاده شده است، از این رو حرارت تحویل داده شده به ژنراتور چیلر جذبی برابر با حرارت اتلافی قابل

بازیافت در سیستم خنک کاری موتور احتراق داخلی در نظر گرفته شده است. بدین منظور ابتدا در جدول (۴-۱۲) پارامترهای ورودی و عملکردی چیلر جذبی که در مدلسازی چیلر جذبی پیشنهادی استفاده است، ارائه گردیده است.

جدول ۴-۱۲- پارامترهای ورودی و عملکردی چیلر جذبی

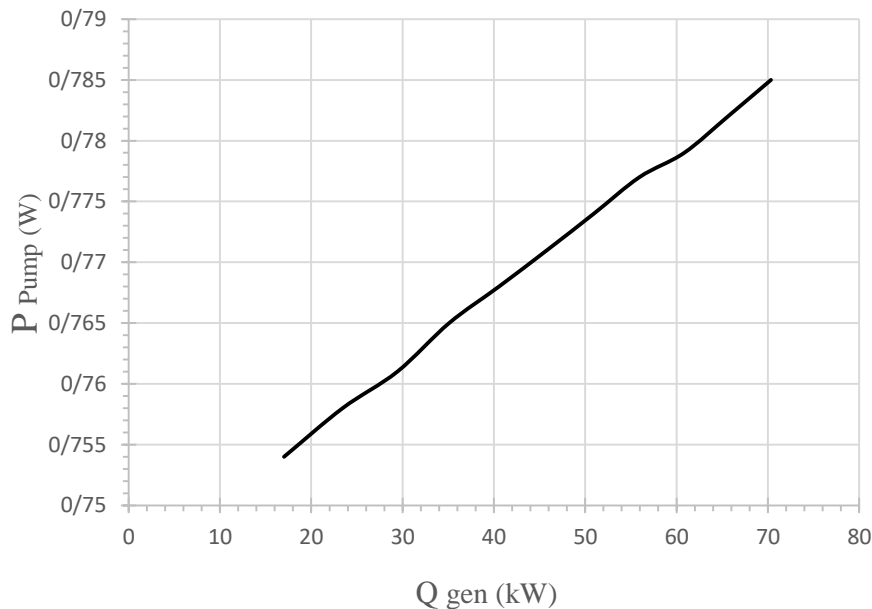
پارامتر	مقدار	واحد
کارایی مبدل حرارتی	0.7	(-)
دبی جرمی ورودی به پمپ	0.3	(kg/s)
دمای ژنراتور	80	C
فشار قسمت فشار بالا در چیلر جذبی	5	(kPa)
فشار قسمت فشار پایین در چیلر جذبی	0.9	(kPa)

در شکل (۴-۸) گرمای تحویل داده شده به ژنراتور، حرارت دفع شده در کندانسور، حرارت جذب شده در اوپراتور و همچنین حرارت دفع شده در جذب کننده در دوره های مختلف موتور احتراق داخلی ارائه شده است. همان طور که اشاره شد، در این مطالعه از حرارت اتلافی قابل بازیافت سیستم خنک کاری در موتور احتراق داخلی که با افزایش دور موتور احتراق داخلی افزایش می یابد، به عنوان گرمای تحویل داده شده به ژنراتور چیلر جذبی استفاده شده است. همان طور که از شکل (۴-۸) مشخص است، با افزایش دور موتور احتراق داخلی علاوه بر گرمای تحویل داده شده به ژنراتور، حرارت دفع شده در کندانسور، حرارت جذب شده در اوپراتور و همچنین حرارت دفع شده در جذب کننده نیز با افزایش دور موتور احتراق داخلی همواره افزایش خواهند یافت.



شکل ۴-۸- بارهای مبادله شده در چیلر جذبی در دوره های مختلف موتور احتراق داخلی

در شکل (۹-۴) توان مصرف‌شده توسط پمپ در چیلر جذبی نیز برحسب گرمای تحویل داده‌شده به ژنراتور ارائه‌شده است.

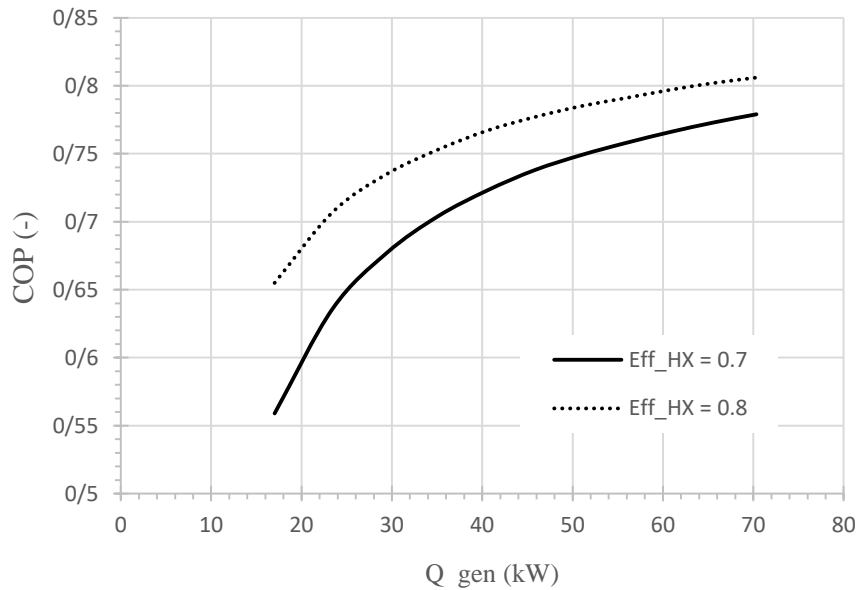


شکل ۹-۴- توان مصرفی توسط پمپ در چیلر جذبی برحسب گرمای تحویل داده‌شده به ژنراتور

همان‌طور که از شکل (۹-۴) مشاهده می‌شود با افزایش نرخ حرارت تحویل داده‌شده به ژنراتور چیلر جذبی، حجم مخصوص محلول لیتیوم بروماید و آب ورودی به پمپ چیلر جذبی افزایش خواهد یافت و به دنبال آن توان مصرفی پمپ چیلر جذبی نیز افزایش پیدا می‌کند.

در ادامه، به بررسی تأثیر کارایی مبدل گرمایی (Eff_{HX})، دبی جرمی ورودی به پمپ (\dot{m}_1) و همچنین تأثیر فشار در قسمت فشار بالا (P_{high}) در چیلر جذبی بر روی ضریب عملکرد چیلر جذبی پرداخته‌شده است.

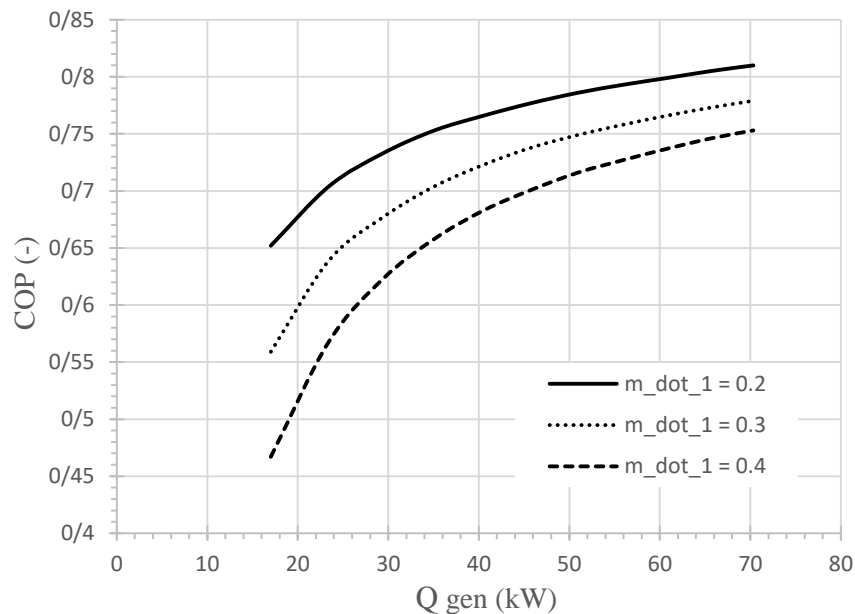
در شکل (۱۰-۴)، تأثیر کارایی مبدل گرمایی (Eff_{HX}) در دو حالت 0.7 و 0.8 بر روی ضریب عملکرد چیلر جذبی برحسب حرارت تحویل داده‌شده به ژنراتور \dot{Q}_{gen} نشان داده‌شده است.



شکل ۴-۱۰- تأثیر کارایی مبدل گرمایی چیلر جذبی بر روی ضریب عملکرد چیلر جذبی

با وجود اینکه با افزایش راندمان مبدل گرمایی، اختلاف آنتالپی در اواپراتور ثابت می‌ماند، اما با این حال دبی آب ورودی به اواپراتور افزایش می‌یابد و به دنبال آن میزان حرارت جذب شده توسط اواپراتور چیلر جذبی افزایش خواهد یافت و با توجه به اینکه میزان حرارت تحویل داده شده به ژنراتور چیلر جذبی با افزایش راندمان مبدل گرمایی ثابت است، پیش‌بینی می‌شود که با افزایش راندمان مبدل گرمایی ضریب عملکرد چیلر جذبی نیز افزایش پیدا کند.

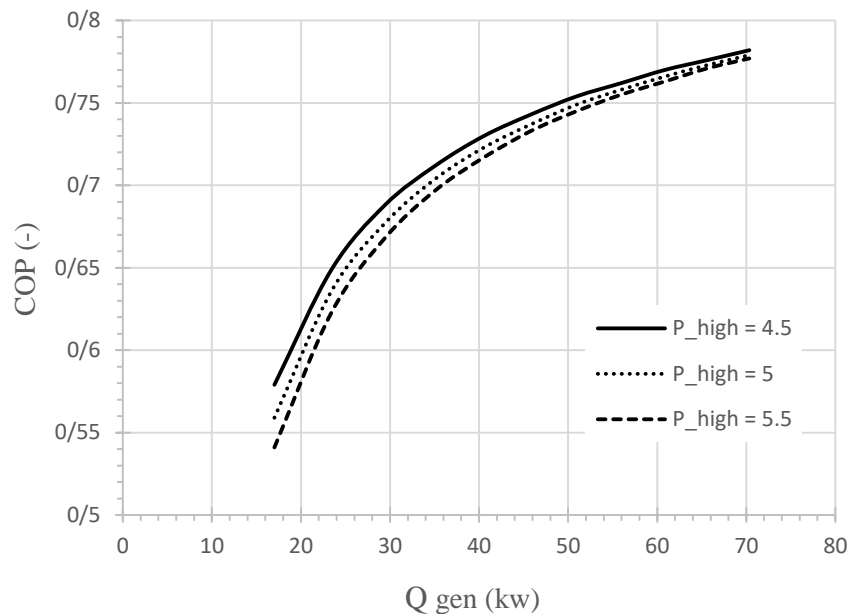
در شکل (۴-۱۱) نیز، تأثیر دبی جرمی ورودی به پمپ (\dot{m}_1) در سه حالت 0.2 و 0.3 و 0.4 کیلوگرم بر ثانیه بر روی ضریب عملکرد چیلر جذبی بر حسب حرارت تحویل داده شده به ژنراتور ارائه شده است.



شکل ۴-۱۱- تأثیر دبی جرمی ورودی به پمپ چیلر جذبی بر روی ضریب عملکرد چیلر جذبی

با توجه به اینکه با افزایش دبی محلول ورودی به پمپ چیلر جذبی، اختلاف آنتالپی در اواپراتور ثابت می‌ماند، اما افزایش دبی ورودی به پمپ، سبب کاهش دبی آب ورودی به اواپراتور نیز خواهد شد، در نتیجه با توجه به رابطه مربوط به محاسبه حرارت جذب شده توسط اواپراتور (رابطه ۳-۹۱)) به دلیل ثابت ماندن اختلاف آنتالپی و کاهش دبی آب ورودی به اواپراتور، نرخ حرارت جذب شده توسط اواپراتور کاهش می‌یابد و از آنجایی که حرارت تحویل داده شده به ژنراتور با افزایش دبی محلول ورودی به پمپ، ثابت می‌ماند ضریب عملکرد چیلر جذبی با افزایش دبی ورودی به پمپ چیلر جذبی کاهش خواهد یافت.

در شکل (۴-۱۲) نیز، تأثیر فشار قسمت فشار بالا (P_{high}) در چیلر جذبی را بر روی ضریب عملکرد چیلر جذبی بر حسب حرارت تحویل داده شده به ژنراتور \dot{Q}_{gen} نشان داده شده است.

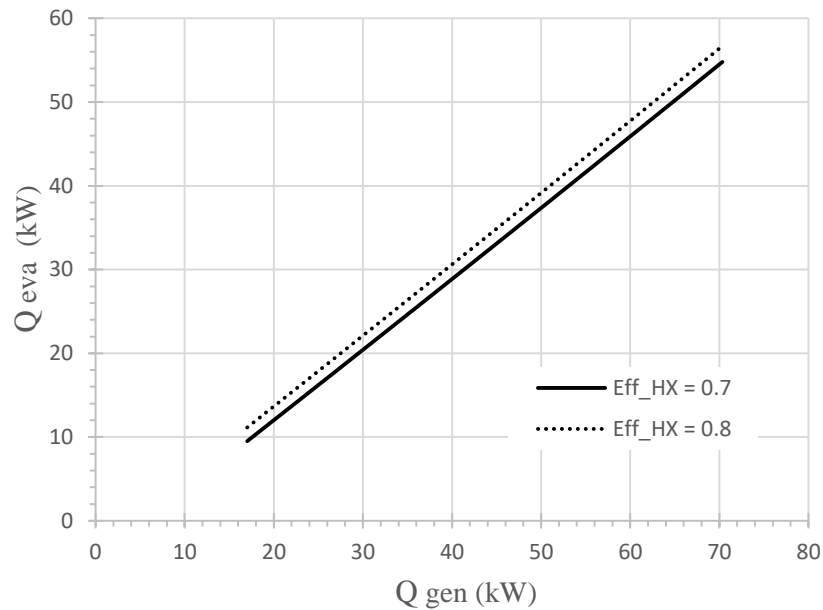


شکل ۴-۱۲- تأثیر فشار قسمت فشار بالا چیلر جذبی بر روی ضریب عملکرد چیلر جذبی

با توجه اینکه با افزایش فشار قسمت فشار بالا در چیلر جذبی، شرایط ورودی به اواپراتور تغییر می‌کند و درجه حرارت افزایش می‌یابد، در نتیجه این عامل سبب افزایش آنتالپی ورودی به اواپراتور خواهد شد، و اختلاف آنتالپی در اواپراتور کاهش پیدا می‌کند و سبب کاهش میزان حرارت جذب شده توسط اواپراتور می‌شود و با توجه به این که میزان حرارت تحویل شده به ژنراتور چیلر جذبی با افزایش فشار قسمت فشار بالا ثابت است، در نتیجه انتظار می‌رود که ضریب عملکرد چیلر جذبی با افزایش فشار قسمت فشار بالا سیستم، کاهش یابد.

در ادامه نیز به بررسی تأثیر کارایی مبدل گرمایی (Eff_{HX})، دبی جرمی ورودی به پمپ (\dot{m}_1) بر روی ظرفیت سرمایشی چیلر جذبی پرداخته شده است.

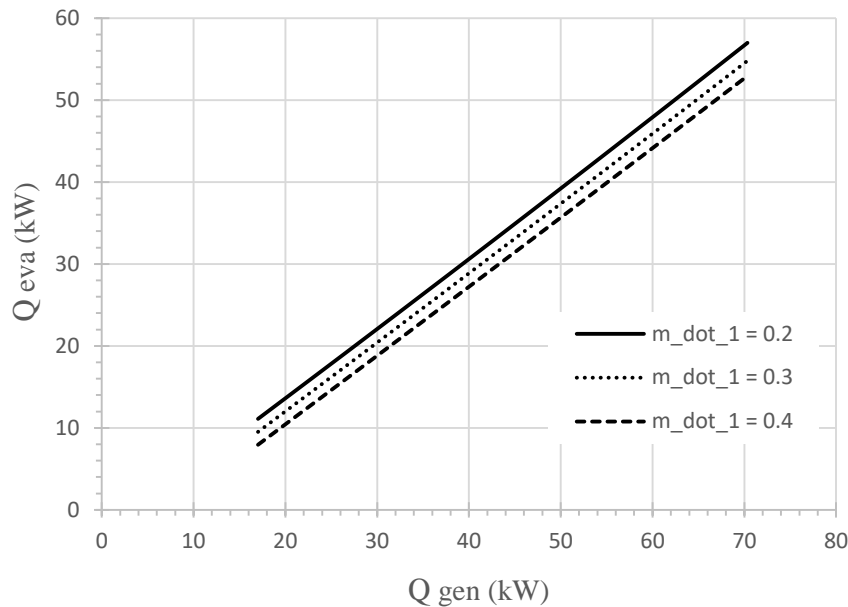
در شکل (۴-۱۳) نیز تأثیر کارایی مبدل گرمایی (Eff_{HX}) در دو حالت 0.7 و 0.8 بر روی ظرفیت سرمایشی چیلر جذبی ارائه شده است.



شکل ۴-۱۳- تأثیر کارایی مبدل گرمایی چیلر جذبی بر روی ظرفیت سرمایشی چیلر جذبی

همان‌طور که در شکل (۴-۱۰) نشان داده شد با افزایش کارایی مبدل حرارتی (Eff_{HX})، ضریب عملکرد چیلر جذبی نیز افزایش خواهد یافت، و با توجه به ثابت ماندن حرارت تحویل داده‌شده به چیلر جذبی در راندمان‌های گرمایی مختلف، پیش‌بینی می‌شود که با افزایش کارایی مبدل گرمایی (Eff_{HX})، ظرفیت سرمایشی چیلر جذبی نیز افزایش پیدا می‌کند.

در شکل (۴-۱۴) نیز تأثیر دبی جرمی ورودی به پمپ (m_1) در سه حالت 0.2 و 0.3 و 0.4 کیلوگرم بر ثانیه بر روی ظرفیت سرمایشی چیلر جذبی ارائه شده است.



شکل ۴-۱۴- تأثیر دبی جرمی ورودی به پمپ چیلر جذبی بر روی ظرفیت سرمایشی چیلر جذبی

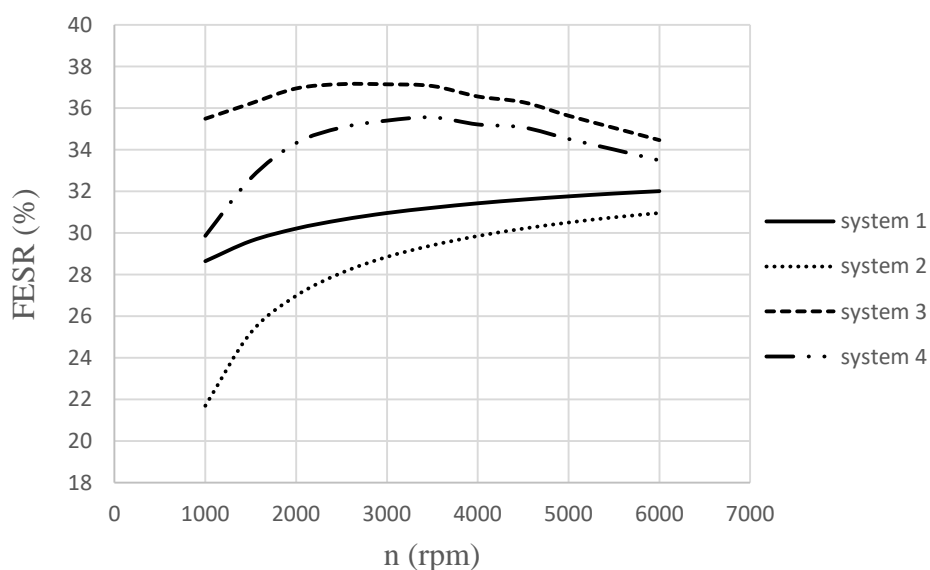
همان‌طور که در شکل (۴-۱۱) نشان داده شد، با افزایش دبی محلول ورودی به پمپ چیلر جذبی، ضریب عملکرد چیلر جذبی کاهش خواهد یافت، در نتیجه با توجه به ثابت ماندن حرارت تحویل داده‌شده به ژنراتور چیلر جذبی در دبی‌های مختلف انتظار می‌رود که نرخ حرارت جذب‌شده توسط اواپراتور کاهش یابد.

در ادامه تأثیر دور موتور احتراق داخلی بر روی درصد کاهش مصرف انرژی اولیه و درصد کاهش انتشار آلاینده‌های اکسید کربن در سیستم‌های تولید همزمان پیشنهادی در مقایسه با سیستم‌های متداول تولید انرژی ارائه شده است.

با توجه به اینکه یکی از دلایل اصلی در افزایش میزان مصرف انرژی اولیه در سیستم‌های متداول تولید انرژی در مقایسه با سیستم‌های تولید همزمان و به دنبال آن افزایش میزان آلاینده‌های این سیستم‌ها در مقایسه با سیستم‌های تولید همزمان، پایین بودن راندمان حرارتی و اتلاف بخش عمده‌ای از انرژی سوخت ورودی به نیروگاه به صورت حرارت اتلافی می‌باشد. در حالی که در سیستم‌های تولید همزمان بهره‌برداری هر چه بیشتر از حرارت اتلافی محرک اولیه به منظور تولید انرژی، سبب برتری سیستم‌های تولید همزمان نسبت به سایر سیستم‌های تولید انرژی متداول خواهد شد.

در شکل (۴-۱۵)، تأثیر دور موتور احتراق داخلی بر روی درصد کاهش مصرف سوخت در سیستم‌های پیشنهادی ارائه شده است. از آنجایی که در سیستم‌های تولید همزمان بر پایه محرک هیبریدی بخشی از حرارت قابل بازیافت در موتور احتراق داخلی جهت تأمین منبع گرمایی موردنیاز موتور استرلینگ استفاده

می‌شود، و به دنبال آن با توجه به تولید انرژی الکتریکی بیشتر توسط سیستم‌های تولید همزمان هیبریدی و از طرفی با توجه به پایین بودن راندمان نیروگاه‌های متداول تولید برق، سیستم‌های تولید همزمان بر پایه محرک هیبریدی دارای درصد کاهش مصرف انرژی اولیه بیشتری در مقایسه با سیستم‌های تولید همزمان بر پایه محرک موتور احتراق داخلی هستند. همچنین با توجه به پایین بودن ضریب عملکرد چیلرهای جذبی به‌منظور تولید انرژی سرمایشی، سیستم تولید همزمان سه در مقایسه با سیستم تولید همزمان چهار و سیستم تولید همزمان یک در مقایسه با سیستم تولید همزمان دو دارای درصد کاهش مصرف انرژی اولیه بیشتری می‌باشند به‌طوری‌که سیستم تولید همزمان برق و گرما بر پایه محرک هیبریدی (سیستم سه) و سیستم تولید همزمان برق، گرما و سرما بر پایه محرک هیبریدی (سیستم چهار) به ترتیب دارای بیشترین درصد کاهش در میزان مصرف انرژی اولیه می‌باشد. به‌طوری‌که بیشترین درصد کاهش مصرف انرژی اولیه در سیستم سه در دور ۲۵۰۰ rpm و به میزان ۳۷/۱۵ درصد می‌باشد، همچنین سیستم تولید همزمان برق، گرما و سرما بر پایه محرک موتور احتراق داخلی (سیستم دو) دارای کمترین درصد کاهش میزان مصرف انرژی اولیه می‌باشد.

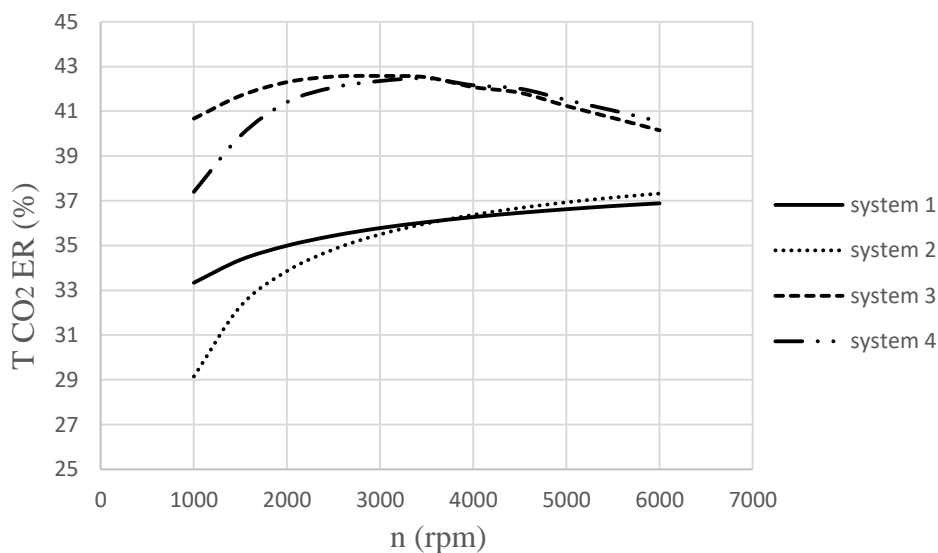


شکل ۴-۱۵- تأثیر دور موتور احتراق داخلی بر روی درصد کاهش مصرف سوخت سیستم‌های تولید همزمان پیشنهادی

در شکل (۴-۱۶)، نیز تأثیر دور موتور احتراق داخلی بر روی درصد کاهش انتشار آلاینده‌ی دی‌اکسید کربن در سیستم‌های تولید همزمان پیشنهادی در مقایسه با سیستم‌های تولید انرژی متداول نشان داده شده است.

با توجه به اینکه سیستم‌های تولید همزمان بر پایه محرک هیبریدی دارای بیشترین درصد کاهش مصرف انرژی اولیه می‌باشند، انتظار می‌رود که این سیستم‌ها دارای بیشترین درصد کاهش انتشار آلاینده‌ی دی‌اکسید کربن نیز باشند، همچنین از آنجایی‌که میزان فاکتور انتشار آلاینده‌ی دی‌اکسید کربن برای گاز

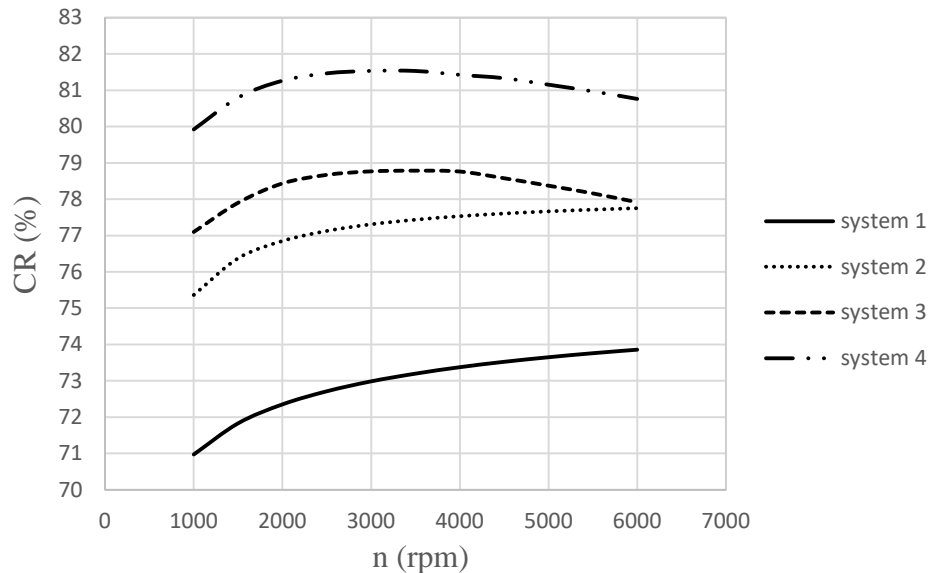
طبیعی بسیار کمتر از فاکتور انتشار آلاینده‌گی برای برق شبکه می‌باشد. در نتیجه راندمان‌های الکتریکی و سرمایه‌ی نقش اساسی در کاهش انتشار آلاینده‌گی دی‌اکسید کربن دارند. به این ترتیب با توجه به اینکه انرژی الکتریکی بیشتری در سیستم‌های تولید همزمان بر پایه محرک هیبریدی در مقایسه با سیستم‌های تولید همزمان بر پایه محرک موتور احتراق داخلی تولید می‌شود و همان‌طور که در شکل (۴-۱۶) مشخص است سیستم‌های تولید همزمان بر پایه محرک هیبریدی دارای درصد کاهش انتشار آلاینده‌گی دی‌اکسید کربن بیشتری در مقایسه با سیستم‌های تولید همزمان بر پایه محرک موتور احتراق داخلی می‌باشند، همچنین در میان سیستم‌های تولید همزمان بر پایه محرک هیبریدی در دوره‌های پایین موتور احتراق داخلی (پایین‌تر از ۳۵۰۰ rpm) سیستم تولید همزمان برق و گرما دارای درصد کاهش انتشار آلاینده‌گی دی‌اکسید کربن بیشتری می‌باشد در حالی که به دلیل افزایش ضریب عملکرد چیلر جذبی با افزایش دور موتور احتراق داخلی، در دوره‌های بالای موتور احتراق داخلی (بالتر از ۳۵۰۰ rpm) سیستم تولید همزمان برق، گرما و سرما بر پایه محرک هیبریدی دارای درصد کاهش انتشار آلاینده‌گی دی‌اکسید کربن بیشتری در مقایسه با سیستم تولید همزمان برق و گرما بر پایه محرک هیبریدی می‌باشد. بدین ترتیب در دوره‌های پایین و بالای موتور احتراق داخلی به ترتیب سیستم‌های سه و چهار دارای بیشترین درصد کاهش انتشار آلاینده‌گی دی‌اکسید کربن هستند، به طوری که بیشترین درصد کاهش انتشار آلاینده‌گی دی‌اکسید کربن مربوط به سیستم سه در دور ۳۰۰۰ rpm به مقدار ۴۲/۵۷ درصد می‌باشد.



شکل ۴-۱۶- تأثیر دور موتور احتراق داخلی بر روی درصد کاهش انتشار آلاینده‌گی دی‌اکسید کربن سیستم‌های تولید همزمان پیشنهادی

در شکل (۴-۱۷)، تأثیر دور موتور احتراق داخلی بر روی درصد کاهش هزینه‌های عملیاتی سیستم‌های تولید

همزمان پیشنهادی نسبت به سیستم‌های متداول تولید انرژی ارائه شده است.

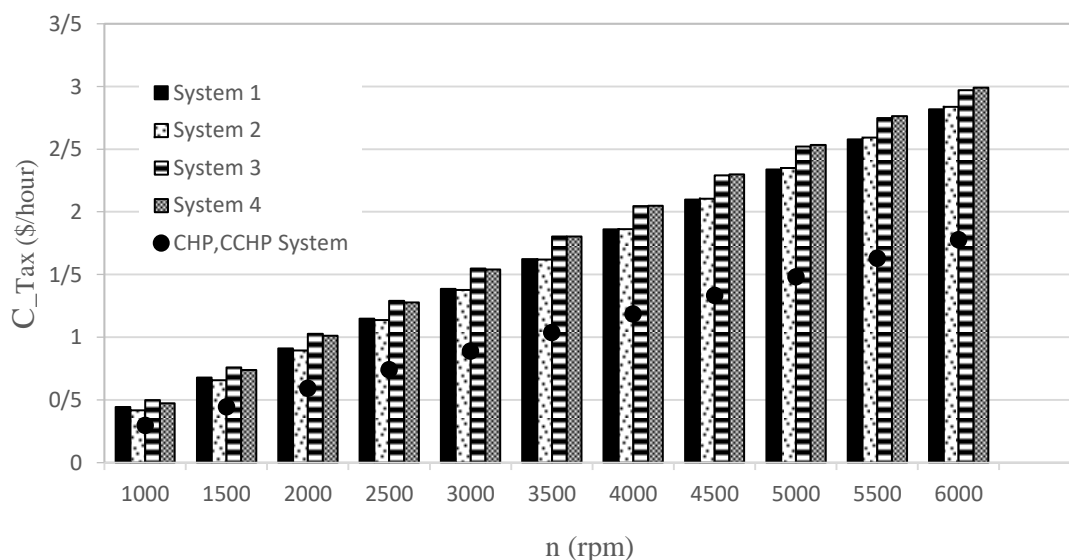


شکل ۴-۱۷- تأثیر دور موتور احتراق داخلی بر روی درصد کاهش هزینه عملیاتی سیستم‌های تولید همزمان پیشنهادی

با توجه به اینکه قیمت جهانی خرید گاز طبیعی از شبکه، بسیار کمتر از قیمت جهانی خرید برق از شبکه می‌باشد و از آنجایی که منبع حرارتی در همه سیستم‌های تولید همزمان پیشنهادی از گاز طبیعی به‌عنوان سوخت ورودی بهره می‌برند. و این در حالی است که در سیستم‌های تولید جداگانه متداول به‌منظور تأمین بار سرمایشی و برق مصرفی، برق از شبکه با قیمت بالا خریداری می‌شود و تنها برای تأمین بار گرمایشی موردنیاز از گاز طبیعی استفاده می‌شود. در نتیجه پیش‌بینی می‌شود میزان هزینه‌های عملیاتی در سیستم‌های تولید همزمان در مقایسه با سیستم‌های متداول تولید انرژی کمتر باشد. در نتیجه با توجه به مطالب بالا می‌توان گفت راندمان الکتریکی و راندمان سرمایشی نقش مهمی در میزان کاهش هزینه‌های عملیاتی سیستم‌های تولید همزمان در مقایسه با سیستم‌های متداول تولید انرژی خواهند داشت، به‌این ترتیب از آنجایی که سیستم چهار بیشترین انرژی الکتریکی و سرمایشی تولیدی است، در نتیجه دارای بیشترین درصد کاهش در هزینه‌های عملیاتی می‌باشد. به‌طوری‌که بیشترین درصد کاهش هزینه‌های عملیاتی در سیستم چهار و در دور ۳۰۰۰ rpm و به مقدار ۸۱/۵۳۲ درصد می‌باشد، در حالی که سیستم یک که دارای کمترین انرژی الکتریکی و سرمایشی می‌باشد، دارای کمترین درصد هزینه‌های عملیاتی است. از طرف دیگر از آنجایی که در سیستم‌های دو و سه مجموع انرژی الکتریکی و سرمایشی تقریباً یکسان می‌باشد به دلیل تولید انرژی گرمایشی بیشتر در سیستم سه، این سیستم دارای درصد کاهش هزینه‌های عملیاتی بیشتری می‌باشند.

در شکل (۴-۱۸) میزان مالیات انتشار آلاینده‌ی دی‌اکسید کربن در سیستم‌های متداول تولید انرژی

در صورتی که هدف تأمین انرژی‌های تولیدشده در سیستم‌های تولید همزمان باشد، با مالیات انتشار آلاینده‌گی دی‌اکسید کربن در سیستم‌های تولید همزمان پیشنهادی مورد ارزیابی و مقایسه قرار گرفته است.



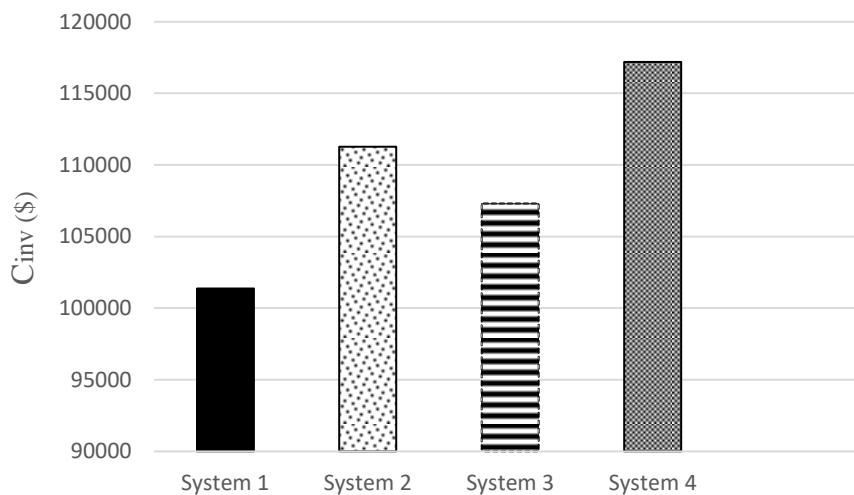
شکل ۴-۱۸- مالیات انتشار آلاینده‌گی دی‌اکسید کربن در سیستم تولید همزمان و سیستم متداول تولید انرژی

با توجه به اینکه در تمام سیستم‌های تولید همزمان پیشنهادی از موتور احتراق داخلی گازسوز به‌عنوان محرک اصلی استفاده شده است و سوخت ورودی به محرک اولیه در دوره‌های مختلف موتور احتراق داخلی برای تمامی سیستم‌های پیشنهادی یکسان می‌باشد، در نتیجه مالیات انتشار آلاینده‌گی دی‌اکسید کربن در تمام سیستم‌های تولید همزمان برابر خواهد بود، از طرفی در صورتی که هدف تأمین بارهای تولیدی در سیستم‌های تولید همزمان پیشنهادی توسط سیستم‌های متداول تولید انرژی باشد، سیستم‌های دو و یک از آنجایی که در دوره‌های پایین‌تر از ۳۵۰۰ rpm و بالاتر از ۳۵۰۰ rpm به ترتیب دارای کمترین میزان انتشار آلاینده‌گی دی‌اکسید کربن هستند، انتظار می‌رود که در دوره‌های پایین‌تر از ۳۵۰۰ rpm و بالاتر از ۳۵۰۰ rpm به ترتیب دارای کمترین میزان مالیات انتشار آلاینده‌گی دی‌اکسید کربن نیز باشد. از طرف دیگر در دوره‌های بالاتر و پایین‌تر از ۳۵۰۰ rpm به ترتیب سیستم‌های چهار و سه دارای بیشترین میزان تولید آلاینده‌گی دی‌اکسید کربن هستند در نتیجه همان‌طور که از شکل (۴-۱۴) مشخص است، به ترتیب در دوره‌های بالاتر و پایین‌تر از ۳۵۰۰ rpm دارای بیشترین مالیات انتشار آلاینده‌گی دی‌اکسید کربن نیز می‌باشند.

در ادامه هزینه سرمایه‌گذاری اولیه برحسب دلار و همچنین هزینه سرویس و نگهداری سیستم‌های تولید همزمان پیشنهادی برحسب دلار بر ساعت ارائه شده است.

در شکل (۴-۱۹) هزینه سرمایه‌گذاری سیستم‌های تولید همزمان پیشنهادی نشان داده شده است. همان‌طور

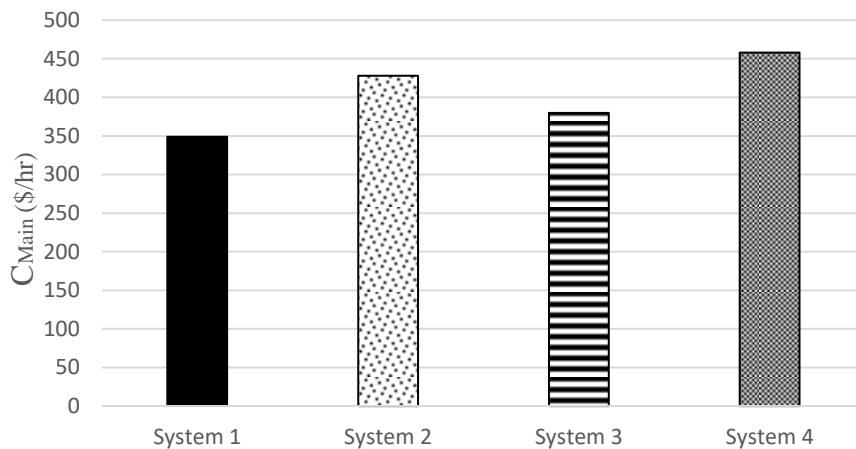
که از شکل (۴-۱۹) مشخص است سیستم تولید همزمان برق، گرما و سرما بر پایه محرک هیبریدی (سیستم چهار) دارای بیشترین هزینه سرمایه‌گذاری اولیه و همچنین سیستم تولید همزمان برق و گرما بر پایه محرک موتور احتراق داخلی دارای کمترین هزینه سرمایه‌گذاری اولیه می‌باشد.



شکل ۴-۱۹- هزینه سرمایه‌گذاری اولیه سیستم‌های تولید همزمان پیشنهادی

همان‌طور که از جدول (۴-۸) مشخص است با وجود این‌که قیمت سرمایه‌گذاری اولیه برای موتور استرلینگ در مقایسه با چیلر جذبی به ازای هر کیلووات بیشتر می‌باشد، اما با توجه به اینکه ظرفیت چیلر جذبی به کار گرفته‌شده در سیستم‌های دو و چهار جهت تولید انرژی سرمایشی در مقایسه با ظرفیت موتور استرلینگ به کار گرفته‌شده در سیستم‌های سه و چهار جهت بهره‌مندی از حرارت اتلافی قابل بازیافت در گازهای خروجی موتور احتراق داخلی، به مراتب بیشتر می‌باشد، انتظار می‌رود که سیستم‌های چهار، دو، سه و یک به ترتیب دارای بیشترین هزینه سرمایه‌گذاری اولیه باشند.

در شکل (۴-۲۰) نیز هزینه سرویس و نگهداری سیستم‌های تولید همزمان پیشنهادی در دور ۳۰۰۰ rpm نشان داده شده است. همان‌طور که از شکل (۴-۲۰) مشخص است همانند هزینه سرمایه‌گذاری اولیه، بیشترین و کمترین هزینه سرویس نگهداری به ترتیب مربوط به سیستم‌های تولید همزمان برق، گرما و سرما بر پایه محرک هیبریدی (سیستم چهار) و سیستم تولید همزمان برق و گرما بر پایه محرک موتور احتراق داخلی (سیستم یک) می‌باشد.

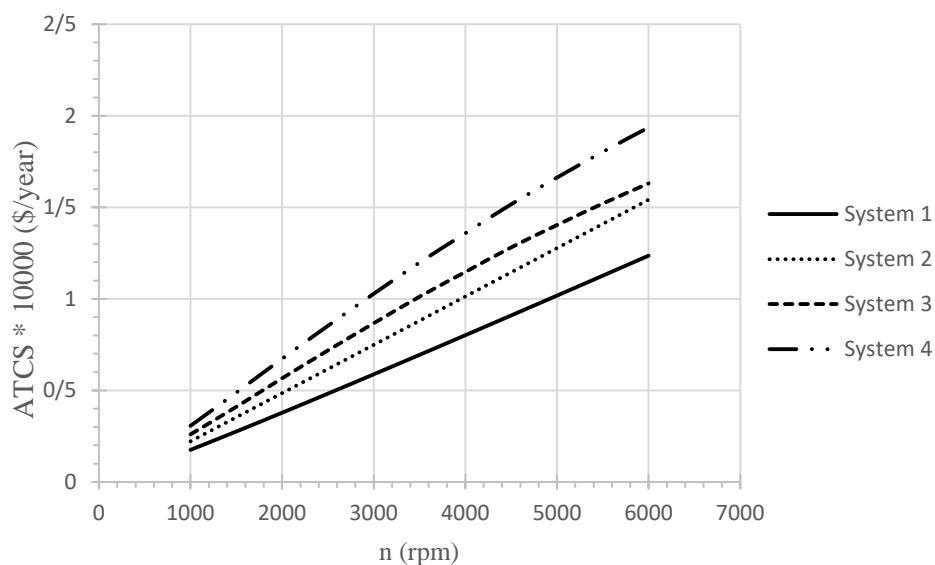


شکل ۴-۲۰- هزینه سرویس و نگهداری سیستم‌های تولید همزمان

همان‌طور که در جدول (۴-۸) مشخص است، علاوه بر اینکه هزینه سرویس و نگهداری چیلر جذبی نسبت به هزینه سرویس و نگهداری موتور استرلینگ بیشتر می‌باشد، ظرفیت چیلر جذبی به کار گرفته‌شده نیز بیشتر از ظرفیت موتور استرلینگ استفاده‌شده است، در نتیجه هزینه سرویس و نگهداری چیلر جذبی در مقایسه به هزینه سرویس و نگهداری موتور استرلینگ مقدار بیشتری خواهد بود، از این‌رو انتظار می‌رود که هزینه سرویس و نگهداری تجهیزات به کار گرفته‌شده در سیستم چهارم بیش از سایر سیستم‌های پیشنهادی باشد، پس سیستم چهارم نیز، سیستم‌های پیشنهادی دو، سه و یک به ترتیب بیشترین هزینه سرویس و نگهداری می‌باشد.

در ادامه به بررسی نرخ صرفه‌جویی خالص در هزینه‌های کل سالانه (ATCS) برای سیستم‌های تولید همزمان پیشنهادی به کمک رابطه (۳-۱۰۷) با فرض اینکه سیستم‌های تولید همزمان دارای شش ساعت کارکرد در طول روز باشند، پرداخته‌شده است.

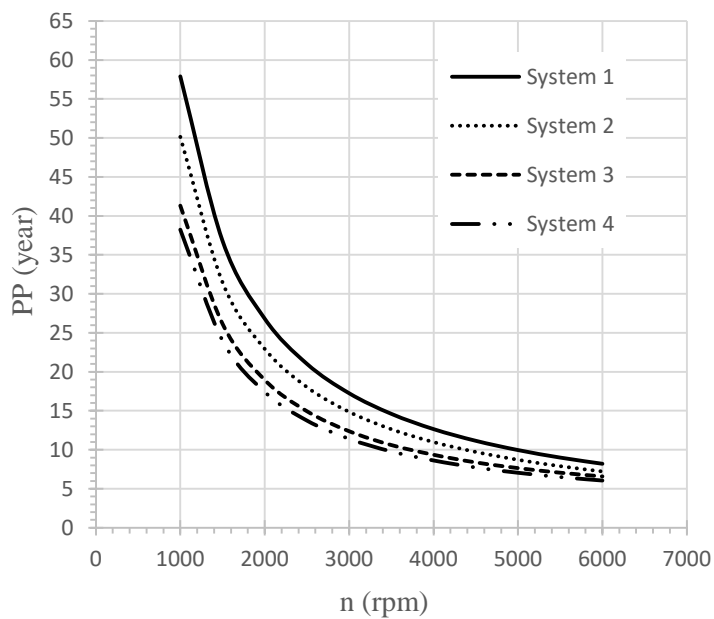
همان‌طور که از شکل (۴-۲۱) مشخص است، سیستم چهارم اگرچه نسبت به سایر سیستم‌های تولید همزمان پیشنهادی بیشترین هزینه سرویس و نگهداری مربوط به تجهیزات را پرداخت می‌کند، اما با توجه به این‌که به همراه سیستم تولید همزمان بر پایه محرک هیبریدی دیگر (سیستم سه) دارای بیشترین درصد کاهش انتشار آلاینده‌ی دی‌اکسید کربن می‌باشد و به همراه سیستم سه کمترین مالیات ناشی از انتشار آلاینده‌ی دی‌اکسید کربن را پرداخت می‌کند، و از طرفی با توجه به اینکه سیستم چهارم دارای بیشترین درصد کاهش هزینه‌های عملیاتی نیز است، در نتیجه همان‌طور که از شکل (۴-۲۱) مشخص است انتظار می‌رود بیشترین نرخ صرفه‌جویی خالص سالانه توسط سیستم چهارم حاصل شود.



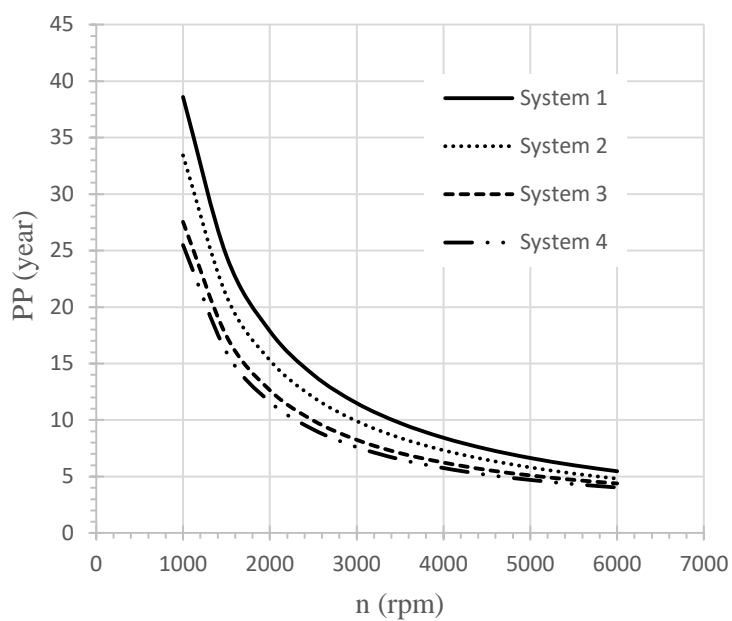
شکل ۴-۲۱- نرخ صرفه‌جویی خالص در هزینه‌های کل سالانه

در ادامه نیز دوره بازگشت سرمایه سیستم‌های تولید همزمان پیشنهادی در ساعت‌های کارکرد مختلف در طول روز و در دوره‌های مختلف موتور احتراق داخلی در دو حالت شامل بدون در نظر گرفتن مالیات انتشار آلاینده‌های دی‌اکسید کربن (شکل‌های (۴-۲۲) تا (۴-۲۴)) و با در نظر گرفتن مالیات انتشار آلاینده‌های دی‌اکسید کربن (شکل‌های (۴-۲۵) تا (۴-۲۷)) ارائه شده است. در این مطالعه دوره بازگشت سرمایه سیستم‌های تولید همزمان پیشنهادی در سه حالت ۶، ۹ و ۱۲ ساعت کارکرد در طول روز مورد بررسی قرار گرفتند.

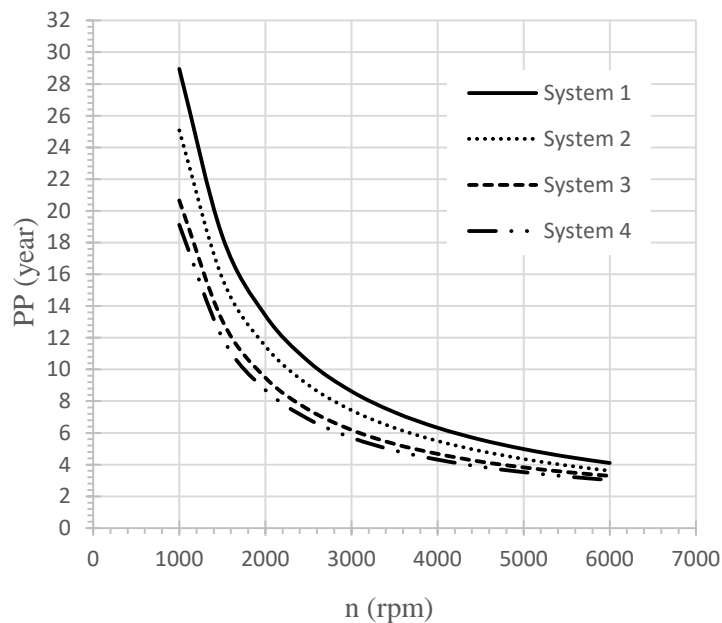
در ابتدا دوره بازگشت سرمایه سیستم‌های تولید همزمان بدون در نظر گرفتن مالیات انتشار آلاینده‌های دی‌اکسید کربن در سه حالت ۶، ۹ و ۱۲ ساعت کارکرد در طول روز ارائه شده است.



شکل ۴-۲۲- دوره بازگشت سرمایه سیستم‌های تولید همزمان پیشنهادی بدون در نظر گرفتن مالیات انتشار آلاینده‌گی دی‌اکسید کربن در حالت شش ساعت کارکرد روزانه

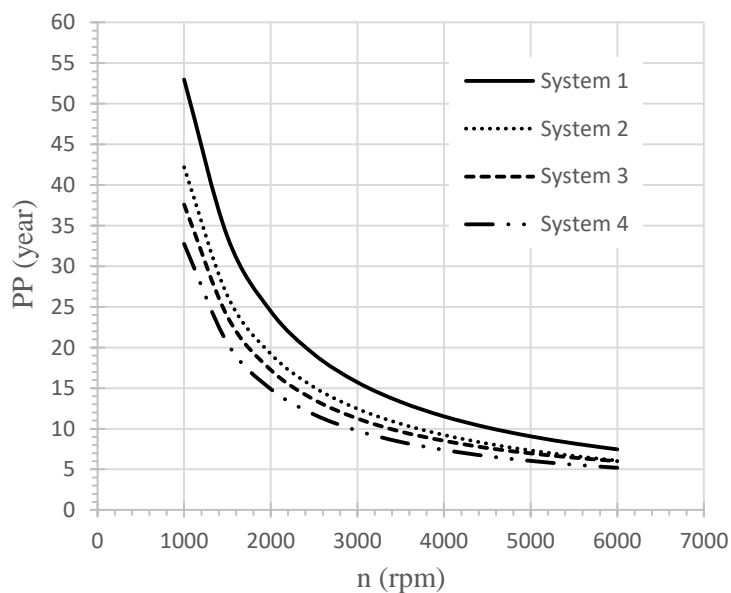


شکل ۴-۲۳- دوره بازگشت سرمایه سیستم‌های تولید همزمان پیشنهادی بدون در نظر گرفتن مالیات انتشار آلاینده‌گی دی‌اکسید کربن در حالت نه ساعت کارکرد روزانه

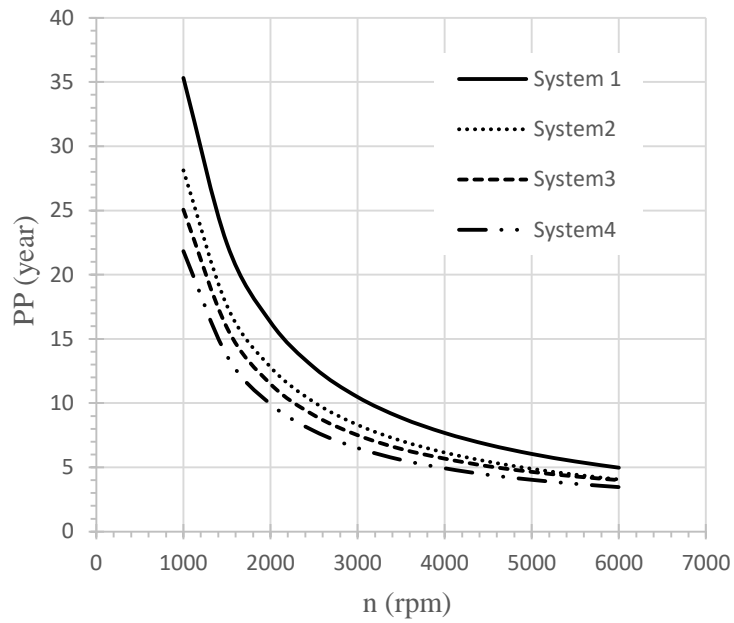


شکل ۴-۲۴- دوره بازگشت سرمایه سیستم‌های تولید همزمان پیشنهادی بدون در نظر گرفتن مالیات انتشار آلاینده‌گی دی‌اکسید کربن در حالت دوازده ساعت کارکرد روزانه

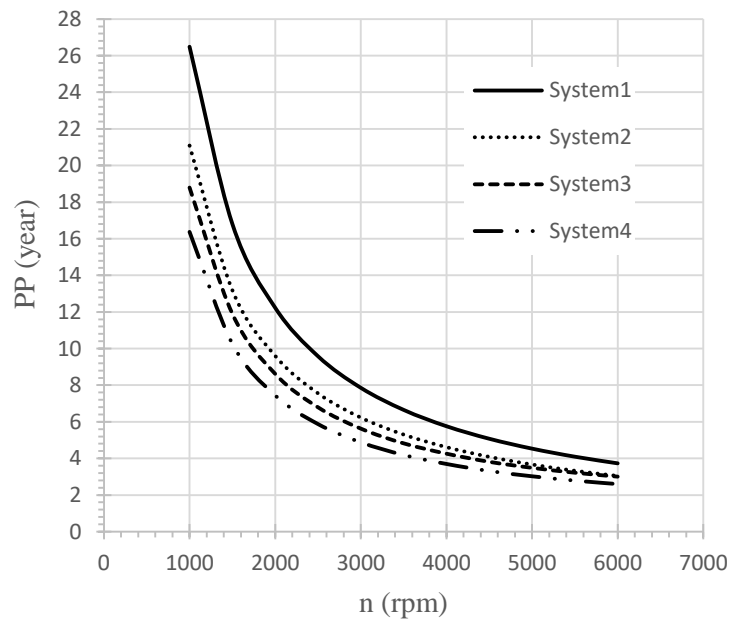
در ادامه نیز دوره بازگشت سرمایه سیستم‌های تولید همزمان با در نظر گرفتن مالیات انتشار آلاینده‌گی دی‌اکسید کربن در سه حالت ۶، ۹ و ۱۲ ساعت کارکرد در طول روز ارائه شده است.



شکل ۴-۲۵- دوره بازگشت سرمایه سیستم‌های تولید همزمان پیشنهادی با در نظر گرفتن مالیات انتشار آلاینده‌گی دی‌اکسید کربن در حالت شش ساعت کارکرد روزانه



شکل ۴-۲۶- دوره بازگشت سرمایه سیستم‌های تولید همزمان پیشنهادی با در نظر گرفتن مالیات انتشار آلاینده‌های دی‌اکسید کربن در حالت نه ساعت کارکرد روزانه



شکل ۴-۲۷- دوره بازگشت سرمایه سیستم‌های تولید همزمان پیشنهادی با در نظر گرفتن مالیات انتشار آلاینده‌های دی‌اکسید کربن در حالت دوازده ساعت کارکرد روزانه

همان‌طور که از نمودارهای مربوط به دوره بازگشت سرمایه سیستم‌های تولید همزمان (شکل‌های (۴-۲۲) تا (۴-۲۷)) مشخص است. در تمام سیستم‌های تولید همزمان پیشنهادی و در هر دو حالت بدون در نظر گرفتن و با در نظر گرفتن مالیات انتشار آلاینده‌گی دی‌اکسید کربن و همچنین در همه ساعت‌های کارکرد در طول روز با افزایش دور موتور احتراق داخلی، دوره بازگشت سرمایه کاهش می‌یابد. از طرف دیگر با توجه به اینکه درصد کاهش مصرف سوخت و درصد هزینه‌ها عملیاتی در تمام دورهای موتور احتراق داخلی در سیستم‌های تولید همزمان بر پایه محرک هیبریدی در مقایسه با سیستم‌های تولید همزمان یک و دو بیشتر می‌باشد، در نتیجه ملاحظه می‌شود، دوره بازگشت سرمایه در سیستم‌های تولید همزمان بر پایه محرک هیبریدی (سیستم‌های سه و چهار) در مقایسه با سیستم‌های تولید همزمان با محرک موتور احتراق داخلی (سیستم‌های یک و دو) کمتر است. همچنین با توجه به اینکه سیستم چهار دارای بیشترین درصد کاهش هزینه‌های عملیاتی و همچنین بیشترین نرخ صرفه‌جویی خالص در هزینه‌های سالانه در مقایسه با سایر سیستم‌های پیشنهادی می‌باشد، در نتیجه کمترین دوره بازگشت سرمایه نیز متعلق به سیستم چهار است. از طرفی سیستم‌های سه، دو و یک به ترتیب دارای بیشترین درصد کاهش هزینه‌های عملیاتی و نرخ صرفه‌جویی خالص سالانه می‌باشند، به این ترتیب در بین این سیستم‌ها، سیستم سه دارای کمترین دوره بازگشت سرمایه و سیستم یک دارای بیشترین دوره بازگشت سرمایه می‌باشد. از طرف دیگر همان‌طور که در شکل‌های مربوط به دوره بازگشت سرمایه با در نظر گرفتن مالیات انتشار آلاینده‌گی دی‌اکسید کربن (شکل‌های (۴-۲۵) تا (۴-۲۷)) مشخص می‌باشد، می‌توان نتیجه گرفت که درصد کاهش انتشار آلاینده‌گی دی‌اکسید کربن و به دنبال آن درصد کاهش مالیات ناشی از انتشار آلاینده‌گی دی‌اکسید کربن سبب کوتاه‌تر شدن دوره بازگشت سرمایه در تمام سیستم‌های تولید همزمان پیشنهادی خواهد شد.

۵ فصل ۵ : بحث و نتیجه گیری

۱-۵ مقدمه

در این مطالعه چهار سیستم تولید همزمان، شامل دو سیستم بر پایه محرک اولیه موتور احتراق داخلی، یکی به منظور تولید همزمان برق و گرما و دیگری به منظور تولید همزمان برق، گرما و سرما، همچنین دو سیستم بر پایه محرک هیبریدی شامل موتور احتراق داخلی و موتور استرلینگ، یکی به منظور تولید همزمان برق و گرما و دیگری به منظور تولید همزمان برق، گرما و سرما ارائه شده است. سیستم‌های تولید همزمان پیشنهادی در سه دیدگاه انرژی، زیست‌محیطی و اقتصادی با سیستم‌های متداول تولید انرژی مورد مقایسه قرار گرفته‌اند. در دیدگاه انرژی درصد کاهش مصرف انرژی اولیه، در دیدگاه زیست‌محیطی درصد کاهش انتشار آلاینده‌های زیست‌محیطی و در دیدگاه اقتصادی درصد کاهش هزینه‌های عملیاتی، میزان مالیات انتشار آلاینده‌های دی‌اکسید کربن، هزینه سرمایه‌گذاری اولیه، هزینه سرویس و نگهداری تجهیزات به کار گرفته شده در سیستم‌های تولید همزمان پیشنهادی، نرخ صرفه‌جویی خالص در هزینه‌های کل سالانه و همچنین دوره بازگشت سرمایه این سیستم‌ها بر اساس میزان صرفه‌جویی در مصرف سوخت در دو حالت با در نظر گرفتن و بدون در نظر گرفتن مالیات انتشار آلاینده‌های دی‌اکسید کربن در سیستم‌های تولید همزمان مورد بررسی قرار گرفته است. همچنین در این مطالعه راندمان‌های تولید همزمان سیستم‌های پیشنهادی در حالت‌های مختلف ارائه شده است، همچنین انواع بارهای مبادله شده در بخش‌های مختلف چیلر جذبی نشان داده شده و در ادامه به بررسی تأثیر عوامل مختلف بر روی ضریب عملکرد چیلر جذبی پرداخته شده است. در این مطالعه مدلسازی موتورهای احتراق داخلی و موتور استرلینگ نیز به کمک نرم‌افزار MATLAB و همچنین مدلسازی انرژی چیلر جذبی به کمک نرم‌افزار ESS انجام گرفته است.

۲-۵ نتیجه‌گیری

- نتایج به دست آمده نشان می‌دهد، از دیدگاه راندمان تولید همزمان برق، گرما و سرما، سیستم تولید همزمان برق و گرما بر پایه محرک موتور احتراق داخلی (سیستم یک) و سیستم تولید همزمان برق، گرما و سرما بر پایه موتور احتراق داخلی (سیستم دو) به ترتیب در دوره‌های پایین (کمتر از rpm ۴۰۰۰) و بالای موتور احتراق داخلی (بیشتر از rpm ۴۰۰۰) دارای بیشترین راندمان می‌باشند. در حالی که از دیدگاه راندمان تولید همزمان برق و گرما سیستم تولید همزمان برق و گرما بر پایه موتور احتراق داخلی (سیستم یک) در تمام دوره‌های موتور احتراق داخلی دارای بیشترین راندمان می‌باشد. همچنین از دیدگاه راندمان تولید همزمان برق و سرما سیستم تولید همزمان برق، گرما و سرما بر پایه محرک هیبریدی (سیستم چهار) دارای بیشترین راندمان است. بدین جهت همان‌طور که قبلاً هم اشاره شد، در صورتی که هدف تولید همزمان برق، گرما و سرما باشد، استفاده از سیستم‌های یک و دو مناسب می‌باشد. اما اگر هدف تولید همزمان برق و گرما باشد. به کارگیری

سیستم یک نسبت به سایر سیستم‌ها ارجحیت دارد. همچنین در صورتی که هدف تولید همزمان برق و سرمایه‌اش باشد، استفاده از سیستم چهار مطلوب می‌باشد.

- نتایج نشان می‌دهد با افزایش کارایی مبدل حرارتی (Eff_{HX})، افزایش دبی سیال کاری به پمپ چیلر جذبی (\dot{m}_1) و همچنین با افزایش فشار قسمت فشار بالا در چیلر جذبی (P_{high})، ضریب عملکرد چیلر جذبی و به دنبال آن ظرفیت سرمایشی چیلر جذبی افزایش خواهد یافت.
- نتایج حاصل از درصد کاهش مصرف سوخت و همچنین درصد کاهش انتشار آلاینده‌های دی‌اکسید کربن نیز نشان می‌دهد. در میان سیستم‌های پیشنهادی، سیستم‌های تولید همزمان هیبریدی به دلیل بهره‌گیری از حرارت اتلافی خروجی از آگزوز موتور احتراق داخلی جهت تأمین منبع گرمایی موردنیاز در موتور استرلینگ توسعه داده شده و به دنبال آن افزایش تولید انرژی الکتریکی، نسبت به دو سیستم تولید همزمان دیگر نتایج مطلوب‌تری به دنبال خواهند داشت. بدین ترتیب سیستم‌های هیبریدی که دارای بیشترین درصد کاهش مصرف انرژی اولیه هستند دارای بیشترین درصد کاهش انتشار آلاینده‌های دی‌اکسید کربن نیز می‌باشند. در نتیجه از دیدگاه انرژی و زیست‌محیطی سیستم‌های تولید همزمان بر پایه محرک هیبریدی در مقایسه سیستم‌های تولید همزمان بر پایه محرک موتور احتراق داخلی عملکرد بهتری دارند و در میان دو سیستم تولید همزمان بر پایه محرک هیبریدی سیستم سه در تمام‌دوره‌های موتور احتراق داخلی دارای بیشترین درصد کاهش مصرف سوخت می‌باشد، همچنین با توجه به افزایش ضریب عملکرد چیلر جذبی با افزایش دور موتور احتراق داخلی، در دوره‌های بالا (بیشتر از 3500 rpm) و دوره‌های پایین (کمتر از 3500 rpm) موتور احتراق داخلی به ترتیب سیستم‌های چهار و سه دارای بیشترین درصد کاهش انتشار آلاینده‌های دی‌اکسید کربن می‌باشند. به طوری که سیستم سه در دور 2500 rpm و به میزان 37/15 درصد دارای بیشترین درصد کاهش مصرف انرژی اولیه می‌باشد. همچنین سیستم سه در 3000 rpm و به میزان 42/57 درصد دارای بیشترین درصد کاهش انتشار آلاینده‌های دی‌اکسید کربن می‌باشد.
- نتایج حاصل از درصد کاهش هزینه‌های عملیاتی نیز نشان می‌دهد، سیستم‌های تولید همزمان بر پایه محرک هیبریدی در مقایسه با دو سیستم تولید همزمان دیگر دارای درصد کاهش هزینه‌های عملیاتی بیشتری می‌باشند. به طوری که بیشترین درصد کاهش هزینه‌های عملیاتی در سیستم چهار در دور 3000rpm و به مقدار 81/532 درصد رخ می‌دهد.
- نتایج حاصل از هزینه‌های سرمایه‌گذاری اولیه و همچنین هزینه سرویس و نگهداری تجهیزات در سیستم‌های تولید همزمان نیز نشان می‌دهد، که سیستم‌های تولید همزمان چهار و دو به ترتیب دارای بیشترین هزینه سرمایه‌گذاری اولیه و هزینه سرویس و نگهداری می‌باشند.
- نتایج حاصل از نرخ صرفه‌جویی خالص در هزینه‌های کل سالانه نیز نشان می‌دهد سیستم‌های هیبریدی در تمام دوره‌های موتور احتراق داخلی دارای نرخ صرفه‌جویی سالانه بیشتری در مقایسه با دو سیستم تولید همزمان دیگر می‌باشند، به طوری که در میان سیستم‌های تولید همزمان بر پایه

محرك هیبریدی، سیستم تولید همزمان چهار به دلیل اینکه دارای بیشترین درصد کاهش در هزینه های عملیاتی می باشد، دارای بیشترین نرخ صرفه جویی در هزینه های سالانه نیز هست.

- همچنین همان طور که از نمودارهای دوره بازگشت سرمایه مشخص است. در همه سیستم های تولید همزمان پیشنهادی و در تمام ساعت های کارکرد در طول روز و در هر دو حالت با در نظر گرفتن و بدون در نظر گرفتن مالیات انتشار آلاینده های دی اکسید کربن، دوره بازگشت سرمایه با افزایش دور موتور احتراق داخلی کاهش می یابد. به طوری که در تمام ساعت های کاری، سیستم های هیبریدی دارای کمترین دوره بازگشت سرمایه می باشند. همچنین در بین دو سیستم تولید همزمان با محرك هیبریدی، سیستم تولید همزمان برق، گرما و سرما بر پایه محرك هیبریدی (سیستم چهار) به دلیل تولید بار سرمایشی بیشتر نسبت به سیستم تولید همزمان هیبریدی دیگر و با توجه به هزینه خرید برق از شبکه به منظور تأمین بار سرمایشی تولیدی توسط سیستم تولید جداگانه و همچنین با توجه به اینکه سیستم چهار دارای بیشترین درصد کاهش هزینه های عملیاتی است، در نتیجه دارای دوره بازگشت سرمایه کمتری می باشد.

۳-۵ پیشنهادها

پیشنهاد می شود، مطالعه حاضر در تحقیقات آینده در زمینه مسائل زیر توسعه داده شود:

- پیشنهاد آرایش های جدید برای سیستم های تولید همزمان با محرك های هیبریدی و همچنین بهره مندی از سیستم های ذخیره انرژی الکتریکی و گرمایشی جهت بهبود عملکرد این گونه سیستم ها.
- مطالعه بر روی محرك های هیبریدی جدید، از جمله محرك های هیبریدی توربین گاز و موتور استرلینگ و همچنین محرك هیبریدی پیل سوختی و موتور استرلینگ، جهت بهره مندی از حرارت اتلافی محرك های اولیه به منظور تأمین منبع گرمایی مورد نیاز در موتور استرلینگ.
- مطالعه بر روی تخریب اگزوزی و همچنین راندمان اگزوزی سیستم های تولید همزمان پیشنهادی.
- اعمال بهینه سازی های تک هدفه و چندهدفه به منظور یافتن نقاط بهینه جهت بهبود عملکرد سیستم های تولید همزمان پیشنهادی.
- پیاده سازی سیستم های تولید همزمان پیشنهادی برای چند ساختمان مبنا و بررسی میزان کارایی این گونه سیستم ها در مقایسه با سیستم های متداول تولید انرژی.

- [1] Q. Gu, H. Ren, W. Gao, and J. Ren, "Integrated assessment of combined cooling heating and power systems under different design and management options for residential buildings in Shanghai," *Energy Build.*, vol. 51, no. March 2010, pp. 143–152, Aug. 2012.
- [2] M. Maerefat, P. Shafie, Design of CCHP system for office buildings in Tehran and thermodynamical, environmental and economical evaluation in comparison to conventional system, *Modares Mechanical Engineering*, Vol. 14, No. 6, pp. 124-134, 2014 (In Persian).
- [3] G. Powers, "Microturbine Combined Heat and Power Systems," 2017.
- [4] محمد شیخی، (۱۳۹۶)، پایان نامه ارشد: "مدلسازی و بهبود عملکرد سیستم تولید همزمان سرمایش، گرمایش و برق با محرکه اولیه‌ی موتور استرلینگ"، دانشکده مکانیک، دانشگاه صنعتی شاهرود
- [5] P. J. Mago, A. Hueffed, and L. M. Chamra, "Analysis and optimization of the use of CHP–ORC systems for small commercial buildings," *Energy Build.*, vol. 42, no. 9, pp. 1491–1498, Sep. 2010.
- [6] Kerr T. (2008) "Combined heating and power and emissions trading: options for policy makers" International Energy Agency.
- [7] علیزاده خارکشی ب، (۱۳۹۴)، پایان نامه ارشد: "مدلسازی و بهبود عملکرد سیستم تولید همزمان گرمایش، سرمایش و برق با محرک اولیه پیل سوختی"، دانشکده مکانیک، دانشگاه صنعتی شاهرود
- [8] L. Goldstein, B. Hedman, D. Knowles, S. I. Freedman, R. Woods, and T. Schweizer, "Gas-Fired Distributed Energy Resource Technology Characterizations," p. 226, 2003.
- [9] Kolanowski B.F. (2011), "Small-scale Cogeneration handbook", Reprinted from: The Fairmont Press, Inc., pp
- [10] I. Batmaz and S. Üstün, "Design and manufacturing of a V-type Stirling engine with double heaters," *Appl. Energy*, vol. 85, no. 11, pp. 1041–1049, 2008.
- [11] S. C. Costa, H. Barrutia, J. A. Esnaola, and M. Tutar, "Numerical study of the pressure drop phenomena in wound woven wire matrix of a Stirling regenerator," *Energy Convers. Manag.*, vol. 67, pp. 57–65, 2013.
- [12] Petchers N. (2003), "Combined heating, cooling & power handbook: Technologies & applications: An integrated approach to energy resource optimization", Reprinted from: The Fairmont Press, Inc
- [13] B. Praetorius and L. Schneider, "MICRO COGENERATION: TOWARDS A DECENTRALIZED AND SUSTAINABLE GERMAN ENERGY SYSTEM ? 1 Micro cogeneration technologies," *Fuel Cells*, no. June, pp. 7–10, 2006.

- [14] R. H. Staunton and B. Ozpineci, "Microturbine Power Conversion Technology Review," *Oak Ridge Natl. Lab.*, 2003.
- [15] Chamra L.M. and Mago P. (2007) "Micro-CHP power generation for residential and small commercial buildings" *Electric Power Research Trends*, pp 47-101.
- [16] M. Chahartaghi and B. A. Kharkeshi, "Performance analysis of a combined cooling, heating and power system with PEM fuel cell as a prime mover," *Appl. Therm. Eng.*, vol. 128, pp. 805–817, Jan. 2018.
- [17] Z. Wang, W. Han, N. Zhang, M. Liu, and H. Jin, "Proposal and assessment of a new CCHP system integrating gas turbine and heat-driven cooling/power cogeneration," *Energy Convers. Manag.*, vol. 144, pp. 1–9, Jul. 2017.
- [18] G. K. Alexis and P. Liakos, "A case study of a cogeneration system for a hospital in Greece. Economic and environmental impacts," *Appl. Therm. Eng.*, vol. 54, no. 2, pp. 488–496, May 2013.
- [19] A. Khaliq, "Exergy analysis of gas turbine trigeneration system for combined production of power heat and refrigeration," *Int. J. Refrig.*, vol. 32, no. 3, pp. 534–545, May 2009.
- [20] P. E. Dodds *et al.*, "Hydrogen for heating," *Fuel cell Technol. Chapter*, no. May, 2014.
- [21] K. T. Yun, H. Cho, R. Luck, and P. J. Mago, "Modeling of reciprocating internal combustion engines for power generation and heat recovery," *Appl. Energy*, vol. 102, pp. 327–335, Feb. 2013.
- [22] F. T. Dastjerd, M. M. Ghafuoryan, and S. Farahat, "Comparison of selection effect environmental optimization and multi- criteria optimizations ; energy , economic and environmental in performance of CCHP system," vol. 15, no. 9, pp. 69–77, 2015.
- [23] P. Arbabi, A. Abbassi, Z. Mansoori, and M. Seyfi, "Joint numerical-technical analysis and economical evaluation of applying small internal combustion engines in combined heat and power (CHP)," *Appl. Therm. Eng.*, vol. 113, pp. 694–704, Feb. 2017.
- [24] M. A. Meybodi and M. Behnia, "Impact of carbon tax on internal combustion engine size selection in a medium scale CHP system," *Appl. Energy*, vol. 88, no. 12, pp. 5153–5163, Dec. 2011.
- [25] H. I. Onovwiona, V. Ismet Ugursal, and A. S. Fung, "Modeling of internal combustion engine based cogeneration systems for residential applications," *Appl. Therm. Eng.*, vol. 27, no. 5–6, pp. 848–861, Apr. 2007.
- [26] L. Wang, J. Lu, W. Wang, and J. Ding, "Energy, environmental and economic evaluation of the CCHP systems for a remote island in south of China," *Appl. Energy*, vol. 183, pp. 874–883, Dec. 2016.
- [27] L. F. Fuentes-Cortés, A. Ávila-Hernández, M. Serna-González, and J. M. Ponce-Ortega, "Optimal design of CHP systems for housing complexes involving weather and electric market variations," *Appl. Therm. Eng.*, vol. 90, pp. 895–906, Nov. 2015.

- [28] M. Chahartaghi, M. Sheykhi, Modeling of combined heating and power system driven by Stirling engine from the perspective of the fuel consumption and pollution emission, *Modares Mechanical Engineering*, Vol. 17, No. 10, pp. 207-216, 2017 (in Persian)
- [29] M. Chahartaghi and M. Sheykhi, “Energy, environmental and economic evaluations of a CCHP system driven by Stirling engine with helium and hydrogen as working gases,” *Energy*, vol. 174, pp. 1251–1266, May 2019.
- [30] M. Chahartaghi and M. Sheykhi, “Thermal modeling of a trigeneration system based on beta-type Stirling engine for reductions of fuel consumption and pollutant emission,” *J. Clean. Prod.*, vol. 205, pp. 145–162, Dec. 2018.
- [31] M. Sheykhi, M. Chahartaghi, M. M. Balakheli, B. A. Kharkeshi, and S. M. Miri, “Energy, exergy, environmental, and economic modeling of combined cooling, heating and power system with Stirling engine and absorption chiller,” *Energy Convers. Manag.*, vol. 180, no. August 2018, pp. 183–195, Jan. 2019.
- [32] B.J. Kaldehi, A. Keshavarz, A. A. Safaei Pirooz, A. Batooei, and M. Ebrahimi, “Designing a micro Stirling engine for cleaner production of combined cooling heating and power in residential sector of different climates,” *J. Clean. Prod.*, vol. 154, pp. 502–516, Jun. 2017.
- [33] R. Karami and H. Sayyaadi, “Optimal sizing of Stirling-CCHP systems for residential buildings at diverse climatic conditions,” *Appl. Therm. Eng.*, vol. 89, pp. 377–393, 2015.
- [34] M. Sheykhi, M. Chahartaghi, M. M. Balakheli, S. M. Hashemian, S. M. Miri, and N. Rafiee, “Performance investigation of a combined heat and power system with internal and external combustion engines,” *Energy Convers. Manag.*, vol. 185, no. November 2018, pp. 291–303, Apr. 2019.
- [35] F. A. Al-Sulaiman, I. Dincer, and F. Hamdullahpur, “Energy analysis of a trigeneration plant based on solid oxide fuel cell and organic Rankine cycle,” *Int. J. Hydrogen Energy*, vol. 35, no. 10, pp. 5104–5113, May 2010.
- [36] S. Javan, V. Mohamadi, P. Ahmadi, and P. Hanafizadeh, “Fluid selection optimization of a combined cooling, heating and power (CCHP) system for residential applications,” *Appl. Therm. Eng.*, vol. 96, pp. 26–38, Mar. 2016.
- [37] J. Hosseinpour, M. Sadeghi, A. Chitsaz, F. Ranjbar, and M. A. Rosen, “Exergy assessment and optimization of a cogeneration system based on a solid oxide fuel cell integrated with a Stirling engine,” *Energy Convers. Manag.*, vol. 143, pp. 448–458, Jul. 2017.
- [38] S. Sanaye and A. Katebi, “4E analysis and multi objective optimization of a micro gas turbine and solid oxide fuel cell hybrid combined heat and power system,” *J. Power Sources*, vol. 247, pp. 294–306, Feb. 2014.
- [39] M. Ebrahimi and K. Ahookhosh, “Integrated energy–exergy optimization of a novel micro-CCHP cycle based on MGT–ORC and steam ejector refrigerator,” *Appl. Therm.*

- Eng.*, vol. 102, pp. 1206–1218, Jun. 2016.
- [40] P. Mancarella and G. Chicco, “Assessment of the greenhouse gas emissions from cogeneration and trigeneration systems. Part II: Analysis techniques and application cases,” *Energy*, vol. 33, no. 3, pp. 418–430, Mar. 2008.
- [41] A. Batooei and A. K. Valian, “Thermal analysis and efficiency optimization of Otto-Stirling combined cycles with SI engine exhaust heat recovery,” vol. 99, no. 9, pp. 147–158, 2014.
- [42] M. Korlu, J. Pirkandi, and A. Maroufi, “Thermodynamic analysis of a gas turbine cycle equipped with a non-ideal adiabatic model for a double acting Stirling engine,” *Energy Convers. Manag.*, vol. 147, pp. 120–134, Sep. 2017.
- [43] A. Entezari, A. Manizadeh, and R. Ahmadi, “Energetical, exergetical and economical optimization analysis of combined power generation system of gas turbine and Stirling engine,” *Energy Convers. Manag.*, vol. 159, no. January, pp. 189–203, Mar. 2018.
- [44] M. Yıldız and B. Albayrak Çeper, “Zero-dimensional single zone engine modeling of an SI engine fuelled with methane and methane-hydrogen blend using single and double Wiebe Function: A comparative study,” *Int. J. Hydrogen Energy*, vol. 42, no. 40, pp. 25756–25765, Oct. 2017.
- [45] M. Ni *et al.*, “Improved Simple Analytical Model and experimental study of a 100 W β -type Stirling engine,” *Appl. Energy*, vol. 169, pp. 768–787, 2016.
- [46] A. A. V. Ochoa, J. C. C. Dutra, J. R. G. Henríquez, and C. A. C. Dos Santos, “Dynamic study of a single effect absorption chiller using the pair LiBr/H₂O,” *Energy Convers. Manag.*, vol. 108, pp. 30–42, 2016.
- [47] M. Abbasi, M. Chahartaghi, and S. M. Hashemian, “Energy, exergy, and economic evaluations of a CCHP system by using the internal combustion engines and gas turbine as prime movers,” *Energy Convers. Manag.*, vol. 173, no. July, pp. 359–374, Oct. 2018.
- [48] S. Sanaye and N. Khakpaay, “Simultaneous use of MRM (maximum rectangle method) and optimization methods in determining nominal capacity of gas engines in CCHP (combined cooling, heating and power) systems,” *Energy*, vol. 72, pp. 145–158, Aug. 2014.
- [49] A. Barjaneh and H. Sayyaadi, “A new closed-form thermodynamic model for thermal simulation of spark ignition internal combustion engines,” *Energy Convers. Manag.*, vol. 105, pp. 607–616, Nov. 2015.
- [50] J. Zhang, S. Cao, L. Yu, and Y. Zhou, “Comparison of combined cooling, heating and power (CCHP) systems with different cooling modes based on energetic, environmental and economic criteria,” *Energy Convers. Manag.*, vol. 160, no. September 2017, pp. 60–73, Mar. 2018.

abstract

In this thesis , evaluating the four configuration for Combined Heat and Power (CHP) system includes two CHP based on internal combustion engine(ICE) , two CHP based on ICE hybrid drive and Stirling engine is investigated. So that CHP based on ICE and hybrid drive, include one heat and power cogeneration system and one heat, cold and power system (CCHP). In order to evaluating and comprising these CHP system with each other and also with conventional power generation systems, aspects of energy, environmental and economic are targeted. So that energy aspect for reducing energy consumption percentage, environmental aspect for decrease Carbon Dioxide Emissions and economic one for reduce operating cost, Carbon Dioxide emission tax and Cost of initial investment and cost of servicing and maintenance of equipment used at suggested CHP system, Annual net saving rate and also payback period based on fuel savings with and without Carbon Dioxide emission tax for suggested CHP system is provided. Furthermore in this study, efficiency of cogeneration of power and cold, heat and power cogeneration and heat, cold and power systems are investigated and in continue to analyze the effects of functional absorption chiller parameters on the performance coefficient of absorption chiller are studied. In addition, for analyzing the performance of ICE, a zero-dimensional model and single-region method developed in software MATLAB is used and analyzing the performance of Stirling engine with non-identical adiabatic model is done with software MATALB. Also heat dissipation of the cooling system in ICE as heat input to Absorption chiller for cooling load generation and energy absorption modeling is done by aid of EES software. The results of the modeling also show by increasing the efficiency of the heat exchanger (*EffHX*), increasing the rate of working fluid inlet to the absorption chiller pump (*m1*) and also by increasing the pressure of the high pressure part on the absorption chiller (*Phigh*), the absorption chiller coefficient of performance will increase. The results also indicate the suggested CHP system based hybrid drive include ICE and Stirling engines in comparison with CHP system based on ICE has better performance in energy and environmental field. So that the largest percentage reduction in primary energy consumption in the third system at 2500rpm is 37.15% and the highest percentage of Carbon dioxide emission reduction is related to third system at 3000 rpm is 42.57%. Also, from economic point of view CHP based on hybrid drive has a lower

percentage of operating cost than ICE one. So that highest percentage reduction of operating cost in fourth system at 3000rpm is up to 81.532%. Besides payback period of CHP based on hybrid drive in comparing to CHP based on ICE in all hours of operation at daytime and also in all rpm is shorter. So that Among CHP based on hybrid drive, CCHP system (fourth system) has shortest payback period.

Keywords

CCHP, Internal combustion engine, Stirling Engine, Absorption chiller, Matlab software, EES software



Faculty of Mechanical and Mechatronics Engineering
M.Sc. Thesis in Energy Conversion Engineering

**Performance evaluation of Combined Cooling, Heating and Power (CCHP)
system based on the combination of gas engine and stirling engine as prime
mover**

By: Mohammad Mahdi Balakheli

Supervisors:

Dr. Mahmood Chahartaghi
Dr. Seyed Majid Hashemian

July 2019