



طراحی و تحلیل انرژی، انرژی و اقتصادی سیستم

ذخیره انرژی هوای فشرده فوق سرد (SCAES)

در این پژوهش یک واحد CAES فوق سرد به منظور تولید برق و انرژی سرمایشی در زمان اوج مصرف مورد بررسی قرار گرفته است و راندمان انرژی و دوره بازگشت سرمایه در شرایط کارکردی متفاوت محاسبه شده است. برای این منظور یک کد کامپیوتری در نرم افزار متلب توسعه داده شده که معادلات مربوطه را به روش تکرار با گام زمانی مناسب حل نموده است. نتایج نشان داد که با افزایش مراحل تراکم و انبساط، راندمان انرژی بهبود می یابد. همچنین با افزایش مراحل تراکم دوره بازگشت سرمایه سیستم کاهش یافته ولی با افزایش مراحل انبساط دوره بازگشت سرمایه سیستم زیاد می شود. مشخص شد زمانی که دمای مخزن با دمای محیط برابر است، سیستم بهترین کارایی را دارد. در بررسی یک نمونه حقیقی که توان خروجی ۹۰۰ کیلووات را طی مدت زمان ۴ ساعت تامین می کند، دوره بازگشت سرمایه برای متوسط قیمت برق مصرفی ۱۵ سنت به ازای هر کیلووات ساعت، بدون در نظر گرفتن نرخ تورم ۸ سال پیش بینی شد اما بر اساس روش ارزش خالص فعلی پس از گذشت ۱۱ سال، سیستم پیشنهادی به سوددهی می رسد.

داوود عبدی کرمانی^۱

دانشجو کارشناسی ارشد

محمود فرزانه گرد^۲

استاد

سیده محدثه میری^۳

مربی

واژه‌های راهنما: ذخیره انرژی هوای فشرده، راندمان انرژی، راندمان انرژی، دوره بازگشت سرمایه، ارزش خالص فعلی

۱- مقدمه

به دلیل اختلاف قیمت برق در ساعات اوج بار و کم‌باری، استفاده از یک سیستم ذخیره انرژی کوچک به منظور کاهش پیک مصرف و صرفه‌جویی در هزینه برق مصرفی مورد توجه قرار گرفته است. برای مقیاس‌های کوچک ذخیره انرژی الکتریکی، معمولاً از باتری‌های الکتروشیمیایی استفاده می‌شود [۱]. استفاده از باتری‌ها احتمال ایجاد مسمومیت‌های شیمیایی حاصل از مواد سمی موجود در ساختار باتری‌ها را در پی دارد [۲]. همچنین طول عمر کاری باتری‌ها کوتاه است [۱]. با توجه به این موارد ذخیره انرژی هوای فشرده به عنوان یک جایگزین امیدوارکننده برای باتری‌ها در نظر گرفته می‌شود [۳].

^۱ دانشجوی کارشناسی ارشد، دانشکده مهندسی، دانشگاه فردوسی مشهد، ایران abdi.davood95@gmail.com

^۲ نویسنده مسئول، استاد، دانشکده مهندسی، گروه مکانیک، دانشگاه فردوسی مشهد، ایران m.farzanehgord@um.ac.ir

^۳ مربی، گروه مهندسی مکانیک، دانشکده فنی و مهندسی، دانشگاه زابل، ایران mhdsh.miri@uoz.ac.ir

ایده اصلی برای ذخیره انرژی الکتریکی از طریق هوای فشرده به اوایل دهه ۱۹۴۰ باز می‌گردد. در آن زمان برنامه (بازرگانی برای ذخیره سیالات به‌منظور ذخیره توان) به دفتر ثبت اختراعات ایالات متحده ارسال شد [۴]. با این حال تا اوایل دهه ۱۹۶۰ به دلیل عدم نیاز به ذخیره انرژی، در علم و صنعت پیشرفتی در CAES^۱ انجام نشد. در این دهه به‌منظور انتقال مصرف برق از ساعات اوج مصرف به ساعات برق ارزان ایده استفاده از یک سیستم ذخیره انرژی بررسی شد [۵]. اولین واحد صنعتی ذخیره انرژی هوای فشرده در هانتورف^۲ آلمان در سال ۱۹۷۸ به بهره‌برداری رسید. این نیروگاه با توان مصرفی ۲۹۰ مگاوات به‌منظور برآورده کردن اوج تقاضای نیروگاه هسته‌ای متصل به آن و ثابت نگه‌داشتن ضریب ظرفیت به کار گرفته شده است [۶]. از ویژگی‌های کارخانه هانتورف، ذخیره هوا در دو غار نمکی با حجم کلی ۳۱۰ هزار مترمکعب است. محدوده فشار کاری این غارها بین ۴/۸ تا ۶/۶ مگاپاسکال است. راندمان انرژی کارخانه هانتورف ۴۲ درصد است [۱]. در سال ۱۹۹۱ در ایالت آلاباما ایالات متحده یک واحد بزرگ دیگر CAES عملیاتی شد. این نیروگاه ۱۱۰ مگاواتی با ظرفیت ذخیره‌سازی ۲۷۰۰ مگاوات‌ساعت، توان نامی خود را تا ۲۶ ساعت تحویل می‌دهد. این طرح به‌منظور ذخیره‌سازی انرژی خارج از زمان اوج مصرف و بازتولید انرژی در زمان پیک مصرف بهره‌برداری می‌شود [۵]. در مناطق با پتانسیل انرژی‌های تجدیدپذیر می‌توان بجای الکتریسیته از زمین گرمایی و خورشیدی [۷]، زیست توده [۸] و یا انرژی باد [۹] استفاده نمود. در زمان وجود منابع تجدیدپذیر از نیروی آن‌ها برای تولید هوای فشرده و ذخیره‌سازی در مخزن می‌توان بهره برد. انرژی حاصل از باد فشرده شده در زمان اوج تقاضای بار الکتریسیته می‌تواند بازیابی گردد. سرمایه‌ش نیز بعنوان یکی از محصولات چنین سیستم‌هایی مطرح است. در مطالعه عصاره و غفوری [۱۰] از یک چیلر جذبی در کنار ذخیره هوای فشرده با منابع تجدیدپذیر خورشیدی و زمین گرمایی بهره‌برداری شده است که همزمان با یک الکترولیز سوخت هیدروژن نیز تولید شده است. نقطه ضعف اصلی فناوری CAES راندمان انرژی کم آن است [۱۱]. به منظور غلبه بر این موضوع استفاده از فناوری ذخیره انرژی هوای فشرده آدیاباتیک^۳ A-CAES پیشنهاد شده است. در حالت آدیاباتیک هوا در کمپرسور به فشار و دمای بالا رسیده و قبل از ورود به مخزن ذخیره وارد یک مبدل حرارتی می‌شود. انرژی بازیابی شده از این مبدل حرارتی، در یک ذخیره‌ساز انرژی جمع‌آوری می‌شود و به‌منظور پیشگرمایش هوای خروجی از مخزن در زمان تخلیه، قبل از ورود به منبسط‌کننده مورد استفاده قرار می‌گیرد. این طرح نیاز به سوخت را کاهش داده و بازده را افزایش می‌دهد. کمپرسور فشار بالا و دما بالا همچنین ذخیره انرژی حرارتی به مقدار نیاز منبسط‌کننده فشار بالا محدودیت‌های این طرح هستند [۱۲]. این نوع از ذخیره‌ساز هوای فشرده بدون بازیابی گرمای اتلافی با کمک سیال فرار توسط چن و همکاران بررسی شده است. دی اکسید کربن بعنوان سیال فرار دو عملکرد دارد: بیرون راندن هوا از مخازن ذخیره‌سازی و تبخیر در مبدل حرارتی برای تولید انرژی خنک کننده. تجزیه و تحلیل ترمودینامیکی با استفاده از یک مدل ریاضی حالت پایدار و قوانین ترمودینامیکی برای دو A-CAES اصلاح شده انجام شده است. بازده هر یک از دو طرح و درصد بهبود نسبت به طرح پایه بررسی شده است [۱۳]. ذخیره انرژی هوای فشرده با تولید سه گانه یا همان T-CAES^۴ طرح توسعه یافته‌ای از ذخیره انرژی هوای فشرده آدیاباتیک است که انرژی مکانیکی و حرارتی (سرمایش و گرمایش) را در اختیار

^۱Compressed air energy storage

^۲Huntorf

^۳Adiabatic CAES

^۴Trigenerative CAES

مصرف کننده قرار می‌دهد. T-CAES با حذف پیشگرمایش هوای ورودی به منبسط کننده از A-CAES ساده گسترش یافته است. در این طرح انرژی گرمایی حاصل از هوای متراکم به جای استفاده برای پیش گرمایش هوای ورودی به توربین، به منظور مصارف گرمایشی استفاده می‌شود. در نتیجه هوا با دمای کم وارد توربین شده و از خروجی آن می‌توان سرما برداشت کرد [۱۴]. I-CAES^۱ یا CAES هم‌دمای نوع دیگری از ذخیره انرژی هوای فشرده است. در طراحی I-CAES سعی می‌شود از افزایش دما در کمپرسورها هنگام شارژ و افت دما در منبسط کننده‌ها هنگام تخلیه جلوگیری شود. برای این منظور از توربوماشین‌های پیستونی استفاده می‌شود، زیرا زمان کافی برای فرایند تبادل گرما در این تجهیزات وجود دارد [۵]. زمان لازم برای رسیدن به فشار بیشینه مخزن در فرایند آدیباتیک کمتر از شرایط ایزوترمال است. چراکه در شرایط آدیباتیک جرم هوای ذخیره شده در مخزن، کمتر از شرایط ایزوترمال است و این امر به دلیل کاهش چگالی هوا، ناشی از افزایش دما در فرایند آدیباتیک است. میزان کار مصرفی توسط کمپرسورها در حالت ایزوترمال بیشتر است [۱۵]. SCAES^۲ یا CAES فوق سرد نوع دیگری از ذخیره انرژی هوای فشرده است. SCAES در فاز شارژ شبیه I-CAES است ولی در قسمت تخلیه تفاوت دارد. در این سیستم نیازی به پیش گرمایش هوا قبل از انبساط نیست و دمای هوای خروجی از توربین به ۵۰- تا ۱۰۰- درجه سانتیگراد می‌رسد [۱۶]. داده‌های تجربی زیادی برای مقیاس‌های بزرگ CAES موجود هستند، اما این امر برای مقیاس‌های کوچک بسیار متفاوت است. چیاپ و همکاران [۱۷] در پژوهش خود از یک مدل کامپیوتری به منظور بررسی تاثیر شرایط عملیاتی روی عملکرد سیستم T-CAES استفاده کردند و در ادامه از یک نمونه آزمایشی برای اعتبارسنجی نتایج محاسبه شده توسط مدل کامپیوتری و بررسی صحت کارایی آن استفاده نمودند.

مدل ارائه شده در این مقاله به دلیل خطای کم از داده‌های آزمایشگاهی، می‌تواند به عنوان مبنایی برای ارزیابی عملکرد بررسی‌های دیگر روی T-CAES مورد استفاده قرار گیرد. یک سیستم جدید ذخیره سازی انرژی هوای فشرده آدیباتیک مجدد فشرده (RA-CAES^{۱۰}) برای افزایش فشار عملیاتی قطار انبساط توسط چن و همکاران پیشنهاد شده است. در فرایند تخلیه مربوط به طرح آنها، یک کمپرسور برای افزایش هوای کم فشار از مخازن ذخیره به فشار عملیاتی استفاده می‌شود. آنها عملکرد سیستم RA-CAES پیشنهادی را با A-CAES معمولی مقایسه کردند. نتایج مقایسه نشان داد که راندمان رفت و برگشت مدل آنها ۶۹/۸۹٪ و برای مدل A-CAES برابر با ۶۵/۲۳٪ است که بیانگر کارآمدی بالاتر مدل پیشنهادی آنها می‌باشد [۱۸]. LAES^۳ یا ذخیره انرژی هوای مایع دارای نسبت انبساط بالایی (حدود ۷۰۰) می‌باشد که در نتیجه چگالی انرژی بیشتری دارد. یکی دیگر از مزایای LAES ذخیره سازی در مخازن کم فشار است که معمولاً در حد فشار اتمسفر می‌باشند [۶]. هوای فشرده را می‌توان در حجم ثابت یا فشار ثابت ذخیره کرد. ذخیره سازی فشار ثابت با استفاده از مخازن جبرانی هیدرولیکی طراحی می‌شود. در این طراحی فشار تقریباً ثابت مخزن ذخیره اصلی توسط یک مخزن دوم پر از مایع که در ارتفاع بالاتر قرار دارد، تامین می‌شود. اشکال عمده مخازن حجم ثابت آن است که ماشین‌های تراکمی و انبساطی در فشار نامی طراحی خود کار نمی‌کنند و کارایی آنها کاهش می‌یابد. مخزن فشار ثابت روی توربوماشین‌ها تاثیری ندارد اما گسترده نیست و پیچیده تر است. در عمل هر دو مخزن در زیر زمین و نیز روی زمین قابل استفاده هستند [۵]. برای ذخیره هوای فشرده روی زمین مجموعه‌ای از کپسول‌های

¹ Isothermal CAES

² Subcooled CAES

³ Liquid air energy storage

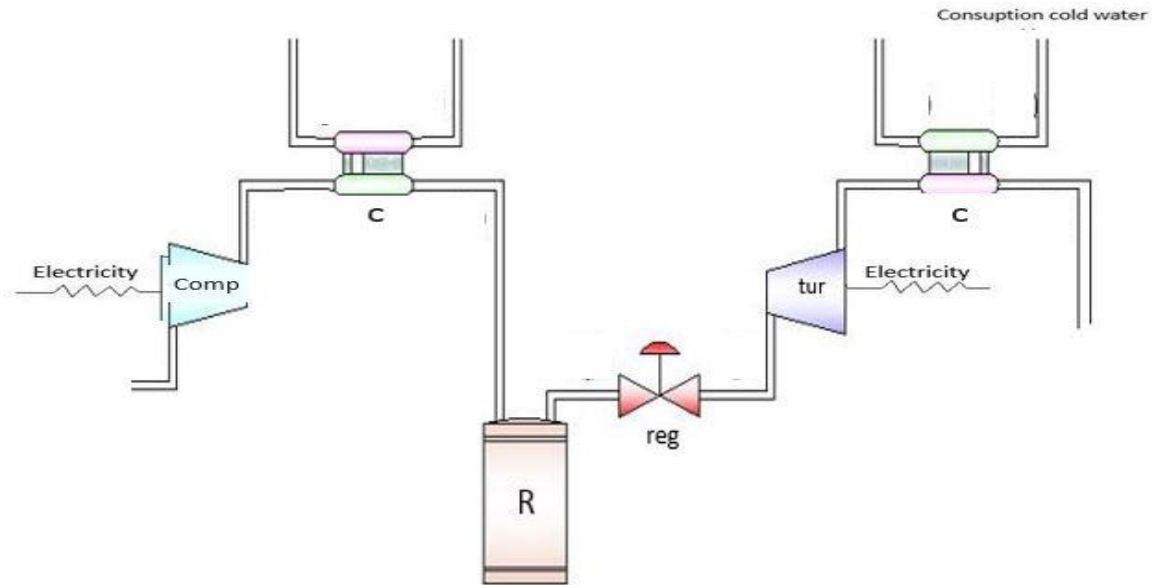
هوای فشرده و یا مخازن ذخیره بزرگتر مورد استفاده قرار می‌گیرد. اما در رابطه با مخازن زیرزمینی باید برخی ملاحظات را در نظر گرفت. یائو و همکاران [۱۹] در مطالعه خود شرایط ترمودینامیکی مخزن زیرزمینی را در مراحل شارژ و تخلیه بررسی کردند. باتوجه به وجود نوسانات فشار و دمای ناشی از شارژ و تخلیه، پیشبینی این نوسانات برای طراحی مخزن و انتخاب توربوماشین‌ها لازم است. انتقال حرارت از دیواره مخزن نیز، باعث ایجاد نوساناتی در فشار و دمای مخزن می‌شود. مشخص شد به‌منظور کاهش حجم ذخیره باید راندمان حرارتی سنگ‌ها بالا باشد. در حال حاضر استفاده از کپسول‌های هوای فشرده به عنوان مخزن ذخیره CAES مورد توجه قرار گرفته است [۲۰]. با استفاده از این روش ذخیره‌سازی، CAES در مقیاس‌های کوچک در نزدیکی مکان تقاضای انرژی طراحی می‌شود [۱۴]. در این پژوهش یک سامانه CAES فوق‌سرد که در ساعات کم‌باری برق را از شبکه گرفته و به تولید هوای فشرده می‌پردازد، سپس در ساعات اوج بار هوای فشرده را تخلیه و تولید برق می‌نماید، پیشنهاد و مورد بررسی فنی و اقتصادی قرار گرفته است. سامانه پیشنهادی بوسیله مبدل حرارتی پس از منبسط‌کننده، انرژی سرمایشی هوای منبسط شده را نیز مورد استفاده قرار می‌دهد که موجب افزایش کارایی آن می‌شود. تحلیل فنی و اقتصادی لازم به منظور بررسی تاثیر تغییر در شرایط عملیاتی از قبیل تعداد مراحل تراکم و انبساط همچنین دما و فشار مخزن ذخیره، روی عملکرد سیستم انجام شده و طراحی بهینه سیکل کاری به منظور دستیابی به کمترین دوره بازگشت سرمایه ارائه شده است. استقلال حل مسئله از گام زمانی انتخابی و اعتبارسنجی نتایج محاسبه شده با نتایج موجود در منابع انجام شده است.

در این پژوهش برای اولین بار استفاده از یک سیستم ذخیره انرژی هوای فشرده فوق‌سرد، که در آن دمای هوا بعد از انبساط در موتور انبساطی تا ۲۰۰ کلوین کاهش دارد، با هدف مصرف برق در ساعات برق ارزان و تامین برق خارج از شبکه در زمان اوج مصرف همچنین استفاده از انرژی سرمایشی حاصل از انبساط هوا در موتور انبساطی پیشنهاد شده است.

در اکثر مدل‌سازی‌های قبلی CAES راندمان آیزنتروپیک توربوماشین‌های موجود در سیکل کاری در زمان حل مساله ثابت بوده، اما در محاسبات انجام شده در این پژوهش تغییر راندمان توربوماشین‌ها در طول زمانی کاری در نظر گرفته شده است. بنا بر دانش نویسندگان، در هیچ تحقیقی در گذشته مطالعه جامعی از تاثیر تغییر در پارامترهای اساسی و جزئی عملیاتی ذکر شده در بالا یافت نشده است. انجام یک پژوهش با جامعیت و دقت مورد بررسی در مطالعه حاضر در زمینه سیستم‌های ذخیره‌سازی هوای فشرده همراه با مصارف سرمایشی نوآورانه محسوب می‌شود.

۲- معادلات حاکم و مدل‌سازی

نحوه کار فناوری ذخیره انرژی هوای فشرده فوق‌سرد در شکل (۱) نشان داده شده است. در ساعات کم‌باری هوای ورودی به سیکل کاری توسط کمپرسور متراکم می‌شود، دمای هوای ورودی به مخزن ذخیره توسط سردکن مرحله تراکم کاهش می‌یابد. هوای فشرده در ساعات میان‌باری در مخزن استوانه‌ای نگهداری می‌شود. در زمان اوج مصرف، هوای متراکم موجود در مخزن ذخیره تخلیه شده و پس از عبور از رگلاتور وارد منبسط‌کننده می‌شود. با اتصال منبسط‌کننده به ژنراتور تولید برق انجام می‌شود. هوای خروجی از منبسط‌کننده به دلیل انجام کار انبساطی دمای پایینی دارد، بنابراین به‌منظور استفاده از انرژی سرمایشی آن یک مبدل حرارتی بعد از منبسط‌کننده در نظر گرفته شده است.



شکل ۱- شماتیک طرح پیشنهادی

همانطور که در شکل (۱) نشان داده شده است، تجهیزات موجود در سیکل کاری عبارتند از: کمپرسور، مبدل حرارتی، مخزن ذخیره، رگلاتور و منبسط کننده. در این قسمت معادلات مربوط به مدلسازی هر تجهیز و فرضیات لازم جهت حل آن‌ها معرفی شده است. سپس معادلات محاسبه راندمان انرژی، راندمان انرژی، هزینه اولیه تجهیزات، دوره بازگشت سرمایه و ارزش خالص فعلی سیستم ارائه شده است. عملکرد سیستم مورد مطالعه پایا نیست بنابراین برای مدلسازی تجهیزات موجود در سیکل کاری از معادلات حاکم مربوط به حجم کنترل باز استفاده شده است.

۱-۲- بررسی سیستم پیشنهادی از دیدگاه معادلات بقای جرم و انرژی

معادلات بقای جرم و انرژی برای حجم کنترل باز با صرف نظر از تغییرات انرژی جنبشی و پتانسیل به شکل زیر تعریف می‌شود [۲۱].

$$\frac{dM}{dt} = \sum \dot{m}_{in} - \sum \dot{m}_{out} \quad (1)$$

$$\frac{dE}{dt} = \dot{Q} + \sum_{in} \dot{m}h - \dot{W} - \sum_{out} \dot{m}h \quad (2)$$

در معادلات بالا M جرم موجود در حجم کنترل، \dot{m}_{in} دبی جرمی ورودی به حجم کنترل، \dot{m}_{out} دبی جرمی خروجی از حجم کنترل، E انرژی درونی حجم کنترل و h آنتالپی جریان است. \dot{Q} نرخ اتلاف حرارتی و \dot{W} توان تولیدی حجم کنترل می‌باشد.

- فرضیات لازم جهت حل معادلات حاکم مربوط به تجهیزات مختلف به قرار زیر است [۱۷، ۱۴، ۲۲]:
- (۱) از آنجاییکه در فشارهای کمتر از ۱۶۰ بار و دماهای کمتر از ۵۰۰ کلوین می‌توان هوای موجود در توربوماشین‌های سیکل کاری را گاز ایده‌آل در نظر گرفت، لذا هوا در تمامی تجهیزات به جز رگلاتور گاز ایده‌آل فرض شده‌است.
 - (۲) موتور انبساطی و کمپرسورهای موجود در سیکل کاری ایده‌آل نبوده و میزان بازگشت‌ناپذیری آنها به کمک بازده پلیتروپیک در نظر گرفته شده‌است.
 - (۳) توربوماشین‌های کاری عایق حرارتی بوده و از اتلاف حرارت در آنها صرف‌نظر شده‌است.
 - (۴) برای مبدل‌های حرارتی بازده و افت فشار مناسب در نظر گرفته شده‌است.
 - (۵) آب موجود در مبدل‌های حرارتی به دلیل عدم افزایش دمای زیاد، مایع متراکم فرض می‌شود و از خواص ترمودینامیکی آب در این حالت استفاده شده‌است.
 - (۶) دبی جرمی هوای ورودی به توربوماشین‌ها ثابت فرض شده‌است.
 - (۷) انتقال حرارت درون مخزن در زمان شارژ و تخلیه به صورت جابجایی اجباری در نظر گرفته شده‌است.
 - (۸) در تراکم و انبساط چند مرحله‌ای از توربوماشین‌هایی با نسبت فشار برابر استفاده شده‌است.
 - (۹) نسبت تراکم کلی کمپرسورها با نسبت فشار مخزن ذخیره برابر فرض شده‌است.
 - (۱۰) از تغییرات انرژی جنبشی و پتانسیلی صرف‌نظر شده‌است.
- با توجه به فرضیات بالا معادلات بقای جرم و انرژی برای هر یک از تجهیزات موجود در طرح به شرح ذیل توسعه داده شده‌است.

۲-۱-۱-۱- کمپرسور

اولین تجهیز در سیکل کاری، کمپرسور است. فرضیات لازم برای ساده‌سازی معادلات حاکم بر کمپرسور در ادامه بیان شده است. هوا در کمپرسور گاز ایده‌آل است [۱۷]. کمپرسور عایق حرارتی بوده و اتلاف حرارت به محیط ندارد [۱۴]. کمپرسور ایده‌آل نبوده و میزان بازگشت‌ناپذیری آن به کمک بازده پلیتروپیک در نظر گرفته شده‌است [۲۲]. دبی جرمی هوای ورودی به کمپرسور ثابت است. در تراکم چند مرحله‌ای نسبت تراکم هر مرحله با هم برابر هستند. معادله بقای جرم برای کمپرسور به شکل زیر بیان می‌شود.

$$\dot{m}_1 = \dot{m}_2 = \dot{m}_{comp} \quad (3)$$

کار مصرفی کمپرسور با ساده‌سازی معادله بقای انرژی از طریق معادله زیر محاسبه می‌شود [۱۴].

$$W_{comp} = \dot{m}_{comp} \int_{t=0}^{\tau} C_{p,a}(T) [T_{comp.out,i}(t) - T_{comp.in}] dt \quad (4)$$

در معادله بالا \dot{m}_{comp} دبی جرمی کمپرسور و τ مدت زمان مرحله شارژ است. $T_{comp.out,i}$ دمای خروجی از کمپرسور است که در هر گام زمانی توسط معادله پلیتروپیک دما-فشار کمپرسور محاسبه می‌شود. W_{comp}

انرژی مصرفی کمپرسور بر حسب ژول است. $C_{p.a}$ ظرفیت حرارتی ویژه هوا در فشار ثابت است. ظرفیت حرارتی ویژه هوا در فشار و حجم ثابت با افزایش دما تغییر می‌کند. به منظور محاسبه ظرفیت حرارتی ویژه هوا در فشار و حجم ثابت از معادلات زیر استفاده می‌شود [۲۳].

$$C_{p.a} = a + bT \quad (۵)$$

$$C_{v.a} = a^* + bT \quad (۶)$$

در معادلات بالا $C_{v.a}$ ظرفیت حرارتی ویژه هوا در حجم ثابت است و مقدار ثوابت موجود در معادلات بالا در ادامه معرفی شده است. $a = 959 \frac{J}{kgk}$ ، $b = 1.54 \times 10^{-1} \frac{J}{kgk^2}$ ، $a^* = 671 \frac{J}{kgk}$ [۱۴]. راندمان پلیتروپیک کمپرسور در ابتدای فرایند تراکم برابر با راندمان آیزنتروپیک آن است. راندمان آیزنتروپیک کمپرسور برابر ۹۰ درصد در نظر گرفته شده است. روند کاری کمپرسور پایا نیست، با گذشت زمان و افزایش فشار مخزن ذخیره راندمان پلیتروپیک کمپرسور کاهش میابد. برای مدلسازی این کاهش در راندمان پلیتروپیک کمپرسور از معادله پیشنهادی زیر استفاده شده است.

$$\eta_p = 0.9 - (0.001) \frac{P_2}{P_1} \quad (۷)$$

در معادله فوق η_p راندمان پلیتروپیک کمپرسور، P_1 فشار ورودی به آن و P_2 فشار خروجی از آن است که در هر گام زمانی متغیر است. در مرحله شارژ با افزایش فشار هوا در کمپرسور دمای آن نیز زیاد می‌شود که این رابطه توسط معادله دما-فشار پلیتروپیک کمپرسور یعنی $\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{\frac{K-1}{\eta_p K}}$ بیان می‌شود [۲۲]. در این رابطه T_1 دمای هوای ورودی به کمپرسور و T_2 دمای هوای خروجی از آن است که در هر گام زمانی محاسبه می‌شود. $K = \frac{C_p}{C_v}$ نسبت گرماهای ویژه در فشار و حجم ثابت است [۲۴]. به منظور محاسبه نسبت تراکم هر کمپرسور در مرحله تراکم با توجه به نسبت تراکم کلی و افت فشار حاصل از مبدل‌های حرارتی از معادله زیر استفاده می‌شود [۱۴].

$$\beta_c(t) = \left[\frac{(1 + \delta) P_R(t)}{P_{env}} \right]^{1/N_c} \quad (۸)$$

در این معادله N_c تعداد مراحل تراکم، β_c نسبت تراکم هر مرحله، P_R فشار بیشینه مخزن و δ افت فشار در مبدل‌های مرحله تراکم است که برابر با ۵ درصد در نظر گرفته شده است. P_{env} فشار اولیه مخزن و برابر با فشار محیط است.

۲-۱-۲- مبدل حرارتی

مبدل‌های حرارتی موجود در سیکل کاری به دو منظور مورد استفاده قرار می‌گیرند. مبدل انتهایی سیکل کاری که به منظور استفاده از انرژی سرمایشی هوای منبسط شده خروجی از منبسط‌کننده مورد استفاده قرار می‌گیرد. مبدل‌های موجود در مرحله شارژ سیستم به عنوان سردکن کمپرسور و به منظور کاهش دمای هوای متراکم ورودی به مخزن ذخیره مورد استفاده قرار می‌گیرند. تمامی مبدل‌های موجود در سیکل کاری از نوع مبدل پوسته‌لوله آب‌خنک هستند. فرضیات لازم برای حل معادلات مربوط به مبدل‌های حرارتی در ادامه بیان شده‌است. هوای موجود در مبدل‌های حرارتی گاز ایده‌آل است [۱۷]. برای مبدل‌های حرارتی بازده مناسب و افت فشار آن‌ها در نظر گرفته شده‌است. آب موجود در مبدل‌های حرارتی به دلیل عدم افزایش دمای زیاد، مایع متراکم فرض می‌شود و از خواص ترمودینامیکی آب در این حالت استفاده شده‌است [۱۴]. آب ورودی به مبدل‌ها در دمای محیط فرض شده و ظرفیت حرارتی آن $4186 \frac{J}{kgK}$ است [۲۵]. معادله بقای جرم برای آب و هوای ورودی و خروجی مبدل حرارتی به شکل زیر بیان می‌شوند.

$$\begin{aligned} \sum \dot{m}_{in.air} &= \sum \dot{m}_{out.air} \rightarrow \dot{m}_2 = \dot{m}_3 = \dot{m}_{comp} \\ \sum \dot{m}_{in.w} &= \sum \dot{m}_{out.w} \rightarrow \dot{m}_{12} = \dot{m}_{13} = \dot{m}_w \end{aligned} \quad (9)$$

معادله انرژی در مبدل‌ها به دلیل عدم انجام کار مکانیکی و عدم اتلاف حرارتی در آن‌ها، به شکل زیر بیان می‌شود.

$$\sum_{in} \dot{m} h dt = \sum_{out} \dot{m} h dt \quad (10)$$

معادله فوق برای اولین مبدل به شکل زیر بسط داده می‌شود.

$$(\dot{m}_2 h_2 + \dot{m}_{12} h_{12}) dt = (\dot{m}_3 h_3 + \dot{m}_{13} h_{13}) dt \quad (11)$$

در معادله بالا \dot{m}_2 و \dot{m}_3 دبی هوای ورودی و خروجی مبدل بوده و برابر با دبی جرمی کمپرسور هستند. \dot{m}_{12} و \dot{m}_{13} دبی آب ورودی و خروجی مبدل هستند و با هم برابرند. بنابراین معادله (۳-۱۶) به شکل زیر بازنویسی می‌شود.

$$\dot{m}_{comp.a} (h_2 - h_3) dt = \dot{m}_w (h_{13} - h_{12}) dt \quad (12)$$

به دلیل کاهش راندمان پلیتروپیک کمپرسورها در طول مدت مرحله شارژ، دمای هوای خروجی از آنها نیز متغیر است بنابراین توان حرارتی مبدل‌ها نیز در طول زمان متغیر می‌باشد. به منظور محاسبه توان حرارتی

مبدل‌ها در هر گام زمانی چیاپ و همکاران [۱۷] از معادله زیر استفاده کرده‌اند.

$$\dot{Q} = \dot{m}_a C_{p,a} (T_{out.c.i} - T_{in.c.i+1}) \quad (13)$$

مبدل‌های حرارتی موجود در مرحله شارژ سیستم فقط در نقش سردکن کمپرسور کار می‌کنند. میزان حرارت اتلافی در اولین سردکن بوسیله معادله زیر محاسبه می‌شود [۱].

$$Q_{loss} = \int_0^{\tau} \dot{m}_{comp} C_p (T_{3,i} - T_{2,i+1}) dt \quad (14)$$

معادله بالا میزان اتلاف حرارتی سردکن اول را نشان می‌دهد و از معادله‌ای مشابه آن به منظور برآورد اتلاف حرارتی سایر سردکن‌های مرحله شارژ استفاده می‌شود. مبدلی که در قسمت تخلیه سیکل و بعد از موتور انبساطی قرار دارد، به منظور استفاده از انرژی سرمایشی هوای منبسط شده خروجی از موتور انبساطی مورد استفاده قرار می‌گیرد. معادله بقای جرم برای این مبدل به شکل زیر بیان می‌شود.

$$\sum \dot{m}_{in.air} = \sum \dot{m}_{out.air} \rightarrow \dot{m}_{10} = \dot{m}_{11} = \dot{m}_{tur} \quad (15)$$

$$\sum \dot{m}_{in.air} = \sum \dot{m}_{out.air} \rightarrow \dot{m}_{16} = \dot{m}_{17} \quad (16)$$

قانون اول ترمودینامیک برای مبدل حرارتی مذکور به شکل زیر بیان می‌شود.

$$\dot{m}_{tur.a} (h_{10} - h_{11}) dt = \dot{m}_w (h_{17} - h_{16}) dt \quad (17)$$

تغییر آنتالپی هوا که گاز ایده‌آل فرض شده است را می‌توان به صورت حاصل ضرب تغییر دما در ظرفیت حرارت ویژه فشار ثابت هوا در نظر گرفت. برای آب نیز که مایع متراکم است، تغییر آنتالپی به شکل حاصل ضرب تغییر دما در ظرفیت گرمایی آب تعریف می‌شود. موازنه انرژی مبدل‌های حرارتی در هر گام زمانی محاسبه می‌شود و عبارت کلی آن که توسط چیاپ و همکاران [۱۷] ارائه شده است، به شکل زیر بیان می‌شود.

$$\dot{m}_{c.a} C_{p,a} (T_{out.c.i} - T_{in.c.i+1}) = \dot{m}_w C_w (T_{out.c.i} - T_{in.c}) \quad (18)$$

در معادله فوق \dot{m}_w دبی جرمی آب موجود در مبدل، C_w ظرفیت حرارتی ویژه آب، $T_{in.c}$ دمای آب ورودی به مبدل، $T_{out.c.i}$ دمای آب خروجی از مبدل در هر گام زمانی، $T_{out.c.a.i}$ دمای هوای خروجی از مبدل در هر گام زمانی و $T_{in.c.i+1}$ دمای هوای ورودی به مبدل در گام زمانی مربوطه است.

توان حرارتی مبدل بیانگر میزان انرژی مبادله شده بین دو سیال گذرنده از مبدل است و به شکل زیر بیان می‌شود [۱۷].

$$\dot{Q} = \dot{m}_a C_{p,a} (T_{out.c.i} - T_{in.c.i+1}) \quad (19)$$

مبدلی که در قسمت تخلیه سیکل و بعد از منبسط کننده قرار دارد، به منظور استفاده از انرژی سرمایشی هوای منبسط شده خروجی از منبسط کننده مورد استفاده قرار می‌گیرد. میزان انرژی سرمایشی برداشتی از مبدل حرارتی انتهای سیکل کاری توسط معادله زیر محاسبه می‌شود [۱۴].

$$C_j = \eta_c \int_0^\tau \dot{m}_{tur} C_{p,a} (T_{out.i} - T_{in.i+1}) dt \quad (20)$$

در معادله فوق η_c راندمان حرارتی مبدل بوده و برابر ۹۰ درصد در نظر گرفته شده است. اختلاف دمای موجود در معادله بالا مربوط به هوای ورودی و خروجی از مبدل در گام زمانی مربوطه می‌باشد. به منظور بررسی اقتصادی سیستم پیشنهادی مقدار سطح انتقال حرارت در مبدل‌های حرارتی از معادله زیر محاسبه می‌شود [۲۴].

$$A = \frac{\dot{Q}}{U \Delta T_{Ml}} \quad (21)$$

در معادله بالا عبارت \dot{Q} توان حرارتی مبدل، U ضریب انتقال حرارت معادل و $\Delta T_{Ml} = \frac{\Delta T_{air} - \Delta T_w}{\ln(\frac{\Delta T_{air}}{\Delta T_w})}$ اختلاف دمای لگاریتمی است [۲۶]. در این معادله ΔT_{air} اختلاف دما بین هوای ورودی به مبدل‌های حرارتی و هوای خروجی از آن می‌باشد. دمای هوای ورودی به مبدل حرارتی از شرایط سیستم مشخص است و دمای هوای خروجی از آن توسط کاربر تعیین شده و تاثیر تغییر آن بر عملکرد سیستم بررسی می‌شود. عبارت ΔT_w اختلاف دما بین آب ورودی به مبدل و خروجی از آن است. دمای آب ورودی با دمای محیط برابر است و برای محاسبه دمای آب خروجی از مبدل از موازنه انرژی یعنی معادله (۱۰) استفاده می‌شود. U ضریب انتقال حرارت معادل بوده و از رابطه زیر محاسبه می‌شود [۲۷].

$$U = \frac{1}{\frac{1}{ht_e} + \frac{D_e}{ht_i D_i}} \quad (22)$$

در عبارت فوق ht_e ضریب انتقال حرارت جریان داخل پوسته و ht_i ضریب انتقال حرارت جریان داخل لوله است. D_e قطر خارجی و D_i قطر داخلی مبدل است. نسبت قطر خارجی به داخلی برابر با ۱/۰۵۲ در نظر گرفته شده است [۲۴].

۲-۱-۳- مخزن ذخیره هوای فشرده

مخزن ذخیره استوانه‌ای به حجم ۷۸ مترمکعب در نظر گرفته شده است. مخزن متشکل از ۱۰ کپسول هوایی با ارتفاع ۲/۵ متر و شعاع داخلی یک متر است، به منظور تحمل تنش‌های ناشی از فشار هوای داخل مخزن ضخامت دیواره کپسول‌ها دو سانتیمتر در نظر گرفته شده است. مخزن عایق حرارتی ندارد و در تبادل حرارت با محیط اطراف قرار دارد. جنس مخزن فولادی می‌باشد بنابراین ضریب انتقال حرارت رسانشی فولاد برای دیواره مخزن در نظر گرفته شده است.

معادله بقای جرم و موازنه انرژی برای مخزن ذخیره در مراحل مختلف (شارژ، ذخیره و تخلیه) متفاوت است. معادله بقای جرم مخزن در مرحله شارژ به شکل زیر بیان می‌شود.

$$\frac{d}{dt}M(t) = \dot{m}_{comp} \quad (23)$$

در معادله فوق M جرم هوای موجود در مخزن است. معادله تغییرات دمای مخزن در زمان شارژ از معادله انرژی و این حقیقت که کار مکانیکی در مخزن انجام نمی‌شود، محاسبه می‌شود [۱۴].

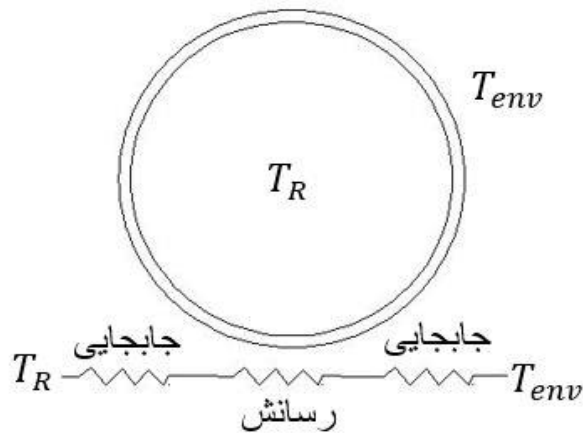
$$\frac{d}{dt}T_R = \frac{\dot{m}_{comp} \left[h_{r.in} - \left(a^*T_R + \frac{1}{2}bT_R^2 \right) \right] - \dot{Q}_R}{M(a^* + bT_R)} \quad (24)$$

در این معادله T_R دمای هوای داخل مخزن و عبارت $h_{r.in} = aT_{r.i} + 0.5bT_{r.i}^2$ آنتالپی هوای ورودی به مخزن است که در آن $T_{r.i}$ دمای هوای ورودی به مخزن می‌باشد [۱۴]. معادله حالت گاز ایده‌آل به شکل $M = \frac{PV}{RT}$ تعریف می‌شود [۲۵]. در این معادله P ، V ، T و R فشار، دما، حجم و ثابت جهانی گازها بوده که مقدار آن برابر با $\frac{J}{kgK}$ ۲۸۸ است [۲۵]. \dot{Q}_R اتلاف حرارت از مخزن است. مخزن ذخیره استوانه‌ای شکل بوده و بدون هیچ گونه عایق حرارتی در تماس با محیط است.

بنابراین به منظور محاسبه اتلاف حرارتی آن از معادلات جریان درون لوله‌ها در شرایط دمای ثابت سطح استفاده می‌شود [۲۶].

$$\dot{Q}_R = \frac{T_R - T_{env}}{\frac{1}{ht_{in}2\pi r_{in}L} + \frac{\ln(r_{out}/r_{in})}{2\pi Lk_{iron}} + \frac{1}{ht_e2\pi r_{out}L}} \quad (25)$$

در معادله فوق ht_{in} ضریب انتقال حرارتی جابه‌جایی داخل مخزن، ht_{out} ضریب انتقال حرارت جابه‌جایی خارج از مخزن، k_{iron} ضریب انتقال حرارت رسانشی فولاد، L ارتفاع مخزن، r_e شعاع خارجی و r_i شعاع داخلی مخزن است. در شکل (۲) مدار مقاومت حرارتی مخزن نشان داده شده است.



شکل ۳- مدار مقاومت حرارتی مخزن ذخیره

به منظور محاسبه ضرایب انتقال حرارت نیز از معادلات مربوط به جریان در لوله‌ها استفاده می‌شود. ضریب انتقال حرارت در حالات مختلف (شارژ، تخلیه و ذخیره) عبارت متفاوتی دارد. برای محاسبه ضریب انتقال حرارت جابه‌جایی خارجی لوله‌ها (ht_e) از معادلات زیر استفاده می‌شود [۲۷].

$$ht = 5.7 + 3.8V \quad \text{if } v < 5 \quad (26)$$

$$ht = 6.47 + V^{0.78} \quad \text{if } v > 5 \quad (27)$$

برای محاسبه ضریب انتقال حرارت داخل لوله (مخزن) و به منظور محاسبه عدد ناسلت از روابط زیر استفاده می‌شود [۲۸].

$$Nu = 4.364 \quad \text{if } Re < 2300 \quad (28)$$

$$Nu = 0.023Re^{0.8}Pr^{0.4} \quad \text{if } Re > 2300 \quad (29)$$

در معادلات بالا اعداد ناسلت، رینولدز و پرانتل پارامترهای بدون بعد هستند و به شکل $Re = \frac{\rho VD}{\mu}$ ، $Pr = \frac{\rho c_p k}{\mu}$ و $\frac{htD}{k}$ تعریف می‌شوند [۲۶]. در معادلات بالا ρ ، μ ، k ، ν و α به ترتیب چگالی، ویسکوزیته، رسانندگی گرمایی، ویسکوزیته سینماتیکی و ضریب پخش هوا هستند که مقدار هریک از [۲۶] برداشت شده‌است. تغییرات دمای مخزن در مرحله ذخیره‌سازی توسط موازنه انرژی مخزن محاسبه می‌شود. با در نظر گرفتن این حقیقت که در مرحله ذخیره جریان ورودی و خروجی به مخزن وجود ندارد و کار مکانیکی نیز صفر است، برای تغییر دمای مخزن در طول مرحله ذخیره معادله زیر ارائه شده است [۱۴].

$$\frac{d}{dt} T_R = \frac{-\dot{Q}_R}{M(a^* + bT_R)} \quad (30)$$

در مرحله تخلیه معادله بقای جرم مخزن ذخیره به شکل زیر بیان می‌شود، که در آن \dot{m}_{tur} دبی جرمی منبسط کننده است.

$$\frac{d}{dt}M(t) = -\dot{m}_{tur} \quad (31)$$

معادله تغییر دمای مخزن ذخیره در زمان تخلیه، با ساده سازی معادله انرژی محاسبه می‌شود. این معادله به شکل زیر ارائه شده است [۱۴].

$$\frac{d}{dt}T_R = \frac{-R\dot{m}_{tur} - \dot{Q}_R}{M(a^* + bT_R)} \quad (32)$$

۲-۱-۴- رگلاتور (شیر فشار شکن)

رگلاتور سر راه هوای فشرده قرار دارد که برای تولید الکتریسیته آزاد سازی شده و به سمت منبسط کننده و سپس ژنراتور حرکت خواهد کرد. کار رگلاتور تقلیل فشار هوای خروجی از مخزن و تامین فشاری یکنواخت در ورودی منبسط کننده است. در این تجهیز به علت افت دمای ناگهانی دیگر نمی‌توان هوا را به عنوان گاز ایده آل در نظر گرفت [۱۷]. معادله بقای جرم برای رگلاتور به شکل زیر بیان می‌شود.

$$\dot{m}_g = \dot{m}_9 = \dot{m}_{tur} \quad (33)$$

معادله بقای انرژی برای رگلاتور به دلیل عدم وجود اتلاف حرارتی و عدم انجام کار مکانیکی به شکل زیر ساده می‌شود.

$$\frac{dE}{dt} = \dot{m}_{tur}(h_{in} - h_{out}) \quad (34)$$

به دلیل وجود افت دمای ناشی از افت فشار در این وسیله، آنتالپی ورودی و خروجی از آن با هم برابر نیست. به منظور توصیف وابستگی دما و فشار در رگلاتور معادلات زیر معرفی شده است [۱۷].

$$\frac{\Delta T}{\Delta P} = 2aP + b \quad (35)$$

$$a = \frac{1}{2} \left(\frac{0.0297}{T_{in.reg}} - \frac{1.647}{T_{in.reg}^2} - \frac{19093}{T_{in.reg}^3} + 0.0000157 \right) \quad (36)$$

$$b = \frac{50.1}{T_{in.reg}} + \frac{14830}{T_{in.reg}^2} + \frac{366000}{T_{in.reg}^3} - 0.122 \quad (37)$$

$$T(P) = aP^2 + bP + c \quad (38)$$

$$c = T_{in.reg} - aP_{in.reg}^2 - bP_{in.reg} \quad (39)$$

در معادلات بالا $T_{in.reg}$ و $P_{in.reg}$ دما و فشار ورودی به رگلاتور هستند که در واقع دما و فشار خروجی از مخزن در مرحله تخلیه بوده و در هر گام زمانی محاسبه می‌شوند.

۲-۱-۵- منبسط کننده

آخرین وسیله مورد بررسی در سیکل کاری منبسط کننده است که با انجام کار انبساطی روی هوای متراکم تخلیه شده از مخزن ذخیره موجب افت دمای آن می‌شود. فرضیات لازم جهت حل معادلات حاکم بر منبسط کننده همچون فرضیات انجام شده برای کمپرسور هستند. معادله بقای جرم برای منبسط کننده به شکل زیر بیان می‌شود:

$$\dot{m}_9 = \dot{m}_{10} = \dot{m}_{tur} \quad (40)$$

رابطه محاسبه کار تولیدی منبسط کننده همانند معادله‌ای که برای کمپرسور از بقای انرژی ساده شد، محاسبه می‌شود این معادله به شکل زیر معرفی شده است [۱۴].

$$W_{tur} = \dot{m}_{tur} \int_{t=0}^{\tau} C_{p.a}(T) [T_{tur.in}(t) - T_{tur.out}] dt \quad (41)$$

در معادله بالا \dot{m}_{tur} دبی جرمی منبسط کننده، و τ مدت زمان تخلیه می‌باشد. معادله پلیتروپیک دما-فشار برای منبسط کننده به شکل $\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{\frac{\eta_p(k-1)}{k}}$ بیان می‌شود [۲۲]. بازده پلیتروپیک منبسط کننده (η_p) نیز در ابتدای فرایند انبساط با بازده آیزنتروپیک برابر است. به علت استفاده از رگلاتور و تامین فشار یکنواخت در ورودی منبسط کننده، راندمان پلیتروپیک در طول مرحله تخلیه ثابت می‌ماند. به منظور محاسبه نسبت فشار هر منبسط کننده از مرحله تخلیه در انبساط چند مرحله‌ای از معادله زیر استفاده می‌شود [۱۴].

$$\beta_e(t) = \left[\frac{(1-\delta)P_R(t)}{P_{env}} \right]^{1/N_e} \quad (42)$$

در معادله مذکور β_e نسبت انبساط هر مرحله، N_e تعداد مراحل انبساط و δ افت فشار در مرحله تخلیه است که برابر با ۵ درصد از نسبت انبساط کلی در نظر گرفته شده است.

۲-۲- بررسی سیستم از دیدگاه قانون دوم ترمودینامیک

حداکثر کار مفیدی که می‌تواند طی یک فرایند بازگشت پذیر از حالت اولیه سیستم تا حالت تعادل با محیط حاصل شود، قابلیت کاردهی یا انرژی نامیده می‌شود [۲۹]. معادله انرژی بر پایه قانون اول و دوم ترمودینامیک برای یک حجم کنترل در حالت پایدار به شکل زیر بیان می‌شود [۳۰].

$$\dot{E}x_Q + \sum \dot{E}x_{in} = \sum \dot{E}x_{out} + \dot{E}x_W + \dot{E}x^D \quad (43)$$

در معادله بالا $\dot{E}x_Q$ انرژی حاصل از انرژی حرارتی، $\dot{E}x_{in}$ انرژی حاصل از جریان ورودی به حجم کنترل، $\dot{E}x_{out}$ انرژی حاصل از جریان خروجی از حجم کنترل، $\dot{E}x_W$ انرژی حاصل از کار مصرفی یا تولیدی حجم کنترل و $\dot{E}x^D$ تخریب انرژی در حجم کنترل است. انرژی ورودی و خروجی سیستم توسط معادلات زیر بیان می‌شود [۲۹].

$$\sum \dot{E}x_{out} = \sum_{out} \dot{m}_{out} [(h - h_0) - T_0(s - s_0)] \quad (44)$$

$$\sum \dot{E}x_{in} = \sum_{in} \dot{m}_{in} [(h - h_0) - T_0(s - s_0)] \quad (45)$$

شرایط محیط به عنوان حالت مرده انتخاب می‌گردد که با زیرنویس 0 نشان داده شده است. معادله انرژی مربوط به هر یک از تجهیزات سیکل کاری در جدول (۱) معرفی شده است. در معادلات موجود در این جدول عبارت توان کمپرسور و موتور انبساطی وجود دارد. مقدار متوسط توان این تجهیزات در طول مرحله شارژ و ذخیره برای محاسبه انرژی آنها در نظر گرفته شده است.

۲-۳- راندمان انرژی و انرژی سیستم فشرده و ذخیره سازی هوا

راندمان انرژی برابر با نسبت انرژی گرفته شده از سیکل کاری یعنی کار تولیدی توسط منبسط کننده‌ها به انرژی مصرفی توسط کمپرسورها می‌باشد. راندمان انرژی توسط معادله زیر محاسبه می‌شود [۱۴].

$$\eta_e = \frac{W_{tur}}{W_{comp}} \quad (46)$$

جدول ۱- نرخ تخریب انرژی تجهیزات مختلف سیستم

معادله تخریب انرژی	نام تجهیز
$\dot{E}x_{comp.1}^D = \dot{E}x_1 - \dot{E}x_2 + \dot{W}_{comp.1}$	کمپرسور اول
$\dot{E}x_{comp.2}^D = \dot{E}x_3 - \dot{E}x_4 + \dot{W}_{comp.2}$	کمپرسور دوم
$\dot{E}x_{comp.3}^D = \dot{E}x_5 - \dot{E}x_6 + \dot{W}_{comp.3}$	کمپرسور سوم
$\dot{E}x_{c.1}^D = \dot{E}x_2 + \dot{E}x_{12} - \dot{E}x_3 - \dot{E}x_{13}$	سردکن اول
$\dot{E}x_{c.2}^D = \dot{E}x_4 + \dot{E}x_{18} - \dot{E}x_{19} - \dot{E}x_5$	سردکن دوم
$\dot{E}x_{c.3}^D = \dot{E}x_6 + \dot{E}x_{14} - \dot{E}x_{15} - \dot{E}x_7$	سردکن سوم
$\dot{E}x_{c.4}^D = \dot{E}x_{10} + \dot{E}x_{16} - \dot{E}x_{11} - \dot{E}x_{17}$	مبدل حرارتی
$\dot{E}x_R^D = \dot{E}x_7 - \dot{E}x_8$	مخزن ذخیره
$\dot{E}x_{reg}^D = \dot{E}x_8 - \dot{E}x_9$	رگلاتور
$\dot{E}x_{tur}^D = \dot{E}x_9 - \dot{E}x_{10} - \dot{W}_{tur}$	موتور انبساطی

بازده انرژی یا بازده قانون دوم برابر نسبت انرژی بازیافت شده به انرژی داده شده به سیستم است [۳۱]. در سیستم مورد بررسی که یک CAES با تولید دوگانه است، کار تولیدی توسط منبسط کننده و انرژی حاصل از انرژی جذب شده از هوای منبسط شده پس از منبسط کننده توسط مبدل حرارتی انتهایی سیکل، برابر انرژی بازیافت شده و کار کمپرسور برابر انرژی ورودی به سیکل است. بنابراین راندمان انرژی به شکل زیر تعریف می شود [۱۴].

$$\eta_{ex} = \frac{W_{tur} + Ex_{c.tur}}{W_{comp}} \quad (47)$$

که در آن W_{tur} انرژی تولیدی توربین، W_{comp} انرژی مصرفی کمپرسور و $Ex_{c.tur}$ انرژی مربوط به انرژی سرمایه‌ی حاصل از مبدل بعد از توربین است که توسط معادله زیر محاسبه می شود [۱۴].

$$Ex_{c.tur} = \sum_{j=1}^{N_{tur.c}} C_j \left(\frac{T_{env} - T_{c.out.w_j}}{T_{c.out.w_j}} \right) \quad (48)$$

در معادله بالا $N_{tur.c}$ تعداد مبدل های حرارتی موجود در فاز تخلیه را نشان می دهد. C_j میزان انرژی سرمایه‌ی برداشتی از مبدل حرارتی است که توسط معادله (۲۰) محاسبه می شود. T_{env} دمای محیط و $T_{c.out.w_j}$ دمای آب خروجی از مبدل های حرارتی مرحله تخلیه بر حسب درجه کلوین هستند.

۲-۴- تحلیل اقتصادی و زمان بازگشت سرمایه

برای تحلیل اقتصادی، در قدم اول هزینه اولیه سیستم و سپس دوره بازگشت سرمایه محاسبه می شود. برای محاسبه میزان سرمایه گذاری اولیه سیستم پیشنهادی لازم است، هزینه کل تجهیزات موجود در سیکل کاری

محاسبه شود. معادلات محاسبه هزینه اولیه تجهیزات سیکل کاری بر حسب دلار در جدول (۲) نشان داده شده است.

همانطور که در جدول (۲) مشخص است، فرمول محاسبه هزینه خرید هر یک از تجهیزات در یک سال مبنا داده شده است. برای بروز رسانی قیمت‌ها بر مبنای سال جاری می‌توان از ضریب CEPCI^۱ برای نزدیک ترین سال موجود استفاده نمود. قیمت خرید هر یک از تجهیزات با فرمول زیر بروز می‌شود:

$$Z_{capital.Updated} = Z_{capital} \frac{CEPCI_{2019}}{CEPCI_{Ref.Year}} \quad (49)$$

بروز ترین شاخص ضریب CEPCI برای سال ۲۰۱۹ در منابع یافت شد که مقدار آن برابر با ۶۰۷/۵ می‌باشد. پس از بروز کردن قیمت خرید هر یک از تجهیزات، قیمت سرمایه‌گذاری اولیه سیستم از حاصلجمع قیمت خرید کلیه تجهیزات بدست خواهد آمد.

$$Z_{total.capital} = \sum Z_{capital.Updated} \quad (50)$$

هزینه کل سیستم برابر است با هزینه بروز شده خرید تجهیزات بعلاوه هزینه لازم برای تعمیر و نگهداری که با اندیس O&M نمایش داده می‌شود و با فرمول زیر بیان می‌شود:

$$Z_{total} = Z_{total.capital} + Z_{O\&M} \quad (51)$$

جدول ۲- معادلات مربوط به محاسبه هزینه اولیه تجهیزات بر حسب دلار [۱۳،۳۲]

نام تجهیز	معادله مربوطه	سال رفرنس معادله	شاخص ایندکس CEPCI
مبدل حرارتی	$Z_c = 12000 \left(\frac{A}{100}\right)^{0.6}$	۲۰۰۰	۳۹۴/۱
مخزن ذخیره	$Z_R = 1.218 \exp[2.631 + 1.3673(\ln V_R) - 0.06309(\ln V_R)^2]$	۲۰۰۹	۵۲۱/۹
کمپرسور	$Z_{com} = 1.051 \frac{39.5 \dot{m}_{comp}}{0.9 - \eta_{comp}} C_r \ln(C_r)$	۱۹۹۴	۳۶۸/۱
منبسط کننده	$Z_{tur} = 1.051 \frac{266.3 \dot{m}_{tur}}{0.92 - \eta_{tur}} \ln(E_r) \times (1 + \exp(0.036 T_{in} - 54.4))$	۱۹۹۴	۳۶۸/۱
رگلاتور	$Z_{reg} = 114.5 \dot{m}_{tur}$	۲۰۰۰	۳۹۴/۱

^۱ Chemical Engineering Plant Cost Index (CEPCI)

به منظور برآورد هزینه تعمیر و نگهداری سیستم از هزینه تعمیر و نگهداری مخزن و مبدل‌ها صرف نظر شده و هزینه تعمیر و نگهداری کمپرسور و توربین ۸ دلار بر کیلووات در هر سال در نظر گرفته شده است [۳۳]. سیستم پیشنهادی دارای دو مشخصه ارزشمند برای درآمدزایی می‌باشد. اولین مشخصه صرفه جویی اقتصادی حاصل از استفاده مازاد انرژی در زمان کم‌باری و عدم مصرف انرژی در زمان پیک بار است. دومین مشخصه تولید انرژی سرمایشی در زمان اوج مصرف است. به منظور محاسبه دوره بازگشت سرمایه ابتدا هزینه اولیه محاسبه می‌شود و با در نظر گرفتن میزان درآمد سالیانه، مدت زمان برگشت سرمایه از طریق معادله زیر قابل محاسبه است [۳۴].

$$(52) \quad \text{هزینه سرمایه گذاری اولیه} = \frac{\text{دوره بازگشت سرمایه (سال)}}{\text{درآمد خالص سالیانه}}$$

از آن جایی که دوره بازگشت سرمایه، نرخ تورم و بعضی مشخصه‌های مهم اقتصادی را شامل نمی‌شود، ارزش خالص فعلی به عنوان دیدگاه بهتری برای ارزیابی‌های اقتصادی بکار گرفته می‌شود. ارزش خالص فعلی به صورت زیر قابل محاسبه است [۳۴].

$$(53) \quad NPV = \sum_{t=1}^N \frac{R_t}{(1+i)^t} - (CI - CI_{ref})$$

که در آن t دوره زمانی کاری سیستم، i نرخ تورم سالانه در طول دوره زمانی پروژه و R_t نرخ درآمد خالص در طول یک سال است. اختلاف $(CI - CI_{ref})$ بیانگر مقدار نقدی دریافتی ناشی از سود سیستم می‌باشد. در پژوهش حاضر ارزش خالص فعلی سیستم برای نرخ تورم قابل پیشبینی بالا (۱۵ درصد) و پایین (۵ درصد) محاسبه می‌شود. هزینه برق مصرفی در ساعات اوج بار ۱۰ برابر هزینه برق مصرفی در ساعات کم‌باری در نظر گرفته شده است. هزینه صرفه‌جویی شده از تولید انرژی سرمایشی در زمان اوج مصرف ۱/۶۷ هزینه برق مصرفی در زمان پیک بار در نظر گرفته شده است. به بیان دیگر فرض شده سیستمی با راندمان ۶۰ درصدی با استفاده از برق در ساعات اوج مصرف انرژی سرمایشی مورد نیاز را تولید کند، بنابراین با استفاده از انرژی سرمایشی سیکل پیشنهادی هزینه تولید انرژی توسط سیستم مذکور صرفه‌جویی می‌شود. معادله (۵۳) را می‌توان برای محاسبه نرخ IRR^1 به صورت زیر بسط داد:

$$(54) \quad NPV = \sum_{t=1}^N \left(\frac{R_t}{(1+IRR)^t} \right) - (CI - CI_{ref}) = 0$$

در این روش مقدار NPV را می‌توان صفر قرار داد تا مقدار نرخ تورم بر اساس فرمول محاسبه شود و از قرار دادن نرخ تورم دلخواه جلوگیری شود.

¹ Internal Rate of Return

۳- نتایج

به منظور بررسی تاثیر تغییر شرایط عملیاتی بر عملکرد سیکل، سیستم پایه به گونه‌ای طراحی شده است که مدت زمان کاری هر مرحله مطابق با ساعات مختلف محاسبه هزینه برق مصرفی شود. بنابراین مرحله شارژ سیستم در مدت هشت ساعت، مرحله ذخیره در مدت زمان دوازده ساعت و مرحله تخلیه در مدت زمان چهار ساعت انجام می‌شوند. سیستم مورد مطالعه در مرحله تخلیه خود توان خروجی ۹۰۰ کیلووات را طی مدت چهار ساعت تولید می‌کند. شرایط سیستم پایه در جدول (۳) نشان داده شده است.

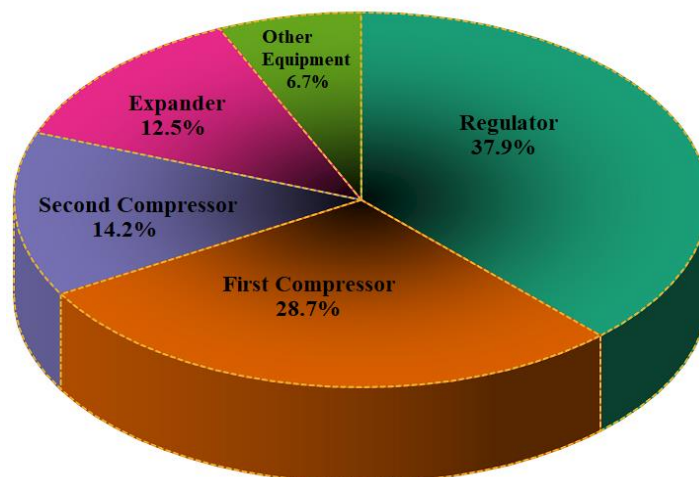
۳-۱- نتایج حاصل از تحلیل انرژی و انرژی سیستم

در این بخش نتایج حاصل از تحلیل انرژی و انرژی سیستم ذخیره هوای فشرده پیشنهاد شده ارائه می‌گردد. در ابتدا نرخ تخریب انرژی تجهیزات مختلف تشکیل دهنده سیستم بر حسب درصد از مقدار کل نمایش داده می‌شود.

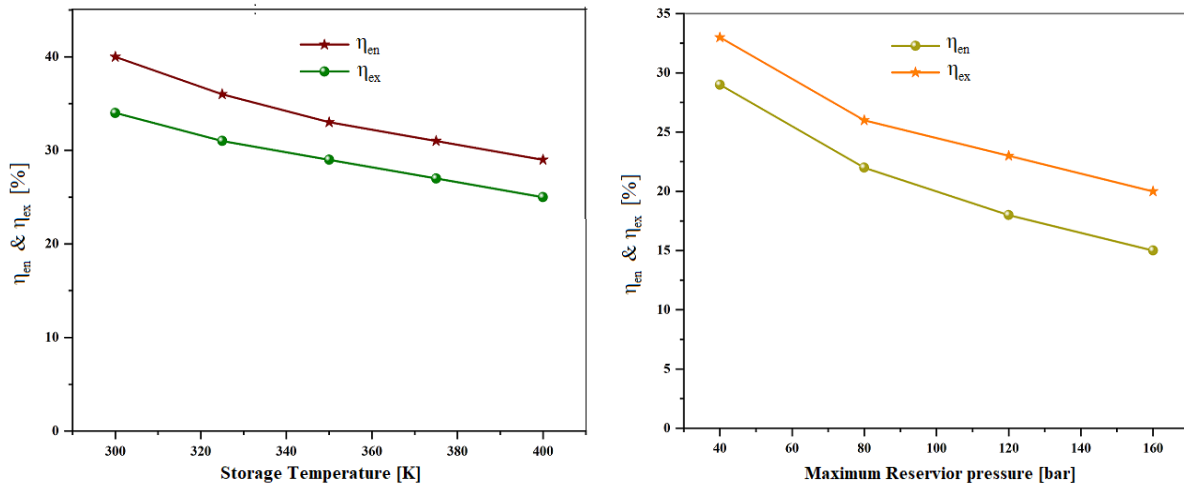
جدول ۳- شرایط عملیاتی سیستم پایه

مقدار	شرایط سیستم
$3.7 \frac{kg}{s}$	دبی کمپرسورها
0.9~0.85	راندمان پلیتروپیک کمپرسورها
2	تعداد مراحل تراکم
1~6.35bar	فشار خروجی از کمپرسور اول
1.2~40bar	فشار خروجی از کمپرسور دوم
350K	دمای خروجی هوا از سردکن‌ها
$78m^3$	حجم مخزن ذخیره
40bar	فشار بیشینه مخزن
10bar	فشار خروجی رگلاتور
$7.4 \frac{kg}{s}$	دبی منبسط‌کننده
0.9	راندمان پلیتروپیک منبسط‌کننده
1	تعداد مراحل انبساط
1bar	فشار خروجی از منبسط‌کننده
200K	دمای خروجی از منبسط‌کننده
300K	دمای خروجی هوا از مبدل حرارتی بعد از منبسط‌کننده
29%	راندمان انرژی
33.18%	راندمان انرژی
$3.7 \frac{kg}{s}$	دبی آب ورودی به سردکن‌ها
$7.4 \frac{kg}{s}$	دبی آب ورودی به مبدل حرارتی بعد از منبسط‌کننده
300	دمای آب ورودی به کلیه مبدل‌های سیکل کاری

سپس تغییرات در راندمان انرژی و انرژی سیستم با تغییر در برخی پارامترها از جمله فشار بیشینه مخزن، دمای ذخیره در مخزن، تعداد مراحل تراکم و انبساط و همینطور تغییر در فشار خروجی رگلاتور ارایه شده است. در نهایت کار خروجی از منبسط کننده در دو حالت با و بدون رگلاتور گزارش شده است. در شکل (۳) سهم تخریب انرژی هر تجهیز از تخریب انرژی کل سیستم به نمایش گذاشته شده است. بیشترین تخریب انرژی در رگلاتور سیکل کاری رخ می‌دهد. این شرایط در حالتی است که فشار بیشینه مخزن ۴۰ بار است و افت فشار در رگلاتور زیاد نیست. برای فشارهای بیشینه بالاتر مخزن ذخیره افت فشار بیشتری در رگلاتور رخ می‌دهد و میزان تخریب انرژی رگلاتور به شدت افزایش می‌یابد. پارامترهای عملیاتی که در ادامه تاثیر تغییر هر کدام روی عملکرد سیستم بررسی شده است، شامل فشار بیشینه مخزن ذخیره، دمای ذخیره، فشار رگلاتور، تعداد مراحل تراکم و تعداد مراحل انبساط می‌باشد. در شکل (۴) وابستگی راندمان انرژی و انرژی سیستم به فشار بیشینه مخزن و دمای ذخیره نمایش داده شده است. مطابق شکل، با افزایش فشار بیشینه مخزن راندمان انرژی و انرژی کم می‌شود. چراکه فشار رگلاتور روی ۱۰ بار ثابت شده و عملاً کار منبسط کننده در قبال تغییر در فشار مخزن ثابت می‌ماند. از طرفی به علت افزایش فشار مخزن، کار کمپرسور افزایش یافته و این امر باعث کاهش راندمان انرژی و انرژی می‌شود. مطابق نمودار، با افزایش دمای ذخیره، جرم هوای ورودی به مخزن در زمان شارژ کم می‌شود و مقداری از کار مصرفی کمپرسور کاسته می‌شود. اما در مرحله ایستا، مخزن با محیط در تبادل حرارت قرار گرفته و به دلیل افت دما، افت فشار در مخزن ایجاد می‌شود. بنابراین جرم و فشار هوای خروجی از مخزن در مرحله تخلیه کاهش می‌یابد که منجر به کاهش در کار تولیدی منبسط کننده می‌شود. مشخص شد کار تولیدی منبسط کننده و کار مصرفی کمپرسور هر دو با افزایش دمای ذخیره کم می‌شوند، اما کاهش در میزان کار کمپرسور فقط به دلیل کاهش در جرم هوای ورودی به مخزن ذخیره است و کاهش در کار منبسط کننده به دلیل کاهش جرم هوای موجود در مخزن و افت فشار حاصل از اتلاف حرارتی مخزن در مرحله ذخیره است. بنابراین با افزایش دمای ذخیره کاهش کار تولیدی منبسط کننده بیشتر از کاهش کار مصرفی کمپرسور است، به همین دلیل راندمان انرژی و انرژی با افزایش دمای ذخیره کم می‌شود.



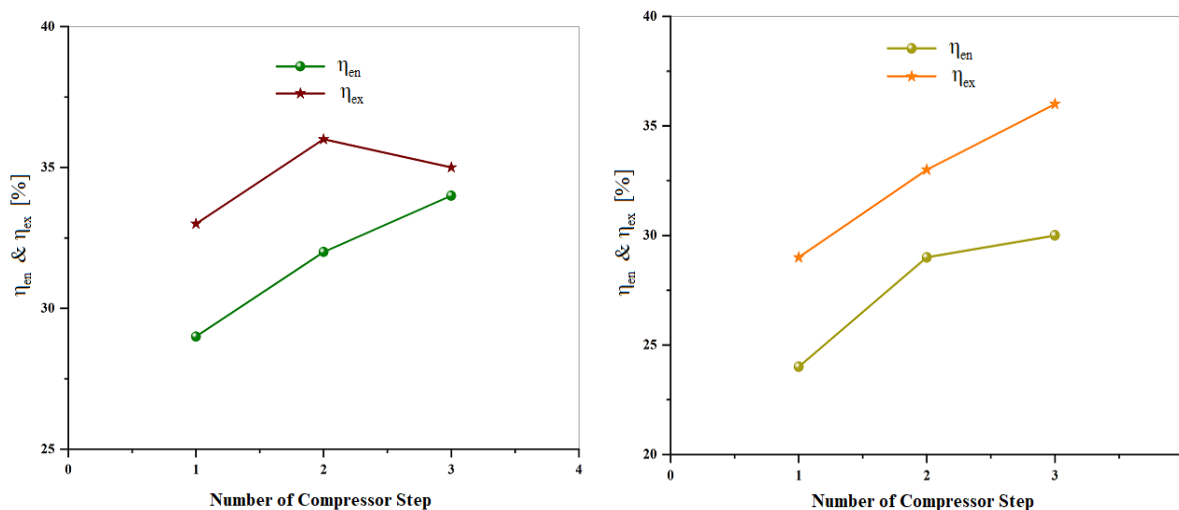
شکل ۳- نرخ تخریب انرژی برای هر تجهیز بر اساس درصد کل



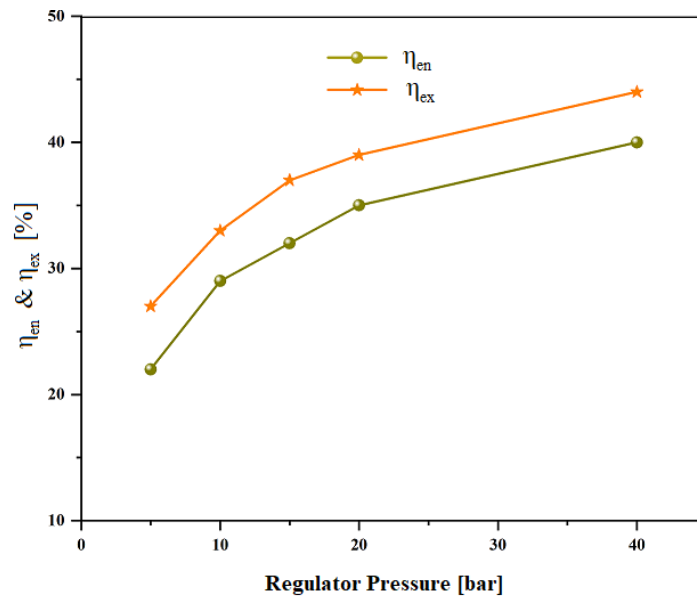
شکل ۴ - تغییر راندمان انرژی و انرژی به ازای تغییر در فشار بیشینه مخزن و دمای ذخیره

شکل (۵) تغییر راندمان انرژی و انرژی سیستم را براساس تغییر در تعداد مراحل تراکم و انبساط نشان می‌دهد. به دلیل اینکه با افزایش تعداد مراحل تراکم کار مصرفی کمپرسورها کاهش می‌یابد، راندمان انرژی و انرژی با افزایش تعداد مراحل تراکم، زیاد می‌شود. با رسیدن به تراکم دو مرحله‌ای راندمان انرژی ۵ درصد افزایش دارد و با رسیدن به تراکم سه مرحله‌ای راندمان انرژی یک درصد دیگر نیز زیاد می‌شود. البته راندمان انرژی به ازای افزایش در تعداد مراحل تراکم افزایش بیشتری دارد.

مطابق نمودار، با افزایش تعداد مراحل انبساط به دو مرحله، راندمان انرژی و انرژی ۳ درصد افزایش می‌یابد. با رسیدن به انبساط سه مرحله‌ای راندمان انرژی ۲ درصد افزایش یافته اما راندمان انرژی کاهشی یک درصدی دارد. در شکل (۶) تاثیر فشار خروجی رگلاتور روی راندمان انرژی و انرژی سیستم به نمایش گذاشته شده است. به طور کلی با افزودن رگلاتور به سیکل کاری راندمان آن کاهش می‌یابد و دلیل آن کاهش کار تولیدی منبسط کننده است. اما به دلیل شرایط عملیاتی منبسط کننده لازم است فشار ورودی آن تا حدی تقلیل یابد و در طول زمان کاری مقدار ثابتی داشته باشد.



شکل ۵ - تغییر در راندمان انرژی و انرژی سیستم به ازای تغییر در تعداد مراحل تراکم و انبساط



شکل ۶- تغییر راندمان انرژی و انرژی با تغییر در فشار خروجی رگلاتور

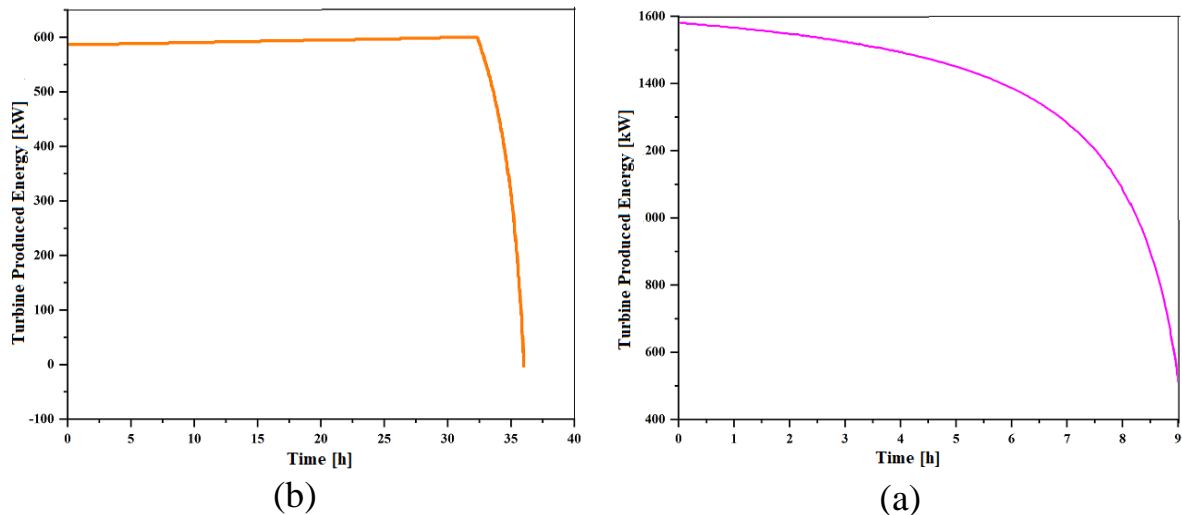
در بررسی دیگری تاثیر استفاده و عدم استفاده از رگلاتور روی توان خروجی منبسط کننده در مرحله تخلیه بررسی شده است. نتایج حاصل از این بررسی در شکل (۷) نشان داده شده است. کار تولیدی منبسط کننده به مرور زمان به دلیل افت فشار ورودی به آن و کاهش راندمان پلیتروپیک کم می شود. استفاده از رگلاتور در مرحله تخلیه تامین بار یکنواخت را به دنبال دارد. حضور رگلاتور میزان کار تولیدی منبسط کننده را کاهش داده ولی عدم افت فشار ورودی به منبسط کننده، عدم افت راندمان پلیتروپیک و یکنواختی تولید انرژی مزایایی هستند که حضور رگلاتور در سیکل کاری در پی دارد. عدم استفاده از رگلاتور موجب کاهش راندمان پلیتروپیک و افت دمای بسیار شدید در منبسط کننده می شود که موجب کاهش طول عمر کاری آن خواهد شد.

۳-۲- نتایج حاصل از تحلیل اقتصادی سیستم

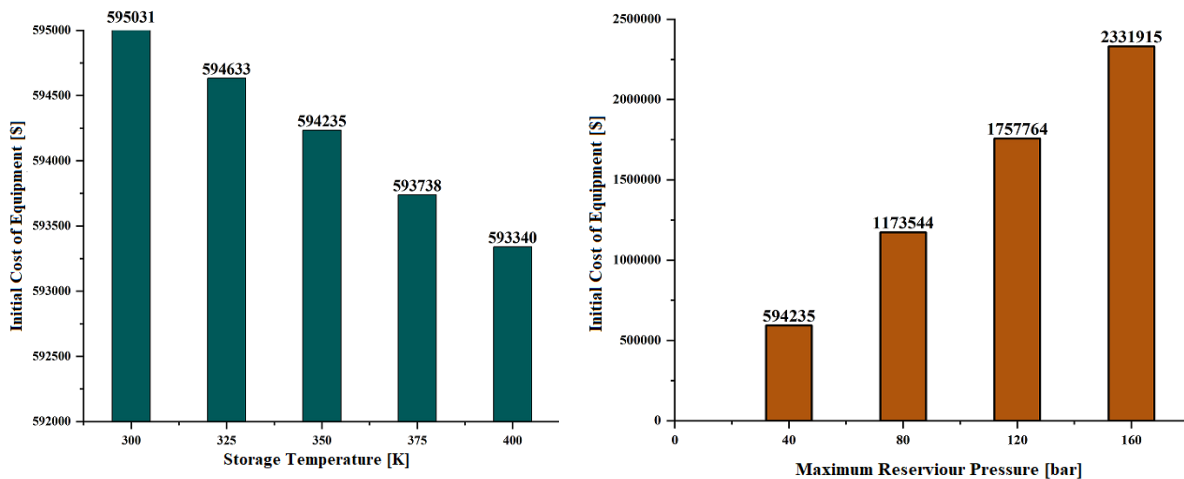
در شکل (۸) هزینه اولیه سیستم برای فشارهای بیشینه مختلف مخزن ذخیره و دماهای ذخیره متفاوت به نمایش گذاشته شده است. مطابق شکل، با افزایش فشار مخزن هزینه تجهیزات نیز به علت افزایش نسبت تراکم کمپرسورها و افزایش هزینه ناشی از آن، زیاد می شود. مطابق نمودار، با کاهش دمای ذخیره هزینه مربوط به سردکن های مرحله شارژ افزایش دارد. بنابراین با کاهش دمای ذخیره، هزینه اولیه تجهیزات زیاد می شود. به طور کلی با کاهش دمای ذخیره از ۴۰۰ کلوین به ۳۰۰ کلوین میزان افزایش هزینه ۰/۲ درصد است. از طرفی در شکل (۴) نشان داده شد، با افزایش فشار بیشینه مخزن ذخیره راندمان انرژی و انرژی سیکل کاری کاهش می یابد و با کاهش دمای ذخیره و رسیدن به دمای محیط، راندمان انرژی و انرژی به شدت زیاد می شود. بنابراین به طور کلی افزایش فشار بیشینه مخزن ذخیره تاثیر منفی روی عملکرد سیکل دارد. از افزایش هزینه ناشی از کاهش دمای ذخیره تا دمای محیط نسبت به افزایش راندمان انرژی و انرژی حاصل از این عمل، صرف نظر می شود و به طور کلی کاهش دمای ذخیره تاثیر مثبتی روی عملکرد سیکل کاری دارد. در شکل (۹) تغییر هزینه اولیه سیستم برای تعداد مراحل تراکم و انبساط متفاوت به نمایش گذاشته شده است. مطابق شکل افزایش مراحل تراکم تا سه مرحله موجب کاهش هزینه اولیه می شود و با افزایش تعداد مراحل انبساط هزینه

سیستم به شدت افزایش می‌یابد. در شکل (۵) نشان داده شد با افزایش تعداد مراحل تراکم و انبساط راندمان انرژی و انرژی زیاد می‌شود. بنابراین افزایش تعداد مراحل تراکم تا سه مرحله، تاثیر مثبت روی عملکرد سیکل کاری دارد و به منظور بررسی تاثیر افزایش تعداد مراحل انبساط روی عملکرد سیکل از مفهوم دوره بازگشت سرمایه استفاده می‌شود.

در شکل (۹) تغییرات هزینه اولیه سیستم برای فشارهای خروجی مختلف رگلاتور به نمایش گذاشته شده است. هزینه اولیه مربوط به خود رگلاتور رقم قابل توجهی نیست اما هزینه اولیه مربوط به منبسط کننده به شدت به فشار خروجی رگلاتور وابسته است. از طرفی در شکل (۶) نشان داده شد که با افزایش فشار خروجی رگلاتور راندمان سیکل زیاد می‌شود. بنابراین تاثیر تغییر فشار خروجی رگلاتور روی عملکرد سیکل کاری با توجه به مفهوم دوره بازگشت سرمایه بررسی می‌شود. به منظور محاسبه دوره بازگشت سرمایه، یک واحد CAES با سه مرحله تراکم و یک مرحله انبساط در نظر گرفته شده، فشار بیشینه مخزن ۴۰ بار و دمای ذخیره ۳۰۰ کلوین است. در ابتدا متوسط هزینه برق مصرفی ۱۰ سنت به ازای هر کیلووات ساعت در نظر گرفته شده است.



شکل ۷- کار خروجی از منبسط کننده در حالت بدون رگلاتور (a) و همراه با رگلاتور (b)



شکل ۸- هزینه اولیه تجهیزات به ازای تغییر در فشار بیشینه مخزن و دمای ذخیره

شکل (۱۱) تغییر دوره بازگشت سرمایه سیستم را در طراحی‌های مختلف مرحله تخلیه نمایش داده‌است. مطابق نمودار، افزایش فشار رگلاتور منجر به کاهش دوره بازگشت سرمایه می‌شود. میزان کاهش دوره بازگشت سرمایه در حالت بدون رگلاتور در مقایسه با حالت همراه با رگلاتور ۱۰ باری، ۲۱ درصد است.

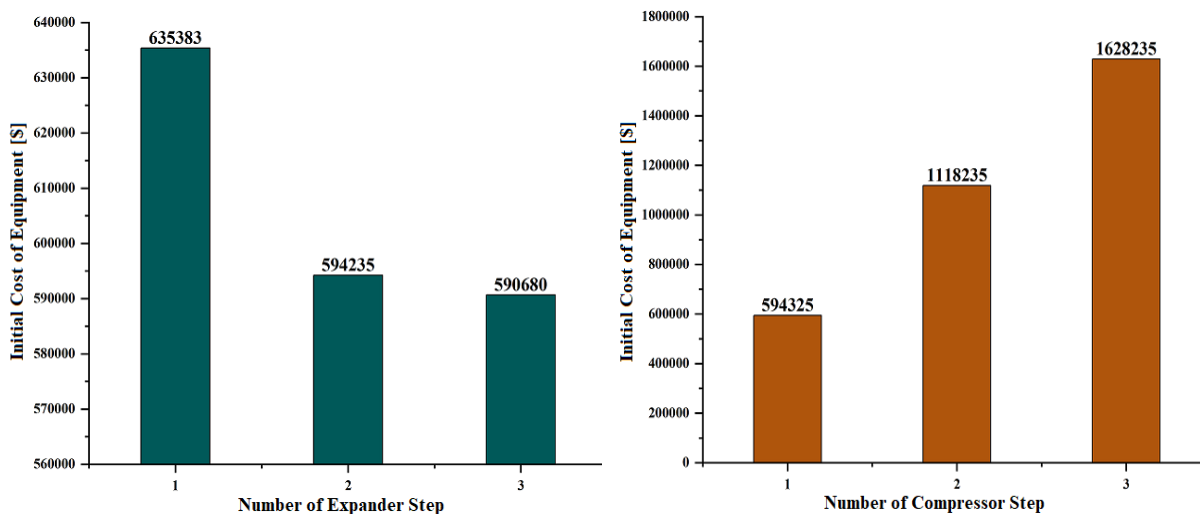
مطابق شکل (۱۱) قسمت (a)، با افزایش تعداد مراحل انبساط دوره بازگشت سرمایه به شدت افزایش می‌یابد. بنابراین افزایش مراحل انبساط تاثیر منفی بر عملکرد سیکل کاری دارد.

در شکل (۱۲) تغییرات دوره بازگشت سرمایه نسبت به تغییر در نحوه محاسبه هزینه برق مصرفی نشان داده شده‌است. زمانی که میانگین قیمت برق مصرفی ۵ سنت باشد، نرخ بازگشت سرمایه عددی نزدیک به ۳۷ سال است، که توجیه اقتصادی ندارد. با افزایش قیمت برق مصرفی دوره بازگشت سرمایه به شدت کاهش می‌یابد. زمانی که میانگین قیمت هر کیلووات‌ساعت برق مصرفی به ۱۰ سنت برسد، دوره بازگشت سرمایه ۱۴ ساله محقق می‌شود.

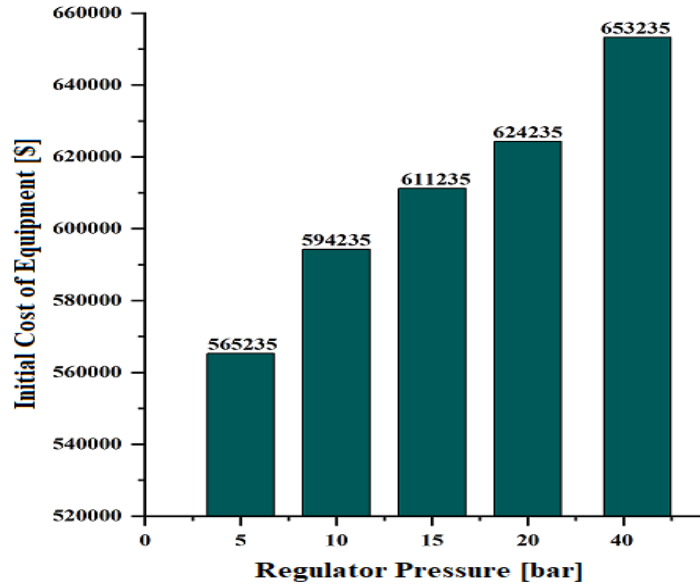
مطابق نمودار، با کاهش نسبت قیمت برق مصرفی در ساعات اوج بار به کمباری از حالت اولیه که برابر با ۱۰ در نظر گرفته شده‌است، دوره بازگشت سرمایه به شدت افزایش یافته است.

به‌منظور محاسبه ارزش خالص فعلی، هزینه میانگین برق مصرفی ۱۵ سنت و نسبت هزینه برق مصرفی در زمان اوج بار به کمباری برابر ۱۰ در نظر گرفته شده‌است. در شکل (۱۳) ارزش خالص فعلی طرح پیشنهادی برای نرخ تورم قابل پیش‌بینی بالا (۱۵ درصد) و پایین (۵ درصد) به نمایش گذاشته شده‌است. نشان داده شده‌است در حالتی که نرخ تورم بالا است به دلیل هزینه اولیه بالا، سیستم پیشنهادی حتی بعد از گذشت ۲۰ سال به سوددهی نمی‌رسد. دوره بازگشت سرمایه این طرح ۸ سال است، اما در حالت نرخ تورم پایین، سیکل پیشنهادی برای اولین بار در سال یازدهم به سوددهی می‌رسد.

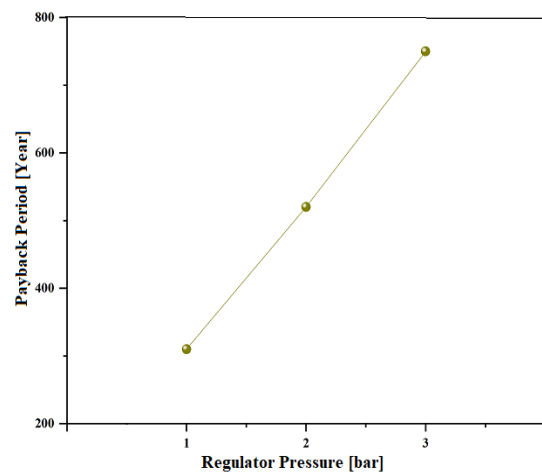
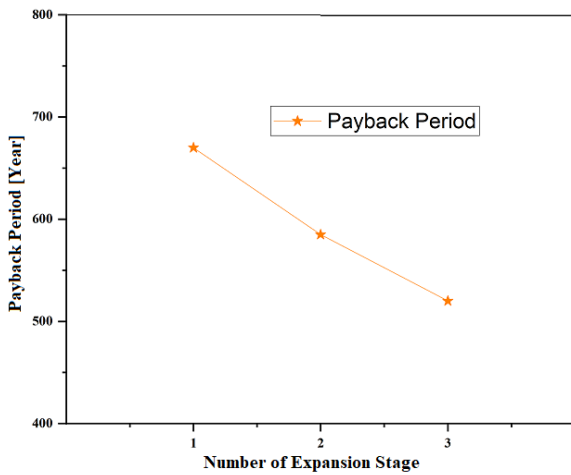
با توجه به نمودار رسم شده، در طول مدت ۲۰ سال کاری سود حاصل از طرح پیشنهادی به ۳/۶ میلیون دلار می‌رسد. هم‌منظور با صفر قرار دادن مقدار NPV می‌توان مقدار IRR را محاسبه نمود که برابر با ۹/۹ درصد می‌باشد.



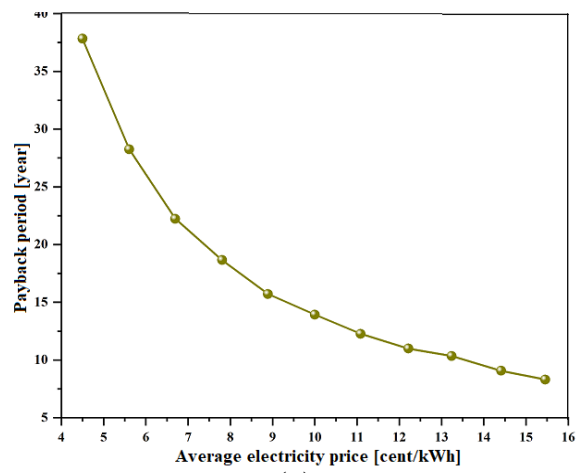
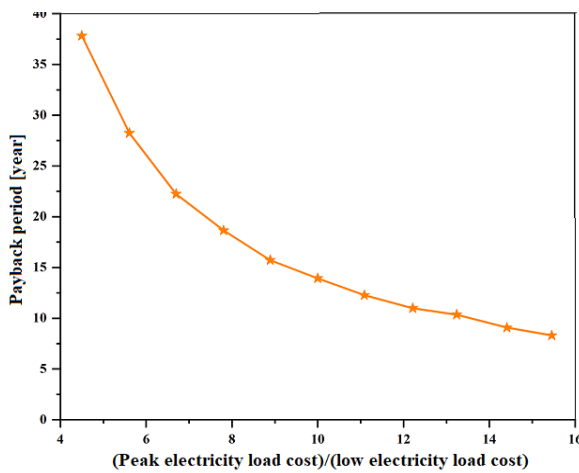
شکل ۹- هزینه اولیه سیستم در مراحل تراکم و انبساط متفاوت



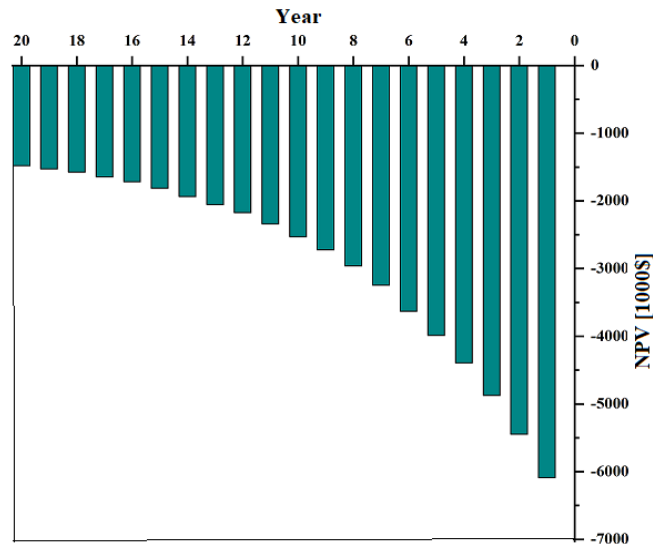
شکل ۱۰- هزینه اولیه سیستم به ازای تغییر در فشار خروجی رگلاتور



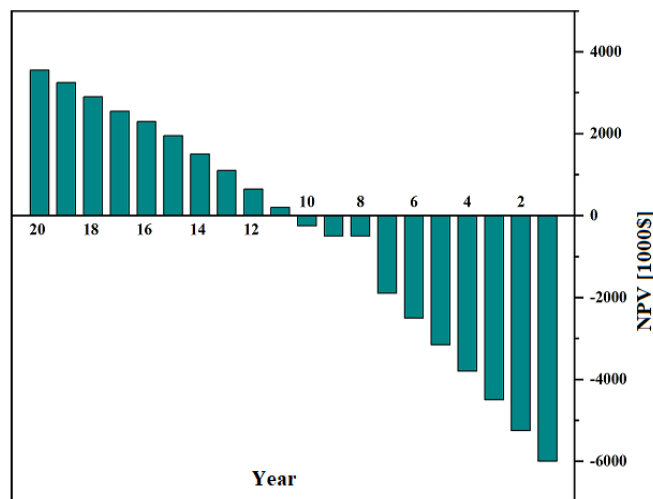
شکل ۱۱- تغییر دوره بازگشت سرمایه سیستم برای تعداد مراحل انبساط مختلف (a) و فشارهای مختلف خروجی رگلاتور (b)



شکل ۱۲- تاثیر تغییر متوسط هزینه برق مصرفی (a) و تغییر در نسبت هزینه برق اوج بار به کمباری (b) بر دوره بازگشت سرمایه سیستم



(a)



(b)

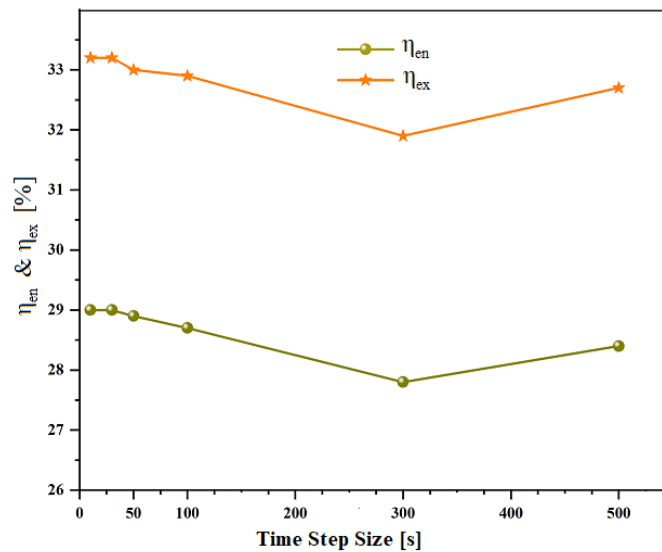
شکل ۱۳- ارزش خالص فعلی سیستم برای نرخ تورم بالا (a) و نرخ تورم پایین (b)

۳-۳- استقلال از شبکه و اعتبارسنجی

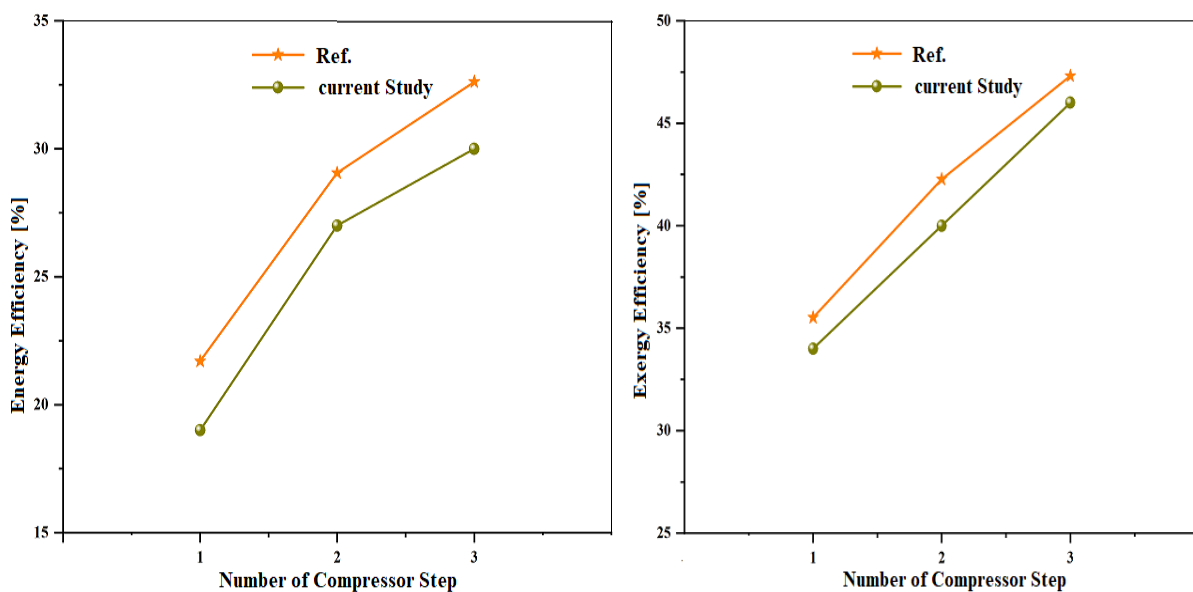
مشخص شد، استفاده از سیستم پیشنهادی در مناطقی گرمسیر که هزینه برق مصرفی بالا و نرخ تورم پایین دارند، امکان پذیر است. در

شکل (۱۴) میزان راندمان انرژی و انرژی سیستم حالت پایه در گام‌های زمانی متفاوت نشان داده شده است. در این شکل گام زمانی از ۵۰۰ ثانیه تا ۱۰ ثانیه تغییر می‌کند. با کاهش گام زمانی از ۳۰ ثانیه به ۱۰ ثانیه تغییری در میزان راندمان انرژی و انرژی ایجاد نمی‌شود. بنابراین گام زمانی ۳۰ ثانیه برای این مسئله انتخاب شده است. فسی و همکاران [۱۴] در مطالعه خود روی یک سیستم CAES با تولید سه گانه یعنی T-CAES بررسی‌هایی انجام داده‌اند. تغییرات لازم روی طرح پژوهش حاضر انجام شد تا شبیه طرح مرجع مربوطه شود. در شکل (۱۵) راندمان انرژی و انرژی طرح پژوهش حاضر و طرح موجود در [۱۴] به‌ازای افزایش مراحل تراکم

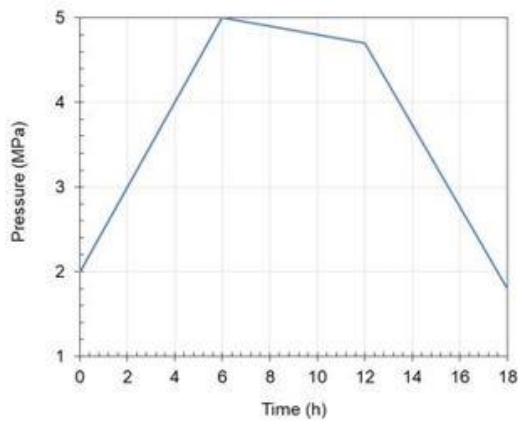
به نمایش گذاشته شده است. روند افزایش راندمان انرژی و انرژی سیستم در طرح پژوهش حاضر و مرجع مربوطه مشابه هم هستند. میزان اختلاف میانگین در راندمان انرژی ۲/۴۶٪ و برای راندمان انرژی ۱/۱۷٪ است. در ادامه نمودار تغییرات فشار مخزن برای مطالعه حاضر و [۱۴] در شکل (۹) به نمایش گذاشته شده است. تغییرات فشار مخزن در هر دو نمودار مشابه هم هستند. برای مرحله شارژ، افزایش فشار خطی از فشار ۲ مگاپاسکال تا ۵ مگاپاسکال طی مدت زمان ۶ ساعت مشاهده می شود. در زمان ذخیره نیز کاهش فشار خطی مشابهی برای هر دو طرح دیده می شود. شرایط تخلیه نیز در دو طرح کاملاً مشابه است و فشار نهایی سیستم در هر دو نمودار به کمتر از ۲ مگاپاسکال می رسد.



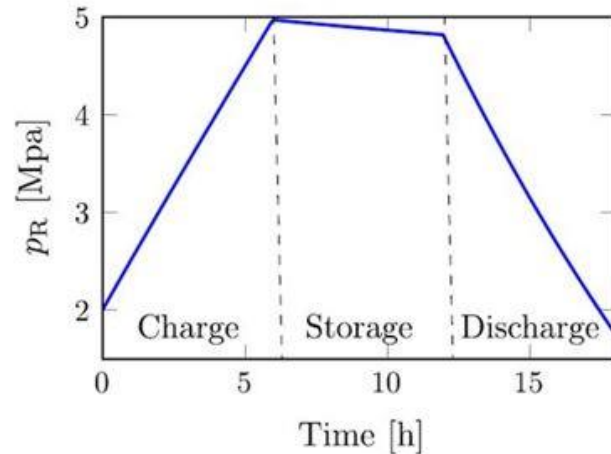
شکل ۱۴- بررسی استقلال از شبکه



شکل ۱۵- مقایسه راندمان انرژی و انرژی سیستم موجود در مطالعه حاضر و مرجع مربوطه [۹]



(ب)



(الف)

شکل ۱۶- فشار مخزن برای مرجع (a) و طرح مطالعه حاضر (b) در مراحل مختلف [۹]

۴- نتیجه گیری

در این پژوهش یک واحد CAES فوق سرد مورد مطالعه قرار گرفته است. هدف از بکارگیری آن تولید برق و انرژی سرمایشی در زمان اوج مصرف الکتریسیته بوده است. نتایج زیر از این مطالعه حاصل شده اند:

(۱) مهمترین محدودیت عملیاتی سیستم‌های ذخیره انرژی هوای فشرده، فضای مورد نیاز مخزن ذخیره است. مشخص شد، هرچه فشار بیشینه مخزن ذخیره کمتر و در نتیجه حجم آن بیشتر باشد، راندمان انرژی و انرژی افزایش می‌یابد. ضمناً هزینه اولیه مربوط به تجهیزات نیز با کاهش فشار بیشینه مخزن، کم می‌شود.

(۲) در حالتی که دمای ذخیره مخزن برابر با دمای محیط باشد راندمان انرژی و انرژی طرح حاضر بیشترین مقدار خود را دارند و هزینه اولیه مربوط به تجهیزات نیز با تغییر در دمای ذخیره مخزن تغییر قابل توجهی ندارد.

(۳) با افزایش فشار خروجی از رگلاتور، راندمان انرژی و انرژی سیکل کاری زیاد می‌شود و با استفاده از رگلاتور ۱۰ باری دوره بازگشت سرمایه نسبت به حالت بدون رگلاتور ۲۱ درصد افزایش می‌یابد اما به دلیل محدودیت‌های عملیاتی از قبیل افت راندمان منبسط‌کننده، تخریب پرها، کاهش طول عمر کاری منبسط‌کننده و عدم یکنواختی تامین بار، وجود رگلاتور الزامی است.

(۴) با افزایش تعداد مراحل تراکم و انبساط راندمان انرژی و انرژی بهبود می‌یابد و دوره بازگشت سرمایه با افزایش تعداد مراحل تراکم کاهش می‌یابد اما با افزایش تعداد مراحل انبساط دوره بازگشت سرمایه زیاد می‌شود. بنابراین سیستم پیشنهادی دارای سه مرحله تراکم و یک مرحله انبساط است.

مراجع

[1] H. Chen, T. N. Cong, W. Yang, C. Tan, Y. Li, and Y. Ding, "Progress in Electrical Energy Storage System: A Critical Review," *Progress in Natural Science*, Vol. 19, No. 3, pp. 291-312, 2009, doi: <https://doi.org/10.1016/j.pnsc.2008.07.014>.

- [2] Y. Li, X. Wang, D. Li, and Y. Ding, "A Trigeneration System based on Compressed Air and Thermal Energy Storage," *Applied Energy*, Vol. 99, pp. 316-323, 2012, doi: <https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2012.04.048>.
- [3] D. Zafirakis and J. Kaldellis, "Autonomous Dual-mode CAES Systems for Maximum Wind Energy Contribution in Remote Island Networks," *Energy Conversion and Management*, Vol. 51, No. 11, pp. 2150-2161, 2010, doi: <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2010.03.008>.
- [4] F. R. Kalhammer and T. R. Schneider, "Energy Storage," *Annual Review of Energy*, Vol. 1, No. 1, pp. 311-343, 1976.
- [5] M. Budt, D. Wolf, R. Span, and J. Yan, "A Review on Compressed Air Energy Storage: Basic Principles, Past Milestones and Recent Developments," *Applied Energy*, Vol. 170, pp. 250-268, 2016, doi: <https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2016.02.108>.
- [6] X. Luo and J. Wang, "Overview of Current Development on Compressed Air Energy Storage," School of Engineering, University of Warwick, 2013, doi: <https://doi.org/10.1016/j.egypro.2014.12.423>.
- [7] S. B. Mousavi, P. Ahmadi, A. Pourahmadiyan, and P. Hanafizadeh, "A Comprehensive Techno-economic Assessment of a Novel Compressed Air Energy Storage (CAES) Integrated with Geothermal and Solar Energy," *Sustainable Energy Technologies and Assessments*, Vol. 47, p. 101418, 2021, doi: <https://doi.org/10.1016/j.seta.2021.101418>.
- [8] A. R. Razmi, H. H. Afshar, A. Pourahmadiyan, and M. Torabi, "Investigation of a Combined Heat and Power (CHP) System based on Biomass and Compressed Air Energy Storage (CAES)," *Sustainable Energy Technologies and Assessments*, Vol. 46, p. 101253, 2021, doi: <https://doi.org/10.1016/j.seta.2021.101253>.
- [9] A. R. Razmi, M. Soltani, A. Ardehali, K. Gharali, M. Dusseault, and J. Nathwani, "Design, Thermodynamic, and Wind Assessments of a Compressed Air Energy Storage (CAES) Integrated with Two Adjacent Wind Farms: A Case Study at Abhar and Kahak Sites, Iran," *Energy*, Vol. 221, p. 119902, 2021, doi: <https://doi.org/10.1016/j.energy.2021.119902>.
- [10] E. Assareh and A. Ghafouri, "An Innovative Compressed Air Energy Storage (CAES) using Hydrogen Energy Integrated with Geothermal and Solar Energy Technologies: A Comprehensive Techno-economic Analysis-different Climate Areas-using Artificial Intelligent (AI)," *International Journal of Hydrogen Energy*, Vol. 48, No. 34, pp. 12600-12621, 2023, doi: <https://doi.org/10.1016/j.ijhydene.2022.11.233>.
- [11] J. Zhang, S. Zhou, S. Li, W. Song, and Z. Feng, "Performance Analysis of Diabatic Compressed Air Energy Storage (D-CAES) System," *Energy Procedia*, Vol. 158, pp. 4369-4374, 2019, doi: <https://doi.org/10.1016/j.egypro.2019.01.782>.
- [12] X. Luo, J. Wang, M. Dooner, J. Clarke, and C. Krupke, "Overview of Current Development in Compressed Air Energy Storage Technology," *Energy Procedia*, Vol. 62, pp. 603-611, 2014, doi: <https://doi.org/10.1016/j.egypro.2014.12.423>.
- [13] L. Chen, Y. Wang, M. Xie, K. Ye, and S. Mohtaram, "Energy and Exergy Analysis of Two Modified Adiabatic Compressed Air Energy Storage (A-CAES) System for Cogeneration of

Power and Cooling on the base of Volatile Fluid," *Journal of Energy Storage*, Vol. 42, p. 103009, 2021, doi: <https://doi.org/10.1016/j.est.2021.103009>.

[14] A. L. Facci, D. Sánchez, E. Jannelli, and S. Ubertini, "Trigenerative Micro Compressed Air Energy Storage: Concept and Thermodynamic Assessment," *Applied Energy*, Vol. 158, pp. 243-254, 2015, doi: <https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2015.08.026>.

[15] G. Venkataramani, P. Vijayamithran, Y. Li, Y. Ding, H. Chen, and V. Ramalingam, "Thermodynamic Analysis on Compressed Air Energy Storage Augmenting Power/Polygeneration for Roundtrip Efficiency Enhancement," *Energy*, Vol. 180, pp. 107-120, 2019, doi: <https://doi.org/10.1016/j.energy.2019.05.038>.

[16] A. S. Alsagri, A. Arabkoohsar, and A. A. Alrobaian, "Combination of Subcooled Compressed Air Energy Storage System with an Organic Rankine Cycle for Better Electricity Efficiency, a Thermodynamic Analysis," *Journal of Cleaner Production*, Vol. 239, p. 118119, 2019, doi: <https://doi.org/10.1016/j.jclepro.2019.118119>.

[17] M. Cheayb, M. M. Gallego, M. Tazerout, and S. Poncet, "Modelling and Experimental Validation of a Small-scale Trigenerative Compressed Air Energy Storage System," *Applied Energy*, Vol. 239, pp. 1371-1384, 2019, doi: <https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2019.01.222>.

[18] L. Chen, L. Zhang, H. Yang, M. Xie, and K. Ye, "Dynamic Simulation of a Re-compressed Adiabatic Compressed Air Energy Storage (RA-CAES) System," *Energy*, Vol. 261, p. 125351, 2022, doi: <https://doi.org/10.1016/j.energy.2022.125351>.

[19] E. Yao, H. Wang, L. Wang, G. Xi, and F. Maréchal, "Thermo-economic Optimization of a Combined Cooling, Heating and Power System based on Small-scale Compressed Air Energy Storage," *Energy Conversion and Management*, Vol. 118, pp. 377-386, 2016, doi: <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2016.03.087>.

[20] J. Proczka, K. Muralidharan, D. Villela, J. Simmons, and G. Frantziskonis, "Guidelines for the Pressure and Efficient Sizing of Pressure Vessels for Compressed Air Energy Storage," *Energy Conversion and Management*, Vol. 65, pp. 597-605, 2013, doi: <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2012.09.013>.

[21] A. Bejan and A. D. Kraus, *Heat Transfer Handbook*. John Wiley & Sons, 2003.

[22] S. L. Dixon and C. Hall, *Fluid Mechanics and Thermodynamics of Turbomachinery*. Butterworth-Heinemann, 2013.

[23] N. Gokcen and R. Reddy, "The First Law of Thermodynamics ",in *Thermodynamics*: Springer, 1996, pp. 37-69.

[24] P. H. da Silva Morais, A. Lodi, A. C. Aoki, and M. Modesto, "Energy, Exergetic and Economic Analyses of a Combined Solar-biomass-ORC Cooling Cogeneration Systems for a Brazilian Small Plant," *Renewable Energy*, Vol. 157, pp. 1131-1147, 2020, doi: <https://doi.org/10.1016/j.renene.2020.04.147>.

[25] F. Kreith and R. M. Manglik, *Principles of Heat Transfer*. Cengage Learning, 2016.

- [26] F. P. Incropera, D. P. DeWitt, T. L. Bergman, and A. S. Lavine, *Fundamentals of Heat and Mass Transfer*. Wiley New York, 1996.
- [27] F. Calise, C. Capuozzo, A. Carotenuto, and L. Vanoli, "Thermoeconomic Analysis and Off-design Performance of an Organic Rankine Cycle Powered by Medium-temperature Heat Sources," *Solar Energy*, Vol. 103, pp. 595-609, 2014, doi: <https://doi.org/10.1016/j.solener.2013.09.031>.
- [28] M. Sardarabadi and M. Passandideh-Fard, "Experimental and Numerical Study of Metal-Oxides/Water Nanofluids as Coolant in Photovoltaic Thermal Systems (PVT)," *Solar Energy Materials and Solar Cells*, Vol. 157, pp. 533-542, 2016, doi: <https://doi.org/10.1016/j.solmat.2016.07.008>.
- [29] Y. A. Cengel, M. A. Boles, and M. Kanoğlu, *Thermodynamics: an Engineering Approach*. McGraw-hill New York, 2011.
- [30] A. Bejan, *Advanced Engineering Thermodynamics*. John Wiley & Sons, New York, 2016.
- [31] B. R. Bakshi, T. G. Gutowski, and D. P. Sekulić, *Thermodynamics and the Destruction of Resources*. Cambridge University Press, 2011.
- [32] A. Razmi, M. Soltani, C. Aghanajafi, and M. Torabi, "Thermodynamic and Economic Investigation of a Novel Integration of the Absorption-recompression Refrigeration System with Compressed Air Energy Storage (CAES)," *Energy Conversion and Management*, Vol. 187, pp. 262-273, 2019, doi: <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2019.03.010>.
- [33] H. Safaei and D. W. Keith, "Compressed Air Energy Storage with Waste Heat Export: An Alberta Case Study," *Energy Conversion and Management*, Vol. 78, pp. 114-124, 2014, doi: <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2013.10.043>.
- [34] M. Farzaneh-Gord, A. Arabkoohsar, M. D. Dasht-bayaz, L. Machado, and R. Koury, "Energy and Exergy Analysis of Natural Gas Pressure Reduction Points Equipped with Solar Heat and Controllable Heaters," *Renewable Energy*, Vol. 72, pp. 258-270, 2014, doi: <https://doi.org/10.1016/j.renene.2014.07.019>.

فهرست نمادهای انگلیسی

A	سطح انتقال حرارت (m^2)
D	قطر (m)
Ex	انرژی (J)
h	انتالپی (J)
ht	ضریب انتقال حرارت جابه‌جایی ($\frac{W}{m^2K}$)

K	نسبت گرماهای ویژه
k	ضریب انتقال حرارت هدایتی ($\frac{W}{mK}$)
L	ارتفاع مخزن استوانه‌ای (m)
M	جرم هوای موجود در حجم کنترل (kg)
Nu	عدد ناسلت
P	فشار (Pa)
Pr	عدد پرانتل
R	مخزن ذخیره
r	شعاع (m)
\mathcal{R}	ثابت جهانی گازها $\frac{J}{kgK}$
Re	عدد رینولدز
T	دما (K)
t	زمان (s)
U	ضریب انتقال حرارت معادل ($\frac{W}{m^2K}$)
V	حجم (m^3)
v	سرعت ($\frac{m}{s}$)
W	کار (J)
$C_{p,a}$	ظرفیت گرمایی ویژه هوا در فشار ثابت ($\frac{J}{kgK}$)
$C_{v,a}$	ظرفیت گرمایی ویژه هوا در حجم ثابت ($\frac{J}{kgK}$)
m	دبی جرمی ($\frac{kg}{s}$)
N_c	تعداد مراحل تراکم
\dot{Q}	توان حرارتی (W)
ΔT_{MI}	اختلاف دمای لگاریتمی
ΔT	اختلاف دما
$N_{c,comp}$	تعداد سردکن های مرحله شارژ
$N_{c,tur}$	تعداد مبدل های حرارتی مرحله تخلیه
\dot{C}_i	انرژی سرمایشی برداشتی از مبدل حرارتی مرحله تخلیه (W)
ln	لگاریتم در مبنای طبیعی
Z	هزینه تجهیزات (\$)
C_r	نسبت تراکم کلی
E_r	نسبت انبساط کلی

نمادهای یونانی

α ضریب پخش حرارتی ($\frac{m^2}{s}$)

B نسبت فشار در هر مرحله

δ افت فشار در هر مرحله

η بازده

ϑ ویسکوزیته سینماتیکی ($\frac{m^2}{s}$)

μ ویسکوزیته ($\frac{kgm}{s}$)

ρ چگالی ($\frac{kg}{m^3}$)

π عدد پی

τ ثابت زمانی (s)

زیرنویس‌ها

۱ و ۲ و ۰۰۰ حالات مختلف ترمودینامیکی

air تغییر بعد از بازخوانی

c مبدل حرارتی

comp کمپرسور

e انرژی

env محیط

ex انرژی

i شمارنده گام زمانی

in ورودی، داخلی

in,c ورودی مبدل حرارتی

iron آهن

out خروجی، خارجی

Out.c خروجی مبدل حرارتی

p پلیتروپیک

R مخزن

r.i ورودی به مخزن

reg رگلاتور

tur توربین، منبسط کننده

w آب

Design and Analysis of Energy, Exergy and Economy of the Sub-cooled Compressed Air Energy Storage System (SCAES)

Davood Abdi kermani

M.Sc. Student, Mechanical Engineering Department, Faculty of Engineering, Ferdowsi University of Mashhad, Mashhad, Iran
abdi.davood95@gmail.com

*Corresponding author: **Mahmood Farzaneh-Gord**

Professor, Mechanical Engineering Department, Faculty of Engineering, Ferdowsi University of Mashhad, Mashhad, Iran
m.farzanehgord@um.ac.ir

Seyedeh Mohadeseh Miri

Instructor, Department of Mechanical Engineering, University of Zabol, Zabol, Iran
mhdsh.miri@uoz.ac.ir

Abstract

In this paper, a sub-cooled CAES unit has been investigated to produce electricity and cooling demand during peak times, and energy efficiency and payback period have been calculated in different operational conditions. For this purpose, a computer code has been developed in MATLAB software by solving the relevant equations in repetition process with appropriate time step. The results showed that by increasing the compression and expansion stages, the energy efficiency improves. Also, increasing in compression's stages, the system payback period has been decreased, while increasing in expansion's stages, the system's payback period has been increased. The system has the best its performance when the temperature of tank is equal to that of ambient. In the study of a real sample that provides 900 kW of output power over a period of 4 hours, the payback period for the average price of electricity consumed was 15 cents per kWh, excluding the 8-year inflation rate, but based on the current net value method After 11 years, the proposed system becomes profitable.

Keywords: Compressed Air Energy Storage, Energy Efficiency, Exergy Efficiency, Payback Period, Net Present Value