



دانشکده فنی و مهندسی
گروه مهندسی مکانیک

عنوان:

تحلیل و بهینه‌سازی یک سیکل پیشرفته توربین گاز

استاد راهنما:

دکتر مرتضی یاری

توسط

امیر مهرانپور

دانشگاه محقق اردبیلی

زمستان ۱۳۸۹

به پاس تعبیر عظیم و انسانی شان از کلمه ایثار و از خودگذشتگی

به پاس عاطفه سرشار و گرمای امید بخش وجودشان که در این سردترین روزگار ان بهترین پشتیبان است
به پاس قلب های بزرگشان که فریاد رس است و سرگردانی و ترس در پناهندگان به شجاعت می گراید

و به پاس محبت های بی دینشان که هرگز فروکش نمی کند

این پایان نامه را تقدیم می کنم به خانواده ام:

پدر،

برادرانم،

خواهرم

و مادر مهربان، فداکار و عزیزتر از جانم.

سپاسگزاری:

حمد بی پایان و سپاس بی کران خدای را که بر من منت گذاشت تا این تحقیق را به پایان برسانم.. اکنون که این پژوهش به پایان رسیده است، بر خود واجب می‌دانم از تمامی بزرگوارانی که مرا در فراگیری علم و دانش یاری نمودند قدردانی و تشکر نمایم. از خانواده عزیزم که سهم هر یک از آنها از این پایان‌نامه بیشتر از سهم من می‌باشد، سپاسگزاری می‌کنم. از استاد ارجمندم جناب آقای دکتر مرتضی یاری صمیمانه تشکر می‌کنم که نه تنها در انجام این تحقیق از راهنمایی‌های ایشان بهره بردم، بلکه ایشان برای من معلم اخلاق نیز بوده‌اند. در پایان از تمامی دوستان و همکلاسی‌های عزیزم به پاس محبت‌شان تشکر می‌نمایم.

نام خانوادگی دانشجو: مهرانپور	نام: امیر
عنوان پایان نامه: تحلیل و بهینه‌سازی یک سیکل پیشرفته توربین گاز	
استاد راهنما: دکتر مرتضی یاری	
مقطع تحصیلی: کارشناسی ارشد	رشته: مهندسی مکانیک
گرایش: تبدیل انرژی	تاریخ فارغ التحصیلی: ۱۳۸۹/۱۱/۲۴
دانشکده: فنی و مهندسی	تعداد صفحه: ۱۴۰
کلید واژه: سیکل برایتون دی‌اکسید کربن، سیکل S-CO ₂ ریکمپرسشن، بهینه‌سازی، آگزرژی، نسبت فشار بهینه	
<p>چکیده:</p> <p>در این پایان‌نامه چند آرایش جدید و ترکیبی برای سیکل S-CO₂ ریکمپرسشن ارائه و تحلیل شده است. ابتدا سیکل‌های S-CO₂ ریکمپرسشن، S-CO₂ ریکمپرسشن با گرمایش مجدد، S-CO₂ ریکمپرسشن با خنک‌کن میانی و S-CO₂ ریکمپرسشن با گرمایش مجدد و خنک‌کن میانی تحلیل شدند. سپس با توجه به این که مقدار قابل توجهی از انرژی حرارتی ورودی به سیکل، در پیش‌خنک‌کن هدر می‌رفت و همچنین با توجه به دمای بالای سیال عامل در ورود به پیش‌خنک‌کن، یک سیکل ترنسکریتیکیال دی‌اکسید کربن برای استفاده از انرژی اتلافی در پیش‌خنک‌کن به سیکل‌های مذکور اضافه گردید. تمامی آرایش‌های ترکیبی و غیر ترکیبی، از نظر قانون اول و دوم ترمودینامیک مورد بررسی قرار گرفتند و بهینه‌سازی شدند. تاثیر دمای ورودی به توربین، دمای ورودی به کمپرسور اصلی و نسبت فشار بر روی بازده قانون اول و بازده قانون دوم ترمودینامیک مطالعه شده است. این مطالعه نشان داد، در سیکل‌های غیر ترکیبی با اضافه کردن گرمایش مجدد و خنک‌کن میانی به سیکل، بازده قانون اول و همچنین اتلاف آگزرژی نیز افزایش می‌یابد. همچنین معلوم شد که با ترکیب کردن سیکل‌های غیر ترکیبی با سیکل ترنسکریتیکیال، بازده قانون اول به مقدار قابل توجهی (حدود ۲۳٪) برای سیکل گرمایش مجدد و خنک‌کن میانی) بهبود می‌یابد و اتلاف آگزرژی نیز به مقدار قابل توجهی کاهش می‌یابد.</p>	

فهرست مطالب

فصل اول مقدمه و مروری بر تحقیقات گذشته	۱
۱-۱- مقدمه	۲
۲-۱- دی اکسید کربن و سیکل S-CO ₂	۳
۳-۱- تاریخچه‌ی سیکل S-CO ₂	۸
۱-۳-۱- سیکل Feher	۹
۲-۳-۱- سیکل‌های چگالشی و دمای زیر بحرانی	۱۰
۳-۳-۱- تحقیقات سال‌های اخیر	۱۳
۴-۱- کاربردهای سیکل دی اکسید کربن	۱۵
۱-۴-۱- نیروگاه‌های هسته‌ای	۱۵
۲-۴-۱- انرژی‌های تجدیدپذیر	۱۵
۳-۴-۱- صنعت اتومبیل‌سازی	۱۶
۵-۱- توربین گازی	۱۶
۲-۵-۱- انواع سیکل‌های توربین گازی	۱۸
۱-۲-۵-۱- سیکل باز مستقیم	۱۸
۲-۲-۵-۱- سیکل باز غیر مستقیم	۱۸
۳-۲-۵-۱- سیکل بسته‌ی مستقیم	۲۰
۴-۲-۵-۱- سیکل بسته‌ی غیر مستقیم	۲۱
۶-۱- انرژی و انرژی‌های تجدیدپذیر	۲۲
۱-۶-۱- مفهوم انرژی و قانون اول ترمودینامیک	۲۲
۲-۶-۱- مفهوم انرژی‌های تجدیدپذیر و قانون دوم ترمودینامیک	۲۴
۳-۶-۱- قابلیت کاردهی (ماکزیمم پتانسیل کاری)	۲۵

۲۷.....	۱-۶-۴- کار برگشت پذیر و برگشت ناپذیری
۳۱.....	۱-۶-۵- کارایی قانون دوم
۳۴.....	۱-۶-۶- مکانیزم‌های اصلی تولید آنتروپی و نابودی انرژی
۳۵.....	فصل دوم مواد و روشها
۳۶.....	۲-۱- معادلات کلی و فرضیات
۳۸.....	۲-۲- انواع سیکل‌های $S-CO_2$ ریکمپرسشن
۳۹.....	۲-۲-۱- سیکل $S-CO_2$ ریکمپرسشن
۴۱.....	۲-۲-۲- سیکل $S-CO_2$ ریکمپرسشن با گرمایش مجدد
۴۳.....	۲-۲-۳- سیکل $S-CO_2$ ریکمپرسشن با خنک‌کن میانی
۴۵.....	۲-۲-۴- سیکل $S-CO_2$ ریکمپرسشن با گرمایش مجدد و خنک‌کن میانی
۴۷.....	۲-۲-۵- سیکل ترکیبی $S-CO_2$ ریکمپرسشن
۴۹.....	۲-۲-۶- سیکل ترکیبی $S-CO_2$ ریکمپرسشن با گرمایش مجدد
۵۰.....	۲-۲-۷- سیکل ترکیبی $S-CO_2$ ریکمپرسشن با خنک‌کن میانی
۵۱.....	۲-۲-۸- سیکل ترکیبی $S-CO_2$ ریکمپرسشن با گرمایش مجدد و خنک‌کن میانی
۵۲.....	۲-۳- معادلات ترمودینامیکی حاکم بر اجزای سیکل
۵۲.....	۲-۳-۱- توربین
۵۳.....	۲-۳-۲- کمپرسور
۵۴.....	۲-۳-۳- پمپ
۵۴.....	۲-۳-۴- مبدل حرارتی
۵۹.....	۲-۴- بهینه‌سازی سیکل‌ها
۶۴.....	فصل سوم بحث و بررسی نتایج
۶۵.....	۳-۱- ارزیابی مدل ترمودینامیکی
۶۸.....	۳-۲- مقادیر بدست آمده در حالت بهینه

۶۸.....	۱-۲-۳- مقادیر به دست آمده برای خواص ترمودینامیکی سیال عامل
۷۶.....	۲-۲-۳- نتایج حاصل از تحلیل قانون اول ترمودینامیک
۸۳.....	۳-۲-۳- نتایج حاصل از تحلیل اگزرژی
۸۷.....	۳-۳- نمودار تغییرات نسبت فشار بهینه با دما
۹۲.....	۴-۳- نمودار تغییرات بازده قانون اول با دما
۹۶.....	۵-۳- نمودار تغییرات بازده قانون دوم با دما
۹۷.....	۶-۳- نمودار تغییرات کار خالص خروجی با دما
۱۰۱.....	۷-۳- نمودار تغییرات نسبت اتلاف اگزرژی (Y_D) با دما
۱۰۶.....	۷-۳- مقایسه‌ی آرایش‌های مختلف
۱۰۷.....	۱-۷-۳- مقایسه‌ی سیکل‌های غیر ترکیبی
۱۰۹.....	۲-۷-۳- تاثیر ترکیبی کردن سیکل‌ها بر روی بازده
۱۱۲.....	۳-۷-۳- مقایسه‌ی سیکل‌های ترکیبی
۱۱۴.....	۸-۳- جدول مقادیر مربوط به حالت بهینه سیکل‌ها
۱۳۱.....	فصل چهارم نتیجه‌گیری و پیشنهادات
۱۳۲.....	۱-۴- نتیجه‌گیری
۱۳۴.....	۲-۴- پیشنهادات
۱۳۵.....	مراجع

فهرست اشکال

- شکل ۱-۱: شکل شماتیک سیکل Feher ۹
- شکل ۱-۲: نمودار دما-آنترپی سیکل Feher ۱۰
- شکل ۱-۳: سیکل های چگالشی ارائه شده توسط آنجلینو [۶] ۱۲
- شکل ۱-۴: سیکل های بررسی شده توسط آنجلینو [۷] ۱۳
- شکل ۱-۵: نمایی از توربین گازی ۱۷
- شکل ۱-۶: سیکل باز مستقیم ۱۹
- شکل ۱-۷: سیکل باز غیر مستقیم ۱۹
- شکل ۱-۸: سیکل بسته ی مستقیم ۲۰
- شکل ۱-۹: سیکل بسته ی غیر مستقیم ۲۱
- شکل ۱-۱۰: برای سیستم های حجم ثابت ، کارهای مفید کلی و واقعی با هم برابرند ($W_u = W$) ۲۸
- شکل ۱-۱۱: کار برگشت پذیر و قابلیت کاردهی در صورتی که حالت نهایی سیستم حالت مرده باشد با هم برابرند ۲۹
- شکل ۱-۱۲: اختلاف بین کار برگشت پذیر و کار مفید واقعی معادل برگشت ناپذیری سیستم می باشد. ۳۰
- شکل ۱-۱۳: دو موتور گرمایی که دارای راندمان گرمایی یکسان بوده اما راندمان گرمایی ماکسیم آنها متفاوت است. ۳۱
- شکل ۲-۱: سیکل S-CO₂ ریکمپرسشن ۳۹
- شکل ۲-۲: نمودار دما-آنترپی سیکل S-CO₂ ریکمپرسشن ۴۰
- شکل ۲-۳: نمودار دما-اگرژی سیکل S-CO₂ ریکمپرسشن ۴۰
- شکل ۲-۴: سیکل S-CO₂ ریکمپرسشن با گرمایش مجدد ۴۱
- شکل ۲-۵: نمودار دما-آنترپی سیکل S-CO₂ ریکمپرسشن با گرمایش مجدد ۴۲
- شکل ۲-۶: نمودار دما-اگرژی سیکل S-CO₂ ریکمپرسشن با گرمایش مجدد ۴۲

- شکل ۷-۲: سیکل S-CO₂ ریکمپرسشن با خنک‌کن میانی ۴۳
- شکل ۸-۲: نمودار دما-آنتروپی سیکل S-CO₂ ریکمپرسشن با خنک‌کن میانی ۴۴
- شکل ۹-۲: نمودار دما-انرژی سیکل S-CO₂ ریکمپرسشن با خنک‌کن میانی ۴۴
- شکل ۱۰-۲: سیکل S-CO₂ ریکمپرسشن با گرمایش مجدد و خنک‌کن میانی ۴۵
- شکل ۱۱-۲: نمودار دما-آنتروپی سیکل S-CO₂ ریکمپرسشن با گرمایش مجدد و خنک‌کن میانی ۴۶
- شکل ۱۲-۲: نمودار دما-انرژی سیکل S-CO₂ ریکمپرسشن با گرمایش مجدد و خنک‌کن میانی ۴۶
- شکل ۱۳-۲: سیکل ترکیبی S-CO₂ ریکمپرسشن ۴۸
- شکل ۱۴-۲: نمودار دما-آنتروپی سیکل ترنسکریٹیکال دی‌اکسید کربن ۴۸
- شکل ۱۵-۲: سیکل ترکیبی S-CO₂ ریکمپرسشن با گرمایش مجدد ۴۹
- شکل ۱۶-۲: سیکل ترکیبی S-CO₂ ریکمپرسشن با خنک‌کن میانی ۵۰
- شکل ۱۷-۲: سیکل ترکیبی S-CO₂ ریکمپرسشن با گرمایش مجدد و خنک‌کن میانی ۵۱
- شکل ۱۸-۲: شکل شماتیک توربین ۵۲
- شکل ۱۹-۲: شکل شماتیک کمپرسور ۵۳
- شکل ۲۰-۲: شکل شماتیک پمپ ۵۴
- شکل ۲۱-۲: شکل شماتیک مبدل حرارتی ۵۵
- شکل ۲۲-۲: نمودار c_p برای گاز دی‌اکسید کربن ۵۶
- شکل ۲۳-۲: نمودار بازده سیکل S-CO₂ ریکمپرسشن ۵۷
- شکل ۲۴-۲: مبدلی که با محیط تبادل حرارت می‌کند ۵۸
- شکل ۲۵-۲: حالت اول نمودار بازده-نسبت فشار ۵۹
- شکل ۲۶-۲: حالت دوم نمودار بازده-نسبت فشار ۶۰
- شکل ۱-۳: نمودار اتلاف انرژی در اجزای سیکل S-CO₂ ریکمپرسشن ۸۳
- شکل ۲-۳: نمودار اتلاف انرژی در اجزای سیکل S-CO₂ ریکمپرسشن با گرمایش مجدد ۸۴
- شکل ۳-۳: نمودار اتلاف انرژی در اجزای سیکل S-CO₂ ریکمپرسشن با خنک‌کن میانی ۸۴

- شکل ۳-۴: نمودار اتلاف انرژی در اجزای سیکل $S-CO_2$ ریکمپرسشن با گرمایش مجدد و خنک‌کن میانی ۸۵
- شکل ۳-۵: نمودار اتلاف انرژی در اجزای سیکل ترکیبی $S-CO_2$ ریکمپرسشن ۸۵
- شکل ۳-۶: نمودار اتلاف انرژی در اجزای سیکل ترکیبی $S-CO_2$ ریکمپرسشن با گرمایش مجدد ۸۶
- شکل ۳-۷: نمودار اتلاف انرژی در اجزای سیکل ترکیبی $S-CO_2$ ریکمپرسشن با خنک‌کن میانی ۸۶
- شکل ۳-۸: نمودار اتلاف انرژی در اجزای سیکل ترکیبی $S-CO_2$ ریکمپرسشن با گرمایش مجدد و خنک‌کن میانی ۸۷
- شکل ۳-۹: نمودار نسبت فشار بهینه برای سیکل $S-CO_2$ ریکمپرسشن ۸۸
- شکل ۳-۱۰: نمودار نسبت فشار بهینه برای سیکل $S-CO_2$ ریکمپرسشن با گرمایش مجدد ۸۸
- شکل ۳-۱۱: نمودار نسبت فشار بهینه برای سیکل $S-CO_2$ ریکمپرسشن با خنک‌کن میانی ۸۹
- شکل ۳-۱۲: نمودار نسبت فشار بهینه برای سیکل $S-CO_2$ ریکمپرسشن با گرمایش مجدد و خنک‌کن میانی ۸۹
- شکل ۳-۱۳: نمودار نسبت فشار بهینه برای سیکل ترکیبی $S-CO_2$ ریکمپرسشن ۹۰
- شکل ۳-۱۴: نمودار نسبت فشار بهینه برای سیکل ترکیبی $S-CO_2$ ریکمپرسشن با گرمایش مجدد ۹۰
- شکل ۳-۱۵: نمودار نسبت فشار بهینه برای سیکل ترکیبی $S-CO_2$ ریکمپرسشن با خنک‌کن میانی ۹۱
- شکل ۳-۱۶: نمودار نسبت فشار بهینه برای سیکل ترکیبی $S-CO_2$ ریکمپرسشن با گرمایش مجدد و خنک‌کن میانی ۹۱
- شکل ۳-۱۷: نمودار بازده قانون اول برای سیکل $S-CO_2$ ریکمپرسشن ۹۲
- شکل ۳-۱۸: نمودار بازده قانون اول برای سیکل $S-CO_2$ ریکمپرسشن با گرمایش مجدد ۹۳
- شکل ۳-۱۹: نمودار بازده قانون اول برای سیکل $S-CO_2$ ریکمپرسشن با خنک‌کن میانی ۹۳
- شکل ۳-۲۰: نمودار بازده قانون اول برای سیکل $S-CO_2$ ریکمپرسشن با گرمایش مجدد و خنک‌کن میانی ۹۴
- شکل ۳-۲۱: نمودار بازده قانون اول برای سیکل ترکیبی $S-CO_2$ ریکمپرسشن ۹۴

- شکل ۳-۲۲: نمودار بازده قانون اول برای سیکل ترکیبی $S-CO_2$ ریکمپرسشن با گرمایش مجدد..... ۹۵
- شکل ۳-۲۳: نمودار بازده قانون اول برای سیکل ترکیبی $S-CO_2$ ریکمپرسشن با خنک‌کن میانی..... ۹۵
- شکل ۳-۲۴: نمودار بازده قانون اول برای سیکل ترکیبی $S-CO_2$ ریکمپرسشن با گرمایش مجدد و خنک-کن میانی..... ۹۶
- شکل ۳-۲۵: نمودار کار خالص خروجی برای سیکل $S-CO_2$ ریکمپرسشن..... ۹۷
- شکل ۳-۲۶: نمودار کار خالص خروجی برای سیکل $S-CO_2$ ریکمپرسشن با گرمایش مجدد..... ۹۸
- شکل ۳-۲۷: نمودار کار خالص خروجی برای سیکل $S-CO_2$ ریکمپرسشن با خنک‌کن میانی..... ۹۸
- شکل ۳-۲۸: نمودار کار خالص خروجی برای سیکل $S-CO_2$ ریکمپرسشن با گرمایش مجدد و خنک‌کن میانی..... ۹۹
- شکل ۳-۲۹: نمودار کار خالص خروجی برای سیکل ترکیبی $S-CO_2$ ریکمپرسشن..... ۹۹
- شکل ۳-۳۰: نمودار کار خالص خروجی برای سیکل ترکیبی $S-CO_2$ ریکمپرسشن با گرمایش مجدد ۱۰۰
- شکل ۳-۳۱: نمودار کار خالص خروجی برای سیکل ترکیبی $S-CO_2$ ریکمپرسشن با خنک‌کن میانی ۱۰۰
- شکل ۳-۳۲: نمودار کار خالص خروجی برای سیکل ترکیبی $S-CO_2$ ریکمپرسشن با گرمایش مجدد و خنک‌کن میانی..... ۱۰۱
- شکل ۳-۳۳: نمودار نسبت اتلاف آگزرژی برای سیکل $S-CO_2$ ریکمپرسشن..... ۱۰۲
- شکل ۳-۳۴: نمودار نسبت اتلاف آگزرژی برای سیکل $S-CO_2$ ریکمپرسشن با گرمایش مجدد..... ۱۰۲
- شکل ۳-۳۵: نمودار نسبت اتلاف آگزرژی برای سیکل $S-CO_2$ ریکمپرسشن با خنک‌کن میانی..... ۱۰۳
- شکل ۳-۳۶: نمودار نسبت اتلاف آگزرژی برای سیکل $S-CO_2$ ریکمپرسشن با گرمایش مجدد و خنک‌کن میانی..... ۴۰۳
- شکل ۳-۳۷: نمودار نسبت اتلاف آگزرژی برای سیکل ترکیبی $S-CO_2$ ریکمپرسشن..... ۱۰۴
- شکل ۳-۳۸: نمودار نسبت اتلاف آگزرژی برای سیکل ترکیبی $S-CO_2$ ریکمپرسشن با گرمایش مجدد..... ۱۰۴

- شکل ۳-۳۹: نمودار نسبت اتلاف انرژی برای سیکل ترکیبی $S-CO_2$ ریکمپرسشن با خنک‌کن میانی
 ۱۰۵.....
- شکل ۳-۴۰: نمودار نسبت اتلاف انرژی برای سیکل ترکیبی $S-CO_2$ ریکمپرسشن با گرمایش مجدد
 و خنک‌کن میانی ۱۰۵.....
- شکل ۳-۴۱: نمودار تاثیر گرمایش مجدد بر روی بازده سیکل $S-CO_2$ ریکمپرسشن ۱۰۷.....
- شکل ۳-۴۲: نمودار تاثیر خنک‌کن میانی بر روی بازده سیکل $S-CO_2$ ریکمپرسشن ۱۰۸.....
- شکل ۳-۴۳: نمودار تاثیر همزمان گرمایش مجدد و خنک‌کن میانی بر روی بازده سیکل $S-CO_2$
 ریکمپرسشن ۱۰۸.....
- شکل ۳-۴۴: نمودار تاثیر ترکیبی کردن بر روی بازده سیکل $S-CO_2$ ریکمپرسشن ۱۱۰.....
- شکل ۳-۴۵: نمودار تاثیر ترکیبی کردن بر روی بازده سیکل $S-CO_2$ ریکمپرسشن با گرمایش مجدد
 ۱۱۰.....
- شکل ۳-۴۶: نمودار تاثیر ترکیبی کردن بر روی بازده سیکل $S-CO_2$ ریکمپرسشن با خنک‌کن میانی ۱۱۱
 شکل ۳-۴۷: نمودار تاثیر ترکیبی کردن بر روی بازده سیکل $S-CO_2$ ریکمپرسشن با گرمایش مجدد و
 خنک‌کن میانی ۱۱۱.....
- شکل ۳-۴۸: نمودار تاثیر گرمایش مجدد بر روی بازده سیکل ترکیبی $S-CO_2$ ریکمپرسشن ۱۱۳.....
- شکل ۳-۴۹: نمودار تاثیر خنک‌کن میانی بر روی بازده سیکل ترکیبی $S-CO_2$ ریکمپرسشن ۱۱۳.....
- شکل ۳-۵۰: نمودار تاثیر همزمان گرمایش مجدد و خنک‌کن میانی بر روی بازده سیکل ترکیبی $S-CO_2$
 ریکمپرسشن ۱۱۴.....

فهرست جداول

- جدول ۱-۱: مقایسه‌ی مشخصات سیال‌های عامل مختلف [۲۴]..... ۴
- جدول ۱-۲: پارامترهای ورودی به مدل برای سیکل‌های غیر ترکیبی ۶۱
- جدول ۲-۲: پارامترهای ورودی به مدل برای سیکل‌های ترکیبی ۶۲
- جدول ۱-۳: مقایسه‌ی نتایج مدل سیکل $S-CO_2$ ریکمپرسشن با مرجع [۳۲] ۶۵
- جدول ۲-۳: مقایسه‌ی نتایج مدل سیکل $S-CO_2$ ریکمپرسشن با مرجع [۳۳] ۶۶
- جدول ۳-۳: مقایسه‌ی نتایج مدل سیکل $S-CO_2$ ریکمپرسشن با خنک‌کن میانی با مرجع [۳۳]..... ۶۶
- جدول ۴-۳: مقایسه‌ی نتایج مدل سیکل $S-CO_2$ ریکمپرسشن با گرمایش مجدد با مرجع [۳۳] ۶۷
- جدول ۵-۳: مقایسه‌ی نتایج مدل سیکل $S-CO_2$ ریکمپرسشن برای تحلیل انرژی با مرجع [۳۴]..... ۶۸
- جدول ۶-۳: مقادیر خواص ترمودینامیکی سیال عامل سیکل $S-CO_2$ ریکمپرسشن ۶۹
- جدول ۷-۳: مقادیر خواص ترمودینامیکی سیال عامل سیکل $S-CO_2$ ریکمپرسشن با گرمایش مجدد..... ۷۰
- جدول ۸-۳: مقادیر خواص ترمودینامیکی سیال عامل سیکل $S-CO_2$ ریکمپرسشن با خنک‌کن میانی ۷۰
- جدول ۹-۳: مقادیر خواص ترمودینامیکی سیال عامل سیکل $S-CO_2$ ریکمپرسشن با گرمایش مجدد و خنک‌کن میانی ۷۱
- جدول ۱۰-۳: مقادیر خواص ترمودینامیکی سیال عامل سیکل ترکیبی $S-CO_2$ ریکمپرسشن ۷۲
- جدول ۱۱-۳: مقادیر خواص ترمودینامیکی سیال عامل سیکل ترکیبی $S-CO_2$ ریکمپرسشن با گرمایش مجدد ۷۳
- جدول ۱۲-۳: مقادیر خواص ترمودینامیکی سیال عامل سیکل ترکیبی $S-CO_2$ ریکمپرسشن با خنک‌کن میانی ۷۴
- جدول ۱۳-۳: مقادیر خواص ترمودینامیکی سیال عامل سیکل ترکیبی $S-CO_2$ ریکمپرسشن با گرمایش مجدد و خنک‌کن میانی ۷۵
- جدول ۱۴-۳: مقادیر به دست آمده از تحلیل انرژی برای سیکل $S-CO_2$ ریکمپرسشن ۷۶

- جدول ۳-۱۵: مقادیر به دست آمده از تحلیل انرژی برای سیکل $S-CO_2$ ریکمپرسشن با گرمایش مجدد ۷۷
- جدول ۳-۱۶: مقادیر به دست آمده از تحلیل انرژی برای سیکل $S-CO_2$ ریکمپرسشن با خنک‌کن میانی ۷۷
- جدول ۳-۱۷: مقادیر به دست آمده از تحلیل انرژی برای سیکل $S-CO_2$ ریکمپرسشن با گرمایش مجدد و خنک‌کن میانی ۷۸
- جدول ۳-۱۸: مقادیر به دست آمده از تحلیل انرژی برای سیکل ترکیبی $S-CO_2$ ریکمپرسشن ۷۹
- جدول ۳-۱۹: مقادیر به دست آمده از تحلیل انرژی برای سیکل ترکیبی $S-CO_2$ ریکمپرسشن با گرمایش مجدد ۸۰
- جدول ۳-۲۰: مقادیر به دست آمده از تحلیل انرژی برای سیکل ترکیبی $S-CO_2$ ریکمپرسشن با خنک‌کن میانی ۸۱
- جدول ۳-۲۱: مقادیر به دست آمده از تحلیل انرژی برای سیکل ترکیبی $S-CO_2$ ریکمپرسشن با گرمایش مجدد و خنک‌کن میانی ۸۲
- جدول ۳-۲۲: مقادیر بهینه برای سیکل $S-CO_2$ ریکمپرسشن ۱۱۵
- جدول ۳-۲۳: مقادیر بهینه برای سیکل $S-CO_2$ ریکمپرسشن با گرمایش مجدد ۱۱۷
- جدول ۳-۲۴: مقادیر بهینه برای سیکل $S-CO_2$ ریکمپرسشن با خنک‌کن میانی ۱۱۹
- جدول ۳-۲۵: مقادیر بهینه برای سیکل $S-CO_2$ ریکمپرسشن با گرمایش مجدد و خنک‌کن میانی ... ۱۲۱
- جدول ۳-۲۶: مقادیر بهینه برای سیکل ترکیبی $S-CO_2$ ریکمپرسشن ۱۲۳
- جدول ۳-۲۷: مقادیر بهینه برای سیکل ترکیبی $S-CO_2$ ریکمپرسشن با گرمایش مجدد ۱۲۵
- جدول ۳-۲۸: مقادیر بهینه برای سیکل ترکیبی $S-CO_2$ ریکمپرسشن با خنک‌کن میانی ۱۲۷
- جدول ۳-۲۹: مقادیر بهینه برای سیکل ترکیبی $S-CO_2$ ریکمپرسشن با گرمایش مجدد و خنک‌کن میانی ۱۲۹

فصل اول

مقدمه و مروری بر تحقیقات

گذشته

۱-۱- مقدمه

کاهش هزینه تولید برق توسط نیروگاه‌های هسته‌ای گام بلندی به سوی استفاده موفقیت‌آمیز از نیروگاه‌های هسته‌ای می‌باشد. برای رسیدن به این هدف تلاش‌های زیادی در جهت ساده‌سازی و کاهش هزینه‌ی سیستم‌های اولیه انجام گرفته است. همیشه سیکلی که دارای بیشترین بازده و کمترین استفاده از منابع اولیه انرژی می‌باشد، مورد نظر بوده است. در مقایسه با سیکل‌های بخار، سیکل‌های بسته توربین گاز ساده، کم حجم، ارزاتر و دارای مدت زمان ساخت کوتاه‌تری هستند. بدلیل سادگی ساختمان، این سیکل‌ها برای ساخت با استفاده از قطعات پیش‌ساخته بسیار مناسب هستند. بنابراین سیکل‌های بسته‌ی توربین گاز اصلی‌ترین موضوع تحقیقات اخیر در مورد سیکل‌های تولید توان می‌باشد.

سیکل برایتون هلیوم توسعه یافته‌ترین سیکل بسته‌ی توربین گاز می‌باشد. در این نوع سیکل‌ها برای رسیدن به بازده حرارتی ۴۵٪ تا ۴۸٪، به دمای ۹۰۰ درجه سانتیگراد در خروجی هسته‌ی رآکتور نیاز است.

سیکل برایتون هلیوم و به طور کلی سیکل‌های گاز ایده‌آل نیاز به منبع حرارتی با دمای بالا دارند و از طرف دیگر با محدودیت مقاومت سازه‌ها در دماهای بالا روبه‌رو هستیم. بنابراین سیکل‌های تبدیل توانی هدف اصلی باید باشد که قابلیت رسیدن به بازده بالا در محدوده دمایی ۵۰۰ تا ۷۰۰ درجه سانتیگراد را داشته باشند. چنین سیکلهایی شکاف ایجاد شده بین رآکتورهای دما بالا و دما پایین را از بین خواهند برد و زمینه استفاده از رآکتورهای دما پایین را گسترده خواهند کرد. همچنین در تولید هیدروژن به روش ترموشیمی، استفاده از این نوع سیکل بعنوان سیکل تحتانی ممکن می‌باشد. از آنجایی که سیکل‌های برایتون گاز واقعی (مانند CO₂) نسبت به سیکل‌های برایتون گاز ایده‌آل قابلیت بیشتری برای رسیدن به بازده بالا را دارند، در تحقیقات بیشتر مورد توجه هستند.

بهره بردن از خواص گاز واقعی روشی مناسب برای بهبود بازده سیکل برایتون می‌باشد. از قبل مطالعاتی در مورد گازهایی که می‌توانند در حالت فوق بحرانی بکار روند انجام شده است که بیشتر شامل گاز CO₂ می‌باشند. گاز SO₂ نیز مورد ارزیابی قرار گرفته است ولی این گاز دارای خواص نامطلوبی مانند سمی بودن و خوردندگی می‌باشد [۱۱]. همچنین سیال عامل آلی زیادی با دمای بحرانی حدود ۳۰ تا ۴۰ درجه سانتیگراد مانند هیدروکربن‌ها و کلروفلوروکربن‌ها وجود دارند که در صنایع تهویه مطبوع، تبرید و نیروگاههای زمین گرمایی مورد استفاده قرار گرفته و یا مورد توجه بوده اند. هر چند اشتعال پذیری، مضر بودن برای لایه ی اوزن و بحث ناپایداری تابشی چالشی در برابر استفاده از این نوع سیال‌ها می‌باشد. بهبود بازده سیکل برایتون می‌تواند با استفاده از گازهایی مانند N₂O₄ بدست بیاید [۳۴]. با وجود خواص ترمودینامیکی مناسب، خاصیت خوردندگی بالا و سمی بودن NO₂/N₂O₄ استفاده از آنها را نیز با مشکل روبرو کرده است.

بنابراین با توجه به دلایلی که بالا ذکر شد سیکلهایی فوق بحرانی که از گازهای کم خطرتر استفاده می‌کنند از اهداف اصلی تحقیقات اخیر می‌باشد. بخاطر اینکه گستره ی وسیعی از سیال‌های عامل می‌توانند در سیکل‌های فوق بحرانی مورد استفاده قرار گیرند فهر مقایسه‌ای را بین شرایط بحرانی چند سیال انجام داد [۲۴]، جدول (۱-۱) سیال‌هایی که فهر^۱ در نظر گرفت را نشان می‌دهد. در این میان CO₂ به خاطر داشتن فشار بحرانی متوسط، پایداری و خنثی بودن (نسبت به سایر سیال‌ها و در محدوده دمایی مورد نظر)، وجود دانش کافی در مورد خواص آن، غیر سمی بودن، فراوانی و قیمت پایین بیشتر مورد توجه می‌باشد.

جدول (۱-۱) شامل نکاتی است که باید به آنها توجه کرد. از نقطه نظر ترمودینامیکی دمایی که سیکل در آن دما، حرارت دفع می‌کند هر چقدر پایین‌تر باشد بازده سیکل بالاتر خواهد بود. بنابراین مایلیم که دمای بحرانی پایین باشد. از طرف دیگر اگر دمای بحرانی خیلی پایین باشد خنک کردن سیال تا دمای نزدیکی دمای بحرانی سخت و تا حدی غیر ممکن خواهد بود. زیرا حد پایین دما به دمای محیط محدود

می‌شود. به همین خاطر CO₂ بیشتر مد نظر می‌باشد چون پتانسیل رسیدن به اختلاف دمای بیشتر را دارد.

جدول ۱-۱: مقایسه‌ی مشخصات سیال‌های عامل مختلف [۲۴]

نام سیال	فرمول شیمیایی	دمای بحرانی (°C)	فشار بحرانی (MPa)
آمونیاک	NH ₃	۱۳۲/۸۹	۱۱/۲۸
دی‌اکسید کربن	CO ₂	۳۰/۹۸	۷/۳۸
هگزا فلورو بنزن	C ₆ F ₆	۲۳۷/۷۸	۲/۷۷
پرفلورو پروپان	C ₃ F ₈	۷۱/۸۹	۲/۶۸
دی‌اکسید گوگرد	SO ₂	۱۵۷/۵۰	۷/۸۸
هگزا فلورید گوگرد	SF ₆	۴۵/۵۶	۳/۷۶
آب	H ₂ O	۳۷۳/۸۹	۲۲/۱۰
اگر زنون	Xe	۱۶/۶۱	۵/۸۸

مایل به

استفاده از سیکل با کندانسور بودیم در این حالت دمای بحرانی باید به حد کافی بالا باشد تا طی مرحله-ی تراکم دمای سیال از دمای بحرانی بالاتر نرود زیرا این اتفاق باعث ایجاد پدیده‌ی کاویتاسیون در پمپ می‌شود. پس برای این سیکل‌ها پرفلورو پروپان و هگزا فلورید گوگرد مناسب‌تر می‌باشد. از آنجایی که سیکل‌های فوق بحرانی قابلیت بکارگیری بازیاب را دارند و به منظور جلوگیری از حجم بالای بازیاب و برای کاهش افت فشار در آن، فشار در بازیاب باید به حد کافی بالا باشد. از این نقطه نظر در دو سیال اخیر که دارای فشار بحرانی پایینی می‌باشند، برای عملکرد در فشار مناسب برای کاهش تاثیر افت فشار در افت بازده، احتمالاً به دمای بالایی نیاز خواهد بود. CO₂ دارای فشار بحرانی ۷/۳۸ مگاپاسگال می-

باشد، یعنی اینکه وقتی سیکل در فشار فوق بحرانی کار می‌کند خودبه‌خود افت فشار کم خواهد بود. با توجه به توضیحات ذکر شده CO₂ برای استفاده در سیکل‌های فوق بحرانی بدون کندانسور بسیار مناسب می‌باشد.

مهمترین مزیت سیکل برایتون فوق بحرانی CO₂ کاهش کار کمپرسور نسبت به سیکل گاز ایده‌آل مانند هلیوم می‌باشد: حدود ۳۰٪ از کار توربین در مقابل ۴۵٪ یا بیشتر. که این خود می‌تواند باعث ساده‌سازی سیکل و استفاده کردن از یک کمپرسور و عدم استفاده از اینترکولر شود. همچنین فشار بالای مورد نیاز (تقریباً ۲۰ مگاپاسگال) جمع و جور بودن مبدل‌های حرارتی و توربین را به همراه خواهد داشت. و نهایتاً تعداد مراحل در توربین و کمپرسور برای CO₂ نسبت به هلیوم بطور قابل ملاحظه‌ای کمتر می‌باشد. پیشرفت‌هایی که در ده‌های گذشته بدست آمده پذیرش سیستم‌های CO₂ فوق بحرانی را بسیار محتمل کرده است. در حال حاضر خط لوله‌ی CO₂ فوق بحرانی در غرب ایالت متحده در چاه‌های استخراج نفت مورد استفاده قرار می‌گیرد [۳۱]. در انگلیس ۱۴ رآکتور پیشرفته که با گاز خنک می‌شوند از CO₂ به عنوان سیال عامل در دمای تا ۶۵۰ درجه‌ی سانتیگراد و فشار ۴/۲ مگاپاسگال استفاده می‌کند [۱۰]. و نهایتاً امروزه صنعت تجربه‌ی بهره‌مندی از سیکل رانکین تا فشار ۲۸ مگاپاسگال را دارد. پیشرفت‌های اخیر در صنعت مبدل حرارتی و توربومشین از دیگر پیشرفت‌هایی است که برای به کارگیری سیکل فوق بحرانی CO₂ مورد نیاز است. علاوه‌بر اینها CO₂ به عنوان سیال عامل موضوع تحقیق و توسعه در صنعت تبرید برای جایگزینی به جای کلوروفلوروکربن‌ها می‌باشد.

یکی از معایب سیکل مستقیم CO₂ تولید اشعه‌ی N-16 می‌باشد که لازم می‌دارد قسمت دما بالای سیکل دارای پوشش باشد، البته تولید اشعه نسبت به سیکل رآکتور آب جوش بسیار کمتر می‌باشد. عیب دیگر CO₂ نسبت به هلیوم خوردگی آن می‌باشد. هر چند در کشور انگلیس تجربه استفاده از واحدهای رآکتور پیشرفته‌ای که با گاز خنک می‌شوند و از CO₂ تا دمای ۶۵۰ درجه سانتیگراد بهره می‌برد، اطلاعات زیادی در مورد مکانیزم خوردگی ارائه می‌دهد که این اطلاعات از مقاومت رضایت‌بخش مواد خبر می‌دهد.

با توجه به توضیحاتی که ارائه شد و همچنین به خاطر اینکه سیکل ریکمپرسشن دی‌اکسید کربن نسبت به سایر آرایش‌ها دارای بازده بالاتری می‌باشد در این پایان‌نامه محور اصلی تحقیق سیکل ریکمپرسشن فوق بحرانی^۲ دی‌اکسید کربن بوده و سعی شده تا برای این سیکل، آرایش‌های مختلف مدل‌سازی شود و مقایسه‌ای بین آرایش‌های مختلف انجام گیرد تا مشخص شود از لحاظ قانون اول ترمودینامیک کدام یک از آرایش‌ها و در چه شرایطی دارای بیشترین بازده می‌باشد. همچنین در هر آرایش با تحلیل قانون دوم ترمودینامیک معلوم می‌شود که بیشترین برگشت‌ناپذیری (اتلاف انرژی) مربوط به کدام قسمت سیکل می‌باشد.

۲-۱- دی‌اکسید کربن و سیکل S-CO₂

گاز دی‌اکسید کربن به عنوان سیال عامل طبیعی، غیرسمی و غیر قابل اشتعال با توجهی روزافزون برای استفاده در سیکل‌های توان و تبرید مواجه است [۹، ۱۴، ۱۶، ۱۷، ۳۹، ۴۳، ۴۴]. کار تراکم برای گاز دی‌اکسید کربن حول نقطه بحرانی کاهش قابل توجهی دارد [۱۸-۲۲]. حال با توجه به اینکه در سیکل‌های تولید توان توربین گاز، بخش مهمی از کار تولیدی توربین صرف کمپرسور می‌شود [۴۲]، بنابراین کاهش کار تراکم تاثیر قابل توجهی روی بازده خواهد داشت. این امر باعث شده تا سیکل‌های برایتون بسته‌ی دی‌اکسید کربن مورد توجه قرار گیرد [۱۵]. به عنوان مثال، در مقابل سیکل هلیوم که برای رسیدن به بازده حدود ۴۵٪ نیاز به دمای رآکتور ۹۰۰-۸۵۰ درجه سانتیگراد دارد، دمای مورد نیاز برای سیکل دی‌اکسید کربن حدود ۶۵۰ درجه می‌باشد [۲۱]. از میان سیکل‌های مختلف با سیال عامل دی‌اکسید کربن، سیکل S-CO₂ ریکمپرسشن^۲ به دلیل داشتن بازده بالاتر بیشتر جلب توجه می‌کند [۲۳، ۲۴].

در سال‌های اخیر سیکل S-CO₂ ریکمپرسشن بسیار مورد توجه بوده است. دانشمندان تمایل زیادی دارند تا این سیکل را به عنوان سیکل تولید توان در رآکتورهای نسل آینده مورد استفاده قرار دهند. از دلایل این تمایل، همان طور که اشاره شد می‌توان به ارزانی و کم حجم بودن این سیکل نسبت به

1- Supercritical

2- Recompression supercritical CO₂ cycle (S-CO₂)