



دانشگاه تبریز  
دانشکده مهندسی مکانیک  
گروه مهندسی مکانیک

پایان نامه برای دریافت درجه کارشناسی ارشد در رشته مهندسی مکانیک/تبدیل انرژی

عنوان

**بازیافت انرژی حرارتی زاید سیکل  $S-CO_2$   
به وسیله سیکل تبرید جذبی تولید همزمان آب - آمونیاک**

استاد راهنما

دکتر سید محمد سید محمودی

استاد مشاور

دکتر مرتضی یاری

پژوهشگر

مهری اکبری کردلر

بهمن ۱۳۹۰

بِسْمِ اللَّهِ الرَّحْمَنِ الرَّحِيمِ



دانشگاه تبریز  
دانشکده مهندسی مکانیک  
گروه مهندسی مکانیک

پایان نامه برای دریافت درجه کارشناسی ارشد در رشته مهندسی مکانیک/تبدیل انرژی

عنوان

**بازیافت انرژی حرارتی زاید سیکل  $S-CO_2$   
به وسیله سیکل تبرید جذبی تولید همزمان آب - آمونیاک**

استاد راهنما

دکتر سید محمد سید محمودی

استاد مشاور

دکتر مرتضی یاری

پژوهشگر

مهری اکبری کردلر

بهمن ۱۳۹۰

نام خانوادگی دانشجو: اکبری کردلر		نام: مهري	
عنوان پایان نامه: بازیافت انرژی حرارتی زاید سیکل S-CO <sub>2</sub> به وسیله سیکل تبرید جذبی تولید همزمان آب-آمونیاک			
استاد راهنما: دکتر سیدمحمد سیدمحمدی			
استاد مشاور: دکتر مرتضی یاری			
مقطع: کارشناسی ارشد	رشته: مهندسی مکانیک	گرایش: تبدیل انرژی	دانشگاه: دانشگاه تبریز
دانشکده: فنی مهندسی مکانیک	تاریخ فارغ التحصیلی: ۹۰/۱۱/۱۹	تعداد صفحه: ۱۰۰	
کلید واژه ها: سیکل S-CO <sub>2</sub> ، سیکل آب-آمونیاک، انرژی اتلافی در سیکل ها، راندمان انرژی			
چکیده:			
<p>در سال‌های اخیر با توجه به مصرف بسیار زیاد سوخت‌های فسیلی و محدود بودن منابع این سوخت‌ها، نفت و گاز بعنوان عمده‌ترین تامین کننده انرژی دنیا فقط برای به ترتیب ۴۲ و ۶۰ سال دیگر می‌توانند جوابگوی نیازهای انرژی جهان باشند. از طرفی دیگر با رشد نیاز بشر به انرژی و افزایش مصرف سوخت‌های فسیلی، مواد آلاینده از جمله گازهای گلخانه‌ای وارد محیط زیست می‌شوند که آثار زیانبار بسیاری برای همه موجودات زنده کره خاکی به همراه دارند. بنابراین رو به اتمام بودن منابع سوخت‌های فسیلی و تخریب محیط زیست توسط آلاینده‌های ناشی از بهره‌برداری از این منابع انرژی، محققان را بر آن داشته است که به دنبال یافتن سیستم‌های تبدیل انرژی جایگزین با کارایی بالاتر باشند. از سیستم‌های نوین تولید توان می‌توان به نیروگاه‌های هسته‌ای با سیال عامل CO<sub>2</sub> اشاره کرد. امروزه استفاده از رآکتورهای دما بالا با سیال عامل CO<sub>2</sub> برای نیروگاه‌های تولید توان در اکثر کشورهای صنعتی، جهت تولید برق و یا تولید همزمان برق و حرارت رو به گسترش است. حرارت دفع شده از این نیروگاه‌ها را می‌توان در سیکل‌هایی که قادرند از منابع دما پایین بهره ببرند، استفاده کرد. در طی سال‌های اخیر، سیکل‌های ترمودینامیکی جدیدی به منظور استفاده از این انرژی‌های هدررفت طراحی و بررسی گردیده است. در این راستا سیکل‌هایی همچون سیکل تبرید جذبی لیتوم بروماید-آب و آب-آمونیاک بیشتر مدنظر بوده است ویژگی اصلی این سیکل‌ها استفاده از مخلوط‌های دو جزئی به عنوان سیال کارکن است که به دلیل دمای جوش متغییر در طی فرآیند جوشش، اختلاف دمای دو جریان در مبادله‌کن گرما کمتر بوده و بنابراین اتلاف انرژی کمتری را موجب می‌شود.</p> <p>تحلیل انرژی، ابزار مفیدی برای ارزیابی عملکرد سیکل‌های ترمودینامیکی است. این موضوع از آن جهت که در این روش مسائل اقتصادی نیز مطرح می‌شود، حائز اهمیت می‌باشد. تحلیل سیکل‌ها و تعیین پارامترهای بهینه ترمودینامیکی و همچنین شناخت عوامل موثر بر ناپودی انرژی، به دلیل اینکه عدم کارایی‌های موجود در سیکل‌ها را به طور دقیق مشخص و نمایان می‌سازد، از جایگاه بالایی برخوردار است.</p> <p>هدف در این پایان نامه استفاده از گرمای اتلافی سیکل توانزای فرابحرانی CO<sub>2</sub> (S-CO<sub>2</sub>) که اخیراً کارهای تحقیقاتی زیادی روی آن انجام شده است، به واسطه سیکل تبرید جذبی آب-آمونیاک (تولید همزمان) می‌باشد که تا به حال انجام نگرفته است. در این پروژه ضمن فراگیری مطالب موجود در ادبیات فن درخصوص سیکل تبرید جذبی آب-آمونیاک و سیکل S-CO<sub>2</sub> و ترکیب این دو سیکل، با استفاده از نرم افزار EES مدل شده و مورد مطالعه پارامتریک قرار خواهد گرفت. برای این کار نخست سیکل تبرید جذبی آب-آمونیاک شبیه سازی و با استفاده از نتایج موجود در ادبیات فن مورد اعتباردهی قرار می‌گیرد. بطور مشابه سیکل تولید توان S-CO<sub>2</sub> نیز مورد اعتباردهی قرار می‌گیرد. در ترکیب دو سیکل از گرمای اتلافی در پیش خنک کن سیکل S-CO<sub>2</sub> در اواپراتور سیکل تبرید جذبی آب-آمونیاک استفاده می‌شود. در سیکل ترکیبی مدل شده یک مطالعه پارامتریکی انجام شده و اثر پارامترهایی همچون: نسبت فشار در کمپرسور سیکل S-CO<sub>2</sub>، کمینه و بیشینه دمای سیکل S-CO<sub>2</sub>، دمای پیش خنک‌کن، فشار در ورودی توربین سیکل‌های تحتانی و ... بر روی بازده‌های قانون اول و دوم سیکل‌ها و نرخ اتلاف انرژی بررسی گردیده است.</p>			

خداوند، زیباترین لحظه‌ها را نصیب

پدر و مادرم

کن که زیباترین لحظه‌هایشان را به خاطر من از دست دادند...

تقدیم به پدر و مادر عزیزم

## تقدیر و تشکر

اینک که به یاری خداوند متعال این پایان نامه به پایان رسیده است، بر خود لازم میدانم کمال تشکر و قدردانی خود را از راهنمایی‌ها و اهتمام‌های ارزنده استاد ارجمندم، جناب آقای دکتر سیدمحمد سیدمحمودی، بنمایم. همچنین از جناب آقای دکتر مرتضی یاری که زحمت مشاوره پایان نامه حاضر را تقبل نموده‌اند، سپاسگزاری می‌نمایم. از سرکارخانم مهندس لیلی گروسی و جناب آقای مهندس وحید زارع که در مدل سازی و برنامه نویسی پایان نامه حاضر مرا راهنمایی نمودند، تشکر می‌کنم.

از دوست مهربان و عزیزم خانم مهندس آیدا فتحی پور که در طول دوران تحصیلی همواره در کنارم بوده بسیار سپاسگزارم. از دوستان ارجمندم خانم‌ها مهندس رویا پروین زاده و مهندس وحیده انصاری که در تدوین این پایان نامه زحمات فراوانی را متقبل شدند، کمال تشکر و قدردانی خود را ابراز می‌دارم. از تمامی دوستان خوب و گرمی‌ام که همواره در طول دوران تحصیل و مراحل مختلف این پایان نامه حامی و کمک‌کار بنده بودند، مخصوصاً خانم‌ها الناز ابراهیمی، مهندس فاطمه حسین اوغلی، مهندس ندا غیوری و دکتر نیلوفر کلفچی خالصانه متشکرم، و مراتب سپاسگزاری خود را از تمامی دوستان خوبم که مجال برای ذکر نام تک تک آن‌ها نیست ابراز می‌نمایم.

از پدر و مادر عزیز، دلسوز و مهربانم که آرامش روحی و آسایش فکری فراهم نمودند و دعای خیرشان همواره بدرقه راهم بوده تا با حمایت‌های همه جانبه‌شان در محیطی مطلوب، مراتب تحصیلی و نیز پایان نامه درسی را به نحو احسن به اتمام برسانم، سپاسگزاری می‌نمایم و با سپاس فراوان از برادرهایم رحیم و مهدی که همواره در تمامی مقاطع تحصیلی و زندگی‌ام حامی، پشتیبان و مشوق‌ام بودند. امیدوارم این ناچیز بتواند گوشه‌ای از زحمات این عزیزان را جبران کند.

# فهرست مطالب

## بخش اول: مقدمه و بررسی ادبیات فن

۱	فصل اول: مقدمه.....
۴	فصل دوم: بررسی منابع (پیشینه پژوهش).....
۴	۱-۲ پیشینه پژوهش سیکل‌های فرابحرانی CO <sub>2</sub>
۱۴	۲-۲ پیشینه پژوهش سیکل‌های آب-آمونیاک
۲۰	۳-۲ پیشینه پژوهش تحلیل اگزرژی []

## بخش دوم: مبانی و روش‌ها

۲۲	فصل سوم: سیکل‌های S-CO <sub>2</sub> .....
۲۲	۱-۳ مفاهیم بنیادی در مورد سیکل‌های S-CO <sub>2</sub>
۲۵	۲-۳ معرفی سیکل‌های S-CO <sub>2</sub> - خواص و ویژگی‌ها
۲۹	۳-۳ سیکل‌های برای تون ترکیبی
۲۹	۱-۳-۳ سیکل پیش تراکم
۳۰	۲-۳-۳ سیکل خنک شونده جزئی
۳۱	۳-۳-۳ سیکل خنک شونده جزئی با بازیابی بالا
۳۲	۴-۳-۳ سیکل با تراکم مجدد
۳۳	۵-۳-۳ مقایسه سیکل‌های فرابحرانی پیشرفته
۳۴	۴-۳ تحلیل ترمودینامیکی سیکل‌های با تراکم مجدد
۳۴	۱-۴-۳ معرفی سیکل‌های با تراکم مجدد
۳۵	۲-۴-۳ فرضیات در نظر گرفته شده برای انجام تحلیل سیکل S-CO <sub>2</sub> با تراکم مجدد
۳۶	۳-۴-۳ بررسی نسبت فشار
۳۷	۴-۴-۳ تاثیر مینیمم دمای سیکل
۳۸	۵-۴-۳ تاثیر بیشینه دما و فشار سیکل
۳۹	فصل چهارم: سیکل‌های آب-آمونیاک.....
۳۹	۱-۴ خواص مخلوط آب-آمونیاک
۳۹	۱-۱-۴ خواص آمونیاک
۴۰	۲-۱-۴ ترکیب ماده مبرد و جاذب
۴۰	۳-۱-۴ خواص آب-آمونیاک
۴۱	۲-۴ خواص ترمودینامیکی مخلوط آب-آمونیاک
۴۱	۱-۲-۴ فشار بخار محلول آب-آمونیاک
۴۱	۲-۲-۴ ترکیب بخار آب-آمونیاک

۴۲	۳-۲-۴ دمای نقطه شبنم و نقطه حباب برای مخلوط آب-آمونیاک
۴۴	۴-۲-۴ آنتالپی مخلوط آب-آمونیاک
۴۴	۱-۴-۲-۴ فاز مایع
۴۵	۲-۴-۲-۴ فاز بخار
۴۵	۳-۴ اصول سیکل های توانی آب-آمونیاک
۴۷	فصل پنجم: تحلیل ترمودینامیکی .....
۴۷	۱-۵ تحقیقات عمده امروزی در زمینه ترمودینامیک
۴۸	۱-۱-۵ تحلیل اگزرژی
۴۸	۲-۱-۵ تحلیل ترموآکونومیکی
۴۸	۳-۱-۵ ترمودینامیک بازگشت ناپذیر
۴۹	۴-۱-۵ طراحی ترمودینامیکی
۴۹	۵-۱-۵ مدل سازی ترمودینامیکی
۵۰	۲-۵ تحلیل انرژی سیکل ها
۵۱	۳-۵ مفهوم اگزرژی
۵۲	۴-۵ طبقه بندی شکل های مختلف انرژی
۵۲	۱-۴-۵ انرژی سامان یافته
۵۲	۲-۴-۵ انرژی سامان نیافته
۵۴	۵-۵ مولفه های اگزرژی
۵۵	۶-۵ قضیه گوی - استودلا
۵۶	۷-۵ تحلیل اگزرژی سیکل ها
۵۷	فصل ششم: مدل سازی و اعتباردهی .....
۵۷	۱-۶ فرضیات به کار رفته برای تحلیل سیکل ها
۵۸	۲-۶ سیکل $S-CO_2$ با تراکم مجدد
۵۹	۱-۲-۶ تحلیل ترمودینامیکی سیکل $S-CO_2$ با تراکم مجدد
۵۹	۲-۲-۶ اعتباردهی سیکل $S-CO_2$ با تراکم مجدد
۶۱	۳-۶ سیکل های آب-آمونیاک
۶۱	۱-۳-۶ سیکل کالینا
۶۲	۱-۱-۳-۶ تحلیل ترمودینامیکی سیکل کالینا
۶۳	۲-۱-۳-۶ اعتباردهی سیکل کالینا
۶۴	۲-۳-۶ سیکل رانکین آلی با سیال عامل آب-آمونیاک
۶۴	۱-۲-۳-۶ تحلیل ترمودینامیکی سیکل رانکین آلی
۶۵	۲-۲-۳-۶ اعتباردهی سیکل رانکین آلی با سیال عامل آب-آمونیاک



۶۶	۴-۶ سیکل های ترکیبی
۶۶	۱-۴-۶ سیکل ترکیبی S-CO <sub>2</sub> /Kalina
۶۷	۱-۱-۴-۶ تحلیل ترمودینامیکی سیکل ترکیبی S-CO <sub>2</sub> /Kalina
۶۸	۲-۴-۶ سیکل ترکیبی S-CO <sub>2</sub> /ORC
۶۹	۱-۲-۴-۶ تحلیل ترمودینامیکی سیکل ترکیبی S-CO <sub>2</sub> /ORC
۶۹	۵-۶ بهینه سازی سیکل ها

### بخش سوم: نتیجه گیری و بحث

۷۰	فصل هفتم: نتیجه گیری و بحث
۷۰	۱-۷ نتایج سیکل S-CO <sub>2</sub> با تراکم مجدد
۷۵	۲-۷ نتایج سیکل ترکیبی S-CO <sub>2</sub> /Kalina
۸۳	۳-۷ نتایج سیکل ترکیبی S-CO <sub>2</sub> /ORC <sub>ammonia-water</sub>
۹۰	۴-۷ نتایج سیکل S-CO <sub>2</sub> / ORC <sub>R123</sub>
۹۳	۵-۷ مقایسه سیکل های ترکیبی
۹۳	۱-۵-۷ جدول مقایسه ای سیکل های ترکیبی
۹۴	۲-۵-۷ مقایسه نموداری سیکل های ترکیبی
۹۴	۱-۲-۵-۷ بررسی نسبت فشار کمپرسور
۹۷	۲-۲-۵-۷ بررسی دمای پیش خنک کن
۹۸	۳-۲-۵-۷ بررسی کمترین دمای سیکل
۹۹	۴-۲-۵-۷ بررسی بیشینه دمای سیکل
۱۰۰	۶-۷ نتیجه گیری
۱۰۱	۷-۷ پیشنهادات

## فهرست جداول

۲۳	جدول ۱-۳: دما و فشار بحرانی برای سیالات مختلف [۱۶]
۳۵	جدول ۲-۳: فرضیات در نظر گرفته شده برای تحلیل سیکل برایتون با تراکم مجدد [۳۶]
۵۸	جدول ۱-۶: داده های مورد نظر برای شبیه سازی سیکل S-CO <sub>2</sub>
۵۹	جدول ۲-۶: معادلات انرژی و انرژی برای هر یک از اجزاء سیکل S-CO <sub>2</sub>
۵۹	جدول ۳-۶: مقایسه شبیه سازی انجام گرفته با مرجع [۴۱] برای سیکل S-CO <sub>2</sub> با تراکم مجدد بدون بازگرمایش
۶۰	جدول ۴-۶: مقایسه شبیه سازی انجام گرفته با مرجع [۴۲] برای سیکل S-CO <sub>2</sub> با تراکم مجدد و بازگرمایش
۶۲	جدول ۵-۶: معادلات انرژی و انرژی برای هر یک از اجزاء سیکل کالینا
۶۲	جدول ۶-۶: داده های مورد نظر برای شبیه سازی سیکل کالینا
۶۴	جدول ۷-۶: معادلات انرژی و انرژی برای هر یک از اجزاء سیکل رانکین آلی با سیال عامل آب-آمونیاک
۶۵	جدول ۸-۶: داده های مورد نظر برای شبیه سازی سیکل رانکین آلی با سیال عامل آب-آمونیاک
۶۵	جدول ۹-۶: مقایسه شبیه سازی انجام گرفته با مرجع [۶۵] برای سیکل رانکین آلی
۶۷	جدول ۱۰-۶: داده های مورد نظر برای شبیه سازی سیکل های ترکیبی
۶۷	جدول ۱۱-۶: معادلات انرژی و انرژی برای هر یک از اجزاء سیکل ترکیبی S-CO <sub>2</sub> /Kalina
۶۹	جدول ۱۲-۶: معادلات انرژی و انرژی برای هر یک از اجزاء سیکل ترکیبی S-CO <sub>2</sub> /ORC
۷۱	جدول ۱-۷: خواص ترمودینامیکی سیال عامل در سیکل S-CO <sub>2</sub> با تراکم مجدد
۷۲	جدول ۲-۷: نتایج بهینه سازی سیکل S-CO <sub>2</sub> بر اساس کمینه دمای سیکل
۷۴	جدول ۳-۷: نتایج بهینه سازی سیکل S-CO <sub>2</sub> بر اساس بیشینه دمای سیکل
۷۷	جدول ۴-۷: خواص ترمودینامیکی سیال عامل در سیکل S-CO <sub>2</sub> /Kalina
۸۱	جدول ۵-۷: نتایج بهینه سازی سیکل ترکیبی S-CO <sub>2</sub> / Kalina بر اساس کمینه دمای سیکل
۸۲	جدول ۶-۷: نتایج بهینه سازی سیکل ترکیبی S-CO <sub>2</sub> / Kalina بر اساس بیشینه دمای سیکل
۸۵	جدول ۷-۷: خواص ترمودینامیکی سیال عامل در سیکل ترکیبی S-CO <sub>2</sub> /ORC <sub>ammonia-water</sub>
۸۸	جدول ۸-۷: نتایج بهینه سازی سیکل ترکیبی S-CO <sub>2</sub> /ORC <sub>ammonia-water</sub> بر اساس کمینه دمای سیکل
۸۹	جدول ۹-۷: نتایج بهینه سازی سیکل ترکیبی S-CO <sub>2</sub> /ORC <sub>ammonia-water</sub> بر اساس بیشینه دمای سیکل
۹۰	جدول ۱۰-۷: خواص ترمودینامیکی سیال عامل در سیکل ترکیبی S-CO <sub>2</sub> / ORC <sub>R123</sub>
۹۲	جدول ۱۱-۷: نتایج بهینه سازی سیکل ترکیبی S-CO <sub>2</sub> / ORC <sub>R123</sub> بر اساس کمینه دمای سیکل
۹۲	جدول ۱۲-۷: نتایج بهینه سازی سیکل S-CO <sub>2</sub> / ORC <sub>R123</sub> بر اساس بیشینه دمای سیکل
۹۳	جدول ۱۳-۷: مقایسه سیکل های ترکیبی از دیدگاه قانون اول و دوم

## فهرست نمودارها

- شکل ۱-۲: نمودار درجه حرارت-آنتالپی برای CO<sub>2</sub> [۱۶] ۵
- شکل ۲-۲: تاثیر افت فشار بر بازده سیکل [۱۶] ۶
- شکل ۳-۲: سیکل های چگالشی آنجلینو [۲۳] ۷
- شکل ۴-۲: مقایسه بازده سیکل ها ارائه شده توسط آنجلینو [۲۳] ۸
- شکل ۵-۲: سیکل های بررسی شده توسط آنجلینو در سال ۱۹۶۹ [۲۴] ۹
- شکل ۶-۲: طرحواره و دیاگرام آنتالپی-دما برای سیکل دوگانه CO<sub>2</sub> [۲۹] ۱۱
- شکل ۷-۲: خلاصه تحقیقات بررسی های ECAS [۳۰] ۱۱
- شکل ۸-۲: طرحواره سیکل مالونی و رابرتسون ۱۴
- شکل ۹-۲: طرحواره سیکل کالینا [۴۶] ۱۵
- شکل ۱۰-۲: طرحواره سیکل گوسمی [۵۴] ۱۶
- شکل ۱۱-۲: طرحواره سیکل زنگ و لوو [۵۸] ۱۷
- شکل ۱۲-۲: آرایش سری سیکل های پیشنهادی زانگ ۱۸
- شکل ۱۳-۲: طرحواره سیکل جیانگن [۶۰] ۱۹
- 
- شکل ۱-۳: طرحواره ساده ترین سیکل برایتون [۳۶] ۲۵
- شکل ۲-۳: کار توربین سیکل CO<sub>2</sub> [۳۶] ۲۶
- شکل ۳-۳: کار کمپرسور سیکل CO<sub>2</sub> [۳۶] ۲۷
- شکل ۴-۳: ضریب کارایی بازیاب در سیکل برایتون بدون خنک کن درونی [۳۶] ۲۸
- شکل ۵-۳: نمودار اختلاف دمایی در بازیاب در سیکل برایتون ساده [۳۶] ۲۸
- شکل ۶-۳: طرحواره سیکل برایتون پیش تراکمی [۲۳] ۲۹
- شکل ۷-۳: طرحواره سیکل خنک شونده جزئی [۲۳] ۳۰
- شکل ۸-۳: طرحواره سیکل خنک شونده جزئی با بازیابی بالا [۲۴] ۳۱
- شکل ۹-۳: طرحواره سیکل برایتون با تراکم مجدد [۲۳] ۳۲
- شکل ۱۰-۳: مقایسه سیکل های فرابحرانی [۲۴] ۳۳
- شکل ۱۱-۳: طرحواره سیکل برایتون با تراکم مجدد [۳۶] ۳۴
- شکل ۱۲-۳: نمودار درجه حرارت-آنتروپی سیکل برایتون با تراکم مجدد [۳۶] ۳۵
- شکل ۱۳-۳: تاثیر نسبت فشار بر بازده سیکل برایتون با تراکم مجدد [۳۶] ۳۶
- شکل ۱۴-۳: عملکرد بازیاب در سیکل برایتون با تراکم مجدد [۳۶] ۳۶
- شکل ۱۵-۳: تاثیر دمای وردی به کمپرسور بر بازده سیکل در سیکل برایتون با تراکم مجدد [۳۶] ۳۷
- شکل ۱۶-۳: تاثیر دمای وردی توربین و فشار خروجی از کمپرسور بر بازده سیکل برایتون با تراکم مجدد [۳۶] ۳۸

- شکل ۴-۱: نمودار تعادل مایع-بخار برای محلول آب-آمونیاک [۶۸] ۴۲
- شکل ۴-۲: منحنی تعادلی دما-غلظت برای محلول آب-آمونیاک در فشار ثابت [۶۸] ۴۳
- شکل ۴-۳: خطوط نقطه شبنم و حباب برای دو فشار متفاوت [۶۸] ۴۳
- شکل ۴-۴: نمودار دمایی سیکل آب-آمونیاک و سیکل بخاری با منبع حرارتی [۶۹] ۴۶
- شکل ۴-۵: شماتیک ساده ترین سیکل آب-آمونیاک [۷۰] ۴۶
- 
- شکل ۵-۱: روش های عملی تحقیقات (a) در گذشته (b) در حال حاضر [۶۶] ۴۹
- شکل ۵-۲: طرح ساده یک نیروگاه بخار [۶۶] ۵۱
- شکل ۵-۳: مثال هایی از انتقال انرژی سامان یافته [۶۶] ۵۲
- شکل ۵-۴: مثال هایی از انرژی سامان نیافته و تبدیل آن به انرژی سامان یافته [۶۶] ۵۳
- شکل ۵-۵: حجم کنترل یک جریان پایدار [۶۶] ۵۵
- 
- شکل ۶-۱: طرحواره سیکل S-CO<sub>2</sub> با تراکم مجدد ۵۸
- شکل ۶-۲: طرحواره سیکل S-CO<sub>2</sub> با تراکم مجدد و بازگرمایش ۶۰
- شکل ۶-۳: طرحواره سیکل کالینا [۶۲] ۶۱
- شکل ۶-۴: مقایسه نتایج حاصله با مرجع [۶۲] به منظور اعتباردهی به سیکل کالینا ۶۳
- شکل ۶-۵: طرحواره سیکل آلی با سیال عامل آب-آمونیاک ۶۴
- شکل ۶-۶: طرحواره سیکل ترکیبی S-CO<sub>2</sub>/Kalina ۶۶
- شکل ۶-۷: طرحواره سیکل ترکیبی S-CO<sub>2</sub>/ORC ۶۸
- 
- شکل ۷-۱: طرحواره سیکل S-CO<sub>2</sub> با تراکم مجدد ۷۰
- شکل ۷-۲: نمودار درجه حرارت-آنترپی سیکل S-CO<sub>2</sub> با تراکم مجدد ۷۱
- شکل ۷-۳: توزیع درصد اتلاف انرژی در اجزاء مختلف سیکل S-CO<sub>2</sub> ۷۲
- شکل ۷-۴: نمودار درجه حرارت-گرمای ویژه و آنتالپی جریان ورودی به کمپرسور اصلی ۷۳
- شکل ۷-۵: نمودار گرمای مبادله شده-گرمای ویژه در بازیاب دما پایین سیکل ۷۳
- شکل ۷-۶: طرحواره سیکل ترکیبی S-CO<sub>2</sub>/Kalina ۷۵
- شکل ۷-۷: نمودار سه بعدی تغییرات بازده قانون اول سیکل ترکیبی S-CO<sub>2</sub>/Kalina ۷۶
- شکل ۷-۸: فرآیند مبادله گرمایی بین دو سیال کارکن در پیش خنک کن ۷۷
- شکل ۷-۹: نمودار سه بعدی تغییرات بازده قانون دوم سیکل ترکیبی S-CO<sub>2</sub>/Kalina ۷۸
- شکل ۷-۱۰: نمودار سه بعدی تغییرات بازده قانون دوم سیکل ترکیبی S-CO<sub>2</sub>/Kalina ۷۹
- شکل ۷-۱۱: توزیع میله ای درصد اتلاف انرژی در اجزاء مختلف سیکل ترکیبی S-CO<sub>2</sub>/Kalina ۷۹
- شکل ۷-۱۲: توزیع دایره ای درصد اتلاف انرژی در اجزاء مختلف سیکل ترکیبی S-CO<sub>2</sub>/Kalina ۸۰
- شکل ۷-۱۳: طرحواره سیکل ترکیبی S-CO<sub>2</sub>/ORC<sub>ammonia-water or R123</sub> ۸۳
- شکل ۷-۱۴: نمودار سه بعدی تغییرات بازده قانون اول سیکل ترکیبی S-CO<sub>2</sub>/ORC<sub>ammonia-water</sub> ۸۴

- شکل ۷-۱۵: نمودار سه بعدی تغییرات بازده قانون دوم سیکل ترکیبی S-CO<sub>2</sub>/ORC<sub>ammonia-water</sub> ۸۵
- شکل ۷-۱۶: نمودار سه بعدی تغییرات بازده قانون دوم سیکل ترکیبی S-CO<sub>2</sub>/ORC<sub>ammonia-water</sub> ۸۶
- شکل ۷-۱۷: فرآیند مبادله گرمایی بین دو سیال کارکن در پیش خنک کن ۸۷
- شکل ۷-۱۸: نمودار درصد توزیع اتلاف انرژی در اجزاء مختلف سیکل S-CO<sub>2</sub>/ORC<sub>ammonia-water</sub> ۸۸
- شکل ۷-۱۹: نمودار سه بعدی تغییرات بازده قانون اول سیکل ترکیبی S-CO<sub>2</sub> / ORC<sub>R123</sub> ۹۰
- شکل ۷-۲۰: فرآیند مبادله گرمایی بین دو سیال کارکن در پیش خنک کن ۹۱
- شکل ۷-۲۱: نمودار توزیع برگشت ناپذیری در اجزاء مختلف سیکل S-CO<sub>2</sub> / ORC<sub>R123</sub> ۹۲
- شکل ۷-۲۲: تاثیر نسبت فشار کمپرسور بر بازده قانون اول سیکل های ترکیبی ۹۴
- شکل ۷-۲۳: کار مخصوص هر جزء در مقابل نسبت فشار ۹۴
- شکل ۷-۲۴: تاثیر نسبت فشار بر دبی جرمی سیکل S-CO<sub>2</sub> ۹۵
- شکل ۷-۲۵: نمودار تغییرات کار خالص سیکل S-CO<sub>2</sub> ۹۵
- شکل ۷-۲۶: تاثیر نسبت فشار بر برگشت ناپذیری سیکل های ترکیبی ۹۶
- شکل ۷-۲۷: تاثیر دمای پیش خنک کن در بازده سیکل ها ۹۷
- شکل ۷-۲۸: تاثیر دمای پیش خنک کن بر کار خالص سیکل ها ۹۷
- شکل ۷-۲۹: تاثیر کمینه دمای سیکل بر نسبت فشار بهینه سیکل های ترکیبی ۹۸
- شکل ۷-۳۰: تاثیر کمینه دمای سیکل بر نسبت بازده قانون اول سیکل های ترکیبی ۹۸
- شکل ۷-۳۱: تاثیر بیشینه دمای سیکل بر نسبت فشار بهینه سیکل های ترکیبی ۹۹
- شکل ۷-۳۲: تاثیر بیشینه دمای سیکل بر نسبت بازده قانون اول سیکل های ترکیبی ۹۹

## علائم و اختصارات

حجم مخصوص سیال عبوری لز پمپ	$v_m$	انرژی کل	E
کار توربین پر فشار	$W_{\text{turbine HP}}$	تابع گیبس	G
کار توربین فشار متوسط	$W_{\text{turbine IP}}$	تابع گیبس سوخت هیدروکربن	$\bar{g}_{C_xH_y}$
کار توربین کم فشار	$W_{\text{turbine LP}}$	تابع گیبس دی اکسید کربن	$\bar{g}_{C_xO_2}$
کار پمپ کندانسور	$W_{\text{pump 2}}$	تابع گیبس بخار آب	$\bar{g}_{H_2O}$
کار پمپ آب تغذیه	$W_{\text{pump 2}}$	انتالپی واحد جرم	h
تعداد کربن در سوخت هیدروکربنی	x	آنتالپی کل	H
تعداد هیدروژن در سوخت هیدروکربنی	y	آنتالپی بخار اشباع در دمای محیط	$h_g$
انرژی واحد جرم	$\psi$	نابودی انرژی واحد جرم	i
درصد افت انرژی	$\chi$	نابودی انرژی کل	I
راندمان انرژی	$\epsilon$	نابودی انرژی در مبادله کن حرارتی	$\dot{I}_{he}$
درصد نابودی انرژی	$\delta$	دبی جرمی	$\dot{m}$
راندمان خالص سیکل	$\eta_{\text{net cyc}}$	دبی جرمی سوخت	$\dot{m}_f$
راندمان ناخالص سیکل	$\eta_{\text{gross cyc}}$	فشار	P
راندمان خالص نیروگاه	$\eta_{\text{net P.P}}$	فشار اشباع بخار آب در دمای محیط	$P_g$
راندمان ناخالص نیروگاه	$\eta_{\text{gross P.P}}$	حرارت هدر رفته	$\dot{Q}_{\text{loss}}$
راندمان آیزنتروپیک توربین	$\eta_{\text{ts}}$	آنتروپی کل	S
راندمان آیزنتروپیک پمپ	$\eta_{\text{ps}}$	آنتروپی واحد جرم	s
راندمان کلی توربینهای چند مرحله ای	$\eta_{\text{ov}}$	آنتروپی بخار اشباع در دمای محیط	$s_g$
راندمان مکانیکی پمپ	$\eta_m$	دما	T
راندمان هیدرولیکی پمپ	$\eta_i$	دمای هوای محیط	$T_0$
آنتروپی خالص تولیدی در یک فرآیند	$\dot{S}_{\text{gen}}$	انرژی داخلی	U
		انرژی واحد جرم	u
		حجم	V

# نخست اول - مقدمه و بررسی ادبیات فن

مقدمه

فصل اول

## فصل اول: مقدمه

بی‌تردید انرژی نقش بسزایی در پیشرفت و توسعه کشورها ایفا می‌کند. متخصصان چگونگی استفاده از منابع انرژی در دسترس را عمده‌ترین عامل توسعه اقتصادی جوامع پس از نیروی انسانی بشمار می‌آورند. منابع تامین‌کننده انرژی در دنیا را می‌توان در سه گروه عمده شامل انرژی‌های فسیلی (نفت، گاز، ذغال‌سنگ و...)، انرژی هسته‌ای و انرژی‌های تجدیدپذیر (منابع گرمایی دما پایین، انرژی باد، زیست توده، آب‌های اقیانوس و...) طبقه‌بندی نمود.

برآوردها نشان می‌دهد که با توجه به مصرف بسیار زیاد سوخت‌های فسیلی در طی ۲۰۰ سال گذشته و محدود بودن منابع این سوخت‌ها، نفت و گاز بعنوان عمده‌ترین تامین‌کننده انرژی دنیا فقط برای ۴۲ و ۶۰ سال دیگر می‌توانند جوابگوی نیازهای انرژی جهان باشند. از طرفی دیگر با رشد نیاز بشر به انرژی و افزایش مصرف سوخت‌های فسیلی، مواد آلاینده از جمله دی‌اکسیدکربن به جو زمین می‌شود، و غلظت این مواد آلاینده روز به روز در حال افزایش می‌باشد. دی‌اکسیدکربن همانند گازهای دیگر تشعشع مادون قرمز را از روی سطح زمین جذب می‌کند و باعث می‌شود حرارت در نزدیکی این سیاره باقی مانده و اثرات گلخانه‌ای به وجود آید، که آن نیز به نوبه خود تغییرات آب و هوایی زمین را به دنبال دارد [۱]. احتراق در نیروگاه، به خصوص نیروگاه‌های ذغال سنگی باعث انتشار دی‌اکسید گوگرد می‌شود، که وارد ابرها شده و به صورت باران اسیدی بر زمین می‌بارد، که آثار زیانبار بسیاری برای همه موجودات زنده کره خاکی به همراه دارد. بنابراین رو به اتمام بودن منابع سوخت‌های فسیلی و تخریب محیط زیست توسط آلاینده‌های ناشی از بهره‌برداری از این منابع انرژی، گزینه استفاده و توسعه کاربرد انرژی‌های جایگزین و تجدیدپذیر را امری ضروری و اجتناب ناپذیر نموده است [۲]. منابع انرژی‌های تجدیدپذیر پایان‌پذیر و تمام‌شدنی نبوده و آلودگی‌ها و تخریب‌های زیست محیطی انرژی‌های فسیلی را ندارند [۳].

استفاده از انرژی هسته‌ای برای تولید توان از روش‌های نوین استفاده از انرژی‌های جایگزین است، که از لحاظ اقتصادی نیز با تولید توان به وسیله سوخت‌های فسیلی قابل رقابت است و در سراسر دنیا به طور گسترده در حال بکارگیری است. علیرغم پیشرفت همه جانبه علوم و فنون هسته‌ای در طول نیم قرن اخیر، هنوز این علوم در اذهان عمومی ناشناخته مانده است. اما حقیقت این است که در طول این مدت در نتیجه تلاش پیگیر پژوهشگران و مهندسان هسته‌ای، این تکنولوژی نقش مهمی را در ارتقاء زندگی مردم سطح زندگی مردم، رشد صنعت و کشاورزی و ارائه خدمات پزشکی ایفا کرده است. موارد زیر از مهم‌ترین استفاده‌های صلح آمیز از علوم و تکنولوژی هسته‌ای می‌باشند:

- استفاده از انرژی حاصل از فرآیند شکافت هسته اورانیوم یا پلوتونیوم در راکتورهای اتمی جهت تولید توان و یا آب شیرین

- استفاده از رادیوایزوتوپ‌ها در پزشکی، صنعت و پزشکی

- استفاده از پرتوهای ناشی از فرآیندهای هسته‌ای در پزشکی، صنعت و کشاورزی

از اینرو به جهت افزایش خطرات و نگرانی‌های تدریجی در مورد اثرات مخرب انتشار گازهای گلخانه‌ای ناشی از کاربرد فرآیند انرژی‌های فسیلی، واضح است که از کاربرد انرژی هسته‌ای به عنوان یکی از رهیافت‌های زیست محیطی برای مقابله با افزایش دمای کره زمین و کاهش آلودگی محیط زیست یاد می‌شود. همچنانکه آمار نشان می‌دهد، در حال حاضر نیروگاه‌های هسته‌ای جهان توانست‌اند سالانه از انتشار ۸٪ از گازهای دی‌اکسید کربن در فضا جلوگیری کنند.

یکی دیگر از تکنولوژی‌های نوین برای کاهش مصرف سوخت‌های فسیلی استفاده از منابع انرژی تجدیدپذیر می‌باشد. عوامل اصلی که باعث توجه جدی جهانیان به توسعه و گسترش استفاده از انرژی‌های تجدیدپذیر شده است را می‌توان بصورت زیر بیان نمود [۴]:



- فناپذیری و اتمام پذیری سوخت‌های فسیلی
- لزوم تنوع بخشی به سبد منابع انرژی کشور و ارتقاء امنیت تامین انرژی
- مشکلات زیست محیطی ناشی از مصرف منابع انرژی فسیلی و هسته‌ای
- پاک و متداوم بودن منابع انرژی‌های تجدیدپذیر

منابع گرمایی دما پایین<sup>۱</sup> یکی از منابع انرژی‌های تجدیدپذیر است، که به دلیل داشتن دمای پایین نمی‌توانند برای تولید توان در سیکل‌های بخاری<sup>۲</sup> مورد استفاده قرار گیرند [۵]. اصلی‌ترین منابع گرمایی دما پایین عبارتند از: انرژی زمین‌گرمایی<sup>۳</sup>، انرژی خورشیدی، گازهای خروجی از توربین‌های گازی، انرژی هدررفته از پیش‌خنک‌کن<sup>۴</sup> سیکل‌های نیروگاهی، بویلرهای خانگی و کوره‌های صنعتی [۶].

در طی ۲۰ سال اخیر، سیکل‌های ترمودینامیکی جدیدی به منظور استفاده از منابع زمین گرمایی دما پایین و دما متوسط طراحی و بررسی گردیده‌اند [۷]. استفاده از مخلوط‌های دو جزئی به عنوان سیال کارکن<sup>۵</sup> که سبب افزایش بازده سیکل‌ها می‌گردد، اصلی‌ترین ویژگی این سیکل‌ها می‌باشد [۸]. دمای جوش متغییر در طی فرآیند جوش مزیت سیستم‌های با سیال دو جزئی است، چراکه به دلیل دو جزئی بودن سیال عامل اختلاف دمای دو جریان در مبادله‌کن گرما کمتر بوده و بنابراین اتلاف انرژی کمتری را موجب می‌شود [۹]. از میان سیال کارکن‌های دو جزئی، مخلوط آب و آمونیاک به دلیل ویژگی‌های خاص خود مانند: دارا بودن خواص ترمودینامیکی مطلوب، سازگاری با محیط زیست، غیرقابل امتزاج بودن با روغن، پایدار بودن، ارزان بودن و در دسترس بودن، گزینه بسیار مناسبی برای استفاده در سیکل‌های تولید توان امروزی است [۱۰] و [۱۱].

تحلیل انرژی، روش نسبتاً جدیدی است، که عملکرد ترمودینامیکی سیستم‌های مختلف را از دیدگاه قانون دوم ترمودینامیک ارزیابی می‌نماید [۱۲]. این موضوع از آن جهت که منابع انرژی‌های در دسترس محدود بوده و قیمت آنها در حال افزایش است و اینکه در روش تحلیل انرژی مسائل اقتصادی نیز در اکثر مسائل ترمودینامیکی مطرح و بهینه‌سازی سیستم‌ها بر این اساس انجام می‌گیرد، حائز اهمیت می‌باشد. تحلیل نیروگاه‌های بخار و تعیین پارامترهای بهینه ترمودینامیکی در کنار پارامترهای طراحی، با در نظر گرفتن محدودیت‌های اقتصادی و تکنولوژی ساخت، و همچنین شناخت عوامل موثر بر نابودی انرژی در مرحله بهره‌برداری، از جایگاه بالایی برخوردار است. همچنین تحلیل انرژی می‌تواند عدم کارایی‌های موجود در سیکل‌ها را به طور دقیق مشخص و نقاط ضعف سیکل را نمایان سازد [۱۳] و [۱۴].

هدف در این پروژه استفاده از گرمای اتلافی سیکل توانزای فرابحرانی  $(S-CO_2)$  به واسطه سیکل تبرید جذبی آب-آمونیاک (تولید همزمان) می‌باشد که تا به حال انجام نگرفته است. با بررسی‌های انجام گرفته در پژوهش‌ها و مقالات گوناگون حرارت دفع شده از این سیکل‌ها دارای دمای قابل توجهی جهت استفاده به عنوان منبع حرارتی برای سایر سیستم‌های حرارتی می‌باشد. در این سیکل‌ها، سیال کارکن فرابحرانی  $CO_2$  قبل از مرحله تراکم، پیش‌خنک شده و با استفاده از پیش‌خنک‌کن<sup>۶</sup> تا دمای تقریباً  $34^\circ C$  خنک می‌شود. طی این فرآیند حجم قابل توجهی از توان حرارتی در حدود  $360 MW$  و در پیش‌خنک‌کن از بین می‌رود. در حقیقت این توان حرارتی در چاه حرارتی<sup>۸</sup> نابود می‌شود.

<sup>1</sup> Low-grade heat sources

<sup>2</sup> Steam power cycle

<sup>3</sup> Geothermal energy

<sup>4</sup> Pre-cooler

<sup>5</sup> Working fluid

<sup>6</sup> Supercritical  $CO_2$

<sup>7</sup> Pre-cooler

<sup>8</sup> Heat sink

براساس طراحی‌های خاص دماهای ورودی سیال عامل در این پیش‌خنک‌کن‌ها بین  $150^{\circ}\text{C}$ – $100^{\circ}\text{C}$  است. این بازه دمایی برای استفاده در سیستم‌هایی که می‌توانند از آنها به عنوان منابع حرارتی استفاده کنند بسیار ایده‌آل است. در این پروژه ضمن فراگیری مطالب موجود در ادبیات فن درخصوص استفاده از سیکل تبرید جذبی آب-آمونیاک به منظور استفاده از گرمای هدررفت در سیکل فرابحرانی  $\text{CO}_2$ ، سیکل مورد نظر را با استفاده از نرم افزار EES مدل‌سازی خواهد شد و بر روی آن مطالعه پارامتریک انجام خواهد شد. برای این منظور ابتدا سیکل‌های  $\text{S-CO}_2$  و تبرید جذبی آب-آمونیاک با نرم افزار EES شبیه‌سازی می‌شوند که نتایج حاصله با نتایج حاصله در ادبیات فن سازگاری خوبی دارد و سپس به منظور استفاده از گرمای اتلافی در پیش‌خنک‌کن سیکل  $\text{S-CO}_2$  توسط اواپراتور سیکل تبرید جذبی آب-آمونیاک دو سیکل مذکور با هم ترکیب می‌شوند و ضمن یک مطالعه پارامتریکی اثر پارامترهایی همچون: نسبت فشار در کمپرسور سیکل  $\text{S-CO}_2$ ، کمینه و بیشینه دمای سیکل  $\text{S-CO}_2$ ، دمای پیش‌خنک‌کن، فشار در ورودی توربین سیکل‌های تحتانی و ... بر روی بازده‌های قانون اول و دوم سیکل‌ها و نرخ اتلاف انرژی بررسی گردیده است.

پایان نامه حاضر از سه بخش کلی تشکیل یافته است. بخش اول دو فصل مقدمه و بررسی ادبیات فن را در بر گرفته است. در فصل اول مقدمه‌ای از دلایل انجام پایان نامه حاضر گفته شده است. در فصل دوم به پیشینه پژوهش‌های انجام گرفته در مورد موضوع پایان نامه اشاره شده است.

بخش دوم که شامل مبانی و روش‌ها است از چهار فصل تشکیل یافته است. در فصل سوم به معرفی مبانی و مفاهیم سیکل‌های  $\text{S-CO}_2$  می‌پردازیم و سعی می‌کنیم این سیکل‌ها را به طور کامل مورد بررسی قرار دهیم، چراکه این سیکل‌ها سیکل اصلی و فوقانی مورد بحث در این پایان‌نامه می‌باشد.

در فصل چهارم به شرح سیکل‌های تبرید جذبی آب-آمونیاک خواهیم پرداخت. اهمیت سیکل‌های آب-آمونیاک به این دلیل است که از این سیکل‌ها می‌توان برای بازیابی حرارت، منابع دما پایین و دما متوسط استفاده کرد. در پایان‌نامه حاضر سیکل‌های آب-آمونیاک را به عنوان سیکل تحتانی سیکل‌های  $\text{S-CO}_2$  مورد مطالعه قرار خواهیم داد. در فصل پنجم به تحلیل انرژی و انرژی سیکل‌ها اشاره خواهیم کرد. تحلیل انرژی به این دلیل که می‌تواند عدم کارایی‌های موجود در سیکل‌ها را به طور دقیق مشخص و نقاط ضعف سیکل را نمایان سازد، اهمیت بیشتری دارد، به همین دلیل در این فصل سعی بر آن است که مفهوم انرژی به طور کامل بررسی گردد.

در فصل ششم سیکل‌های مورد مطالعه در پایان‌نامه حاضر در نرم افزار EES [۱۵] مدل‌سازی و مورد اعتباردهی قرار می‌دهیم. سپس سیکل‌های ترکیبی حاصل از سیکل‌های  $\text{S-CO}_2$  و سیکل‌های آب-آمونیاک را معرفی و روابط انرژی و انرژی هر یک از سیکل‌های فوق را ارائه خواهیم داد.

بخش سوم شامل نتیجه‌گیری و بحث است و شامل یک فصل می‌باشد. در فصل هفتم نتایج حاصله از تحلیل‌های انجام گرفته در فصل ششم ارائه خواهد شد و به مقایسه سیکل‌های ترکیبی خواهیم پرداخت و تحت شرایط مورد مطالعه سیکل مطلوب‌تر را معرفی خواهیم کرد. و در انتها به کارهای پیشنهادی برای کارهای آتی اشاره خواهیم کرد.

# بررسی منابع

فصل دوم

## فصل دوم: بررسی منابع (پیشینه پژوهش)

همانطور که اشاره شد، در این پایان نامه هدف استفاده از گرمای اتلافی سیکل توانزای فرابحرانی  $CO_2$  (S- $CO_2$ ) به واسطه سیکل تبرید جذبی آب-آمونیاک (تولید همزمان) می‌باشد. به منظور استفاده از گرمای اتلافی در پیش خنک کن سیکل S- $CO_2$  توسط اواپراتور سیکل تبرید جذبی آب-آمونیاک دو سیکل مذکور با هم ترکیب می‌شوند و بر روی سیکل‌های ترکیبی حاصله تحلیل انرژی و انرژی انجام می‌دهیم. بنابراین در این فصل ابتدا تاریخچه سیکل‌های فرابحرانی  $CO_2$  گفته می‌شود و سپس به پیشینه پژوهش‌های انجام گرفته در مورد سیکل‌های آب-آمونیاک اشاره شده و در نهایت پیشینه مختصری در مورد تحلیل انرژی گرفته می‌شود.

### ۱-۲ پیشینه پژوهش سیکل‌های فرابحرانی $CO_2$

در بعضی از متون ترمودینامیکی به سیکل‌های فرابحرانی<sup>۱</sup>، سیکل‌های بحرانی گذر<sup>۲</sup> یا فوق بحرانی<sup>۳</sup> گویند، تا این سیکل‌ها از سیکل‌های بخاری رانکین فرابحرانی متمایز شوند. در سیکل‌های بخاری رانکین سیال عامل تا فشارهای فوق بحرانی فشرده و تا فشارهای زیر نقطه بحرانی منبسط می‌گردد، یعنی در این سیکل‌ها تنها فشار سیکل بالای فشار بحرانی می‌باشد. اولین سیکل  $CO_2$  در آمریکا طراحی شده و توسط فِهر<sup>۴</sup> در سال ۱۹۶۷ پیشنهاد شده است [۱۶]. در سیکل پیشنهادی فِهر تمامی فشارها بالای فشار بحرانی می‌باشد و به همین دلیل او این سیکل خود را سیکل بحرانی گذر<sup>۲</sup> و یا فوق بحرانی<sup>۳</sup> معرفی نکرد و فرابحرانی<sup>۱</sup> نامید. تاریخچه سیکل برایتون فرابحرانی  $CO_2$ <sup>۵</sup> بسیار طولانی می‌باشد، قدیمی‌ترین مرجع مربوط به سال ۱۹۴۸ می‌باشد که سوزلر پتنت<sup>۶</sup> سیکل برایتون چگالشی  $CO_2$  را به ثبت رساند [۱۷]. به زودی ویژگی‌های مفید سیال  $CO_2$  آشکار گردید و سیکل فرابحرانی  $CO_2$  بررسی و در کشورهای مختلفی به کار گرفته شد، که در زیر به چند نمونه مهم اشاره شده است:

- اتحاد جماهیر شوروی توسط گوخستاین و ورهیکو<sup>۷</sup> در سال ۱۹۶۹ [۱۸]
- ایتالیا در سال ۱۹۶۷ توسط آنجلینو<sup>۸</sup> [۱۹]
- آمریکا توسط فِهر در سال ۱۹۶۷ [۱۶]
- سوئیس در سال ۱۹۷۰ توسط ستراب و فریدر<sup>۹</sup> [۲۰]

سیکل‌های  $CO_2$  به کار رفته در آمریکا در سال ۱۹۶۷ توسط فِهر پیشنهاد شده است که سیکل پیشنهادی او در ادامه کارهای پیشین او می‌باشد، که در سال ۱۹۶۲ گزارشی در این مورد ارائه کرده بود [۲۱]. سیکل پیشنهادی فِهر سیکل توانزایی بود که کاملاً بالای فشار بحرانی  $CO_2$  کار می‌کرد و سیکل احیاکننده<sup>۱۰</sup> بود، و عمل متراکم‌سازی در فاز مایع انجام می‌گرفت. او فرض کرد موتور به کار رفته در سیکل پیشنهادی بسیار فشرده<sup>۱۱</sup> بوده و می‌تواند برای تولید الکتریسیته و یا تولید نیروی پیشران شفت‌ها به کار رود.

<sup>1</sup> Supercritical

<sup>2</sup> Transcritical

<sup>3</sup> Hypercritical

<sup>4</sup> Ernest. G. Feher

<sup>5</sup> S- $CO_2$  Brayton cycle

<sup>6</sup> Sulzer Patent

<sup>7</sup> Gokhstein and Verhivker

<sup>8</sup> Angelino

<sup>9</sup> Strub and Frieder

<sup>10</sup> Regenerative

<sup>11</sup> Compact