

# ارزیابی فنی - اقتصادی بازیافت حرارت از دودکش کوره‌های واحد نم‌زدایی پالایشگاه گاز بیدبلند به کمک چرخه رانکین آلی

مسعود درفشان<sup>۱\*</sup>، پریا امیر عابدی<sup>۲</sup>، محسن درفشان<sup>۳</sup>

۱. استادیار، گروه مهندسی مکانیک، دانشکده فنی و مهندسی، دانشگاه صنعتی خاتم‌الانبیاء بهبهان، بهبهان، ایران

۲. استادیار، گروه مهندسی شیمی، دانشکده فنی و مهندسی، دانشگاه صنعتی خاتم‌الانبیاء بهبهان، بهبهان، ایران

۳. کارشناسی ارشد، مهندسی سیستم‌های انرژی، دانشکده علوم و فنون نوین، دانشگاه تهران، تهران، ایران

آدرس پست الکترونیکی نویسنده مسئول مکاتبات: [dorfeshan@bkatu.ac.ir](mailto:dorfeshan@bkatu.ac.ir)

مقاله علمی - کاربردی

صفحه ۲۹ - ۴۱

تاریخ پذیرش: ۱۴۰۲/۰۹/۲۶

تاریخ دریافت: ۱۴۰۲/۰۸/۰۷

## چکیده

بحران انرژی در دنیا، اجرای پروژه‌هایی با محوریت استفاده از انرژی اتلافی را توجیه‌پذیر و ضرورت عملیاتی نمودن آن را دوچندان می‌سازد. چالش‌های اصلی مدیران صنایع در اجرای یک طرح بازیابی حرارت اتلافی در کنار توجه به مسائل اقلیمی و زیست‌محیطی، کاهش مصرف سوخت و وابستگی به برق و همچنین توجیه‌پذیر بودن طرح از لحاظ اقتصادی است. در پژوهش حاضر، بهره‌گیری از حرارت اتلافی از کوره‌های واحد نم‌زدایی پالایشگاه بیدبلند مورد توجه قرار گرفته و با نمونه‌برداری از گازهای احتراقی در مقطعی از دودکش به ارتفاع ۱۱ متر و قطر ۱،۲۴ متر، علاوه بر پارامترهای موردنیاز برای آزمایش‌های زیست‌محیطی، انرژی اتلافی از کوره‌ها نیز محاسبه گردید. فرآیند تولید توان به کمک چرخه رانکین آلی در سه طرح ساده، فوق گرم و بازیاب شبیه‌سازی شده است. در اجرای طرح فرض بر این است که دمای منابع ورودی و خروجی در محدوده معین و در حالت پایدار قرار دارد. در نهایت بر اساس تحلیل ترمودینامیکی و اقتصادی انجام شده، سیال R142b در چرخه فوق گرم و R245fa در چرخه ساده به ترتیب باراندامان ۱۷،۱۷ و ۱۵،۰۲ درصد و دوره بازگشت سرمایه ۲،۶۳ و ۲،۹۷ سال به ترتیب اولویت‌های اصلی مورد استفاده در پایلوت پالایشگاه هستند.

کلید واژه‌ها: چرخه رانکین آلی، حرارت اتلافی، راندمان حرارتی، پالایشگاه گاز، کوره‌های نم‌زدایی گاز

## ۱. مقدمه

افزایش روزافزون قیمت سوخت، کاهش منابع سوخت فسیلی و لزوم کنترل آلودگی محیط‌زیست، اهمیت بازیافت انرژی حرارتی در صنایع مختلف را دوچندان می‌کند. امروزه مصرف بهینه انرژی به‌عنوان یکی از شاخص‌های مؤثر در ارزیابی توسعه جوامع بشری مطرح است. نرخ بالای مصرف انرژی در فرآیندهای صنعتی باعث افزایش هزینه‌های تولید و نیز کاهش راندمان تولید محصولات صنعتی می‌گردد. بهبود راندمان مصرف انرژی و کاهش تلفات آن را می‌توان با طراحی سیستم‌های بهینه بازیابی حرارت محقق ساخت. یکی از روش‌های مؤثر برای استفاده از منابع اتلاف حرارت دماپایین، استفاده از چرخه رانکین آلی است. توجه به این نکته ضروری است که چرخه متداول بخار رانکین در بازیافت حرارت دماپایین غیر کاراست و امروزه چرخه رانکین آلی به‌عنوان راهکاری مناسب برای استفاده از این نوع حرارت‌های





اتلافی پیشنهاد می‌گردد. مطالعات گسترده و قابل توجهی در حوزه چرخه رانکین آلی انجام شده است. در این سیکل، توجه به توان خروجی توربین و همچنین انتخاب سیال کاری مناسب برای سیکل، بسیار حائز اهمیت است. انتخاب سیال، هم از لحاظ اقتصادی و هم از لحاظ زیست‌محیطی و همچنین از لحاظ کارایی می‌تواند بسیار مورد توجه باشد. سیالات مختلف دارای خصوصیات ترمودینامیکی متفاوت و عملکردهای گوناگون هستند. هر سیال در کنار داشتن خصوصیات مناسب، می‌تواند خصوصیات نامناسبی نیز داشته باشد و باید با توجه به شرایط مورد نیاز بین این دو تعادل برقرار کرد. در ادامه چند نمونه از پژوهش‌های انجام شده در حوزه مورد اشاره بررسی و معرفی می‌گردد.

گالونی و همکاران [۱] با بررسی اجزای سیستم چرخه رانکین آلی در مقیاس کوچک و بهره‌برداری از منابع دما پایین به این نتیجه رسیدند که بازده منبسط کننده<sup>۱</sup> بیشترین تأثیر را بر بازده گرمایی چرخه و کار خروجی دارد. سوک کنگ و همکاران [۲] با بررسی چرخه رانکین آلی برای تولید توان از منابع دمایی و استفاده از یک توربین شعاعی متصل به ژنراتور هم‌زمان سرعت بالا، مشاهده کردند که توان خروجی با افزایش دبی سیال و نسبت فشار در توربین، افزایش می‌یابد. افزایش دمای تبخیرکننده<sup>۲</sup> نیز چون باعث افزایش نسبت فشار و دبی می‌شود، توان خروجی را افزایش می‌دهد. در تحقیقی که توسط کویلین و همکاران [۳] انجام شده است، رفتار چرخه کوچک‌مقیاس رانکین برای بازیافت انرژی از دبی‌ها و منابع گرمایی متفاوت از طریق مدل‌سازی دینامیکی شرایط کاری و با استفاده از سه حالت الف) ثابت نگه‌داشتن دمای تبخیرکننده ب) متغیر بودن دمای بهینه تبخیرکننده تحت شرایط کاری مختلف و ج) وابسته بودن سرعت پمپ به سرعت منبسط کننده انجام شده است. نتایج مدل‌سازی نشان می‌دهد که مدل کنترلی بر پایه حالت بهینه پایا تحت شرایط کاری مختلف بهترین نتایج را به همراه دارد و شرایط بهینه زمانی اتفاق می‌افتد که تنظیمات دمای تبخیرکننده بهینه شده باشد.

چن و همکاران [۴] با بررسی پارامترهایی همچون دمای ورودی و خروجی و دبی جریان نشان دادند که افزایش دمای ورودی توربین باعث تلفات زیاد انرژی و کاهش فشار و دبی ورودی می‌شود. همچنین در صورت کاهش قابل توجه دما نیز این تلفات قابل توجه خواهد بود.

جیا و همکاران [۵] به تجزیه و تحلیل تعادل جرم و انرژی بر روی کربونیزاسیون هیدروترمال همراه با یک سیستم ترکیبی چرخه رانکین آلی فلش برای ضایعات آلی پرداختند. نتایج این پژوهش نشان داد که استفاده از سیستم مذکور موجب بهبود انرژی و انرژی و انرژی در کل فرآیند می‌گردد.

لی و همکاران [۶] تأثیر فوق گرم شدن سیال (بنزن) ورودی به توربین بر عملکرد چرخه از لحاظ انرژی و انرژی را بررسی کردند. نتایج نشان داد که با افزایش دمای ورودی توربین، راندمان حرارتی سیستم، فشار ورودی توربین و دبی گرمی سیال کاری کاهش پیدا می‌کند. قرار گرفتن سیال در حالت بخار اشباع یا فوق گرم شدن به مقدار ناچیز به عنوان وضعیت مطلوب پیشنهاد شد. در پژوهشی که توسط سی یونگ چو و همکاران [۶] انجام شده، شرایط عملکردی چرخه رانکین آلی به همراه توربوآکسپندر تحت شرایط نوسانی دمایی بررسی شده است. نتایج این آزمایش که در آن از سیال عامل R245fa استفاده شده نشان داد که قدرت خروجی توربین رابطه‌ای مستقیم با دبی سیال در چرخه دارد. این افزایش دبی با تغییر در تعداد نازل‌های اطراف توربین محقق می‌شود.

عمران و همکاران [۸] روند تحقیقات انجام شده در حوزه فناوری چرخه رانکین آلی را مورد بررسی قرار دادند. نتایج نشان می‌دهد که کشورهای چین، ایالات متحده، ایتالیا، یونان، بلژیک، اسپانیا، آلمان و بریتانیا در این حوزه پیشرو هستند. هسته فعالیت‌های تحقیقاتی در این زمینه عمدتاً بر کاربردهای فناوری چرخه رانکین آلی معماری چرخه، طراحی و بهینه‌سازی آن استوار است.

چانگ و همکاران [۷] با بررسی راندمان منبسط کننده مارپیچی در دو حالت سرعت دورانی متغیر و سرعت ثابت نشان دادند که بازده منبسط کننده تحت تأثیر دماهای ورودی متفاوت و دوره‌های مختلف تغییر می‌کند و با فوق گرم کردن سیال در ورودی منبسط کننده، بازده چرخه و بازده منبسط کننده افزایش می‌یابد. روی و همکاران [۸] چرخه رانکین آلی بدون بازیاب را بر اساس بهینه‌سازی پارامتری و با به کارگیری سیالات R123 و R134a و R717 به صورت فوق گرم در فشار ثابت مورد ارزیابی قرار دادند. نتایج پژوهش نشان داد که سیال R123 تحت شرایط دمایی مختلف دارای بالاترین بازده به همراه بیشترین کار

1. Expander
2. Evaporator

خروجی و کمترین میزان برگشت‌ناپذیری بوده و به‌عنوان سیال مناسب در بازیافت انرژی از منابع دما پایین توصیه شده است. چینتالا و همکاران [۱۱] بازیابی گرمای زباله از احتراق تراکمی موتورهای با استفاده از چرخه رانکین آلی را مورد مطالعه قرار دادند. در این پژوهش مواردی نظیر انتخاب سیال کار آلی، نوع تبخیرکننده/چگالنده، فشار برگشتی ناشی از اجزای اضافی در خط خروجی مورد بحث قرار گرفته است. نتایج نشان می‌دهد که طراحی تبخیرکننده باید بر اساس منبع گرم متغیر گازهای خروجی شامل توزیع دما و دبی جریان انجام شود. همچنین سیال R245fa بر مبنای راندمان، در دسترس بودن، جنبه‌های اقتصادی و زیست‌محیطی، سیال بهتری برای کاربرد موتور مذکور معرفی شده است.

روی و همکاران [۱۲] حرارت اتلافی یک نیروگاه ۸۴۰ مگاواتی با دمای ۱۴۰ درجه سانتی‌گراد را به‌عنوان منبع حرارتی برای آرایش ساده چرخه رانکین آلی با سیالات عامل R123 و R134a و R12 مورد توجه قرار داده و بهینه‌سازی را برای تولید توان حداکثر انجام دادند. نتایج نشان می‌دهد در صورتی که دمای تبخیر در اوپراتور، نزدیک به دمای ورودی منبع گرم (در این مورد دمای ۱۲۲ درجه سانتی‌گراد) باشد، تولید توان کمتر خواهد بود و بهتر است دما و فشار تبخیر در اوپراتور، مقدار نسبتاً کمتری انتخاب شود. در تولید توان از حرارت اتلافی یا هر منبع حرارتی رایگان دیگر، تولید توان بیشینه بایستی به‌عنوان تابع هدف انتخاب گردد و بهینه کردن بازده می‌تواند همراه‌کننده باشد لیو و همکاران [۱۳] چندین سیال کاری را در دماهای مختلف تبخیرکننده مورد بررسی قرار داده و به این نتیجه رسیدند که بازده تبخیرکننده در حالتی که سیالات با آنتالپی تبخیر کمتر استفاده شوند، بیشینه خواهد بود. همچنین دریافتند وجود پیوند هیدروژنی در برخی سیالات نظیر آب، آمونیاک و اتانول سبب رفتاری مشابه سیالات تر در نتیجه آنتالپی تبخیر بالاتر و کاهش کارایی سیال جهت استفاده در چرخه رانکین آلی می‌گردد. ماگو و همکاران [۱۴] با بررسی قانون اول و دوم ترمودینامیک دریافتند که وجود بازیاب به کم شدن برگشت‌ناپذیری‌ها و افزایش بازده قانون اول و دوم کمک قابل توجهی می‌کند. همچنین در استفاده از سیال کاری خشک، نیازی به فوق گرم کردن سیال در ابتدای توربین نیست، زیرا ضمن ثابت ماندن بازده قانون اول، مقدار برگشت‌ناپذیری‌ها افزایش و بازده قانون

دوم کاهش می‌یابد.

یو و همکاران [۱۵] جوشش جریان R134a در یک لوله افقی برای طراحی تبخیرکننده تحت فشارهای معمولی چرخه رانکین آلی را مورد مطالعه قرار دادند. نتایج نشان داد که تبخیر در سطوح بالایی در فشارهای بالاتر به سهولت اتفاق می‌افتد؛ بنابراین، الگوی جریان غالب، جریان طبقه‌بندی شده با تبخیر جزئی است. با گسترش تبخیر، ضریب انتقال حرارت با افزایش کیفیت بخار کاهش یافت. شار گرما و فشار بر ضریب انتقال حرارت در کیفیت‌های بخار کمتر از ۰,۳ تأثیر می‌گذارد، در حالی که شارهای جرمی بالاتر، انتقال حرارت را برای طیف وسیعی از کیفیت‌های بخار بهبود می‌بخشد. دای و همکاران [۱۶] با بررسی سیالات کاری مختلف دریافتند که اضافه کردن مبدل حرارتی داخلی به بهبود عملکرد چرخه کمی نمی‌کند. همچنین برای سیالاتی که شیب منحنی بخار اشباع آن‌ها در نمودار دما-آنتروپی منفی نیست، فوق گرم کردن سیال باعث افزایش بازده نخواهد شد. سان و همکاران [۱۷] چرخه رانکین آلی با انبساط از ناحیه فوق گرم یا منطقه دوفاز بر اساس میزان استفاده دمایی منبع گرما را مورد بررسی قرار دادند.

حداکثر نرخ استفاده از دما می‌تواند با کاهش جریان جرمی منبع گرما به ۶۴,۴ درصد برسد. علاوه بر این، پمپ پره‌ای دوار برای استفاده در چرخه رانکین آلی در مقیاس کوچک با سرعت جریان حجمی پایدار، راندمان نسبی بالا، شرایط آب‌بندی خوب و عمر مناسب داشت.

مایکلویز و همکاران [۱۸] ویژگی‌های ترمودینامیکی و فیزیکی سیالات زیادی را در حالت فوق‌بحرانی و زیربحرانی برای کاربرد در تولید گرما و توان در مصارف خانگی بررسی کردند. نتایج نشان داد راندمان سیکل‌هایی با سیال فوق‌بحرانی، حدود ۵ درصد بیشتر از سیکل‌هایی با سیال زیربحرانی است، اما نیاز به مبدل‌هایی متراکم‌تر و کارآمدتر دارند. لی و همکاران [۱۹] با مقایسه سیال عامل دوجزئی RC318/R141b با سه سیال کاری خالص دریافتند که استفاده از سیال دوجزئی باعث گسترده‌تر شدن دامنه انتخاب سیال کاری شده و همچنین افزایش بازده حرارتی و آگزرژی به دلیل اضافه کردن مبدل حرارتی داخلی برای سیال دوجزئی بیشتر از سیال خالص است. ژاو و همکاران [۲۰] عملکرد دینامیکی چرخه رانکین آلی تغذیه شده توسط انرژی خورشیدی در شرایط ابری را مورد مطالعه





قرار دادند. این مقاله بر تجزیه و تحلیل واکنش‌های سیستم به انسداد ابر با استفاده از مدل دینامیکی تمرکز دارد. نتایج پژوهش نشان می‌دهد که دوره کوتاه (۵ دقیقه) انسداد ابر، تأثیر شدیدی بر کارایی سیستم ندارد، در حالی که ابری که در صبح رخ می‌دهد می‌تواند باعث شود که سیستم به راحتی از کار بیفتد. چیس و همکاران [۲۱] تأثیرات استفاده از سیال کاری خالص و مخلوط متشکل از دو نوع و سه نوع سیال در شرایطی که دمای ورودی و خروجی و دبی منبع حرارتی ثابت بررسی نموده و به این نتیجه رسیدند که استفاده از سیال سه‌جزئی نسبت به سیال دوجزئی، تأثیر بسیار کمتری بر بهبود بازده چرخه خواهد داشت.

پژوهش حاضر توسط واحد پژوهش و فناوری شرکت پالایش گاز بیدبلند و باهدف بررسی فنی اقتصادی بازیافت حرارت از دودکش کوره‌های فرآیندی واحدهای نم‌زدایی به کمک چرخه رانکین آلی تعریف شده است. بحران انرژی و حرکت در راستای تأمین بخشی از انرژی مورد نیاز طریق انرژی‌های تجدیدپذیر (بند ۴۸ ماده قانون برنامه ششم توسعه و همچنین قانون اصلاح الگوی مصرف) ضرورت انجام چنین طرح‌هایی را دوچندان می‌کند. در اجرای این طرح، فرض بر این است که دمای منابع ورودی و خروجی در محدوده معین و در حالت پایدار قرار دارد. مواردی نظیر رفع مشکلات اقلیمی و زیست‌محیطی مرتبط با تخلیه گازهای آلاینده، تدوین و پیاده‌سازی رویکرد استفاده از انرژی‌های تجدیدپذیر در شرکت ملی گاز ایران و استفاده از انرژی اتلافی و به تبع آن کاهش هزینه‌های تولید، اجرای پژوهش حاضر را توجیه‌پذیر می‌کند. بررسی پژوهش‌های پیشین نشان می‌دهد که در زمینه استفاده از حرارت‌های درجه پایین در حوزه پالایشگاهی با استفاده از چرخه رانکین آلی تاکنون تحقیق جامع و کاربردی انجام نشده است. از آنجاکه منابع دمایی پایین بسیاری در حوزه پالایش و پتروشیمی در حال حاضر در کشور فعال است و در پژوهش حاضر، انرژی اتلافی از کوره‌های واحد نم‌زدایی پالایشگاه بیدبلند مورد توجه قرار گرفته و به منظور استفاده از این منبع انرژی با استفاده از چرخه رانکین آلی، فرآیند در سه طرح ساده، فوق گرم و بازیاب شبیه‌سازی گردیده است. با تولید برق توسط سیستم‌های بازیابی گرما، این برق به‌طور مستقیم جایگزین انرژی خریداری شده گردیده و به این ترتیب هزینه‌های انرژی را کاهش می‌دهد. از سوی دیگر، کاهش هزینه‌های انرژی به کاهش هزینه‌های عملیاتی منتهی شده

و بنابراین رقابت‌پذیری محصول را افزایش می‌دهد.

## ۲. روش تحقیق

انتخاب سیال عامل مناسب، مهم‌ترین مسئله در طراحی چرخه رانکین آلی محسوب می‌شود. گزینه‌های زیادی برای استفاده در چرخه به‌عنوان سیال آلی وجود دارد. در صورتی که سیالات ترکیبی را هم مدنظر قرار دهیم، دامنه انتخاب بسیار گسترده می‌شود. برحسب اینکه سیال در دسته سیالات خشک، تر و یا آیزنتروپیک قرار داشته باشد، خواصی که در چرخه از خود بروز می‌دهد کاملاً متفاوت است. منحنی بخار اشباع در نمودار دما-آنترپپی، بارزترین خصوصیت یک سیال عامل در انتخاب برای یک ماشین گرمایی است. این خصوصیت بر قابلیت کاربرد سیال، بازده فرایند و نحوه چیدمان تجهیزات در فرایند اثر می‌گذارد. به‌طور کلی می‌توان سیالات را با توجه به شیب منحنی بخار اشباع آن‌ها در نمودار دما - آنترپپی به سه گروه کلی تقسیم‌بندی نمود:

- سیالات مرطوب: سیالاتی که شیب منحنی بخار اشباع آن‌ها در نمودار دما-آنترپپی منفی باشد.
- سیالات خشک: شیب منحنی بخار اشباع در نمودار دما-آنترپپی، مثبت است.
- سیالات آیزنتروپیک: دارای شیب نزدیک به بی‌نهایت (منحنی بخار اشباع موازی با محور عمودی).

با توجه به اینکه در سیالات مرطوب به دلیل اینکه در فرآیند انبساط امکان دوفازی شدن وجود دارد، معمولاً برای چرخه رانکین آلی مناسب نمی‌باشند. سیالات خشک در طول فرآیند انبساط همچنان فوق گرم می‌مانند؛ ولی کار انجام‌شده توسط آن‌ها در مقایسه با سیال‌های دیگر کمتر است و معمولاً راندمان قابل‌قبولی ندارند. سیالات آیزنتروپیک گزینه بهتری نسبت به دو نوع سیال دیگر هستند و این مشکلات را ندارند. با این وجود عوامل دیگری نیز نظیر قیمت و دوستانداری محیط زیست بودن ... در انتخاب سیال مهم است و این شرایط عوامل ممکن است حتی در سیالات آیزنتروپیک هم فراهم نشود. به‌طور کلی انتخاب سیال کاری بستگی به عوامل مختلفی دارد و باید دید اثر کدام خصوصیت سیال اهمیت بیشتری داشته و می‌تواند برای حوزه کاری مشخص مناسب باشد. خواص ترمودینامیکی سیالات مورد استفاده در این تحقیق در (جدول ۱) ارائه شده است.

جدول ۱: خواص ترمودینامیکی سیالات آلی مورد استفاده در پژوهش حاضر [۱۸-۳]

نوع سیال	گرمای نهان تبخیر (kJ/kg)	چگالی (kg/m <sup>3</sup> )	فشار بحرانی (kPa)	دمای بحرانی (°C)	سیال
خشک	۱۴۶/۷	۱۵۶۵	۳۴۳۹	۲۱۴/۱	R113
مرطوب	۲۱۷	۴/۲	۴۰۵۹	۱۰۱	R134a
آیزنتروپیک	۲۲۶/۵	۱۲۳۰	۴۲۴۹	۲۰۴/۲	R141b
آیزنتروپیک	۲۲۳/۴	۴۴۶/۹	۴۰۵۵	۱۳۷/۱	R142b
آیزنتروپیک	۱۹۶	۵/۷	۳۶۳۹	۱۵۴/۱	R245fa
مرطوب	۲۳۳/۹	۳/۶	۴۹۰۰	۹۶/۱	R22
آیزنتروپیک	۱۸۱/۲	۱۴۹۴	۴۴۰۸	۱۹۸	R11
خشک	۳۵۸	۶۲۰/۸	۳۳۶۴	۱۹۶/۵	ایزو پنتان
مرطوب	۱/۵	۶۲۰	۳۶۴۰	۱۳۴/۷	نرمال بوتن

ماده جاذب در برج‌های آمین استفاده می‌شود و تا دمای ۲۶۰ درجه سانتی‌گراد در کوره حرارت داده می‌شود. در نهایت گاز خروجی از کوره به سمت برج احیاء در حال گرمایش ارسال می‌شود. گاز خروجی از برج احیاء در حال کولینگ با یک خط ۶ اینچ به سمت کوره هدایت می‌شود.

با استناد به نمونه‌برداری آزمایشگاه معتمد محیط‌زیست از گازهای خروجی کوره، انرژی اتلافی از دودکش‌ها را محاسبه می‌کنیم (جدول ۲).

کوره‌های پالایشگاه از نوع آتشی است. در این کوره‌ها گاز شبکه سراسری وارد مشعل‌ها شده و با هوای ورودی از محیط به داخل محفظه احتراق مخلوط می‌شود و برای انجام واکنش شیمیایی سوخت گرمای اولیه را از شمعه‌ها می‌گیرد.

کوره دارای ۳ پایلوت و ۳ مشعل است و ارتفاع آن ۱۹ متر می‌باشد. فشار سوخت پایلوت و مشعل به ترتیب ۰.۹ و ۱.۲ کیلوگرم می‌باشد. حدود ۱۰ درصد از گاز تصفیه شده خروجی از درام، برای گرم کردن و حذف آب و هیدروکربور

جدول ۲: فاکتورهای مورد سنجش و نتایج آزمایش پالایش گاز بید بلند

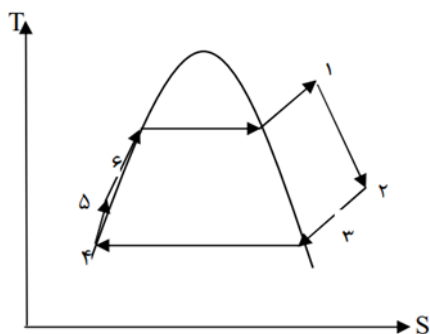
fuel	Tg	Ta	Vg	Ex-Air	SO <sub>2</sub>	H <sub>2</sub> S	NOX	NO	CO	CO <sub>2</sub>	O <sub>2</sub>
-	°C	°C	m/s	%	ppm	ppm	ppm	ppm	ppm	%	%
گاز طبیعی	474.4	36.6	6.1	1.24	0	0	88	84	8	9.53	4.18

شده است. طرح‌های تحلیل شده عبارتند از:

- چرخه ساده
  - چرخه بازیاب
  - چرخه بازیاب و در شرایط فوق گرم
- بنابراین، در چرخه‌های اول و دوم سیال در ناحیه اشباع قرار می‌گیرد، اما در چرخه سوم وارد ناحیه فوق گرم می‌شود.

با توجه به اینکه فشار کاری سیال در چرخه می‌تواند منجر به تغییرات میزان برگشت‌ناپذیری و همچنین بهبود و یا افت راندمان چرخه شود، تحلیلی ترمودینامیکی چرخه

نمونه‌برداری از گازهای احتراقی در مقطعی به ارتفاع ۱۱ متر و قطر ۱/۲۴ متر انجام شده است. با استفاده از دستگاه آنالایزر Testo 350 New، علاوه بر ترکیبات گاز خروجی دودکش کوره، سرعت گاز به میزان ۶/۱ متر بر ثانیه، دمای گاز ۴۷۴/۴ درجه سلسیوس و دمای محیط ۳۶/۶ درجه سلسیوس اندازه‌گیری شده است. میزان حرارت اتلافی از کوره از طریق تحلیل ترمودینامیکی بر داده‌های موجود و شبیه‌سازی تولید توان از حرارت مذکور در سه نوع چرخه مختلف و برای ۹ سیال عامل آلی توسط نرم‌افزار Aspen HYSYS نسخه ۱۱ انجام شده است. تحلیل اقتصادی نیز بر مبنای بانک اطلاعاتی Aspen Process Economic Analyzer (APEA) انجام



شکل ۱: نمودار T-S چرخه رانکین آلی بازیاب

پیشنهادی در سه سطح مختلف فشار صورت گرفته است. سه سطح فشار به گونه‌ای انتخاب شده است که از فشار بحرانی سیالات مورد استفاده کمتر باشد؛ بنابراین با در نظر گرفتن فشار ۳ مگاپاسکال به عنوان حد بالا، فشارهای ۱، ۲ و ۳ مگا پاسکال انتخاب گردید و تحلیل‌ها در این سه سطح فشار انجام شد. تولید آنتروپی داخلی در چرخه رانکین آلی عمدتاً از عواملی مانند افت فشار در لوله‌ها، انبساط ناخواسته در توربین و انتقال گرمای داخلی در اثر اختلاف دمای مشخص در اجزای سیستم رخ می‌دهد. سطوح فشار در بازه‌های مساوی در محدوده پایین‌تر از فشار بحرانی سیال انتخاب شده است. بر این اساس هر یک از طرح‌های فوق در سه فشار مختلف ۱، ۲ و ۳ مگاپاسکال شبیه‌سازی شده است.

در چرخه رانکین آلی بازیاب، سیال قبل از ورود به بویلر دچار پیش گرمایش می‌شود و مقداری از گرمای قابل استفاده جریان خروجی از توربین به مایع خروجی از پمپ قبل از ورود به بویلر داده می‌شود. جریان خروجی از توربین در ابتدا پیش از ورود به چگالنده، مقداری از حرارت خود را در بازیاب به سیال خروجی از پمپ می‌دهد. نمودار T-S این چرخه در (شکل ۱) قابل مشاهده است.

در انجام شبیه‌سازی فرآیند و به منظور ساده‌سازی تحلیل، فرضیات ذیل در نظر گرفته شده است:

- سیستم در حالت یکنواخت کار می‌کند.
- بازده آیزنتروپیک پمپ و توربین ۸۰ درصد است.
- افت فشار در تجهیزات (چگالنده، بویلر و بازیاب) ناچیز است.
- فرآیندها در پمپ و توربین آدیاباتیک است.
- فاز سیال خروجی از چگالنده مایع اشباع است و تغییرات دما در چگالنده ثابت است.
- معادلات حاکم برای هریک از اجزای سیکل رانکین آلی بازیاب در (جدول ۳) خلاصه شده است.

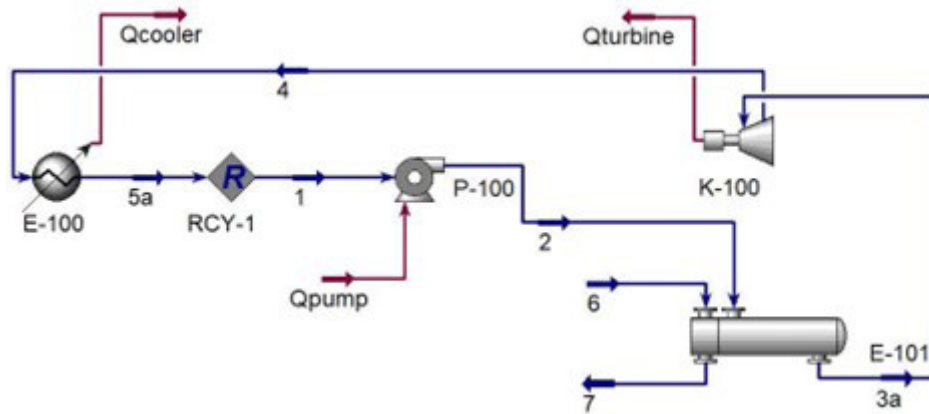
جدول ۳: معادلات حاکم برای هریک از اجزای سیکل رانکین آلی بازیاب

توضیحات	رابطه حاکم	رابطه	فرآیند	تجهیز
بازده آیزنتروپیک،	$\eta_{st} = \frac{\dot{W}_{act}}{\dot{W}_{st}}$	۱		
برگشت‌ناپذیری	$\dot{W}_{ac} = \eta_{mt} \dot{m}_{wf} (h_1 - h_2)$	۲	(۲-۱)	توربین
کار خروجی توربین	$i_{tur} = T_0 \dot{m}_{wf} (S_2 - S_1)$	۳		
	$h_2 - h_3 = h_6 - h_5$	۴	(۳-۲ و ۶-۵)	بازیاب
	$S_2 - S_3 = S_6 - S_5$	۵		
به دلیل اینکه در این خصوص گرما به وسیله برج خنک‌کن به محیط دفع می‌گردد، $T_L = T_0$ در نظر گرفته می‌شود.	$\dot{Q}_{con} = \dot{m}_{wf} (h_3 - h_4)$	۶		
	$i_{con} = \dot{m}_{wf} T_0 \left( S_4 - S_3 + \frac{h_3 - h_4}{T_L} \right)$	۷	(۴-۳)	کندانسور
بازده آیزنتروپیک،	$\eta_{sp} = \frac{\dot{W}_{iso\ pump}}{\dot{W}_{act\ pump}}$	۸		
برگشت‌ناپذیری	$i_{pump} = \dot{m}_{wf} T_0 (S_5 - S_4)$	۹	(۵-۴)	پمپ
کار پمپ‌توربین	$\dot{W}_{act, pump} = \dot{m}_{wf} (h_5 - h_4)$	۱۰		
در رابطه فوق، $T_H$ دمای منبع گرمایی است که در این مورد دمای گازهای خروجی دودکش است.	$\dot{Q}_{eva} = \dot{m}_{wf} (h_1 - h_6)$	۱۱		
	$i_{eva} = \dot{m}_{wf} T_0 \left( s_1 - s_6 + \frac{h_6 - h_1}{T_H} \right)$	۱۲	(۶-۱)	تبخیرکننده

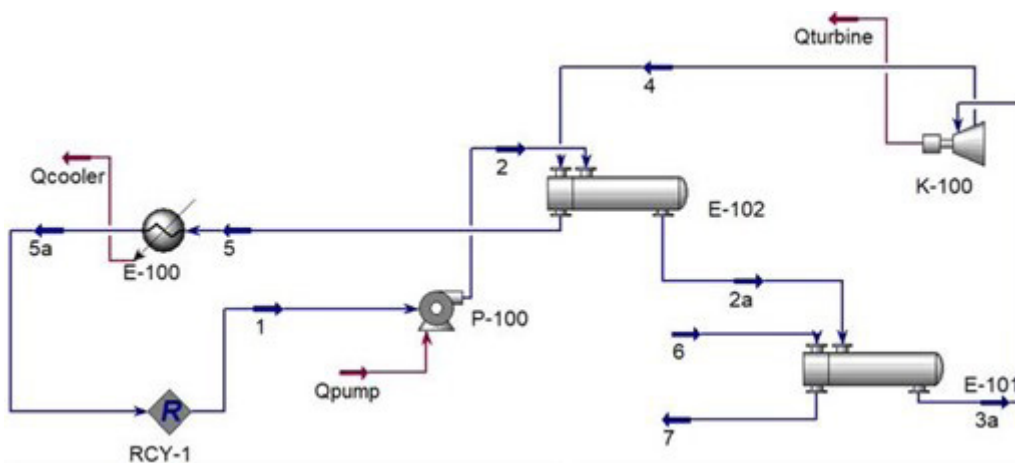


چرخه رانکین آلی بازیاب نیز در (شکل ۳) ارائه شده است. لازم به توضیح است که طرح شبیه‌سازی چرخه بازیاب در حالت معمولی و حالت فوق گرم یکسان است.

همان‌طور که در (شکل ۲) نشان داده شده است، یک نیروگاه چرخه رانکین آلی معمولی دارای تبخیرکننده (بویلر)، منبسط کننده (توربین)، چگالنده و پمپ تغذیه است. طرح شبیه‌سازی شده



شکل ۲: طرح شبیه‌سازی شده چرخه رانکین آلی ساده



شکل ۳: طرح شبیه‌سازی شده چرخه رانکین آلی بازیاب

### ۳. نتایج

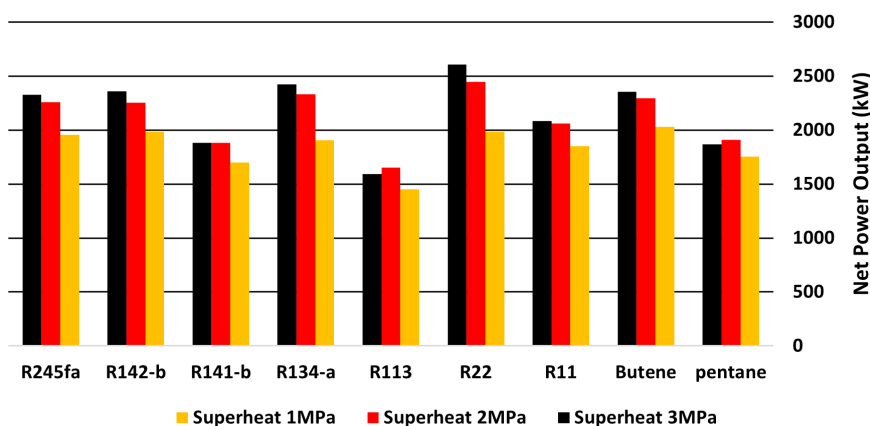
در این بخش، نتایج حاصل از پژوهش مورد بررسی قرار گرفته و جمع‌بندی نهایی انجام می‌شود. هدف از این بررسی، انتخاب سیال و یا سیالات بهینه و طرحی است که بیشترین کارایی را برای اجرا در پالایشگاه گاز بیدبلند داشته باشد. از سوی دیگر، انتخاب بهترین فشار کاری چرخه نیز باید مورد توجه قرار گیرد. در این بخش برای هر سیال عامل به‌طور جداگانه، ۹ طرح مختلف شبیه‌سازی و مقایسه شده است. این طرح‌ها عبارتند از طرح ساده در سه فشار ۱، ۲ و ۳ مگاپاسکال، طرح بازیاب در سه فشار ۱، ۲ و ۳ مگاپاسکال و طرح بازیاب در فاز فوق گرم در سه فشار ۱، ۲ و ۳ مگاپاسکال. به کمک نتایج این بخش مشخص می‌شود که هر سیال عامل در چه

شرایطی دارای بیشترین راندمان خواهد بود. بر اساس نمودار ارائه شده در (شکل ۴) در طرح بازیاب فوق گرم، سیال R22 در فشار 3Mpa به میزان ۲۶۰۶ کیلووات بیشترین تولید توان را خواهد داشت. همچنین، سیال R113 در فشار 1Mpa به میزان ۱۴۴۹ کیلووات کمترین میزان تولید توان را دارد. در اینجا لازم است به موضوع مهمی پرداخته شود و آن نوع سیال مورد استفاده در هر طرح از لحاظ تغییرات دمای سیال بر حسب آنتروپی سیال و شیب منحنی بخار اشباع است. همان‌طور که اشاره گردید، سیال‌ها بر این اساس در سه دسته‌ی تر، خشک و آیزنتروپیک قرار می‌گیرند. در این پژوهش برای اینکه دید کامل‌تری نسبت به عملکرد هر سه نوع سیال داشته باشیم،



سیالات رده بعدی را بررسی می‌کنیم. با مقایسه توان تولیدی این دو سیال با R142b و R245fa مشاهده می‌شود که اختلاف در محدوده ۹ درصد است. در این پژوهش با توجه به اینکه بر اساس تحلیل اقتصادی انجام شده، بخش قابل توجهی از هزینه‌های طرح (در حدود ۳۵ درصد) صرفاً به خرید، نصب و راه‌اندازی توربین اختصاص دارد، گزینه کم ریسک تر که همان کارکرد مطمئن توربین هست انتخاب کرده؛ بنابراین دو سیالات R142b و R245fa که هر دو آیزنتروپیک هستند مورد انتخاب قرار گرفتند.

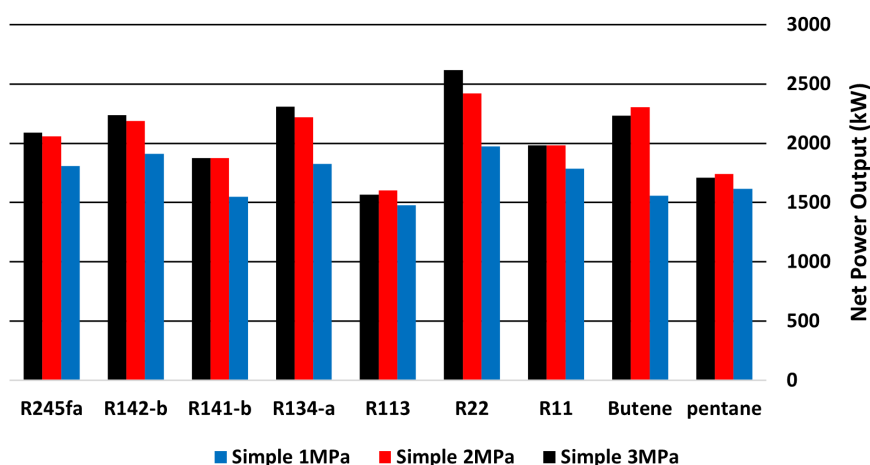
از هر سه نوع سیال استفاده شده است. با این توضیح که سیال تر در هنگام انبساط در توربین ایجاد قطرات مایع می‌کند و این امر می‌تواند به پره‌های توربین صدمه وارد کند. معمولاً در صورتی که محدود توان تولیدی توسط سیال تر تفاوت محسوسی با سایر سیالات (خشک و آیزنتروپیک) نداشته باشد، سراغ گزینه‌های دیگر رفته و از سیالات تر صرف‌نظر می‌شود. در (شکل ۴) مشاهده می‌شود که سیالات R22 و R134a نسبت به سایر سیالات دارای توان تولیدی بیشتری هستند. از آنجا که هر دو سیال از نوع تر می‌باشند میزان اختلاف با



شکل ۴: مقایسه توان خروجی چرخه بازتاب فوق گرم در سه فشار برای سیالات کاری مختلف

را دارد. در این طرح نیز دو سیال R142b و R245fa که از نوع آیزنتروپیک بوده و در فشار 3MPa به ترتیب دارای توان تولیدی ۲۲۳۷ کیلووات و ۲۰۹۰ کیلووات در فشار ۳ مگاپاسکال است می‌رویم.

بر اساس نمودار (شکل ۵) در طرح ساده، سیال R22 در فشار 3MPa به میزان ۲۶۱۷ کیلووات بیشترین تولید را خواهد داشت. همچنین، سیال R113 در فشار 1MPa به میزان ۱۴۷۷ کیلووات کمترین میزان تولید توان

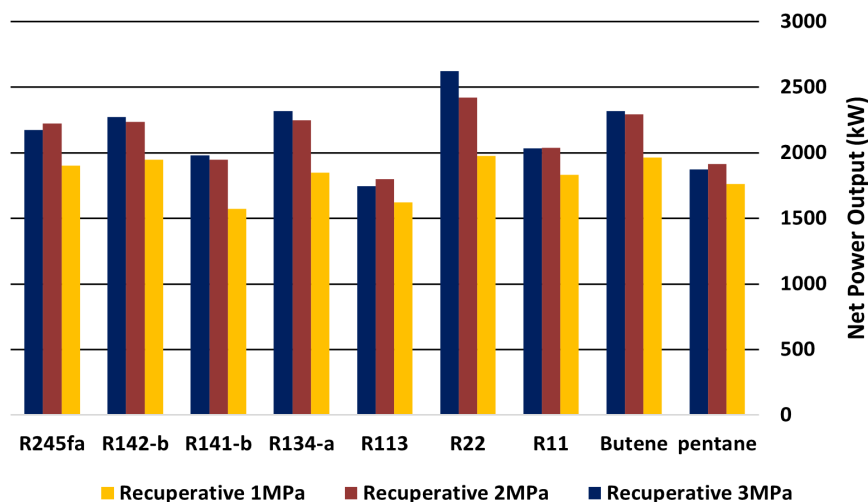


شکل ۵: مقایسه توان خروجی چرخه ساده در سه فشار برای سیالات کاری مختلف

۱۵۷۴ کیلووات کمترین میزان تولید توان را دارد. در اینجا نیز در میان سیالات خشک و آیزنتروپیک R142b در فشار 3MPa دارای بیشترین توان خروجی معادل ۲۳۵۷ کیلووات است.

بر اساس نمودار (شکل ۶) در طرح بازتاب، سیال R22 در فشار 3MPa به میزان ۲۶۲۴ کیلووات بیشترین تولید توان را خواهد داشت. همچنین، سیال R141b در فشار 1MPa به میزان





شکل ۶: مقایسه توان خروجی چرخه بازیاب در سه فشار برای سیالات کاری مختلف

با توجه به اینکه از جمله مسئله‌های اقتصادی مهم در نیروگاه‌ها، برآورد قیمت تمام شده برق تولیدی است، در نتیجه به منظور برآورد آن، تحلیل فنی - اقتصادی چرخه نیاز است. به منظور بهینه‌سازی ترمودینامیکی چرخه نیاز به محاسبه هزینه‌های مرتبط با اجزای چرخه برحسب ویژگی‌های ترمودینامیکی و ویژگی‌های سامانه است. مرجع محاسبه قیمت تجهیزات، استفاده از فهرست نمای سازندگان است، ولی در صورت عدم دسترسی به چنین اطلاعاتی می‌توان از اطلاعات موجود در بانک اطلاعات نرم‌افزارهای معتبر استفاده نمود. در این پژوهش، هزینه نهایی هر طرح شامل هزینه‌های عملیاتی، بهره‌برداری و خرید تجهیزات است که مقدار نهایی آن در (جدول ۴) ارائه شده است.

جدول ۴: هزینه نهایی طرح‌های مختلف پیشنهادی (دلار)

سیال کاری	چرخه ساده			چرخه بازیاب			چرخه فوق گرم		
	1Mpa	2Mpa	3Mpa	1Mpa	2Mpa	3Mpa	1Mpa	2Mpa	3Mpa
R113	۲۲۹۸۵۸۰	۲۳۱۵۳۳۰	۲۴۶۶۴۶۰	۲۷۱۶۷۹۰	۲۸۴۵۵۰۰	۲۹۶۵۴۰۰	۲۵۴۰۱۵۰	۲۶۹۷۰۳۰	۲۶۵۲۴۶۰
R134a	۳۹۸۰۷۸۰	۳۲۳۸۲۴۰	۵۱۸۲۷۱۰	۶۱۷۶۹۱۰	۵۳۴۵۶۱۰	۶۱۹۰۸۸۰	۴۵۰۶۰۲۰	۳۶۲۲۶۷۰	۳۷۳۱۱۴۰
R141b	۲۶۳۵۷۲۰	۲۶۰۸۵۰۰	۲۷۶۶۷۴۰	۳۱۸۳۳۷۰	۳۲۳۸۸۰۰	۳۴۱۴۸۳۰	۲۸۷۶۶۰۰	۲۸۹۷۷۵۰	۲۸۸۴۲۰۰
R142b	۲۵۲۲۶۳۰	۲۷۰۳۰۲۰	۲۷۶۸۷۴۰	۲۹۱۴۰۸۰	۳۱۰۱۳۸۰	۳۲۲۰۶۳۰	۲۷۲۳۴۰۰	۲۸۲۶۵۴۰	۳۰۹۷۵۵۰
R245fa	۲۵۶۸۳۳۰	۲۷۶۰۰۹۰	۲۹۰۱۸۷۰	۳۱۵۶۴۴۰	۳۳۵۴۱۹۰	۳۴۲۰۶۷۴	۳۲۴۴۸۹۰	۳۲۲۶۷۵۰	۳۲۹۰۲۴۰
R22	۶۱۶۱۸۸۰	۶۲۶۷۷۰۰	۶۳۵۴۱۹۰	۶۱۶۱۷۰۰	۶۳۶۸۵۴۰	۶۴۰۴۲۸۰	۶۱۶۱۸۰۰	۶۱۰۲۸۳۰	۶۲۹۲۴۶۰
R11	۲۳۱۴۴۰۰	۲۳۳۰۹۲۰	۲۴۸۷۰۶۰	۲۷۰۰۸۰۰	۲۷۴۲۵۳۰	۲۷۸۵۴۲۰	۲۶۷۳۱۷۰	۲۶۹۳۴۴۰	۲۶۵۸۰۸۰
ایزو پنتان	۴۴۴۰۰۷۰	۲۶۰۶۲۱۹۰	۲۷۸۳۱۲۰	۴۴۴۰۵۷۰	۳۲۷۳۸۱۰	۳۶۸۷۶۹۰	۱۲۵۷۷۸۰	۲۹۶۴۴۰۰	۲۷۳۰۷۸۰
نرمال بوتن	۲۴۷۴۷۳۰	۲۵۱۷۳۰۰	۲۷۳۲۶۲۰	۲۸۳۵۲۰۰	۳۱۱۰۴۳۰	۳۱۳۱۰۵۰	۲۸۳۲۶۹۰	۲۸۴۲۰۶۰	۳۰۲۳۳۱۰

شوند. سایر طرح‌ها بر اساس تحلیل انجام شده توسط گوما و همکاران [۲۲]، در محدوده قابل قبول قرار دارد. هزینه نهایی هر طرح به صورت تقریبی شامل ۵۰ درصد هزینه خرید تجهیزات و ۵۰ درصد نیز کلیه هزینه‌های عملیاتی و بهره‌برداری است. به عنوان نمونه لیست هزینه خرید تجهیزات مورد استفاده در سه طرح متفاوت برای سیال کاری R245fa ارائه گردیده است.

از مقادیر (جدول ۵) مشاهده می‌شود که مقادیر هزینه‌های تمام شده در طرح‌هایی که از سیالات R22 و همچنین R134a استفاده شده به صورت معنادار و قابل توجهی نسبت به سایر سیالات بالاست. این مسئله موجب می‌شود که این سیالات علی‌رغم اینکه در تحلیل‌های ترمودینامیکی دارای راندمان‌های قابل توجهی بودند اما به دو دلیل عدم توجیه اقتصادی و همچنین مرطوب بودن از لیست نهایی خارج

جدول ۵: هزینه خرید تجهیزات برای ۳ طرح نمونه (دلار)

طرح	سیال	فشار	پمپ	کندانسور	توربین	مبدل باز یاب	اوپراتور	هزینه نهایی
ساده	R245fa	۱	۸۵۱۹۸	۱۵۴۲۲۱	۸۸۶۰۳۴	۰	۱۵۸۷۱۰	۲۵۶۸۳۳۰
باز یاب	R245fa	۱	۹۵۱۷۴	۱۷۲۲۷۷	۹۸۹۷۷۰	۱۴۳۷۰۷	۱۷۷۲۹۰	۳۱۵۶۴۴۰
باز یاب فوق گرم	R245fa	۱	۹۷۸۴۰	۱۷۷۱۰۵	۱۰۱۷۵۰۵	۱۴۷۷۳۳	۱۸۲۲۶۰	۳۲۴۴۸۹۰

#### ۴. نتیجه گیری

در این پژوهش پس از بررسی مدارک و مستندات فرآیندی کوره‌های پالایشگاه بیدبلند، دما، دبی و ترکیب درصد گازهای داغ خروجی از دودکش استخراج گردید. در ادامه ضمن تعیین شرایط استاندارد عملکرد کوره H1 و حداقل دمای قابل استحصال در خروجی کوره (ملاحظات نقطه شبنم، متالورژیکی و آلایندگی)، محتوای انرژی هدررفته به واسطه خروج گازهای احتراقی دما بالا محاسبه گردید. پس از شبیه‌سازی ترمودینامیکی چرخه رانکین آلی به کمک نرم‌افزار هاسیس، بار حرارتی قابل استحصال به ازای

جدول ۶: سیالات و طرح‌های اولیه جهت استفاده در پیلوت پالایشگاه بید بلند

سیال کاری	چرخه ساده			چرخه باز یاب			چرخه فوق گرم		
	1Mpa	2Mpa	3Mpa	1Mpa	2Mpa	3Mpa	1Mpa	2Mpa	3Mpa
توان (kW)	۲۲۲۷٫۳	۲۱۸۸٫۴	۱۹۱۰٫۶	۲۲۷۴	۲۲۳۶	۱۹۴۸	۲۳۵۷	۲۲۵۲	۱۹۴۸
هزینه (دلار)	R142b ۲۵۲۲۶۳۰	۲۷۰۳۰۲۰	۲۷۶۸۷۴۰	۲۹۱۴۰۸۰	۳۱۰۱۳۸۰	۳۲۲۰۶۳۰	۲۷۲۳۴۰۰	۲۸۲۶۵۴۰	۳۰۹۷۵۵۰
بهای هر کیلووات (دلار)	۱۱۲۸	۱۲۳۵	۱۴۴۹	۱۲۸۱	۱۳۸۷	۱۶۵۳	۱۱۵۵	۱۲۵۵	۱۵۶۱
توان (kW)	۲۰۹۰٫۴	۲۰۵۹٫۶	۱۸۰۹٫۵	۲۱۷۲	۲۲۲۳	۱۹۰۴	۲۳۲۸	۲۲۵۹	۱۹۵۴
هزینه (دلار)	R245fa ۲۵۶۸۳۳۰	۲۷۶۰۰۹۰	۲۹۰۱۸۷۰	۳۱۵۶۴۴۰	۳۳۵۴۱۹۰	۳۴۲۰۶۷۴	۳۲۴۴۸۹۰	۳۲۲۶۷۵۰	۳۲۹۰۲۴۰
بهای هر کیلووات (دلار)	۱۲۲۹	۱۳۴۰	۱۶۰۴	۱۴۵۳	۱۵۰۹	۱۷۹۷	۱۳۹۴	۱۴۲۸	۱۶۸۴

با استفاده از نتایج (جدول ۶) و با تکیه بر بهای تمام شده هر کیلووات انرژی تولیدی می‌توان گزینه‌های نهایی را انتخاب نمود. بر این اساس، سیالات و طرح‌های نهایی پیشنهادی جهت استفاده در پیلوت پالایشگاه بیدبلند به شرح ذیل در (جدول ۷) ارائه می‌گردد. با در نظر گرفتن نرخ خرید تضمین برق به میزان ۲۵۰۰۰ ریال به ازای هر کیلووات و نرخ دلار ۵۰۰۰۰۰ ریال، نرخ

جدول ۷: سیالات و طرح‌های نهایی پیشنهادی جهت استفاده در پیلوت پالایشگاه بید بلند

اولویت طرح	سیال کاری	چرخه مورد استفاده	فشار کاری (kPa)	دوره بازگشت سرمایه (سال)	توان تولیدی (kW)	شار حرارت در اوپراتور (kW)	راندمان چرخه (%)
۱	R142b	فوق گرم	۱	۲٫۶۳	۱۹۸۴	۱۱۵۵۵	۱۷٫۱۷
۲	R245fa	ساده	۱	۲٫۹۷	۱۸۰۹٫۵	۱۲۰۴۱	۱۵٫۰۲



- R245fa working fluid. *Energy*, 41(1), 514-524.
- [3]. Quoilin, S., Aumann, R., Grill, A., Schuster, A., Lemort, V., & Spliethoff, H. (2011). Dynamic modeling and optimal control strategy of waste heat recovery Organic Rankine Cycles. *Applied energy*, 88(6), 2183-2190.
- [4]. Chen, Q., Xu, J., & Chen, H. (2012). A new design method for Organic Rankine Cycles with constraint of inlet and outlet heat carrier fluid temperatures coupling with the heat source. *Applied Energy*, 98, 562-573.
- [5]. Jia, J., Chen, H., Wang, R., Liu, H., Zhao, Z., Lei, H., & Jin, Q. (2021). Mass and energy equilibrium analysis on co-hydrothermal carbonization coupled with a combined flash-Organic Rankine Cycle system for low-energy upgrading organic wastes. *Energy Conversion and Management*, 229, 113750.
- [6]. Li, J., Pei, G., Li, Y., Wang, D., & Ji, J. (2012). Energetic and exergetic investigation of an organic Rankine cycle at different heat source temperatures. *Energy*, 38(1), 85-95.
- [7]. Cho, S. Y., Cho, C. H., Ahn, K. Y., & Lee, Y. D. (2014). A study of the optimal operating conditions in the organic Rankine cycle using a turbo-expander for fluctuations of the available thermal energy. *Energy*, 64, 900-91.
- [8]. Imran, M., Haglind, F., Asim, M., & Alvi, J. Z. (2018). Recent research trends in organic Rankine cycle technology: A bibliometric approach. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 81, 552-562.
- [9]. Chang, J. C., Hung, T. C., He, Y. L., & Zhang, W. (2015). Experimental study on

این پژوهش طبق قرارداد ۳۹۵۲۶۸ توسط شرکت پالایش گاز بیدبلند حمایت مالی شده است. نویسندگان مقاله بدین وسیله مراتب سپاس خود را اعلام می‌دارند.

### فهرست علائم اختصاری و زیروندها

علائم	
$V$	سرعت
$\eta$	بازده
$\dot{W}$	توان
$\dot{m}$	دبی جرمی
$i$	برگشت‌ناپذیری
$T$	دما
$S$	آنترپی
$Q$	حرارت
$T_L$	منبع حرارتی دم‌پایین
$T_H$	منبع حرارتی دم‌بالا
زیرونده	
$g$	گاز
$act$	واقعی
$st$	آیزنتروپیک
$con$	چگالنده
$mt$	توربین اصلی
$wf$	سیال عامل
$eva$	تبخیرکننده
$pump$	پمپ

### مراجع:

- [1]. Galloni, E., Fontana, G., & Staccone, S. (2015). Design and experimental analysis of a mini ORC power plant based on R245fa working fluid. *Energy*, 90, 768-775.
- [2]. Kang, S. H. (2012). Design and experimental study of ORC (organic Rankine cycle) and radial turbine using



- for low grade waste heat recovery. *Energy conversion and management*, 50(3), 576-582.
- [17]. Sun, H., Qin, J., Hung, T. C., Lin, C. H., & Lin, Y. F. (2018). Performance comparison of organic Rankine cycle with expansion from superheated zone or two-phase zone based on temperature utilization rate of heat source. *Energy*, 149, 566-576
- [18]. Mikielwicz, D., & Mikielwicz, J. (2010). A thermodynamic criterion for selection of working fluid for subcritical and supercritical domestic micro CHP. *Applied Thermal Engineering*, 30(16), 2357-2362.
- [19]. Li, W., Feng, X., Yu, L. J., & Xu, J. (2011). Effects of evaporating temperature and internal heat exchanger on organic Rankine cycle. *Applied Thermal Engineering*, 31(17-18), 4014-4023.
- [20]. Ni, J., Zhao, L., Zhang, Z., Zhang, Y., Zhang, J., Deng, S., & Ma, M. (2018). Dynamic performance investigation of organic Rankine cycle driven by solar energy under cloudy condition. *Energy*, 147, 122-141.
- [21]. Chys, M., van den Broek, M., Vanslambrouck, B., & De Paepe, M. (2012). Potential of zeotropic mixtures as working fluids in organic Rankine cycles. *Energy*, 44(1), 623-632.
- [22]. Gomaa, M. R., Mustafa, R. J., Al-Dhaifallah, M., & Rezk, H. (2020). A low-grade heat Organic Rankine Cycle driven by hybrid solar collectors and a waste heat recovery system. *Energy Reports*, 6, 3425-3445.
- low-temperature organic Rankine cycle utilizing scroll type expander. *Applied Energy*, 155, 150-159.
- [10]. Roy, J. P., Mishra, M. K., & Misra, A. (2011). Performance analysis of an Organic Rankine Cycle with superheating under different heat source temperature conditions. *Applied Energy*, 88(9), 2995-3004.
- [11]. [11] Chintala, V., Kumar, S., & Pandey, J. K. (2018). A technical review on waste heat recovery from compression ignition engines using organic Rankine cycle. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 81, 493-509.
- [12]. Wei, D., Lu, X., Lu, Z., & Gu, J. (2007). Performance analysis and optimization of organic Rankine cycle (ORC) for waste heat recovery. *Energy conversion and Management*, 48(4), 1113-1119.
- [13]. Liu, B. T., Chien, K. H., & Wang, C. C. (2004). Effect of working fluids on organic Rankine cycle for waste heat recovery. *Energy*, 29(8), 1207-1217.
- [14]. Mago, P. J., Chamra, L. M., Srinivasan, K., & Somayaji, C. (2008). An examination of regenerative organic Rankine cycles using dry fluids. *Applied thermal engineering*, 28(8-9), 998-1007.
- [15]. Zhang, Y., Tian, R., Dai, X., Wang, D., Ma, Y., Li, H., & Shi, L. (2018). Experimental study of R134a flow boiling in a horizontal tube for evaporator design under typical Organic Rankine Cycle pressures. *International Journal of Heat and Fluid Flow*, 71, 210-219.
- [16]. Dai, Y., Wang, J., & Gao, L. (2009). Parametric optimization and comparative study of organic Rankine cycle (ORC)

## Techno-Economic Evaluation Evaluation of Heat Recovery from the Chimney of the Furnaces of the Dehumidification Unit of Bidboland Gas Refinery Using the Organic Rankine Cycle

Masoud Dorfeshan<sup>1\*</sup>, Paria Amirabedi<sup>2</sup>, Mohsen Dorfeshan<sup>3</sup>

1. Assistant Professor, Department of Mechanical Engineering, Faculty of Engineering, Behbahan Khatam Alanbia University of Technology, Behbahan, Iran
2. Assistant Professor, Department of Chemical Engineering, Faculty of Engineering, Behbahan Khatam Alanbia University of Technology, Behbahan, Iran
3. M.Sc. of Renewable Energies and Environment, Faculty of New Sciences and Technologies, University of Tehran, Tehran, Iran

### ARTICLE INFO

APPLIED ARTICLE

#### Article History:

Received: 29 October 2023

Revised: 28 November 2023

Accepted: 17 December 2023

#### Keywords:

Rankine Organic Cycle

Waste Heat

Thermal Efficiency

Gas Refinery

Gas Dehumidification Furnaces

### ABSTRACT

The energy crisis around the world justifies the exploitation of projects centered on the use of waste energy and has made its implementation necessary. The main challenges of industrial managers in implementing a waste heat recovery plan, besides paying attention to climate and environmental issues, are reducing fuel consumption and dependence on electricity, as well as justifying the plan from an economic point of view. In the current research, the use of waste heat from the furnaces of the dehumidification unit of Bidbland Refinery is taken into consideration by sampling the combustion gases in a section of the chimney with a height of 11 meters and a diameter of 1.24 meters, in addition to the parameters required for environmental tests, waste energy It was also calculated from furnaces. The power generation process has been simulated with the help of the organic Rankine cycle in three designs: simple, superheated, and regenerative. In carrying out this simulation, it is assumed that the temperature of the input sources and the temperature of the output source are in a certain range, and are in the steady state. Finally, based on the thermodynamic and economic analysis, R142b fluid in the superheated and normal butane cycle and R245fa in the simple cycle are the main priorities used in the refinery pilot with a payback period of 2.63, 2.64 and 2.97 years, respectively.

DOR: [20.1001.1.25885251.1402.00.00](https://doi.org/10.1001.1.25885251.1402.00.00)

#### How to cite this article

M. Dorfeshan, P. Amirabedi, M. Dorfeshan, Techno-Economic Evaluation Evaluation of Heat Recovery from the Chimney of the Furnaces of the Dehumidification Unit of Bidboland Gas Refinery Using the Organic Rankine Cycle. *Iranian Journal of Gas Engineering*. 2023; 10(2): 29 -41. ([https://www.ijge.irangi.org/article\\_712578.html](https://www.ijge.irangi.org/article_712578.html))

\* Corresponding Author.

E-mail address: [dorfeshan@bkatu.ac.ir](mailto:dorfeshan@bkatu.ac.ir), (M. Dorfeshan).

Available online 31 December 2023

25885-5251/© 2023 The Authors. Published by Iranian Gas Institute.

This is an open access article under the CC BY license. (<https://creativecommons.org/licenses/by/4.0/>)

