



بهینه‌سازی چرخه آلی رانکین به منظور بازیابی گرمای اتلافی موتور سه استوانه‌ای پرخوران بنزینی

سپهر خسروی شاد^۱، ایمان چیت‌ساز^{۲*}، مهدی نیلی احمدآبادی^۳

^۱دانشجوی کارشناسی ارشد تبدیل انرژی، دانشکده مهندسی مکانیک، دانشگاه صنعتی اصفهان، اصفهان، ایران، sepehrkhosravi@me.iut.ac.ir

^۲استادیار گروه تبدیل انرژی، دانشکده مهندسی مکانیک، دانشگاه صنعتی اصفهان، اصفهان، ایران، i.chitsaz@iut.ac.ir

^۳دانشیار گروه تبدیل انرژی، دانشکده مهندسی مکانیک، دانشگاه صنعتی اصفهان، اصفهان، ایران، m.nili@iut.ac.ir

* نویسنده مسئول

اطلاعات مقاله

چکیده

تاریخچه مقاله:

دریافت: ۲۵ اردیبهشت ۱۴۰۰

پذیرش: ۲۸ مهر ۱۴۰۰

کلیدواژه‌ها:

بازیابی گرمای اتلافی

بهینه‌سازی مصرف انرژی

چرخه آلی رانکین (چار)

روش سیمپلکس داونهیل

موتور احتراق داخلی پرخوران

در خودروهای سواری رایج، بیشترین هدررفت انرژی از دو منبع دود راهگاه خروجی و سامانه خنک‌کننده موتور صورت می‌گیرد. مقاله حاضر با تمرکز بر این دو منبع گرمایی، عملکرد یک سامانه بازیابی گرمای اتلافی مبتنی بر چرخه آلی رانکین (چار)، در بازیافت انرژی اتلافی از موتور بنزینی یک خودروی سواری را بررسی کرده است. هدف از این پژوهش یافتن شرایط کاری بهینه چار و انتخاب بهترین سیال کاری به منظور استحصال بیشینه توان خالص خروجی از چرخه بازیابی است. برای دستیابی به این مقصود، الگوی ترمودینامیکی پایا و صفر بعدی سامانه چار مینا در نقطه‌ای از نقشه عملکرد موتور به عنوان نقطه معیار، که از شبیه‌سازی کارکرد خودرو بر اساس چرخه استاندارد رانندگی شهری بدست آمده، در نرم‌افزار ترموفلکس طراحی گردید. با در نظر گرفتن گستردگی تعداد و تنوع سیالات کاری، ۲۳ سیال عامل اعم از سیالات خالص و مخلوط ارزیابی شدند، و همچنین شرایط کاری بهینه سامانه مینا با در نظر گرفتن شار جرمی سیال عامل، نقطه طراحی چگالنده و فشار کاری گردا و چگالنده به عنوان متغیرهای طراحی برای هر ماده کاری از طریق بهینه‌سازی آن با روش سیمپلکس داونهیل استخراج گردید. در انتها با در اختیار داشتن داده‌های آزمایشگاهی برای ۳۲۰ نقطه از نقشه کاری موتور، کارایی چرخه مینای بهینه‌شده در ترکیب با تمام منطقه عملکرد موتور ارزیابی شد. نتایج نشان داد بیشترین توان خالص استحصال، از سیالات R507a ، R410a و R125 بدست آمده است، که بیانگر عملکرد بهتر مخلوط‌های زئوتروپیک و آزنوتروپیک در بازیابی گرمای اتلافی موتور با چار است و در بهترین حالت در مناطق کم بار ۲،۶ کیلووات و در منطقه اوج کارایی گرمایی ۶،۶ کیلووات توان خالص از چرخه استحصال شد.



تمامی حقوق برای انجمن علمی موتور ایران محفوظ است.

۱- مقدمه

پژوهش‌های نوین مربوط به موتورهای احتراق داخلی و طراحی خودرو بیشتر ناشی از نیاز مبرم به کاهش مصرف حامل‌های انرژی سنگواره‌ای و انتشار گازهای گلخانه‌ای حاصل از آن‌ها است. نیاز روزافزون به مصرف سوخت‌های سنگواره‌ای با توجه به تجدیدنپذیر بودن آن‌ها، بازیابی انرژی اتلافی ناشی از این منابع را بویژه در صنعت بسیار حائز اهمیت می‌گرداند. صنعت ترابری که یکی از مهم‌ترین مصرف‌کنندگان سوخت‌های سنگواره‌ای بشمار می‌رود، تقریباً ۲۵٪ از تقاضای انرژی جهان را تشکیل می‌دهد [۱].

از این‌رو ارتقاء کارایی موتورهای احتراق داخلی منجر به کاهش مصرف سوخت و صرفه‌جویی قابل توجهی در مقدار مصرف انرژی خواهد شد. به منظور بهبود کارایی موتورهای احتراق داخلی راهکارهای بسیاری مانند، اشتعال تراکمی سوخت همگن [۲]، پرخورانی [۳]، زمان‌بندی متغیر دریچه‌ها [۴] و پیش‌رانه‌های دورگه [۵] معرفی شده‌اند.

با این حال همچنان بیش از نیمی از انرژی سوخت از طریق جریان خروجی و سامانه خنک‌کننده موتور تلف می‌شود [۶-۹]. تحقیقات نشان می‌دهد حدود ۲۰ درصد از انرژی سوخت تنها از طریق سامانه خنک‌کاری موتور به محیط دفع می‌شود [۸، ۱۰-۱۳] که در کنار تلفات دود راهگاه خروجی قابل توجه خواهد بود. فناوری بازیابی گرمای اتلافی به منظور افزایش قابل توجه بازده موتورهای احتراق داخلی در دهه‌های اخیر تحقیقات گسترده‌ای را به خود جلب کرده است [۱۴].

چرخه‌های متنوع ترمودینامیکی، از جمله چار، چرخه کالینا و چرخه بخار رانکین در پیکربندی‌های مختلف با هدف افزایش توان تولیدی از گرمای اتلافی موتورهای احتراقی ارزیابی شده‌اند [۱۵].

در مقایسه با ساختار نسبتاً پیچیده چرخه کالینا، گردهای پیچیده چرخه بخار رانکین به همراه فشار کاری قوی و خطر فرسایش در این دو چرخه، چرخه آلی رانکین (چار) از مزایای پیکربندی ساده، قابلیت اطمینان مناسب، نگهداری آسان و سهولت ادغام با سایر چرخه‌های تولید توان برخوردار است [۱۶]، در نتیجه بسیاری از محققان چار را یکی از مناسب‌ترین فناوری‌ها برای بازیابی گرمای اتلافی از منابع با دمای متوسط و کم نظیر دود راهگاه خروجی و سیال خنک‌کننده موتور می‌دانند [۱۶-۱۹].

به دلیل وجود چند منبع اتلاف حرارت در موتورها در دماهای مختلف و تغییرپذیری آن‌ها، شیوه‌های مختلف طراحی و پیکربندی فناوری چار در گذشته مطالعه شده است. استفاده از تبخیرکننده‌های پشت سرهم [۲۰، ۲۱] یا موازی [۲۲، ۲۳] در بازیابی گرمای اتلافی دو یا چند منبع گرما در سطوح مختلف دما، تزریق و انبساط دو مرحله‌ای [۲۴، ۲۵]، چرخه تک حلقه، چرخه دو حلقه و چرخه آبشاری [۲۴، ۲۶-۲۹] از جمله این موارد هستند.

ژانگ و همکاران [۲۹]، به منظور بازیابی گرمای اتلافی یک موتور احتراقی، در یک پیکربندی دو حلقه از یک حلقه گرم برای منبع دود راهگاه خروجی و یک حلقه خنک برای سامانه خنک‌کاری موتور و گرمای اتلافی سایر قسمت‌های موتور استفاده کردند. تحت چنین شرایطی نتایج حاکی از آن است که قدرت خالص خروجی حلقه خنک بیشتر از حلقه گرم است و توان خروجی نسبی در منطقه اوج کارایی گرمایی ۱۴ تا ۱۶ درصد و در مناطق کم بار ۳۸ تا ۴۳ درصد بهبود می‌یابد.

در مطالعه‌ای کیم و همکاران [۳۰]، سه نوع پیکربندی مرسوم چار تک حلقه را با پیکربندی تک حلقه پیشنهادی در یک نقطه از نقشه عملکرد موتور احتراقی با استفاده از سیالات R134a و R245fa مقایسه کردند. در پیکربندی‌های مرسوم پیشین تقریباً ۵۰٪ گرمای باقی‌مانده سیال کاری پس از گردا تلف می‌شد. پیکربندی پیشنهادی با استفاده از دو بازیاب میانی، با کاهش تلفات انرژی افزایش ۲۰ درصدی توان خروجی را به همراه داشت.

خیمنز آرئولا و همکاران [۳۱] با تمرکز بر استفاده از منابع گرمایی نوسانی در چار، به مقایسه تبخیر مستقیم و غیرمستقیم سیال عامل چار در یک سامانه بازیابی حرارت از موتور احتراق داخلی پرداختند. در تبخیر مستقیم، سیال عامل حرارت را مستقیماً از منبع گرمایی دریافت می‌کند، در حالی که در تبخیر غیرمستقیم گرمای منبع گرمایی از طریق یک سیال انتقال حرارت در مبدل گرمایی به سیال کاری انتقال می‌یابد.

تبخیر مستقیم در دماهای خیلی زیاد می‌تواند منجر به تجزیه سیال کاری چار و اختلال در این سامانه شود، بنابراین گزینه مناسبی هنگام روبه‌رو شدن با گستره دمایی منبع گرمایی نیست اما به دلیل بازده بزرگتر نسبت به تبخیر غیرمستقیم، در بسیاری از کاربردها ارجح است. در مقابل تبخیر غیرمستقیم بواسطه میرایی گرمایی قویتری که ایجاد می‌کند باعث تغییر کمتر شرایط مرزی می‌گردد.

سامانه‌های بازیافت انرژی اتلافی مبتنی بر چار علاوه بر تولید توان خروجی که غالباً هدف اصلی طراحی این سامانه‌ها است، در کاهش مقدار آلاینده‌گی دود خروجی نیز مثر ثمر واقع می‌شوند. در همین راستا سیرینی واسن و همکاران [۳۲]، به مطالعه توانایی بازیافت گرمای اتلافی دود راهگاه خروجی یک موتور احتراقی با بازده قوی با سوخت دوگانه توسط چار پرداختند. توانایی بهبود بازده تبدیل سوخت و انتشار گازهای گلخانه‌ای در طیف وسیعی از زمان‌های تزریق و بارهای موتور اندازه‌گیری و محاسبه شد. نتایج نشان داد که ترکیب گازهای گرم خروجی با فناوری چار، بهره‌وری از انرژی سوخت را به طور متوسط ۷ درصد برای کلیه بارها و زمان‌های تزریق بهبود داده است. انتشار گازهای گلخانه‌ای نظیر دی‌اکسید کربن و اکسیدهای نیتروژن به طور میانگین ۱۸ درصد کاهش پیدا کرد.

در پژوهش وانگ و همکاران [۳۹]، بهینه‌سازی چندهدفه ترمودینامیکی و اقتصادی چار با سیال کاری R134a از طریق روش مرتب‌سازی ژنتیک غیر مغلوب^۱ صورت گرفت. فشار و دمای جریان ورودی گردا، اختلاف دمای نقطه طراحی^۲ و رویکرد^۳ و اختلاف دمای چگالنده با توجه به تأثیرات قابل ملاحظه آن‌ها بر توابع هدف به عنوان متغیرهای طراحی در نظر گرفته شدند. نتایج این پژوهش حاکی از افزایش ۱۴ درصدی بازده اگزرژی و کاهش قابل توجه هزینه کلی چار است.

در تحقیق کوین روست و همکاران [۴۰]، پیکربندی‌های مختلف چار که قادر به بازیافت گرمای اتلافی هر دو منبع دود راهگاه خروجی و سامانه خنک‌کننده موتور هستند، بر اساس سیالات کاری متنوع در یک خودروی سواری مطالعه شد و با بهینه‌سازی چند منظوره مقید توسط یک روش تکاملی، شرایط بهینه سیال کاری و قطر بهینه خروجی گردای شعاعی مورد بررسی حاصل گردید.

نتایج مطالعات روی و همکاران [۴۱-۴۳]، برای دستیابی به شرایط کاری بهینه چار در دو پیکربندی ساده و همراه بازیاب، نشان از عملکرد مطلوب سیال R123 از میان سیالات تحت بررسی دارد که حداکثر توان خروجی در بازیابی گرمای اتلافی از منبع دما متغیر را ارائه داده است. بررسی اجمالی مطالعات گذشته پیرامون بازیابی گرمای اتلافی موتور احتراق داخلی با چار نشان می‌دهد، طیف وسیعی از تحقیقات معطوف به موتورهای دیزل و دریایی بوده و در مورد موتورهای بنزینی تا حدودی خلأ تحقیقاتی همچنان احساس می‌شود. مطالعه حاضر به بررسی چند جنبه سامانه چار در بازیابی گرمای اتلافی از موتور احتراق داخلی یک خودروی پرخوران بنزینی پرداخته است. دود راهگاه خروجی به دلیل محتوای اگزرژی بالاتر در مقایسه با سامانه خنک‌کاری موتور [۴۴]، به عنوان منبع گرمایی اصلی چار و سامانه خنک‌کاری به عنوان پیش‌گرمایش، انرژی ورودی چرخه را تأمین کرده‌اند. هدف از این پژوهش یافتن شرایط کاری بهینه سامانه چار و انتخاب بهترین سیال کاری به منظور استحصال بیشینه توان خالص خروجی از چرخه و همچنین برآوردی از اندازه مولفه‌های پیکربندی چار در حالت بهینه است. سامانه چار ذاتاً عملکردی پایا دارد در حالی که رفتار موتور احتراقی، متغیر با زمان و گذرا است، بنابراین سامانه چار مینا ابتدا در نقطه‌ای از نقشه کاری موتور به عنوان نقطه معیار طراحی شد. نقطه معیار با توجه به کاربرد سامانه ترکیبی چار و موتور احتراقی، از شبیه‌سازی کارکرد خودرو بر اساس چرخه استاندارد رانندگی شهری بدست آمده است. به منظور ارزیابی مقدار توانایی چار در پاس‌گویی به نوسانات منابع گرمایی، عملکرد ۲۳ سیال کاری مختلف در چرخه در کل بازه عملیاتی موتور، بررسی شد. بهینه‌سازی چار مینا برای هر سیال عامل به روش سیمپلکس داونهیل

در یک پژوهش کاربردی چن و همکاران [۳۳]، سامانه تغذیه انرژی یک وسیله نقلیه را براساس بازیافت گرمای اتلافی با چار از نظر گرمایی و اقتصادی بررسی کردند. سامانه تغذیه مذکور به صورت ترکیب چار با سامانه تهویه مطبوع وسیله نقلیه است. این سامانه ترکیبی با به اشتراک گذاشتن دو تجهیز تانک و چگالنده در زیرسامانه‌های تهویه مطبوع و چار، مزایای برجسته اقتصادی و گرمایی در مقایسه با استفاده از زیرسامانه چار مستقل به ارمغان آورده است. سیالات کاری نقش بسیار تعیین‌کننده‌ای در مقدار بهره‌وری سامانه‌های چار از انرژی اتلاف شده ایفا می‌کنند. براساس خصوصیات و کاربرد چار، انتخاب سیال کاری بهینه می‌تواند به طور قابل توجهی متفاوت باشد. پایداری گرمایی، اثرات زیست‌محیطی، ویژگی‌های ترمودینامیکی و هزینه از جمله مهم‌ترین معیارها در انتخاب سیال کاری محسوب می‌شوند.

تیان و همکاران [۳۴]، به بررسی فنی و اقتصادی چار بر اساس سیالات کاری مختلف در بازیابی گرمای اتلافی دود راهگاه خروجی یک موتور احتراق داخلی پرداختند و سیال کاری مناسب را از میان ۲۰ سیال عامل با نقطه جوش ۳۲-۵۱ درجه سانتی‌گراد پیشنهاد کردند. تحلیل‌ها در شرایط کاری مجاز یک موتور دیزل تجاری معروف نشان می‌دهد، سیالات R141b، R123 و R245fa بیشترین بازده گرمایی و توان خالص خروجی را ارائه می‌دهند.

یکی از کاستی‌های استفاده از سیالات خالص در چرخه این است که تبخیر و چگالش آن در یک دمای خاص رخ می‌دهد. در نتیجه سیال کاری نمی‌تواند با نوسانات منبع گرمایی مطابقت دمایی مناسبی داشته باشد. این موضوع منجر به برگشت‌ناپذیری‌های زیادی در تبخیرکننده و چگالنده می‌شود. یکی از راه‌هایی که به حل نسبی این مشکل کمک می‌کند استفاده از سیال مخلوط زئوتروپیک است.

سیالات مخلوط زئوتروپیک برخلاف سیالات خالص در یک شیب دمایی تغییر حالت می‌دهند. بر اساس نتایج پژوهش چهارطاقی و همکاران [۳۵]، سیال کاری مخلوط دوجزئی در مقایسه با سیال کاری خالص، در پیکربندی ساده حدود ۹ درصد و در پیکربندی با مبدل گرمایی داخلی حدود ۱۴ درصد افزایش بازده گرمایی و اگزرژی را به همراه داشته‌است.

استفاده از مخلوط‌ها با حفظ پایداری گرمایی سیال کاری [۳۶]، به ویژه در مواجه شدن با دماهای زیاد منبع گرمایی، امکان ایجاد یک فرآیند تبادل حرارت انعطاف‌پذیر را فراهم می‌آورد [۳۷]. با وجود روش‌های متنوع و مختلف طراحی چار، افزایش مقدار بهره‌وری و یافتن شرایط کاری بهینه این سامانه‌ها [۳۸]، به دلیل محدودیت‌های طراحی اهمیت بیشتری یافته‌است.

³ Approach

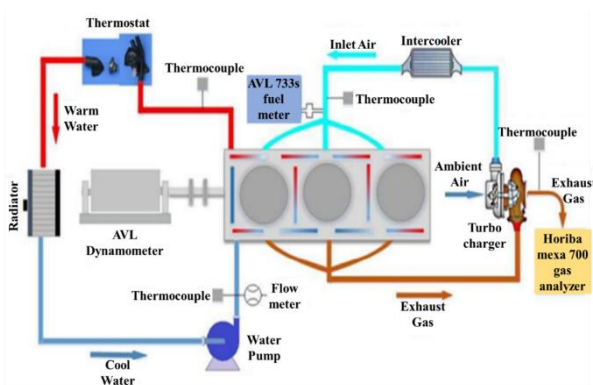
¹ Non-dominated sorting genetic algorithm-II

² Pinch

سیال خنک کاری محلول آب و ضدیخ ۵۰ درصد بوده است [۴۷]. در شکل ۲ نمایی از چینش آزمایشگاهی اجزای آزمون موتور نمایش داده شده است. به وسیله تجهیزات نشان داده شده در شکل ۱، داده برداری در دور ۱۰۰۰ تا ۶۰۰۰ د.د.د. در بارهای مختلف برای هر یک از شرایط کارکردی موتور صورت گرفته است [۴۷]. به عنوان نمونه داده‌های استخراجی از یک نقطه کاری موتور مطابق جدول ۲ است.

جدول ۲: برخی از داده‌های استخراجی در یک نقطه نقشه موتور [۴۷]

مقدار	داده
۲۰۰۰	دور موتور (د.د.د.)
۶،۱۳	شار سوخت (کیلوگرم در ساعت)
۳۰،۱	دمای سوخت در لوله سوخت (سانتیگراد)
۱۴،۴۵	نسبت هوا به سوخت
۴۴	دمای هوا در چندراهه ورودی (سانتیگراد)
۴۹،۲	شار سیال خنک کاری (لیتر در دقیقه)
۲۳،۸	توان خروجی موتور (کیلو وات)
۶۷۰،۲	دمای دود در چندراهه خروجی (سانتیگراد)
۰،۰۰۰۷	کسر مولی خشک O_2
۰،۰۰۰۶	کسر مولی خشک CO
۰،۱۵۳	کسر مولی خشک CO_2
۰،۰۰۰۲۶۸۲۹	کسر مولی تر NO_x
۰،۰۰۰۱۷۹۶۵	کسر مولی تر HC



شکل ۱: چینش آزمایشگاهی اجزای آزمون موتور [۴۷]

۲-۲- الگوی ترمودینامیکی و شرایط شبیه‌سازی

۲-۲-۱- پیکربندی سامانه چار

از میان پیکربندی‌های متنوع چار، یک پیکربندی تک حلقه با دو منبع گرمایی مطابق شکل ۲ به منظور شبیه‌سازی در نظر گرفته شد، چراکه هم از لحاظ اقتصادی قابل توجیه است و هم با توجه به محدودیت فضای تعبیه آن در خودروی سواری، ساختار بسیار مناسبی برای کاربرد مورد نظر بشمار می‌رود.

صورت گرفت و در نهایت توان خالص خروجی و شرایط کاری چرخه مبنای بهینه شده در ترکیب با ۳۲۰ نقطه از نقشه کاری موتور که به صورت تجربی از آزمایشگاه آزمون موتور بدست آمده‌اند، حاصل گردید.

۲- شرح سامانه بازبایی و روش‌ها

۲-۱- موتور و شرایط انجام آزمون تجربی

موتور پژوهش حاضر، موتور سه‌استوانه پرخوارن ای بی توربو پیور تک^۱ بوده است. مشخصات فنی این موتور بنزینی تزریق مستقیم که از جمله موتورهای احتراق داخلی مورد استفاده در ناوگان حمل و نقل شهری است و از سال ۲۰۱۵ تا ۲۰۱۸ به مدت ۴ سال عنوان موتور بین‌المللی سال را کسب کرده است [۴۵]، مطابق جدول ۱ است.

جدول ۱: مشخصات فنی موتور (Eb turbo pure tech 110hp) [۴۶]

ویژگی	مقدار
نوع-تعداد استوانه	بنزینی-سه‌استوانه خطی
حداکثر توان	۸۱ کیلووات در ۵۵۰۰ د.د.د.
حداکثر گشتاور	۲۱۰ نیوتن متر در ۱۵۰۰ د.د.د.
نوع احتراق- نوع تنفس	تزریق مستقیم- پرخوارن
حجم موتور	۱،۲ لیتر
نسبت تراکم	۱۰،۵:۱
بور / استروک ^۲	۷۵ / ۹۰،۵ میلی‌متر
طول موتور	۶۰۴،۵ میلی‌متر
ارتفاع موتور	۶۸۳،۵ میلی‌متر
پهنای موتور	۵۸۶ میلی‌متر
جرم موتور	۸۴ کیلوگرم

داده‌های آزمایشگاهی مورد استفاده به منظور شبیه‌سازی منابع گرمایی سامانه چار با انجام آزمون‌های لازم توسط انتظاری و همکاران [۴۷]، در طیف وسیعی از بارها داخل آزمایشگاه آزمون موتور بدست آمده است. به منظور محاسبه توان خروجی، از لگام ترمز ای‌وی‌ال-ای‌پی‌ای-۱ اف۴-ای-۴۰۵۰۹ در آزمون‌ها استفاده شده است [۴۷]. این لگام ترمز برای موتورهای تا توان خروجی ۲۲۰ کیلووات قابل استفاده است. از تحلیلگر دود هوربیا مکسا ۷۰۰ نیز برای اندازه‌گیری اجزای دود خروجی استفاده گردید [۴۷]. شار سوخت توسط شارسنج ای‌وی‌ال ۷۳۳ اس اندازه‌گیری شده است و با استفاده از سنسور نسبت سوخت به هوا توسط حسگر اکسیژن، مقدار شار هوا و در نتیجه شار کل ورودی محاسبه شده است [۴۷].

دمای هوا، سوخت و سیال خنک‌کن نیز در نقاط مختلف مجموعه توسط حسگرهای اندازه‌گیری دما اندازه‌گیری شده‌اند. سوخت آزمایش، بنزین پالایشگاه تهران با ارزش گرمایی کم ۴۳۸۴۰ کیلوژول بر کیلوگرم، و

^۳ Stroke

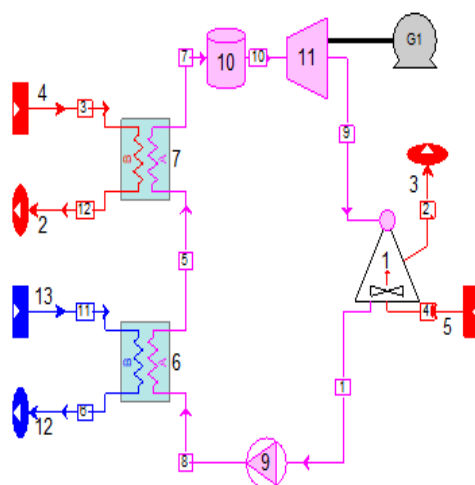
^۴ AVL-APA-1F4-E-0509

^۱ EB Turbo Pure Tech

^۲ Bore

ردیف	شماره	نوع موتور	کلاس موتور
۲۱۳	۳۳.۸	R-113	کلر و فلئور و کربن
۱۴۵	۳۲.۴	R-114	کلر و فلئور و کربن
۷۸	۵۷.۴	R-32	هیدروفلئور و کربن
۶۶	۳۶.۳	R-125	هیدروفلئور و کربن
۱۰۱	۴۰.۶	R-134a	هیدروفلئور و کربن
۱۱۲	۴۴.۵	R-152a	هیدروفلئور و کربن
۱۰۱	۲۸.۷	R-227ea	هیدروفلئور و کربن
۱۳۹	۳۴.۱	R-236ea	هیدروفلئور و کربن
۱۵۳	۳۶.۱	R-245fa	هیدروفلئور و کربن
۱۷۴	۳۸.۹	R-245ca	هیدروفلئور و کربن
۱۱۴	۲۷.۸	RC-318	هیدروفلئور و کربن
۱۷۸	۵۱.۸	R-21	هیدروفلئور و کربن
۹۶	۴۹.۹	R-22	هیدروفلئور و کربن
۱۸۳	۳۶.۶	R-123	هیدروفلئور و کربن
۱۲۲	۳۶.۲	R-124	هیدروفلئور و کربن
۲۰۴	۴۲.۱	R-141b	هیدروفلئور و کربن
۱۳۷	۴۰.۶	R-142b	هیدروفلئور و کربن
۱۳۲	۱۱۳.۳	R-717	غیر آلی
۷۱.۳	۴۹	R-410a	مخلوط زئوتروپیک
۸۶.۲	۴۶.۳۲	R-407c	مخلوط زئوتروپیک
۷۰.۶	۳۷.۰۵	R-507a	مخلوط زئوتروپیک

ساختار مذکور متشکل از اجزای اصلی تلمبه (تجهیز ۹)، مبدل گرمایی منبع خنک (تجهیز ۶)، مبدل گرمایی منبع گرم یا تبخیر کننده (تجهیز ۷)، گردها (تجهیز ۱۱) که مولد برق^۱ را به گردش درمی آورد، مولفه تعیین نوع و شار سیال کاری چرخه (تجهیز ۱۰) و چگالنده^۲ هواخنک (تجهیز ۱)، در محیط شبیه سازی نرم افزار ترموفلکس طراحی گردید. منابع گرمایی این سامانه، هر دو منبع دود راهگاه خروجی (مولفه ۴) و سیال خنک کننده موتور (مولفه ۱۳) اند که بیشترین سهم از گرمای اتلافی موتور را شامل می شوند [۹-۶] و برترتیب به عنوان منبع گرم که منبع گرمایی اصلی است و منبع خنک که موجب پیشگرمایش می شود، بکار گرفته شدند.



شکل ۲: پیکربندی سامانه چهار در ترکیب با منابع اتلاف گرمای موتور

۲-۲-۲- سیال کاری چار

یکی از موضوعات کلیدی طرح ارائه شده، انتخاب سیال عاملی است که در مقابل نوسانات منابع گرمایی به خوبی پاسخگو باشد و امکان جذب حداکثر گرمای اتلافی از موتور را با شار جرمی کمتر فراهم آورد. با در نظر گرفتن گستردگی تعداد و تنوع، عملکرد ۲۳ سیال کاری پرکاربرد در مطالعات مشابه پیشین [۱۶، ۳۴، ۴۸] با خصوصیات ترمودینامیکی ذکر شده مطابق جدول ۳، اعم از سیالات خالص و مخلوط، ارزیابی شد و شار جرمی بهینه نیز برای هر سیال بدست آمد.

جدول ۳: سیالات مورد بررسی و برخی از خصوصیات آنها

سیال	دسته	شرایط بحرانی	
		فشار (بار)	دما (سانتیگراد)
Propyne	۴	۴۵.۳	۹۱
Toluene	۳	۴۱.۳	۳۱۹

۲-۲-۳- شرایط عملکردی چار

ویژگی های عملکردی سامانه پایای چار را می توان به دو دسته ثابت و متغیر تقسیم کرد. ویژگی های ثابت شاگله اصلی سامانه را تشکیل داده و برای همه سیالات کاری یکسان منظور شده اند، در حالی که ویژگی های متغیر در واقع همان متغیرهای مستقل طراحی هستند که مقدار بهینه آنها برای هر ماده کاری به منظور استحصال بیشینه توان خالص خروجی در نتیجه بهینه سازی حاصل می شود. با این وجود برای هر سیال کاری شرایط عملکردی سامانه چار پایا است. این بدان معناست که زمانی که سامانه چار مینا در نقطه معیار نقشه موتور بهینه سازی شد و مقدار تمامی متغیرهای بهینه سازی این سامانه از جمله شار جرمی سیال عامل، فشار کاری گردا و چگالنده و نقطه طراحی چگالنده تعیین گردید، این شرایط برای سایر نقاط کارکردی موتور تغییر نخواهند کرد و داده های آزمایشگاهی سایر نقاط نقشه موتور برای منابع گرمایی دود و سیال خنک کاری به همین چرخه مینا اعمال می شوند. در این مطالعه شرایط محیط و کمیت هایی از چرخه که بیشترین تأثیر را بر عملکرد آن می گذارند به عنوان شرایط عملکردی چار در نظر گرفته

^۲ Condenser

^۱ Generator

موتور با استفاده از نقاط پایا شبیه‌سازی شده است. این سامانه ابتدا در نقطه‌ای از نقشه عملکرد موتور به عنوان نقطه معیار طراحی گردید. انتخاب نقطه معیار به کاربرد سامانه طراحی شده وابسته است. بر اساس مطالعات ژائو و همکاران [۴۹]، در یک چرخه استاندارد رانندگی شهری اروپایی حالت گذرای موتور را می‌توان به صورت ترکیب وزنی ۱۱ نقطه کاری پایا با نسبت وزنی مشخص مطابق جدول ۶ در نظر گرفت. به عبارت دیگر بازه عملیاتی موتور در یک چرخه رانندگی شهری را می‌توان به صورت ترکیب وزنی ۱۱ نقطه کاری نقشه موتور شبیه‌سازی کرد.

در پژوهش حاضر نیز بررسی عملکرد فناوری چار در ترکیب با موتور احتراقی، در چرخه رانندگی شهری مد نظر است، به همین دلیل برای تعیین نقطه معیار از نقاط کارکردی استاندارد جدول ۶ با ترکیب وزنی مشخص شده استفاده شد. بدین صورت که برای هر یک از کمیت‌های ورودی منابع گرمایی در سامانه چار مبنای ترکیب وزنی آن کمیت در ۱۱ نقطه کاری مشخص شده منظور شده است. به عنوان مثال شار جرمی دود در نقطه معیار ترکیب وزنی شار جرمی دود در ۱۱ نقطه کاری جدول ۶ است. به همین منوال سایر کمیت‌های ورودی سامانه چار مبنای تعیین گردیدند.

سرعت (د.د.د.)	فشار متوسط مؤثر ترمزی (بار)	نسبت وزنی (%)
۹۹۹	۱	۳۳.۴۱
۲۰۰۰	۰.۹۹	۱۳.۹۷
۱۵۰۰	۱.۰۲	۱۲.۷۴
۱۵۰۰	۲.۹۸	۱۲.۲۳
۲۰۰۰	۴.۹۸	۷.۰۱
۱۰۰۰	۲.۹۹	۴.۹۷
۱۵۰۰	۴.۰۹	۴.۲۳
۲۵۰۰	۴.۰۵	۴.۰۷
۲۰۰۰	۰.۹۹	۳.۵۳
۲۵۰۰	۷.۰۵	۲.۸
۳۰۰۰	۵.۹۷	۰.۹۵

۲-۳-۲- معادلات حاکم

در این بخش معادلات حاکم بر شبیه‌سازی که در تحلیل سامانه استفاده شده‌اند، ارائه شده است. ابتدا معادلات بکار رفته در تبدیل داده‌های آزمایشگاهی به ورودی‌های مطلوب سامانه و سپس معادلات مربوط به هر یک از اجزای اصلی سامانه تشریح شده است. کسرهای مولی تر محصولات احتراق از جمله ورودی‌های مورد نیاز سامانه به منظور شبیه‌سازی دقیق تر منبع گرمایی دود راهگاه خروجی بودند. مقادیر آزمایشگاهی بدست آمده برای محصولات O_2 ، CO_2 و CO به صورت کسر مولی خشک و برای NO_x و HC به صورت کسر

شدند. متناسب با اقلیم آب و هوایی بکارگیری چار، دما، فشار و رطوبت نسبی به عنوان سه کمیت مستقل تعیین کننده شرایط محیط منظور شدند که مقادیر آن‌ها در ادامه همراه با سایر شرایط کارکردی سامانه در جداول ۴ و ۵ ارائه شده است.

جدول ۴: شرایط محیطی در نظر گرفته شده

ویژگی	مقدار
دما (سانتیگراد)	۱۶
فشار (بار)	۱.۰۱۱
رطوبت نسبی (%)	۱۲

جدول ۵: شرایط اهم ثابت عملکردی سامانه چار

ویژگی عملکردی	شرایط
نوع مبدل‌های گرمایی	مخالف جهت
اثربخشی مبدل‌های گرمایی (%)	۸۵
افت فشار بی‌بعد مبدل‌ها (%)	۳
تلفات گرمایی بی‌بعد مبدل‌ها (%)	۳
حداقل مقدار نقطه طراحی مبدل‌ها (سانتیگراد)	۲
بازده هم‌آنتروپی گردا (%)	۸۰
بازده مکانیکی گردا (%)	۸۵
تعداد محور گردا	۲
بازده هم‌آنتروپی تلمبه (%)	۷۵
نوع چگالنده	هواخنک
بازده دمنده چگالنده (%)	۸۵
هوای ورودی چگالنده	هوای محیط
بازده مولد برق (%)	۹۵

۲-۲-۴- انرژی ورودی به سامانه و نقطه معیار

در این پژوهش انرژی ورودی به سامانه چار از دو منبع دود راهگاه خروجی و سیال خنک کاری موتور تأمین شده است. خصوصیات ورودی مورد نیاز شبیه‌سازی منبع گرمایی کم‌دما شامل دما، فشار و شار جرمی آب خنک کننده موتور بود، و برای منبع گرمایی گرم علاوه بر سه ویژگی فوق درصد مولی تر محصولات احتراق نیز نیاز بود.

مقادیر هر یک از این ویژگی‌ها مطابق توضیحات بخش ۲-۱، به صورت تجربی برای ۳۲۰ نقطه از نقشه عملکردی موتور در طیف وسیعی از بارها داخل آزمایشگاه آزمون موتور بدست آمد [۴۷]. همان‌طور که پیش‌تر بیان شد شرایط عملکردی چار پایاست در حالی که و طیف وسیع بارهای وارده به موتور احتراقی منجر به نوسانات شدید در این منابع خواهد شد.

با توجه به هدف یکپارچه کردن چار پایا با منابع اتلاف حرارت نوسانی موتور بر روی خودروی سواری، سامانه چار مبنای حالت گذرای

ضریب مقاومت جریان که به منظور محاسبه افت فشار در حالت خارج طراحی استفاده شده است و اثربخشی گرمایی مبدل نیز بدین شرح تعریف می‌شوند:

$$\mu = \frac{\Delta p}{C \dot{m}^2 \vartheta_{ave}} \quad (۸)$$

$$\varepsilon = \frac{\dot{Q}_{actual}}{\dot{Q}_{max}} \quad (۹)$$

$$\dot{Q}_{max} = (\dot{m} c_p)_{min} \times (T'_i - T_{Ri}) \quad (۱۰)$$

که Δp مقدار افت فشار، \dot{m} شار جرمی، ϑ_{ave} مقدار میانگین حجم مخصوص در ورودی و خروجی، c_p ظرفیت گرمایی ویژه در فشار ثابت و C ویژگی ثابتی است که با توجه به واحدهای مورد استفاده تعیین می‌گردد. تلمبه و گردا:

مولفه‌های تلمبه و گردا سامانه به صورت بی‌دررو^۲ در نظر گرفته شدند و تلفات گرمایی آن‌ها ناچیز فرض شد. بازده هم‌آنتروپی و مکانیکی منظور شده برای این دو مؤلفه بدین شرح تعریف می‌شوند:

$$\eta_{sturbine} = \frac{\dot{W}_{th}}{\dot{W}_s} \quad (۱۱)$$

$$\eta_{spump} = \frac{\dot{W}_s}{\dot{W}_{th}} \quad (۱۲)$$

$$\eta_{mech_{turbine}} = \frac{\dot{W}_{shaft}}{\dot{W}_{th}} \quad (۱۳)$$

$$\eta_{mech_{pump}} = \frac{\dot{W}_{th}}{\dot{W}_{shaft}} \quad (۱۴)$$

که \dot{W}_{th} بیانگر کار داده شده یا گرفته شده از جریان سیال و \dot{W}_s کار گرفته شده یا انجام شده در حالت هم‌آنتروپی است که از قانون اول ترمودینامیک برای حجم مهار پایا بدین شرح بدست می‌آیند:

$$\dot{W}_{th_{pump}} = \dot{m}_R (h_e - h_i) \quad (۱۵)$$

$$\dot{W}_{th_{turbine}} = \dot{m}_R (h_i - h_e) \quad (۱۶)$$

$$\dot{W}_{s_{pump}} = \dot{m}_R (h_{e_s} - h_i) \quad (۱۷)$$

$$\dot{W}_{s_{turbine}} = \dot{m}_R (h_i - h_{e_s}) \quad (۱۸)$$

خروجی‌های معادلات حاکم بر سامانه نسبت به ورودی‌ها اعمالی به صورت غیرصریح اند در نتیجه نرم‌افزار برای حل آن‌ها از روش‌های تکرار استفاده می‌کند که پایان حل منوط به برقراری شرط همگرایی اعمالی است.

۳- راهبرد بهینه‌سازی

هدف اصلی پژوهش پیش رو احراز بیشینه توان خالص خروجی سامانه چار از انرژی اتلافی موتور تحت بررسی بود. به منظور دستیابی به

مولی تر بود، بنابراین کسر مولی تر N_2 و کسر مولی بخار آب در محصولات احتراق مجهول بودند. تبدیل کسرهای مولی خشک و تر به یکدیگر از معادله^۱، تعیین می‌شود.

$$x_i^* = \frac{\tilde{x}_i}{1 - \tilde{x}_{H_2O}} \quad (۱)$$

که x_i^* کسر مولی خشک جزء i ام، \tilde{x}_i کسر مولی تر جزء i ام و \tilde{x}_{H_2O} کسر مولی بخار آب موجود در محصولات احتراق است. با توجه به اینکه مجموع کسرهای مولی تر برابر یک است و با استفاده از بقای جرم در ورودی و خروجی موتور و همچنین شرط خنثی بودن گاز نیتروژن طی واکنش، کسرهای مولی تر تمام محصولات احتراق از دو معادله^۲ (۲ و ۳) با برنامه‌نویسی در متلب^۱ در تمام نقاط نقشه موتور محاسبه گردیدند.

$$\tilde{x}_{O_2} + \tilde{x}_{CO} + \tilde{x}_{NO_x} + \tilde{x}_{CO_2} + \tilde{x}_{HC} + \tilde{x}_{H_2O} + \tilde{x}_{N_2} = 1 \quad (۲)$$

$$\frac{\dot{m}_{N_2}}{\dot{m}_{tot}} \times \frac{M_{tot}}{M_{N_2}} = \frac{mol N_2}{mol tot} = \tilde{x}_{N_2} \quad (۳)$$

که M_i و \dot{m}_i بترتیب جرم مولی و شار جرمی جزء i ام هستند. اجزای اصلی چار به صورت حجم مهار پایا در نظر گرفته شدند که روابط حاکم بر هر یک با صرف نظر از انرژی جنبشی و پتانسیل در ورودی و خروجی حجم مهار در ادامه آورده شده است. مبدل‌های گرمایی و چگالنده:

مقدار تبادل حرارت میان جریان دو سیال در مبدل‌های گرمایی از قانون اول ترمودینامیک بدست می‌آید.

$$\dot{Q}_{hex} = \dot{m}_R (h_e - h_i) = UA \Delta T_{LM} \quad (۴)$$

$$\Delta T_{LM} = \frac{(T_{Re} - T'_i) - (T_{Ri} - T'_e)}{\ln \left(\frac{T_{Re} - T'_i}{T_{Ri} - T'_e} \right)} \quad (۵)$$

که h مقدار آنتالپی، \dot{m}_R شار جرمی مبرد، U ضریب انتقال حرارت کلی، A مساحت تبادل حرارت، ΔT_{LM} اختلاف دمای میانگین، T_R دمای مبرد، T'_i دمای سیال سمت دیگر مبدل و T'_e دمای سیال سمت دیگر مبدل و T_{Re} دمای سیال سرد در خروجی مبدل هستند. به منظور افزایش دقت شبیه‌سازی و نزدیک شدن به شرایط کارکرد واقعی چرخه افت‌های فشاری و تلفات گرمایی نیز در مبدل‌ها منظور شدند که از معادلات ۶ و ۷، محاسبه می‌گردند.

$$\left(\frac{d\dot{Q}}{\dot{Q}} \right)_{Loss} = \frac{\dot{Q}_{Loss}}{\dot{Q}_{total}} \quad (۶)$$

$$\frac{dp}{p} = \frac{p_{in}}{p_{out}} - 1 \quad (۷)$$

^۲ Adiabatic

^۱ MATLAB

با تکرار این فرآیند، نهایتاً حجم سیمپلکس آنقدر کاهش می‌یابد تا در آخر تمام نقاط در محدوده همگرایی یکدیگر قرار گیرند یا به عبارت دیگر اختلاف بین دورترین دو نقطه نسبت به میانگین آن‌ها کمتر از بازه همگرایی باشد. سرعت همگرایی این روش نسبتاً آهسته است و با نزدیک شدن به نقطه بهینه شتاب نمی‌گیرد. سیستم بهینه‌سازی ترموفلو^۲ که تحت نرم‌افزار اکسل^۳ اجرا می‌شود، از این روش برای بهینه‌سازی انواع الگوهای ترمودینامیکی بهره می‌برد و انتخاب آن برای روش مورد استفاده در بهینه‌سازی چار حاضر نیز مناسب دانسته شده‌است.

با استفاده از پژوهش‌های وانگ [۳۹] و اریکسون [۵۰] حدس‌های اولیه برای متغیرهای طراحی اعمال گردید و بازه جستجوی هر متغیر بهینه‌سازی ۲۵ درصد بیشتر و کمتر از حدس اولیه منظور شد و با تعیین پایشگران جستجو مطابق جدول ۷، مقادیر بهینه‌سازی کمیتهای بهینه‌سازی و مقدار بیشینه تابع هدف حاصل گردید.

جدول ۷: پایشگران جستجو

ویژگی	مقدار
حداکثر تعداد تکرار	۵۰۰
رواداشت همگرایی (%)	۰,۰۰۰۱

۴- نتایج و بحث

مقدار بیشینه تابع هدف و مقادیر بهینه متغیرهای طراحی با بهینه‌سازی چار مینا برای هر سیال کاری به طور جداگانه بدست آمدند که مطابق جدول ۸، اند.

با استخراج مقادیر بهینه متغیرهای طراحی شرایط عملکردی بهینه سامانه چار تعیین گردیده است و در نتیجه سامانه چار مینا طراحی شد. با توجه به جدول ۹ سیالات مخلوط (سه ردیف آخر جدول ۹) به فشارهای کاری بیشتری در گردا و چگلنده نیاز دارند. این موضوع می‌تواند با افزایش هزینه برای این سیالات به همراه باشد.

به منظور ارزیابی عملکرد سامانه مینا در کل بازه عملیاتی موتور باید توجه شود که ابعاد و اندازه مولفه‌های چرخه و ویژگی‌های طراحی سامانه چار پایا بر اساس بهینه‌سازی در نقطه معیار تعیین می‌گردد، بدین معنا که این ابعاد و ویژگی‌ها هنگام بررسی سایر نقاط نقشه موتور نباید تغییر کنند. این کار در نرم‌افزار ترموفلوکس از طریق شبیه‌سازی در حالت خارج طراحی^۴ میسر است.

با اعمال خصوصیات ترمودینامیکی چرخه پایه در حالت طراحی^۵، نرم‌افزار ترموفلوکس تخمینی از برخی خصوصیات فیزیکی مولفه‌های چرخه را نیز در حالت خارج از طراحی ارائه می‌دهد که در طراحی

بیشینه این تابع هدف، یافتن شرایط عملکردی بهینه چار ضروری است. از میان تمام ویژگی‌های عملکردی سامانه چار، ۴ ویژگی کلیدی که تغییرات آن‌ها تأثیرات چشمگیری بر خروجی چرخه می‌گذاشتند به عنوان متغیرهای مستقل طراحی برای هر سیال کاری در نظر گرفته شدند. این چهار ویژگی شامل فشار کاری گردا (فشار ورودی گردا)، فشار کاری چگلنده، نقطه طراحی چگلنده و شار جرمی سیال عامل اند. اگر به معادلات حاکم و قوانین اول و دوم ترمودینامیک دقت شود، تابع هدف (توان خروجی چرخه) نسبت به متغیرهای اصلی ورودی طرح یا همان متغیرهای مستقل طراحی غیرصریح است در نتیجه امکان تعریف جبری یک معادله به صورت تفاوت با تابع هدف میسر نخواهد بود.

این واقعیت، استفاده از الگوهای بهینه‌سازی که نیازمند مشتق‌ها اند را زمان‌بر و پیچیده می‌سازد. اینکه تابع هدف نسبت به متغیرهای ورودی غیرصریح باشد و از طرفی نسبت به همان متغیرها غیرخطی نیز باشد، دو معیار اساسی برای انتخاب راهبرد مناسب بهینه‌سازی چار بوده است. در این تحقیق از نسخه اصلاح شده روش سیمپلکس داون‌هیل که توسط نلدر و مید^۱ توسعه داده شده است به منظور بهینه‌سازی سامانه چار مینا برای هر سیال کاری بهره‌برداری گردید.

این روش هیچ فرضی در خصوص پیوستگی تابع هدف ندارد و نیازی به ارزیابی مشتق‌های تابع در آن نیست، به همین دلیل انتخاب آن برای روش مورد استفاده در بهینه‌سازی حاضر مناسب دانسته شد.

سیمپلکس یک جزء هندسی است که از اتصال $N + 1$ نقطه در یک فضای N بعدی ایجاد می‌شود. عدد N تعداد متغیرهای اصلی طراحی است که با تغییر مقادیر آن‌ها روش سعی در بیشینه یا کمینه کردن مقدار تابع هدف دارد. تعداد این متغیرهای بهینه‌سازی بعد تابع هدف را مشخص می‌کند و هر متغیر مستقل یک بعد به فضای ویژگی‌ای تابع هدف اضافه می‌کند. به عنوان مثال در فضای دو بعدی (دو متغیر بهینه‌سازی) سیمپلکس یک مثلث است و فضای تابع هدف در واقع یک صفحه است. به ازای هر مقدار از متغیرهای طراحی یک مقدار درون این صفحه برای تابع هدف وجود خواهد داشت.

روش سیمپلکس داون‌هیل به صورت پی در پی سعی می‌کند تا با تغییرات هندسی در سیمپلکس، یک نقطه جدید (یک رأس جدید) برای جایگزینی با بدترین نقطه (بدترین رأس سیمپلکس) پیدا کند. اگر مقصود کمینه کردن تابع هدف باشد نقطه‌ای که تابع هدف در آن بیشترین مقدار را داراست به عنوان بدترین نقطه انتخاب می‌شود. تغییرات هندسی با طول گام‌هایی صورت می‌گیرد که با خود سیمپلکس تغییر اندازه می‌دهند.

^۴ Off design mode

^۵ Design mode

^۱ Nelder & Mead

^۲ Thermoflow Optimization System (TOPS)

^۳ Excel

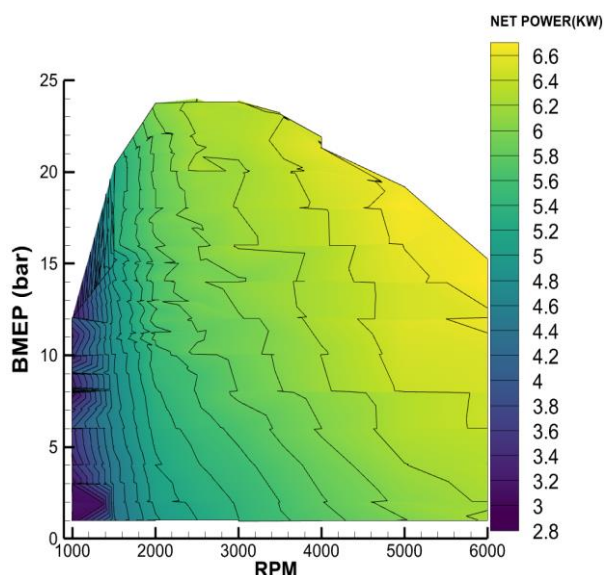
۴.۸۰	۲۱.۵۰	۱۰.۰۲	۰.۳۳	۱.۷۰	R-22
۷.۶۰	۲.۶۲	۰.۹۶	۰.۲۸	۱.۷۳	R-123
۷.۵۰	۹.۴۷	۳.۹۸	۰.۳۳	۱.۸۱	R-124
۶.۹۷	۲.۲۰	۰.۸۱	۰.۲۰۴	۱.۷۰	R-141b
۷.۵۰	۸.۱۶	۳.۵۱	۰.۳۴	۱.۷۷	R-142b
۴.۰۰	۲۵.۰۸	۹.۴۰	۰.۰۴	۱.۵۱	R-717
۷.۴۰	۳۵.۰۰	۱۷.۱۰	۰.۳۸	۲.۲۵	R-410a
۸.۰۰	۲۳.۲	۱۲.۴۸	۰.۳۷۵	۱.۸۲	R-407c
۶.۲۶	۳۴.۵۷	۱۲.۸۴	۰.۵۴	۳.۱۲	R-507a

جدول ۹: اندازه مجازی مبدل‌های گرمایی پیکربندی چار

تجهیز	بازه حاصلضرب ضریب انتقال حرارت کلی در مساحت تبادل حرارت ^۱ (kW/°C)
مبدل منبع خنک	۵.۹۲۵ - ۴.۱۲۳
تبخیر کننده	۰.۰۱۰۶ - ۰.۰۱۰۷
چگالنده	۱۳.۱۱ - ۶.۰۷۶

پس از ایجاد پیکربندی چار و تعیین شرایط عملکردی بهینه طرح مبنا در نقطه معیار، سامانه مذکور در تمام نقاط نقشه عملکرد موتور ارزیابی شد.

بدین منظور تمامی داده‌های آزمایشگاهی مورد نیاز از طریق افزونه مولتی‌ران^۲ در ترموفلکس به چرخه مبنا اعمال گردید و توان خروجی حاصل از چار بهینه برای تمام منطقه عملیاتی موتور حاصل گردید. نقشه‌های توان خالص خروجی بر حسب سرعت دورانی و فشار مؤثر متوسط ترمزی در کل نقشه عملکرد موتور، برای ۸ سیالی که سهم بیشتری از انرژی اتلافی را بازیابی کردند در ادامه آورده شده است.



شکل ۳: نقشه توان خالص استحصالی برای سیال R-507a

فیزیکی مولفه‌های پیکربندی کمک کننده است و از همین ابعاد تخمین زده شده توسط نرم‌افزار، در شبیه‌سازی حالت خارج طراحی استفاده شده است.

برای مبدل‌های گرمایی نظیر تبخیرکننده و چگالنده، حاصلضرب ضریب انتقال حرارت کلی در مساحت تبادل حرارت از ویژگی‌های مهم در تخمین ابعاد و اندازه آن‌ها بشمار می‌رود و در کار فعلی به عنوان اندازه مجازی مبدل‌ها شناخته می‌شود. بازه مقادیر بدست آمده برای اندازه مجازی مبدل‌های گرمایی در جدول ۹ مشاهده می‌شود.

همانطور که ملاحظه می‌شود حاصلضرب ضریب انتقال حرارت کلی در مساحت تبادل حرارت برای مبدل دود تقریباً ثابت است بنابراین سیال کاری تأثیر چشمگیری در تعیین اندازه تبخیرکننده نخواهد داشت. اما نوع سیال کاری تأثیر قابل توجهی بر ابعاد و اندازه‌های چگالنده و پیش‌گرمکن دارد. با توجه به مقادیر جدول ۹، تقریباً ۶۰ تا ۷۰ درصد از فضای مورد نیاز تعبیه مبدل‌های گرمایی به چگالنده اختصاص پیدا می‌کند در حالی که مقدار UA برای تبخیرکننده نهایتاً به ۰.۱ درصد UA کل می‌رسد.

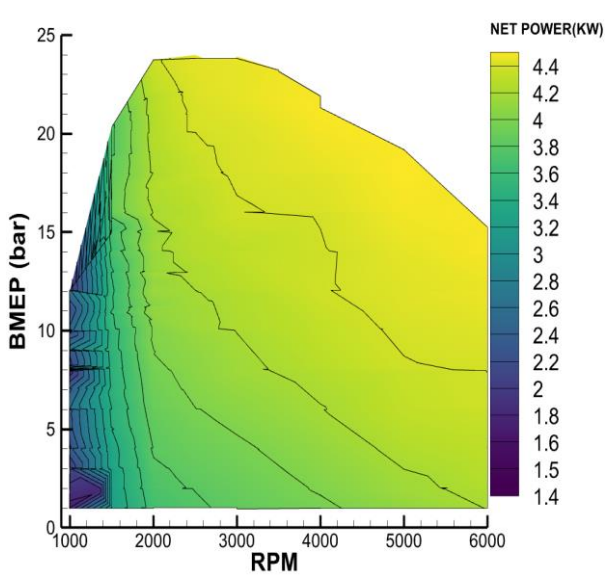
بنابراین چگالنده یکی از مهم‌ترین مولفه‌های سامانه چار در کاربرد حاضر است. پژوهش اریکسون و همکاران [۵۰]، نیز موید این نتیجه است. آن‌ها گردا و چگالنده را مهم‌ترین اجزای چار از نظر اندازه معرفی کرده‌اند.

جدول ۸: نتایج حاصل از بهینه‌سازی چار مبنا در نقطه معیار

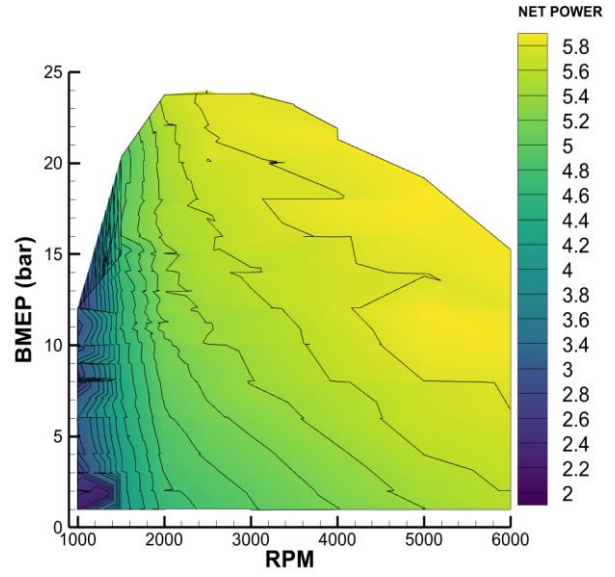
هدف	متغیرهای طراحی	فشار کاری چگالنده (bar)	فشار کاری تبخیر کننده (bar)	فشار کاری سیال (kg/s)	توان خالص در نقطه معیار (kW)	سیال کاری
۱.۷۵	۰.۰۹۸	۶.۰۴	۱۳.۳۴	۷.۵۰	۱.۷۵	Propyne
۰.۱۷	۰.۰۴۵	۰.۰۵	۰.۶۰	۳.۰۰	۰.۱۷	Toluene
۱.۵۶	۰.۲۱	۰.۴۷	۱.۶۴	۷.۳۷	۱.۵۶	R-113
۱.۵۱	۰.۳۳	۱.۹۸	۵.۷۹	۴.۱۰	۱.۵۱	R-114
۱.۳۶	۰.۳۲	۱۷.۴۸	۲۷.۲۰	۷.۵۰	۱.۳۶	R-32
۱.۹۷	۰.۷۹	۱۴.۲۵	۲۴.۳۰	۷.۵۰	۱.۹۷	R-125
۱.۸۸	۰.۳۰	۶.۹۱	۱۵.۸۰	۷.۵۰	۱.۸۸	R-134a
۱.۶۱	۰.۲۵	۶.۲۱	۱۱.۵۰	۷.۶۰	۱.۶۱	R-152a
۱.۶۳	۰.۶۳۵	۴.۷۲	۸.۸۰	۷.۴۶	۱.۶۳	R-227ea
۱.۷۹	۰.۳۱	۲.۱۹	۵.۶۵	۷.۹۷	۱.۷۹	R-236ea
۱.۶۷	۰.۲۵	۱.۸۰	۴.۳۶	۱۱.۵۰	۱.۶۷	R-245fa
۱.۷۵	۰.۲۵	۱.۰۶	۲.۹۵	۷.۵۰	۱.۷۵	R-245ca
۱.۸۲	۰.۴۴۱	۳.۱۴	۸.۱۵	۶.۳۹	۱.۸۲	RC-318
۱.۷۵	۰.۲۴۳	۱.۸۶	۴.۴۹	۶.۸۵	۱.۷۵	R-21

^۲ Multirun

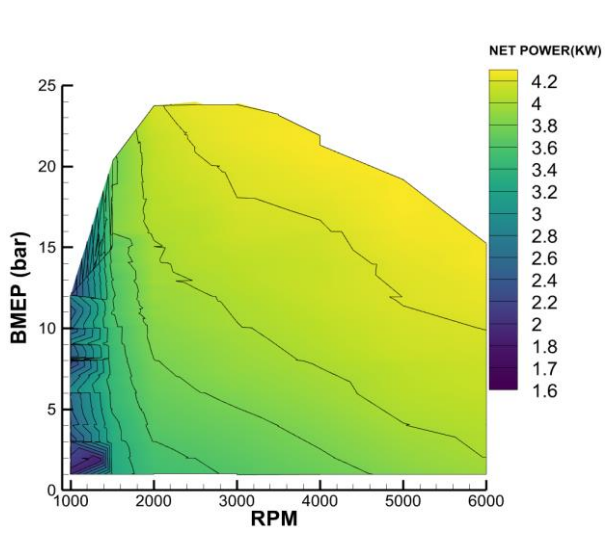
^۱ UA



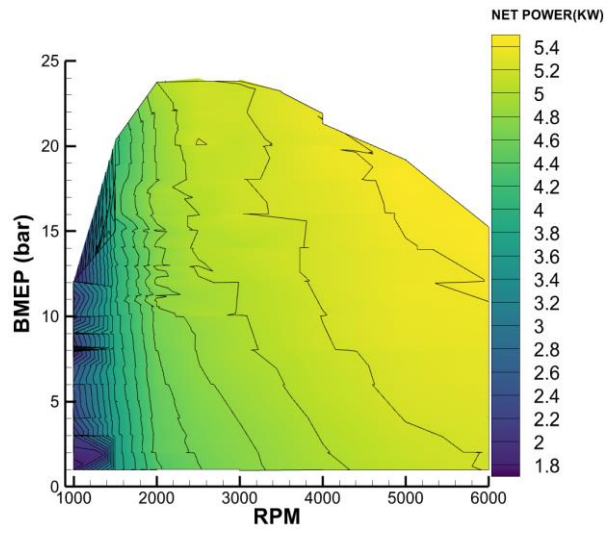
شکل ۷: نقشه توان خالص استحصالی برای سیال R-407c



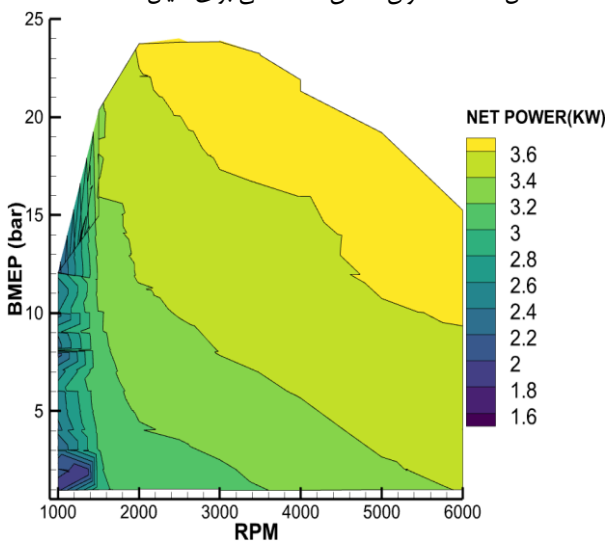
شکل ۴: نقشه توان خالص استحصالی برای سیال R-410a



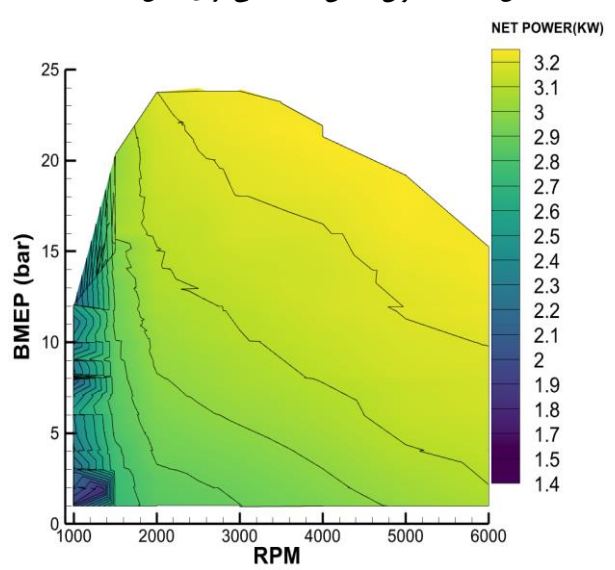
شکل ۸: نقشه توان خالص استحصالی برای سیال R-134a



شکل ۵: نقشه توان خالص استحصالی برای سیال R-125



شکل ۹: نقشه توان خالص استحصالی برای سیال R124



شکل ۶: نقشه توان خالص استحصالی برای سیال RC-318

سیالات مخلوط نسبت به سیالات خالص عملکرد بهتری ارائه نخواهند داد. در مورد سیالات مخلوط بسیار مهم است که چه سیالاتی با چه نسبت جرمی با هم ترکیب شوند.

با توجه به اجزای تشکیل دهنده مخلوطهای R-507a و R-410a مطابق جدول ۱۰، سیال R-125 که در میان سیالات خالص عملکرد بهتری داشت، در ترکیب این دو مخلوط نیز مشاهده می‌شود، این موضوع می‌تواند تصدیقی بر عملکرد بهتر R-125 در افزایش توان خالص خروجی چار نسبت به سایر سیالات خالص مورد بررسی باشد.

جدول ۱۰: اجزای دو مخلوط منتخب بر حسب درصد جرمی

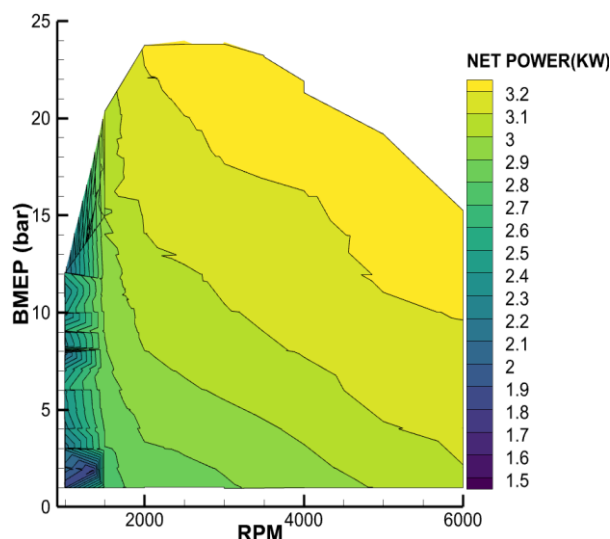
سیال	جزء اول	جزء دوم مخلوط
R-507a	(۵۰) R-125	(۵۰) R-134a
R-410a	(۵۰) R-125	(۵۰) R-32

بر اساس پژوهش محمودی و همکاران [۵۲]، مخلوط کردن سیالات کاری یکی از روش‌های مؤثر در بهبود خواص گرمایی-فیزیکی آن‌هاست. استفاده از سیالات کاری مخلوط در مقایسه با سیالات خالص به طور متوسط عملکرد بهتری داشتند اما ترکیبات متفاوت و کسر جرمی اجزای مخلوط به شدت بر عملکرد چرخه تأثیر می‌گذارد، این موضوع در مطالعه چهارطاقی و بابایی [۳۵] نیز به وضوح به چشم می‌خورد.

همچنین اسکا کاباروزی و همکاران [۵۳] با در نظر گرفتن ۳۶ سیال کاری خالص و ۳۶ سیال کاری مخلوط، بهینه‌سازی چار در بازیابی گرمای اتلافی از یک موتور دیزل سنگین را ارزیابی کردند که در نتیجه استفاده از سیالات مخلوط نسبت به سیالات خالص افزایش بیشتری در بازده انرژی را به ارمغان آورد.

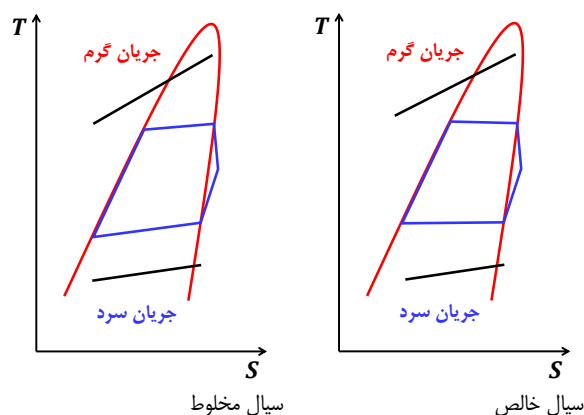
جنبه دیگر مقایسه سیالات کاری چار که در گذشته مطالعه شده است دسته‌بندی آن‌ها بر اساس شیب منحنی بخار اشباع در نمودار دما-آنترپپی است. بر این اساس اگر شیب منحنی بخار اشباع سیال در نمودار دما-آنترپپی مثبت باشد سیال خشک، اگر منفی باشد سیال تر و اگر شیب به بینهایت میل کند سیال هم‌آنترپپی نامیده می‌شود. مطالعات نشان داد [۵۴، ۵۵]، سیالات خشک و هم‌آنترپپی برای کاربرد در چار با منابع خنک، مناسب‌تر هستند، زیرا با توجه به شیب منفی منحنی بخار اشباع در سیال مرطوب، خروجی گردا حاوی مقدار زیادی مایع اشباع خواهد بود، این امر منجر به آسیب به پره‌های گردا و کاهش بازده آن خواهد شد و به منزله پیشگیری از این اتفاق ورودی گردا برای سیال مرطوب باید فوق گرم باشد. اما چنانچه منبع گرمایی بتواند دمای سیال کاری را به حد کافی گرم کند مشکلی برای ظهور قطرات مایع در گردا وجود نخواهد داشت.

نمودار دما-آنترپپی سیالات منتخب تحقیق حاضر در شکل ۱۲ نشان داده شده است. سیالات R507a و R125 به دلیل شیب تقریباً بینهایت منحنی بخار اشباع آن‌ها سیال هم‌آنترپپی هستند و سیال R410a با شیب منفی منحنی بخار اشباع یک سیال تر محسوب می‌شود. مشاهده



شکل ۱۰: نقشه توان خالص استحصال برای سیال R236ea

نتایج بدست آمده حاکی از آن است که سیالات مخلوط ژئوتروپیک و آنژوتروپیک نسبت به سایر سیالات توان خالص بیشتری تولید کردند، به طوری که برای سیال آنژوتروپیک R-507a، در مناطق کم بار ۲٫۶ کیلووات و در منطقه اوج کارایی گرمایی تقریباً ۶٫۶ کیلووات توان مفید بدست آمد و برای سیال ژئوتروپیک R-410a و سیال R-125 در مناطق کم بار تقریباً ۲ کیلووات و در مناطق پربار ۵٫۸ کیلووات توان خالص از انرژی اتلافی موتور استحصال شد. سیالات مخلوط در مقابل نوسانات منابع گرمایی عملکرد بهتری داشتند. این امر بدلیل آن است که این سیالات بر خلاف سیالات خالص در فشار ثابت و در یک شیب دمایی تغییر حالت می‌دهند (مطابق شکل ۱۱)، از این رو مطابقت دمایی آن‌ها با جریان منبع گرم و سرد در چگالنده و تبخیر کننده بهتر صورت می‌گیرد و کاهش اختلاف دمایی در این اجزا موجب کاهش اتلاف انرژی نیز می‌شود.



شکل ۱۱: نمودار دما آنترپپی سیالات خالص و مخلوط

باید توجه داشت که شیب دمایی زیاد در تغییر حالت ممکن است باعث جدایی اندکی از اجزای مخلوط از یکدیگر و در نتیجه موجب تغییر درصد مولی اجزا در چگالنده و تبخیر کننده شود [۵۱]، بنابراین لزوماً همه

بشمار می‌روند و ترکیب یک سامانه بازیابی حرارت مبتنی بر چار با موتور، می‌تواند مقدار قابل توجهی از این انرژی اتلافی را به خودرو برگرداند.

- با توجه به شرایط عملکردی پایای چار و نوسانات منابع گرمایی موتور احتراق داخلی، سیالات مخلوط به ویژه مخلوط‌های آزتروپیک و زئوتروپیک به دلیل شیب دمایی در تغییر حالت تطابق بهتری با نوسانات منابع گرمایی خواهند داشت و توان خالص خروجی بیشتری نسبت به سیالات خالص ارائه می‌دهند. این سیالات در مقایسه با سیالات خالص به فشارهای کاری بیشتری در گدا و چگالنده نیاز دارند.

- در میان مبدل‌های گرمایی چار چگالنده بیشترین مقدار UA را داراست و در نتیجه به فضای تعبیه بزرگتری نسبت به سایر مبدل‌ها احتیاج خواهد داشت و یکی از مهم‌ترین مولفه‌های سامانه چار از نظر اندازه بشمار می‌رود. از این حیث تبخیرکننده کمترین فضای تعبیه را دارا خواهد بود. از طرفی تغییرات در مقدار UA تبخیرکننده با تغییر سیال عامل بسیار ناچیز است، درحالی‌که چگالنده و پیش‌گرمکن حساسیت بیشتری نسبت به تغییر سیال کاری از خود نشان می‌دهند.

- اگرچه سیالات تر و هم‌آنتروپی توان خالص بیشتری تولید کرده‌اند، اما نتایج نشان می‌دهد سیالات تر غالباً به فشارهای کاری قوی‌تری در گدا و چگالنده نیاز خواهند داشت. این موضوع منجر به افزایش پیچیدگی و هزینه ساخت سامانه‌های چار با سیالات عامل مرطوب در کاربرد مورد نظر می‌شود.

- پیکربندی تک حلقه همراه با پیش‌گرمکن برای سامانه چار هم از لحاظ اقتصادی صرفه است، هم وزن کمتری به خودرو اعمال می‌کند و هم فضای تعبیه کمتری نیاز دارد. همچنین در این طرح می‌توان، مبدل گرمایی کم‌دما (پیش‌گرمکن) را جایگزین رادیاتور خودرو کرد.

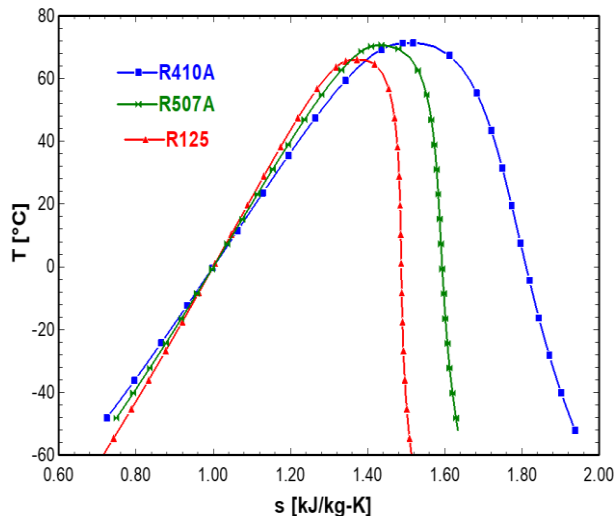
تشکر و قدردانی

نویسندگان این مقاله مراتب قدردانی و سپاس خود را از مرکز تحقیقات موتور ایران خودرو اعلام می‌دارند.

فهرست علائم

x	کسر مولی
M	جرم مولی، gr/mol
m	شار جرمی، kg/s
Q	نرخ انتقال حرارت، kw

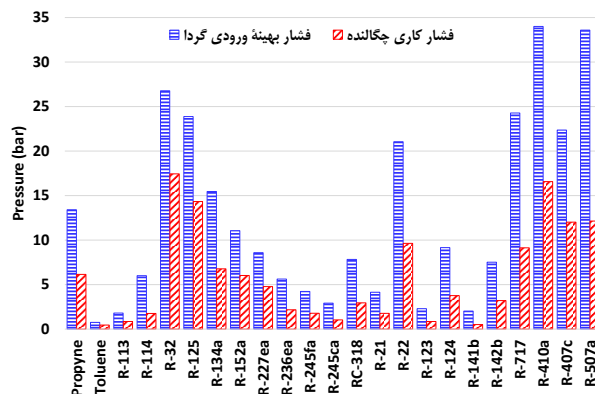
می‌شود سیالات هم‌آنتروپی و همچنین سیالات تر با شیب نزدیک به بینهایت عملکرد نسبتاً بهتری در سامانه چار حاضر داشته‌اند و توان خالص بیشتری تولید کرده‌اند.



شکل ۱۲: مقایسه نمودار دما، آنتروپی سیالات منتخب

در شکل ۱۳ فشار کاری بهینه استخراجی گدا و چگالنده برای تمام سیالات نشان داده شده است. از میان ۷ سیالی که بیشترین فشار کاری در گدا و چگالنده را نیاز

خواهند داشت، ۶ مورد سیال تر هستند (بر اساس دسته‌بندی مرجع [۵۶]). بنابراین می‌توان نتیجه گرفت، به طور کلی پیچیدگی و هزینه طراحی سامانه چار با سیالات تر در کاربرد مورد نظر بیشتر خواهد بود.



شکل ۱۳: مقایسه فشار کاری گدا و چگالنده در سیالات مختلف

۵- نتیجه‌گیری

در این مقاله بازیابی انرژی اتلافی یک موتور بنزینی توسط چار، به منظور استحصال بیشینه توان خالص از چرخه و همچنین انتخاب بهترین سیال کاری و شرایط کارکردی بهینه سامانه چار برای هر سیال بررسی شد. می‌توان نتیجه گرفت که:

- دود راهگاه خروجی و سیال خنک‌کننده در موتورهای احتراق داخلی خودروهای سواری از مهم‌ترین منابع اتلاف حرارت

89, pp. 545-557, 2015

[8] Zhou, Feng, Shailesh N. Joshi, Raphael Rhotavaney, and Ercan M. Dede. A review and future application of Rankine Cycle to passenger vehicles for waste heat recovery. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, Vol. 75, pp. 1008-1021, 2017

[9] Freymann, R., W. Strobl, and A. Obieglo, The turbosteamer: A system introducing the principle of cogeneration in automotive applications. *MTZ worldwide*, Vol. 69, No. 5, pp. 20-27, 2008

[10] Arias, D.A., T.A. Shedd, and R.K. Jester, Theoretical analysis of waste heat recovery from an internal combustion engine in a hybrid vehicle. *SAE Transactions*, pp. 777-784, 2006

[11] Chintala, V., S. Kumar, and J.K. Pandey, A technical review on waste heat recovery from compression ignition engines using organic Rankine cycle. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, Vol. 81, pp. 493-509, 2018

[12] Oomori, H. and S. Ogino, Waste heat recovery of passenger car using a combination of Rankine bottoming cycle and evaporative engine cooling system. 1993, SAE Technical Paper.

[13] Zhou, F., E. Dede, and S. Joshi, Application of Rankine cycle to passenger vehicle waste heat recovery-A review. *SAE International Journal of Materials and Manufacturing*, Vol. 9, No. 2, pp. 224-235, 2016

[14] Shi, Lingfeng, Gequn Shu, Hua Tian, and Shuai Deng. A review of modified Organic Rankine cycles (ORCs) for internal combustion engine waste heat recovery (ICE-WHR). *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, Vol. 92, pp. 95-110, 2018

[15] Singh, D.V. and E. Pedersen, A review of waste heat recovery technologies for maritime applications. *Energy conversion and management*, Vol. 111, pp. 315-328, 2016

[16] Bao, J. and L. Zhao, A review of working fluid and expander selections for organic Rankine cycle. *Renewable and sustainable energy reviews*, Vol. 24, pp. 325-342, 2013

[17] Endo, T., Kawajiri, S., Kojima, Y., Takahashi, K., Baba, T., Ibaraki, S., Takahashi, T. and Shinohara, M., Study on maximizing exergy in automotive engines. *SAE Transactions*, pp. 347-356, 2007

[18] Lion, Simone, Constantine N. Michos, Ioannis Vlaskos, Cedric Rouaud, and Rodolfo Taccani. A review of waste heat recovery and Organic Rankine Cycles (ORC) in on-off highway vehicle Heavy Duty Diesel Engine applications. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, Vol. 79, pp. 691-708, 2017

[19] Saidur, R., Rezaei, M., Muzammil, W.K., Hassan, M.H., Paria, S. and Hasanuzzaman, M., Technologies to recover exhaust heat from internal combustion engines. *Renewable and sustainable energy reviews*, Vol. 16, No. 8, pp. 5649-5659, 2012

[20] Vaja, I. and A. Gambarotta, Internal combustion engine (ICE) bottoming with organic Rankine cycles

h	آنتالپی، kJ/kg
U	ضریب انتقال حرارت کلی، $(\frac{kw}{\text{C m}^2})$
A	مساحت تبادل حرارت، m^2
T	دما، $^{\circ}\text{C}$
ΔT_{LM}	اختلاف دمای میانگین لگاریتمی، $^{\circ}\text{C}$
P	فشار، bar
v	حجم مخصوص، m^3/kg
μ	ضریب مقاومت جریان
ε	اثر بخشی گرمایی مبدل
C_p	ظرفیت گرمایی ویژه در فشار ثابت، $\text{kJ/kg } ^{\circ}\text{C}$
η	بازده گرمایی، %
\dot{W}	توان مکانیکی، kw

زیرنویس‌ها

R	مبرد
i	ورودی
e	خروجی

مراجع و منابع

- [1] Rodrigue, J.-P., The geography of transport systems. 2020: Routledge.
- [2] Yao, M., Z. Zheng, and H. Liu, Progress and recent trends in homogeneous charge compression ignition (HCCI) engines. *Progress in energy and combustion science*, Vol. 35, No. 5, pp. 398-437, 2009
- [3] Feneley, A.J., A. Pesiridis, and A.M. Andwari, Variable geometry turbocharger technologies for exhaust energy recovery and boosting-A Review. *Renewable and sustainable energy reviews*, Vol. 71, pp. 959-975, 2017
- [4] Murata Y, Kusaka J, Odaka M, Daisho Y, Kawano D, Suzuki H, Ishii H, Goto Y. Emissions suppression mechanism of premixed diesel combustion with variable valve timing. *International Journal of Engine Research*, Vol. 8, No. 5, pp. 415-428, 2007
- [5] Liu, T., Hu, X., Li, S.E. and Cao, D., Reinforcement learning optimized look-ahead energy management of a parallel hybrid electric vehicle. *IEEE/ASME Transactions on Mechatronics*, Vol. 22, No. 4, pp. 1497-1507, 2017
- [6] Fu, J., Liu, J., Feng, R., Yang, Y., Wang, L. and Wang, Y., Energy and exergy analysis on gasoline engine based on mapping characteristics experiment. *Applied energy*, Vol. 102, pp. 622-630, 2013
- [7] Payri, F., Olmeda, P., Martín, J. and Carreño, R., Experimental analysis of the global energy balance in a DI diesel engine. *Applied Thermal Engineering*, Vol.

- economic analysis on vehicle energy supplying system based on waste heat recovery organic Rankine cycle. *Applied Energy*, Vol. 248, pp. 241-255, 2019
- [34] Tian, H., et al., Fluids and parameters optimization for the organic Rankine cycles (ORCs) used in exhaust heat recovery of Internal Combustion Engine (ICE). *Energy*, Vol. 47, No. 1, pp. 125-136, 2012
- [35] Chahartaghi, M. and M. Babaei, Energy and exergy analysis of Organic Rankine Cycle with using two component working fluid in specified heat source conditions. *Modares Mechanical Engineering*, Vol. 14, No. 3, pp. 145-156, 2014
- [36] Invernizzi, C. and D. Bonalumi, Thermal stability of organic fluids for Organic Rankine Cycle systems, in *Organic Rankine cycle (ORC) power systems*. Elsevier. pp. 121-151, 2017
- [37] Panesar, A.S., An innovative organic Rankine cycle approach for high temperature applications. *Energy*, Vol. 115, pp. 1436-1450, 2016
- [38] Fang, Y., F. Yang, and H. Zhang, Comparative analysis and multi-objective optimization of organic Rankine cycle (ORC) using pure working fluids and their zeotropic mixtures for diesel engine waste heat recovery. *Applied Thermal Engineering*, Vol. 157, pp. 113704, 2019
- [39] Wang, Jiangfeng, Zhequan Yan, Man Wang, Maoqing Li, and Yiping Dai. "Multi-objective optimization of an organic Rankine cycle (ORC) for low grade waste heat recovery using evolutionary algorithm." *Energy Conversion and Management*, Vol. 71, pp. 146-158, 2013
- [40] Rosset, K., et al., Multi-objective optimization of turbo-ORC systems for waste heat recovery on passenger car engines. *Energy*, Vol. 159, pp. 751-765, 2018
- [41] Roy, J. and A. Misra, Parametric optimization and performance analysis of a regenerative Organic Rankine Cycle using R-123 for waste heat recovery. *Energy*, Vol. 39, No. 1, pp. 227-235, 2012
- [42] Roy, J., M. Mishra, and A. Misra, Parametric optimization and performance analysis of a regenerative organic rankine cycle using low-grade waste heat for power generation. *International Journal of Green Energy*, Vol. 8, No. 2, 173-196, 2011
- [43] Roy, J., M. Mishra, and A. Misra, Parametric optimization and performance analysis of a waste heat recovery system using Organic Rankine Cycle. *Energy*, Vol. 35, No. 12, pp. 5049-5062, 2010
- [44] Jiménez-Arreola, Manuel, Roberto Pili, Fabio Dal Magro, Christoph Wieland, Srithar Rajoo, and Alessandro Romagnoli. "Thermal power fluctuations in waste heat to power systems: An overview on the challenges and current solutions." *Applied Thermal Engineering*, Vol. 134, pp. 576-584, 2018
- [45] Johnson, G., *International Engine and Powertrain of the Year Awards*. 2019.
- [46] Souhaite, Philippe, and Smaïl Mokhtari. "Combustion system design of the new PSA Peugeot Citroën EB TURBO PURE TECH engine." In (ORCs). *Energy*, Vol. 35, No. 2, pp. 1084-1093, 2010
- [21] Boretti, A., Recovery of exhaust and coolant heat with R245fa organic Rankine cycles in a hybrid passenger car with a naturally aspirated gasoline engine. *Applied Thermal Engineering*, Vol. 36, pp. 73-77, 2012
- [22] Seher, Dieter, Thomas Lengenfelder, Jrgen Gerhardt, Nadja Eisenmenger, Michael Hackner, and Ilona Krinn. "Waste heat recovery for commercial vehicles with a Rankine process." In *21st Aachen colloquium automobile and engine technology*, vol. 2012. Aachen: RWTH Aachen University, 2012.
- [23] Lang, W., P. Colonna, and R. Almbauer, Assessment of waste heat recovery from a heavy-duty truck engine by means of an ORC turbogenerator. *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, Vol. 135, No. 4, 2013
- [24] Chen, Tao, Weilin Zhuge, Yangjun Zhang, and Lei Zhang. "A novel cascade organic Rankine cycle (ORC) system for waste heat recovery of truck diesel engines." *Energy Conversion and Management*, Vol. 138, pp. 210-223, 2017
- [25] Panesar, A.S., An innovative Organic Rankine Cycle system for integrated cooling and heat recovery. *Applied Energy*, Vol. 186, pp. 396-407, 2017
- [26] Shu, G., et al., Parametric and working fluid analysis of a dual-loop organic Rankine cycle (DORC) used in engine waste heat recovery. *Applied Energy*, Vol. 113, pp. 1188-1198, 2014
- [27] Song, J. and C.-w. Gu, Parametric analysis of a dual loop Organic Rankine Cycle (ORC) system for engine waste heat recovery. *Energy Conversion and Management*, Vol. 105, pp. 995-1005, 2015
- [28] Wang, E. H., H. G. Zhang, Y. Zhao, B. Y. Fan, Y. T. Wu, and Q. H. Mu. "Performance analysis of a novel system combining a dual loop organic Rankine cycle (ORC) with a gasoline engine." *Energy*, Vol. 43, No. 1, pp. 385-395, 2012
- [29] Zhang, H., E. Wang, and B. Fan, A performance analysis of a novel system of a dual loop bottoming organic Rankine cycle (ORC) with a light-duty diesel engine. *Applied energy*, Vol. 102, pp. 1504-1513, 2013
- [30] Kim, Young Min, Dong Gil Shin, Chang Gi Kim, and Gyu Baek Cho. "Single-loop organic Rankine cycles for engine waste heat recovery using both low-and high-temperature heat sources." *Energy*, Vol. 96, pp. 482-494, 2016
- [31] Jiménez-Arreola, M., C. Wieland, and A. Romagnoli, Direct vs indirect evaporation in Organic Rankine Cycle (ORC) systems: A comparison of the dynamic behavior for waste heat recovery of engine exhaust. *Applied Energy*, Vol. 424, pp. 439-452, 2019
- [32] Srinivasan, K.K., P.J. Mago, and S.R. Krishnan, Analysis of exhaust waste heat recovery from a dual fuel low temperature combustion engine using an Organic Rankine Cycle. *Energy*, Vol. 35, No. 6, pp. 2387-2399, 2010
- [33] Yue, C., L. Tong, and S. Zhang, Thermal and

370, 2012

[52] Mahmoudi, A., M. Fazli, and M. Morad, A recent review of waste heat recovery by Organic Rankine Cycle. *Applied Thermal Engineering*, Vol. 143, pp. 660-675, 2018

[53] Scaccabarozzi, Roberto, Michele Tavano, Costante Mario Invernizzi, and Emanuele Martelli. "Thermodynamic Optimization of heat recovery ORCs for heavy duty Internal Combustion Engine: Pure fluids vs. zeotropic mixtures." *Energy Procedia*, Vol. 129, pp. 168-175, 2017

[54] Desai, N.B. and S. Bandyopadhyay, Process integration of organic Rankine cycle. *Energy*, Vol. 34, No. 10, pp. 1674-1686, 2009

[55] Liu, B.-T., K.-H. Chien, and C.-C. Wang, Effect of working fluids on organic Rankine cycle for waste heat recovery. *Energy*, Vol. 29, No. 8, pp. 1207-1217, 2004

[56] Douvartzides, S. and I. Karmalis. Working fluid selection for the Organic Rankine Cycle (ORC) exhaust heat recovery of an internal combustion engine power plant. in IOP conference series: materials science and engineering. 2016. IOP Publishing.

Internationaler Motorenkongress Springer Vieweg, Wiesbaden, 2014, pp. 49-72, 2014

[47] سینا انتظاری، تحلیل انرژی و آگزرژی موتور اشتعال جرقه ای سه سیلندر مجهز به توربوشارژ و استفاده از ورتکس تیوب برای بازیابی انرژی دود خروجی از موتور. ۱۳۹۸، دانشگاه صنعتی شریف، دانشکده مهندسی مکانیک، پایان نامه کارشناسی ارشد، استاد راهنما دکتر سیامک کاظم زاده خنایی

[48] Chen, H., D.Y. Goswami, and E.K. Stefanakos, A review of thermodynamic cycles and working fluids for the conversion of low-grade heat. *Renewable and sustainable energy reviews*, Vol. 14, No. 9, pp. 3059-3067, 2010

[49] Gao, Zhiming, J. C. Conklin, C. Stuart Daw, and Veerathu K. Chakravarthy. "A proposed methodology for estimating transient engine-out temperature and emissions from steady-state maps." *International Journal of Engine Research*, Vol. 11, No. 2, pp. 137-151, 2010

[50] Eriksson, K. and H. Persson, Performance and size assessment of ORCs in mobile military power generation. 2015.

[51] Heberle, F., M. Preißinger, and D. Brüggemann, Zeotropic mixtures as working fluids in Organic Rankine Cycles for low-enthalpy geothermal resources. *Renewable Energy*, Vol. 37 No. 1, pp. 364-



Organic Rankine cycle optimization for waste heat recovery of three-cylinder turbocharged gasoline engine

S. Khosravi shad¹, I. Chitsaz^{2*}, M. Nili Ahmadabadi³

¹ MSc, Mechanical Engineering Department, Isfahan University of Technology, Isfahan, Iran, sepehrkhosravi@me.iut.ac.ir

² Faculty of Mechanical Engineering Department, Isfahan University of Technology, Isfahan, Iran, i.chitsaz@iut.ac.ir

³ Faculty of Mechanical Engineering Department, Isfahan University of Technology, Isfahan, Iran, m.nili@iut.ac.ir

*Corresponding Author

ARTICLE INFO

Article history:

Received: 15 May 2021

Accepted: 20 October 2021

Keywords:

Waste Heat Recovery
Optimization of energy consumption
Organic Rankine Cycle
Downhill simplex method
Turbocharged Internal Combustion Engine

ABSTRACT

In conventional passenger cars, two-third of the energy is wasted from the exhaust gas and engine cooling system. The present study has investigated the performance of a waste heat recovery (WHR) system based on the Organic Rankine Cycle (ORC) for the turbocharged gasoline direct injection engine. The optimal working conditions along with the best working fluid of the organic Rankin cycle to obtain the maximum net output power (NOP) from the recovery cycle are investigated. The steady-state zero-dimensional thermodynamic model of basic ORC at a series of engine operating conditions is designed in Thermoflex software. The working point of the engine has obtained by simulation of vehicle performance based on the standard urban driving cycle. Considering numerous and varied working fluids, 23 working fluids including pure and mixture fluids are evaluated. The mass flow rate of working fluid, condenser pinch, turbine inlet pressure, and condenser working pressure are considered as the optimization design variables and the optimum operating conditions of the basic ORC extracted for each working fluid using the Downhill Simplex method. Finally, by having experimental data for 320 points of the engines map, the efficiency of the optimized basic cycle was analyzed in combination with engine's entire operating region. The results showed that R-507a, R-410a and R-125 present highest NOP respectively which indicate better performance of zeotropic and Azeotropic mixtures in engine WHR by ORC and for the best case, NOP reached to 2.6 kw in small load region and 6.6 kw in the peak thermal efficiency region.

