

بِسْمِ اللَّهِ الرَّحْمَنِ الرَّحِيمِ



دانشگاه صنعتی شاهرود

دانشکده مهندسی مکانیک

گروه تبدیل انرژی

تحلیل ترمودینامیکی و بهبود عملکرد سیکل ارگانیک رانکین

دانشجو:

مهدی بابایی

استاد راهنما:

دکتر محمود چهارطاقی

پایان نامه جهت اخذ درجه کارشناسی ارشد

پاییز ۱۳۹۲

دانشگاه صنعتی شاهرود

دانشکده : مکانیک

گروه : تبدیل انرژی

پایان نامه کارشناسی ارشد آقای مهدی بابایی

تحت عنوان:

تحلیل ترمودینامیکی و بهبود عملکرد سیکل ارگانیک رانکین

در تاریخ ۱۸ آذر ۱۳۹۲ توسط کمیته تخصصی زیر جهت اخذ مدرک کارشناسی ارشد مورد ارزیابی و با درجه مورد پذیرش قرار گرفت.

امضاء	اساتید مشاور	امضاء	اساتید راهنما
	نام و نام خانوادگی :		نام و نام خانوادگی : دکتر محمود چهارطاقی
	نام و نام خانوادگی :		نام و نام خانوادگی :

امضاء	نماینده تحصیلات تکمیلی	امضاء	اساتید داور
	نام و نام خانوادگی : مهندس احمد مددی		نام و نام خانوادگی : دکتر سید مجید هاشمیان
			نام و نام خانوادگی : دکتر علی عباس نژاد
			نام و نام خانوادگی :
			نام و نام خانوادگی :

تشکر و قدردانی:

از استاد ارجمند جناب آقای دکتر چهارطاقی که در این مسیر مرا یاری نمودند کمال تشکر را دارم.

تعهد نامه

اینجانب **مهدي بابايي** دانشجوی دوره کارشناسی ارشد رشته مهندسی مکانیک- گرایش تبدیل انرژی دانشکده مهندسی مکانیک دانشگاه صنعتی شاهرود نویسنده پایان نامه با عنوان "**تحلیل ترمودینامیکی و بهبود عملکرد سیکل ارگانیک رانکین**" تحت راهنمایی **دکتر محمود چهارطاقی** متعهد می شوم:

- تحقیقات در این پایان نامه توسط اینجانب انجام شده است و از صحت و اصالت برخوردار است .
- در استفاده از نتایج پژوهش های محققان دیگر به مرجع مورد استفاده استناد شده است .
- مطالب مندرج در پایان نامه تاکنون توسط خود یا فرد دیگری برای دریافت هیچ نوع مدرک یا امتیازی در هیچ جا ارائه نشده است .
- کلیه حقوق معنوی این اثر متعلق به دانشگاه صنعتی شاهرود می باشد و مقالات مستخرج با نام «دانشگاه صنعتی شاهرود» و یا «Shahrood University of Technology» به چاپ خواهد رسید.
- حقوق معنوی تمام افرادی که در به دست آمدن نتایج اصلی پایان نامه تأثیرگذار بوده اند در مقالات مستخرج از پایان نامه رعایت می گردد.
- در کلیه مراحل انجام این پایان نامه، در مواردی که از موجود زنده (یا بافتهای آنها) استفاده شده است، ضوابط و اصول اخلاقی رعایت شده است.
- در کلیه مراحل انجام این پایان نامه، در مواردی که به حوزه اطلاعات شخصی افراد دسترسی یافته یا استفاده شده است اصل رازداری، ضوابط و اصول اخلاق انسانی رعایت شده است.

تاریخ

امضای دانشجو

مالکیت نتایج و حق نشر

- کلیه حقوق معنوی این اثر و محصولات آن (مقالات مستخرج، کتاب، برنامه های رایانه ای، نرم افزارها و تجهیزات ساخته شده است) متعلق به دانشگاه صنعتی شاهرود می باشد. این مطلب باید به نحو مقتضی در تولیدات علمی مربوطه ذکر شود .
- استفاده از اطلاعات و نتایج موجود در پایان نامه بدون ذکر مرجع مجاز نمی باشد.

چکیده

بازیافت گرمای اتلافی نقش مهمی در مدیریت منابع انرژی ایفا می‌کند. از سیکل ارگانیک رانکین می‌توان برای بازیابی حرارت اتلافی دما پایین استفاده نمود. این سیکل مشابه سیکل رانکین بوده و فقط از سیالات ارگانیک به عنوان سیال کاری در آن استفاده می‌شود. در تحقیق حاضر به منظور بهبود عملکرد سیکل، تحلیل انرژی و انرژی در سیکل انجام گرفت و آثار استفاده از سیالات کاری خالص مختلف، سیالات کاری مخلوط مختلف با شیب‌های دمایی متفاوت هنگام تغییر فاز، آثار سوپرهیت کردن بخار ورودی به توربین، آثار استفاده از مبدل حرارتی داخلی و آثار اختلاف دماهای مختلف ورودی و خروجی جریان منبع حرارتی بر عملکرد سیکل سنجیده شد.

با ثابت در نظر گرفتن دمای ورودی و خروجی سیال حامل حرارت منبع حرارتی و دبی جرمی آن مقایسه‌ای منطقی در سنجش آثار پارامترهای مختلف بر عملکرد سیکل صورت گرفت و عوامل بهبود دهنده‌ی عملکرد سیکل بدست آمد.

از جمله عواملی که موجب افزایش راندمان می‌گردند عبارتند از:

اگر اختلاف دمای ورودی و خروجی جریان منبع حرارتی نسبتاً کم باشد استفاده از مبدل حرارتی داخلی مناسب و در غیر این صورت نامناسب است.

تقریباً می‌توان گفت اگر اختلاف دمای ورودی و خروجی جریان منبع حرارتی نسبتاً کم باشد و از مبدل حرارتی داخلی هم استفاده شده باشد، سوپرهیت کردن بخار ورودی به توربین مناسب و در غیر این صورت نامناسب است.

اگر اختلاف دمای ورودی و خروجی جریان منبع حرارتی نسبتاً کم باشد، استفاده از سیالات کاری با دمای بحرانی بالاتر موجب افزایش راندمان و اگر اختلاف دمای ورودی و خروجی جریان منبع حرارتی نسبتاً زیاد باشد، استفاده از سیال کاری با دمای بحرانی کمتر مناسب‌تر است.

استفاده از سیال کاری مخلوط نسبت به سیال خالص موجب افزایش راندمان می‌شود، البته اگر اختلاف دمای ورودی و خروجی جریان منبع حرارتی نسبتاً کم باشد این تاثیر کمتر و اگر اختلاف دمای

ورودی و خروجی جریان منبع حرارتی نسبتاً زیاد باشد این تاثیر بیشتر است.

اگر اختلاف دمای جریان منبع حرارتی نسبتاً کم باشد، استفاده از سیال کاری مخلوط در پیکربندی با مبدل حرارتی داخلی باعث راندمان بهتری می‌شود نسبت به استفاده از سیال کاری مخلوط در پیکربندی ساده، این موضوع در حالتی که اختلاف دمای جریان منبع حرارتی نسبتاً زیاد باشد برعکس است.

هرگاه سیال کاری مخلوط استفاده شده همزمان در تبخیرکننده و در چگالنده بهترین مطابقت دمایی را با جریان گرم و سرد داشته باشد بهترین راندمان بدست می‌آید.

لیست مقالات مستخرج از پایان نامه

چهارطاقی م، بابایی م. " تحلیل انرژی و انرژی سیکل ارگانیک رانکین با به کارگیری سیال کاری دو جزئی در شرایط مشخص منبع حرارتی "، مجله مکانیک مدرس

فهرست مطالب:

۱	مقدمه و مرور کلی	۱
۱-۱	مقدمه	۲
۲-۱	مقدمه‌های در مورد موتورهای حرارتی	۵
۱-۲-۱	سیکل قدرت گازی	۶
۲-۲-۱	سیکل قدرت بخار	۶
۱-۲-۲-۱	سیکل رانکین	۷
۲-۲-۲-۱	سیکل با سیال کاری آب-آمونیاک	۸
۳-۲-۲-۱	سیکل فوق بحرانی یا فوق بحرانی رانکین	۹
۴-۲-۲-۱	سیکل ارگانیک رانکین	۱۰
۳-۲-۱	مقایسه‌ی بین موتورهای حرارتی	۱۰
۴-۲-۱	مقایسه‌ی ORC با سیکل بخار	۱۲
۳-۱	جمع‌بندی و نتیجه‌گیری	۱۶
۲	مروندی بر کارهای پیشین	۱۷
۱-۲	مقدمه	۱۸
۱-۲	مروری بر تعدادی از کارهای انجام شده	۱۹
۳	مدل سازی	۲۸
۱-۳	انواع پیکربندی و شرایط منبع گرم و سرد	۲۹
۲-۳	فرضیات و روابط حاکم بر مدل سازی	۳۲
۱-۲-۳	فرضیات	۳۲
۲-۲-۳	روابط حاکم با توجه به فرضیات و ساده سازی‌های انجام شده	۳۳
۱-۲-۲-۳	پمپ	۳۴
۲-۲-۲-۳	مبدل‌های حرارتی شامل اواپراتور، کندانسور و IHE	۳۵

۳۶.....	گرم کن سیال ارگانیک تغذیه باز (OFOH).....	۳-۲-۲-۳
۳۶.....	توربین یا اکسپندر.....	۴-۲-۲-۳
۳۶.....	نسبت اتلافات اگزرژی.....	۵-۲-۲-۳
۳۷.....	راندمان سیکل.....	۶-۲-۲-۳
۳۸.....	پارامترهای اقتصادی.....	۷-۲-۲-۳
۳۹.....	سیال کاری.....	۱-۳
۴۶.....	سیال کاری مخلوط دوجزیبی.....	۱-۱-۳
۴۷.....	۴ مطالعه موردی.....	
۴۸.....	مقدمه.....	۱-۴
۵۰.....	بیان و بررسی مسئله.....	۲-۴
۵۰.....	سیال کاری.....	۱-۲-۴
۵۳.....	سیکل.....	4-2-2
۵۶.....	روش حل.....	۳-۲-۴
۶۴.....	۵ نتایج.....	
۶۵.....	مقدمه.....	۱-۵
۶۹.....	نتایج بررسی عملکرد سیکل در λ ثابت (نمودار گونه‌ی اول).....	۲-۵
۷۰.....	راندمان حرارتی و اگزرژی دوم.....	۱-۲-۵
۷۶.....	راندمان حرارتی و اگزرژی اول.....	۲-۲-۵
۸۱.....	بررسی عملکرد پیش گرم کن.....	۳-۲-۵
۸۴.....	بررسی عملکرد تبخیرکننده.....	۴-۲-۵
۸۷.....	بررسی عملکرد سوپرهیت کننده.....	۵-۲-۵
۸۹.....	اتلافات اگزرژی در بازیابی حرارت از جریان منبع حرارتی.....	۶-۲-۵
۹۰.....	بررسی عملکرد مبدل حرارتی داخلی.....	۷-۲-۵
۹۲.....	بررسی عملکرد دی سوپرهیتر.....	۸-۲-۵

۹۴ بررسی عملکرد چگالنده	۹-۲-۵
۹۷ اتلافات آگزرژی در چگالنده و دی سوپرهیتر	۱۰-۲-۵
۹۸ بررسی عوامل موثر در انتخاب قطعات	۱۱-۲-۵
۱۰۲ بررسی عملکرد سیکل در ΔT_{HS} ثابت (نمودار گونه‌ی دوم)	۳-۵
۱۰۳ راندمان حرارتی و آگزرژی اول و دوم	۱-۳-۵
۱۰۹ بررسی آثار سیال کاری مخلوط بر عملکرد مبدل‌های حرارتی	۲-۳-۵
۱۱۶ بررسی عوامل موثر در انتخاب قطعات	۳-۳-۵
۱۱۹ جمع‌بندی نتایج	۴-۵
۱۲۲ پیشنهادات	۵-۵
۱۲۴ پیوست ۶	
۱۲۵ راندمان اول و دوم حرارتی برای تمام سیالات کاری مخلوط بررسی شده	۱-۶

فهرست اشکال:

- شکل (۱-۱): سمت راست: مصرف انرژی با توجه به نوع منبع انرژی بر حسب (quadrillion Btu). سمت چپ: رشد تولید و مصرف انرژی الکتریکی بر حسب میزان تولید در سال ۱۹۹۰..... ۲
- شکل (۲-۱): سهم منابع مختلف در تولید انرژی الکتریکی بر حسب (تریلیون کیلو وات ساعت). سمت راست: جهان. سمت چپ: خاور میانه..... ۳
- شکل (۳-۱): مقدار انتشار گاز دی اکسید کربن با توجه به نوع سوخت بر حسب (بیلیون تن)..... ۳
- شکل (۴-۱): دسته بندی انواع ماشین‌های گرمایی..... ۵
- شکل (۵-۱): فرآیندهای طی شده در سیکل رانکین ساده..... ۷
- شکل (۶-۱): چگونگی تبخیر سیال مخلوط آب-آمونیاک..... ۸
- شکل (۷-۱): اتلاف انرژی در اواپراتور. سمت چپ: سیال زیر نقطه بحرانی. سمت راست: سیال بالای نقطه بحرانی. ۹
- شکل (۸-۱): مقایسه‌ی ماشین‌های گرمایی با توجه به بازه‌ی دمایی کارکرد و ظرفیت ماشین..... ۱۱
- شکل (۹-۱): منحنی اشباع چندین نمونه از سیالات ارگانیک و آب در نمودار T-S..... ۱۳
- شکل (۱-۳): (a): سیکل ساده. (b): سیکل با مبدل IHE. (c): سیکل با OFOH. (d): سیکل با IHE و OFOH..... ۲۹
- شکل (۲-۳): پیکربندی ORC همراه با دو OFOH..... ۳۰
- شکل (۳-۳): پیکربندی سیکل بخار رانکین مرتبط با ORC و نمودار T-S سیستم..... ۳۱
- شکل (۴-۳): پیکربندی ORC با سه مبدل برای حرارت دادن سیال کاری تا سوپرهیت شدن..... ۳۲
- شکل (۵-۳): نمونه‌ای از پیکربندی برای کمک به نشان دادن روابط حاکم بر اجزاء..... ۳۴
- شکل (۶-۳): نمودار دما-آنترپی برای (الف): سیال خالص (ب): سیال مخلوط..... ۴۶
- شکل (۱-۴): پیکربندی سیکل (الف): ساده. (ب): همراه با مبدل حرارتی داخلی..... ۵۴
- شکل (۲-۴): نمودار دما-آنترپی پنتان نرمال در پیکربندی ب، با 20°C سوپرهیت شدن آن در ورودی توربین و با دمای ورودی 150°C و خروجی 110°C جریان منبع حرارتی. نقاطی که در مربع قرار گرفته است داده‌های ورودی برای حل سیکل هستند..... ۵۸
- شکل (۳-۴): الگوریتم استفاده شده جهت یافتن مقادیر صحیح ورودی. مقادیر i با توجه به جدول (۹-۴) از یک تا هشت می‌باشد..... ۶۰
- شکل (۱-۵): راندمان حرارتی دوم در مقابل اختلاف دمای ورودی و خروجی جریان منبع حرارتی و درصد مولی سیال

تشکیل دهنده‌ی دوم، مربوط به سیال مخلوط ایزوهگزان/ایزوپنتان، با دمای ورودی جریان منبع حرارتی 170°C در دو پیکربندی (الف): بدون سوپرهیت کردن بخار ورودی به توربین (ب): با 10°C سوپرهیت کردن بخار ورودی به توربین ۶۶

شکل (۲-۵): نسبت حرارت و اگزرژی‌ای که در سیکل تحت بازیابی قرار می‌گیرد به کل حرارت و اگزرژی جریان منبع حرارتی (با توجه به حالت مرده) در مقابل اختلاف دمای ورودی و خروجی جریان منبع حرارتی، با دمای ورودی جریان منبع حرارتی 170°C ۷۰

شکل (۳-۵): راندمان حرارتی دوم در مقابل اختلاف دمای ورودی و خروجی جریان منبع حرارتی با توجه به آثار مقدار درجه‌ی سوپرهیت شدن سیال کاری در ورودی توربین برای چهار سیال خالص بررسی شده در پیکربندی الف ۷۱

شکل (۴-۵): راندمان اگزرژی دوم در مقابل اختلاف دمای ورودی و خروجی جریان منبع حرارتی با توجه به آثار مقدار درجه‌ی سوپرهیت شدن سیال کاری در ورودی توربین برای چهار سیال خالص بررسی شده در پیکربندی الف ۷۲

شکل (۵-۵): راندمان حرارتی دوم در مقابل اختلاف دمای ورودی و خروجی جریان منبع حرارتی با توجه به آثار مقدار درجه‌ی سوپرهیت شدن سیال کاری در ورودی توربین برای چهار سیال خالص بررسی شده در پیکربندی ب ۷۳

شکل (۶-۵): راندمان اگزرژی دوم در مقابل اختلاف دمای ورودی و خروجی جریان منبع حرارتی با توجه به آثار مقدار درجه‌ی سوپرهیت شدن سیال کاری در ورودی توربین برای چهار سیال خالص بررسی شده در پیکربندی ب ۷۴

شکل (۷-۵): راندمان حرارتی دوم در مقابل اختلاف دمای ورودی و خروجی جریان منبع حرارتی در (الف) بدون سوپرهیت کردن (ب) 10 درجه‌ی سانتیگراد سوپرهیت کردن بخار ورودی به توربین در دو پیکربندی ۷۵

شکل (۸-۵): راندمان اگزرژی دوم در مقابل اختلاف دمای ورودی و خروجی جریان منبع حرارتی در (الف) بدون سوپرهیت کردن (ب) 10 درجه‌ی سانتیگراد سوپرهیت کردن بخار ورودی به توربین در دو پیکربندی ۷۵

شکل (۹-۵): راندمان حرارتی اول در مقابل اختلاف دمای ورودی و خروجی جریان منبع حرارتی با توجه به آثار مقدار درجه‌ی سوپرهیت شدن سیال کاری در ورودی توربین برای چهار سیال خالص بررسی شده در پیکربندی الف ۷۷

شکل (۱۰-۵): راندمان اگزرژی اول در مقابل اختلاف دمای ورودی و خروجی جریان منبع حرارتی با توجه به آثار مقدار درجه‌ی سوپرهیت شدن سیال کاری در ورودی توربین برای چهار سیال خالص بررسی شده در پیکربندی الف ۷۸

شکل (۱۱-۵): راندمان حرارتی اول در مقابل اختلاف دمای ورودی و خروجی جریان منبع حرارتی با توجه به آثار مقدار درجه‌ی سوپرهیت شدن سیال کاری در ورودی توربین برای چهار سیال خالص بررسی شده در پیکربندی ب ۷۹

شکل (۱۲-۵): راندمان اگزرژی اول در مقابل اختلاف دمای ورودی و خروجی جریان منبع حرارتی با توجه به آثار

مقدار درجه‌ی سوپرهیت شدن سیال کاری در ورودی توربین برای چهار سیال خالص بررسی شده در پیکربندی ب... ۸۰

شکل (۵-۱۳): راندمان حرارتی اول در مقابل اختلاف دمای ورودی و خروجی جریان منبع حرارتی در (الف) بدون سوپرهیت کردن (ب) ۱۰ درجه‌ی سانتیگراد سوپرهیت کردن بخار ورودی به توربین در دو پیکربندی ۸۰

شکل (۵-۱۴): راندمان اگزرژی اول در مقابل اختلاف دمای ورودی و خروجی جریان منبع حرارتی در (الف) بدون سوپرهیت کردن (ب) ۱۰ درجه‌ی سانتیگراد سوپرهیت کردن بخار ورودی به توربین در دو پیکربندی ۸۱

شکل (۵-۱۵): نسبت اتلافات اگزرژی پیش‌گرم‌کن به اگزرژی کل وارد شده به سیکل در مقابل اختلاف دمای ورودی و خروجی جریان منبع حرارتی، در دو پیکربندی و دماهای مختلف سوپرهیت بخار ورودی به توربین ۸۲

شکل (۵-۱۶): اختلاف دمای متوسط لگاریتمی در پیش‌گرم‌کن، در مقابل اختلاف دمای ورودی و خروجی جریان منبع حرارتی، در دو پیکربندی و دماهای مختلف سوپرهیت بخار ورودی به توربین ۸۲

شکل (۵-۱۷): ظرفیت تبادل حرارتی در پیش‌گرم‌کن در مقابل اختلاف دمای ورودی و خروجی جریان منبع حرارتی، در دو پیکربندی و دماهای مختلف سوپرهیت بخار ورودی به توربین ۸۳

شکل (۵-۱۸): نسبت ظرفیت پیش‌گرم‌کن به کار تولیدی در سیکل در مقابل اختلاف دمای ورودی و خروجی جریان منبع حرارتی، در دو پیکربندی و دماهای مختلف سوپرهیت بخار ورودی به توربین ۸۴

شکل (۵-۱۹): نسبت اتلافات اگزرژی تبخیرکننده به اگزرژی کل وارد شده به سیکل در مقابل اختلاف دمای ورودی و خروجی جریان منبع حرارتی، در دو پیکربندی و دماهای مختلف سوپرهیت بخار ورودی به توربین ۸۵

شکل (۵-۲۰): اختلاف دمای متوسط لگاریتمی در تبخیرکننده، در مقابل اختلاف دمای ورودی و خروجی جریان منبع حرارتی، در دو پیکربندی و دماهای مختلف سوپرهیت بخار ورودی به توربین ۸۵

شکل (۵-۲۱): ظرفیت تبادل حرارتی در تبخیرکننده در مقابل اختلاف دمای ورودی و خروجی جریان منبع حرارتی، در دو پیکربندی و دماهای مختلف سوپرهیت بخار ورودی به توربین ۸۶

شکل (۵-۲۲): نسبت ظرفیت تبخیرکننده به کار تولیدی در سیکل در مقابل اختلاف دمای ورودی و خروجی جریان منبع حرارتی، در دو پیکربندی و دماهای مختلف سوپرهیت بخار ورودی به توربین ۸۶

شکل (۵-۲۳): نسبت اتلافات اگزرژی سوپرهیت کننده به اگزرژی کل وارد شده به سیکل در مقابل اختلاف دمای ورودی و خروجی جریان منبع حرارتی، در دو پیکربندی و دماهای مختلف سوپرهیت بخار ورودی به توربین ۸۷

شکل (۵-۲۴): اختلاف دمای متوسط لگاریتمی در سوپرهیت کننده، در مقابل اختلاف دمای ورودی و خروجی جریان منبع حرارتی، در دو پیکربندی و دماهای مختلف سوپرهیت بخار ورودی به توربین ۸۸

شکل (۵-۲۵): ظرفیت تبادل حرارتی در سوپرهیت کننده، در مقابل اختلاف دمای ورودی و خروجی جریان منبع حرارتی، در دو پیکربندی و دماهای مختلف سوپرهیت بخار ورودی به توربین ۸۸

شکل (۵-۲۶): نسبت ظرفیت سوپرهیت کننده به کار تولیدی در سیکل در مقابل اختلاف دمای ورودی و خروجی جریان منبع حرارتی، در دو پیکربندی و دماهای مختلف سوپرهیت بخار ورودی به توربین ۸۹

شکل (۵-۲۷): نسبت اتلافات اگزرژی پیش گرم کن + تبخیرکننده + سوپرهیت کننده به اگزرژی کل وارد شده به سیکل در مقابل اختلاف دمای ورودی و خروجی جریان منبع حرارتی، در دو پیکربندی و دماهای مختلف سوپرهیت بخار ورودی به توربین ۸۹

شکل (۵-۲۸): نسبت اتلافات اگزرژی مبدل حرارتی داخلی به اگزرژی کل وارد شده به سیکل در مقابل اختلاف دمای ورودی و خروجی جریان منبع حرارتی، در پیکربندی ب و دماهای مختلف سوپرهیت بخار ورودی به توربین ۹۱

شکل (۵-۲۹): ظرفیت تبادل حرارتی در مبدل حرارتی داخلی، در مقابل اختلاف دمای ورودی و خروجی جریان منبع حرارتی، در پیکربندی ب و دماهای مختلف سوپرهیت بخار ورودی به توربین ۹۱

شکل (۵-۳۰): نسبت ظرفیت مبدل حرارتی داخلی به کار تولیدی در سیکل در مقابل اختلاف دمای ورودی و خروجی جریان منبع حرارتی، در پیکربندی ب و دماهای مختلف سوپرهیت بخار ورودی به توربین ۹۲

شکل (۵-۳۱): نسبت اتلافات اگزرژی دی سوپرهیت به اگزرژی کل وارد شده به سیکل در مقابل اختلاف دمای ورودی و خروجی جریان منبع حرارتی، در دو پیکربندی و دماهای مختلف سوپرهیت بخار ورودی به توربین ۹۳

شکل (۵-۳۲): اختلاف دمای متوسط لگاریتمی در دی سوپرهیت، در مقابل اختلاف دمای ورودی و خروجی جریان منبع حرارتی، در دو پیکربندی و دماهای مختلف سوپرهیت بخار ورودی به توربین ۹۳

شکل (۵-۳۳): ظرفیت تبادل حرارتی در دی سوپرهیت، در مقابل اختلاف دمای ورودی و خروجی جریان منبع حرارتی، در دو پیکربندی و دماهای مختلف سوپرهیت بخار ورودی به توربین ۹۴

شکل (۵-۳۴): نسبت ظرفیت دی سوپرهیت به کار تولیدی در سیکل در مقابل اختلاف دمای ورودی و خروجی جریان منبع حرارتی، در دو پیکربندی و دماهای مختلف سوپرهیت بخار ورودی به توربین ۹۴

شکل (۵-۳۵): نسبت اتلافات اگزرژی چگالنده به اگزرژی کل وارد شده به سیکل در مقابل اختلاف دمای ورودی و خروجی جریان منبع حرارتی، در دو پیکربندی و دماهای مختلف سوپرهیت بخار ورودی به توربین ۹۵

شکل (۵-۳۶): اختلاف دمای متوسط لگاریتمی در چگالنده در مقابل اختلاف دمای ورودی و خروجی جریان منبع حرارتی، در دو پیکربندی و دماهای مختلف سوپرهیت بخار ورودی به توربین ۹۶

شکل (۳۷-۵): ظرفیت تبادل حرارتی در چگالنده، در مقابل اختلاف دمای ورودی و خروجی جریان منبع حرارتی، در دو پیکربندی و دماهای مختلف سوپرهیت بخار ورودی به توربین..... ۹۶

شکل (۳۸-۵): نسبت ظرفیت چگالنده به کار تولیدی در سیکل، در مقابل اختلاف دمای ورودی و خروجی جریان منبع حرارتی، در دو پیکربندی و دماهای مختلف سوپرهیت بخار ورودی به توربین..... ۹۷

شکل (۳۹-۵): نسبت اتلافات انرژی چگالنده + دی سوپرهیت به انرژی کل وارد شده به سیکل در مقابل اختلاف دمای ورودی و خروجی جریان منبع حرارتی، در دو پیکربندی و دماهای مختلف سوپرهیت بخار ورودی به توربین.. ۹۷

شکل (۴۰-۵): (الف): فشار کمینه، (ب): فشار بیشینه، (ج): نسبت فشار، در سیکل در مقابل اختلاف دمای ورودی و خروجی جریان منبع حرارتی در دو پیکربندی و دماهای مختلف سوپرهیت بخار ورودی به توربین برای سیال کاری اول..... ۹۸

شکل (۴۱-۵): (الف): فشار کمینه، (ب): فشار بیشینه، (ج): نسبت فشار، در سیکل در مقابل اختلاف دمای ورودی و خروجی جریان منبع حرارتی در دو پیکربندی و دماهای مختلف سوپرهیت بخار ورودی به توربین برای سیال کاری دوم..... ۹۹

شکل (۴۲-۵): (الف): فشار کمینه، (ب): فشار بیشینه، (ج): نسبت فشار، در سیکل در مقابل اختلاف دمای ورودی و خروجی جریان منبع حرارتی در دو پیکربندی و دماهای مختلف سوپرهیت بخار ورودی به توربین برای سیال کاری سوم..... ۹۹

شکل (۴۳-۵): (الف): فشار کمینه، (ب): فشار بیشینه، (ج): نسبت فشار، در سیکل در مقابل اختلاف دمای ورودی و خروجی جریان منبع حرارتی در دو پیکربندی و دماهای مختلف سوپرهیت بخار ورودی به توربین برای سیال کاری چهارم..... ۹۹

شکل (۴۴-۵): (الف): دبی حجمی بخار ورودی به توربین. (ب): نسبت حجم در توربین. (ج): دبی حجمی ورودی به توربین نسبت به کار تولیدی در سیکل، در مقابل اختلاف دمای ورودی و خروجی جریان منبع حرارتی در دو پیکربندی و دماهای مختلف سوپرهیت بخار ورودی به توربین برای سیال کاری اول..... ۱۰۰

شکل (۴۵-۵): (الف): دبی حجمی بخار ورودی به توربین. (ب): نسبت حجم در توربین. (ج): دبی حجمی ورودی به توربین نسبت به کار تولیدی در سیکل، در مقابل اختلاف دمای ورودی و خروجی جریان منبع حرارتی در دو پیکربندی و دماهای مختلف سوپرهیت بخار ورودی به توربین برای سیال کاری دوم..... ۱۰۱

شکل (۴۶-۵): (الف): دبی حجمی بخار ورودی به توربین. (ب): نسبت حجم در توربین. (ج): دبی حجمی ورودی به

توربین نسبت به کار تولیدی در سیکل، در مقابل اختلاف دمای ورودی و خروجی جریان منبع حرارتی در دو پیکربندی و دماهای مختلف سوپرهیت بخار ورودی به توربین برای سیال کاری سوم..... ۱۰۱

شکل (۴۷-۵): (الف): دبی حجمی بخار ورودی به توربین. (ب): نسبت حجم در توربین. (ج): دبی حجمی ورودی به توربین نسبت به کار تولیدی در سیکل، در مقابل اختلاف دمای ورودی و خروجی جریان منبع حرارتی در دو پیکربندی و دماهای مختلف سوپرهیت بخار ورودی به توربین برای سیال کاری چهارم..... ۱۰۱

شکل (۴۸-۵): نسبت حرارت و آگزرژی‌ای که در سیکل تحت بازیابی قرار می‌گیرد به کل حرارت و آگزرژی جریان منبع حرارتی (با توجه به حالت مرده) در مقابل اختلاف دمای ورودی و خروجی جریان منبع حرارتی، با دمای ورودی جریان منبع حرارتی 150°C ۱۰۳

شکل (۴۹-۵): راندمان حرارتی دوم در مقابل درصد مولی سیال تشکیل دهنده‌ی دوم برای ۴ سیال کاری مخلوط در دو پیکربندی و در $\Delta T_{HS} = 20^{\circ}\text{C}$ ، (الف): بدون سوپرهیت کردن سیال کاری در ورودی توربین. (ب): با 5°C سوپرهیت کردن سیال کاری در ورودی توربین..... ۱۰۵

شکل (۵۰-۵): راندمان حرارتی دوم در مقابل درصد مولی سیال تشکیل دهنده‌ی دوم برای ۴ سیال کاری مخلوط در دو پیکربندی و بدون سوپرهیت کردن سیال کاری در ورودی توربین. (الف): $\Delta T_{HS} = 60^{\circ}\text{C}$ (ب): $\Delta T_{HS} = 80^{\circ}\text{C}$ ۱۰۵

شکل (۵۱-۵): نمودار دما-آنترپی سیال کاری هفتم در پیکربندی الف، بدون سوپرهیت کردن سیال ورودی به توربین و در $\Delta T_{HS} = 40^{\circ}\text{C}$ ، (الف): $\lambda = 0$ (ب): $\lambda = 10$ (ج): $\lambda = 40$ ۱۰۶

شکل (۵۲-۵): راندمان آگزرژی دوم، حرارتی اول و آگزرژی اول در مقابل درصد مولی سیال تشکیل دهنده‌ی دوم برای ۴ سیال کاری مخلوط در دو پیکربندی و در $\Delta T_{HS} = 20^{\circ}\text{C}$ ، (الف): بدون سوپرهیت کردن سیال کاری در ورودی توربین. (ب): با 5°C سوپرهیت کردن سیال کاری در ورودی توربین..... ۱۰۸

شکل (۵۳-۵): راندمان آگزرژی دوم، حرارتی اول و آگزرژی اول در مقابل درصد مولی سیال تشکیل دهنده‌ی دوم برای ۴ سیال کاری مخلوط در دو پیکربندی و بدون سوپرهیت کردن سیال کاری در ورودی توربین. (الف): $\Delta T_{HS} = 60^{\circ}\text{C}$ (ب): $\Delta T_{HS} = 80^{\circ}\text{C}$ ۱۰۸

شکل (۵۴-۵): اختلاف دمایی سیال کاری هنگام تغییر فاز در مقابل درصد مولی سیال تشکیل دهنده‌ی دوم در $\Delta T_{HS} = 60^{\circ}\text{C}$ و بدون سوپرهیت کردن سیال ورودی به توربین در (الف): تبخیرکننده. (ب): چگالنده..... ۱۱۰

شکل (۵۵-۵): (الف): اختلاف دمای متوسط لگاریتمی (ب): اتلافات آگزرژی نسب به آگزرژی کل وارد شده به سیکل (ج): ظرفیت مبدل حرارتی (د): نسبت ظرفیت به کار تولیدی. در مقابل درصد مولی سیال تشکیل دهنده‌ی دوم در

۱۱۱..... $\Delta T_{HS} = 60^{\circ}\text{C}$ و بدون سوپرهیت کردن سیال ورودی به توربین برای چگالنده

شکل (۵-۵۶): (الف): اختلاف دمای متوسط لگاریتمی (ب): اتلافات اگزرژی نسب به اگزرژی کل وارد شده به سیکل (ج): ظرفیت مبدل حرارتی (د): نسبت ظرفیت به کار تولیدی. در مقابل درصد مولی سیال تشکیل دهنده‌ی دوم در

۱۱۲..... $\Delta T_{HS} = 60^{\circ}\text{C}$ و بدون سوپرهیت کردن سیال ورودی به توربین برای دی‌سوپرهیتر

شکل (۵-۵۷): (الف): اختلاف دمای متوسط لگاریتمی (ب): اتلافات اگزرژی نسب به اگزرژی کل وارد شده به سیکل (ج): ظرفیت مبدل حرارتی (د): نسبت ظرفیت به کار تولیدی. در مقابل درصد مولی سیال تشکیل دهنده‌ی دوم در

۱۱۳..... $\Delta T_{HS} = 60^{\circ}\text{C}$ و بدون سوپرهیت کردن سیال ورودی به توربین برای پیش‌گرم‌کن

شکل (۵-۵۸): (الف): اختلاف دمای متوسط لگاریتمی (ب): اتلافات اگزرژی نسب به اگزرژی کل وارد شده به سیکل (ج): ظرفیت مبدل حرارتی (د): نسبت ظرفیت به کار تولیدی. در مقابل درصد مولی سیال تشکیل دهنده‌ی دوم در

۱۱۴..... $\Delta T_{HS} = 60^{\circ}\text{C}$ و بدون سوپرهیت کردن سیال ورودی به توربین برای تبخیرکننده

شکل (۵-۵۹): (الف): اختلاف دمای متوسط لگاریتمی (ب): اتلافات اگزرژی نسب به اگزرژی کل وارد شده به سیکل (ج): ظرفیت مبدل حرارتی (د): نسبت ظرفیت به کار تولیدی. در مقابل درصد مولی سیال تشکیل دهنده‌ی دوم در

۱۱۵..... $\Delta T_{HS} = 60^{\circ}\text{C}$ و با 15°C سوپرهیت کردن سیال ورودی به توربین برای سوپرهیت‌کننده

شکل (۵-۶۰): (الف): نسبت فشار، (ب): فشار کمینه، (ج): فشار بیشینه، در سیکل در مقابل درصد مولی سیال تشکیل دهنده‌ی دوم، بدون سوپرهیت کردن بخار ورودی به توربین و در $\Delta T_{HS} = 60^{\circ}\text{C}$

۱۱۷..... شکل (۵-۶۱): (الف): نسبت حجم در توربین. (ب): دبی حجمی بخار ورودی به توربین. (ج): دبی حجمی بخار خروجی از توربین، در مقابل درصد مولی سیال تشکیل دهنده‌ی دوم، بدون سوپرهیت کردن بخار ورودی به توربین و در $\Delta T_{HS} = 60^{\circ}\text{C}$

۱۱۸..... شکل (۵-۶۲): (الف): دبی حجمی بخار ورودی به توربین نسبت به کار خالص تولیدی. (ب): دبی جرمی سیال‌کاری نسبت به کار خالص تولیدی. در مقابل درصد مولی سیال تشکیل دهنده‌ی دوم

۱۱۸..... شکل (۶-۱): (الف): راندمان حرارتی دوم در دو پیکربندی. (ب): راندمان حرارتی اول در پیکربندی ساده. در مقابل اختلاف دمای ورودی و خروجی جریان منبع حرارتی و درصد مولی سیال تشکیل دهنده‌ی دوم، بدون سوپرهیت کردن بخار ورودی به توربین، برای سیال‌کاری ایزوهرگان/ایزوپنتان

۱۲۵..... شکل (۶-۲): (الف): راندمان حرارتی دوم در دو پیکربندی. (ب): راندمان حرارتی اول در پیکربندی ساده. در مقابل اختلاف دمای ورودی و خروجی جریان منبع حرارتی و درصد مولی سیال تشکیل دهنده‌ی دوم، بدون سوپرهیت کردن

بخار ورودی به توربین، برای سیال کاری هگزان نرمال/پنتان نرمال ۱۲۶

شکل (۳-۶): (الف): راندمان حرارتی دوم در دو پیکربندی. (ب): راندمان حرارتی اول در پیکربندی ساده. در مقابل اختلاف دمای ورودی و خروجی جریان منبع حرارتی و درصد مولی سیال تشکیل دهنده‌ی دوم، بدون سوپرهیت کردن بخار ورودی به توربین، برای سیال کاری پنتان نرمال/R245fa ۱۲۶

شکل (۴-۶): (الف): راندمان حرارتی دوم در دو پیکربندی. (ب): راندمان حرارتی اول در پیکربندی ساده. در مقابل اختلاف دمای ورودی و خروجی جریان منبع حرارتی و درصد مولی سیال تشکیل دهنده‌ی دوم، بدون سوپرهیت کردن بخار ورودی به توربین، برای سیال کاری ایزوپنتان/بوتان نرمال ۱۲۷

شکل (۵-۶): (الف): راندمان حرارتی دوم در دو پیکربندی. (ب): راندمان حرارتی اول در پیکربندی ساده. در مقابل اختلاف دمای ورودی و خروجی جریان منبع حرارتی و درصد مولی سیال تشکیل دهنده‌ی دوم، بدون سوپرهیت کردن بخار ورودی به توربین، برای سیال کاری ایزوهگزان/ایزوپنتان ۱۲۷

شکل (۶-۶): (الف): راندمان حرارتی دوم در دو پیکربندی. (ب): راندمان حرارتی اول در پیکربندی ساده. در مقابل اختلاف دمای ورودی و خروجی جریان منبع حرارتی و درصد مولی سیال تشکیل دهنده‌ی دوم، بدون سوپرهیت کردن بخار ورودی به توربین، برای سیال کاری هگزان نرمال/پنتان نرمال ۱۲۷

شکل (۷-۶): (الف): راندمان حرارتی دوم در دو پیکربندی. (ب): راندمان حرارتی اول در پیکربندی ساده. در مقابل اختلاف دمای ورودی و خروجی جریان منبع حرارتی و درصد مولی سیال تشکیل دهنده‌ی دوم، بدون سوپرهیت کردن بخار ورودی به توربین، برای سیال کاری پنتان نرمال/R245fa ۱۲۸

شکل (۸-۶): (الف): راندمان حرارتی دوم در دو پیکربندی. (ب): راندمان حرارتی اول در پیکربندی ساده. در مقابل اختلاف دمای ورودی و خروجی جریان منبع حرارتی و درصد مولی سیال تشکیل دهنده‌ی دوم، بدون سوپرهیت کردن بخار ورودی به توربین، برای سیال کاری پنتان نرمال/بوتان نرمال ۱۲۸

شکل (۹-۶): (الف): راندمان حرارتی دوم در دو پیکربندی. (ب): راندمان حرارتی اول در پیکربندی ساده. در مقابل اختلاف دمای ورودی و خروجی جریان منبع حرارتی و درصد مولی سیال تشکیل دهنده‌ی دوم، بدون سوپرهیت کردن بخار ورودی به توربین، برای سیال کاری ایزوپنتان/ایزوبوتان ۱۲۸

شکل (۱۰-۶): (الف): راندمان حرارتی دوم در دو پیکربندی. (ب): راندمان حرارتی اول در پیکربندی ساده. در مقابل اختلاف دمای ورودی و خروجی جریان منبع حرارتی و درصد مولی سیال تشکیل دهنده‌ی دوم، بدون سوپرهیت کردن بخار ورودی به توربین، برای سیال کاری پنتان نرمال/ایزوبوتان ۱۲۹

شکل (۱۱-۶): (الف): راندمان حرارتی دوم در دو پیکربندی. (ب): راندمان حرارتی اول در پیکربندی ساده. در مقابل اختلاف دمای ورودی و خروجی جریان منبع حرارتی و درصد مولی سیال تشکیل دهنده‌ی دوم، بدون سوپرهیت کردن بخار ورودی به توربین، برای سیال کاری ایزوپنتان/بوتان نرمال.....۱۲۹

شکل (۱۲-۶): (الف): راندمان حرارتی دوم در دو پیکربندی. (ب): راندمان حرارتی اول در پیکربندی ساده. در مقابل اختلاف دمای ورودی و خروجی جریان منبع حرارتی و درصد مولی سیال تشکیل دهنده‌ی دوم، بدون سوپرهیت کردن بخار ورودی به توربین، برای سیال کاری ایزوهگزان/ایزوپنتان.....۱۳۰

شکل (۱۳-۶): (الف): راندمان حرارتی دوم در دو پیکربندی. (ب): راندمان حرارتی اول در پیکربندی ساده. در مقابل اختلاف دمای ورودی و خروجی جریان منبع حرارتی و درصد مولی سیال تشکیل دهنده‌ی دوم، بدون سوپرهیت کردن بخار ورودی به توربین، برای سیال کاری پنتان نرمال/R245fa.....۱۳۰

شکل (۱۴-۶): (الف): راندمان حرارتی دوم در دو پیکربندی. (ب): راندمان حرارتی اول در پیکربندی ساده. در مقابل اختلاف دمای ورودی و خروجی جریان منبع حرارتی و درصد مولی سیال تشکیل دهنده‌ی دوم، بدون سوپرهیت کردن بخار ورودی به توربین، برای سیال کاری پنتان نرمال/بوتان نرمال.....۱۳۰

شکل (۱۵-۶): (الف): راندمان حرارتی دوم در دو پیکربندی. (ب): راندمان حرارتی اول در پیکربندی ساده. در مقابل اختلاف دمای ورودی و خروجی جریان منبع حرارتی و درصد مولی سیال تشکیل دهنده‌ی دوم، بدون سوپرهیت کردن بخار ورودی به توربین، برای سیال کاری ایزوپنتان/ایزوبوتان.....۱۳۱

شکل (۱۶-۶): (الف): راندمان حرارتی دوم در دو پیکربندی. (ب): راندمان حرارتی اول در پیکربندی ساده. در مقابل اختلاف دمای ورودی و خروجی جریان منبع حرارتی و درصد مولی سیال تشکیل دهنده‌ی دوم، بدون سوپرهیت کردن بخار ورودی به توربین، برای سیال کاری پنتان نرمال/ایزوبوتان.....۱۳۱

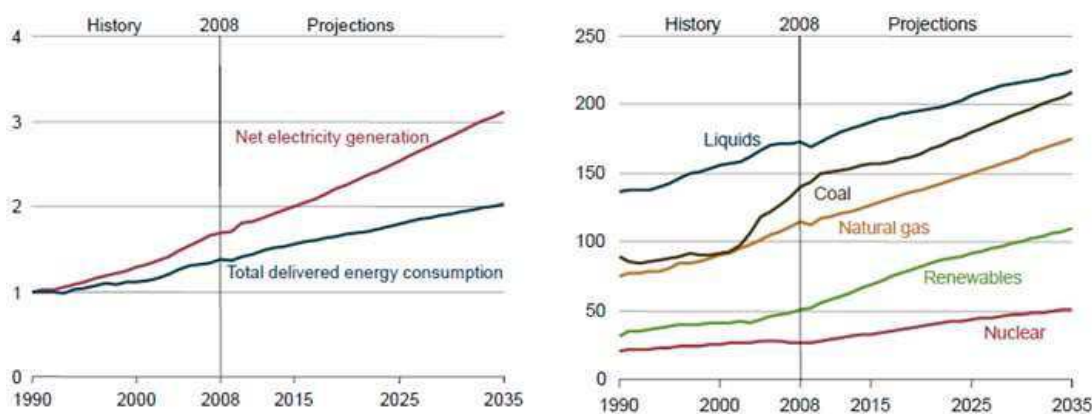
فهرست جداول:

- جدول (۱-۳): خلاصه‌ای از مطالعات صورت گرفته بر روی سیالات کاری ۴۰
- جدول (۲-۳): مشخصات تعدادی از سیالات ۴۵
- جدول (۱-۴): جدول سیالات مخلوط بررسی شده برای دمای ورودی جریان حرارتی 170°C ۵۰
- جدول (۲-۴): جدول سیالات خالص بررسی شده برای دمای ورودی جریان حرارتی 170°C ۵۱
- جدول (۳-۴): جدول سیالات مخلوط بررسی شده برای دمای ورودی جریان حرارتی 150°C ۵۱
- جدول (۴-۴): جدول سیالات خالص بررسی شده برای دمای ورودی جریان حرارتی 150°C ۵۱
- جدول (۵-۴): جدول سیالات مخلوط بررسی شده برای دمای ورودی جریان حرارتی 130°C ۵۲
- جدول (۶-۴): جدول سیالات خالص بررسی شده برای دمای ورودی جریان حرارتی 130°C ۵۲
- جدول (۷-۴): دمای ورودی و خروجی جریان منبع حرارتی ۵۵
- جدول (۸-۴): مقادیر قیود استفاده شده در شبیه‌سازی سیکل ۵۵
- جدول (۹-۴): ورودی‌ها و شروطی که می‌بایست برقرار شود. $T_{HF,in}$: دمای ورودی جریان منبع حرارتی. $T_{HF,out}$: ۵۹
- جدول (۱۰-۴): مقادیر در سیکل مقایسه شده جهت راستی‌سنجی ۶۲
- جدول (۱۱-۴): مقایسه‌ی نتایج حاصل از راستی‌سنجی ۶۲

فصل اول: مقدمه و مرور کلی

۱-۱ مقدمه

دسترسی به انرژی از بنیادی‌ترین مولفه‌های توسعه در پیشرفت جوامع به شمار می‌رود و نقش مهمی را در پیشرفت و توسعه‌ی کشورها بازی می‌کند. بسیار واضح است که مصرف انرژی در هر کشوری با وضعیت اقتصادی آن کشور متناسب بوده و می‌توان گفت توسعه‌ی یک کشور تابعی از میزان مصرف انرژی در آن کشور است. بنابراین منبع انرژی کافی و قابل اطمینان نیاز هر جامعه‌ی در حال توسعه و توسعه یافته‌ی می‌باشد. با توجه به گزارش منتشر شده از EIA^۱ در سال ۲۰۱۱ [۱]، مقدار مصرف انرژی در جهان از سال ۲۰۰۸ تا ۲۰۳۵ به طور میانگین ۱.۶ درصد هر سال افزایش پیدا خواهد کرد که این مقدار در خاور میانه ۲.۱ درصد می‌باشد. همچنین انرژی الکتریکی نیز که می‌تواند از تبدیل منابع انرژی تجدید پذیر و تجدید ناپذیر تولید شود با رشد میانگین سالیانه‌ی ۲.۳ درصد روبه‌روست. در شکل (۱-۱) این موضوع نشان داده شده است. همان طور که در شکل (۱-۲) نشان داده شده، در جهان، سهم منابع تجدیدپذیر در تولید انرژی الکتریکی مطلوب نیست و متأسفانه سهم آن در خاورمیانه بسیار پایین‌تر از میانگین جهانی است.



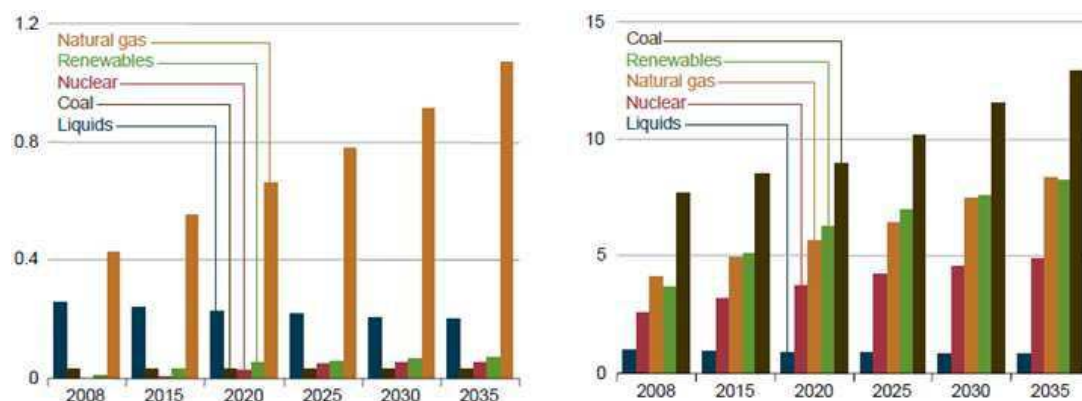
شکل (۱-۱): سمت راست: مصرف انرژی با توجه به نوع منبع انرژی بر حسب (quadrillion^۲ Btu). سمت چپ: رشد تولید و مصرف انرژی الکتریکی بر حسب میزان تولید در سال ۱۹۹۰ [۱]

^۱ -U.S. Energy Information Administration

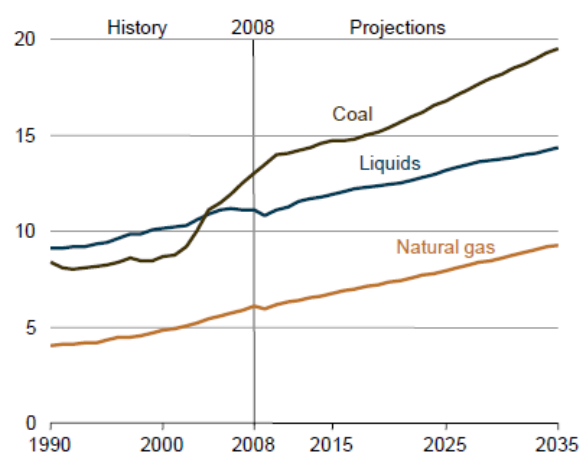
^۲ -10E15

رشد سریع نیاز به انرژی الکتریکی و استفاده‌ی روزافزون از سوخت‌های فسیلی باعث انتشار گازهای گلخانه‌ای از جمله گاز دی اکسید کربن شده است. سهم استفاده از انواع سوخت در انتشار گاز گلخانه‌ای دی اکسید کربن در شکل (۳-۱) نشان داده شده است.

کمبود سوخت‌های فسیلی و بالا رفتن تدریجی قیمت آن از یک سو، و آلودگی‌های زیست محیطی و افزایش گرمای زمین از سوی دیگر باعث شده است توسعه و استفاده از انرژی‌های تجدیدپذیر در اولویت قرار گیرد. در میان راه حل‌ها و فن‌آوری‌های موجود در استفاده از انرژی‌های تجدیدپذیر،



شکل (۳-۱): سهم منابع مختلف در تولید انرژی الکتریکی بر حسب (تریلیون کیلو وات ساعت). سمت راست: جهان. سمت چپ: خاور میانه [۱]



شکل (۳-۱): مقدار انتشار گاز دی اکسید کربن با توجه به نوع سوخت بر حسب (بیلیون تن) [۱]

فن آوری استفاده از سیکل ارگانیک رانکین^۱ یا به اختصار (ORC) می تواند نقش پر اهمیتی را بازی کند از جمله می توان:

- با بازیابی حرارتی حرارتی اتلافی که در صنایع ایجاد شده، از مقدار نیاز آنها به انرژی کم کرد.
 - با بکار بردن ORC در سیستم های تولید هم زمان گرمایش و برق، قسمتی از نیاز ساختمان ها به انرژی را تامین کرد.
 - ORC می تواند در تبدیل منابع انرژی تجدیدپذیر مثل زمین گرمایی، خورشیدی و زیست توده به انرژی الکتریکی به کار رود.
 - نصب ORC بر روی وسایل نقلیه باعث بالا رفتن راندمان و یا کاهش مصرف سوخت می شود.
- (با تبدیل انرژی موجود در گاز خروجی به الکتریسیته و یا کاربرد ORC در خنک سازی موتور)

با توجه به تجدیدپذیر نبودن سوخت های فسیلی و افزایش قیمت آن و افزایش نگرانی ها در مورد گرمای زمین، استفاده از راه حلی هم چون ORC، راه گشا، کاربردی و مهم به نظر می رسد. هدف از تحقیق حاضر، شرکت در توسعه ای این فن آوری و بررسی عملکرد آن در شرایط مختلف و یافتن تاثیر پارامترهای مختلف در عملکرد سیکل می باشد.

در ادامه ای این فصل به دلیل قرارگیری ORC در بین موتورهای حرارتی، مقدمه ای در مورد موتورهای حرارتی متداول گفته شده و سپس دلایل برتری ORC نسبت به موتورهای حرارتی دیگر در تبدیل حرارت در دمای پایین به کار مکانیکی مرور خواهد شد.

در فصل دوم کارهای پیشین مرور خواهد شد و در فصل سوم، مدل سازی، روابط حاکم و انواع سیالات کاری مورد بررسی قرار گرفته است.

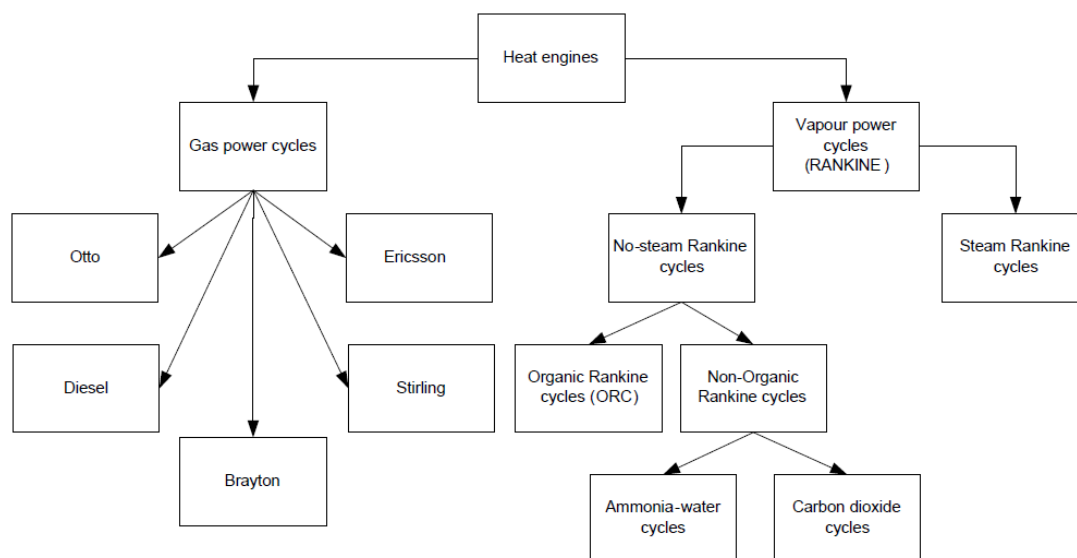
در فصل چهارم مطالعه ای صورت گرفته تشریح و در فصل پنجم نیز نتایج آورده شده است.

^۱ -Organic Rankine Cycle

۲-۱ مقدمه‌ای در مورد موتورهای حرارتی

بکارگیری از انرژی گرمایی به منظور تولید کار با اختراع موتور حرارتی آغاز شد. اولین موتور حرارتی در سال ۱۷۱۲ توسط توماس نیوکامن^۱ ساخته شد. در مرحله‌ی اول استفاده از آن در معادن و تجهیزات صنعتی محدود می‌شد. سپس در سال ۱۸۰۳ با اختراع لوکوموتیو بخار، موتور حرارتی در حمل و نقل مورد استفاده قرار گرفت. در قرن ۱۹ موتور احتراق داخلی جایگزین ماشین بخار شد تا موتورهای حرارتی در محدوده‌ی وسیعی از کاربردها مورد استفاده قرار گیرند.

در هر موتور حرارتی، سیکل ترمودینامیکی‌ای وجود دارد که به دلیل تولید کار مفید در سیکل به آن سیکل قدرت می‌گویند. در شکل (۴-۱) انواع موتورهای حرارتی دسته بندی شده است [۲]. واضح است که سیکل قدرت به سیال کاری^۲ یا سیال عامل نیاز دارد. سیال کاری در میان تجهیزات سیکل حرکت می‌کند و به عنوان یک واسطه، انرژی را جابه‌جا می‌کند. موتور حرارتی بنا به نوع سیال کاری به



شکل (۴-۱): دسته بندی انواع ماشین‌های گرمایی [۲]

^۱ -Thomas Newcomen

^۲ -Working Fluid

دو دسته تقسیم می‌شود، سیکل قدرت گازی^۱ و سیکل قدرت بخار^۲. تفاوت این دو دسته در این است که در سیکل قدرت گازی، سیال کاری فقط در فاز گاز قرار دارد اما در دسته‌ی دوم سیال کاری تغییر فاز مایع-بخار را می‌گذراند. در قسمت‌های بعد ویژگی‌ها و کاربردهای هر کدام با یکدیگر مقایسه شده است.

۱-۲-۱ سیکل قدرت گازی

این نوع سیکل بر اساس تراکم و انبساط سیال کاری کار می‌کند. سیکل قدرت گازی می‌تواند شامل مراحل هم دما^۳، هم فشار^۴، هم حجم^۵ و آدیاباتیک^۶ باشد.

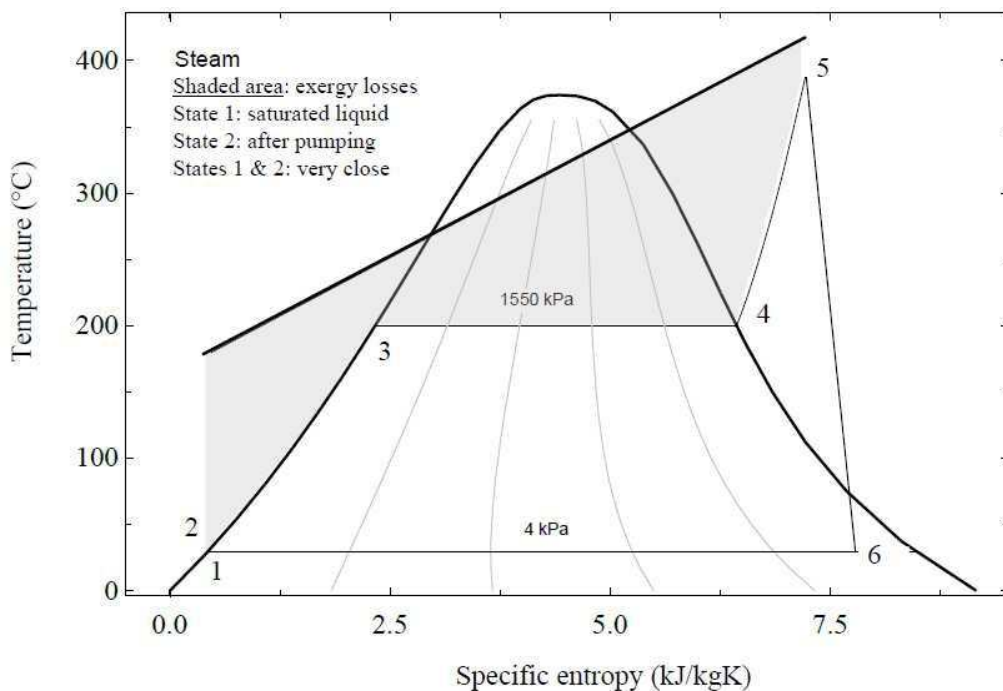
۲-۲-۱ سیکل قدرت بخار^۷

برتری این نوع سیکل نسبت به سیکل قدرت گازی در کمتر بودن انرژی مورد نیاز برای تراکم سیال کاری در فاز مایع و جذب انرژی بیشتر با رسیدن سیال به نقطه‌ی جوش و تولید کار نسبتاً زیاد در انبساط سیال است. سیکل قدرت بخار با توجه به نام مخترع آن سیکل رانکین^۸ خوانده می‌شود. سیکل رانکین با توجه به سیال کاری و ساختار به انواع مختلفی تقسیم می‌شود. شناخته شده ترین سیال کاری بخار آب است و از سیال‌های دیگر می‌توان به مخلوط آمونیاک و آب، آمونیاک، دی اکسید کربن و سیال‌های ارگانیک اشاره کرد.

¹ -gas power cycle
² -steam power cycle
³ - Isothermal
⁴ - Isobaric
⁵ - Isochoric
⁶ - Adiabatic
⁷ - Vapor Power Cycle
⁸ - Rankine Cycle

۱-۲-۲-۱ سیکل رانکین

سیکل رانکین ساده از پمپ، اواپراتور، توربین و کندانسور تشکیل شده است و شامل دو فرآیند هم فشار و دو فرآیند آیزنتروپیک می‌شود. مطابق شکل (۵-۱) در فرآیند ۱-۲ سیال کاری یا بخار آب، به شکل آیزنتروپیک توسط پمپ تحت فشار قرار می‌گیرد. در فرآیندهای ۲-۳، ۳-۴، ۴-۵ در فشار ثابت توسط مبدل حرارتی یا اواپراتور از منبع گرما، حرارت دریافت می‌کند و به ترتیب، به حالت مایع اشباع، بخار اشباع و بخار سوپرهیت در می‌آید. در فرآیند ۵-۶ سیال کاری به شکل آیزنتروپیک با عبور از توربین تولید کار می‌کند و در فرآیند ۶-۱ در فشار ثابت در کندانسور حرارت از دست می‌دهد. مطابق شکل (۵-۱) که در قسمت هاشور خورده‌ی آن مشخص است، اگرژی قابل توجهی در اواپراتور هدر می‌رود که با توجه به مقدار اختلاف دمای بینج می‌تواند متفاوت باشد. دلیل زیاد بودن اتلاف اگرژی، اختلاف زیاد پروفیل دمای^۱ منبع حرارت و سیال کاری است که می‌بایست سیال کاری از مایع



شکل (۵-۱): فرآیندهای طی شده در سیکل رانکین ساده [۲]

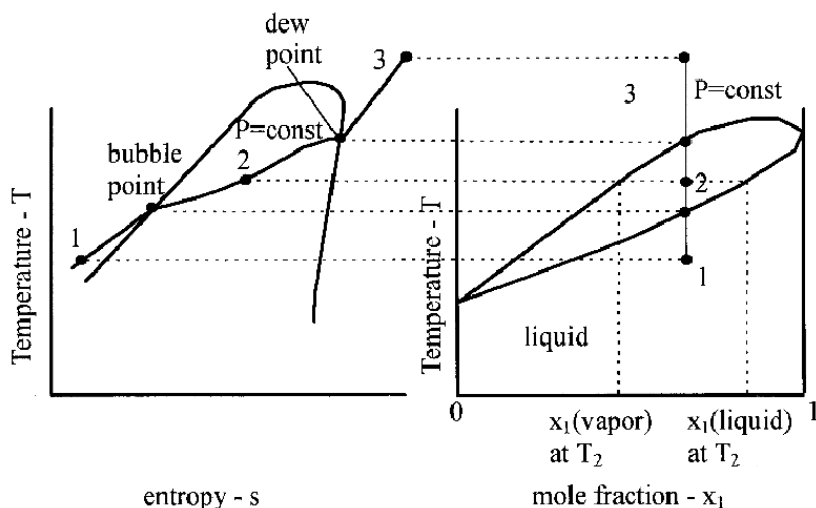
^۱ - temperature profile

اشباع به بخار اشباع تغییر فاز دهد. برای بهبود بازدهی سیکل می‌توان از مبدل حرارتی داخلی و چندین مرحله گرم کردن میانی و توربین‌هایی در فشارهای مختلف استفاده کرد [۲].

۲-۲-۲-۱ سیکل با سیال کاری آب-آمونیاک^۱

ترکیب آب و آمونیاک سیالی زئوتروپیک^۲ (سیال مخلوطی که در آن دمای تغییر فاز از مایع به بخار، بین نقطه‌ی جوش سیالات سازنده‌ی آن است) به وجود می‌آورد. مطابق شکل (۶-۱) در سیال زئوتروپیک، نقطه‌ی جوش^۳ و نقطه‌ی شبنم^۴ متفاوت است و این باعث می‌شود تا در اوپراتور مطابقت بهتری بین پروفیل دمای جریان گرم و سیال کاری برقرار باشد و اگر رژی کمتری تلف خواهد شد [۳]. همچنین مزیت دیگر سیال زئوتروپیک آب-آمونیاک این است که با توجه به خصوصیات جریان گرم، می‌توان مقدار درصد آمونیاک را در آب تغییر داد.

سیکل کالینا^۵ به عنوان سیکلی که از این سیال مخلوط، استفاده می‌کند در سال ۱۹۸۳ توسط دکتر



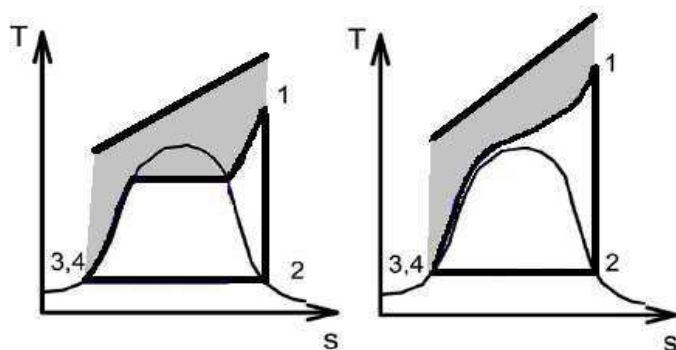
شکل (۶-۱): چگونگی تبخیر سیال مخلوط آب-آمونیاک [۳]

- ¹ - Ammonia-Water Rankine Cycle
- ² - Zeotropic
- ³ - Bubble Point
- ⁴ - Dew Point
- ⁵ - Kalina Cycle

الکساندر کالینا^۱ معرفی شد و بعدها در این سیکل تغییرات زیادی به نسبت کاربردهای مختلف داده شد. این سیکل از منبع حرارتی دما پایین استفاده کرده و کار تولید می‌کند.

۳-۲-۲-۱ سیکل فوق بحرانی رانکین

روش دیگر برای بهتر مطابقت دادن پروفیل دمایی جریان گرم و سیال کاری، تحت فشار قرار دادن سیال کاری و استفاده از آن در حالت فوق بحرانی است. همان طور که در شکل (۷-۱) نشان داده شده است، اتلاف انرژی اواپراتور در سیکلی با سیال کاری فوق بحرانی کمتر است. به دلیل فشار بالا در حالت فوق بحرانی، می‌بایست با توجه به محدودیت‌ها در مقاومت اجزاء سیکل، در انتخاب سیال دقت شود. Tsiklauri و همکاران [۴] چنین سیکلی با سیال کاری آب طراحی کردند. آب در فشار بالای ۲۲ MPa و دمای بالای 400°C در حالت فوق بحرانی قرار می‌گیرد. بالا بودن فشار و دما باعث می‌شود این سیکل برای ظرفیت‌های بزرگ و دماهای بالا مناسب باشد. برای دماها و ظرفیت‌های پایین از سیال کاری CO_2 یا سیالات ارگانیک استفاده می‌شود. بالا بودن فشار در سیکل‌های فوق بحرانی باعث نگرانی در ایمنی سیکل می‌گردد اما انتقال مناسب‌تر حرارت در اواپراتور باعث استفاده از این سیکل شده است. Cayer و همکاران [۵] برای سیکلی با سیال کاری CO_2 و منبع حرارتی با دمای 100°C ، قانون اول و دوم ترمودینامیک و وضعیت انتقال حرارت در



شکل (۷-۱): اتلاف انرژی اواپراتور. سمت چپ: سیال زیر نقطه بحرانی. سمت راست: سیال بالای نقطه بحرانی

^۱ - Alexander Kalina

اوپراتور را بررسی کردند. راندمان حرارتی و انژرژری این سیکل بدون مبدل حرارتی داخلی در فشار ۱۳.۵ MPa بهینه شد.

۴-۲-۲-۱ سیکل ارگانیک رانکین

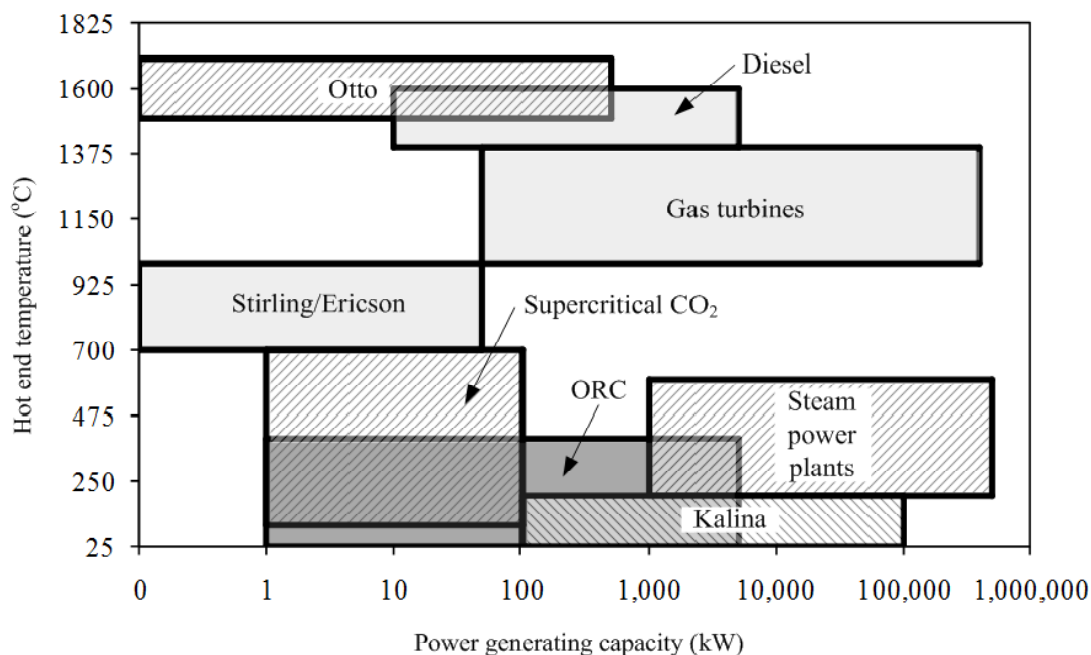
این سیکل در اوایل دهه‌ی هفتاد میلادی ابداع شد و تعداد زیادی از نیروگاه‌های ORC برای استفاده از انرژی زمین‌گرمایی، بازیابی حرارتی، و تولید همزمان گرمایش و برق ساخته شد [۶]. سیکل ارگانیک رانکین کاملاً شبیه سیکل رانکین معمولی بوده و از قواعد آن پیروی می‌کند با این تفاوت که از سیال‌های ارگانیک مثل مبردها یا هیدروکربن‌ها (بوتان، پنتان، هگزان و ...) استفاده می‌کند. مزیت استفاده از سیال‌های ارگانیک نسبت به آب این است که سیالات ارگانیک دمای جوش پایینی دارند که باعث می‌شود بتوان از این سیکل در منابع حرارتی با دمای پایین استفاده کرد. در سیکل رانکین بخار حتماً می‌بایست آب به شکل سوپرهیت وارد توربین شده تا باعث صدمه به توربین نشود اما در ORC الزامی برای سوپرهیت شدن سیال وجود ندارد و حتی در برخی موارد سوپرهیت کردن سیال باعث پایین آمدن راندمان سیکل می‌گردد، همچنین در ORC به دلیل بالا بودن چگالی بخار وارد شده به توربین و پایین بودن نسبت حجم، در دو طرف توربین (نسبت به بخار آب در سیکل رانکین معمولی) توربین یا اکسپندر^۱ استفاده شده به مراتب کوچک‌تر و دارای سرعت دورانی پایین‌تری نسبت به توربین سیکل رانکین بخار است [۲]. در مورد سیکل ارگانیک رانکین و انواع سیال‌های کاری در فصل ۳ به طور مفصل بحث شده است.

۳-۲-۱ مقایسه‌ی بین موتورهای حرارتی

از بحث‌های گذشته می‌توان نتیجه گرفت، منابع گرمایی می‌توانند توسط موتور حرارتی (در صورت انتخاب مناسب موتور حرارتی) به کار مکانیکی تبدیل شوند و می‌بایست سیکل ترمودینامیکی موتور

^۱ - Expander

حرارتی انتخاب شده، با دمای منبع حرارتی و ویژگی‌های آن سازگاری داشته باشد. در شکل (۸-۱) موتوره‌های حرارتی با توجه به محدوده‌ی دمایی کارکرد و ظرفیتشان مقایسه شده‌اند. با توجه به ساختار هر موتور حرارتی و سیکل‌های ترمودینامیکی طی شده در آنها، سیکل اتو به نسبت سیکل‌های دیگر بالاترین دمای کارکرد را دارد و ظرفیت آن بین کم تا متوسط است. بالاترین فشار و نسبت فشار مربوط به سیکل دیزل است و سیکل اتو بعد از سیکل دیزل بیشترین فشار کارکرد را دارد. توربین‌های گازی معمولاً برای تولید قدرت در ظرفیت‌های بزرگ استفاده می‌شوند (معمولاً بیشتر از ۱۰۰ KW) و دارای بیشینه‌ی فشار نسبتاً پایینی هستند (معمولاً ۱۵-۲۰ bars). موتوره‌های استرلینگ و اریکسون با توجه به ساختار موتور، برای تولید قدرت در ظرفیت‌های پایین مناسب هستند و معمولاً بیشینه‌ی دمای موتور به 900°C می‌رسد. سیکل‌های فوق بحرانی به دلیل فشار و دمای بالای سیال کاری، نیاز به منبع حرارتی مناسب و مبدل‌های حرارتی و توربین مناسب در بیشینه‌ی فشار کارکرد دارند، به دلیل محدودیت‌های به وجود آمده این نوع سیکل در ظرفیت‌های کمتر از ۱۰۰ KW کاربرد دارد. سیکل کالینا می‌تواند در تولید قدرت از منابع حرارتی دما پایین و با ظرفیت تولید متوسط، مورد



شکل (۸-۱): مقایسه‌ی ماشین‌های گرمایی با توجه به بازه‌ی دمایی کارکرد و ظرفیت ماشین [۲]

استفاده قرار گیرد. به دلیل تجزیه شدن آمونیاک در دمای بالاتر از 250°C ، این سیکل نمی‌تواند در دماهای بالاتر کار کند [۲]. سیکل ارگانیک رانکین نیز با توجه به ساختار شیمیایی سیال کاری استفاده شده در آن، در استفاده از منابع دما بالا محدودیت دارد (حداکثر 400°C) و در بازه‌ی ظرفیت تولید قدرت کم تا متوسط استفاده می‌شود. هرچند در سیکل کالینا نسبت به ORC، یکسان نبودن نقطه‌ی شبنم و نقطه‌ی جوش باعث کمتر هدر رفتن انرژی در اواپراتور و پایین آمدن دما در کندانسور شده است اما بیشترین فشار در این سیکل بسیار بیشتر از بیشترین فشار در ORC است، همچنین در سیکل کالینا به دلیل پیچیدگی بیشتر نسبت به ORC، به قطعات بیشتری از جمله جاذب^۱ و جداکننده^۲ نیاز است. توربین در سیکل کالینا می‌بایست یا چند مرحله ای باشد یا دارای سرعت دورانی بالایی باشد. تمام این مسائل باعث می‌شود سیکل کالینا نسبت به ORC بزرگ‌تر، دارای قطعات بیشتر و برق تولید شده از این سیکل دارای قیمت تمام شده‌ی بیشتری باشد [۷]. همچنین در مقایسه‌ی بین دو سیکل باید توجه داشت، در صورت استفاده از سیال مخلوط در ORC، تبخیر سیال کاری در اواپراتور همچون در سیکل کالینا، در دمای ثابتی رخ نخواهد داد و اتلاف انرژی در اواپراتور کمتر خواهد شد. در این تحقیق بر روی استفاده از سیال مخلوط دوجزیی در ORC مطالعه شده و نتایج بدست آمده بررسی شده است.

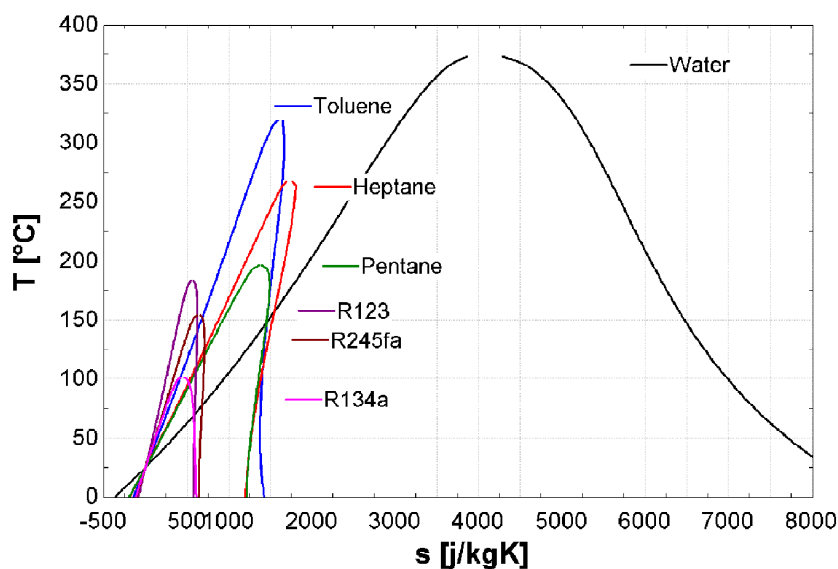
۴-۲-۱ مقایسه‌ی ORC با سیکل بخار

همان طور که گفته شد، تنها تفاوت ORC با سیکل بخار در نوع سیال کاری به کار رفته در سیکل است اما همین تفاوت اندک، در رفتار و کاربرد سیکل تغییرات مهمی ایجاد می‌کند. در شکل (۹-۱) منحنی اشباع چندین نمونه از سیالات ارگانیک و آب در نمودار T-S نشان داده شده است و دو تفاوت اصلی دیده می‌شود:

^۱ - Absorber

^۲ - Separator

- شیب بخار اشباع برای آب منفی است اما برای بسیاری از سیالات ارگانیک مورد استفاده در ORC این شیب مثبت است یا به صورت عمودیست. در نتیجه در ORC، در خروجی توربین سیال کاری کاملاً در فاز بخار قرار دارد و دیگر نیازی به سوپرهیت کردن سیال قبل از ورودی توربین نیست. (جهت جلوگیری از تشکیل مایع در توربین و محافظت از پره‌ها)
 - در سیالات ارگانیک اختلاف آنتروپی بین مایع اشباع و بخار اشباع بسیار کمتر از آب است و همچنین این موضوع برای آنتالپی نیز صادق است. بنابراین برای تولید قدرت از مقدار حرارت یکسانی که از اواپراتور عبور می‌کند، دبی سیال ارگانیک باید از دبی آب بیشتر باشد؛ این موضوع باعث می‌شود مصرف انرژی پمپ در ORC بیشتر باشد.
- با توجه به متفاوت بودن نوع سیال در ORC و سیکل رانکین معمولی، می‌توان تفاوت‌های این دو سیکل را این چنین دسته بندی کرد:
- سوپرهیت کردن سیال کاری: با توجه به نوع سیال، معمولاً سیال در خروجی توربین سیکل ORC به شکل سوپرهیت خارج می‌شود، بنابراین برخلاف سیکل بخار، نیازی به سوپرهیت کردن سیال در ابتدای توربین نیست. مایع نشدن سیال در توربین نیز خطر خوردگی پره‌های



شکل (۹-۱): منحنی اشباع چندین نمونه از سیالات ارگانیک و آب در نمودار T-S [۶]

توربین را کاهش می‌دهد و طول عمر توربین را تا بیش از ۳۰ سال افزایش می‌دهد در حالی که طول عمر توربین در سیکل بخار، ۱۵ تا ۲۰ سال است [۸].

- بازیابی حرارتی در دمای پایین: با توجه به پایین بودن نقطه‌ی جوش در سیالات ارگانیک، حرارت می‌تواند در دمای پایین‌تری مورد استفاده‌ی سیکل قرار گیرد، به این ترتیب منابع حرارتی قابل استفاده افزایش می‌یابد.

- سایز قطعات: سایز قطعات استفاده شده در سیکل به مقدار دبی حجمی سیال کاری عبوری از سیکل بسیار وابسته است زیرا افت فشار به مربع سرعت وابسته است و با افزایش دبی حجمی، سرعت سیال افزایش پیدا کرده و برای جلوگیری از افت فشار نیاز است تا قطر هیدرولیکی مبدل‌های حرارتی و قطر لوله‌ها افزایش پیدا کند، همچنین اندازه‌ی توربین به مقدار دبی حجمی عبوری از توربین بسیار وابسته است. دبی حجمی با توجه به ظرفیت سیکل، چگالی سیال و ... می‌تواند در سیکل بخار و ORC متفاوت باشد.

- دمای ورودی به توربین: بر خلاف ORC، در سیکل بخار با توجه به سوپر هیت کردن آب، دمای بخار می‌بایست بالاتر از 450°C باشد تا در توربین مایعی تشکیل نشود. این موضوع باعث تنش‌های حرارتی در بویلر و پره‌های توربین و در نهایت بالا رفتن قیمت تولید می‌شود.

- مصرف انرژی پمپ: مصرف انرژی پمپ با دبی حجمی مایع عبوری از پمپ و فشار افزایش یافته، متناسب است و می‌تواند با نسبت کار بازگشتی^۱ که نسبت مصرف انرژی پمپ به انرژی تولید شده توسط توربین است، ارزیابی شود. در سیکل بخار دبی آب نسبتاً پایین است و مقدار BWR تقریباً در ۰.۴٪ قرار دارد. در ORC با سیال کاری‌ای همچون تلوئن^۲ که در دمای بالاتری به نسبت سیالات ارگانیک دیگر کارکرد دارد، مقدار BWR تقریباً بین ۲ تا ۳ درصد است و برای ORC با سیال کاری‌ای همچون R134a که در دمای پایین‌تری نسبت به سیالات ارگانیک دیگر کارکرد دارد، مقدار BWR تا ۱۰٪ نیز می‌تواند زیاد شود. در کل می‌توان گفت

^۱ - Back Work Ratio (BWR)

^۲ - Toluene

هرچه دمای بحرانی سیال کاری پایین تر باشد، مقدار BWR بالاتر است.

- بیشترین فشار در سیکل: در سیکل بخار، فشار تقریباً ۶۰ تا ۷۰ bar است و این باعث استفاده از بویلر گران قیمت تر می شود ولی در ORC فشار معمولاً از ۳۰ bar بیشتر نمی شود.
- فشار در کندانسور: به منظور جلوگیری از نفوذ هوا به داخل سیکل، بهتر است فشار کندانسور بالاتر از فشار اتمسفر باشد. در سیکل رانکین بخار فشار مطلق در کندانسور معمولاً پایین تر از ۱۰۰ mbar است. در ORC برای بسیاری از سیالات مثل R245fa, R123, R134a فشار کندانسور در دمای محیط بالاتر از فشار اتمسفر است اگرچه سیالاتی که دارای دمای بحرانی بالاتری هستند مثل هگزان^۱ یا تلون در دمای محیط دارای فشار پایین تر از اتمسفر هستند.
- ویژگی های سیال: آب به عنوان سیال کاری دارای ویژگی های بسیار مناسب تری نسبت به سیالات ارگانیک است از جمله: قیمت ارزان و در دسترس بودن، سمی نبودن، قابل اشتعال نبودن، ضرر نداشتن برای محیط زیست، پایین بودن خاصیت گلخانه ای^۲، ضرر نداشتن برای لایه ی ازن^۳، پایداری شیمیایی و پایین بودن ویسکوزیته^۴.
- طراحی توربین: در سیکل رانکین بخار، نسبت فشار و افت آنتالپی در توربین بسیار زیاد است که باعث استفاده از توربین هایی در چند مرحله می شود. در ORC این مقادیر کمتر بوده و معمولاً از یک یا دو مرحله توربین استفاده می شود که باعث کم شدن هزینه ها خواهد شد. تاثیر دیگر آن کمتر شدن سرعت توربین است که باعث استفاده از اتصال مستقیم ژنراتور به توربین می شود.
- راندمان: راندمان سیکل رانکین بخار معمولاً بالاتر از ۳۰٪ است و راندمان ORC از این مقدار کمتر است، البته با توجه به اینکه ORC از منبع حرارتی دما پایین استفاده می کند و حتی سیکل کارنو نیز در این شرایط راندمان پایین تری دارد [۶].

^۱ - Hexane

^۲ - Global Warming Potential (GWP)

^۳ - Ozone Depleting Potential (ODP)

^۴ - Viscosity

۳-۱ جمع‌بندی و نتیجه‌گیری

در قسمت‌های پیشین ابتدا در مورد افزایش روزافزون مصرف انرژی و پیش‌بینی‌ها تا سال ۲۰۳۵، نیاز به مصرف سوخت‌های فسیلی در قیاس با منابع انرژی دیگر، نیاز به تولید الکتریسیته و همچنین انتشار گازهای گلخانه‌ای مخصوصاً CO₂ سخن گفته شد. در این میان استفاده از انرژی‌های تجدید پذیر و یا افزایش راندمان سیستم‌ها در تبدیل انرژی‌های دیگر به الکتریسیته، بسیار سودمند است. تبدیل انرژی‌های تجدید پذیر به برق می‌تواند به شیوه‌هایی غیر از تبدیل حرارت به برق باشد مثل استفاده از سیستم‌های فتوولتائیک، استفاده از توربین‌های بادی، استفاده از نیروی امواج دریا و ... ، اما یکی از مهم‌ترین روش‌های موجود تبدیل حرارت به الکتریسیته است. منبع حرارت می‌تواند تجدیدپذیر باشد مثل حرارت حاصل از متمرکز کردن نور خورشید، حرارت حاصل از سوزاندن منابع زیست‌توده و حرارت موجود در لایه‌های زیرین زمین. اما مشکل اصلی در استفاده از این منابع حرارتی، دمای پایین آنهاست. همان‌طور که مشهود است تبدیل حرارت ابتدا توسط موتورهای حرارتی به کار مکانیکی و سپس تبدیل کار مکانیکی به برق صورت می‌گیرد. در قسمت‌های قبل ویژگی‌ها و مشخصات کارکرد (دما، فشار و ظرفیت تولید) چندین سیکل گرمایی بررسی شد. در میان آنها تنها سیکل کالینا، سیکل فوق بحرانی رانکین و سیکل ارگانیک رانکین قادر به تبدیل انرژی حرارتی در دمای نسبتاً پایین به کار مکانیکی بودند. در دو مورد اول فشار کارکرد نسبت به فشار کارکرد ORC، بسیار بالاتر بود و مشکلاتی از جمله ایمنی را به همراه داشت. از طرفی در ORC تنوع گسترده‌ای در انتخاب سیال کاری وجود دارد که در دو مورد اول به چشم نمی‌خورد. در نهایت مزیت‌ها و معایب ORC نسبت به موتورهای حرارتی دیگر بررسی شد. با توجه به قابلیت ORC در تبدیل منابع انرژی تجدیدپذیر به کار مکانیکی، همچنین قابلیت‌های تبدیل حرارت‌های اتلافی دما پایین (همچون حرارت اتلافی در صنایع)، ORC از طرفی مانع از آلودگی‌های حرارتی شده و از طرف دیگر از انتشار گازهای سمی جلوگیری کرده و با تولید برق، از مصرف سوخت‌های فسیلی بیشتر و به سبب آن انتشار گاز گلخانه‌ای CO₂ بیشتر به اتمسفر، جلوگیری می‌کند.

فصل دوم: مروری بر کارهای پیشین

۱-۲ مقدمه

تا امروز تحقیقات بسیاری در مورد سیکل ارگانیک رانکین صورت گرفته است، شالوده‌ی این تحقیقات را می‌توان این‌طور خلاصه نمود:

- تحقیقات در جهت افزایش راندمان سیکل و یا افزایش کار خروجی: تاثیر سیالات کاری مختلف، تاثیر طراحی‌ها و پیکربندی‌های مختلف سیکل، تاثیر انتخاب شرایط کارکرد مختلف و همچنین تاثیر استفاده از قطعات و مواد مختلف بر روی راندمان کلی سیکل
- تحقیقات در جهت مطالعه‌ی اکسپنדרهای مختلف (توربین - اسکرال^۱ - اسکرو^۲ - پیستون^۳ - وین^۴ و ...): بررسی رفتار سیالات کاری مختلف در اکسپنדרهای مختلف، نسبت حجم و نسبت فشار بهینه، مواد سازنده‌ی اکسپندر و شرایط کارکرد آن، توسعه‌ی اکسپنדרهای موجود به منظور افزایش راندمان و یا کارکرد در شرایط وسیع‌تر، نوشتن کدهای کامپیوتری در مورد اکسپندر و مقایسه‌ی نتایج با نتایج تجربی.
- تحقیقات بر روی سیالات کاری: مطالعه بر روی سیالات کاری جدیدتر و یا سیالات کاری مخلوط و یافتن سیال مناسب هم از نظر ویژگی‌های ترمودینامیکی و هم از نظر سازگاری آن با محیط زیست.
- تحقیقات بر روی شبیه سازی‌های دقیق‌تر: مطالعه و توسعه کدهای کامپیوتری برای محاسبات در مبدل‌های حرارتی، پمپ و اکسپندر در شرایط پایدار و غیرپایدار. ارائه‌ی دقیق‌تر مشخصات ترمودینامیکی سیالات، نرم‌افزارهای جدید و ...
- کارهای تجربی: ساخت سیکل و بررسی پارامترهای کارکرد مثل دما، فشار، دبی، راندمان، برق تولیدی و جمع‌آوری اطلاعات در مورد اطمینان پذیری، شرایط نگهداری و ...
- تحقیق در مورد کاربردهای مختلف: مدل سازی و یا بررسی تجربی شرایط استفاده از ORC با

¹ - Scroll
² - Screw
³ - Piston
⁴ - Vane

منابع مختلف انرژی مثل زیست‌توده، خورشیدی، زمین‌گرایی، اتومبیل، صنایع مختلف و کاربردهای دیگر.

تنوع موضوع از طرفی و جوان بودن و نیاز به توسعه‌ی بیشتر موضوع، باعث شده حجم کارهای انجام شده مخصوصاً در سال‌های اخیر بسیار زیاد باشد، در ادامه به تعدادی از کارهای انجام شده که ارتباط بیشتری با تحقیق حاضر دارد، اشاره خواهد شد.

۱-۲ مروری بر کارهای انجام شده

با توجه به اینکه سیال کاری ارگانیک در طراحی سیکل ارگانیک رانکین پارامتری کلیدی و مهم بشمار می‌آید، تا کنون مطالعات بسیاری در این زمینه صورت گرفته است. سیال کاری می‌تواند خالص و یا مخلوطی از دو یا چند سیال باشد. برخلاف سیالات مخلوط بر روی سیالات خالص تحقیقات گسترده‌تری صورت گرفته است. همچنین دو دیدگاه کلی را می‌توان در تحقیقات مشاهده نمود، در دیدگاه اول خود سیکل مورد بررسی دقیق قرار گرفته و توجه کامل به جریان منبع حرارتی و خصوصیات آن از جمله دمای ورودی و خروجی و دبی آن نشده است. اما در دیدگاه دوم ابتدا خصوصیات جریان منبع حرارتی (دمای ورودی و خروجی و دبی) ثابت فرض شده و سپس برای چنین منبع حرارتی‌ای سیکل طراحی و بهینه‌سازی می‌گردد. مزیت دیدگاه دوم در این است که به مهندسی برای طراحی سیکل برای جریان منبع حرارتی‌ای که در واقعیت وجود دارد کمک می‌کند.

در ادامه نمونه‌هایی از کارهایی که از نظر دیدگاه اول بر روی سیالات کاری خالص، سپس نمونه‌هایی از کارهایی که بر روی سیالات مخلوط و بعد از آن نمونه‌هایی از کارهایی که از نظر دیدگاه دوم بر روی سیالات خالص و مخلوط تحقیق کرده‌اند مرور خواهد شد. لازم به ذکر است کار حاضر در ادامه‌ی کارهایی که از نظر دیدگاه دوم بر روی سیالات خالص و مخلوط تحقیق کرده‌اند انجام شده است.

نمونه‌هایی از کارهایی که از نظر دیدگاه اول بر روی سیالات خالص تحقیق کرده‌اند عبارتند از:

Yamamoto و همکاران [۹] عملکرد سیکل با سیال کاری R123 و آب را به صورت تجربی و تئوری

مورد مقایسه قرار دادند و مشاهده کردند R123 در دماهای پایین عملکرد بهتری دارد و نیازی به سوپرهیت کردن آن نیست.

Dai و همکاران [۱۰] آثار پارامترهای مختلف برای ۱۰ سیال مختلف را بر روی عملکرد سیکل مطالعه کردند و نتیجه گرفتند در شرایط در نظر گرفته شده، اضافه کردن مبدل حرارتی داخلی به بهبود عملکرد سیکل کمکی نمی‌کند، همچنین برای سیالاتی که شیب منحنی بخار اشباع آنها منفی نیست سوپرهیت کردن سیال باعث افزایش راندمان نخواهد شد و در بین سیالات مطالعه شده نیز R236ea به عنوان مناسب‌ترین سیال معرفی گردید.

Liu و همکاران [۱۱] چندین سیال کاری را در دماهای مختلف اوپراتور مورد بررسی قرار دادند و این‌طور یافتند که راندمان اوپراتور در حالتی که سیالاتی با آنتالپی تبخیر پایین‌تر استفاده شوند، بیشینه خواهد بود.

Mago و همکاران [۱۲] در دو پیکربندی مختلف از سیکل، قانون اول و دوم ترمودینامیک را مورد بررسی قرار داده و به این نتیجه رسیدند وجود احیا کننده به کم شدن برگشت ناپذیری‌ها و افزایش راندمان قانون اول و دوم کمک شایانی می‌کند. همچنین نتایج نشان داد در استفاده از سیال کاری خشک (سیالی که شیب منحنی بخار اشباع آن در نمودار T-S مثبت باشد)، نیازی به سوپرهیت کردن سیال در ابتدای توربین نیست، زیرا از طرفی راندمان قانون اول تقریباً ثابت می‌ماند و از طرف دیگر مقدار بازگشت ناپذیری‌ها افزایش پیدا کرده و راندمان قانون دوم کاهش پیدا می‌کند.

Hettiarachchia و همکاران [۱۳] عملکرد ۴ نوع سیال کاری مختلف که برای منبع حرارتی زمین‌گرمایی با دمای حدود 90°C مناسب بودند را هم از نظر اقتصادی و هم راندمان سیکل مورد بررسی قرار داده و نتایج نشان دهنده‌ی این بود که انتخاب سیال کاری می‌تواند تاثیر بسیاری در مساحت مبدل‌ها و هزینه‌ی نهایی داشته باشد. استفاده از آمونیاک از سیالات دیگر به صرفه تر است ولی به دلیل دو فازی شدن آن در انتهای توربین و فشار تبخیر بالای آن، استفاده از آن در کاربردهای دماپایین زمین‌گرمایی محدود شده است.

Roy و Misra [۱۴] عملکرد دو سیال R123 و R134a را در ORC همراه با احیاکننده در شرایط فشار ثابت و سوپرهیت شدن، مورد بررسی قرار دادند. در مطالعه‌ی صورت گرفته راندمان، کار خروجی توربین، بازگشت ناپذیری‌ها، بازدهی قانون دوم در حالت ثابت و متغیر دمای منبع محاسبه شد و R123 به عنوان سیال برتر معرفی گردید.

Wang و همکاران [۱۵] در بررسی ۱۳ سیال کاری مختلف، با استفاده از روش شبیه سازی تبرید عناصر^۱ پارامترهای ORC را بهینه کردند و آثار تغییرات دمای منبع و اختلاف دمای پینچ^۲ را، بر روی عملکرد و شاخص‌های اقتصادی، در حالت بهینه مقایسه نمودند. مطابق بهینه‌سازی و مقایسه‌ی صورت گرفته، نتایج گویای این بود که انتخاب سیال کاری تاثیر زیادی بر روی پارامترهای عملکرد می‌گذارد و با کاهش دمای جوش^۳ سیال کاری، فشار اوپراتور در سیکل افزایش می‌یابد. R123 بهترین انتخاب برای منبع حرارتی با دمای بین ۱۰۰ تا ۱۸۰ °C و R141b مناسب‌ترین سیال کاری برای دمای بالاتر از ۱۸۰ °C و بهینه‌ترین اختلاف دمای پینچ نیز ۱۵ °C معرفی شد. همچنین با کاهش دمای منبع حرارت، زمان بازگشت سرمایه افزایش یافته طوری که اگر دمای منبع کمتر از ۱۰۰ °C باشد، فن‌آوری ORC غیر اقتصادی خواهد بود.

Hung و همکاران [۱۶] سه دسته از سیالات کاری یعنی سیالات خشک^۴ (سیالاتی که در نمودار T-S شیب منحنی بخار اشباعشان مثبت است)، سیالات آیزنتروپیک^۵ (سیالاتی که در نمودار T-S منحنی بخار اشباعشان تقریباً عمودیست) و سیالات تر^۶ (سیالاتی که در نمودار T-S شیب منحنی بخار اشباعشان منفی است) و در کل شامل یازده سیال کاری را مورد بررسی قرار دادند. نتایج نشان داد سیالات خشک در خروجی توربین، بخار سوپرهیت هستند و این باعث کوچک شدن مساحت کار انجام شده در نمودار T-S می‌شود، همچنین در استفاده از این نوع سیال، به مبدل حرارتی داخلی نیز

¹ - Simulated Annealing Algorithm
² - Pinch temperature difference
³ - Boiling Temperature
⁴ - Dry Fluid
⁵ - Isentropic Fluid
⁶ - Wet Fluid

نیاز است و در مورد سیالات تر تنها مشکل اصلی احتمال نمناک شدن آن در حین انبساط می‌باشد. سیالات آیزنتروپیک مشکل نمناک شدن و نیاز به احیا کننده را ندارند و در صورتی که از نظرات دیگر مثل قیمت، پایداری، ایمنی و ... مناسب باشد، می‌توان از آن استفاده کرد.

Siddiqi و Atakan [۱۷] انواع مختلفی از آلکان‌ها، بنزان^۱، تلوتن و آب را به عنوان سیال کاری در ORC با دمای منبع حرارتی بالا، متوسط و پایین (به ترتیب ۷۷۳.۱۵ و ۶۲۳.۱۵ و ۵۲۳.۱۵ K) بررسی کردند. نتایج نشان داد بالابردن فشار اواپراتور سبب افزایش راندمان کلی شده و سوپرهیت کردن سیال برای آلکان‌ها باعث کاهش راندمان کلی و برای آب سبب افزایش آن می‌گردد. برای منبع حرارتی بالا، تلوتن و ددکان نرمال^۲ و برای منبع حرارتی پایین هیدروکربن‌هایی مثل هگزان نرمال^۳ و پنتان نرمال^۴ مناسب هستند و اگر منبع حرارتی با دمای متوسط (۶۲۳.۱۵ K) در دسترس باشد تلوتن، اکتان نرمال^۵ و آب انتخاب‌های مناسبی می‌باشند، به صورت کلی می‌توان گفت تعداد زنجیره‌ی آلکان انتخابی باید با افزایش دمای منبع حرارتی افزایش پیدا کند، مطابق ۳ دمای بررسی شده.

Mikielewicz و همکاران [۱۸] ویژگی‌های ترمودینامیکی و عملکردی سیالات متعددی را در حالات فوق بحرانی^۶ و زیر بحرانی^۷ در ORC برای کاربرد تولید گرما و حرارت در مصارف خانگی بررسی کردند. نتایج نشان داد از ۲۰ سیال بررسی شده اتانول، R141b و R123 برای کاربرد یاد شده مناسب‌تر هستند. همچنین سیکل‌هایی که از سیالات در حالت فوق بحرانی استفاده کرده اند راندمانی حدود ۵٪ بیشتر از سیکل‌هایی که سیالات در آنها زیر بحرانیست، بدست آوردند اما نیاز به مبدل‌هایی متراکم‌تر و کارآمد تر دارند.

Karellas و همکاران [۱۹] در مورد انتقال حرارت سیال فوق بحرانی در مبدل حرارتی صفحه‌ای (اواپراتور) به صورت تئوری تحقیق کرده و به این نتیجه رسیدند که افزایش راندمان ایجاد شده به

¹ - benzene

² - N-Dodecane

³ - N-Hexane

⁴ - N-Pentane

⁵ - N-Octane

⁶ - Supercritical or Transcritical

⁷ - Subcritical

نسبت افزایش هزینه‌ها، مناسب است و استفاده از سیال در حالت فوق بحرانی، به عنوان یک روش بسیار مناسب و جذاب، می‌بایست بسیار بیشتر مورد استفاده قرار گیرد.

Chen و همکاران [۲۰] سیالات کاری R32 و CO₂ را در شرایط فوق بحرانی، برای تبدیل حرارت دما پایین به کار مکانیکی مقایسه کردند. نتایج نشان داد اگرچه CO₂ مزیت‌هایی چون فراوانی، غیر قابل اشتعال بودن، سمی نبودن و ارزان بودن را داراست ولی عملکرد ترمودینامیکی و فشار کارکرد آن نسبت به R32 در وضعیت بدتری قرار دارد و با توجه به پایین بودن دمای بحرانی CO₂، چگالش این ماده سخت‌تر صورت می‌پذیرد. از طرفی چگالی اگزرژی R32 بیشتر است و در نتیجه برای انجام یک کار مساوی، دبی جرمی R32 کمتر از CO₂ است. در نهایت استفاده از سیالات مخلوط زئوتروپیک برای استفاده در شرایط فوق بحرانی توصیه شده است.

یکی از کاستی‌های استفاده از سیال خالص در سیکل، این است که تبخیر و چگالش آن در یک دمای خاص رخ می‌دهد، در نتیجه سیال کاری نمی‌تواند با جریان منبع گرم و سرد مطابقت دمایی مناسبی داشته باشد و باعث برگشت‌ناپذیری‌های زیاد، در اواپراتور و کندانسور می‌شود. یکی از راه‌هایی که به حل نسبی این مشکل کمک می‌کند استفاده از سیال مخلوط زئوتروپیک است. چنین سیالی در فشار ثابت، در یک بازه‌ی دمایی تغییر فاز می‌دهد و استفاده از آن به‌عنوان سیال کاری می‌تواند در تبخیرکننده و چگالنده مطابقت دمایی بهتری با جریان گرم و سرد برقرار کند.

نمونه‌هایی از کارهایی که با استفاده از دیدگاه اول یعنی بررسی خود سیکل بدون توجه دقیق به خصوصیات جریان منبع حرارتی، در زمینه‌ی سیالات کاری مخلوط تحقیق کرده‌اند عبارتند از:

Chen و همکاران [۲۱] ORC با سیال کاری مخلوط و زئوتروپیک R32 - ۰/۳ - R134a ۰/۷ در شرایط فوق بحرانی را با سیال خالص R134a در شرایط فوق بحرانی، و در شرایط دمایی مساوی مقایسه کردند. نتایج نشان داد راندمان سیکل با سیال کاری فوق بحرانی و مخلوط زئوتروپیک بین ۱۰/۷۷ تا ۱۲/۳۵٪ برای بیشینه دمای ۳۹۳ - ۴۵۳ K بدست می‌آید در حالی که برای سیکل با سیال خالص فوق بحرانی R134a، ۹/۷ تا ۱۰/۱۳٪ در همین شرایط دمایی بدست آمد. همچنین راندمان اگزرژی

اوپراتور، کندانسور و کل سیکل، برای سیکل با سیال زئوتروپیک به ترتیب ۸۸/۶۷٪، ۸۱/۶۴٪ و ۳۸/۵۷۰٪ و برای سیکل با سیال خالص ۸۲/۶۵٪، ۶۶/۵۵٪ و ۲۴/۱۰٪ بدست آمد. مزیت سیال زئوتروپیک در شرایط فوق بحرانی به سیال خالص، وجود شیب دمایی در حالت چگالش و تطابق بهتر سیال کاری با سیال خنک کننده و کمتر از بین رفتن اگزرژی در کندانسور است.

Heberle و همکاران [۲۲] با استفاده از سیالات مخلوط زئوتروپیک ایزوبوتان/ ایزوپنتان و R227ea/R245fa برای استفاده از منبع حرارتی دما پایین زمین گرمایی، سیکل ارگانیک رانکین را شبیه سازی کردند و راندمان قانون دوم ترمودینامیک را بر اساس تغییرات پارامترهایی چون درصد اجزاء سیال کاری یا دمای منبع حرارتی بررسی کردند. نتایج نشان داد تغییر فاز غیر همدمای سیال کاری زئوتروپیک، باعث افزایش راندمان می شود (نسبت به استفاده از سیال کاری خالص) و بازگشت ناپذیری های سیستم مخصوصا در کندانسور کاهش پیدا می کند و زمانی که شیب دمایی تغییر فاز سیال کاری در کندانسور با شیب اختلاف دمایی آب خنک کننده ی کندانسور برابر می شود بازگشت ناپذیری در کندانسور به حداقل می رسد. همچنین در سیکل با سیال کاری مخلوط نسبت به سیال کاری خالص، برای دمای منبع حرارتی زیر 120°C ، راندمان قانون دوم در بازه ی ۴/۳٪ تا ۱۵٪ افزایش پیدا می کند. به طور کلی سیالات مخلوط طیف گسترده ای از سیالات کاری را در اختیار قرار می دهد، به علاوه با تغییر درصد اجزاء تشکیل دهنده ی سیال کاری می توان مشخصات فیزیکی، زیست محیطی، ایمنی، و شیمیایی سیال کاری و همچنین پارامترهای طراحی اجزاء سیکل را بهبود بخشید.

Li و همکاران [۲۳] راندمان سیکل با سیال کاری دوجزیبی R141b/RC318 را با سه سیال کاری خالص مقایسه کردند، نتایج نشان داد استفاده از سیال دوجزیبی باعث گسترده تر شدن دامنه ی انتخاب سیال کاری می گردد، همچنین افزایش راندمان حرارتی و اگزرژی به دلیل اضافه کردن مبدل حرارتی داخلی برای سیال دوجزیبی بیشتر از سیال خالص بود.

هرچند تحقیقات بسیاری به اهمیت اختلاف دمای ورودی و خروجی جریان منبع حرارتی بر عملکرد ORC اشاره کرده اند، اما معمولا تحقیقات بر اساس این اختلاف دمایی صورت نگرفته و تنها به عملکرد

خود سیکل توجه شده است. به این ترتیب معمولاً ابتدا دما و فشار سیال کاری ورودی به توربین به منظور بهبود عملکرد سیکل، بهینه شده و پس از آن تحلیل اختلاف دمای پینچ در تبخیرکننده، به منظور بدست آوردن دبی جریان منبع حرارتی و دمای خروجی آن، انجام می‌گیرد. به این دلیل که دبی جریان منبع حرارتی و دمای خروجی آن از ابتدا تعیین نشده است، راندمان سیکل نیز، ارتباطی با کار تولیدی توربین نخواهد داشت. در چنین شرایطی زمانی که دمای خروجی جریان منبع حرارتی بالا باشد، حرارت کمتری با دمای بیشتر جذب سیکل شده و پیرو آن راندمان سیکل بیشتر و کار تولید شده کمتر می‌باشد و زمانی که دمای خروجی جریان منبع حرارتی کمتر باشد، حرارت بیشتری با دمای کمتر جذب سیکل شده و باعث راندمان کمتر و کار تولیدی بیشتر خواهد شد [۲۴].

تحقیقاتی که دمای ورودی و خروجی و دبی جریان منبع حرارتی را از ابتدا تعیین نموده‌اند بسیار اندک بوده و می‌توان به این موارد اشاره نمود:

Chen و همکاران [۲۴] با در نظر گرفتن دمای ورودی و خروجی و دبی مشخص برای جریان منبع حرارتی، روشی نوین، برای محاسبات آن ارائه دادند، در این روش با ثابت در نظر گرفتن گرمای ویژه سیال حامل حرارت جریان منبع حرارتی، از تشابه دو مثلث ایجاد شده در نمودار T-Q استفاده شده و برای ۵ حالت مختلف جریان منبع حرارتی، برای سیکلی بدون مبدل حرارتی داخلی، آثار سوپرهیت شدن سیال کاری (بنزن) ورودی به توربین را بر عملکرد سیکل، از لحاظ انرژی و انرژی بررسی نمودند. چنین روشی در تحلیل سیکل ارگانیک رانکین باعث شد راندمان بدست آمده با کار تولیدی توربین ارتباط مستقیم داشته باشد و می‌توان از آن برای رسیدن به بیشترین مقدار بازیابی حرارتی از حرارت‌های اتلافی همچون گاز دودکش استفاده نمود. نتایج نشان داد راندمان حرارتی سیستم، فشار ورودی توربین و دبی جرمی سیال کاری، با افزایش دمای ورودی توربین، کاهش پیدا می‌کند و وضعیت مناسب برای سیال کاری ورودی به توربین، قرار گرفتن در حالت بخار اشباع یا سوپرهیت شدن به مقدار ناچیز، است. افزایش اختلاف دمای پینچ، راندمان و فشار ورودی توربین را کم می‌کند ولی تاثیر چشم‌گیری بر روی دبی سیال کاری ندارد. در شرایط بالا بودن دمای ورودی توربین،

کندانسور و اواپراتور هر دو باعث اتلافات زیاد انرژی می‌شوند و در شرایط پایین بودن دمای ورودی توربین به ترتیب اواپراتور، اکسپندر و کندانسور بیشترین اتلافات انرژی در سیستم را دارند و با پایین رفتن دمای ورودی توربین، اتلافات انرژی در کندانسور کمتر می‌شود.

Chys و همکاران [۲۵] آثار استفاده از سیال کاری خالص و مخلوط متشکل از دو نوع و سه نوع سیال را در شرایطی که شرایط جریان منبع حرارتی (دمای ورودی و خروجی و دبی) ثابت باشد به ازای اختلاف دماهای مختلف ورودی و خروجی جریان منبع حرارتی، از لحاظ راندمان حرارتی و کار تولیدی توربین، بررسی نمودند، همچنین لازم به ذکر است محاسبات آنها بر اساس روش گرادیان کاهش یافته‌ی عمومی^۱ با ترانس همگرایی^۴ 10^{-4} انجام گرفته است. نتایج نشان داد در استفاده از سیالات مخلوط، افزایش راندمان و تولید برق به ترتیب $15/7\%$ و $12/3\%$ نسبت به استفاده از سیال خالص، برای ورودی جریان منبع حرارتی با دمای 150°C و خروجی 135°C قابل دسترس است، این مقادیر برای دمای ورودی جریان منبع حرارتی 250°C و خروجی 180°C نیز به ترتیب 6% و $5/5\%$ بدست آمد و در حالت‌های بررسی شده، استفاده از سیال سه‌جزیی نسبت به سیال دوجزییی، تاثیر بسیار اندکی بر بهبود راندمان سیکل گذاشت. در این کار اختلاف دمای بهینه‌ی ورودی و خروجی جریان منبع حرارتی، به منظور بیشینه کردن کار تولیدی توربین نیز، مورد بررسی قرار گرفت. در راستای همین بررسی، مقدار بهینه‌ی درصد مولی سیالات تشکیل دهنده‌ی هر سیال مخلوط نیز، بدست آمد.

در تحقیق حاضر همچون کار Chen و همکاران [۲۴] و Chys و همکاران [۲۵]، دمای ورودی و خروجی جریان منبع حرارتی و دبی آن، مقدار ثابتی تعیین شده است و برای رعایت چنین شرطی الگوریتمی جدید طراحی شده و با استفاده از نرم‌افزارهای اسپن هایسیس^۲ و متلب^۳ و ایجاد ارتباط آنها با یکدیگر، الگوریتم طراحی شده پیاده سازی شده است. در کار حاضر سعی شده تحلیلی گسترده بر روی سیکل ارگانیک رانکین انجام شود به همین منظور پارامترهای مختلفی از جمله آثار اختلاف

^۱ -generalized reduced gradient method

^۲ - Aspen HYSYS

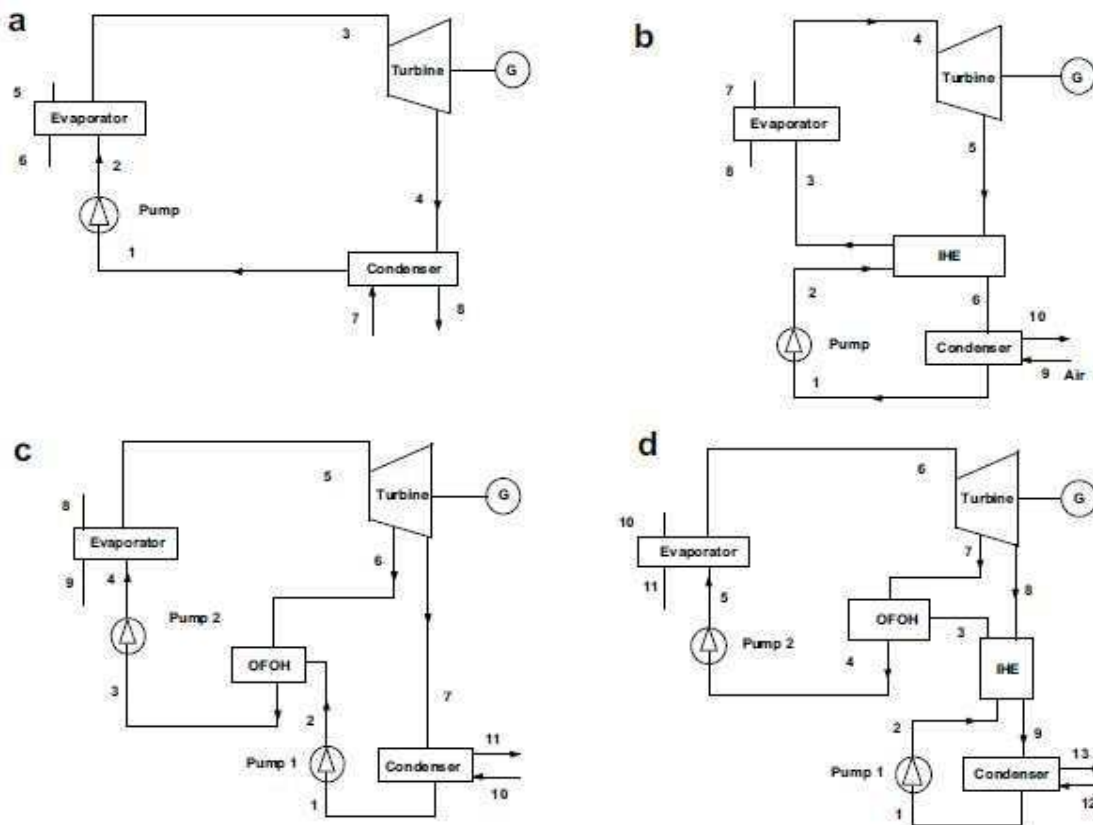
^۳ - MATLAB

دماهای مختلف ورودی و خروجی جریان منبع حرارتی، آثار مقدار درجه‌ی سوپرهیت شدن سیال ورودی به توربین، آثار استفاده از سیالات خالص و مخلوط دوجزئی مختلف به عنوان سیال کاری، آثار شیب دمایی سیالات مخلوط هنگام تغییر فازشان بر عملکرد سیکل و آثار استفاده از مبدل حرارتی داخلی در سیکل از لحاظ انرژی و انرژی بررسی شده است. با توجه به اینکه در کارهای پیشین، چنین بررسی‌ای گسترده در شرایط ثابت دمای ورودی و خروجی جریان منبع حرارتی بر روی ORC انجام نگرفته است و اینکه آثار هر پارامتر مثل استفاده از مبدل حرارتی داخلی و یا سوپرهیت کردن سیال ورودی به توربین می‌تواند در هر اختلاف دمایی ورودی و خروجی جریان منبع حرارتی متفاوت باشد، این مطالعه ضروری به نظر می‌رسد. استفاده از سیالات دوجزئی از طرفی به افزایش راندمان کمک می‌کند، و از طرف دیگر ثابت بودن شرایط جریان منبع حرارتی، مقایسه‌ی آثار سیالات بر روی عملکرد سیکل را منطقی‌تر می‌نماید. همچنین قید در نظر گرفته شده یعنی ثابت بودن شرایط جریان منبع حرارتی در کاربردهایی که دمای خروجی جریان منبع حرارتی می‌بایست محدود گردد همچون استفاده از سیکل ارگانیک رانکین از منابع خورشیدی و یا در تولید همزمان برق و حرارت، می‌تواند مفید باشد.

فصل سوم: مدل سازی

۱-۳ انواع پیکربندی و شرایط منبع گرم و سرد

هر سیکل ارگانیک رانکین حداقل از یک اواپراتور، یک کندانسور، یک توربین و یک پمپ تشکیل شده است و ترکیب تنها این چهار عنصر سازنده، ساده‌ترین پیکربندی سیکل را می‌سازد. استفاده از مبدل حرارتی داخلی^۱ و یا گرم‌کن سیال ارگانیک به شکل تغذیه باز^۲ و یا هردو می‌تواند سیکل را کمی پیچیده کند، در شکل (۱-۳) پیکربندی سیکل‌های ذکر شده نشان داده شده است [۲۶]. (پیکربندی‌های استفاده شده در کار حاضر به شکل (۱-۳- a و b) شباهت دارد البته در فصل بعد به طور دقیق معرفی شده است) با استفاده از تعداد بیشتری از عناصر، سیکل‌های پیچیده‌تری نیز می‌تواند ساخته شود و البته برای بدست آوردن حالت بهینه نیاز به محاسبات بیشتری نیز است مانند

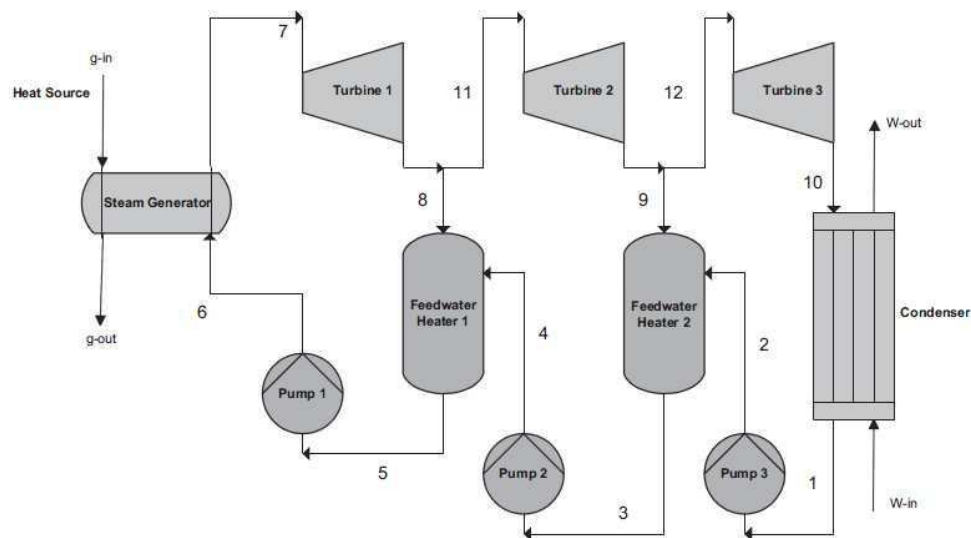


شکل (۱-۳): (a): سیکل ساده. (b): سیکل با مبدل IHE. (c): سیکل با OFOH. (d): سیکل با IHE و OFOH. [۲۶]

^۱ - Internal Heat Exchanger (IHE)

^۲ - Open feed-organic heater (OFOH)

کار Rashidi و همکاران [۲۷] که با استفاده از الگوریتم کلونی زنبور عسل^۱ و الگوریتم شبکه‌های عصبی^۲ سیکلی متشکل از سه توربین و دو OFOH، برای دو سیال کاری آب و آمونیاک (بدون مخلوط شدن سیالات با یکدیگر و به‌طور جداگانه) بهینه‌سازی و مقایسه کردند. پیکربندی این سیکل در شکل (۲-۳) نشان داده شده است.



شکل (۲-۳): پیکربندی ORC همراه با دو OFOH [۲۷]

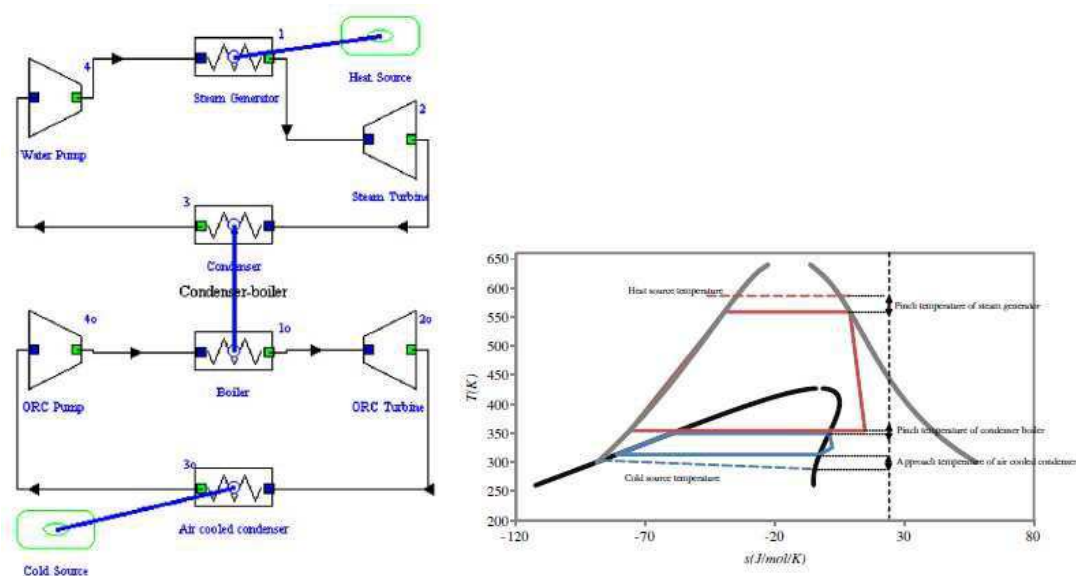
برای طراحی پیکربندی ORC ابتدا بهتر است شرایط منبع حرارتی مشخص باشد سپس با توجه به پارامترهای ترمودینامیکی و اقتصادی، گزینه‌های مناسب پیکربندی بررسی و شرایط عملکرد آن بهینه‌سازی، مقایسه و در نهایت پیکربندی مناسب انتخاب شود. به طور مثال ممکن است استفاده از مبدل حرارتی داخلی با توجه به شرایط منبع حرارتی موجود مناسب نباشد [۱۰] و یا به دلیل ناکافی بودن افزایش راندمان ایجاد شده، استفاده‌ی آن در سیکل صرفه‌ی اقتصادی نداشته باشد. البته عواملی دیگر همچون سیال کاری نیز در انتخاب IHE موثر است [۱۶]. معمولاً در شرایطی که سیال کاری از نوع خشک باشد و در طراحی سیکل نیز، سیال کاری در حالت سوپرهیت برای ورودی توربین در نظر

^۱ - artificial bees colony

^۲ - artificial neural network

گرفته شده باشد، استفاده از IHE سودمند و مناسب است.

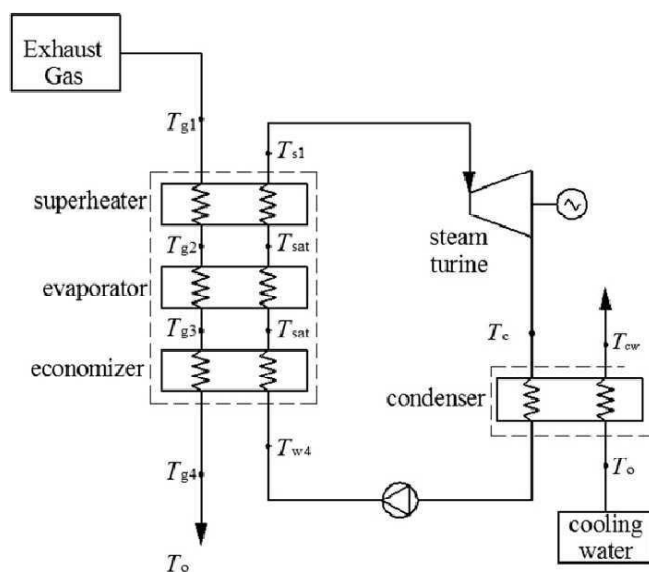
دمای منبع حرارتی می‌تواند متغیر باشد و یا در یک دمای ثابتی قرار گرفته باشد. به طور مثال در استفاده از گاز دودکش و یا آب داغ حاصل از انرژی زمین‌گرمایی، منبع حرارتی، با دمای متغیر است و دمای ورودی و خروجی آن به ORC تفاوت می‌کند. کارهای زیادی برای استفاده از این نوع منابع انجام شده و مقالات بسیاری به چاپ رسیده است. از طرفی دیگر منابع حرارتی با دمای ثابت بسیار محدودترند، برای مثالی از این نوع منابع، می‌توان به کار Liu و همکاران [۲۸] اشاره کرد، در این کار کندانسور سیکل بخار رانکین با اواپراتور ORC تبادل گرمایی برقرار می‌کند و به این ترتیب چون چگالش آب در کندانسور سیکل بخار، در دمای ثابتی روی می‌دهد، کندانسور می‌تواند منبع حرارتی با دمای ثابتی برای ORC باشد. در شکل (۳-۳) پی‌کرندی و نمودار T-S سیستم نشان داده شده است.



شکل (۳-۳): پی‌کرندی سیکل بخار رانکین مرتبط با ORC و نمودار T-S سیستم [۲۸]

با ثابت بودن دمای منبع حرارتی، سوپرهیت کردن سیال کاری در ابتدای توربین باعث افزایش اختلاف دمای متوسط لگاریتمی دو سیال در اواپراتور شده و منجر به اتلاف انرژی می‌گردد اما در صورتی که دمای ورودی و خروجی جریان منبع حرارتی به اواپراتور متفاوت باشد می‌توان سیال کاری را

سوپرهیت نمود. به این ترتیب در اوپراتور، سیال کاری از فاز مایع به بخار سوپرهیت تبدیل می‌شود. با توجه به این موضوع می‌توان از سه مبدل حرارتی به عنوان اوپراتور استفاده کرد به طوری که در مبدل اول، دوم و سوم سیال کاری به ترتیب به مایع اشباع، بخار اشباع و بخار سوپرهیت تبدیل شود. در کارهای انجام شده توسط محققین معمولاً به مبدل حرارتی اول economizer یا preheater، به مبدل حرارتی دوم evaporator یا vaporizer و به مبدل حرارتی سوم superheater گفته شده است. با استفاده از این نوع پیکربندی می‌توان پارامترهای انتقال حرارت و مساحت مورد نیاز برای مبدل‌ها را به شکل دقیق‌تری بررسی کرد، از جمله کارهای صورت گرفته در این زمینه می‌توان به کار Guo و همکاران [۲۹] اشاره کرد، پیکربندی استفاده شده در این کار در شکل ۳-۴ نشان داده شده است.



شکل ۳-۴: پیکربندی ORC با سه مبدل برای حرارت دادن سیال کاری تا سوپرهیت شدن [۲۹]

۲-۳ فرضیات و روابط حاکم بر مدل سازی

۱-۲-۳ فرضیات

فرضیات انجام شده در مدل سازی به شرح زیر است:

- وضعیت سیستم در حالت پایا^۱ قرار دارد.
- افت فشار و اتلافات حرارتی در لوله‌ها و مبدل‌ها ناچیز است.
- تغییرات انرژی جنبشی و انرژی پتانسیل ناچیز است.
- مبدل‌ها غیر هم‌سو هستند.

۲-۲-۳ روابط حاکم با توجه به فرضیات و ساده‌سازی‌های انجام شده

با توجه به فرضیات انجام شده، روابط موازنه جرم، انرژی و انرژی برای حجم کنترل به ترتیب می‌شود [۳۰]:

$$\sum \dot{m}_{in} = \sum \dot{m}_{out} \quad ۱-۳$$

$$\dot{Q} - \dot{W} = \sum \dot{m}_{out} h_{out} - \sum \dot{m}_{in} h_{in} \quad ۲-۳$$

$$\dot{E}_{heat} - \dot{W} = \sum \dot{E}_{out} - \sum \dot{E}_{in} + \dot{E}_{D,Total} \quad ۳-۳$$

در روابط بالا \dot{m} دبی جرمی سیال، \dot{Q} و \dot{W} به ترتیب حرارت ورودی و کار خروجی، h آنتالپی و زیرنویس in و out به معنای ورود و خروج می‌باشد و $\dot{E}_{D,Total}$ مجموع نرخ اتلافات انرژی در اجزاء، و \dot{E}_{heat} انرژی منتقل شده در دمای T است به طوری که داریم:

$$\dot{E}_{heat} = \sum (1 - T_0/T) \dot{Q} \quad ۴-۳$$

زیرنویس 0 به معنای حالت مرده (محیط) می‌باشد.

برای محاسبه‌ی نرخ جریان انرژی یا \dot{E} نیز می‌توان نوشت:

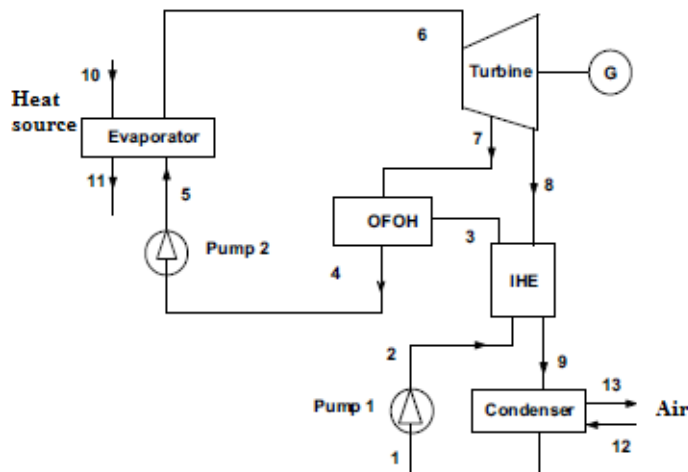
$$e = h - h_0 - T_0(s - s_0) \quad ۵-۳$$

$$\dot{E} = \dot{m}e \quad ۶-۳$$

با توجه به اینکه در پیکربندی نشان داده شده در شکل (۵-۳) تقریباً تمام اجزائی که ممکن است در ORC مورد استفاده قرار گیرند وجود دارد، با کمک شماره‌های گذاشته شده در این پیکربندی روابط

^۱ - Steady State

حاکم بر اجزاء بیان خواهد شد [۳۱،۳۰،۲۶].



شکل (۵-۳): نمونه‌ای از پیکربندی برای کمک به نشان دادن روابط حاکم بر اجزاء

در خروجی توربین، درصد دبی سیال عبوری از مسیر ۷ نسبت به کل دبی، در روابط، با y مشخص شده است.

۱-۲-۲-۳ پمپ

روابط انرژی:

$$\eta_{I,p} = \frac{v_1(p_2 - p_1)}{h_2 - h_1} = \frac{v_4(p_5 - p_4)}{h_5 - h_4} \quad ۷-۳$$

$$\dot{W}_p = \dot{m}_5[(1-y)(h_2 - h_1) + (h_3 - h_4)] \quad ۸-۳$$

روابط انگرژی:

$$\dot{E}_{D,p} = T_0 \dot{m}_5[(1-y)(s_2 - s_1) + (s_5 - s_4)] \quad ۹-۳$$

$$\eta_{II,p} = \frac{\dot{E}_2 - \dot{E}_1}{\dot{W}_p} \quad ۱۰-۳$$

۲-۲-۲-۳ مبدل‌های حرارتی شامل اواپراتور، کندانسور و IHE

روابط انرژی:

در مورد نرخ حرارت منتقل شده به ترتیب برای اواپراتور، کندانسور و IHE داریم:

$$\dot{Q}_E = \dot{m}_5(h_6 - h_5) = \dot{m}_{10}(h_{10} - h_{11}) \quad ۱۱-۳$$

$$\dot{Q}_C = \dot{m}_9(h_9 - h_1) = \dot{m}_{12}(h_{13} - h_{12}) \quad ۱۲-۳$$

$$\dot{Q}_{IHE} = \dot{m}_8(h_8 - h_9) = \dot{m}_2(h_3 - h_2) \quad ۱۳-۳$$

همچنین برای مبدل‌های حرارتی می‌توان نوشت:

$$\dot{Q} = U \cdot A \cdot LMTD \quad ۱۴-۳$$

که در آن U ضریب انتقال حرارت و A مساحت مبدل و حاصل ضرب این دو یعنی UA با دیمانسون (kW/K) ظرفیت مبدل نامیده می‌شود. $LMTD$ نیز برابر با اختلاف دمای متوسط لگاریتمیست.

$$LMTD = \frac{\Delta T_A - \Delta T_B}{\ln\left(\frac{\Delta T_A}{\Delta T_B}\right)} \quad ۱۵-۳$$

در عبارت بالا فرض شده است که مبدل حرارتی دو طرف دارد که با A و B نام‌گذاری شده‌اند.

روابط انرژی:

نرخ اتلافات انرژی به ترتیب برای اواپراتور، کندانسور و IHE:

$$\dot{E}_{D,E} = T_0[\dot{m}_5(s_6 - s_5) + \dot{m}_{10}(s_{11} - s_{10})] \quad ۱۶-۳$$

$$\dot{E}_{D,C} = T_0[\dot{m}_8(s_1 - s_9) + \dot{m}_{12}(s_{13} - s_{12})] \quad ۱۷-۳$$

$$\dot{E}_{D,IHE} = T_0[\dot{m}_2(s_3 - s_2) + \dot{m}_8(s_9 - s_8)] \quad ۱۸-۳$$

و به ترتیب راندمان انرژی:

$$\eta_{II,E} = \frac{\dot{E}_6 - \dot{E}_5}{\dot{E}_{10} - \dot{E}_{11}} \quad ۱۹-۳$$

$$\eta_{II,C} = \frac{\dot{E}_{13} - \dot{E}_{12}}{\dot{E}_9 - \dot{E}_1} \quad 20-3$$

$$\eta_{II,IHE} = \frac{\dot{E}_3 - \dot{E}_2}{\dot{E}_8 - \dot{E}_9} \quad 21-3$$

۳-۲-۲-۳ گرم کن سیال ارگانیک تغذیه باز (OFOH)

روابط انرژی:

$$y = \frac{h_4 - h_3}{h_7 - h_3} \quad 22-3$$

روابط انرژی:

$$\dot{E}_{D,OFOH} = T_0 \dot{m}_6 [s_4 - ys_7 - (1-y)s_3] \quad 23-3$$

$$\eta_{II,OFOH} = \frac{\dot{E}_4}{\dot{E}_3 + \dot{E}_7} \quad 24-3$$

۴-۲-۲-۳ توربین یا اکسپندر

روابط انرژی:

$$\eta_{I,T} = \frac{h_6 - h_7}{h_6 - h_{7s}} = \frac{h_7 - h_8}{h_7 - h_{8s}} \quad 25-3$$

$$\dot{w}_T = \dot{m}_6 [(h_6 - h_7) + (1-y)(h_7 - h_8)] \quad 26-3$$

روابط انرژی:

$$\dot{E}_{D,T} = T_0 \dot{m}_6 [ys_7 + (1-y)s_8 - s_6] \quad 27-3$$

$$\eta_{II,T} = \frac{\dot{w}_T}{\dot{E}_6 - \dot{E}_7 - \dot{E}_8} \quad 28-3$$

۵-۲-۲-۳ نسبت اتلافات انرژی^۱

این نسبت را می‌توان با محاسبه‌ی اتلافات انرژی هر جزء از سیکل، نسبت به انرژی ورودی به

^۱ - Exergy Destruction Ratio

سیکل بیان نمود:

$$y_{D,1} = \frac{\dot{E}_{D,Component(i)}}{\dot{E}_{10} - \dot{E}_{11}} \quad 29-3$$

و یا می‌توان نسبت اتلافات انرژی هر جزء از سیکل را با توجه به کل اتلافات انرژی محاسبه کرد:

$$y_{D,2} = \frac{\dot{E}_{D,Component(i)}}{\dot{E}_{D,Total}} \quad 30-3$$

۶-۲-۲-۳ راندمان سیکل

روابط انرژی:

نسبت مقدار حرارتی که از جریان منبع حرارتی، توسط سیکل تحت بازیابی قرار می‌گیرد، به کل حرارت منبع (با توجه به حالت مرده) را می‌توان این‌گونه بدست آورد:

$$\eta_{I,R} = \frac{(h_{10} - h_{11})}{(h_{10} - h_0)} \quad 31-3$$

راندمان قانون اول سیکل را نیز می‌توان با توجه به انرژی موجود در ورودی جریان منبع حرارتی (با توجه به حالت مرده) بدست آورد، چنین راندمانی به معنی نسبت مقدار حرارتی که به کار مفید تبدیل شده، از کل حرارت در دسترس است. در این تحقیق، این نسبت، راندمان حرارتی اول نامیده شده است.

$$\eta_{I,1} = \frac{\dot{W}_{net}}{\dot{m}_{10}(h_{10} - h_0)} \quad 32-3$$

و یا می‌توان با توجه به حرارتی که در سیکل تحت بازیابی قرار گرفته، راندمان را محاسبه نمود:

$$\eta_{I,2} = \frac{\dot{W}_{net}}{\dot{m}_{10}(h_{10} - h_{11})} = \frac{\dot{W}_{net}}{\dot{m}_5(h_6 - h_5)} \quad 33-3$$

نسبت فوق نیز راندمان حرارتی دوم نامیده شده است.

روابط انرژی:

نسبت مقدار انرژی‌ای که از جریان منبع حرارتی توسط سیکل تحت بازیابی قرار می‌گیرد، به کل

اگرژی منبع (با توجه به حالت مرده) را می‌توان این‌گونه محاسبه نمود:

$$\eta_{II,R} = \frac{(h_{10} - h_{11}) - T_0(s_{10} - s_{11})}{(h_{10} - h_0) - T_0(s_{10} - s_0)} \quad ۳۴-۳$$

راندمان قانون دوم سیکل را نیز می‌توان با توجه به اگرژی موجود در ورودی جریان منبع حرارتی (با توجه به حالت مرده) بدست آورد، این راندمان به معنی مقدار اگرژی بازیابی شده از مقدار کل اگرژی در دسترس نیز است. در این تحقیق، این نسبت، راندمان اگرژی اول نامیده شده است.

$$\eta_{II,1} = \frac{\dot{W}_{net}}{\dot{E}_{10}} = \frac{\dot{W}_{net}}{\dot{m}_{10}[(h_{10} - h_0) - T_0(s_{10} - s_0)]} \quad ۳۵-۳$$

و یا می‌توان با توجه به اگرژی‌ای که در سیکل تحت بازیابی قرار گرفته، راندمان قانون دوم را محاسبه نمود:

$$\eta_{II,2} = \frac{\dot{W}_{net}}{\dot{E}_{10} - \dot{E}_{11}} = \frac{\dot{W}_{net}}{\dot{m}_{10}[(h_{10} - h_{11}) - T_0(s_{10} - s_{11})]} \quad ۳۶-۳$$

نسبت فوق نیز راندمان اگرژی دوم نامیده شده است.

۷-۲-۲-۳ پارامترهای اقتصادی

برای مقایسه‌ی اقتصادی و هزینه‌های قطعات به شکل تقریبی، بین دو سیکل متفاوت و یا یک سیکل در دو شرایط کاری متفاوت، می‌توان پارامترهایی که در اندازه‌ی اکسپندر یا توربین و مساحت مبدل‌های حرارتی به عنوان دو قطعه‌ی گران قیمت در سیکل، تاثیر زیادی دارند را نسبت به کار خروجی از سیکل محاسبه نمود. به این ترتیب نسبت‌های زیر بدست می‌آیند:

با توجه به موثر بودن پارامتر دبی حجمی گاز ورودی به اکسپندر در هزینه‌ی اکسپندر، برای مقایسه‌ی هزینه‌ی اکسپندر و همچنین سنجش کارایی آن، به شکل تقریبی، می‌توان نسبت دبی حجمی گاز ورودی به اکسپندر به نرخ کار تولید شده در سیکل را بیان نمود [۳۳، ۳۲]:

$$C_{Expander} = \frac{\dot{V}_6}{\dot{W}_{net}} \quad ۳۷-۳$$

همچنین با توجه به موثر بودن پارامتر مساحت مبدل در هزینه‌های مبدل، با فرض ثابت بودن ضریب

انتقال حرارت در مبدل در شرایط مختلف، برای مقایسه‌ی هزینه‌های مبدل حرارتی می‌توان نسبت ظرفیت مبدل به کار تولیدی در سیکل را محاسبه نمود، [۳۳]:

$$C_{HE} = \frac{UA_{HE}}{\dot{W}_{net}} \quad ۳۸-۳$$

• * البته باید در نظر داشت رابطه‌ی فوق برای چنین هدفی یعنی مقایسه‌ی هزینه‌ها، ممکن است دارای خطای زیادی باشد چون ثابت در نظر گرفتن ضریب انتقال حرارت در شرایط مختلف در واقعیت اشتباه است اما جدا از هدف بیان شده، رابطه‌ی فوق می‌تواند رابطه‌ای مفید برای مقایسه‌ی شرایط عملکردی مبدل‌ها به حساب بیاید.

اکسپندر یا توربین و مبدل حرارتی بیشترین سهم را در هزینه‌ی سیکل دارند و مقایسه‌ی هزینه‌ی این دو جزء مهم‌تر از بقیه‌ی اجزاء است با این حال برای مقایسه‌ی هزینه‌ی پمپ و سیال کاری به ترتیب با توجه به تاثیر پارامترهای نرخ کار پمپ و وزن سیال کاری در هزینه‌های آنها، می‌توان نوشت، [۳۳]:

$$C_{pump} = \frac{\dot{W}_{pump}}{\dot{W}_{net}} \quad ۳۹-۳$$

$$C_{Working\ Fluid} = \frac{\dot{M}_{Working\ Fluid}}{\dot{W}_{net}} \quad ۴۰-۳$$

۳-۱ سیال کاری

تاکنون مطالعات بسیاری در مورد انتخاب سیال کاری مناسب برای سیکل ارگانیک رانکین صورت گرفته است اما همان‌طور که در جدول (۳-۱) نشان داده شده است با وجود این مطالعات بسیار، سیال کاری واحدی، برای ORC معرفی نشده است. این موضوع به دلیل شرایط مختلفیست که در مقایسه‌ی سیالات، در نظر گرفته شده است از قبیل:

• فاکتورهای زیست‌محیطی سیالات همچون اشتعال پذیری، سمی بودن سیالات، ODP، GWP

و ...

• شرایط کاری مختلف (همچون بازه‌ی دمایی مختلف) که باعث بهینه شدن عملکرد سیالات

کاری مختلف می‌گردد.

- تغییر اهداف بهینه‌سازی سیکل با توجه به موارد استفاده‌ی آن (به‌طور مثال در CHP و یا بازیابی انرژی خورشیدی، معمولاً بیشینه کردن راندمان سیکل هدف اصلیست اما در بازیابی گرمای هدر رفته در صنایع، معمولاً هدف اصلی بیشینه کردن حرارت بازیاب شده و افزایش کار تولیدیست.

جدول (۱-۳): خلاصه‌ای از مطالعات صورت گرفته بر روی سیالات کاری

سیالات برگزیده	سیالات بررسی شده	دمای اواپراتور (°C)	دمای کندانسور (°C)	کاربرد	نویسنده
R113	R11, R113, R114	۱۲۰	۵۰ - ۳۰	WHR	Badr و همکاران [۳۴]
R123, R124	انتخاب بدون قید	۱۱۰ - ۸۰	۶۰ - ۳۵	-	V. Miazza و Miazza [۳۵]
Benzene, Toluene, R123	R123, isoPentane, HFE7100, Benzene, Toluene, P-xylene	۲۰۰ - ۱۵۰	۳۰	WHR	Liu و همکاران [۱۱]
Water, R245ca, isopentane	Water, R123, isopentane, R245ca, R245fa, butane, isobutene, R-152a	۱۵۰ - ۶۰ - ۱۵۰ ۲۶۰ برای آب	۵۵ (۱۰۰ برای آب)	ICE	Chammas و Clodic [۳۶]
ButylBenzene	ButylBenzene, Propylbenzene, Ethylbenzene, Toluene, OMTS	۳۵۰ - ۲۵۰	۹۰	زیست‌توده، CHP	Drescher Bruggemann و [۳۷]
Ammonia	Ammonia, nPentane, R123, PF5050	۹۰ - ۷۰	۳۰	زمین‌گرمایی	Hettiarchchi و همکاران [۱۳]
R123, nPentane	R245fa, R123, R134a, nPentane	۱۰۰ - ۶۰	۳۵	WHR	Lemort و همکاران [۳۸]
RE134, RE245, R600, R245fa, R245ca, R601	alkanes, fluorinated alkanes, ethers and fluorinated ethers	۱۰۰	۳۰	زمین‌گرمایی	Saleh و همکاران [۳۹]
Propylene, R227ea, R245fa	propylene, R227ea, RC318, R236fa, ibutane,	۱۱۵ - ۸۰	۲۵	زمین‌گرمایی	Borsukiewicz و همکاران [۴۰]

	R245fa				
R113	R113, R123, R245ca, Isobutane	۲۱۰-۱۰۰	۲۵	WHR	Mago و همکاران [۱۲]
R152a, R600, R600a, R290, R134a	Refrigerants	۱۰۰-۶۰	۳۵	خورشیدی	Tchanche و همکاران [۴۱]
n-dodecane	Water, n-pentane, HFE 7100, Cyclohexane, Toluene, R245fa, nDodecane, Isobutane	۲۳۰-۱۲۰	۴۵	خورشیدی	Facao و همکاران [۴۲]
R236ea	water, ammonia, butane, isobutane, R11, R123, R141b, R236ea, R245ca, R113	۱۴۵	۲۵	WHR	Dai و همکاران [۱۰]
Toluene, Benzene	Alkanes, Benzene, R113, R123, R141b, R236ea, R245ca, R245fa, R365mfc, Toluene	۱۲۰	۴۰	WHR	Desai و Bandyopadhyay [۴۳]
R113, R123	R600a, R245fa, R123, R113	۲۲۰-۸۰	۵۰	WHR	Gu و همکاران [۴۴]
Ethanol	R365mfc, Heptane, Pentane, R12, R141b, Ethanol	۱۷۰	۵۰	CHP	D. Mikielewicz و Mikielewicz [۱۸]
Benzene	R134a, R11, Benzene	۲۲۱-۹۶	۳۵	ICE, WHR	Vaja و Gambarotta [۴۵]
nhexane	RC318, R227ea, R113, isobutane, nbutane, nhexane, isopentane, neopentane, R245fa, R236ea, C5F12, R236fa	۱۴۰-۵۰	۳۰	-	Aljundi [۴۶]
R11, R141b, R113, R123, R245fa, R245ca	R245fa, R245ca, R236ea, R141b, R123, R114, R113, R11, Butane	۳۲۷	۸۷-۲۷	WHR	Wang و همکاران [۴۷]
R123	R12, R123, R134a, R717	۲۷۷	-	WHR	Roy و همکاران [۴۸]

با توجه به تنوع تحقیقات صورت گرفته پیرامون سیال کاری و معرفی سیالات متعدد به عنوان

سیال کاری مناسب، می‌توان به این نتیجه رسید سیالی که تمام خصوصیات مناسب را برای تمام نیازها در خود به همراه داشته باشد، تاکنون بدست نیامده است.

سیال کاری مناسب می‌بایست چنین خصوصیتی داشته باشد یا باعث چنین خصوصیتی در سیکل گردد:

- عملکرد ترمودینامیکی: راندمان سیکل یا کار خروجی سیکل، با توجه به دمای کارکرد اوپراتور و کندانسور، می‌بایست در بیشترین حالت ممکن قرار گیرد. این موضوع بستگی به خصوصیات ساختاری و ذاتی سیال کاری دارد از جمله: دمای بحرانی، گرمای ویژه، چگالی و غیره. البته با بدست آوردن مقدار بهینه‌ی تنها یکی از این خصوصیات، نمی‌توان به راحتی به عملکرد مناسب سیکل دست یافت، به‌طور مثال ممکن است سیال (الف) نسبت به سیال (ب) در فاز بخار، چگالی بالاتری داشته باشد و در نگاه اول این‌طور به نظر برسد که برای این سیال به توربین کوچک‌تری نیاز است اما از طرف دیگر به دلیل پایین بودن گرمای ویژه‌اش نسبت به سیال (ب)، آن مقدار جرم از بخار سیال (الف) کار کمتری در توربین تولید کند و همچنین گرمای کمتری را نیز در اوپراتور جذب کند و به سبب آن برای تولید کار مساوی در شرایط مساوی، سیکل مربوط به سیال (الف) نسبت به سیکل (ب) به توربین و مبدل حرارتی بزرگتری نیاز داشته باشد. همچون مثال ذکر شده، نمی‌توان به راحتی در مورد بدست آوردن مقدار بهینه‌ی خصوصیات ذاتی سیالات برای بدست آوردن بیشترین راندمان و کار تولیدی سیکل، اظهار نظر کرد و راه حل مناسب، شبیه سازی سیکل به‌وسیله‌ی مدل ترمودینامیکی و مقایسه‌ی عملکرد سیالات مختلف در سیکل است.

- مثبت بودن شیب و یا آیزنتروپیک بودن منحنی بخار اشباع: منفی بودن شیب منحنی بخار اشباع (در سیالات تر مثل آب) باعث تولید فاز مایع در توربین و خسارت به آن می‌شود به همین دلیل سیال می‌بایست در ورودی توربین سوپرهیت شود. در سیالات خشک با شیب منحنی بخار اشباع مثبت، IHE می‌تواند برای بالابردن راندمان سیکل مورد استفاده قرار

گیرد.

- بالابودن چگالی بخار: این پارامتر مخصوصا برای سیالاتی که در کندانسور فشار پایینی دارند بسیار مهم است. چگالی پایین به معنی دبی حجمی بالاست و پیرو آن افت فشار در مبدل‌های حرارتی افزایش پیدا کرده و می‌بایست سایز مبدل افزایش پیدا کند و هزینه‌ها بالاتر خواهد رفت.
- لزجت پایین: پایین بودن لزجت سیال در فاز مایع و بخار باعث کم شدن اصطکاک در مبدل‌های حرارتی و همچنین افزایش انتقال حرارت می‌گردد.
- بالا بودن رسانش حرارتی سیال: این پارامتر باعث افزایش ضریب انتقال حرارت در مبدل‌ها می‌گردد.
- قابل قبول بودن فشار اواپراتور در دمای کارکرد: اگر فشار در اواپراتور بیش از حد زیاد باشد (همچون استفاده از آب به عنوان سیال کاری) ممکن است باعث افزایش هزینه‌ها و پیچیدگی سیکل گردد.
- مثبت بودن فشار کندانسور نسبت به فشار اتمسفر: برای جلوگیری از ورود هوا به سیکل، کمترین فشار در سیکل می‌بایست از فشار اتمسفر بیشتر باشد.
- پایداری شیمیایی در دمای بالا: برخلاف آب، سیالات ارگانیک معمولا در دماهای بالا تجزیه شده و رو به زوال می‌روند. از این رو بیشترین دمای منبع حرارتی با توجه به پایداری شیمیایی سیال کاری، محدود می‌شود.
- نقطه‌ی ذوب پایین: نقطه‌ی ذوب سیال می‌بایست از پایین‌ترین دمای محیط در طول سال پایین‌تر باشد تا از یخ زدگی سیال کاری جلوگیری شود.
- خوردگی سیال: سیالی بهتر است که با مواد بکار رفته در اجزاء سیکل سازگاری داشته باشد و خوردنده نباشد.
- ایمنی بالای سیال: ایمنی سیال شامل دو پارامتر است، مقدار سمی بودن و مقدار اشتعال

پذیر بودن. برای یافتن اطلاعات در مورد این دو پارامتر می‌توان به دسته‌بندی سیالات توسط ASHRAE مراجعه کرد. در این دسته‌بندی A نشانه‌ی سمی بودن کم، B نشانه‌ی سمی بودن زیاد، عدد ۱ نشانه‌ی اشتعال پذیر نبودن، عدد ۲ نشانه‌ی اشتعال پذیری پایین و عدد ۳ نشانه‌ی اشتعال پذیری بالاست. به‌طور مثال R123 در دسته‌ی B1 قرار دارد یعنی بسیار سمی و غیر قابل اشتعال.

- پتانسیل آسیب به لایه‌ی ازن (ODP): مقدار ODP سیالات با ODP سیال R11 سنجیده می‌شود اگر مقدار ODP سیال R11 برابر با یک واحد باشد. به دلیل ممنوعیت استفاده از سیالات با پتانسیل تخریب لایه‌ی ازن در پروتکل منترال^۱، سیالاتی که امروزه استفاده می‌شود معمولا ODP صفر یا نزدیک به صفر دارند.

- پتانسیل گرمایش گلخانه‌ای (GWP): مقدار GWP سیالات با مقدار GWP گاز CO₂ سنجیده می‌شود اگر GWP گاز CO₂ برابر با یک واحد باشد.

- مدت زمان بازگشت به طبیعت^۲ (ATL): هرچه این مدت کوتاه‌تر باشد بهتر است مخصوصا برای سیالاتی که برای محیط زیست مضر هستند، کوتاهی این مدت مهم‌تر است.

- دسترسی آسان و قیمت پایین: سیالاتی که پیش از این در صنایع سرمایشی و صنایع شیمیایی کاربرد داشته‌اند می‌توانند از لحاظ دسترسی آسان و قیمت پایین گزینه‌های خوبی برای استفاده در ORC باشند.

گستره‌ی سیالاتی که می‌توانند در ORC مورد استفاده قرار گیرند بسیار وسیع است اما معمولا از سیالاتی استفاده شده و یا بر روی سیالاتی بیشتر مطالعه شده که از لحاظ خصوصیات ذکر شده در وضعیت بهتری قرار داشته باشند. در جدول (۲-۳) خصوصیات تعدادی از سیالات، از لحاظ ترمودینامیکی، ایمنی و زیست محیطی نشان داده شده است [۵۲،۵۱،۵۰،۴۹،۴۱،۲۵،۱۵].

¹ - Montreal Protocol

² - Atmospheric LifeTime

جدول (۲-۳): مشخصات تعدادی از سیالات

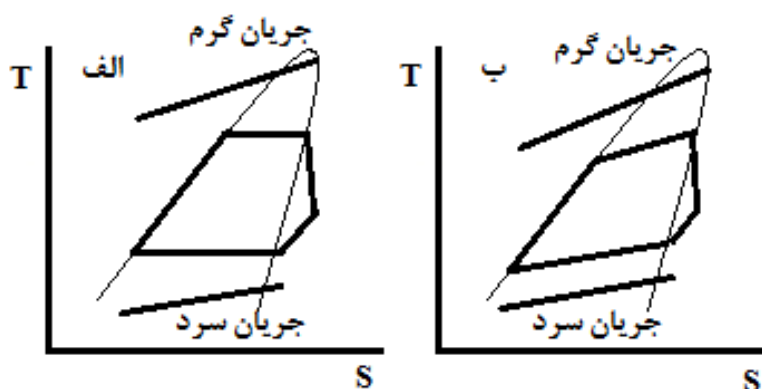
GWP (۱۰۰)	ODP	ALT (سال)	درجه ایمنی Ashrae	فشار بحرانی (MPa)	دمای بحرانی (K)	نقطه‌ی جوش (K)	جرم مولکولی (kg/kmol)	سیال
4750	1	45	A1	4.408	471.16	296.91	137.37	R11
6130	1	85	A1	3.392	487.21	320.74	187.38	R113
10040	1	300	A1	3.289	418.9	276.8	170.92	R114
7370	0.44	17	A1	3.12	353.15	234.26	154.47	R115
10890	1	100	A1	4.114	385.2	243.4	120.91	R12
77	0.02	1.3	B1	3.662	456.83	300.97	152.93	R123
609	0.02	5.8	A1	3.624	395.48	261.24	136.48	R124
1430	0	14	A1	4.059	374.21	247.08	102.03	R134a
725	0.11	9.3	_	4.46	479.96	305.2	116.95	R141b
2310	0.06	17.9	A2	4.07	410.26	264	100.5	R142b
4470	0	52	A2	3.761	345.91	225.96	84.04	R143a
124	0	1.4	A2	4.516	386.41	249.13	66.05	R152a
8830	0	2600	A1	2.671	345.15	236.37	188.02	R218
1810	0.05	12	A1	4.99	369.35	232.39	86.47	R22
3220	0	34.2	A1	2.926	374.8	256.7	170.03	R227ea
1370	0	10.7	_	3.502	412.44	279.34	152.04	R236ea
9810	0	240	A1	3.2	398.07	271.71	152.04	R236fa
693	0	6.2	_	3.925	447.57	298.28	134.05	R245ca
1030	0	7.6	B1	3.64	427.2	288.05	134.05	R245fa
20	0	0.041	A3	4.247	369.88	231.1	44.1	R290
675	0	4.9	A2	5.784	351.31	221.5	52.02	R32
1800	0	_	A1	4.597	359.99	229.6	86.2	R407c
8100	0.738	_	A1	4.455	378.7	239.6	99.3	R500
20	0	0.018	A3	3.793	425.13	272.6	58.122	R600,(nbutane)
20	0	0.019	A3	3.64	407.82	261.48	58.122	R600a,(isobutene)
11	0	0.01	_	3.37	469.7	309.21	72.149	R601,(npentane)
0	0	_	A3	3.378	460.35	300.98	72.15	R601a,(isopentane)
_	_	_	_	4.52	511.7	322	70.1	Cyclopentane
0	0	_	_	3.034	507.82	341.86	86.18	n-hexane
_	_	_	_	3.04	497.8	333	86.18	Iso-hexane
_	_	_	A3	4.075	553.7	357.36	84.16	Cyclohexane
_	_	_	_	4.52	591.8	383.3	92.1	Toluene
_	_	_	_	6.148	514	351.6	46.07	Ethanol

-	-	-	-	8.104	513.4	337.6	32.04	Methanol
1	0	0.015	A3	5.341	400.35	248.39	46.07	E170
<1	0	0.01	B2	11.333	405.5	239.9	17.07	R717,(ammonia)
-	-	-	A1	22.06	647.1	373.2	18	R718,(Water)

۱-۱-۳ سیال کاری مخلوط دوجزیبی

مزیت استفاده از سیال دوجزیبی با خاصیت زئوتروپیک (سیالی که شیب دمایی در تغییر فازش، بین دو دماییست که دو سیال خالص تشکیل دهنده‌ی آن، در آن دماها تغییر فاز می‌دهند.) نسبت به سیالات خالص در این است که، در فشار ثابت، در یک شیب دمایی تغییر فاز می‌دهد. از این رو مطابقت دمایی آن با جریان منبع گرم و سرد در چگالنده و تبخیرکننده بهتر صورت می‌گیرد و کاهش اختلاف دمایی موجب کاهش اتلاف انرژی می‌گردد. در شکل (۳-۶) این موضوع نشان داده شده است.

لازم به ذکر است شیب دمایی زیاد در تغییر فاز ممکن است باعث مقداری جدایی اجزاء مخلوط از یکدیگر شده و موجب تغییر درصد مولی اجزاء، در تبخیرکننده یا چگالنده گردد [۲۲] اما در کار حاضر فرض شده درصد مولی اجزاء مخلوط در تمام نقاط سیکل یکسان است.



شکل (۳-۶): نمودار دما-آنترپی برای (الف): سیال خالص (ب): سیال مخلوط

فصل چهارم: مطالعه موردی

۱-۴ مقدمه

هدف کلی از این تحقیق، تحلیل‌های ترمودینامیکی مختلف به منظور بهبود عملکرد سیکل ارگانیک رانکین است. برای رسیدن به این هدف نیاز است تحلیل‌ها بسیار جامع و گسترده و اثرات تغییر پارامترهای زیادی بر روی عملکرد سیکل مورد بررسی قرار گیرد. با توجه به کارهای پیشین این پارامترها را می‌توان به دسته‌های کلی زیر تقسیم کرد: (نمونه‌هایی از کارها در فصل دوم معرفی شدند)

- منبع گرم و سرد: کارهای بسیاری در بازه‌های دمایی مختلف عملکرد سیکل را مورد بررسی قرار داده‌اند. اما کارهای اندکی همچون مراجع [۲۵] و [۲۴] در مطالعه‌ی دقیق‌تر، علاوه بر تغییر دمای ورودی جریان گرم، دمای خروجی جریان گرم را نیز از همان ابتدا (متناظر با دمای ورودی جریان گرم) ثابت در نظر گرفته و با توجه به حرارت و انحرافی ثابتی که توسط سیکل تحت بازیابی قرار گرفته، عملکرد سیکل را مورد بررسی قرار داده‌اند.
 - سیال کاری: کارهای بسیاری سیالات کاری مختلفی را در نظر گرفته و بر روی آثار هرکدام بر عملکرد سیکل مطالعه کرده‌اند. اما به نسبت کارهایی که بر روی سیالات خالص صورت گرفته، کارهای اندکی همچون مراجع [۲۱]، [۲۲]، [۲۳] و [۲۵] سیالات مخلوط (با خاصیت ژئوتروپیک) را مورد بررسی قرار داده‌اند.
 - پیکربندی: در کارهای مختلف معمولاً پیکربندی یا ساده بوده و یا مبدل حرارتی داخلی به پیکربندی ساده اضافه شده است. در بعضی از کارها همچون مراجع [۲۳] و [۲۵] آثار استفاده از IHE مورد مطالعه قرار گرفته است. استفاده از IHE در بعضی از شرایط مناسب و در بعضی از شرایط نامناسب است. کارهای اندکی به پیکربندی پیچیده‌تر پرداخته‌اند.
 - شرایط کارکرد: در بعضی از کارها آثار شرایط کارکرد همچون آثار مقدار سوپرهیت کردن و یا آثار مقدار اختلاف دمای پینچ در مبدل‌ها و ... مورد بررسی قرار گرفته است.
- با توجه به دسته بندی فوق و مطالعات صورت گرفته در کارهای پیشین، در کار حاضر در حالی که

دمای ورودی و خروجی جریان منبع حرارتی ثابت در نظر گرفته شده است پارامترهای زیر مورد بررسی قرار گرفته‌اند:

- استفاده و عدم استفاده از مبدل حرارتی داخلی در پیکربندی سیکل
 - تاثیر استفاده از سیالات کاری مخلوط و زئوتروپیک نسبت به سیالات خالص
 - تاثیر دماهای متفاوت در ورودی جریان منبع حرارتی
 - تاثیر شیب‌های دمایی متفاوت در جریان منبع حرارتی
 - تاثیر شیب‌های دمایی متفاوت سیال کاری مخلوط هنگام تغییر فاز در اواپراتور و کندانسور
 - تاثیر سوپرهیت کردن سیال کاری در ورودی توربین
- تغییر پارامترهای فوق شرایط عملکردی متفاوتی را در سیکل به وجود می‌آورد، عملکرد سیکل با توجه به موارد زیر مورد بررسی قرار گرفته است:

- بررسی عملکرد سیکل و اجزاء از لحاظ انرژی و اگزرژی
- بررسی شرایطی که راندمان را بیشینه می‌کند
- بررسی شرایطی که کار خروجی تولیدی را بیشینه می‌کند
- بررسی پارامترهای دیگر همچون پارامترهای اقتصادی، نسبت فشار پمپ، نسبت حجم توربین، شیب دمایی در تبخیر و چگالش سیال مخلوط و ...

لازم به ذکر است هرچند Mago و همکاران [۱۲] گزارشی در مورد عدم نیاز سیالات خشک به سوپرهیت شدن در ورودی توربین و بالا نرفتن راندمان در شرایط سوپرهیت، نسبت به شرایط بخار اشباع، منتشر کردند، اما در تحقیق حاضر به دلیل اینکه سوپرهیت کردن سیال می‌تواند بعضی از پارامترهای سیکل را مثل فشار بیشینه‌ی سیکل، دبی حجمی بخار ورودی به توربین و ... را تغییر دهد و با توجه به اینکه تغییر چنین پارامترهایی ممکن است برای سازندگان سیکل در انتخاب اجزاء مثل پمپ، اکسپندر و ... مهم و مفید باشد، پارامتر سوپرهیت کردن سیال کاری نیز به تحقیق اضافه شده است. از طرف دیگر Mago و همکاران [۱۲] مطالعه‌ای بر روی تاثیر سوپرهیت کردن سیال کاری

مخلوط (ژئوتروپیک) صورت نداده‌اند.

۲-۴ بیان و بررسی مسئله

۱-۲-۴ سیال کاری

سیالات کاری استفاده شده در این تحقیق را می‌توان به دو قسمت سیالات خالص و سیالات مخلوط دسته بندی نمود. با توجه به محدودیت دمای بحرانی هر سیال و به منظور ماندن سیالات زیر نقطه‌ی بحرانشان در تبخیرکننده، سیالات انتخاب شده برای بررسی عملکرد سیکل، در هر دمای جریان ورودی منبع حرارتی، متفاوت می‌باشند. با توجه به اینکه در تحقیق حاضر برای دماهای ورودی جریان منبع حرارتی ۱۷۰، ۱۵۰ و ۱۳۰ °C بررسی صورت گرفته است در جدول (۱-۴) و جدول (۲-۴) به ترتیب سیالات مخلوط و خالص بررسی شده برای جریان منبع حرارتی با دمای ورودی ۱۷۰ °C در جدول (۳-۴) و جدول (۴-۴) به ترتیب سیالات خالص و مخلوط بررسی شده برای جریان منبع حرارتی با دمای ورودی ۱۵۰ °C و در جدول (۵-۴) و جدول (۶-۴) نیز به ترتیب سیالات خالص و مخلوط بررسی شده برای جریان منبع حرارتی با دمای ورودی ۱۳۰ °C نشان داده شده است. سیالات خالص تشکیل دهنده‌ی سیالات مخلوط نیز در قسمت سیالات خالص به صورت تکراری آورده شده‌اند تا مقایسه‌ی بین سیالات خالص بهتر انجام گیرد. سیالات کاری مخلوط بر اساس اختلاف دمایی دمای بحرانی سیالات تشکیل دهنده‌شان و سیالات خالص بر اساس دمای بحرانشان مرتب شده‌اند. هر چه اختلاف دمای بین دمای بحرانی سیالات تشکیل دهنده‌ی سیال کاری مخلوط بیشتر باشد آن سیال کاری شیب بیشتری در هنگام تغییر فاز خواهد داشت.

جدول (۱-۴): جدول سیالات مخلوط بررسی شده برای دمای ورودی جریان حرارتی ۱۷۰ °C

شماره‌ی سیال کاری	سیال تشکیل دهنده‌ی اول			سیال تشکیل دهنده‌ی دوم		
سیال	دمای جوش	دمای فشار	سیال	دمای جوش	دمای فشار	سیال
مخلوط	در ۱ bar	بحرانی	بحرانی	در ۱ bar	بحرانی	بحرانی

(MPa)	(K)	(K)		(MPa)	(K)	(K)		
۳/۴	۴۶۰/۳۵	۳۰۰/۹۸	Isopentane	۳	۴۹۷/۸	۳۳۳	Isohexane	۱
۳/۴	۴۶۹/۷	۳۰۹/۲۱	N-Pentane	۳	۵۰۷/۸۲	۳۴۱/۸۶	N-Hexane	۲
۳/۶	۴۲۷/۲	۲۸۸/۰۵	R245fa	۳/۴	۴۶۹/۷	۳۰۹/۲۱	N-Pentane	۳

جدول (۲-۴): جدول سیالات خالص بررسی شده برای دمای ورودی جریان حرارتی ۱۷۰ °C

شماره‌ی سیال کاری	سیال	دمای جوش در ۱ bar (K)	دمای بحرانی (K)	فشار بحرانی (MPa)
۱	Isopentane	۳۰۰/۹۸	۴۶۰/۳۵	۳/۴
۲	N-Pentane	۳۰۹/۲۱	۴۶۹/۰۷	۳/۴
۳	Isohexane	۳۳۳	۴۹۷/۸	۳
۴	N-Hexane	۳۴۱/۸۶	۵۰۷/۸۲	۳

جدول (۳-۴): جدول سیالات مخلوط بررسی شده برای دمای ورودی جریان حرارتی ۱۵۰ °C

شماره‌ی سیال کاری مخلوط	سیال تشکیل دهنده‌ی اول				سیال تشکیل دهنده‌ی دوم			
	سیال	دمای جوش در ۱ bar (K)	دمای بحرانی (K)	فشار بحرانی (MPa)	سیال	دمای جوش در ۱ bar (K)	دمای بحرانی (K)	فشار بحرانی (MPa)
۱	Isopentane	۳۰۰/۹۸	۴۶۰/۳۵	۳/۴	N-Butane	۲۷۲/۶	۴۲۵/۱۳	۳/۸
۲	Isohexane	۳۳۳	۴۹۷/۸	۳	Isopentane	۳۰۰/۹۸	۴۶۰/۳۵	۳/۴
۳	N-Hexane	۳۴۱/۸۶	۵۰۷/۸۲	۳	N-Pentane	۳۰۹/۲۱	۴۶۹/۷	۳/۴
۴	N-Pentane	۳۰۹/۲۱	۴۶۹/۷	۳/۴	R245fa	۲۸۸/۰۵	۴۲۷/۲	۳/۶
۵	N-Pentane	۳۰۹/۲۱	۴۶۹/۷	۳/۴	N-Butane	۲۷۲/۶	۴۲۵/۱۳	۳/۸
۶	Isopentane	۳۰۰/۹۸	۴۶۰/۳۵	۳/۴	Isobutane	۲۶۱/۴۸	۴۰۷/۸۲	۳/۶
۷	N-Pentane	۳۰۹/۲۱	۴۶۹/۷	۳/۴	Isobutane	۲۶۱/۴۸	۴۰۷/۸۲	۳/۶

جدول (۴-۴): جدول سیالات خالص بررسی شده برای دمای ورودی جریان حرارتی ۱۵۰ °C

شماره‌ی سیال کاری	سیال	دمای جوش در ۱ bar (K)	دمای بحرانی (K)	فشار بحرانی (MPa)
۱	Isobutane	۲۶۱/۴۸	۴۰۷/۸۲	۳/۶
۲	R142b	۲۶۴	۴۱۰/۲۶	۴/۱
۳	R236ea	۲۷۹/۳۴	۴۱۲/۴۴	۳/۵
۴	N-Butane	۲۷۲/۶	۴۲۵/۱۳	۳/۸

۳/۶	۴۲۷/۲	۲۸۸/۰۵	R245fa	۵
۳/۹	۴۴۷/۵۷	۲۹۸/۲۸	R245ca	۶
۳/۷	۴۵۶/۸۳	۳۰۰/۹۷	R123	۷
۳/۴	۴۶۰/۳۵	۳۰۰/۹۸	Isopentane	۸
۳/۴	۴۶۹/۷	۳۰۹/۲۱	N-Pentane	۹
۴/۵	۴۷۹/۹۶	۳۰۵/۲	R141b	۱۰
۳	۴۹۷/۸	۳۳۳	Isohexane	۱۱
۳	۵۰۷/۸۲	۳۴۱/۸۶	N-Hexane	۱۲

جدول (۴-۵): جدول سیالات مخلوط بررسی شده برای دمای ورودی جریان حرارتی 130°C

سیال تشکیل دهنده دوم				سیال تشکیل دهنده اول				شماره سیال کاری مخلوط
فشار بحرانی (MPa)	دمای بحرانی (K)	دمای جوش در ۱ bar (K)	سیال	فشار بحرانی (MPa)	دمای بحرانی (K)	دمای جوش در ۱ bar (K)	سیال	
۳/۸	۴۲۵/۱۳	۲۷۲/۶	N-Butane	۳/۴	۴۶۰/۳۵	۳۰۰/۹۸	Isopentane	۱
۳/۴	۴۶۰/۳۵	۳۰۰/۹۸	Isopentane	۳	۴۹۷/۸	۳۳۳	Isohexane	۲
۳/۶	۴۲۷/۲	۲۸۸/۰۵	R245fa	۳/۴	۴۶۹/۷	۳۰۹/۲۱	N-Pentane	۳
۳/۸	۴۲۵/۱۳	۲۷۲/۶	N-Butane	۳/۴	۴۶۹/۷	۳۰۹/۲۱	N-Pentane	۴
۳/۶	۴۰۷/۸۲	۲۶۱/۴۸	Isobutane	۳/۴	۴۶۰/۳۵	۳۰۰/۹۸	Isopentane	۵
۳/۶	۴۰۷/۸۲	۲۶۱/۴۸	Isobutane	۳/۴	۴۶۹/۷	۳۰۹/۲۱	N-Pentane	۶

جدول (۴-۶): جدول سیالات خالص بررسی شده برای دمای ورودی جریان حرارتی 130°C

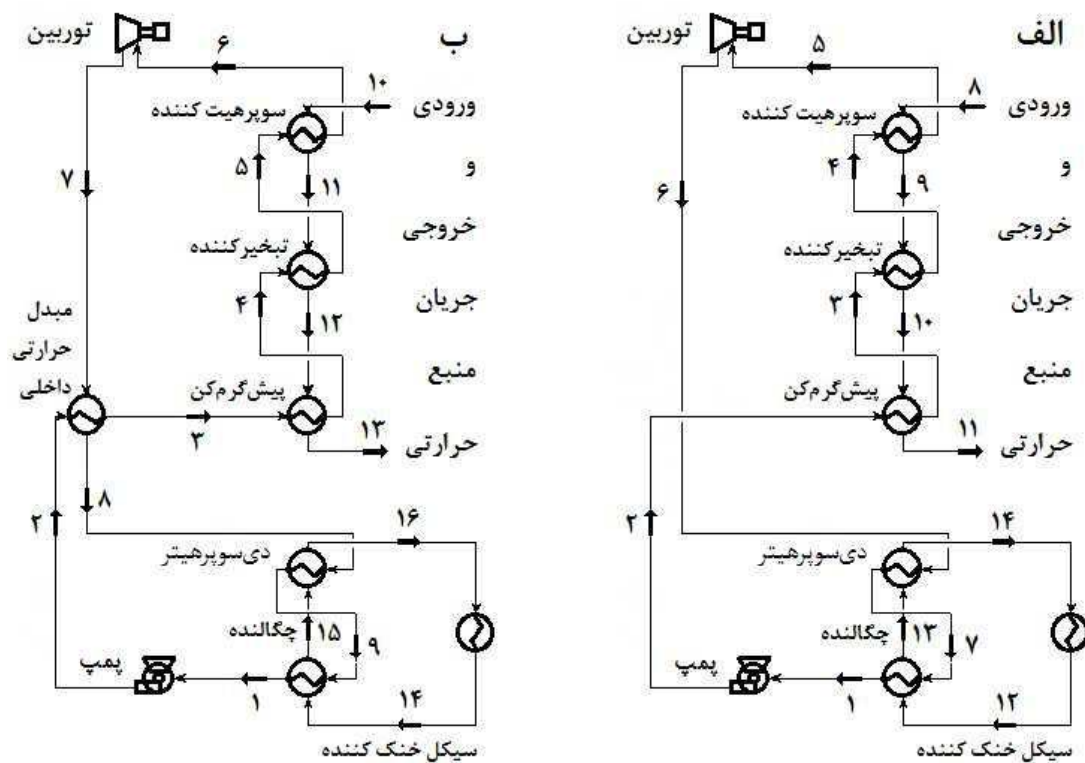
فشار بحرانی (MPa)	دمای بحرانی (K)	دمای جوش در ۱ bar (K)	سیال	شماره سیال کاری
۳/۶	۴۰۷/۸۲	۲۶۱/۴۸	Isobutane	۱
۴/۱	۴۱۰/۲۶	۲۶۴	R142b	۲
۳/۵	۴۱۲/۴۴	۲۷۹/۳۴	R236ea	۳
۳/۸	۴۲۵/۱۳	۲۷۲/۶	N-Butane	۴
۳/۶	۴۲۷/۲	۲۸۸/۰۵	R245fa	۵
۳/۹	۴۴۷/۵۷	۲۹۸/۲۸	R245ca	۶
۳/۷	۴۵۶/۸۳	۳۰۰/۹۷	R123	۷
۳/۴	۴۶۰/۳۵	۳۰۰/۹۸	Isopentane	۸

۳/۴	۴۶۹/۷	۳۰۹/۲۱	N-Pentane	۹
۴/۵	۴۷۹/۹۶	۳۰۵/۲	R141b	۱۰
۳	۴۹۷/۸	۳۳۳	Isohexane	۱۱

اگر پارامتر λ درصد مولی سیال تشکیل دهنده‌ی دوم در مخلوط باشد، مطالعه‌ی صورت گرفته در تحقق حاضر بر روی λ هایی از ۰ تا ۱۰۰ و با فواصل ۱۰ تایی انجام شده است بنابراین به ازای $\lambda=0$ ، سیال حاصل سیال تشکیل دهنده‌ی اول خواهد بود و به ازای $\lambda=100$ سیال حاصل، سیال تشکیل دهنده‌ی دوم خواهد گردید. همچنین همان‌طور که قبلاً گفته شد نیز فرض شده است درصد مولی اجزاء مخلوط در تمام سیکل یکنواخت و یکسان است.

۲-۲-۴ سیکل

مطابق شکل (۱-۴)، دو نوع پیکربندی در تحقیق لحاظ شده است، پیکربندی اول سیکلی ساده متشکل از پمپ، پیش‌گرم‌کن، تبخیرکننده، سوپرهیت کننده، توربین و دی‌سوپرهیتر و چگالنده است، در پیکربندی دوم نیز مبدل حرارتی داخلی به پیکربندی اول اضافه شده است تا از این طریق آثار مبدل حرارتی داخلی نیز در عملکرد سیکل سنجیده شود. همان‌طور که در شکل (۱-۴-ب) نشان داده شده است، ابتدا پمپ فشار سیال کاری را افزایش داده و سپس سیال در مبدل حرارتی داخلی، حرارت موجود در سیال خروجی از توربین را بازیابی کرده و سپس وارد پیش‌گرم‌کن می‌شود، در پیش‌گرم‌کن سیال به وضعیت مایع اشباع می‌رسد و پس از آن در تبخیرکننده تغییر فاز داده و در وضعیت بخار اشباع قرار می‌گیرد، سپس در سوپرهیت کننده به مقدار دلخواه سوپرهیت شده و پس از آن وارد توربین می‌شود. سیال کاری پس از انبساط در توربین به بخار سوپرهیت در فشار و دمای پایین‌تر تبدیل می‌گردد (به دلیل مثبت بودن شیب منحنی بخار اشباع در نمودار دما-آنترپوی سیالات کاری انتخابی) و سپس به این شرط که تغییر فازی صورت نگیرد، مقداری از حرارت خود را در



شکل (۴-۱): پیکربندی سیکل (الف): ساده. (ب): همراه با مبدل حرارتی داخلی

مبدل حرارتی داخلی از دست داده و سپس وارد دی سوپرهیتر شده، و در صورتی که سیال کاری هنوز سوپرهیت باشد در این تجهیز، بخار اشباع شده و در نهایت در چگالنده تا قرارگیری در وضعیت مایع اشباع خنک می‌شود.

لازم به ذکر است در مدل‌سازی روند سوپرهیت کردن سیال کاری در سوپرهیت کننده از 0°C تا 40°C به فواصل 5°C در نظر گرفته شده است البته به شرطی که سوپرهیت کردن سیال کاری ورودی به توربین باعث تغییر فاز سیال کاری در مبدل حرارتی داخلی نگردد.

در کار حاضر برای بررسی و مقایسه‌ی مقدار راندمان و مقدار کار تولیدی، در شیب‌های مختلف جریان حرارتی، چندین دمای ورودی و دمای خروجی برای جریان گرم در نظر گرفته شده است. مطابق جدول (۴-۷) این مقادیر را می‌توان به سه بخش تقسیم کرد. در بخش اول دمای ورودی 170°C ، بخش دوم 150°C و در بخش سوم 130°C می‌باشد. دمای خروجی نیز با فواصل دمایی 20°C از

دمای ورودی تا 70°C در نظر گرفته شده است.

ماده‌ی جریان حرارتی برای بخش اول، آب در فشار ۱۲ bar و برای بخش دوم و سوم نیز آب در فشار ۷ bar می‌باشد. در تمام بخش‌ها نیز دبی آب 15 kg/s در نظر گرفته شده است.

انتخاب آب به عنوان سیال حامل حرارت جریان منبع حرارتی می‌تواند نتایج تحقیق را برای کاربرد ORC در انرژی زمین‌گرمایی مناسب گرداند اما با فرض اینکه تغییرات C_p آب در دماهای مختلف با تغییرات C_p سیالات دیگر همچون گاز دودکش در همان دماها برابر باشد می‌توان از این نتایج در استفاده از بازیابی حرارت از گاز دودکش و یا سیالات دیگر نیز استفاده نمود. البته قید در نظر گرفته شده یعنی ثابت بودن شرایط جریان منبع حرارتی در کاربردهایی که دمای خروجی جریان منبع حرارتی می‌بایست محدود گردد همچون استفاده از سیکل ارگانیک رانکین از منابع خورشیدی و یا در تولید همزمان برق و حرارت، می‌تواند مفید باشد.

جدول (۷-۴): دمای ورودی و خروجی جریان منبع حرارتی

دمای خروجی ($^{\circ}\text{C}$)		دمای ورودی ($^{\circ}\text{C}$)			
پنجم	چهارم	سوم	دوم	اول	
۷۰	۹۰	۱۱۰	۱۳۰	۱۵۰	۱۷۰
-	۷۰	۹۰	۱۱۰	۱۳۰	۱۵۰
-	-	۷۰	۹۰	۱۱۰	۱۳۰

به غیر از شرایط دمای منبع حرارتی و دما و فشار محیط (به منظور تحلیل انرژی)، بقیه مقادیر قیود و شرایط استفاده شده در شبیه‌سازی سیکل از کار Chys و همکاران [۲۵] استخراج شده است. این مقادیر در جدول (۸-۴) نشان داده شده‌اند.

جدول (۸-۴): مقادیر قیود استفاده شده در شبیه‌سازی سیکل

شرایط	پارامترهای عمل کرد
آب	ماده‌ی جریان منبع سرد

۴	فشار جریان منبع سرد (bar)
۲۵	دمای ورودی جریان سرد (°C)
۳۵	دمای خروجی جریان سرد (°C)
۲۵	دمای محیط (°C)
۱	فشار محیط (bar)
۸۰	راندمان آیزنتروپیک پمپ (%)
۶۵	راندمان آیزنتروپیک توربین (%)
۲۰	پینچ در تبخیرکننده (°C)
۱۰	پینچ در چگالنده (°C)
۱۵	پینچ در مبدل حرارتی داخلی (°C)

۳-۲-۴ روش حل

روش بررسی عملکرد سیکل ارگانیک رانکین می‌تواند به منظور اهداف خاصی صورت پذیرد، دو دیدگاه کلی در اهداف بررسی تعیین کننده‌اند:

۱- بررسی رفتار و بهینه‌سازی پارامترهای هدف در سیکل انتخابی بدون توجه کامل به جریان منبع حرارتی، در این دیدگاه خود سیکل مورد بررسی دقیق قرار می‌گیرد.

۲- ابتدا انتخاب تمام ویژگی‌های جریان منبع حرارتی و سپس بررسی عملکرد سیکل در شرایط مفروض جریان منبع حرارتی، در این دیدگاه عملکرد سیکل تابعی از ویژگی‌های منبع حرارتیست و پارامترهای سیکل با توجه به ویژگی‌های منبع حرارتی بهینه می‌شوند.

در کارهای متداول معمولاً دیدگاه اول مورد نظر بوده و تحلیل خود سیکل بررسی شده است، بدین ترتیب معمولاً دما و فشار سیال کاری ورودی به توربین به منظور بهینه کردن پارامتر هدف مورد نظر، بدست آمده و پس از بدست آوردن مقادیر مناسب دما و فشار، تحلیل اختلاف دمای پینچ در اواپراتور برای بدست آوردن دبی و دمای خروجی جریان منبع حرارتی انجام می‌گیرد. نتایج بدست آمده از بهینه‌سازی پارامتر هدف، توسط این دیدگاه به دلیل اینکه ویژگی‌های جریان منبع حرارتی در طول بهینه‌سازی ثابت نبوده است نمی‌تواند به مهندسين برای طراحی سیکل ارگانیک رانکین برای جریان

منبع حرارتی‌ای خاص کمک کند. اما در کارهایی که پارامتر هدف توسط دیدگاه دوم و با ثابت گرفتن جریان منبع حرارتی (از همان ابتدا و همواره در طول بهینه‌سازی) بهینه شده است به مهندسی این امکان را می‌دهد تا برای جریان منبع حرارتی‌ای خاص، مناسب‌ترین سیکل ارگانیک رانکین را طراحی کنند.

از جمله کارهایی که تحلیلشان را بر مبنای دیدگاه دوم استوار ساخته‌اند می‌توان به کار Chen و همکاران [۲۴] و کار Chys و همکاران [۲۵] اشاره کرد.

به دلیل اینکه همواره دمای ورودی و خروجی جریان منبع حرارتی و جریان خنک کننده می‌بایست از ابتدا ثابت و مشخص باشد و در طول بهبود عملکرد و بررسی رفتار سیکل، می‌بایست نقاط دمایی سیکل با توجه به اختلاف دمای پینچ و دمای نقاط جریان منبع حرارتی، همواره در نقطه‌ی درست قرار گرفته باشند، الگوریتم بکاربرده شده در تحلیل سیکل کمی پیچیده خواهد بود.

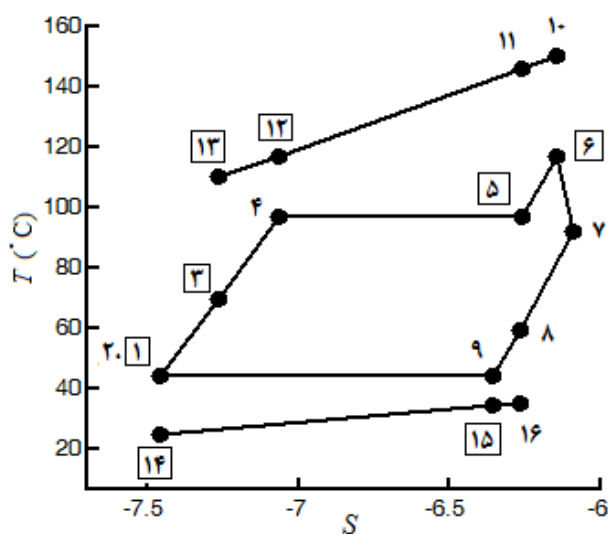
به منظور لحاظ شرط ثابت بودن دمای ورودی و خروجی و دبی جریان منبع حرارتی، Chen و همکاران [۲۴] روشی نوین ارائه دادند، آن روش بر اساس فرض ثابت بودن گرمای ویژه‌ی سیال حامل حرارت جریان منبع حرارتی و تشابهات هندسی بدست آمده در نمودار T-Q در اواپراتور بنا شده و از طریق تکرار الگوریتم و حدس‌های مکرر فشار بیشینه‌ی سیکل، تا حد مناسبی نزدیک شدن به مقدار صحیح دما و فشار بیشینه‌ی سیکل در اواپراتور قابل دسترس است.

در کار Chys و همکاران [۲۵] نیز دمای ورودی و خروجی و دبی جریان منبع حرارتی ثابت در نظر گرفته شده و بهینه‌سازی بر اساس روش گرادیان کاهش یافته‌ی عمومی [۵۳] با تیرانس 10^{-4} انجام گرفته است. لازم به ذکر است Chys و همکاران [۲۵]، نیز کار خود را با نتایج حاصل از نرم‌افزار شبیه‌سازی Cycle-Tempo [۵۴] مقایسه و راستی‌سنجی نموده‌اند.

در کار حاضر نیز برای لحاظ شرط ثابت بودن دمای ورودی و خروجی و دبی جریان منبع حرارتی، روشی کارآمد طراحی شده است.

در این روش مطابق شکل (۴-۲) که به عنوان نمونه، نمودار دما-آنتروپی پیکربندی ب با سیال کاری

پنتان نرمال خالص و 20°C سوپرهیت شدن سیال کاری در ورودی توربین، در جریان منبع حرارتی با دمای ورودی 150°C و خروجی 110°C با توجه به شکل (۴-۱-ب)، نشان داده شده است، با استفاده از حدس اولیه برای دمای ۸ نقطه از سیکل به عنوان داده‌های ورودی، باید در نهایت پس از تکرار حدس‌ها، سیکل در وضعیت طراحی مشخص شده در جدول (۴-۷) و جدول (۴-۸) قرار گیرد و مطابق جدول (۴-۹)، تکرار حدس هر ورودی تا جایی ادامه می‌یابد تا تنها شرط مورد نظر آن برقرار گردد. در نهایت پس از آنکه تمام ورودی‌ها اصلاح شدند، برقراری همزمان تمام شروط بررسی شده و در صورت عدم برقراری حتی یک شرط، تمام ورودی‌ها از نو اصلاح خواهند شد. لازم به ذکر است شروط مشخص شده در جدول (۴-۹) طوری طراحی شده‌اند تا با برقراری همزمان آنها سیکل با دقت یک صدم درجه‌ی سانتی‌گراد در وضعیت طراحی مشخص شده در جدول (۴-۷) و جدول (۴-۸) قرار گیرد.



شکل (۴-۲): نمودار دما-آنتروپی پنتان نرمال در پیکربندی ب، با 20°C سوپرهیت شدن آن در ورودی توربین و با دمای ورودی 150°C و خروجی 110°C جریان منبع حرارتی. نقاطی که در مربع قرار گرفته است داده‌های ورودی برای حل سیکل هستند.

جدول (۴-۹): ورودی‌ها و شروطی که می‌بایست برقرار شود. $T_{HF,in}$: دمای ورودی جریان منبع حرارتی. $T_{HF,out}$: دمای خروجی جریان منبع حرارتی. $T_{Superheat}$: مقدار درجه‌ی سوپرهیت شدن سیال کاری ورودی به توربین

شماره	ورودی ^(*)	شرط ^(*)
۱	T_{13}	$T_{13} = T_{HF,out}$
۲	T_{12}	$ T_{10} - T_{HF,in} < 0.01$
۳	T_5	$ T_{12} - T_4 - 20 < 0.01$
۴	T_6	$ T_6 - T_5 - T_{Superheat} < 0.01$
۵ ^(**)	T_3	$ \min[(T_7 - T_3), (T_8 - T_2)] - 15 < 0.01$
۶	T_1	$ \min[(T_1 - T_{14}), (T_9 - T_{15})] - 10 < 0.01$
۷	T_{15}	$ T_{16} - 35 < 0.01$
۸	T_{14}	$T_{14} = 25$

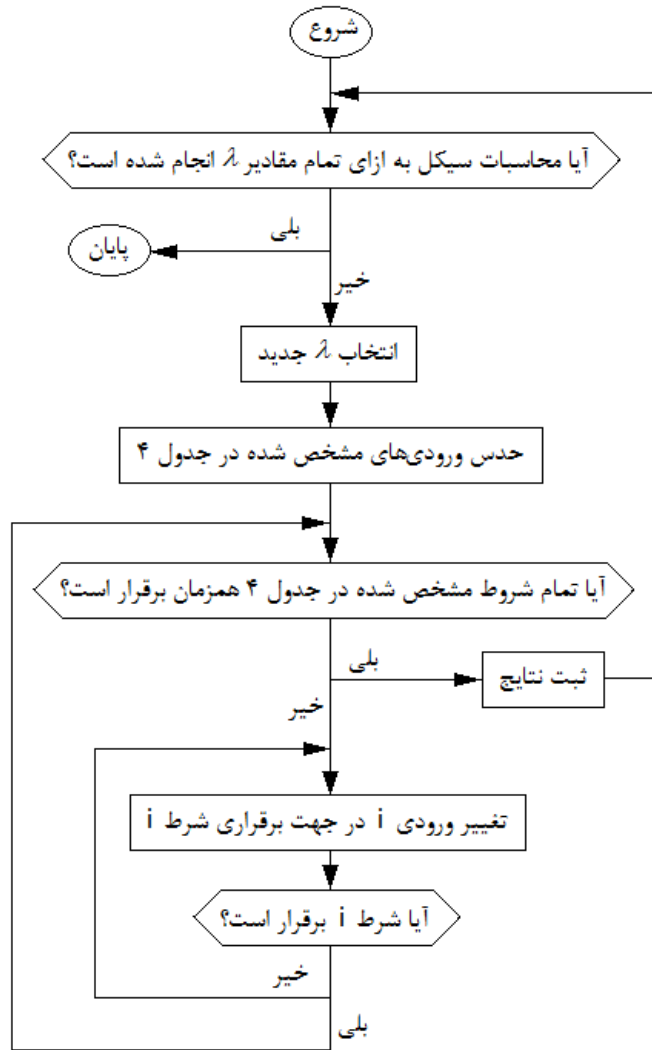
$T^{(*)}$ به معنای دماست. تمام دماها و اعداد به کار رفته بر حسب درجه‌ی سانتی‌گراد می‌باشد.

$T^{(**)}$ در صورت تغییر فاز سیال کاری در مبدل حرارتی داخلی، برای جلوگیری از آن، اختلاف دمای پینچ بیشتر از 15°C در نظر گرفته می‌شود.

به ازای هر دمای ورودی و خروجی مشخص شده در جدول (۴-۷) و هر مقدار درجه‌ی سوپرهیت شدن سیال ورودی به توربین، الگوریتم حل در شکل (۴-۳) برای سیالات مخلوط نشان داده شده است. الگوریتم حل برای سیالات خالص نیز مشابه سیالات مخلوط بوده با این تفاوت که λ برای سیالات خالص تنها $\lambda = 100$ تعریف می‌شود.

برخی از نکات مهم در مورد روش حل و الگوریتم بکار رفته به این شرح است:

- دمای ورودی و خروجی جریان منبع حرارتی مطابق جدول (۴-۷)، دبی جریان منبع حرارتی، دمای ورودی و خروجی جریان خنک کننده و مقدار درجه‌ی سوپرهیت کردن سیال کاری در سوپرهیت کننده از 0°C تا 40°C به فواصل 5°C ، از ابتدا در الگوریتم مفروض است.
- دمای ورودی و خروجی سیال خنک کننده در تمام حالت‌ها در 25°C و 35°C ثابت بوده اما دبی آن با توجه به حرارت منتقل شده به جریان سرد می‌تواند متفاوت باشد.
- بیشینه و کمینه‌ی دمای سیال کاری با توجه به دمای سیال حامل حرارت منبع حرارتی و دمای سیال خنک کننده، و با توجه به اختلاف دمای پینچ در تبخیرکننده و چگالنده تعیین می‌گردد. بیشینه و کمینه‌ی فشار نیز با توجه به حالت سیال و دمای نقاط تعیین می‌شود.



شکل (۴-۳): الگوریتم استفاده شده جهت یافتن مقادیر صحیح ورودی. مقادیر i با توجه به جدول (۴-۹) از یک تا هشت می‌باشد.

- با توجه به شیب دمایی سیال حامل حرارت منبع حرارتی و شیب دمایی سیال کاری مخلوط در تغییر فازش در تبخیرکننده، اختلاف دمای پینچ یا در ابتدای تبخیرکننده یا در انتهای آن قرار خواهد داشت.
- روند سوپرهیت کردن سیال کاری در سوپرهیت کننده تا جایی ادامه پیدا می‌کند که اختلاف دمای پینچ یا در ابتدای تبخیرکننده باشد یا در انتهای آن، به عبارت دیگر هیچ وقت نباید اختلاف دمای پینچ در انتهای سوپرهیت کننده قرار گیرد. در چنین شرایطی روند سوپرهیت

کردن سیال کاری متوقف خواهد شد.

- در مبدل حرارتی داخلی نباید تغییر فازی صورت گیرد، به عبارت دیگر سیال کاری مایع که از خروجی پمپ وارد مبدل حرارتی داخلی می‌شود نباید تا حدی حرارت دریافت کند که بخار تولید شود و همچنین سیال کاری بخار که از خروجی توربین وارد مبدل حرارتی می‌گردد نباید تا حدی حرارت از دست بدهد که مایع تولید شود. لازم به ذکر است در صورت سوپرهیت کردن سیال کاری به مقدار زیاد، سیال کاری خروجی از توربین نیز در دمای بالایی قرار گرفته و به همین دلیل می‌تواند در مبدل حرارتی داخلی، حرارت لازم برای بخار کردن مقداری از سیال مایع خارج شده از پمپ را (در مبدل حرارتی داخلی) حتی با توجه به اختلاف دمای پینچ، تامین کند. در چنین شرایطی روند سوپرهیت کردن در مدل‌سازی متوقف می‌گردد. همچنین برای سیال کاری مخلوط خروجی از توربین، در صورتی که شیب دمایی سیال کاری مخلوط در چگالش زیاد باشد، ممکن است حتی با توجه به اختلاف دمای پینچ، امکان اینکه مقداری از آن در مبدل حرارتی داخلی و بقیه در چگالنده به مایع تبدیل شود وجود داشته باشد، در چنین شرایطی از مایع شدن سیال در مبدل حرارتی داخلی جلوگیری شده و اختلاف دمای پینچ در مبدل حرارتی داخلی بیشتر در نظر گرفته شده است. پیاده‌سازی الگوریتم بیان شده با استفاده از نرم‌افزارهای اسپن هایسیس [۵۵] و متلب [۵۶]، و ایجاد برقراری ارتباط بین این دو نرم‌افزار صورت گرفت است. طراحی سیکل و حل آن در هایسیس صورت گرفته و به وسیله‌ی متلب پارامترهای آن مطابق با آنچه در توضیح الگوریتم آمد، هدایت شده است. سیکل طراحی شده در هایسیس با استفاده از پایگاه داده‌ی RefProp¹ موجود در هایسیس ویرایش 7.3 [۵۵]، حل شده است. RefProp توسط National Institute of Standards and Technology (NIST) توسعه پیدا کرده و دارای دقیق‌ترین خصوصیات سیالات می‌باشد.

به منظور راستی سنجی محاسبات و اینکه آیا دقت یک صدم درجه‌ی سانتی‌گرادی در شروط جدول

¹ - REference fluid PROPERTIES

(۹-۴) کافیسیت یا خیر؟، شروط جدول (۴-۱۰) از قسمتی از کار Chys و همکاران [۲۵] انتخاب گردید و پیرو آن شروط جدول (۴-۹) نیز با توجه به اعداد و ارقام جدول (۴-۱۰) دوباره تنظیم شد و برای سیال دوجزیبی ایزوپنتان/ایزوبوتان با نسبت مولی ۰/۷۴ ایزوپنتان و ۰/۲۶ ایزوبوتان محاسبات انجام شد (این سیال دوجزیبی برای انجام راستی سنجی از کار Chys و همکاران [۲۵] انتخاب شده است) و نتایج بدست آمده در جدول (۴-۱۱) با نتایج کار Chys و همکاران [۲۵] مقایسه گردید. همان طور که مشخص است، مقایسه نشان می‌دهد نتایج بسیار به یکدیگر نزدیک هستند.

جدول (۴-۱۰): مقادیر در سیکل مقایسه شده جهت راستی‌سنجی

شرایط	پارامترهای عمل کرد
آب	ماده‌ی جریان منبع حرارتی
۵	فشار جریان منبع حرارتی (bar)
۱۵۰	دمای ورودی جریان منبع حرارتی (°C)
۱۳۵	دمای خروجی جریان منبع حرارتی (°C)
۱۵	دبی جریان منبع حرارتی (kg/s)
آب	ماده‌ی جریان منبع سرد
۴	فشار جریان منبع سرد (bar)
۲۵	دمای ورودی جریان سرد (°C)
۳۵	دمای خروجی جریان سرد (°C)
۸۰	راندمان آیزنتروپیک پمپ (%)
۶۵	راندمان آیزنتروپیک توربین (%)
۹۷	راندمان ژنراتور (%)
۲۰	پینچ در تبخیرکننده (°C)
۱۰	پینچ در چگالنده (°C)
۱۵	پینچ در مبدل حرارتی داخلی (°C)

جدول (۴-۱۱): مقایسه‌ی نتایج حاصل از راستی‌سنجی

کار حاضر	کار Chys و همکاران [۲۵]	پارامترهای عمل کرد
۹۶۵	۹۶۶	انرژی ورودی (kw)
۱۵/۲	۱۵/۳	فشار تبخیرکننده (bar)
۲/۱۷	۲/۲	فشار چگالنده (bar)

۶/۹۹	۷	نسبت فشار
۲/۳۷۵	۲/۳۸	دبی سیال کاری (kg/s)
-۶/۵۶	-۶/۶	مصرف پمپ (kw)
۱۱۲/۶	۱۱۲/۸	برق ناخالص تولیدی (kw)
۱۰/۹۹	۱۰/۹۹	راندمان سیکل (%)

به عنوان جمع‌بندی در مورد روش حاضر می‌توان این مطالب را یادآور شد:

سیال حامل حرارت جریان منبع حرارتی از آب خالص در فشار و دمای بالا با دبی ۱۵ kg/s تشکیل شده و محاسبات به ازای چندین دمای ورودی و خروجی ثابت مطابق جدول (۴-۷) انجام شده است. مشخص بودن دمای ورودی و خروجی و دبی جریان منبع حرارتی باعث می‌شود از ابتدا انرژی و انرژی ورودی به سیستم مشخص باشد به این ترتیب در طول بررسی تاثیر پارامترها بر عملکرد سیکل (پارامترهایی همچون نوع سیال کاری، مقدار سوپرهیت کردن سیال ورودی به توربین و غیره) انرژی و انرژی ورودی به سیستم همواره ثابت خواهد بود. هدف از قید مذکور در این تحقیق، مقایسه‌ی منطقی‌تر و تعیین صحیح تاثیر نوع سیال کاری و پارامترهای دیگر در عملکرد سیکل می‌باشد زیرا متغیر بودن دمای خروجی جریان منبع حرارتی بر عملکرد سیکل و راندمان تاثیر گذاشته و مانع از مقایسه‌ی منطقی عملکردها در حالت‌های مختلف می‌گردد. در این شرایط مهندسی نمی‌توانند برای شرایط واقعی جریان منبع حرارتی مشخص، سیکل مناسب را انتخاب کنند.

فصل پنجم: نتایج

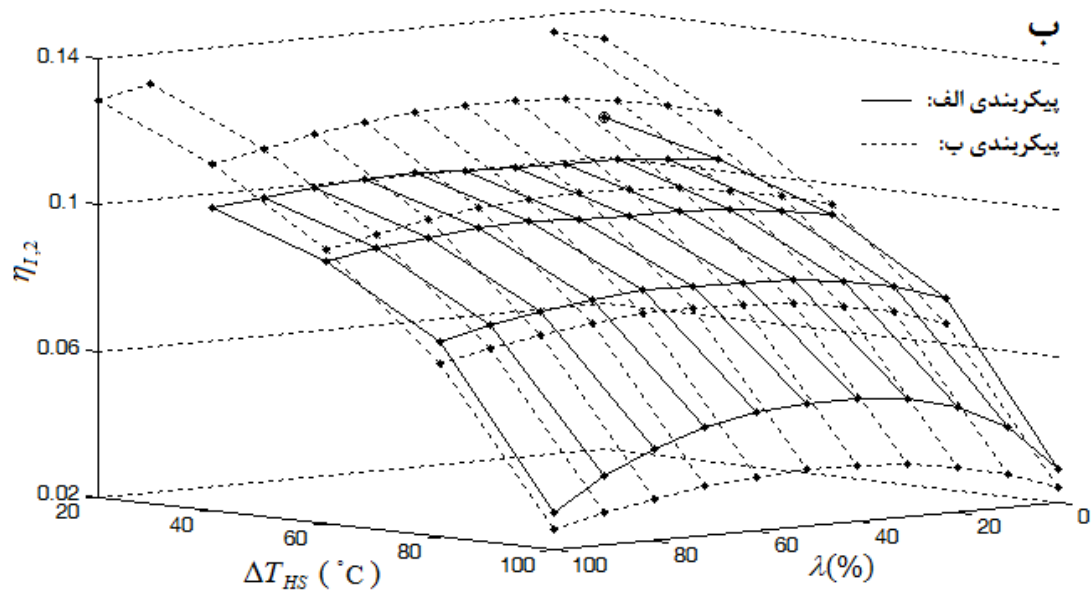
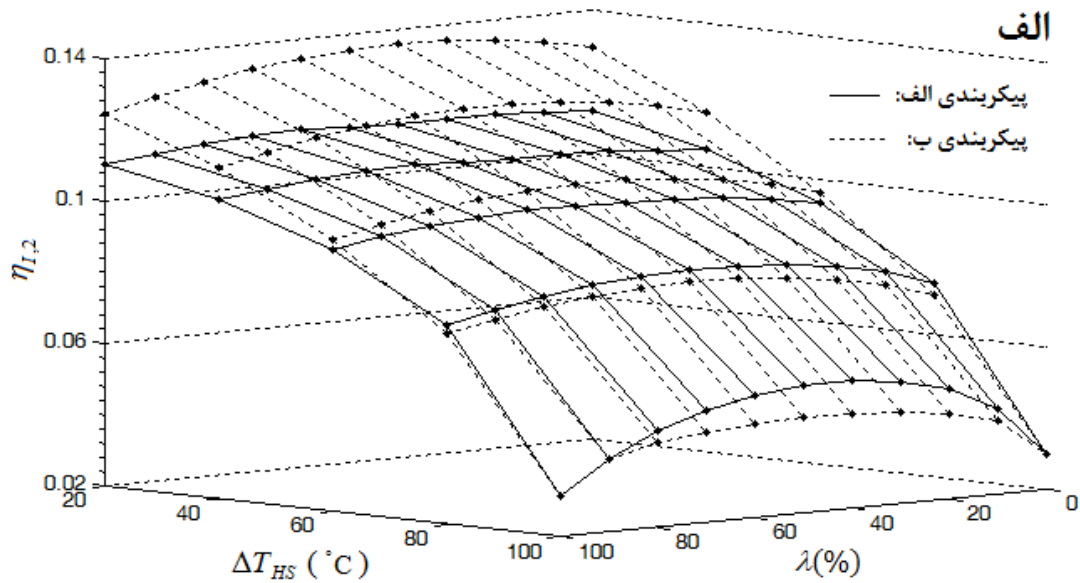
۵-۱ مقدمه

در این فصل نتایج و نمودارها نشان داده شده و عملکرد سیکل مورد تجزیه و تحلیل قرار خواهد گرفت. تحقیقات انجام شده را می‌توان به سه بخش تقسیم نمود. در بخش اول دمای ورودی جریان منبع حرارتی 170°C در بخش دوم 150°C و در بخش سوم نیز 110°C می‌باشد. لازم به ذکر است دمای خروجی جریان منبع حرارتی نیز با فواصل 20°C تایی از دمای ورودی تا دمای 70°C بررسی شده‌اند، مطابق جدول (۴-۷). در هر بخش آثار پارامترهایی از جمله اختلاف دمای ورودی و خروجی جریان منبع حرارتی، مقدار سوپرهیت کردن سیال کاری در ورودی توربین، استفاده و عدم استفاده از مبدل حرارتی داخلی، انواع سیالات کاری خالص و مخلوط و درصد مولی سیالات تشکیل دهنده سیال کاری مخلوط بر روی عملکرد سیکل، راندمان انرژی، راندمان انرژی، مقدار کار تولیدی و موارد دیگر مورد ارزیابی و سنجش قرار گرفته است.

در تحقیقات صورت گرفته، با توجه به اینکه الگوهای رفتاری عملکرد سیکل در بررسی پارامترهای ذکر شده، در این سه بخش، اشتراکات زیادی با یکدیگر داشتند لذا تنها به تشریح قسمت‌هایی نمونه از بخش‌هایی از کار اکتفا شده است. بقیه‌ی نتایج تنها به صورت نمودار در پیوست آمده است.

با توجه به اینکه در بررسی پارامترهای هدف (به عنوان مثال راندمان حرارتی)، پارامترهای دیگر از جمله، اختلاف دمای ورودی و خروجی جریان منبع حرارتی، درصد مولی سیال تشکیل دهنده‌ی دوم در سیال کاری مخلوط، مقدار سوپرهیت شدن سیال ورودی به توربین و نوع پیکربندی سیکل دخالت دارند و نمی‌توان در یک نمودار (حتی نمودار سه بعدی) تمام این موارد را بررسی نمود و با توجه به اینکه از طرفی می‌بایست تمام الگوهای رفتاری تاثیر پارامترها بر روی یکدیگر بررسی گردد، در کار حاضر از چندین نمودار دوبعدی برای تشریح نتایج استفاده شده است.

با استفاده از نمونه‌ای از نمودار سه بعدی، نمودارهای دو بعدی که در بحث مورد استفاده قرار خواهند گرفت توضیح داده خواهند شد. در شکل (۵-۱)، نمودار سه بعدی راندمان حرارتی دوم در مقابل اختلاف دمای ورودی و خروجی جریان منبع حرارتی و درصد مولی سیال تشکیل دهنده‌ی دوم،



شکل (۵-۱): راندمان حرارتی دوم در مقابل اختلاف دمای ورودی و خروجی جریان منبع حرارتی و درصد مولی سیال تشکیل دهنده‌ی دوم، مربوط به سیال مخلوط ایزوهگزان/ایزوپنتان، با دمای ورودی جریان منبع حرارتی 170°C در دو پیکربندی (الف): بدون سوپرهیت کردن بخار ورودی به توربین (ب): با 10°C سوپرهیت کردن بخار ورودی به توربین

مربوط به سیال کاری مخلوط ایزوهگزان/ایزوپنتان با دمای ورودی جریان منبع حرارتی 170°C ، بدون و با 10°C سوپرهیت کردن سیال ورودی به توربین و در دو پیکربندی نشان داده شده است. بدین ترتیب برای پوشش دادن تمام نتایج، دو گونه نمودار دو بعدی بررسی می‌شود که محورهایی به

این شکل خواهند داشت:

- محورهای نمودار گونه‌ی اول: پارامتر مورد بررسی (همچون راندمان حرارتی دوم) در مقابل اختلاف دمای ورودی و خروجی جریان منبع حرارتی.

این نمودار در λ ثابت بررسی می‌شود. همان‌طور که در شکل (۱-۵) مشخص است، به ازای هر λ ای، الگوی رفتار پارامتر در نمودار یکسان است به همین دلیل بررسی این نمودار در تنها یک λ خاص (به عنوان نمونه)، می‌تواند گویای رفتار پارامتر در مقابل تغییرات اختلاف دمای ورودی و خروجی جریان منبع حرارتی (ΔT_{HS}) باشد. همان‌طور که در شکل (۱-۵) مشخص است، در ΔT_{HS} های نسبتاً کم (با توجه به شکل (۱-۵) مثلاً در $\Delta T_{HS} = 20$)، در ΔT_{HS} های نسبتاً متوسط (با توجه به شکل (۱-۵) مثلاً در $\Delta T_{HS} = 80$) و در ΔT_{HS} های نسبتاً زیاد (با توجه به شکل (۱-۵) مثلاً در $\Delta T_{HS} = 100$)، آثار پیکربندی‌های الف و ب بر عملکرد سیکل متفاوت است، لازم به ذکر است همچون آثار پیکربندی الف و ب، آثار سوپرهیت کردن سیال ورودی به توربین نیز در ΔT_{HS} های نسبتاً کم، متوسط و زیاد، بر عملکرد سیکل متفاوت است و این موضوعات در نتایج با استفاده از نمودارهای گونه‌ی اول بحث خواهد شد.

- محورهای نمودار گونه‌ی دوم: پارامتر مورد بررسی (همچون راندمان حرارتی دوم) در مقابل درصد مولی سیال تشکیل دهنده‌ی دوم در سیال مخلوط.

این نمودار در ΔT_{HS} ثابت بررسی می‌شود. هدف از بررسی این نمودار یافتن آثار تغییرات λ (در سیالات مخلوط) و تغییرات شیب‌های دمایی ایجاد شده هنگام تغییر فاز در تبخیرکننده و چگالنده می‌باشد. همان‌طور که گفته شد مطابق شکل (۱-۵)، عملکرد سیکل در ΔT_{HS} نسبتاً کم، متوسط و زیاد متفاوت است و به همین دلیل ممکن است بررسی تغییرات λ در ΔT_{HS} نسبتاً کم، متوسط یا زیاد تفاوت‌هایی را در بررسی و نتایج بدست آمده ایجاد کند اما با توجه به اینکه آثار تغییرات ΔT_{HS} بر عملکرد سیکل با استفاده از نمودارهای گونه‌ی اول

به طور مفصل بحث شده است، در بررسی نمودارهای نوع دوم اگر با تغییر دادن ΔT_{HS} نتایج جدیدی علاوه بر نتایج بدست آمده از بررسی نمودار نوع اول بدست آمد، یا در مواردی که نیاز به یادآوری برخی نتایج تکراری اما مهم نمودارهای نوع اول وجود داشت، نمودارهای نوع دوم در چندین ΔT_{HS} به طور جداگانه نشان داده شده و با یکدیگر مقایسه خواهند شد اما اگر این طور نبود تنها در یک ΔT_{HS} به عنوان نمونه بحث می‌شوند.

لازم به ذکر است، در بررسی سیالات خالص، دمای بحرانی سیال، نقش موثری بر عملکرد سیکل دارد اما در بررسی سیالات مخلوط اختلاف دمای بحرانی سیالات تشکیل دهنده‌ی اول و دوم سیال مخلوط بر عملکرد سیکل نقش مهمی دارد (به دلیل به وجود آمدن شیب‌های دمایی مختلف در هنگام تغییر فاز سیال مخلوط). بدین ترتیب در بررسی سیالات خالص بر روی دمای بحرانی سیال خالص دقت شده و در بررسی سیالات مخلوط به اختلاف دمایی دمای بحرانی سیالات تشکیل دهنده‌ی سیال مخلوط دقت شده است. سیالات خالص که در یک λ ثابت قرار دارند در نمودار گونه‌ی اول بررسی شده و سیالات مخلوط نیز با توجه به آثار تغییرات λ در نمودار گونه‌ی دوم بررسی گردیده‌اند.

لازم به ذکر است همان‌طور که در شکل (۵-۱) نشان داده شده، به ازای هر λ ای، الگوی رفتار پارامتر در نمودار یکسان است و به همین دلیل نتایج بدست آمده از نمودار گونه‌ی اول با سیالات خالص برای سیالات مخلوط با هر λ ای قابل تعمیم می‌باشد.

با توجه به اینکه هدف از تحقیق بهبود عملکرد سیکل می‌باشد، می‌بایست ابتدا آثار پارامترها بر عملکرد سیکل تحقیق شود و سپس شرایط عملکرد از لحاظ موارد زیر بررسی گردد:

- یافتن شرایطی که راندمان سیکل در آن بیشینه است. این موضوع در کاربردهایی که انرژی منبع حرارتی محدود، یا در شرایطی که برای دمای خروجی جریان منبع حرارتی محدودیت وجود دارد، مهم می‌باشد مثل کاربرد استفاده از سیکل ارگانیک رانکین در استفاده از منبع حرارتی خورشیدی و یا تولید همزمان برق و حرارت در شرایطی که به حرارت خروجی از جریان منبع حرارتی نیاز بیشتری باشد. (بیشینه شدن راندمان حرارتی و اگزرژی دوم)

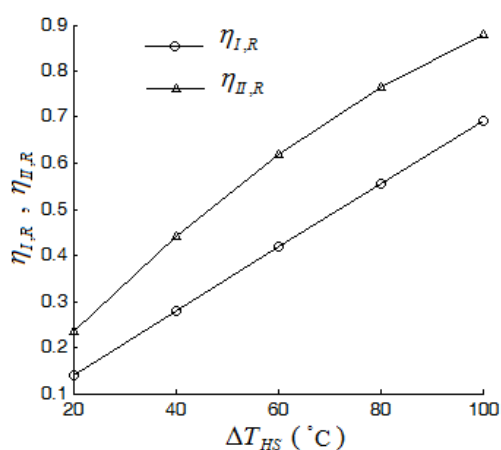
- یافتن شرایطی که کار خالص تولیدی سیکل بیشینه است. این موضوع در کاربردهایی که انرژی منبع حرارتی به مقدار زیاد در دسترس است یا در شرایطی که برای دمای خروجی جریان منبع حرارتی محدودیتی وجود ندارد، مهم می‌باشد. مثل کاربرد استفاده از سیکل ارگانیک رانکین در استفاده از حرارت موجود در گاز دودکش. در این شرایط چون حرارت موجود در گاز دودکش در نهایت به اتمسفر منتقل خواهد شد پس بهتر است بیشترین بازایی حرارتی از آن صورت گیرد. (بیشینه شدن راندمان حرارتی و انرژی اول)
- بررسی شرایط عملکردی سیکل و اجزاء آن در شرایط مختلف. به طور مثال یافتن شرایط عملکردی توربین همچون نسبت فشار و حجم، شرایط عملکردی مبدل‌های حرارتی همچون ظرفیت مبدل‌ها، تحلیل انرژی و مقدار بازگشت‌ناپذیری‌ها در اجزاء و غیره. چنین بررسی‌هایی در ساخت، انتخاب مناسب اجزاء و تعیین قیمت می‌تواند موثر باشد. به طور مثال ممکن است در شرایطی راندمان و یا کار تولیدی بیشینه نباشد اما نسبت حجم و فشار بدست آمده برای توربین، با توجه به توربین‌های موجود مناسب باشد.

۵-۲ نتایج بررسی عملکرد سیکل در λ ثابت (نمودار گونه‌ی اول)

در این قسمت آثار پارامترها بر عملکرد سیکلی با سیال کاری مخلوط در λ ثابت و یا با سیال خالص بررسی خواهد شد. به دلیل اینکه تاثیر دمای بحرانی سیالات خالص نیز می‌بایست بررسی شود در این قسمت به عنوان نمونه‌ای از سیالات با λ ثابت، سیالات انتخابی مطابق جدول (۴-۲)، به ترتیب ایزوپنتان، پنتان نرمال، ایزوهگزان و هگزان نرمال خالص می‌باشند. لازم به ذکر است به ترتیب سیال کاری اول کمترین و سیال کاری چهارم بیشترین دمای بحرانی را بین سیالات بررسی شده دارا هستند. دمای ورودی جریان منبع حرارتی نیز 170°C در نظر گرفته شده است. (نتایج بررسی برای دیگر دماهای ورودی جریان منبع حرارتی نیز یکسان است و حالت در نظر گرفته شده تنها به عنوان نمونه می‌باشد). دمای خروجی جریان منبع حرارتی نیز با فواصل 20°C تا دمای 70°C محاسبه شده

است.

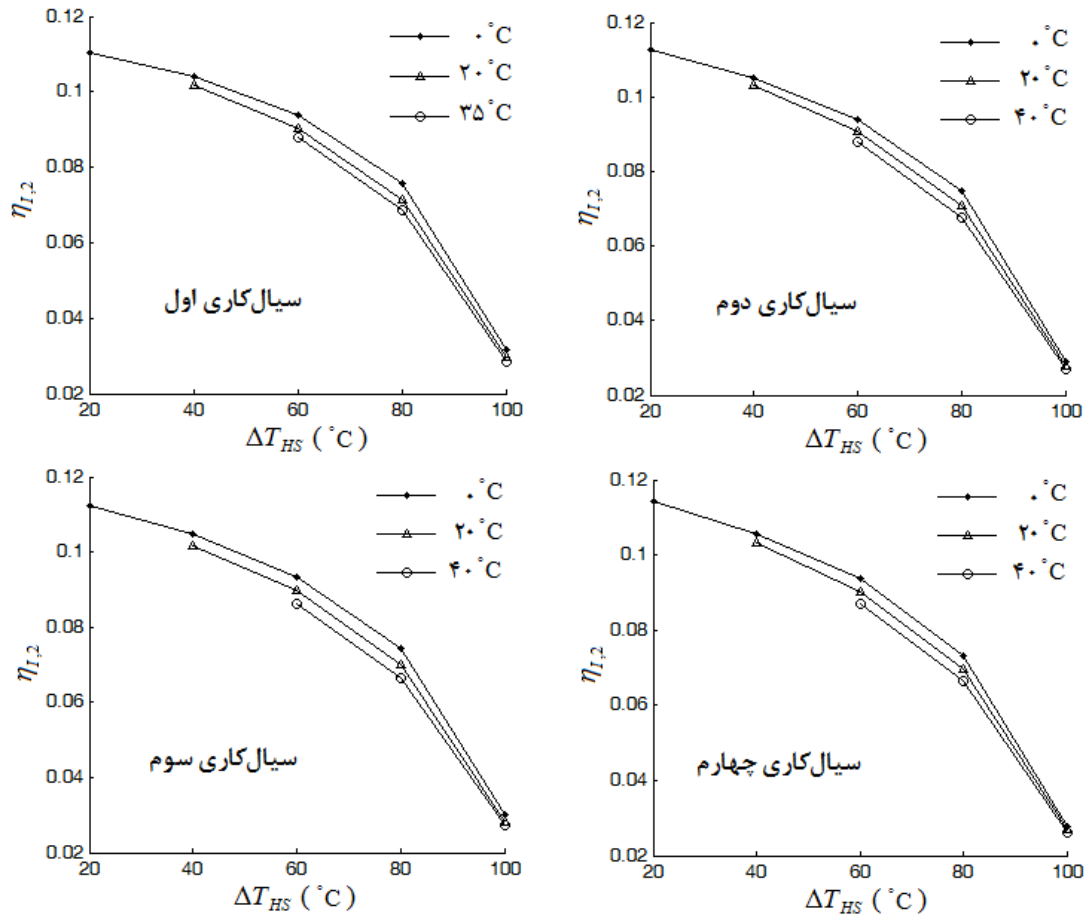
با توجه به اختلاف دمایی دمای ورودی و خروجی جریان منبع حرارتی (ΔT_{HS})، نسبت مقدار حرارت و انرژی‌ای که از جریان منبع حرارتی توسط سیکل تحت بازیابی قرار می‌گیرد، به کل حرارت و انرژی منبع (با توجه به حالت مرده) مطابق شکل (۲-۵) می‌باشد. همان‌طور که مشخص است با دمای خروجی 130°C ، 14% از حرارت و 23% از انرژی کل جریان منبع حرارتی و با دمای خروجی 70°C نیز به ترتیب 69% و 88% از کل حرارت و انرژی جریان منبع حرارتی در سیکل تحت بازیابی قرار خواهد گرفت. (با توجه به حالت مرده)



شکل (۲-۵): نسبت حرارت و انرژی‌ای که در سیکل تحت بازیابی قرار می‌گیرد به کل حرارت و انرژی جریان منبع حرارتی (با توجه به حالت مرده) در مقابل اختلاف دمای ورودی و خروجی جریان منبع حرارتی، با دمای ورودی جریان منبع حرارتی 170°C

۱-۲-۵ راندمان حرارتی و انرژی‌ای

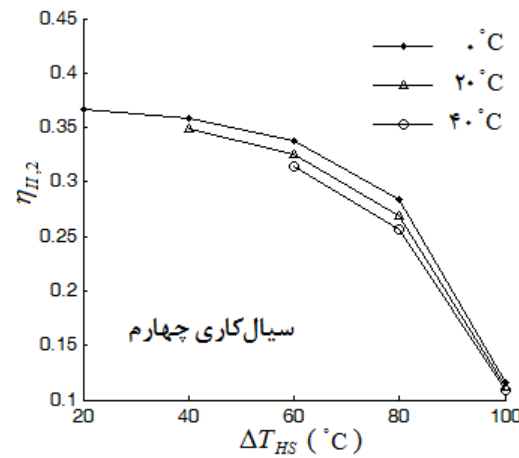
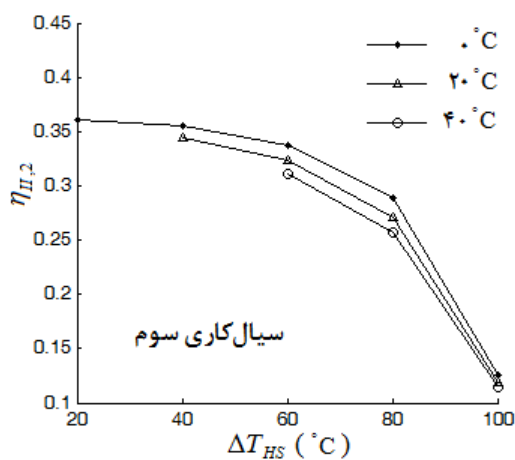
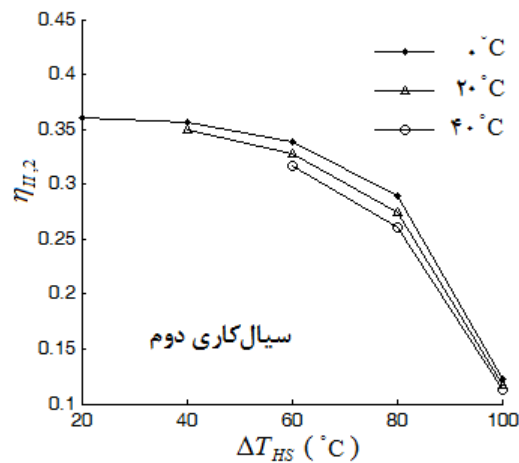
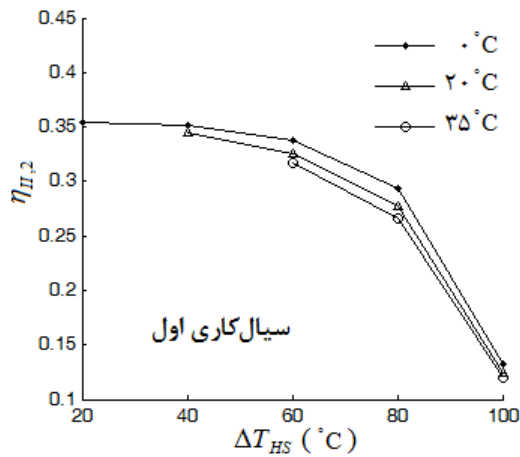
در شکل (۳-۵) آثار سوپرهیت کردن برای چهار سیال خالص بررسی شده در این بخش، بر روی راندمان حرارتی نوع دوم در اختلاف دماهای مختلف ورودی و خروجی جریان منبع حرارتی برای پیکربندی الف نشان داده شده است. البته با توجه به اینکه منحنی‌های بدست آمده به ازای دماهای سوپرهیت مختلف (از 0°C تا 40°C با فواصل 5°C)، در کنار هم تشکیل می‌شود و موجب ناخوانا شدن



شکل (۳-۵): راندمان حرارتی دوم در مقابل اختلاف دمایی ورودی و خروجی جریان منبع حرارتی با توجه به آثار مقدار درجه‌ی سوپرهیت شدن سیال کاری در ورودی توربین برای چهار سیال خالص بررسی شده در پیکربندی الف

نمودار می‌گردد، فقط برخی از منحنی‌های شاخص‌تر در نمودار نشان داده شده و این روند تا انتها برای نمودارهای دیگر نیز حفظ خواهد شد. همان‌طور که مشخص است سوپرهیت کردن سیالات کاری در پیکربندی الف موجب کاهش راندمان حرارتی دوم شده است. به طور مثال برای سیال کاری سوم با $\Delta T_{HS} = 60$ ، راندمان بدون سوپرهیت کردن ۹/۳٪ و با 40°C سوپرهیت شدن ۸/۶٪ می‌باشد به عبارت دیگر راندمان ۸٪ نسبت به حالت بدون سوپرهیت شدن، کاهش می‌یابد.

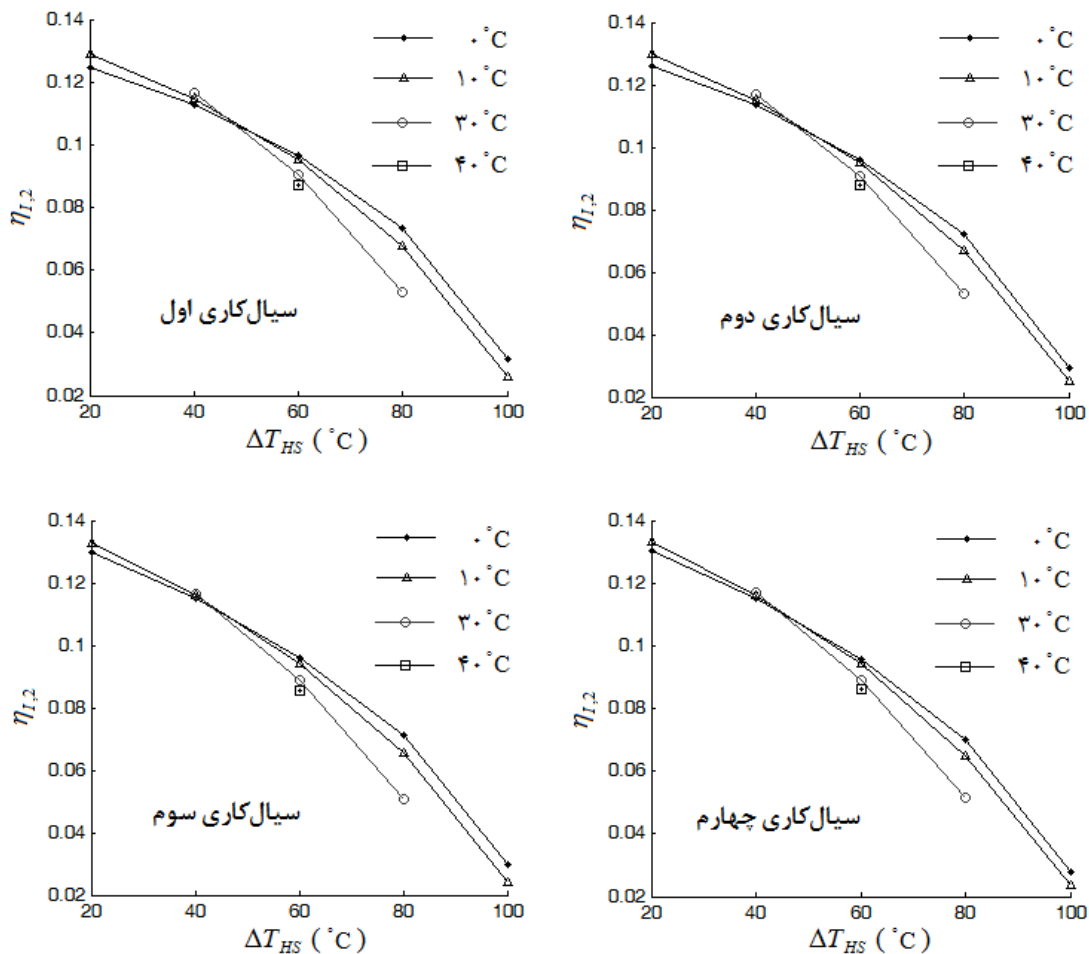
در شکل (۴-۵) نیز راندمان اگزرژی دوم سیالات در شرایط مورد نظر نشان داده شده است و آثار منفی سوپرهیت کردن بر راندمان اگزرژی دوم نیز مشهود است. اما از طرفی این نمودار نشان دهنده‌ی این است که تا $\Delta T_{HS} = 60$ ، راندمان اگزرژی دوم، تقریباً شیب کم و ملایمی دارد و پس از آن به



شکل (۴-۵): راندمان اگزرژی دوم در مقابل اختلاف دمای ورودی و خروجی جریان منبع حرارتی با توجه به آثار مقدار درجه‌ی سوپرهیت شدن سیال کاری در ورودی توربین برای چهار سیال خالص بررسی شده در پیکربندی الف

شدت افت می‌کند.

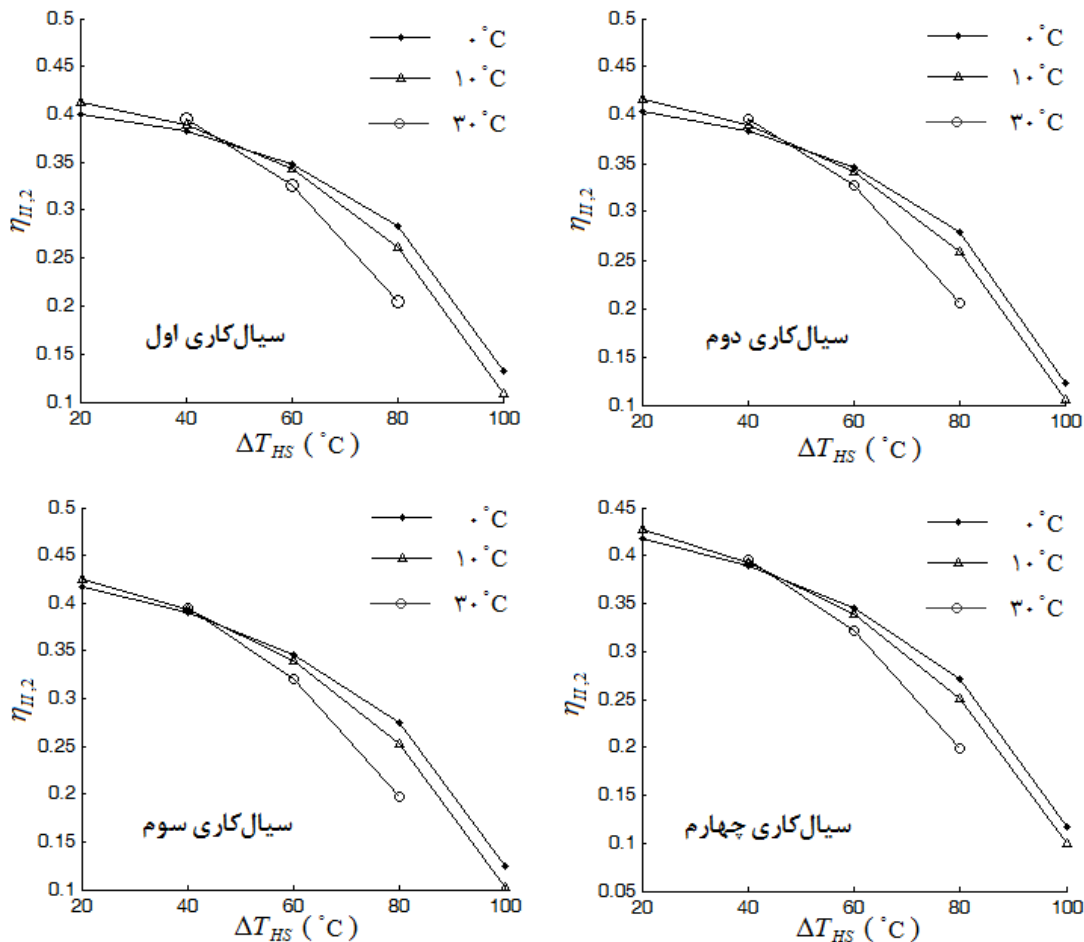
هرچند در پیکربندی الف، سوپرهیت کردن سیال کاری موجب کاهش راندمان شد اما مطابق شکل (۵-۵) سوپرهیت کردن سیال کاری در ورودی توربین در پیکربندی ب همواره موجب کاهش راندمان حرارتی دوم نخواهد شد، و این موضوع به اختلاف دمایی ورودی و خروجی جریان منبع حرارتی بستگی دارد. به طور مثال برای سیال کاری اول در $\Delta T_{HS} = 20$ ، راندمان حرارتی دوم، بدون سوپرهیت کردن $10^{\circ}C$ ، و با $12/4\%$ ، و با $10^{\circ}C$ سوپرهیت شدن $12/8\%$ می‌گردد، به عبارت دیگر حدود 3% راندمان نسبت به حالت بدون سوپرهیت شدن، افزایش می‌یابد. همان‌طور که مشخص است در بعضی



شکل (۵-۵): راندمان حرارتی دوم در مقابل اختلاف دمای ورودی و خروجی جریان منبع حرارتی با توجه به آثار مقدار درجه‌ی سوپرهیت شدن سیال کاری در ورودی توربین برای چهار سیال خالص بررسی شده در پیکربندی ب

از مقادیر ΔT_{HS} ، به دلیل شرایط مدل‌سازی (عدم تغییر فاز سیال کاری در مبدل حرارتی داخلی و قرار داشتن اختلاف دمای پینچ در ابتدا یا انتهای تبخیرکننده) در سوپرهیت کردن سیال کاری محدودیت‌هایی به وجود می‌آید، مثلاً در پیکربندی ب، در ΔT_{HS} هایی به غیر از $\Delta T_{HS} = 60$ نمی‌توان سیال کاری را 40°C سوپرهیت نمود.

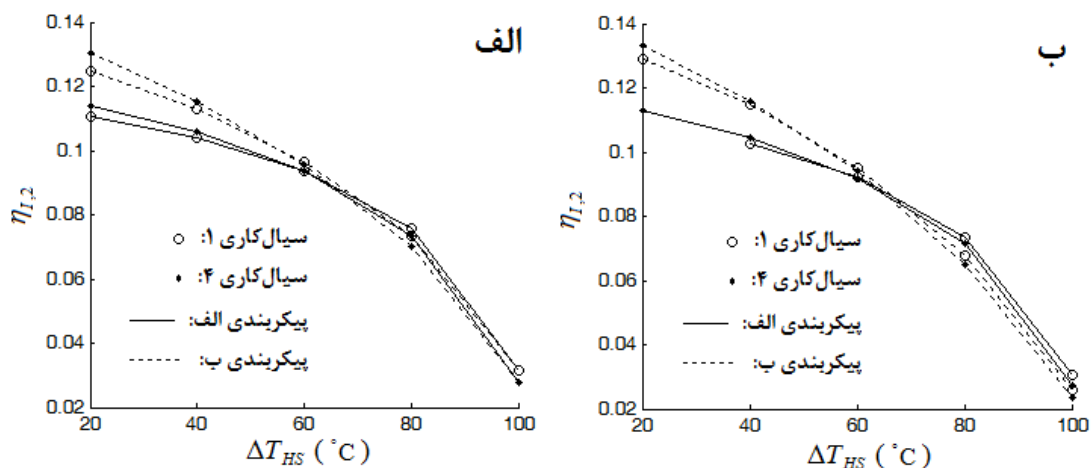
مطابق شکل (۶-۵) راندمان اگزرژی دوم نیز با سوپرهیت کردن سیال، در ΔT_{HS} های نسبتاً کمتر، در پیکربندی ب افزایش می‌یابد. البته این افزایش راندمان اندک بوده و از طرفی کاهش راندمان در ΔT_{HS} های نسبتاً زیاد، بسیار چشمگیر است، به طور مثال برای سیال کاری اول در $\Delta T_{HS} = 80$ ، در



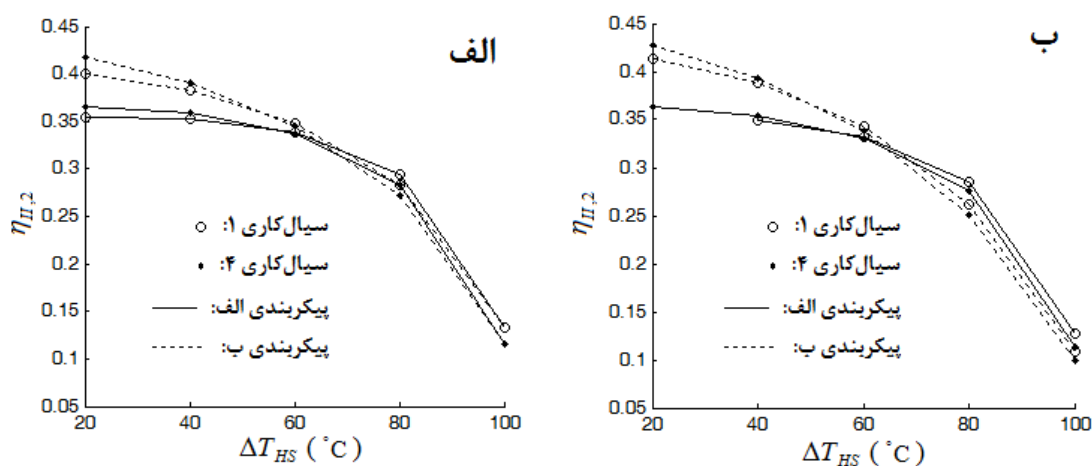
شکل (۵-۶): راندمان آگرژی دوم در مقابل اختلاف دمای ورودی و خروجی جریان منبع حرارتی با توجه به آثار مقدار درجه‌ی سوپرهیت شدن سیال کاری در ورودی توربین برای چهار سیال خالص بررسی شده در پیکربندی ب

پیکربندی ب، بدون سوپرهیت کردن راندمان آگرژی دوم ۲۸٪ و با ۳۰°C سوپرهیت شدن ۲۰٪ خواهد بود، یعنی ۲۸/۵٪ راندمان نسبت به حالت بدون سوپرهیت شدن، کاهش یافته است.

مطابق شکل (۵-۷) و شکل (۵-۸)، هرچه اختلاف دمای ورودی و خروجی جریان منبع حرارتی کمتر باشد، استفاده از مبدل حرارتی داخلی می‌تواند تاثیر بهتری بر افزایش راندمان حرارتی و آگرژی دوم داشته باشد، به طور مثال در شرایط بدون سوپرهیت شدن و در $\Delta T_{HS} = 20$ ، راندمان حرارتی دوم برای سیال کاری چهارم در پیکربندی الف ۱۱/۴٪ و در پیکربندی ب ۱۳٪ می‌باشد، به عبارت دیگر استفاده از مبدل حرارتی داخلی باعث ۱۴٪ افزایش راندمان حرارتی دوم شده است. اما در $\Delta T_{HS} = 40$ راندمان از ۱۰/۶٪ به ۱۱/۵٪ افزایش پیدا می‌کند یعنی ۸/۵٪ افزایش راندمان. البته با افزایش بیشتر



شکل (۷-۵): راندمان حرارتی دوم در مقابل اختلاف دمای ورودی و خروجی جریان منبع حرارتی در (الف) بدون سوپرهیت کردن (ب) ۱۰ درجه سانتیگراد سوپرهیت کردن بخار ورودی به توربین در دو پیکربندی



شکل (۸-۵): راندمان آگرژی دوم در مقابل اختلاف دمای ورودی و خروجی جریان منبع حرارتی در (الف) بدون سوپرهیت کردن (ب) ۱۰ درجه سانتیگراد سوپرهیت کردن بخار ورودی به توربین در دو پیکربندی

ΔT_{HS} ، استفاده از مبدل حرارتی داخلی حتی می‌تواند تاثیر منفی در راندمان داشته باشد.

مطابق شکل (۷-۵) و شکل (۸-۵)، وقتی آثار مثبت سوپرهیت کردن و استفاده از مبدل حرارتی داخلی در ΔT_{HS} های پایین استفاده می‌گردد، می‌توان به راندمان بیشینه دست یافت. همان‌طور که در قبل مثال زده شد در پیکربندی ب، برای سیال کاری چهارم و در $\Delta T_{HS} = 20$ و بدون سوپرهیت شدن، راندمان حرارتی دوم ۱۳٪ بود اما در همین شرایط در صورتی که 10°C بخار ورودی به توربین

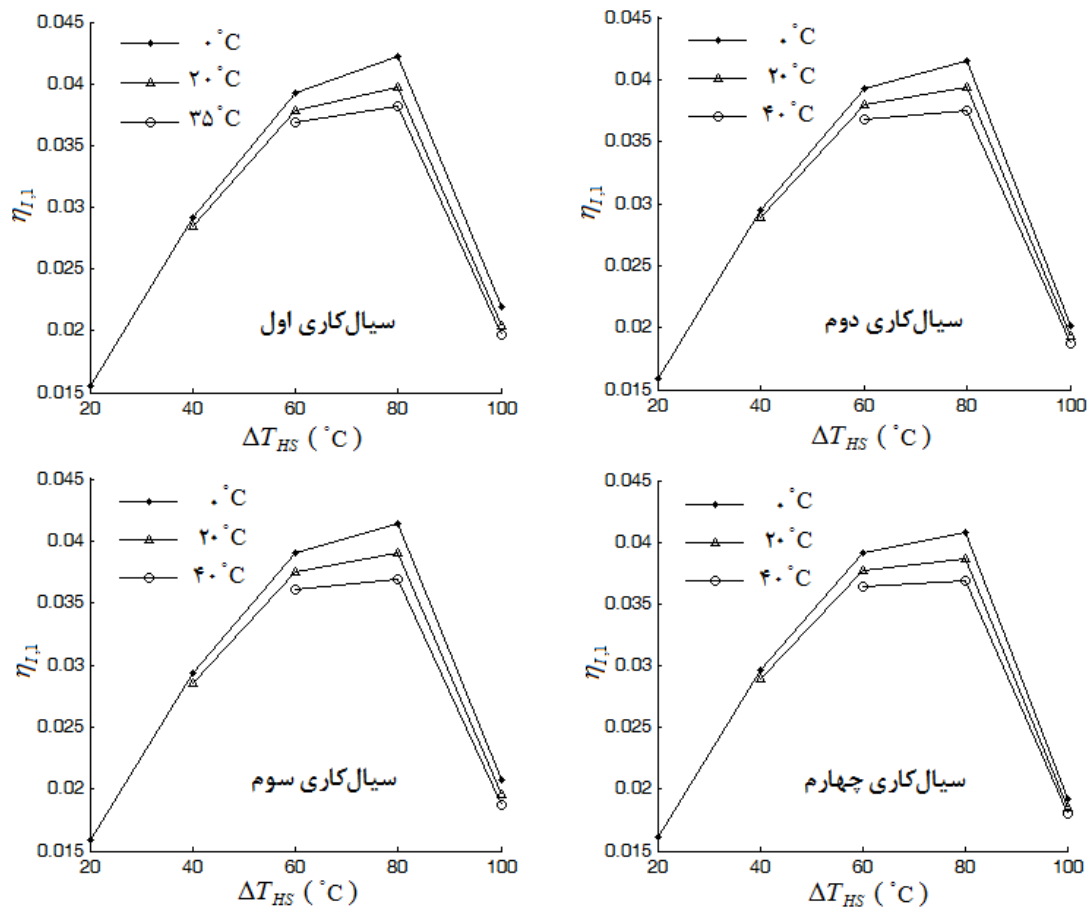
سوپرهیت گردد راندمان به $13/3\%$ افزایش یافته یعنی حدود 2% افزایش راندمان نسبت به حالت قبل. البته باید توجه داشت در ΔT_{HS} های بالاتر، سوپرهیت کردن و استفاده از مبدل حرارتی داخلی در راندمان تاثیر منفی دارد. با توجه به نتایج قبل نیز می‌توان گفت در پیکربندی الف، در هر ΔT_{HS} ، سوپرهیت کردن تاثیر منفی در راندمان دوم دارد.

۴ سیال کاری بررسی شده نیز با توجه به اینکه به ترتیب دمای بحرانی مرتب شده اند یعنی سیال کاری اول کمترین دمای بحرانی و سیال کاری چهارم بیشترین دمای بحرانی در بین این ۴ سیال را دارا هستند، راندمان حرارتی و اگزرژی دوم متفاوتی نیز سبب شده‌اند. با توجه به شکل (۷-۵) و شکل (۸-۵)، سیال کاری چهارم در ΔT_{HS} های نسبتاً کمتر، راندمان بیشتری سبب شده و سیال کاری اول نیز در ΔT_{HS} های نسبتاً بیشتر، موجب راندمان بالاتری می‌گردد. (با توجه به اینکه سیالات دوم و سوم دمای بحرانی متوسطی داشتند، منحنی‌شان نیز در اشکال ذکر شده بین منحنی‌های ایجاد شده توسط سیال اول و چهارم قرار گرفته و به دلیل حفظ خوانا بودن نمودار، از رسم آن‌ها خودداری شده است و این روند در ادامه‌ی تحقیق حاضر، در اشکال و نمودارهای دیگر نیز حفظ شده است.)

۲-۲-۵ راندمان حرارتی و اگزرژی اول

همان‌طور که در قسمت‌های قبل گفته شد، راندمان حرارتی و اگزرژی اول، نسبت کار خالص خروجی به انرژی و اگزرژی جریان ورودی منبع گرم (با توجه به حالت مرده) می‌باشد و مقدار آن برای حالتی که بیشینه کردن کار خروجی اهمیت دارد مهم می‌باشد، مثل تولید کار از گاز دودکش. همان‌طور که در شکل (۹-۵) برای پیکربندی الف نشان داده شده است، بیشترین بازیابی حرارتی از جریان ورودی منبع گرم از بین ΔT_{HS} های بررسی شده، در $\Delta T_{HS} = 80$ رخ می‌دهد، و همان‌طور که در قسمت قبل بدست آمد، سوپرهیت کردن در پیکربندی الف، همواره باعث کاهش راندمان و کار خروجی می‌گردد.

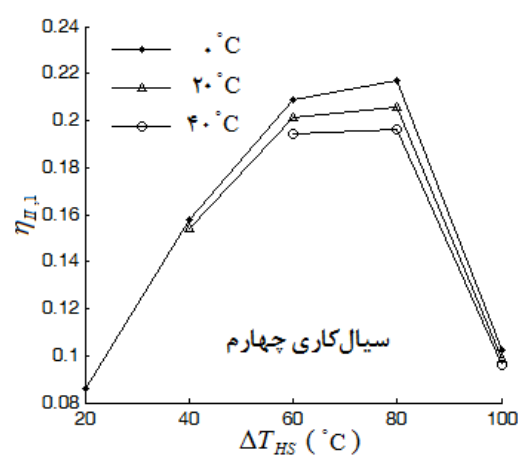
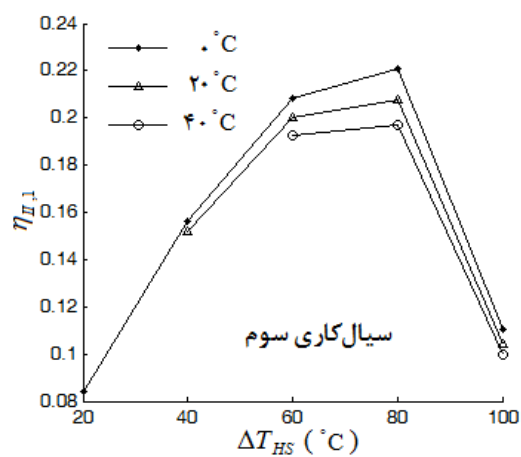
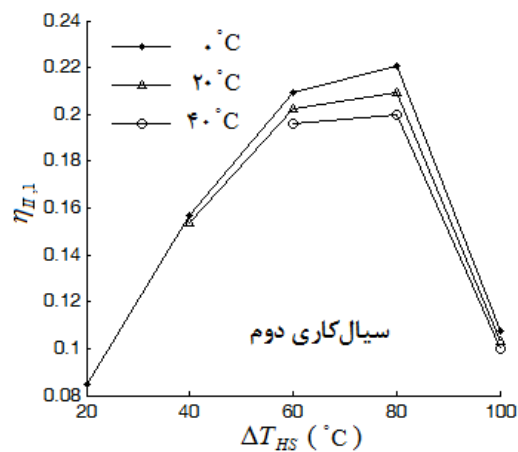
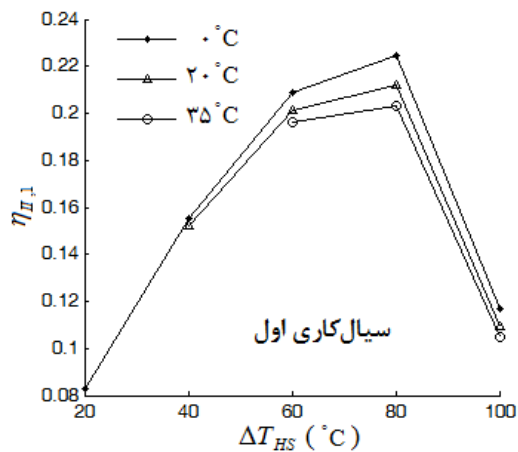
در شکل (۱۰-۵) نیز راندمان اگزرژی اول در پیکربندی الف نشان داده شده است. سوپرهیت کردن



شکل (۹-۵): راندمان حرارتی اول در مقابل اختلاف دمای ورودی و خروجی جریان منبع حرارتی با توجه به آثار مقدار درجه‌ی سوپرهیت شدن سیال کاری در ورودی توربین برای چهار سیال خالص بررسی شده در پیکربندی الف

سیال کاری اول به مقدار 35°C راندمان اگزورژی اول را در $\Delta T_{HS} = 80$ ، از $22/4\%$ به $20/3\%$ کاهش می‌دهد، یعنی $9/3\%$ کاهش راندمان اگزورژی اول.

مطابق شکل (۱۱-۵) هرچند سوپرهیت کردن در پیکربندی ب موجب افزایش بسیار اندک در راندمان حرارتی اول در ΔT_{HS} های نسبتاً کم می‌گردد، اما در ΔT_{HS} های نسبتاً بیشتر، تاثیر چشمگیر و قابل توجهی در کاهش کار خروجی و راندمان حرارتی اول دارد. همچون سیال کاری اول که در $\Delta T_{HS} = 80$ ، راندمان حرارتی اول معادل 4% بدون سوپرهیت کردن، و با 30°C سوپرهیت شدن، راندمانی معادل $2/9\%$ بدست آورد یعنی حدود 27% کاهش راندمان. مطابق شکل (۱۲-۵) نیز، در همان شرایط راندمان اگزورژی اول، بدون سوپرهیت شدن $21/7\%$ و با 30°C سوپرهیت شدن به

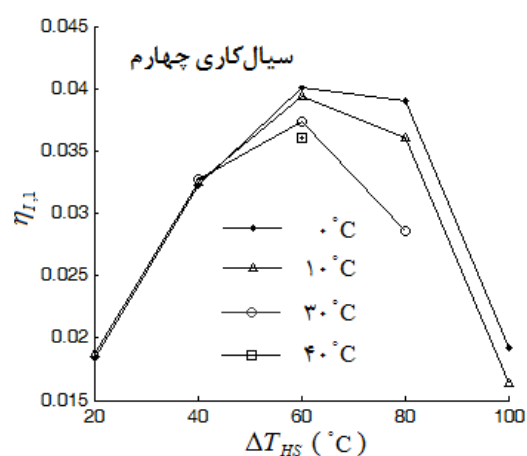
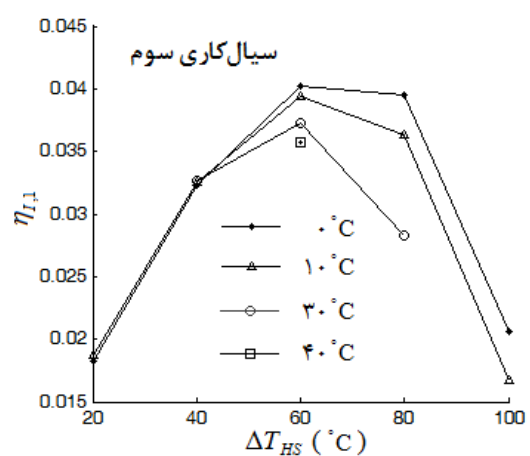
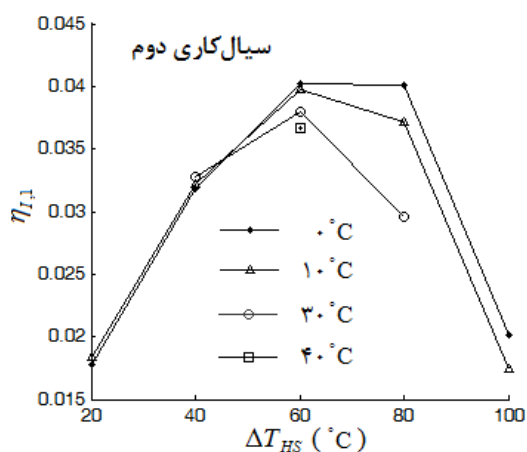
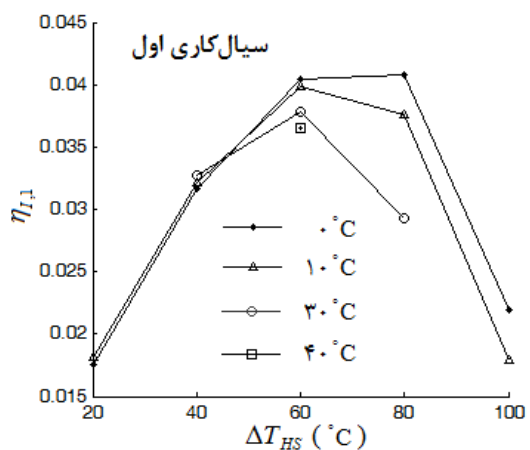


شکل (۵-۱۰): راندمان آگرژی اول در مقابل اختلاف دمای ورودی و خروجی جریان منبع حرارتی با توجه به آثار مقدار درجه‌ی سوپرهیت شدن سیال کاری در ورودی توربین برای چهار سیال خالص بررسی شده در پیکربندی الف

۱۵/۶٪ کاهش یافته، یعنی ۲۸٪ کاهش راندمان آگرژی اول نسبت به حالت بدون سوپرهیت شدن.

در شکل (۵-۱۳) و شکل (۵-۱۴)، به ترتیب راندمان حرارتی و آگرژی اول در دو پیکربندی ۰ و $10^{\circ}C$ سوپرهیت شدن سیال کاری ورودی به توربین، مقایسه شده اند. نتایج گویای این است که استفاده از مبدل حرارتی داخلی در ΔT_{HS} های نسبتاً کمتر، مناسب، و در ΔT_{HS} های نسبتاً بیشتر نامناسب، است. البته سوپرهیت کردن سیال کاری در ورودی توربین در شدت این مناسب بودن و نامناسب بودن در دو حالت مختلف می‌افزاید.

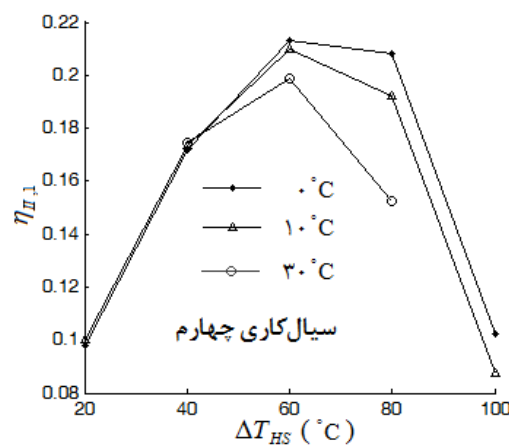
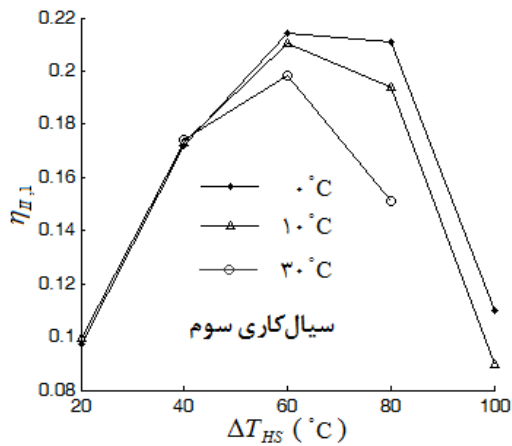
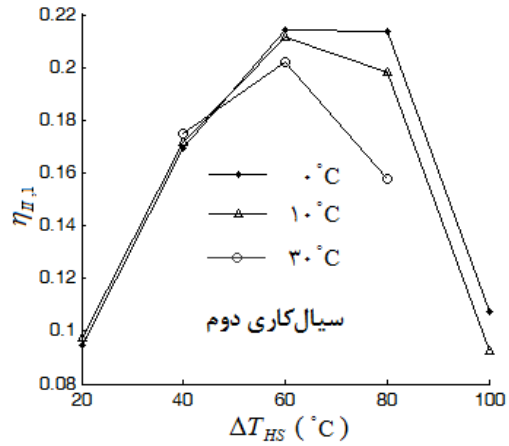
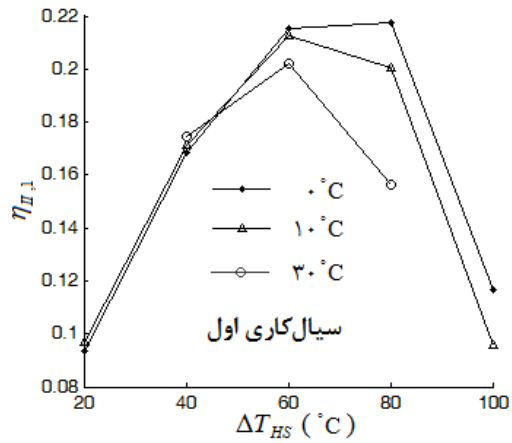
همچون نتایج قسمت قبل نیز، سیال کاری چهارم با دمای بحرانی بالاتر، در ΔT_{HS} های نسبتاً کمتر مناسب‌تر است، البته این مناسب بودن برای راندمان حرارتی و آگرژی اول بسیار اندک است، اما در



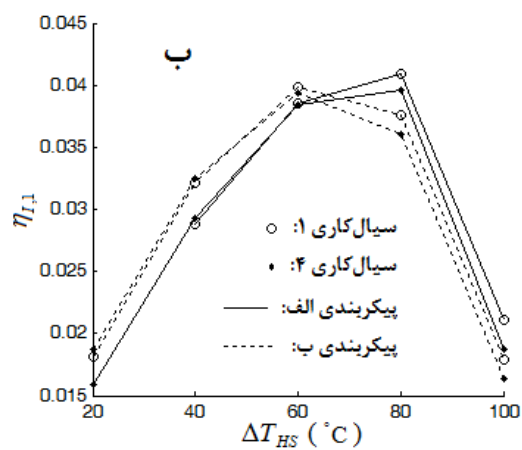
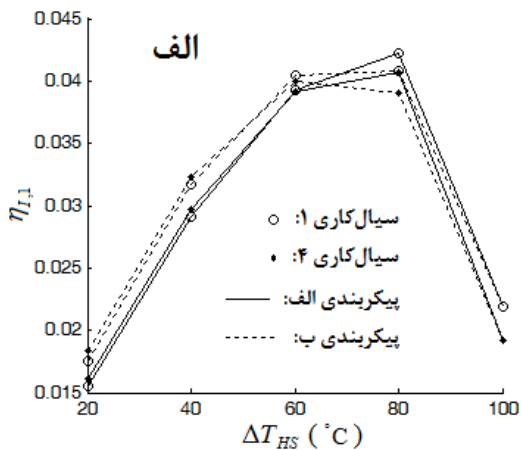
شکل (۵-۱۱): راندمان حرارتی اول در مقابل اختلاف دمای ورودی و خروجی جریان منبع حرارتی با توجه به آثار مقدار درجه‌ی سوپرهیت شدن سیال کاری در ورودی توربین برای چهار سیال خالص بررسی شده در پیکربندی ب

ΔT_{HS} های بالاتر، سیال کاری اول با دمای بحرانی پایین‌تر، نسبت به سیال کاری چهارم، باعث بهبود

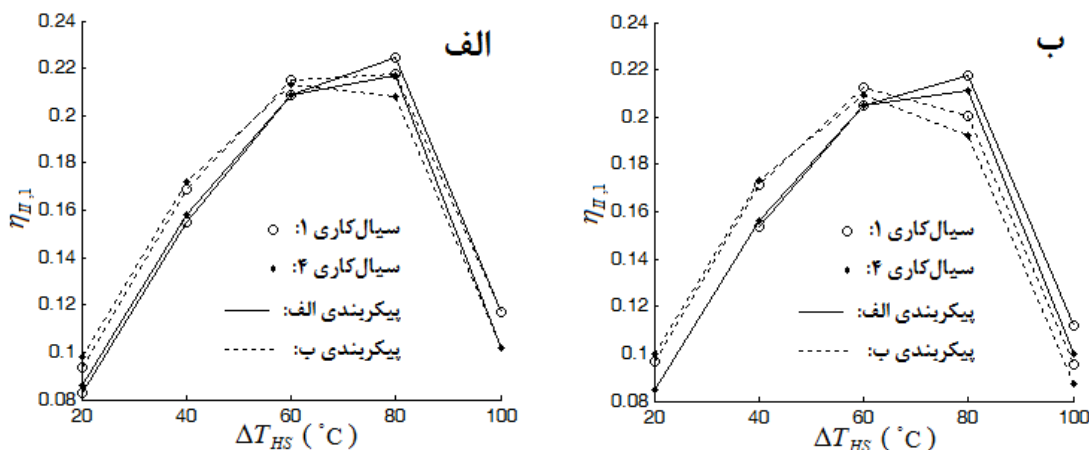
چشمگیری در راندمان حرارتی و انگرژی اول می‌گردد.



شکل (۵-۱۲): راندمان اگزرژی اول در مقابل اختلاف دمای ورودی و خروجی جریان منبع حرارتی با توجه به آثار مقدار درجه‌ی سوپرهیت شدن سیال کاری در ورودی توربین برای چهار سیال خالص بررسی شده در پیکربندی ب



شکل (۵-۱۳): راندمان حرارتی اول در مقابل اختلاف دمای ورودی و خروجی جریان منبع حرارتی در (الف) بدون سوپرهیت کردن (ب) ۱۰ درجه‌ی سانتیگراد سوپرهیت کردن بخار ورودی به توربین در دو پیکربندی

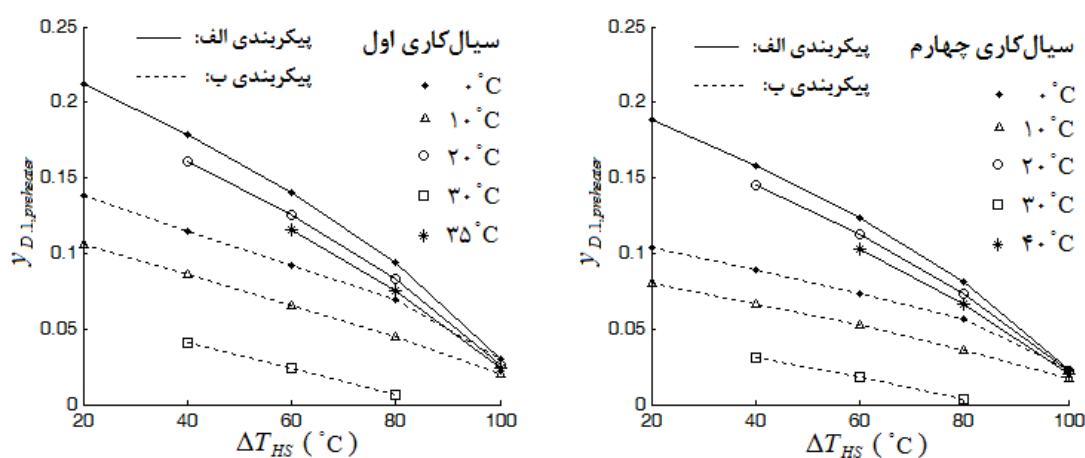


شکل (۵-۱۴): راندمان آگزرژی اول در مقابل اختلاف دمای ورودی و خروجی جریان منبع حرارتی در (الف) بدون سوپرهیت کردن (ب) ۱۰ درجه‌ی سانتیگراد سوپرهیت کردن بخار ورودی به توربین در دو پیکربندی

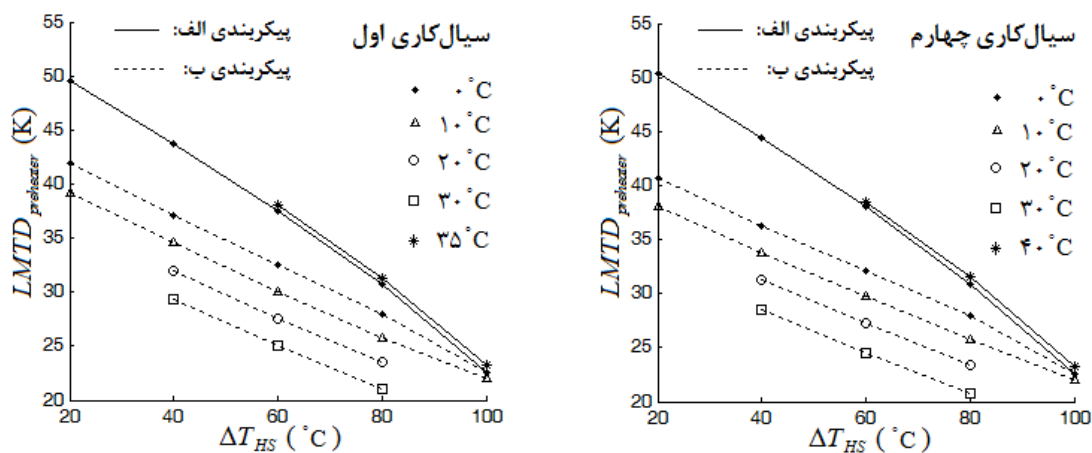
۳-۲-۵ بررسی عملکرد پیش‌گرم‌کن

در شکل (۵-۱۵)، نسبت اتلافات آگزرژی در پیش‌گرم‌کن به آگزرژی کل وارد شده به سیکل ($y_{D,1}$) در شرایط مختلف برای سیالات خالص بررسی شده است. همان‌طور که مشخص است در پیکربندی ب، سوپرهیت کردن بخار ورودی به توربین نقش موثری در کم شدن اتلافات آگزرژی در پیش‌گرم‌کن نسبت به کل آگزرژی وارد شده به سیکل دارد. دلیل آن این است که با سوپرهیت کردن، بخار خروجی از توربین در دمای بالاتری بوده و حرارت بیشتری توسط مبدل حرارتی داخلی به مایع خروجی از پمپ منتقل می‌گردد به این ترتیب نقش پیش‌گرم‌کن برای رساندن مایع به مایع اشباع کم‌رنگ‌تر می‌گردد و مطابق شکل (۵-۱۶) و شکل (۵-۱۷) نیز، اختلاف دمای متوسط لگاریتمی و ظرفیت مبدل کاهش پیدا می‌کند. البته سوپرهیت کردن بخار ورودی به توربین در پیکربندی الف نیز مقداری موجب کاهش اتلافات آگزرژی در پیش‌گرم‌کن شده است زیرا در حالت کلی و در هر دو پیکربندی، در شرایطی که دمای ورودی و خروجی و دبی جریان منبع حرارتی و حرارت دریافت شده از آن، مشخص و ثابت است، سوپرهیت کردن سیال کاری در ورودی توربین، سهمی از حرارت جریان منبع حرارتی را به خود اختصاص داده و پیرو آن باعث کاهش دما و فشار تبخیرکننده نسبت به حالت

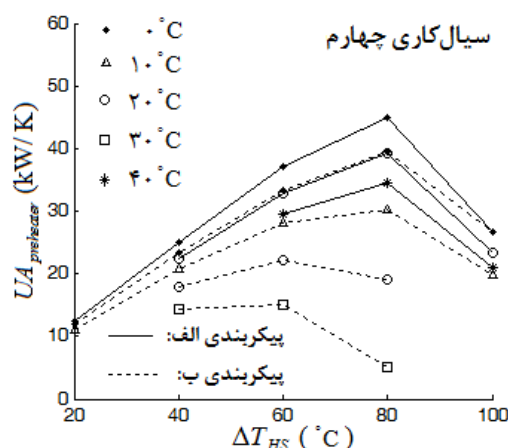
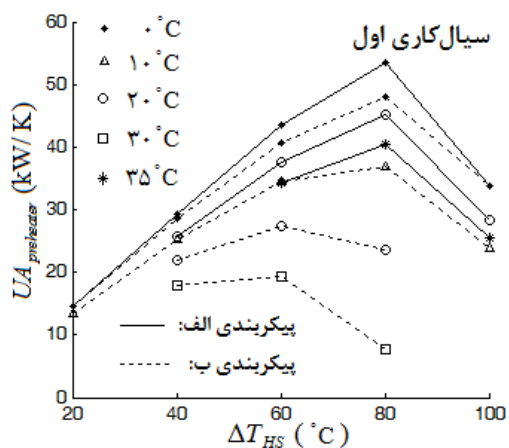
بدون سوپرهیت کردن، می‌گردد و در نتیجه دمای مایع اشباع نیز کمتر شده و به این ترتیب حرارت منتقل شده و سپس پیرو آن اتلافات انرژی در پیش‌گرم‌کن کاهش می‌یابد. این موضوع را می‌توان در شکل (۵-۱۶) و شکل (۵-۱۷) استنباط نمود، همان‌طور که مشخص است، سوپرهیت کردن سیال ورودی به توربین (در پیکربندی الف) تاثیر چندانی بر LMTD پیش‌گرم‌کن نگذاشته است اما ظرفیت مبدل به دلیل کاهش یافتن حرارت منتقل شده از پیش‌گرم‌کن، کاهش یافته است.



شکل (۵-۱۵): نسبت اتلافات انرژی در پیش‌گرم‌کن به انرژی کل وارد شده به سیکل در مقابل اختلاف دمای ورودی و خروجی جریان منبع حرارتی، در دو پیکربندی و دماهای مختلف سوپرهیت بخار ورودی به توربین



شکل (۵-۱۶): اختلاف دمای متوسط لگاریتمی در پیش‌گرم‌کن، در مقابل اختلاف دمای ورودی و خروجی جریان منبع حرارتی، در دو پیکربندی و دماهای مختلف سوپرهیت بخار ورودی به توربین



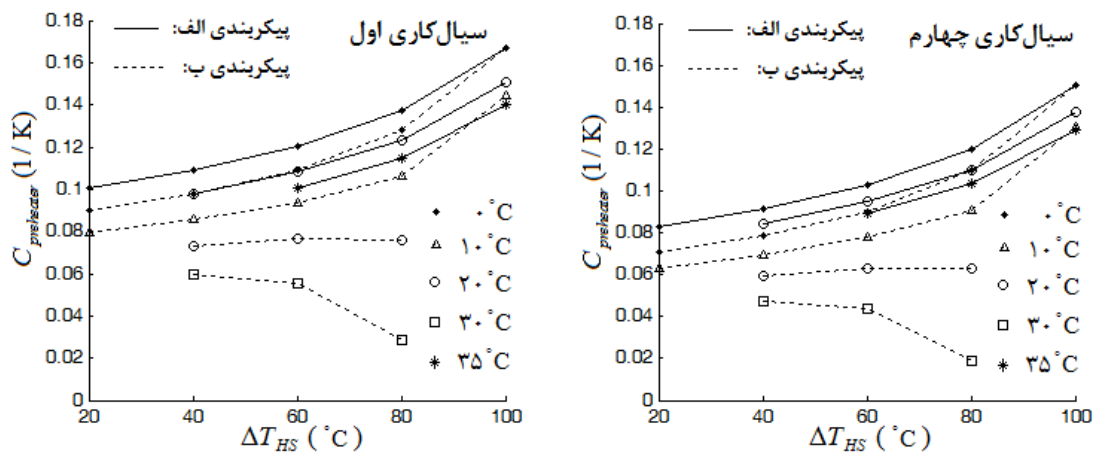
شکل (۵-۱۷): ظرفیت تبادل حرارتی در پیش گرم کن در مقابل اختلاف دمای ورودی و خروجی جریان منبع حرارتی، در دو پیکربندی و دماهای مختلف سوپرهیت بخار ورودی به توربین

هرچند با افزایش ΔT_{HS} مقدار حرارت بازیابی شده از جریان منبع حرارتی بیشتر شده و پیرو آن حرارت تبادل شده از پیش گرم کن نیز افزایش می یابد (در اشکال مربوطه، از ضرب LMTD در ظرفیت مبدل نیز می توان به افزایش حرارت مبادله شده از مبدل پی برد) اما افزایش حرارت مبادله شده منجر به افزایش اتلافات اگزرژی نسبی نشده است. زیرا با افزایش ΔT_{HS} ، دمای خروجی جریان منبع حرارتی کاهش یافته و به دمای سیال کاری ورودی به پیش گرم کن نزدیک تر می شود و به این ترتیب مقدار LMTD و پیرو آن اتلافات اگزرژی نسبی در پیش گرم کن کاهش می یابد.

در شکل (۵-۱۷)، با افزایش ΔT_{HS} از ۸۰ به ۱۰۰°C، ظرفیت مورد نیاز برای پیش گرم کن افت می کند که ناشی از عبور از مقدار ΔT_{HS} بهینه (بهینه در بازیابی حرارتی و بدست آمدن بهترین راندمان حرارتی و اگزرژی اول) می باشد.

مطابق شکل (۵-۱۸)، هرچه ΔT_{HS} کمتر باشد، به ازای کار خالص تولیدی به تبدلی با ظرفیت کمتر نیاز است به جز حالتی که سوپرهیت کردن بخار ورودی به توربین زیاد و در پیکربندی نیز از مبدل حرارتی داخلی استفاده شده باشد البته باید توجه داشت در این حالات، راندمان نیز کاهش می یابد.

با توجه به اشکال بررسی شده، سیال کاری اول با دمای بحرانی کمتر نسبت به سیال کاری چهارم با دمای بحرانی بالاتر، در شرایط یکسان معمولاً، موجب $y_{D,1}$ ، LMTD، UA و C بیشتر در پیش گرم کن

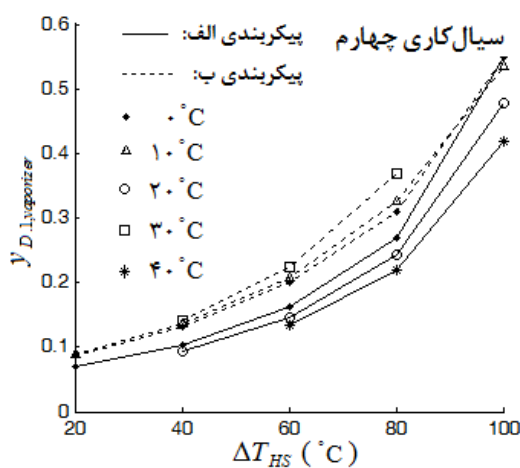
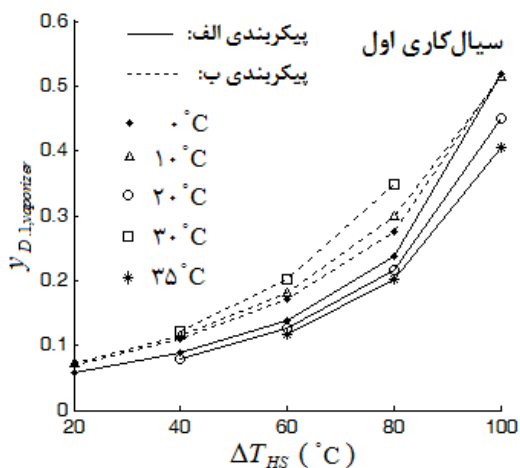


شکل (۵-۱۸): نسبت ظرفیت پیش گرم کن به کار تولیدی در سیکل در مقابل اختلاف دمای ورودی و خروجی جریان منبع حرارتی، در دو پیکربندی و دماهای مختلف سوپر هیت بخار ورودی به توربین

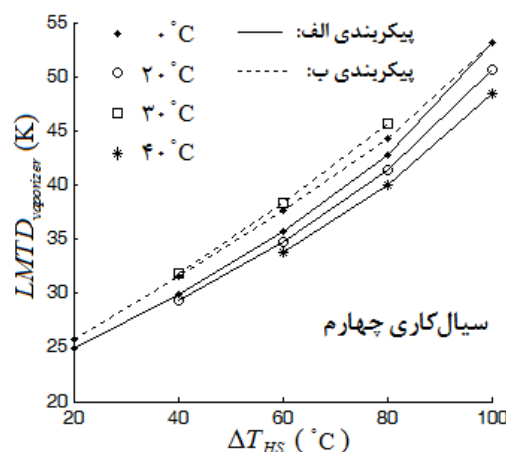
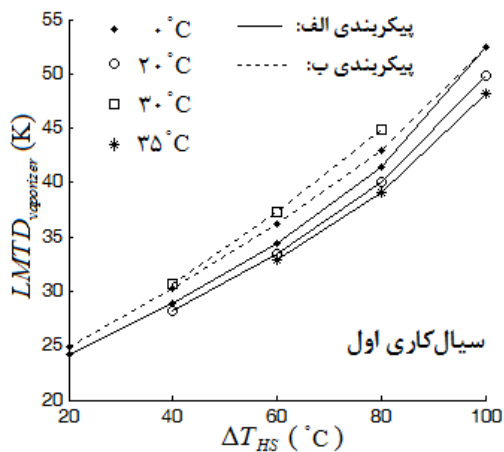
می‌شود، این موضوع را می‌توان به دلیل خصوصیات مختلف سیال‌های اول و چهارم و منحنی تغییر فاز آنها در نمودار دما-آنترپی دانست. لازم به یادآوریست نمودارهای تشکیل شده از سیال کاری دوم و سوم نیز با توجه به دمای بحرانشان، تقریباً به ترتیب بین نمودارهای بدست آمده از سیال کاری اول و چهارم قرار گرفته است.

۴-۲-۵ بررسی عملکرد تبخیرکننده

مطابق شکل (۵-۱۹) افزایش ΔT_{HS} باعث افزایش اتلافات انرژی نسبی در تبخیرکننده می‌گردد و دلیل آن مطابق شکل (۵-۲۰)، کاهش مطابقت دمایی و افزایش LMTD در این جزء از سیکل است. با توجه شکل (۵-۲۰) و شکل (۵-۲۱) نیز می‌توان گفت افزایش LMTD و UA، نشان از افزایش حرارت مبادله شده در تبخیرکننده است، همچنین همان طور که در شکل (۵-۲۲) نشان داده شده، نسبت ظرفیت مبدل به کار خالص تولیدی سیکل تا $\Delta T_{HS} = 80$ ، تقریباً ثابت است. دلیل افزایش LMTD با افزایش یافتن ΔT_{HS} ، این است که با افزایش ΔT_{HS} ، شیب جریان منبع حرارتی زیاد شده و پیرو آن دما و فشار در تبخیرکننده کاهش پیدا می‌کند، و به همین دلیل مطابقت دمایی بین سیال کاری و جریان منبع حرارتی در تبخیرکننده کاهش پیدا می‌کند.

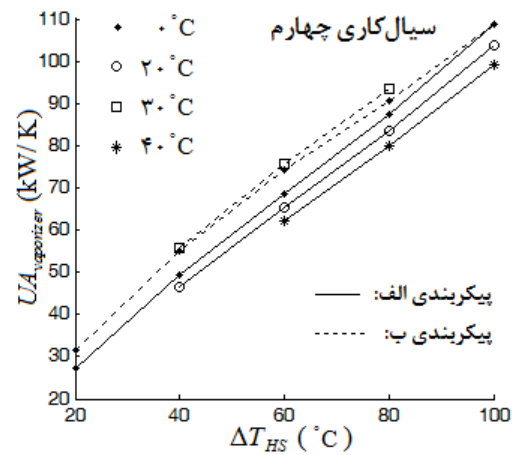
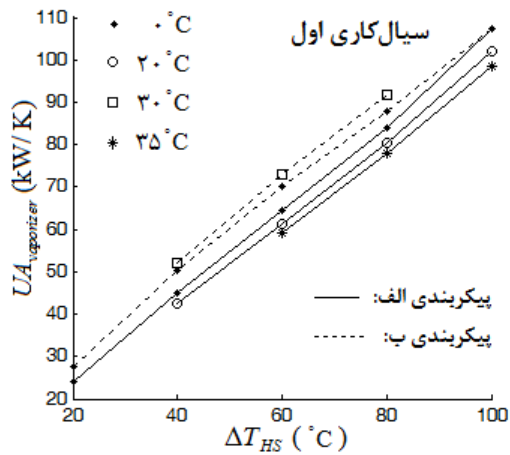


شکل (۵-۱۹): نسبت اتلافات انرژی تبخیرکننده به انرژی کل وارد شده به سیکل در مقابل اختلاف دمای ورودی و خروجی جریان منبع حرارتی، در دو پیکربندی و دماهای مختلف سوپرهیت بخار ورودی به توربین

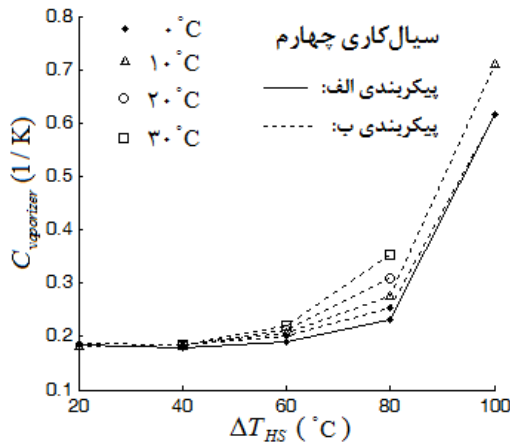
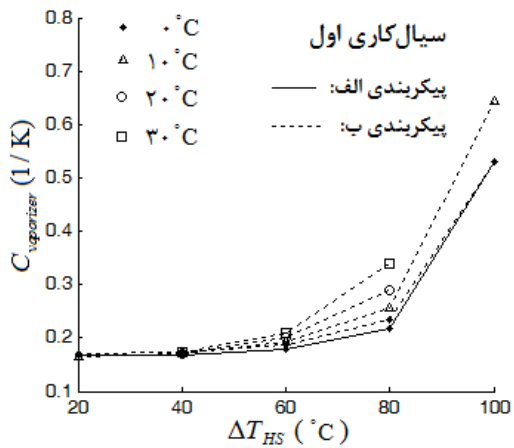


شکل (۵-۲۰): اختلاف دمای متوسط لگاریتمی در تبخیرکننده، در مقابل اختلاف دمای ورودی و خروجی جریان منبع حرارتی، در دو پیکربندی و دماهای مختلف سوپرهیت بخار ورودی به توربین

به این نکته باید توجه داشت که اتلافات انرژی در تبخیرکننده در ΔT_{HS} های بالا، سهم قابل توجهی از انرژی ورودی به سیکل را به خود اختصاص می‌دهد به طور مثال برای سیال کاری اول در پیکربندی الف و در $\Delta T_{HS} = 20$ و بدون سوپرهیت کردن بخار ورودی به توربین، مقدار اتلافات انرژی در تبخیرکننده ۷/۵٪ از کل انرژی ورودی است اما در $\Delta T_{HS} = 80$ این مقدار برابر ۲۳/۸٪ و در $\Delta T_{HS} = 100$ به ۵۱/۷٪ افزایش می‌یابد به عبارت دیگر در این شرایط بیش از نیمی از انرژی ورودی به سیکل در تبخیرکننده تلف می‌شود.



شکل (۵-۲۱): ظرفیت تبادل حرارتی در تبخیرکننده در مقابل اختلاف دمای ورودی و خروجی جریان منبع حرارتی، در دو پیکربندی و دماهای مختلف سوپرهیت بخار ورودی به توربین



شکل (۵-۲۲): نسبت ظرفیت تبخیرکننده به کار تولیدی در سیکل در مقابل اختلاف دمای ورودی و خروجی جریان منبع حرارتی، در دو پیکربندی و دماهای مختلف سوپرهیت بخار ورودی به توربین

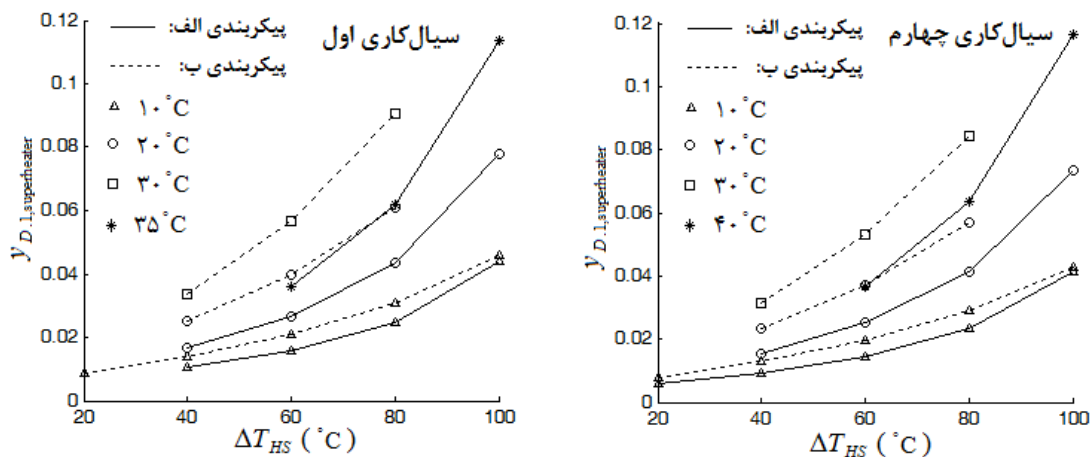
سوپرهیت کردن سیال ورودی به توربین، در پیکربندی الف باعث کاهش اندک نسبت اتلافات انرژی، سیال کاری اول با دمای بحرانی کمتر، نسبت به سیال کاری چهارم، در شرایط یکسان معمولاً موجب است. لازم به ذکر است در ΔT_{HS} بالاتر، تغییرات حاصل از سوپرهیت کردن، قابل توجه‌تر است.

سیال کاری اول با دمای بحرانی کمتر، نسبت به سیال کاری چهارم، در شرایط یکسان معمولاً موجب است. لازم به ذکر است در ΔT_{HS} بالاتر، تغییرات حاصل از سوپرهیت کردن، قابل توجه‌تر است.

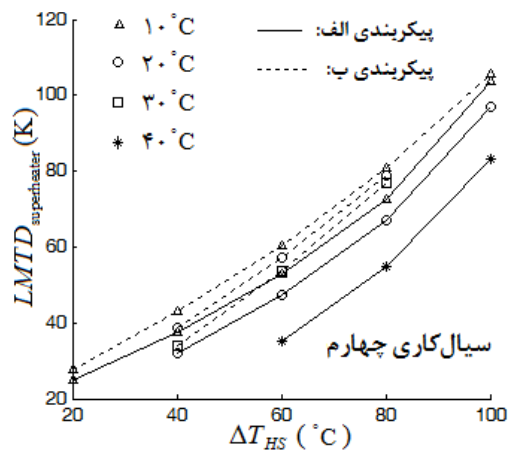
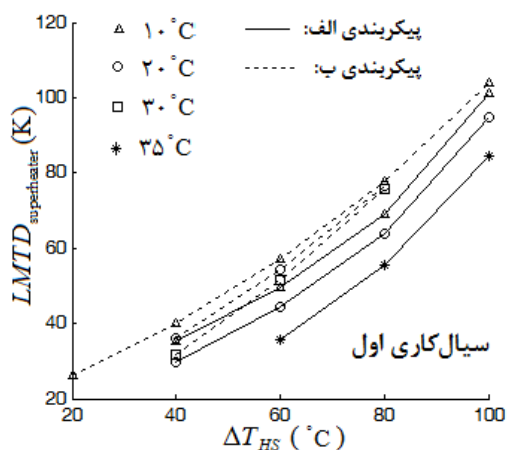
۵-۲-۵ بررسی عملکرد سوپرهیت کننده

با توجه به شکل (۲۳-۵) که اتلافات اگزرژی نسبی را در سوپرهیت کننده نشان می‌دهد، می‌توان گفت در پیکربندی الف نسبت به پیکربندی ب، در شرایط یکسان، اتلافات اگزرژی نسبی در سوپرهیت کننده کمتر است. همچنین مطابق شکل (۲۳-۵) و شکل (۲۴-۵)، با افزایش ΔT_{HS} ، به دلیل افزایش شیب جریان منبع حرارتی و کاهش دمای تبخیرکننده، LMTD و اتلافات گزرژی نسبی نیز افزایش پیدا می‌کند.

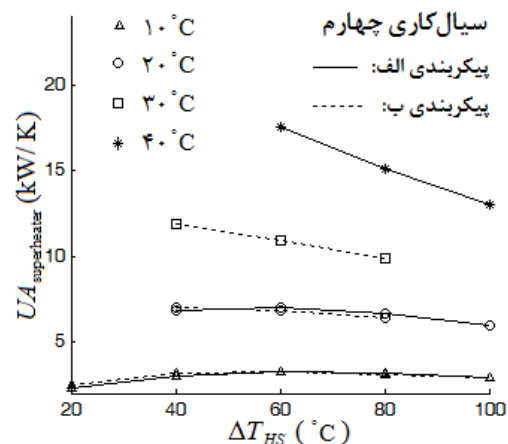
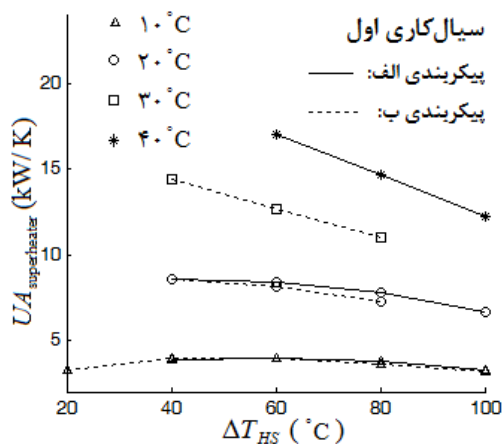
همان‌طور که واضح است، با افزایش درجه‌ی سوپرهیت بخار ورودی به توربین، هرچند LMTD در آن کاهش پیدا می‌کند اما نمی‌توان این‌طور استنباط نمود که با کاهش LMTD و افزایش مطابقت دمایی مناسب‌تر در سوپرهیتر، اتلافات اگزرژی نسبی نیز در آن کاهش پیدا می‌کند، زیرا از طرف دیگر حرارت مبادله شده نیز در سوپرهیتر افزایش یافته (از ضرب LMTD در UA) UA مطابق شکل (۲۵-۵) در شرایط یکسان برای دو دمای سوپرهیت شدن بخار ورودی به توربین، این موضوع را می‌توان دریافت) و به همین دلیل، اتلافات اگزرژی نسبی نیز در این جزء از سیکل با افزایش درجه‌ی سوپرهیت بخار ورودی به توربین، افزایش پیدا کرده است.



شکل (۲۳-۵): نسبت اتلافات اگزرژی سوپرهیت کننده به اگزرژی کل وارد شده به سیکل در مقابل اختلاف دمای ورودی و خروجی جریان منبع حرارتی، در دو پیکربندی و دماهای مختلف سوپرهیت بخار ورودی به توربین

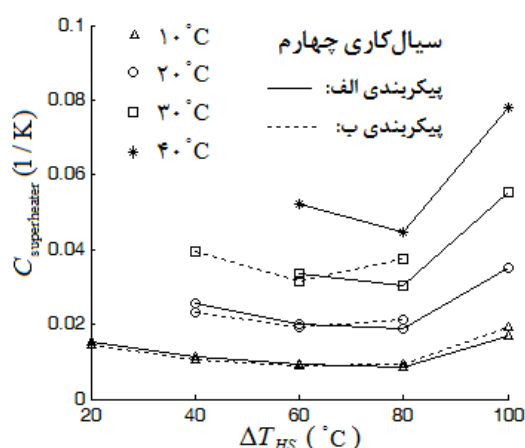
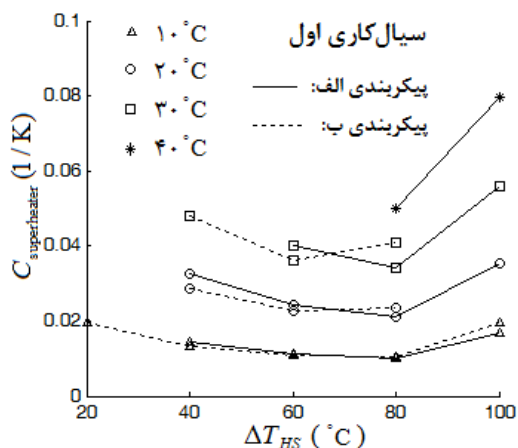


شکل (۲۴-۵): اختلاف دمای متوسط لگاریتمی در سوپرهیت کننده، در مقابل اختلاف دمای ورودی و خروجی جریان منبع حرارتی، در دو پیکربندی و دماهای مختلف سوپرهیت بخار ورودی به توربین



شکل (۲۵-۵): ظرفیت تبادل حرارتی در سوپرهیت کننده، در مقابل اختلاف دمای ورودی و خروجی جریان منبع حرارتی، در دو پیکربندی و دماهای مختلف سوپرهیت بخار ورودی به توربین

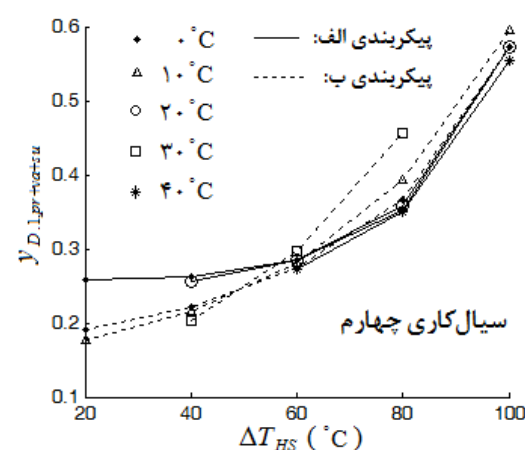
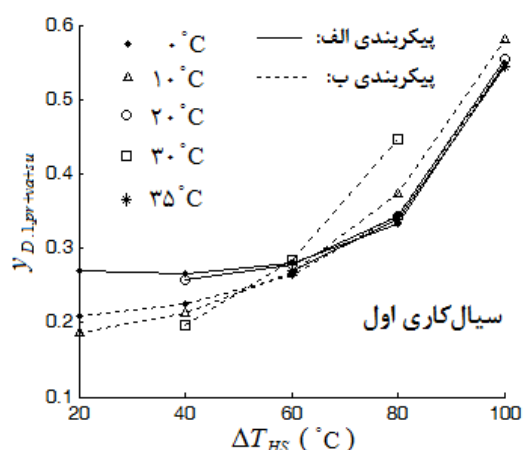
همان‌طور که در شکل (۲۶-۵) نسبت ظرفیت مبدل به کار خالص تولیدی نشان داده شده است، با سوپرهیت کردن اندک بخار ورودی به توربین، مقدار C به ازای هر ΔT_{HS} برای سوپرهیت کننده تقریباً ثابت است.



شکل (۵-۲۶): نسبت ظرفیت سوپر هیت کننده به کار تولیدی در سیکل در مقابل اختلاف دمای ورودی و خروجی جریان منبع حرارتی، در دو پیکربندی و دماهای مختلف سوپر هیت بخار ورودی به توربین

۵-۲-۶ اتلافات اگزرژی در بازیابی حرارت از جریان منبع حرارتی

در شکل (۵-۲۷) مجموع اتلافات اگزرژی در پیش گرم کن، تبخیر کننده و سوپر هیت کننده نشان داده شده است. همان طور که مشخص است تا $\Delta T_{HS} = 80$ مقدار اتلافات اگزرژی نسبی در این مجموعه رشد آهسته ای داشته است اما بعد از آن افزایش ناگهانی از خود نشان می دهد، این موضوع برای پیکربندی الف صادق تر است. در ΔT_{HS} های نسبتاً کمتر، نسبت اتلافات اگزرژی مجموع در این سه



شکل (۵-۲۷): نسبت اتلافات اگزرژی پیش گرم کن + تبخیر کننده + سوپر هیت کننده به اگزرژی کل وارد شده به سیکل در مقابل اختلاف دمای ورودی و خروجی جریان منبع حرارتی، در دو پیکربندی و دماهای مختلف سوپر هیت بخار ورودی به توربین

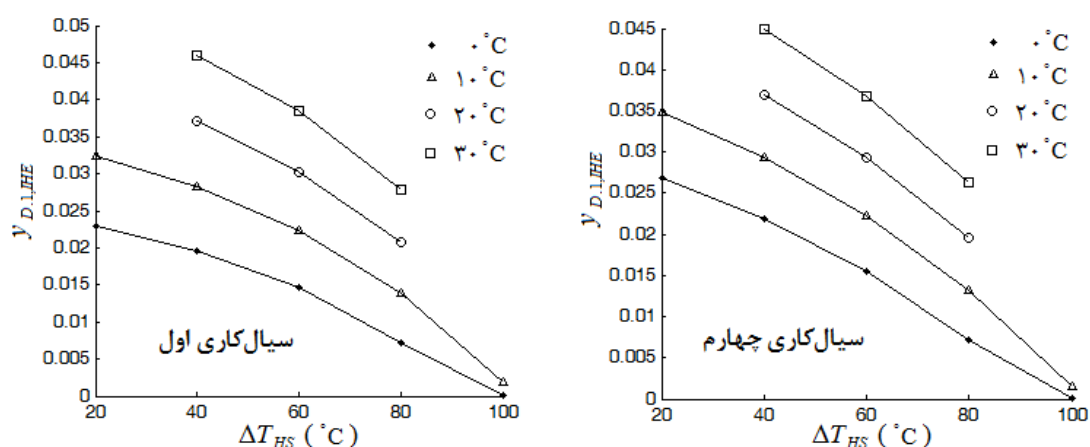
جزء، برای پیکربندی ب کمتر از پیکربندی الف است و با توجه به بررسی اجزاء که پیش تر انجام شد، می توان دلیل آن را به کمتر بودن اتلافات اگزرژی نسبی در پیش گرم کن دانست.

همچنین در ΔT_{HS} های نسبتا کمتر، سوپرهیت کردن بخار ورودی به توربین مفید بوده و موجب کاهش اتلافات اگزرژی نسبی گردیده است اما در ΔT_{HS} های نسبتا بیشتر، تاثیر آن منفیست. این موضوع در پیکربندی ب شدیدتر از پیکربندی الف است.

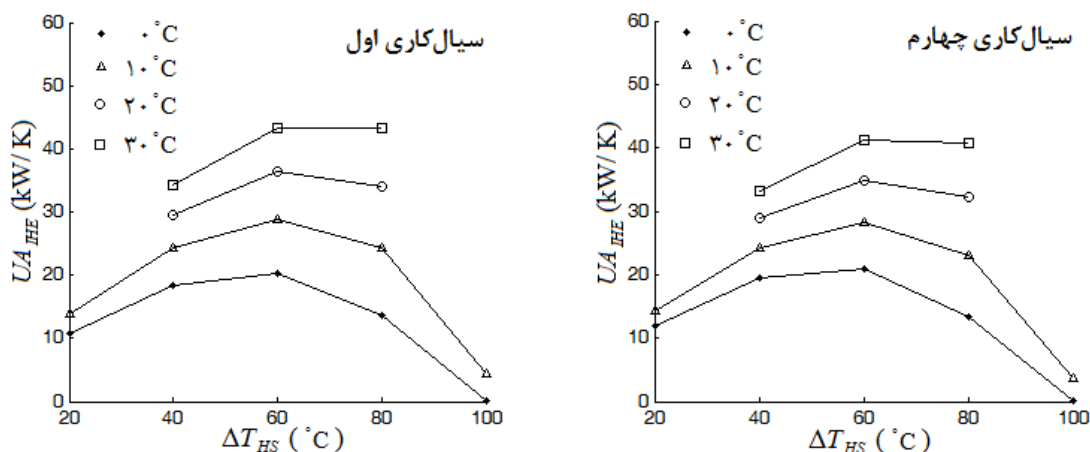
۷-۲-۵ بررسی عملکرد مبدل حرارتی داخلی

همان طور که در قسمت های پیشین راندمان سیکل مورد بررسی قرار گرفت، مبدل حرارتی داخلی در ΔT_{HS} های نسبتا کمتر، نقش مثبتی در افزایش راندمان و در ΔT_{HS} های نسبتا بیشتر، نقش منفی دارد. این در حالیست که در نمودار شکل (۵-۲۸) در ΔT_{HS} های نسبتا کمتر، اتلافات اگزرژی نسبی در مبدل حرارتی داخلی نسبتا زیاد است. این موضوع را می توان این گونه شرح داد که اضافه کردن مبدل حرارتی داخلی و انتقال یافتن حرارت از خروجی توربین به خروجی پمپ، باعث کاهش اتلافات اگزرژی در دی سوپرهیتر و پیش گرم کن می شود، به عبارت دیگر هر چند در ΔT_{HS} های نسبتا کم، اتلافات اگزرژی نسبی در مبدل حرارتی داخلی زیاد است اما به نسبت پیکربندی الف که فاقد مبدل حرارتی داخلیست، از اتلافات اگزرژی در دی سوپرهیتر و پیش گرم کن به مقدار بیشتری کاسته شده است. در ΔT_{HS} های نسبتا بیشتر نیز به دلیل افزایش شیب جریان منبع حرارتی و پیرو آن کاهش فشار و دمای تبخیرکننده، فاصله ی دمایی خروجی توربین و خروجی پمپ کمتر شده، در نتیجه تبادل گرمایی بین خروجی توربین و پمپ کاسته می شود و پیرو آن اتلافات اگزرژی نسبی نیز در مبدل حرارتی داخلی کمتر می گردد. همچنین دلیل افزایش اتلافات اگزرژی نسبی با افزایش درجه ی سوپرهیت شدن سیال کاری ورودی توربین، این است که با افزایش درجه ی سوپرهیت، دمای خروجی توربین نیز بیشتر شده و پیرو آن حرارت مبادله شده در مبدل حرارتی داخلی و اتلافات اگزرژی نسبی نیز در آن بیشتر می شود.

با توجه به اینکه LMTD در مبدل حرارتی داخلی در شرایط کاری مختلف تغییرات اندکی می‌کند می‌توان با توجه به ظرفیت نشان داده شده‌ی مبدل در شکل (۵-۲۹)، به مقدار حرارت مبادله شده در مبدل پی برد. همان‌طور که مشخص است حرارت مبادله شده تقریباً در $\Delta T_{HS} = 60$ بیشینه است. البته همان‌طور که قبلاً بررسی شد، تولید کار سیکل و راندمان حرارتی و اگزرژی اول سیکل در پیکربندی ب نیز در $\Delta T_{HS} = 60$ بیشینه می‌شود.

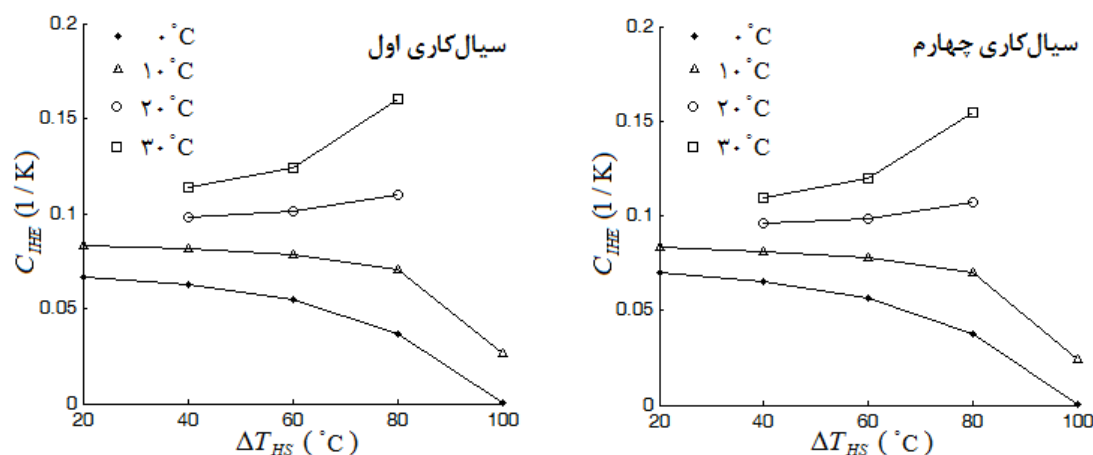


شکل (۵-۲۸): نسبت اتلافات اگزرژی مبدل حرارتی داخلی به اگزرژی کل وارد شده به سیکل در مقابل اختلاف دمای ورودی و خروجی جریان منبع حرارتی، در پیکربندی ب و دماهای مختلف سوپرهیت بخار ورودی به توربین



شکل (۵-۲۹): ظرفیت تبادل حرارتی در مبدل حرارتی داخلی، در مقابل اختلاف دمای ورودی و خروجی جریان منبع حرارتی، در پیکربندی ب و دماهای مختلف سوپرهیت بخار ورودی به توربین

در شکل (۵-۳۰) نسبت ظرفیت مبدل به کار خالص تولیدی سیکل نشان داده شده است. نتایج نشان می‌دهد با افزایش درجه‌ی سوپرهیت بخار ورودی توربین، مقدار C بیشتر می‌شود.



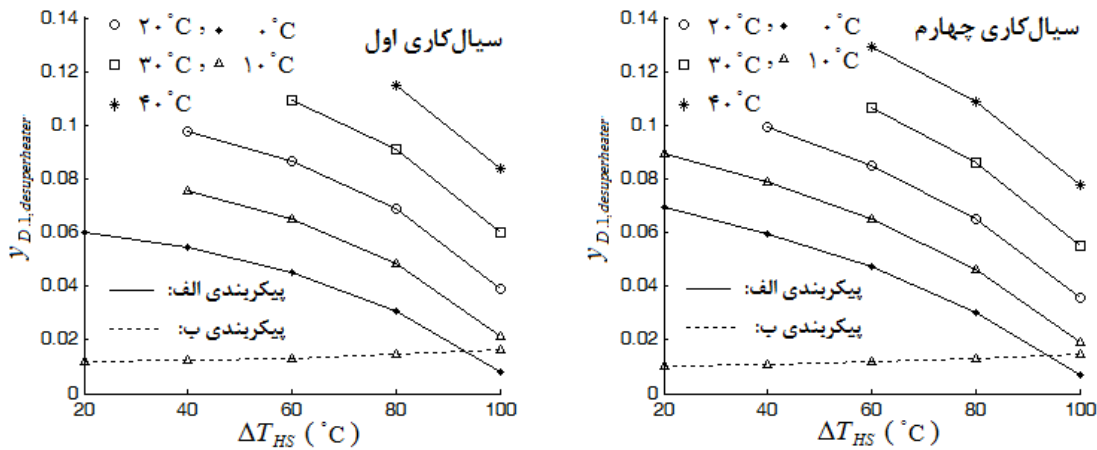
شکل (۵-۳۰): نسبت ظرفیت مبدل حرارتی داخلی به کار تولیدی در سیکل در مقابل اختلاف دمای ورودی و خروجی جریان منبع حرارتی، در پیکربندی ب و دماهای مختلف سوپرهیت بخار ورودی به توربین

۵-۲-۸ بررسی عملکرد دی سوپرهیتر

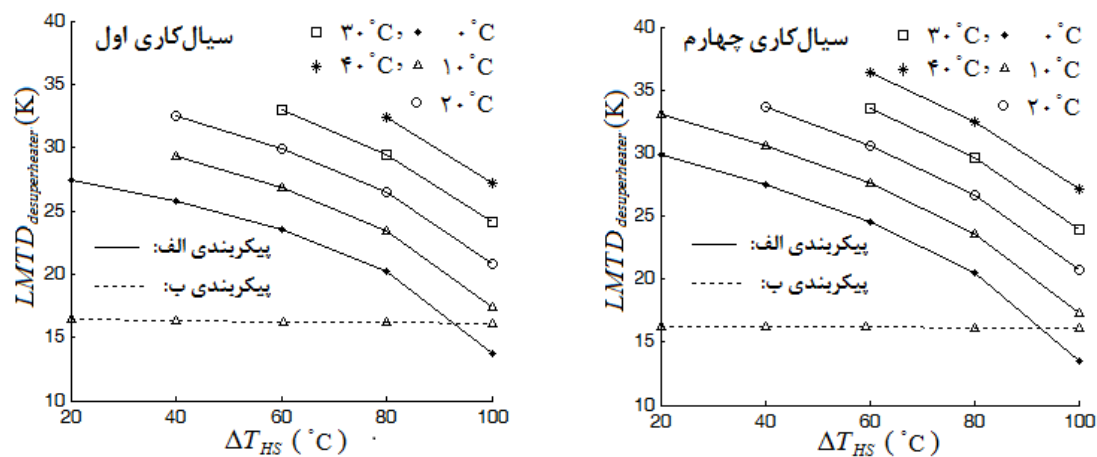
ابتدا لازم به یاد آوریم که در دی سوپرهیتر بخار سوپرهیت سیال کاری از خروجی توربین یا خروجی مبدل حرارتی داخلی، به بخار اشباع و در چگالنده از بخار اشباع به مایع اشباع تغییر حالت می‌دهد. استفاده از مبدل حرارتی داخلی در پیکربندی ب، تاثیر مستقیم بر عملکرد دی سوپرهیتر می‌گذارد به طوری که باعث خنک شدن سیال کاری خروجی از توربین شده و نقش دی سوپرهیتر را در خنک کردن سیال کاری از بخار سوپرهیت تا بخار اشباع، کم‌رنگ می‌کند، به این ترتیب مطابق شکل (۵-۳۱) تا شکل (۵-۳۴) به ترتیب، اتلافات انرژی نسبی، LMTD، UA و C در این جزء از سیکل به ازای تمام دماهای سوپرهیت بخار وارد شده به توربین، به حداقل می‌رسد (با توجه به اختلاف دمای پینچ در مبدل حرارتی داخلی). اما از آن طرف در پیکربندی الف، با افزایش مقدار دمای سوپرهیت بخار ورودی به توربین، دمای بخار خروجی از توربین نیز بالا رفته و به این ترتیب با کاهش مطابقت دمایی بین سیال کاری و سیال خنک کننده و افزایش LMTD در آن، اتلافات انرژی نسبی در دی سوپرهیتر

افزایش می‌یابد.

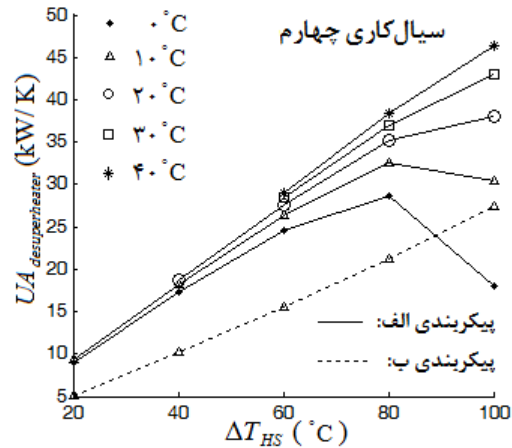
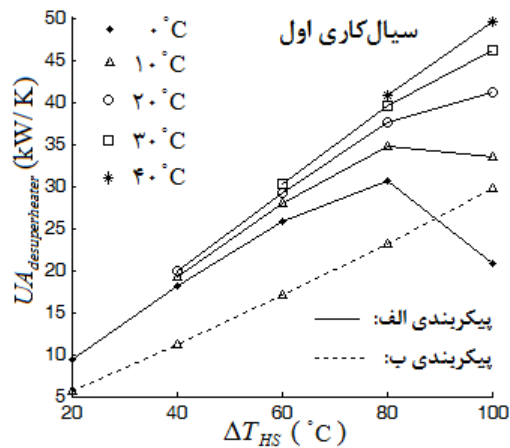
افزایش ΔT_{HS} ، باعث افزایش شیب جریان منبع حرارتی، کاهش دمای تبخیر کننده و کاهش دمای خروجی توربین شده و در نتیجه در پیکربندی الف با افزایش ΔT_{HS} ، LMTD و اتلافات انگرژی نسبی در دی سوپرهیتر کاهش می‌یابد. همچنین سیال کاری چهارم با داشتن دمای بحرانی بالاتر، LMTD و اتلافات انگرژی نسبی بیشتری در دی سوپرهیتر پیکربندی الف (مخصوصاً در حالاتی که مقدار سوپرهیت کردن سیال اندک باشد) ایجاد می‌کند اما در پیکربندی ب تفاوت ناچیز است.



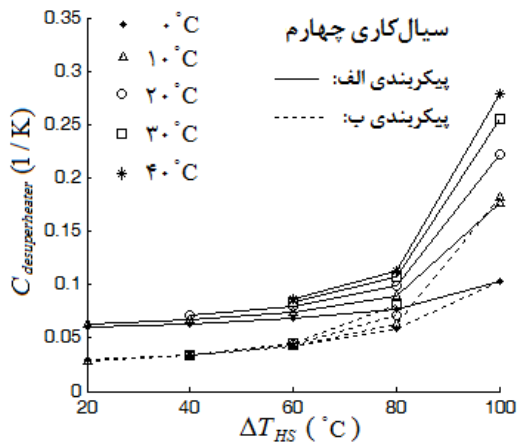
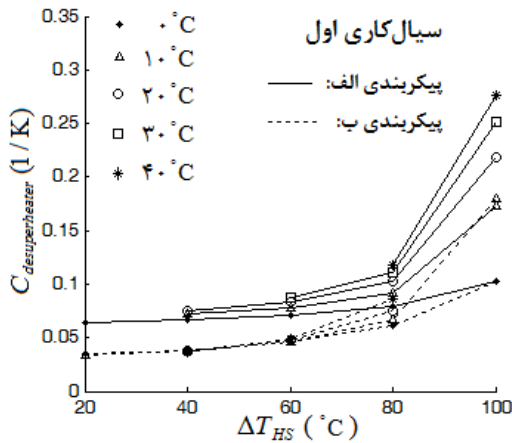
شکل (۳۱-۵): نسبت اتلافات انگرژی دی سوپرهیتر به انگرژی کل وارد شده به سیکل در مقابل اختلاف دمای ورودی و خروجی جریان منبع حرارتی، در دو پیکربندی و دماهای مختلف سوپرهیت بخار ورودی به توربین



شکل (۳۲-۵): اختلاف دمای متوسط لگاریتمی در دی سوپرهیتر، در مقابل اختلاف دمای ورودی و خروجی جریان منبع حرارتی، در دو پیکربندی و دماهای مختلف سوپرهیت بخار ورودی به توربین



شکل (۳۳-۵): ظرفیت تبادل حرارتی در دی سوپرهیتر، در مقابل اختلاف دمای ورودی و خروجی جریان منبع حرارتی، در دو پیکربندی و دماهای مختلف سوپرهیت بخار ورودی به توربین



شکل (۳۴-۵): نسبت ظرفیت دی سوپرهیتر به کار تولیدی در سیکل در مقابل اختلاف دمای ورودی و خروجی جریان منبع حرارتی، در دو پیکربندی و دماهای مختلف سوپرهیت بخار ورودی به توربین

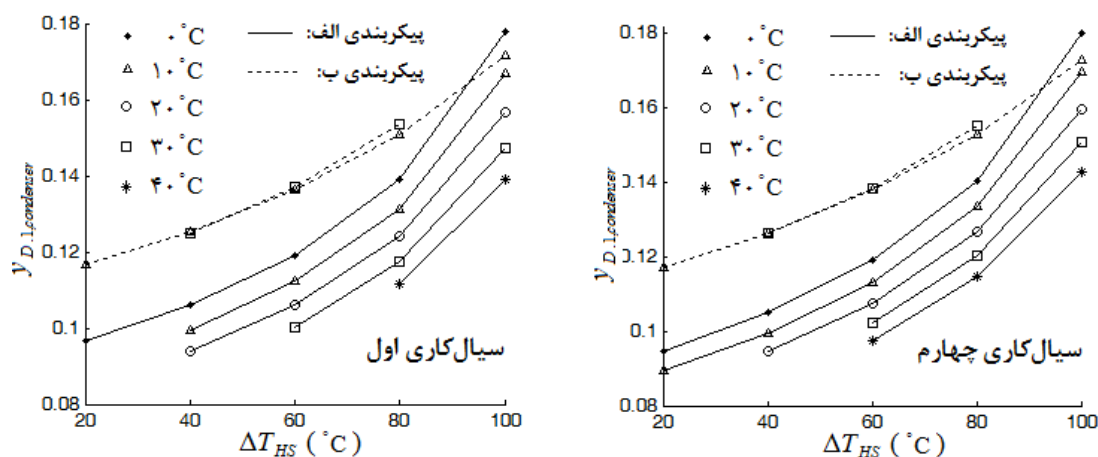
تا $\Delta T_{HS} = 80$ ، روند تغییرات مقدار C کند است اما با افزایش بیشتر ΔT_{HS} ، ناگهان مقدار C افزایش نشان می‌دهد. لازم به یادآوریست در ΔT_{HS} های نسبتاً بیشتر، راندمان سیکل نیز ناگهان افت می‌کند.

۹-۲-۵ بررسی عملکرد چگالنده

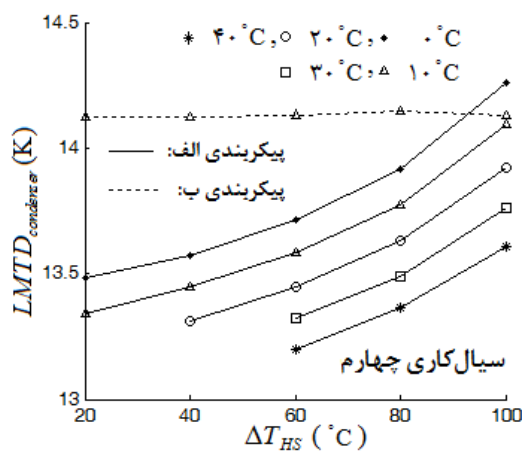
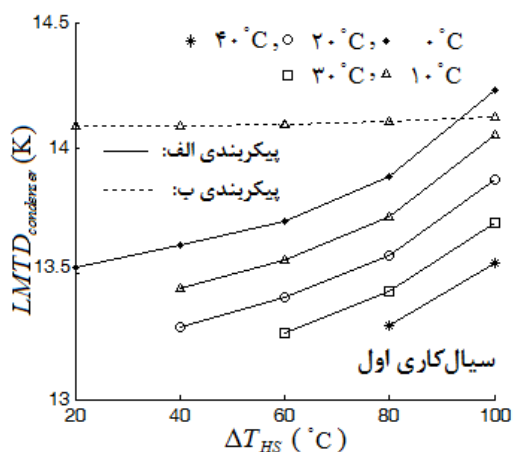
با توجه به اینکه در تحقیق حاضر دمای ورودی و خروجی سیال خنک کننده همواره ۲۵ و ۳۵ °C در

نظر گرفته شده است، دی سوپرهیت در پیکربندی الف از قسمتی از این جریان سرد استفاده کرده و به این ترتیب خروجی جریان سرد در چگالنده، دمایی کمتر از 35°C خواهد داشت، از طرفی نیز سوپرهیت کردن سیال کاری ورودی به توربین باعث افزایش دمای خروجی توربین شده و در نتیجه در دی سوپرهیت پیکربندی الف، سهم بیشتری از سیال خنک کننده می‌بایست برای خنک کردن بخار سوپرهیت خروجی از توربین تا قرار گیری در وضعیت بخار اشباع استفاده شود و به این ترتیب دمای خروجی جریان سرد در چگالنده پیکربندی الف، با سوپرهیت کردن سیال کاری ورودی به توربین، کمتر و کمتر از 35°C می‌شود. این موضوع باعث مطابقت دمایی بهتر و کاهش LMTD و همچنین کاهش اتلافات انرژی در چگالنده شده است. اتلافات انرژی نسبی، LMTD، UA و C برای چگالنده در شرایط مختلف ΔT_{HS} و سوپرهیت بخار ورودی به توربین، به ترتیب در شکل (۵-۳۵) تا شکل (۵-۳۸) نشان داده شده‌اند.

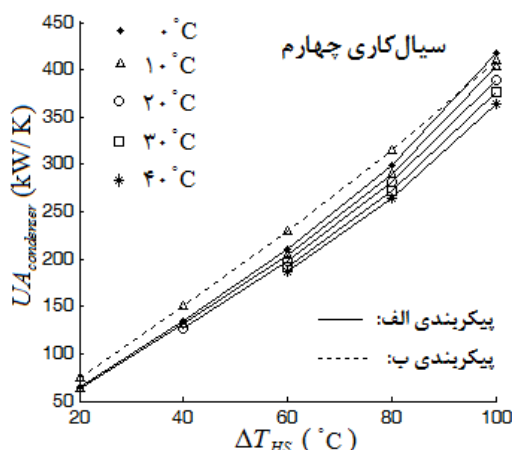
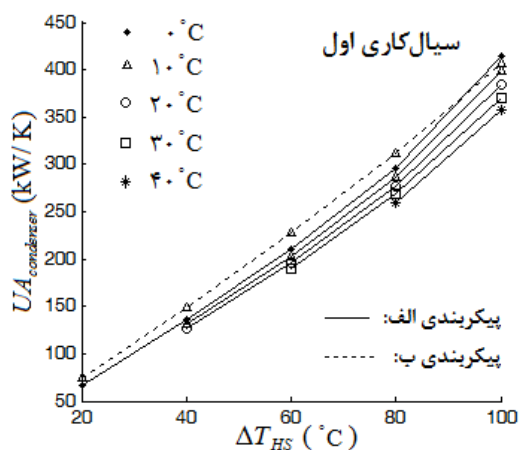
از طرفی نیز افزایش ΔT_{HS} باعث افزایش شیب دمایی جریان منبع حرارتی، کاهش دمای تبخیرکننده، کاهش دمای ورودی و خروجی توربین و در نتیجه باعث کاهش سهم استفاده شده از جریان سرد در دی سوپرهیت پیکربندی الف شده و پیرو آن دمای خروجی چگالنده به 35°C نزدیک‌تر و مطابقت



شکل (۵-۳۵): نسبت اتلافات انرژی چگالنده به انرژی کل وارد شده به سیکل در مقابل اختلاف دمای ورودی و خروجی جریان منبع حرارتی، در دو پیکربندی و دماهای مختلف سوپرهیت بخار ورودی به توربین



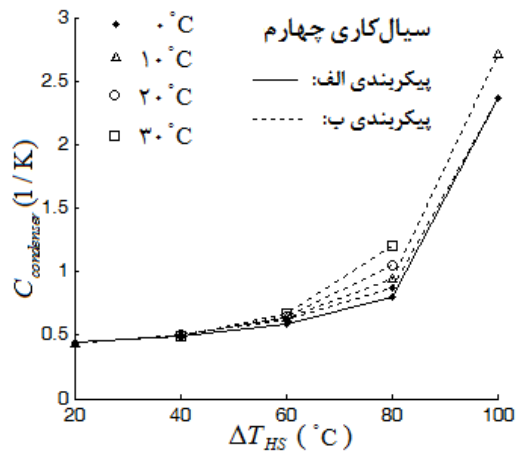
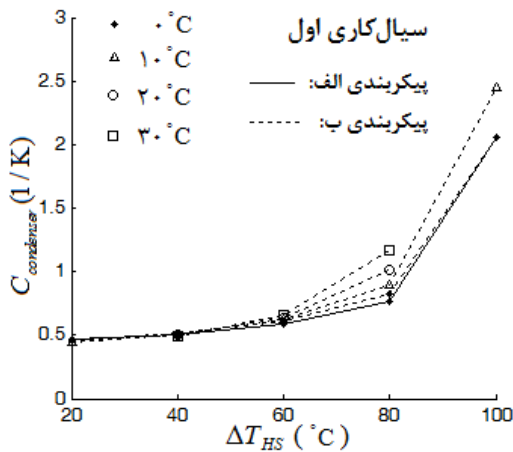
شکل (۵-۳۶): اختلاف دمای متوسط لگاریتمی در چگالنده در مقابل اختلاف دمای ورودی و خروجی جریان منبع حرارتی، در دو پیکربندی و دماهای مختلف سوپرهیت بخار ورودی به توربین



شکل (۵-۳۷): ظرفیت تبادل حرارتی در چگالنده، در مقابل اختلاف دمای ورودی و خروجی جریان منبع حرارتی، در دو پیکربندی و دماهای مختلف سوپرهیت بخار ورودی به توربین

دمایی در آن کمتر و LMTD و اتلافات انرژی نسبتی بیشتر می‌شود.

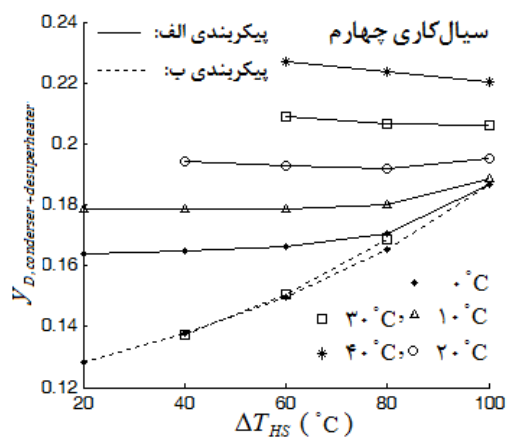
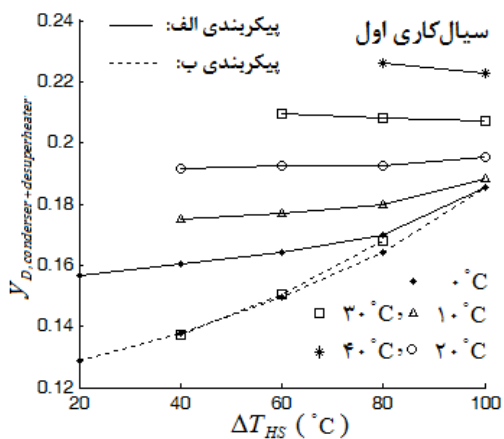
با توجه به شکل (۵-۳۸)، تغییرات مقدار C تا $\Delta T_{HS} = 80$ ، کند و در ΔT_{HS} بیشتر، ناگهان رشد می‌کند. همچنین با توجه به اختلاف دمای پینچ $10^\circ C$ در چگالنده، که کمتر از اختلاف دمای پینچ در مبدل حرارتی داخلی و تبخیرکننده در نظر گرفته شده است، مقدار C در چگالنده به طور چشمگیری از مقدار C در مبدل حرارتی داخلی و تبخیرکننده بیشتر است.



شکل (۵-۳۸): نسبت ظرفیت چگالنده به کار تولیدی در سیکل، در مقابل اختلاف دمای ورودی و خروجی جریان منبع حرارتی، در دو پیکربندی و دماهای مختلف سوپرهیت بخار ورودی به توربین

۵-۲-۱۰ اتلافات انرژی در چگالنده و دی سوپرهیتر

اتلافات انرژی نسبی چگالنده و دی سوپرهیتر در مجموع در شکل (۵-۳۹) نشان داده شده است و از آن می توان دریافت با وجود مبدل حرارتی داخلی در پیکربندی ب، اتلافات انرژی نسبی در چگالنده و دی سوپرهیتر در مقدار کمینه قرار می گیرد و سوپرهیت کردن بخار ورودی به توربین نیز، تاثیر بسیار کمی در مقدار آن می گذارد. اما در پیکربندی الف سوپرهیت کردن، نقش موثری در مقدار اتلافات انرژی نسبی خواهد گذاشت، دلیل آن نیز افزایش اتلافات انرژی در دی سوپرهیتر می باشد



شکل (۵-۳۹): نسبت اتلافات انرژی چگالنده + دی سوپرهیتر به انرژی کل وارد شده به سیکل در مقابل اختلاف دمای ورودی و خروجی جریان منبع حرارتی، در دو پیکربندی و دماهای مختلف سوپرهیت بخار ورودی به توربین

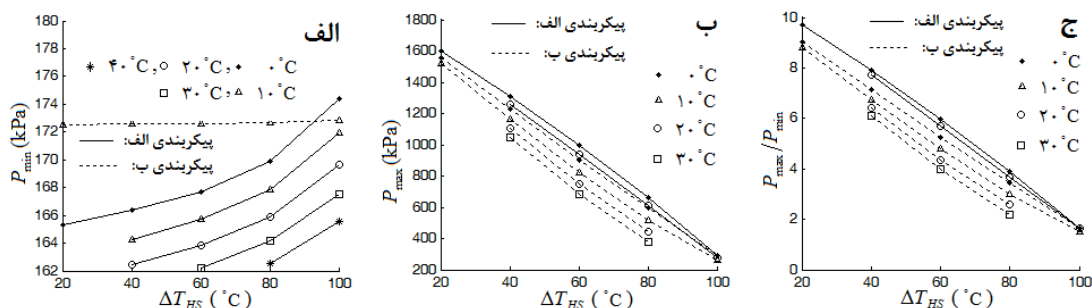
زیرا همان‌طور که گفته شد با سوپرهیت کردن بخار ورودی به توربین، سیال خروجی از توربین در دمای بالاتری قرار خواهد گرفت و باعث افزایش LMTD و اتلافات انرژی در دی‌سوپرهیتر خواهد شد.

۱۱-۲-۵ بررسی عوامل موثر در انتخاب قطعات

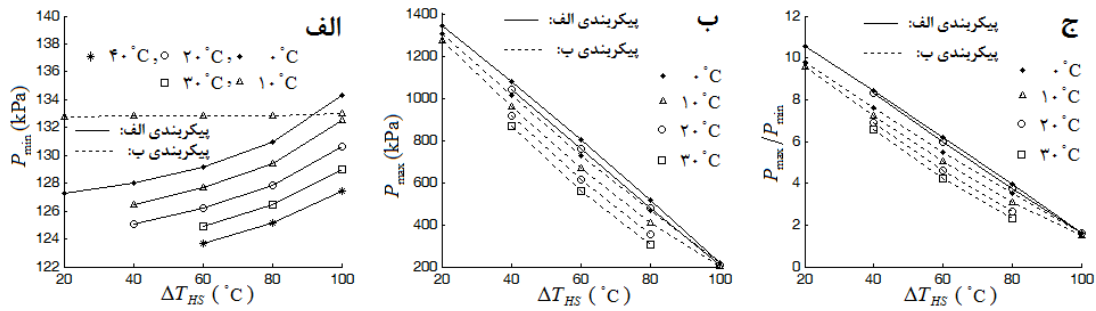
هرچند با توجه به بررسی‌هایی که در قسمت‌های قبل انجام شد، استفاده از سیالات کاری مختلف، تاثیر چشمگیری در پارامترهای ترمودینامیکی همچون راندمان سیکل و اتلافات مبدل‌ها ایجاد نمی‌کند، اما آثار بسیاری در اندازه‌ی سیکل، ایمنی، قیمت و دیگر پارامترها می‌گذارد.

در شکل (۴۰-۵) تا شکل (۴۳-۵) فشار کمینه، بیشینه و نسبت فشار، به ترتیب برای سیال کاری اول تا چهارم در شرایط مختلف نشان داده شده است.

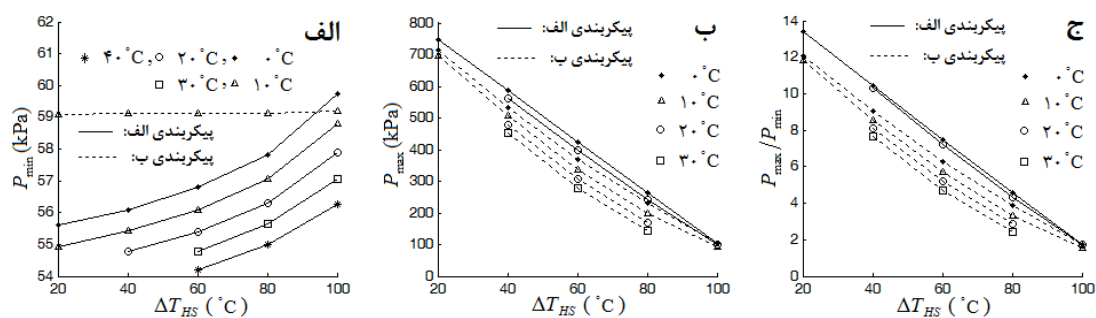
به ترتیب، سیال کاری اول کمترین دمای بحرانی و سیال کاری چهارم بیشترین دمای بحرانی بین سیالات بررسی شده را دارا هستند. به همین دلیل سیال کاری اول بیشترین فشار را در چگالنده و تبخیر کننده داراست و سیال کاری چهارم کمترین فشار. همان‌طور که در فصول پیشین توضیح داده شد، فشار کمتر از اتمسفر در چگالنده ممکن است باعث نفوذ هوا به سیکل شود و فشار بالا در تبخیرکننده ممکن است باعث خرابی مبدل‌ها شده و ایمنی سیکل را به خطر اندازد. از طرفی نسبت



شکل (۴۰-۵): (الف): فشار کمینه، (ب): فشار بیشینه، (ج): نسبت فشار، در سیکل در مقابل اختلاف دمای ورودی و خروجی جریان منبع حرارتی در دو پیکربندی و دماهای مختلف سوپرهیت بخار ورودی به توربین برای سیال کاری اول

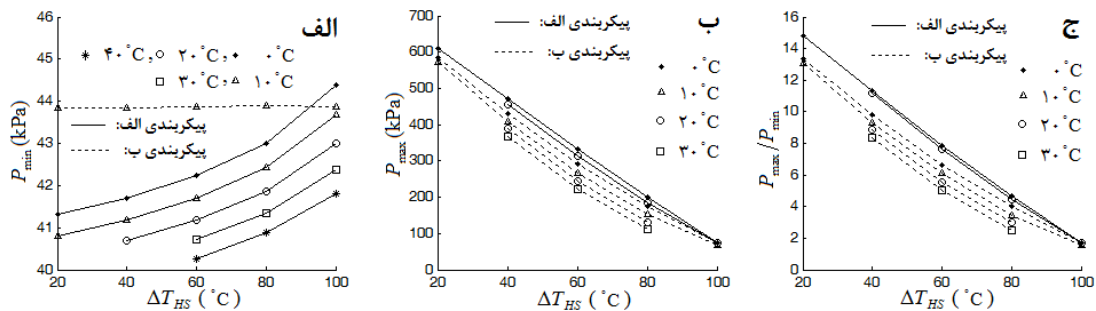


شکل (۴۱-۵): (الف): فشار کمینه، (ب): فشار بیشینه، (ج): نسبت فشار، در سیکل در مقابل اختلاف دمای ورودی و خروجی جریان منبع حرارتی در دو پیکربندی و دماهای مختلف سوپرهیت بخار ورودی به توربین برای سیال کاری دوم



شکل (۴۲-۵): (الف): فشار کمینه، (ب): فشار بیشینه، (ج): نسبت فشار، در سیکل در مقابل اختلاف دمای ورودی و خروجی جریان منبع حرارتی در دو پیکربندی و دماهای مختلف سوپرهیت بخار ورودی به توربین برای سیال کاری

سوم



شکل (۴۳-۵): (الف): فشار کمینه، (ب): فشار بیشینه، (ج): نسبت فشار، در سیکل در مقابل اختلاف دمای ورودی و خروجی جریان منبع حرارتی در دو پیکربندی و دماهای مختلف سوپرهیت بخار ورودی به توربین برای سیال کاری

چهارم

فشار در ورودی و خروجی توربین نیز در انتخاب و طراحی توربین بسیار حائز اهمیت است.

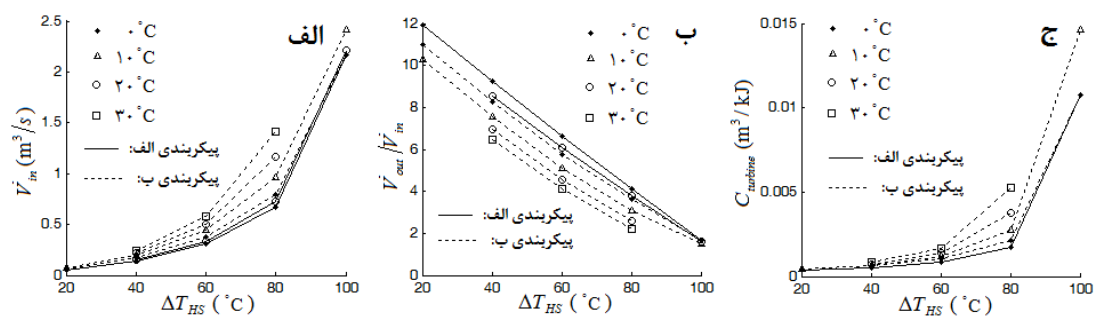
در پیکربندی الف، سوپرهیت کردن سیال ورودی به توربین بر فشار کمینه، بیشینه و نسبت فشار

تاثیر اندکی می‌گذارد و آنها را کاهش می‌دهد و در پیکربندی ب، سوپرهیت کردن بر فشار کمینه بدون تاثیر، و فشار بیشینه و نسبت فشار را تا حدودی کاهش می‌دهد.

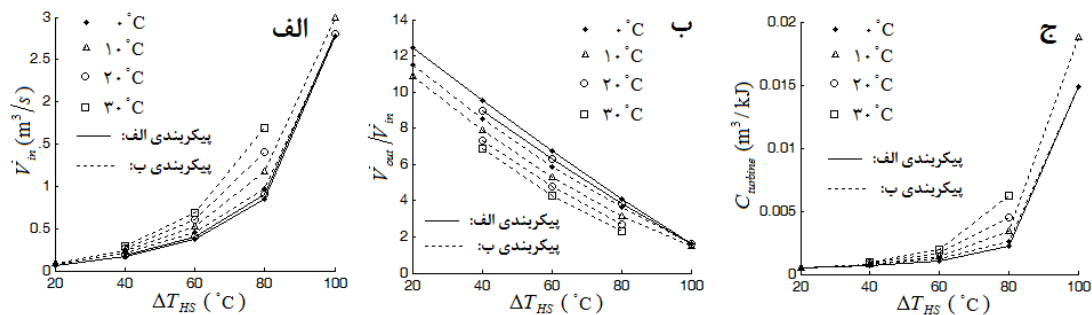
افزایش ΔT_{HS} بر روی فشار کمینه در پیکربندی الف تاثیر اندک افزایشی و در پیکربندی ب بدون تاثیر است اما بر روی فشار بیشینه و نسبت فشار، در هر دو پیکربندی، تاثیر کاهشی چشمگیری می‌گذارد.

قبلا در بررسی مبدل‌های بکار رفته در سیکل، دلایل تغییرات دما و فشار بیشینه در تبخیرکننده و دما و فشار کمینه در چگالنده با توجه به تغییرات درجه‌ی سوپرهیت شدن بخار ورودی به توربین و تغییرات ΔT_{HS} ، به مرور در توضیحات عملکرد مبدل‌ها توضیح داده شده است و در اینجا دیگر توضیح داده نمی‌شود.

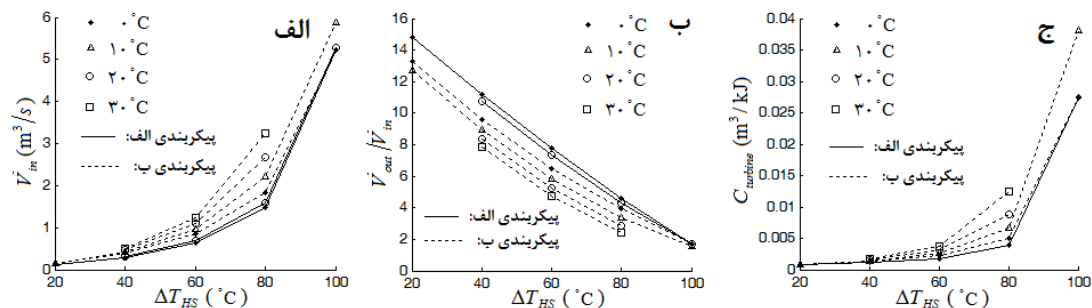
همچون فشار، دبی حجمی در ورودی و خروجی توربین نیز، پارامتر مهمی در طراحی توربین محسوب می‌شود. در شکل (۴۴-۵) تا شکل (۴۷-۵) دبی حجمی ورودی به توربین، نسبت حجمی و نسبت دبی حجمی ورودی به توربین به کار خالص تولیدی سیکل، به ترتیب برای سیالات کاری اول تا چهارم نشان داده شده است. همان‌طور که مشخص است، نسبت حجمی نسبتا از نسبت فشار بیشتر است، همچنین دبی حجمی ورودی، با سوپرهیت کردن بخار ورودی به توربین در پیکربندی الف، تقریبا تغییری نکرده ولی در پیکربندی ب، افزایش می‌یابد، نسبت حجمی نیز با سوپرهیت کردن،



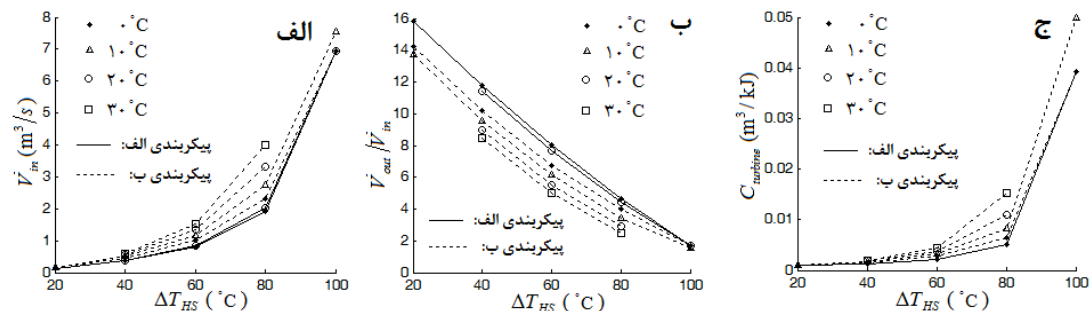
شکل (۴۴-۵): (الف): دبی حجمی بخار ورودی به توربین. (ب): نسبت حجم در توربین. (ج): دبی حجمی ورودی به توربین نسبت به کار تولیدی در سیکل، در مقابل اختلاف دمای ورودی و خروجی جریان منبع حرارتی در دو پیکربندی و دماهای مختلف سوپرهیت بخار ورودی به توربین برای سیال کاری اول



شکل (۴۵-۵): (الف): دبی حجمی بخار ورودی به توربین. (ب): نسبت حجم در توربین. (ج): دبی حجمی ورودی به توربین نسبت به کار تولیدی در سیکل، در مقابل اختلاف دمای ورودی و خروجی جریان منبع حرارتی در دو پیکربندی و دماهای مختلف سوپرهیت بخار ورودی به توربین برای سیال کاری دوم



شکل (۴۶-۵): (الف): دبی حجمی بخار ورودی به توربین. (ب): نسبت حجم در توربین. (ج): دبی حجمی ورودی به توربین نسبت به کار تولیدی در سیکل، در مقابل اختلاف دمای ورودی و خروجی جریان منبع حرارتی در دو پیکربندی و دماهای مختلف سوپرهیت بخار ورودی به توربین برای سیال کاری سوم



شکل (۴۷-۵): (الف): دبی حجمی بخار ورودی به توربین. (ب): نسبت حجم در توربین. (ج): دبی حجمی ورودی به توربین نسبت به کار تولیدی در سیکل، در مقابل اختلاف دمای ورودی و خروجی جریان منبع حرارتی در دو پیکربندی و دماهای مختلف سوپرهیت بخار ورودی به توربین برای سیال کاری چهارم

در پیکربندی الف، تقریباً بدون تغییر و در پیکربندی ب، کاهش می‌یابد. مقدار نسبت دبی حجمی

ورودی به توربین به کار خالص تولیدی ($C_{turbine}$) که بیان‌گر کارایی توربین می‌باشد نیز تا $\Delta T_{HS} = 80$ روندی آهسته و پس از آن به شدت افزایش می‌یابد. همچنین سوپرهیت کردن بخار ورودی به توربین تقریباً تاثیری بر مقدار C در پیکربندی الف نداشته ولی در پیکربندی ب باعث افزایش آن می‌گردد.

با افزایش ΔT_{HS} ، دبی حجمی ورودی به توربین افزایش و نسبت حجمی کاهش می‌یابد. در بین سیالات کاری بررسی شده، هرچه دمای بحرانی سیال کاری انتخابی بالاتر باشد، می‌توان گفت، دبی حجمی ورودی به توربین، نسبت حجمی و مقدار C برای توربین بیشتر است. یادآوری می‌شود همچنین فشار کمینه و بیشینه کمتر و نسبت فشار بیشتر می‌باشد.

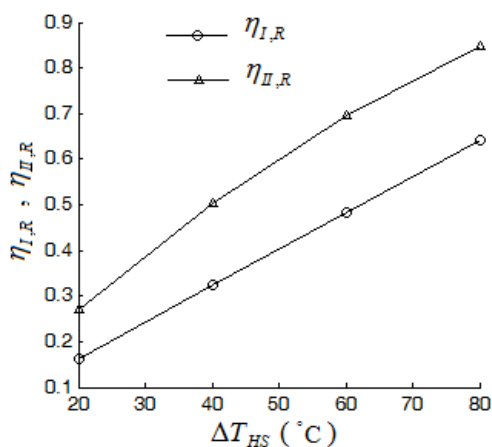
۵-۳ بررسی عملکرد سیکل در ΔT_{HS} ثابت (نمودار گونه‌ی دوم)

در این قسمت عملکرد سیکل در λ های مختلف و در ΔT_{HS} ثابت بررسی می‌شود. (بررسی به سیالات مخلوط اختصاص دارد). با توجه به اینکه شیب دمایی سیالات مخلوط هنگام تغییر فازشان بر عملکرد سیکل بسیار تاثیرگذار است و اختلاف دمایی بحرانی سیالات تشکیل دهنده‌ی سیال مخلوط باعث شیب دمایی سیال مخلوط در تغییر فاز می‌گردد، چهار نوع سیال مخلوط به عنوان نمونه با چهار شیب دمایی مختلف در بررسی انتخاب شده‌اند. به عنوان نمونه، دمای ورودی جریان منبع حرارتی $150^{\circ}C$ در نظر گرفته شده و سیالات مخلوط مطابق جدول (۴-۳)، ایزوپنتان/بوتان نرمال، پنتان نرمال/R245fa، پنتان نرمال/بوتان نرمال و پنتان نرمال/ایزوبوتان در نظر گرفته شده است. لازم به ذکر است در میان سیالات مخلوط انتخابی، به ترتیب کمترین اختلاف دمایی بحرانی سیالات تشکیل دهنده‌ی سیال مخلوط، مربوط است به ایزوپنتان/بوتان نرمال و بیشترین آن نیز به سیال مخلوط پنتان نرمال/ایزوبوتان اختصاص دارد.

با توجه به اینکه آثار تغییرات ΔT_{HS} بر آثار سوپرهیت کردن بخار ورودی به توربین و آثار استفاده از مبدل حرارتی داخلی روی عملکرد سیکل، با استفاده از نمودارهای گونه‌ی اول به طور مفصل بحث

شد، در بررسی نمودارهای نوع دوم اگر با تغییر دادن ΔT_{HS} نتایج جدیدی علاوه بر نتایج بدست آمده از بررسی نمودار نوع اول بدست آمد، یا در مواردی که نیاز به یادآوری برخی نتایج تکراری اما مهم نمودارهای نوع اول وجود داشت، نمودارهای نوع دوم در چندین ΔT_{HS} به طور جداگانه نشان داده شده و با یکدیگر مقایسه خواهند شد اما اگر اینطور نبود تنها در یک ΔT_{HS} به عنوان نمونه بحث می‌شوند.

در شکل (۲-۵) نسبت مقدار حرارت و انگرژی‌ای که از جریان منبع حرارتی توسط سیکل تحت بازیابی قرار می‌گیرد، به کل حرارت و انگرژی منبع (با توجه به حالت مرده) برای ΔT_{HS} های مختلف آورده شده است. (با دمای ورودی جریان منبع حرارتی 150°C)



شکل (۲-۵): نسبت حرارت و انگرژی‌ای که در سیکل تحت بازیابی قرار می‌گیرد به کل حرارت و انگرژی جریان منبع حرارتی (با توجه به حالت مرده) در مقابل اختلاف دمای ورودی و خروجی جریان منبع حرارتی، با دمای ورودی جریان منبع حرارتی 150°C

۱-۳-۵ راندمان حرارتی و انگرژی اول و دوم

در شکل (۴۹-۵) راندمان حرارتی دوم در مقابل درصد مولی سیال تشکیل دهنده‌ی دوم چهار سیال کاری منتخب از جدول (۳-۴) در دو پیکربندی و بدون و با 5°C سوپرهیت کردن سیال کاری ورودی به توربین در $\Delta T_{HS} = 20^{\circ}\text{C}$ نشان داده شده و در شکل (۵۰-۵) نیز همین موارد البته بدون

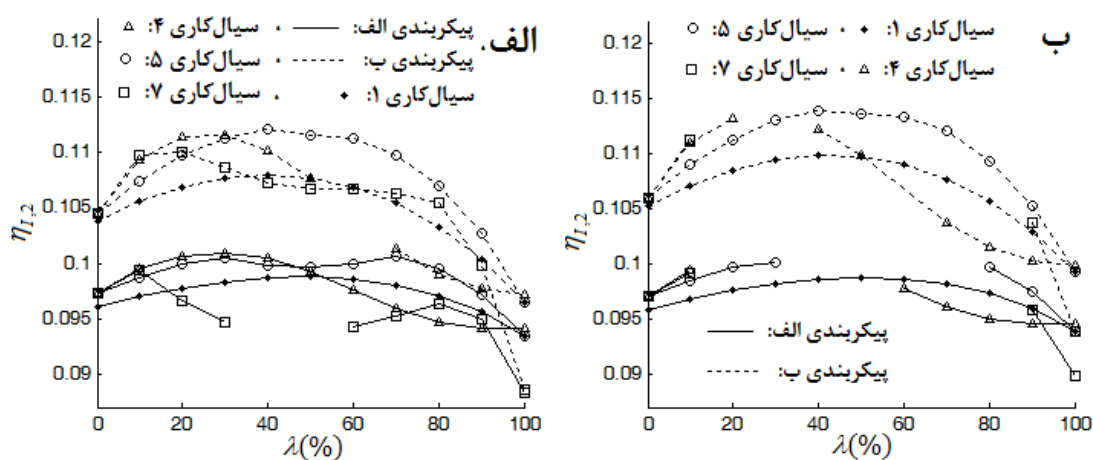
سوپرهیت کردن سیال کاری ورودی به توربین و در $\Delta T_{HS} = 60, 80^{\circ}\text{C}$ مشخص است. با توجه به این نمودارها می‌توان گفت استفاده از سیال کاری مخلوط تاثیر قابل ملاحظه‌ای بر افزایش راندمان نسبت به استفاده از سیال کاری خالص داشته است، البته این تاثیر مثبت در ΔT_{HS} های نسبتا کم، کمتر و در ΔT_{HS} های نسبتا زیاد، بیشتر به چشم می‌خورد. به طور مثال سیال کاری پنجم بدون سوپرهیت کردن سیال ورودی به توربین و در پیکربندی ب، راندمان $11/2\%$ در $\lambda = 40$ و راندمان $10/46\%$ در $\lambda = 0$ (یعنی سیال تشکیل دهنده‌ی اول) در $\Delta T_{HS} = 20^{\circ}\text{C}$ داشته است یعنی حدود 11% افزایش راندمان با بکار بردن سیال مخلوط نسبت به سیال خالص حاصل شده است، این در حالیست که در $\Delta T_{HS} = 60^{\circ}\text{C}$ و در همان شرایط فوق، با بکار بردن سیال مخلوط در $\lambda = 40$ ، راندمان $7/5\%$ و در $\lambda = 0$ راندمان $6/3\%$ می‌باشد یعنی با بکار بردن سیال مخلوط نسبت به سیال خالص راندمان حدود 19% افزایش داشته است. البته در $\Delta T_{HS} = 80^{\circ}\text{C}$ نقش استفاده از سیال کاری مخلوط بسیار پررنگ‌تر بوده و نسبت به استفاده از سیال خالص، راندمان را، حتی به حدود دوبرابر می‌رساند.

همچنین در ΔT_{HS} های نسبتا کم، آثار مثبت استفاده از سیال مخلوط در پیکربندی ب بیشتر از پیکربندی الف است، اما در ΔT_{HS} های نسبتا زیاد این موضوع برعکس شده و آثار مثبت استفاده از سیال مخلوط در پیکربندی ب کمتر از پیکربندی الف خواهد شد.

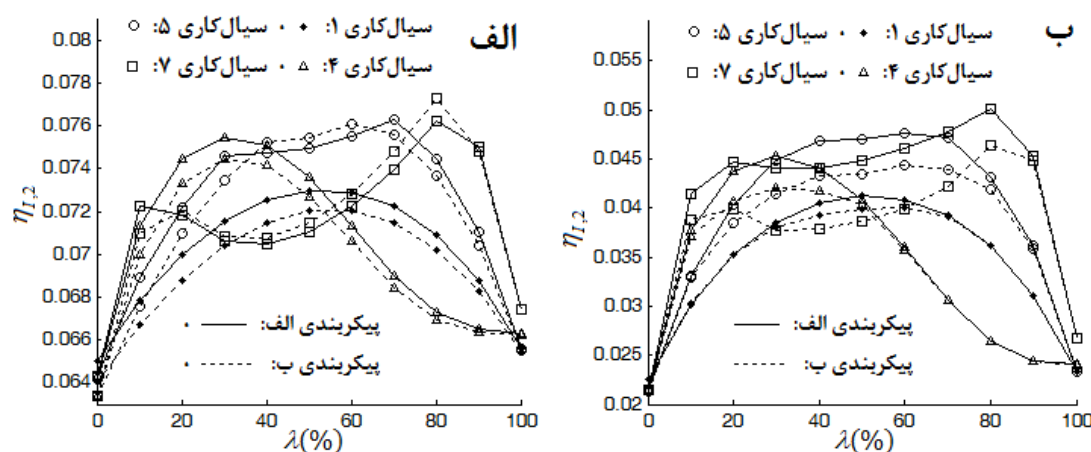
همان‌طور که از شکل‌ها مشخص است آثار حاصل از تغییر λ ممکن است همچون در سیال کاری اول، به طور تقریبا متقارن (نسبت به دو سیال تشکیل دهنده) مشهود باشد و همچنین ممکن است همچون سیال مخلوط چهارم، آثار نامتقارن جلوه کند، این موضوع بستگی به خصوصیات سیالات مخلوط شده دارد.

همان‌طور هم که در بررسی نمودار گونه‌ی اول بدست آمد نیز استفاده از مبدل حرارتی داخلی در ΔT_{HS} نسبتا زیاد باعث کاهش راندمان و در ΔT_{HS} های نسبتا کم نیز باعث افزایش راندمان خواهد شد و البته سوپرهیت کردن سیال کاری ورودی به توربین نیز باعث تغییرات مشابهی در راندمان می‌شود. این موضوعات در بررسی نمودار گونه‌ی اول به طور مفصل بحث شد و البته از شکل (۵-۴۹)

و شکل (۵-۵۰) نیز نتایج مربوط به آثار مبدل حرارتی داخلی، قابل دریافت بود، با توجه به اینکه سوپرهیت کردن سیال ورودی به توربین در ΔT_{HS} های نسبتاً کم، آثار مثبتی بر راندمان می‌گذارد، در شکل (۵-۴۹-ب) این موضوع برای سیالات مخلوط نشان داده شده است. البته به منظور برقراری شروط مدل‌سازی یعنی قرار داشتن اختلاف دمای پینچ در ابتدا یا انتهای تبخیرکننده (همواره)، و یا عدم تغییر فاز سیال کاری در مبدل حرارتی داخلی و... نمی‌توان مقدار درجه‌ی سوپرهیت را در

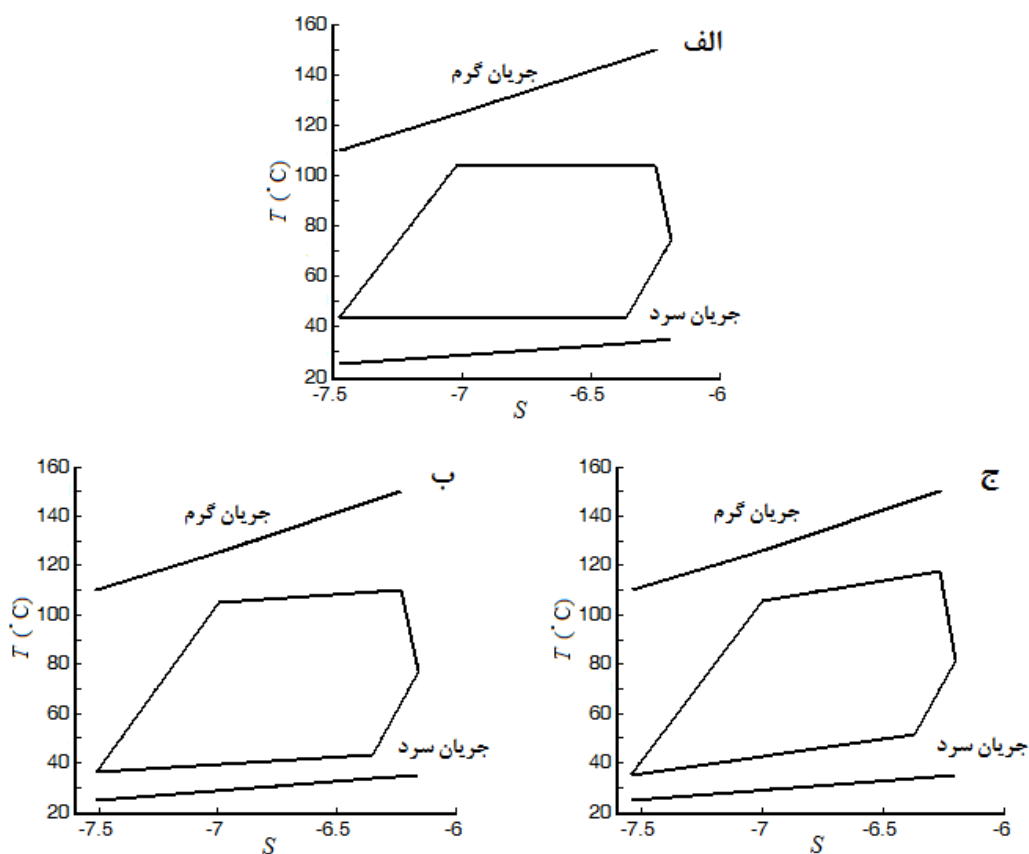


شکل (۵-۴۹): راندمان حرارتی دوم در مقابل درصد مولی سیال تشکیل دهنده‌ی دوم برای ۴ سیال کاری مخلوط در دو پیکربندی و در $\Delta T_{HS} = 20^\circ C$ ، (الف): بدون سوپرهیت کردن سیال کاری در ورودی توربین. (ب): با $5^\circ C$ سوپرهیت کردن سیال کاری در ورودی توربین



شکل (۵-۵۰): راندمان حرارتی دوم در مقابل درصد مولی سیال تشکیل دهنده‌ی دوم برای ۴ سیال کاری مخلوط در دو پیکربندی و بدون سوپرهیت کردن سیال کاری در ورودی توربین. (الف): $\Delta T_{HS} = 60^\circ C$ (ب): $\Delta T_{HS} = 80^\circ C$

ΔT_{HS} نسبتاً کم، زیاد در نظر گرفت. همان‌طور که در شکل مربوطه نیز مشخص است به ازای برخی مقادیر λ به دلیل عدم برقراری شروط مدل‌سازی، محاسبات انجام نگرفته است. (در تحقیق حاضر در هر قسمتی از شکل‌ها که محاسبات انجام نگرفته به دلیل عدم برقراری شروط مدل‌سازی بوده است) همان‌طور که در شکل (۵-۴۹) و شکل (۵-۵۰) نشان داده شده، به غیر از سیال کاری اول و چهارم، با نزدیک شدن λ به مقادیر میانی، از روند افزایشی راندمان حرارتی دوم کاسته شده و یا حتی افت می‌کند، این مسئله برای سیال کاری هفتم نمایان‌تر است. در شکل (۵-۵۱) به عنوان نمونه، نمودار دما-آنتروپی سیال کاری هفتم در پیکربندی الف، بدون سوپرهیت کردن سیال ورودی به توربین و در $\Delta T_{HS} = 40^\circ\text{C}$ به ازای $\lambda = 0$ ، $\lambda = 10$ و $\lambda = 40$ نشان داده شده است. همان‌طور که مشخص است

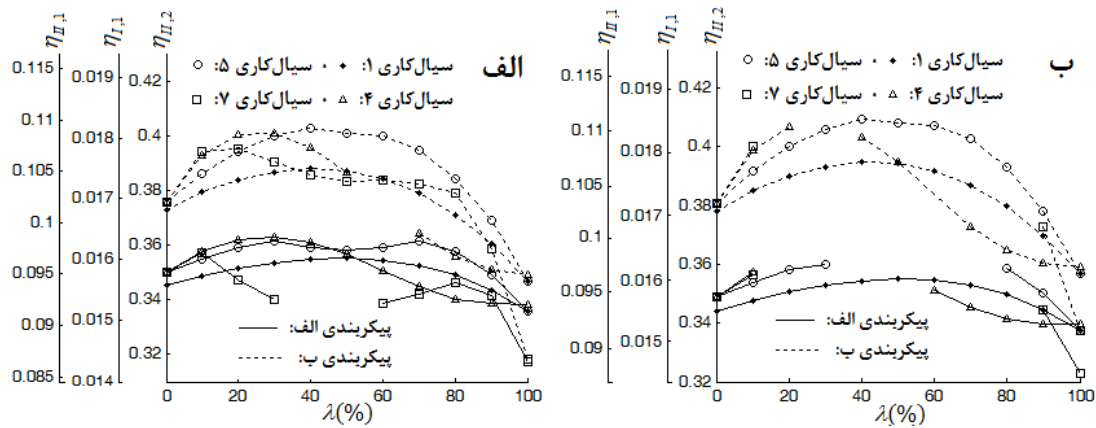


شکل (۵-۵۱): نمودار دما-آنتروپی سیال کاری هفتم در پیکربندی الف، بدون سوپرهیت کردن سیال ورودی به توربین و در $\Delta T_{HS} = 40^\circ\text{C}$ ، (الف): $\lambda = 0$ ، (ب): $\lambda = 10$ ، (ج): $\lambda = 40$

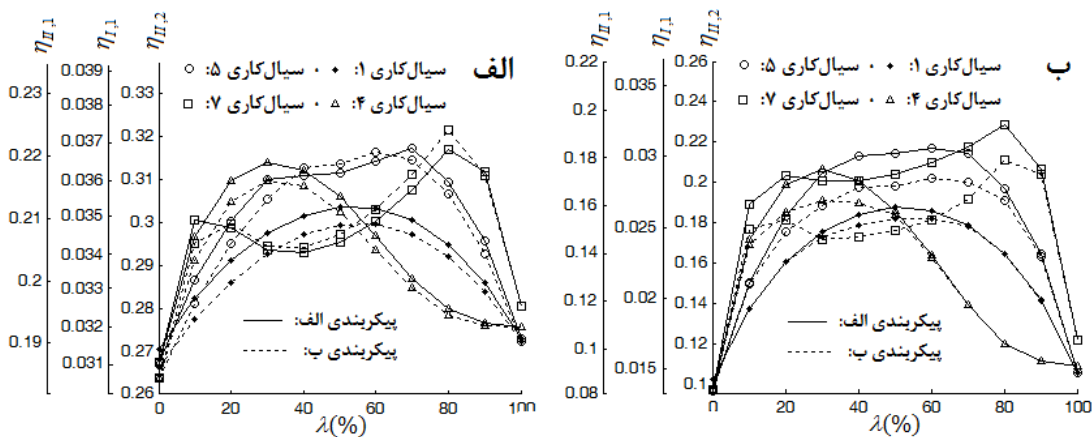
به ازای $\lambda = 0$ سیال کاری، پنتان نرمال خالص بوده و هیچ شیب دمایی هنگام تغییر فاز وجود ندارد، به ازای $\lambda = 10$ نسبت مولی سیال کاری ۰/۱ برای ایزوبوتان و ۰/۹ برای پنتان نرمال بوده و در چگالنده، شیب دمایی تغییر فاز مطابقت بسیار خوبی با شیب جریان سرد دارد (با حفظ اختلاف دمایی پینچ) و این باعث کاهش اتلافات انرژی در چگالنده می‌گردد، از طرف دیگر شیب دمایی در تبخیرکننده نیز به افزایش راندمان کمک می‌کند. اما در شکل (۵-۵۱-ج) به ازای $\lambda = 40$ با وجود اینکه شیب دمایی در تبخیرکننده افزایش یافته و اتلافات انرژی در آن کمتر شده است ولی از طرف دیگر در چگالنده تغییر فاز در شیبی بیشتر از شیب جریان سرد رخ می‌دهد و این باعث عدم مطابقت دمایی مناسب در چگالنده شده و افزایش اتلافات انرژی در آن باعث کاسته شدن از روند افزایشی راندمان و یا حتی افت راندمان حرارتی و انرژی می‌گردد.

به دلیل مشابهت الگوهای رفتاری نمودارهای راندمان حرارتی و انرژی اول و دوم، و با توجه به شرایطی که در نشان دادن راندمان حرارتی دوم در شکل (۵-۴۹) و شکل (۵-۵۰)، در نظر گرفته شد، راندمان انرژی اول و انرژی اول در شکل (۵-۵۲) و شکل (۵-۵۳) نشان داده شده‌اند، همان‌طور که مشخص است الگوی رفتار تغییرات راندمان حرارتی دوم با راندمان انرژی اول، حرارتی اول و انرژی اول کاملاً مشابه بوده و بحث صورت گرفته در مورد رفتار شکل (۵-۴۹) و شکل (۵-۵۰) برای شکل (۵-۵۲) و شکل (۵-۵۳) نیز صادق‌اند. نمودارهای راندمان حرارتی و انرژی اول و دوم به این دلیل مشابه‌اند که در روابط همه‌ی آنها، کار خالص در صورت کسر قرار دارد و مخرجشان نیز در ΔT_{HS} ثابت و λ متغیر، مقداری ثابت است. برای یادآوری روابط راندمان به فصل سوم (۳-۲-۲-۶ راندمان سیکل) مراجعه گردد.

همان‌طور که از شکل (۵-۵۲) و شکل (۵-۵۳) مشخص است در $\Delta T_{HS} = 20^\circ\text{C}$ ، با کمک مبدل حرارتی داخلی و سوپرهیت کردن سیال ورودی به توربین به مقدار 5°C و استفاده از سیال کاری پنجم در $\lambda = 40$ می‌توان به راندمان انرژی اول و انرژی اول به ترتیب ۴۰/۹۴٪، ۱/۸۵٪ و ۱۱/۱۱٪ دست‌یافت.



شکل (۵۲-۵): راندمان آگزرژی دوم، حرارتی اول و آگزرژی اول در مقابل درصد مولی سیال تشکیل دهنده دوم برای ۴ سیال کاری مخلوط در دو پیکربندی و در $\Delta T_{HS} = 20^\circ C$ ، (الف): بدون سوپرهیت کردن سیال کاری در ورودی توربین. (ب): با $5^\circ C$ سوپرهیت کردن سیال کاری در ورودی توربین



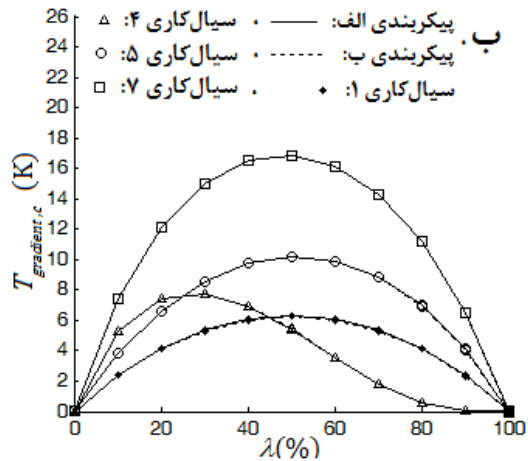
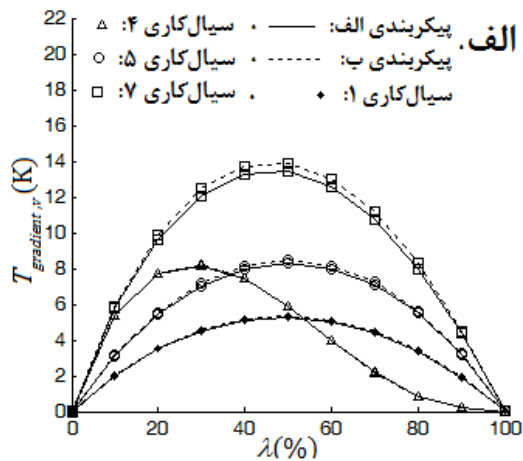
شکل (۵۳-۵): راندمان آگزرژی دوم، حرارتی اول و آگزرژی اول در مقابل درصد مولی سیال تشکیل دهنده دوم برای ۴ سیال کاری مخلوط در دو پیکربندی و بدون سوپرهیت کردن سیال کاری در ورودی توربین. (الف): $\Delta T_{HS} = 60^\circ C$ (ب): $\Delta T_{HS} = 80^\circ C$

مطابق با آنچه قبلا از بررسی نمودارهای گونه‌ی اول در ΔT_{HS} متغیر بدست آمد، راندمان حرارتی و آگزرژی اول که مقدار کار تولید شده را نسبت به حرارت و آگزرژی ورودی جریان منبع حرارتی (حرارت و آگزرژی جریان منبع حرارتی نسبت به حالت مرده) بیان می‌کند در ΔT_{HS} خاصی بیشینه است. همان‌طور که مشخص است در $\Delta T_{HS} = 60^\circ C$ با استفاده از سیال کاری هفتم در $\lambda = 80$ و با بکار بردن مبدل حرارتی داخلی، راندمان حرارتی و آگزرژی اول می‌تواند به ترتیب به $3/73\%$ و

۲۲/۴۳٪ نیز برسد. لازم به یادآوریست در تحقیق حاضر ΔT_{HS} با فواصل 20°C از دمای ورودی جریان منبع حرارتی تا دمای 70°C در نظر گرفته شده تا الگوی رفتار عملکرد سیکل با توجه به تغییرات ΔT_{HS} بدست آید، به این ترتیب محاسبات دقیقی به منظور بدست آوردن بهینه‌ترین ΔT_{HS} که راندمان حرارتی و انرژی را بیشینه می‌کند صورت نگرفته است اما حدود آن بدست آمده است.

۲-۳-۵ بررسی آثار سیال کاری مخلوط بر عملکرد مبدل‌های حرارتی

همان‌طور که در شکل (۵-۵۱) توضیح داده شد، شیب دمایی ایجاد شده هنگام تغییر فاز توسط سیال کاری مخلوط، با توجه به مطابقت دمایی‌ای که در تبخیرکننده و چگالنده ایجاد می‌کند می‌تواند باعث تغییراتی در عملکرد سیستم شده و باعث بهبود راندمان گردد. حال اگر شیب ایجاد شده بیشتر و یا کمتر از شیب جریان سرد و گرم در چگالنده و تبخیرکننده باشد بهبود عملکرد سیستم به طور حداکثری حاصل نخواهد شد. در این بخش با توجه به شیب دمایی سیال کاری مخلوط هنگام تغییر فاز، به آثار استفاده از سیال کاری مخلوط بر عملکرد مبدل‌های حرارتی بکار رفته در سیستم پرداخته می‌شود. در شکل (۵-۵۴) اختلاف دمایی سیال کاری هنگام تغییر فاز در مقابل درصد مولی سیال تشکیل دهنده‌ی دوم در $\Delta T_{HS} = 60^{\circ}\text{C}$ و بدون سوپرهیت کردن سیال ورودی به توربین برای تبخیرکننده و چگالنده نشان داده شده است. همان‌طور که مشخص است سیال کاری اول با کمترین اختلاف دمایی بین دمای بحرانی سیالات سازنده‌اش، کمترین اختلاف دمایی را نیز هنگام تغییر فاز در تبخیرکننده و چگالنده خواهد داشت و البته سیال کاری هفتم نیز با توجه به اختلاف دمایی بین دمای بحرانی سیالات سازنده‌اش، بیشترین شیب دمایی را در تغییر فاز به وجود می‌آورد. همچنین استفاده از مبدل حرارتی داخلی تغییرات اندکی بر روی شیب دمایی می‌گذارد و در چگالنده در شرایطی که فشار، از فشار تبخیرکننده کمتر است، شیب دمایی در تغییر فاز سیال کاری، بیشتر از تبخیرکننده می‌باشد.



شکل (۵-۵۴): اختلاف دمایی سیال کاری هنگام تغییر فاز در مقابل درصد مولی سیال تشکیل دهنده‌ی دوم در $\Delta T_{HS} = 60^\circ C$ و بدون سوپرهیت کردن سیال ورودی به توربین در (الف): تبخیرکننده. (ب): چگالنده.

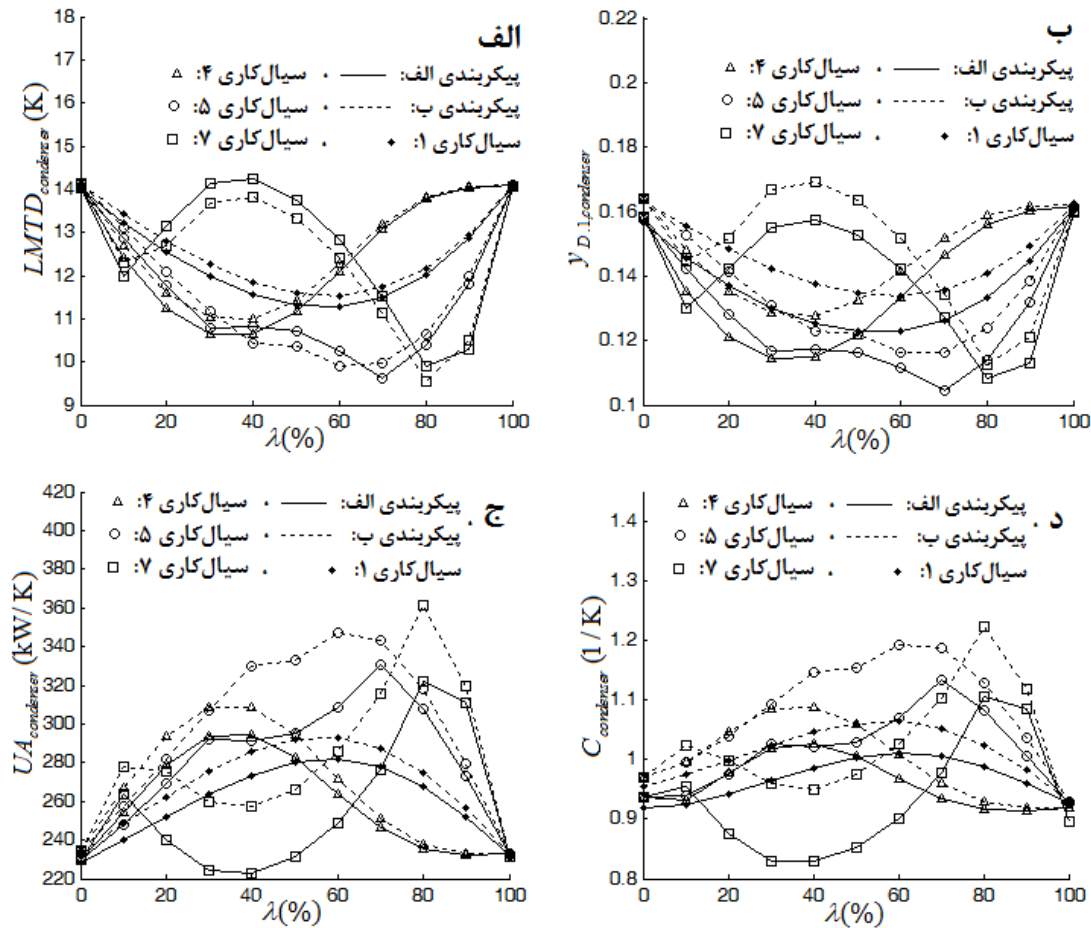
با توجه به شیب دمایی ایجاد شده هنگام تغییر فاز سیال کاری مخلوط در تبخیرکننده و چگالنده و همچنین شیب جریان منبع حرارتی و شیب جریان خنک کننده، اختلاف دمای متوسط لگاریتمی نیز می‌تواند در مبدل‌ها تغییر کند. (با حفظ کمترین اختلاف دمای پینچ در نظر گرفته شده برای مبدل‌های سیکل)

با توجه به اینکه فرض مدل‌سازی بر این است که جریان سرد با دمای $25^\circ C$ وارد چگالنده شده و با دمای $35^\circ C$ از دی‌سوپرهیت‌تر خارج می‌شود و با توجه به اینکه قسمتی از این جریان به خنک کردن بخار سوپرهیت خروجی از توربین (پیکربندی الف) یا مبدل حرارتی داخلی (پیکربندی ب) و رساندن آن به بخار اشباع اختصاص دارد، پس اختلاف دو سر شیب دمایی جریان سرد که سیال کاری توسط آن در چگالنده تغییر فاز می‌دهد می‌تواند کمتر از $10^\circ C$ باشد. بنابراین با توجه به شکل (۵-۵۴-ب) هر سیال کاری در مقدار l ای که شیب دمایی آن با شیب دمایی جریان سرد در چگالنده (اختلاف دو سر شیب کمتر از $10^\circ C$) برابر باشد، مطابق شکل (۵-۵۵-الف) می‌تواند کمترین LMTD ممکن را با توجه به اختلاف دمای پینچ در چگالنده ایجاد کند. مطابق شکل (۵-۵۴-ب) سیال کاری اول و چهارم در l های مختلف و در چگالنده، به ترتیب اختلاف دمایی حداکثر حدود $6^\circ C$ و $8^\circ C$ در تغییر فازشان دارند به همین دلیل مطابق شکل (۵-۵۵-الف) کاهش LMTD ایجاد شده در چگالنده پیوسته

می‌باشد.

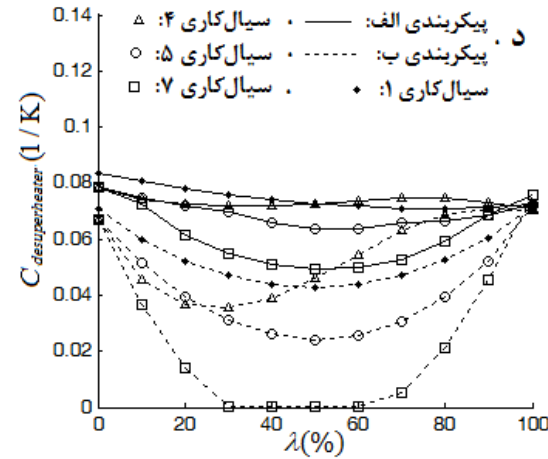
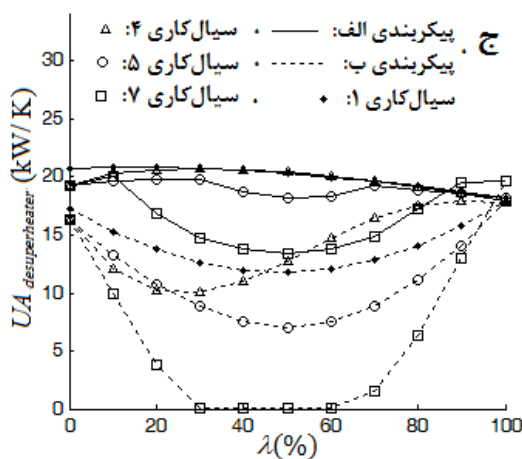
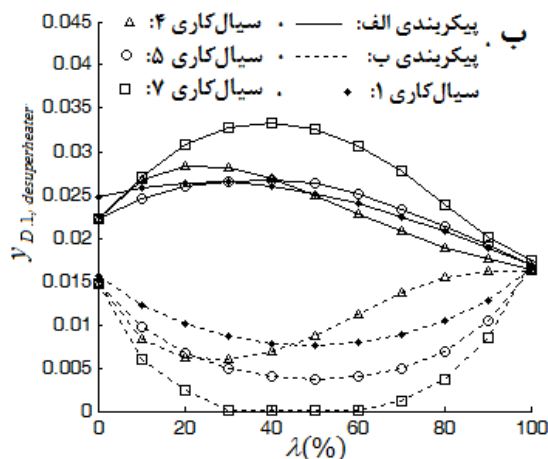
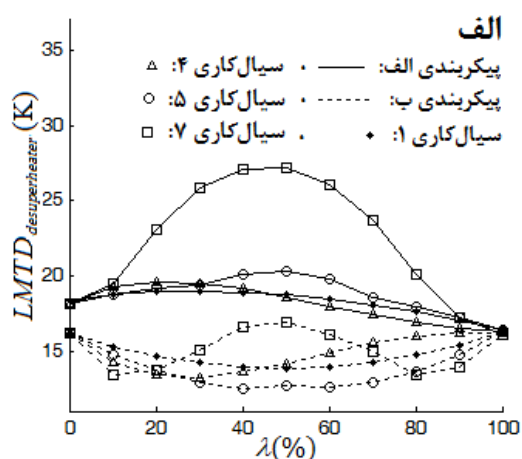
اما در سیالات کاری دیگر مطابق شکل (۵-۵۴-ب)، در λ هایی که شیب دمایی، اختلاف دمایی حدود 10°C و بیشتر ایجاد می‌کند همچون سیال کاری پنجم در $\lambda = 60$ ، به دلیل بیشتر بودن شیب دمایی در تغییر فاز از شیب جریان سرد، مطابقت دمایی کمتر و مطابق شکل (۵-۵۵-الف) روند کاهش LMTD متوقف می‌گردد.

همان‌طور که در شکل (۵-۵۵) نیز نشان داده شده، افزایش و یا کاهش LMTD بر اتلافات انرژی نسبی تاثیر مستقیم و بر ظرفیت و نسبت ظرفیت به کار تولیدی، تاثیر معکوس گذاشته است.



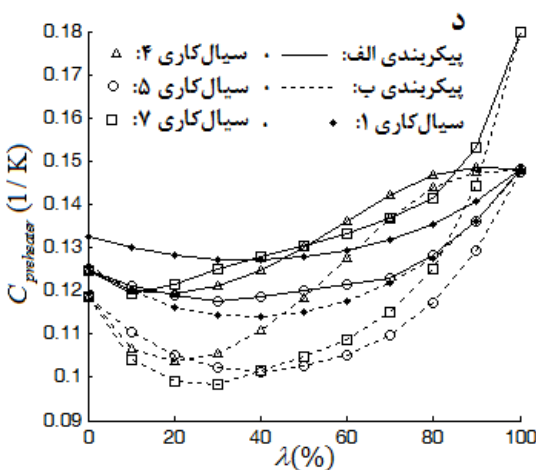
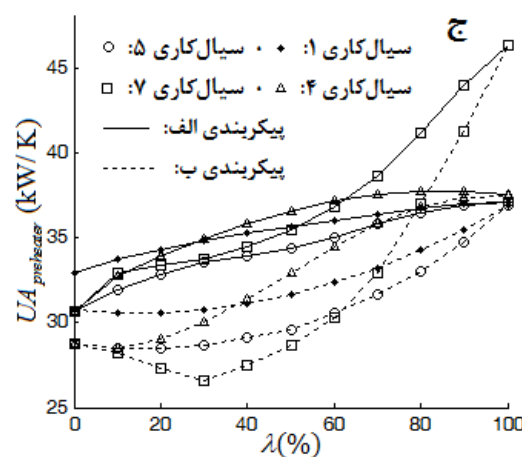
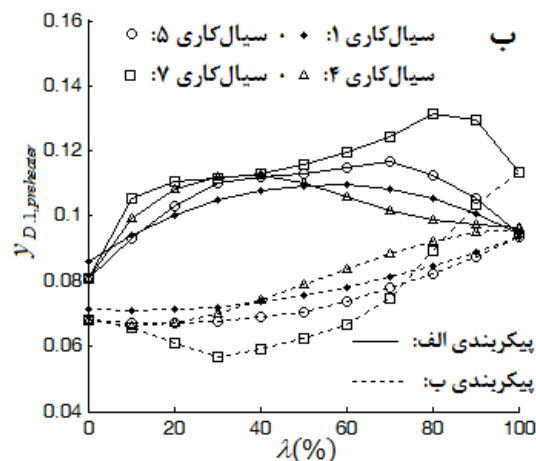
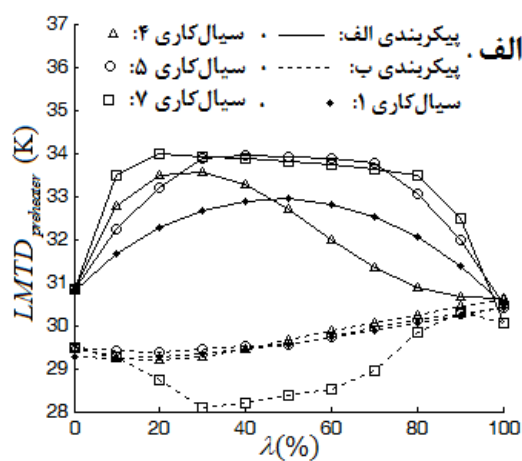
شکل (۵-۵۵): (الف): اختلاف دمای متوسط لگاریتمی (ب): اتلافات انرژی نسبی به انرژی کل وارد شده به سیکل (ج): ظرفیت مبدل حرارتی (د): نسبت ظرفیت به کار تولیدی. در مقابل درصد مولی سیال تشکیل دهنده دوم در $\Delta T_{HS} = 60^\circ\text{C}$ و بدون سوپرهیت کردن سیال ورودی به توربین برای چگالنده

بیشتر بودن شیب دمایی سیال کاری از شیب جریان خنک کننده در چگالنده نه تنها باعث افزایش LMTD در چگالنده می‌شود بلکه LMTD را نیز در دی‌سوپرهیتر افزایش می‌دهد زیرا سیال کاری در دمای بالاتری به بخار اشباع تبدیل خواهد شد. از بررسی شکل (۵-۵۵-الف) و شکل (۵-۵۶-الف) این موضوع بدست می‌آید. عملکرد دی‌سوپرهیتر از لحاظ‌های دیگر نیز در شکل (۵-۵۶) نشان داده شده است. وجود مبدل حرارتی داخلی با توجه به اینکه حرارت را از خروجی توربین به خروجی پمپ منتقل می‌کند از طرفی باعث خنک شدن سیال در خروجی توربین شده و از این طریق مطابق شکل (۵-۵۶) نقش دی‌سوپرهیتر را کم‌رنگ کرده و LMTD، حرارت منتقل شده از دی‌سوپرهیتر و پیرو



شکل (۵-۵۶): (الف): اختلاف دمای متوسط لگاریتمی (ب): اتلافات انرژی به نسبت به انرژی کل وارد شده به سیکل (ج): ظرفیت مبدل حرارتی (د): نسبت ظرفیت به کار تولیدی. در مقابل درصد مولی سیال تشکیل دهنده‌ی دوم در $\Delta T_{HS} = 60^\circ\text{C}$ و بدون سوپرهیت کردن سیال ورودی به توربین برای دی‌سوپرهیتر

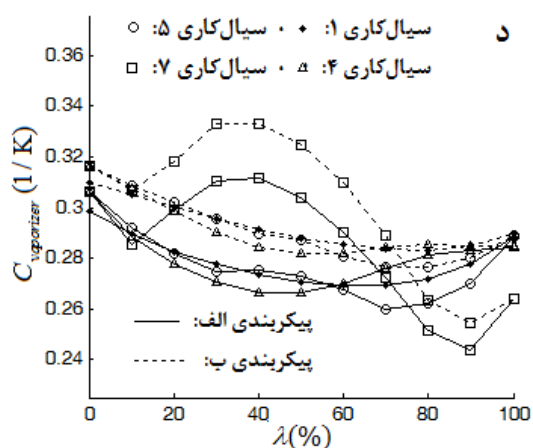
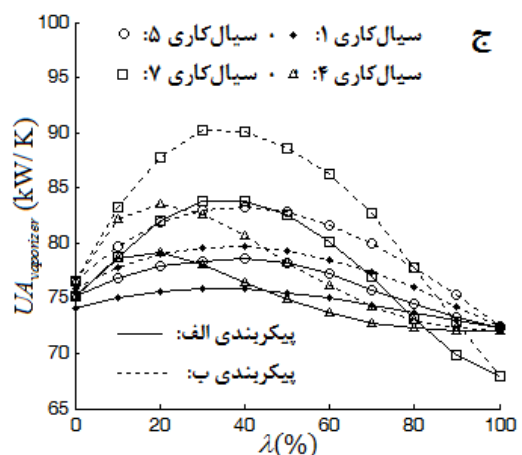
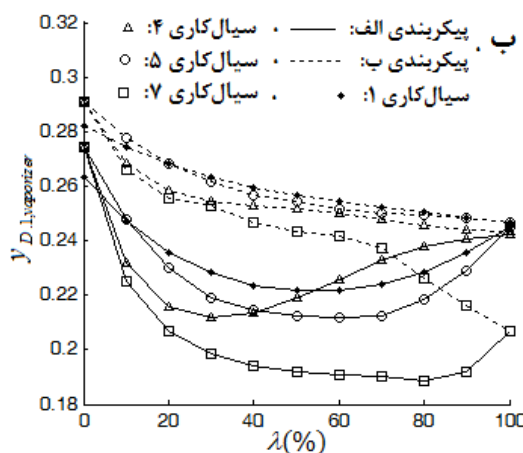
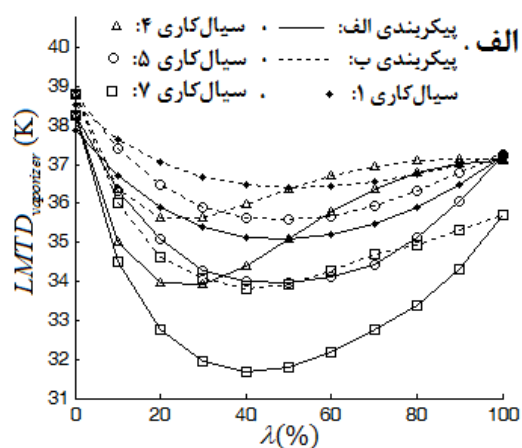
آن اتلافات انرژی نسبی را در آن کاهش می‌دهد و از طرف دیگر با انتقال حرارت به خروجی پمپ باعث گرم کردن سیال در خروجی پمپ شده و باعث کاهش اتلافات انرژی نسبی در پیش‌گرم‌کن نیز می‌گردد. در شکل (۵-۵۷) پارامترهای عملکرد پیش‌گرم‌کن نشان داده شده است. البته شیب دمایی سیال کاری در چگالنده باعث افزایش LMTD و اتلافات انرژی نسبی در پیش‌گرم‌کن در صورت عدم استفاده از مبدل حرارتی داخلی (پیکربندی الف) خواهد بود. زیرا شیب دمایی سیال کاری در چگالنده باعث کاهش دمای مایع اشباع شده و پیرو آن دمای ورودی پیش‌گرم‌کن کاهش پیدا کرده



شکل (۵-۵۷): (الف): اختلاف دمای متوسط لگاریتمی (ب): اتلافات انرژی نسبی به انرژی کل وارد شده به سیکل (ج): ظرفیت مبدل حرارتی (د): نسبت ظرفیت به کار تولیدی. در مقابل درصد مولی سیال تشکیل دهنده دوم در $\Delta T_{HS} = 60^\circ C$ و بدون سوپرهیت کردن سیال ورودی به توربین برای پیش‌گرم‌کن

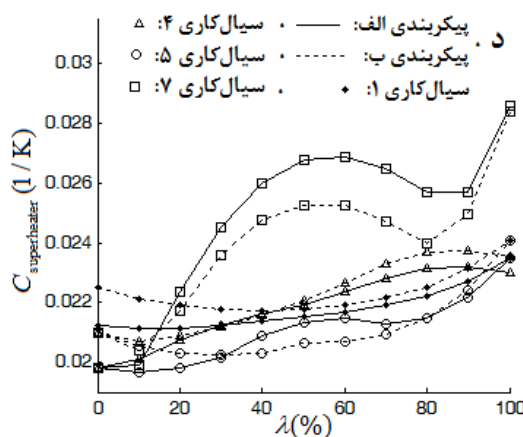
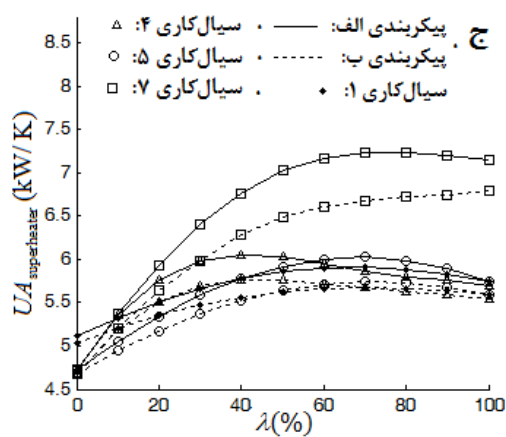
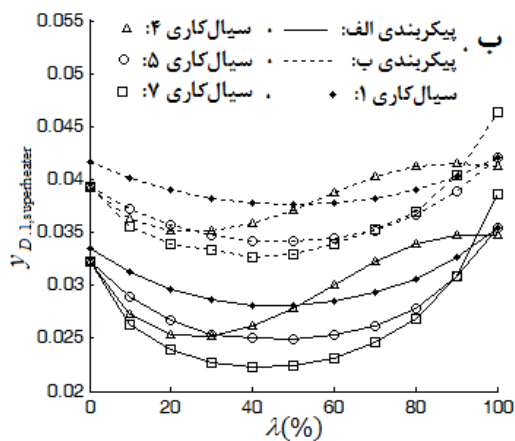
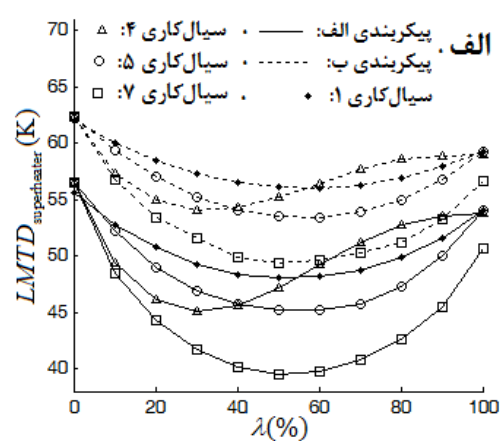
و به این ترتیب مطابقت دمایی (LMTD) در پیش گرم کن کاهش یافته و اتلافات انرژی نیز در آن افزایش پیدا می کند.

در شکل (۵۸-۵) و شکل (۵۹-۵) به ترتیب پارامترهای عملکرد تبخیرکننده و سوپرهیت کننده نشان داده شده است. با توجه به اینکه در تحقیق حاضر، جریان ورودی و خروجی جریان منبع حرارتی در نظر گرفته شده دمایی نزدیک به هم نداشته و کمترین مقدار آن در این تحقیق 20°C می باشد هیچگاه شیب دمایی سیالات کاری بررسی شده از شیب دمایی جریان منبع حرارتی در تبخیرکننده و سوپرهیت کننده بیشتر نشده است، (همچون آنچه برای سیال کاری اول و چهارم در چگالنده اتفاق



شکل (۵۸-۵): (الف): اختلاف دمای متوسط لگاریتمی (ب): اتلافات انرژی نسبت به انرژی کل وارد شده به سیکل (ج): ظرفیت مبدل حرارتی (د): نسبت ظرفیت به کار تولیدی. در مقابل درصد مولی سیال تشکیل دهنده دوم در $\Delta T_{HS} = 60^{\circ}\text{C}$ و بدون سوپرهیت کردن سیال ورودی به توربین برای تبخیرکننده

افتاد) به همین دلیل با افزایش شیب دمایی سیال کاری در تبخیرکننده و سوپرهیت کننده، تغییرات LMTD در تبخیرکننده و سوپرهیت کننده پیوسته بوده است. (همچون پیوستگی تغییرات LMTD برای سیالات کاری اول و چهارم در چگالنده). همان طور که مشخص است افزایش شیب دمایی سیال کاری باعث مطابقت دمایی بهتر بین سیال کاری و سیال حامل حرارت جریان منبع حرارتی در تبخیرکننده و سوپرهیت کننده شده و در نتیجه LMTD و اتلافات انرژی نسبی کاهش و ظرفیت مبدل مورد نیاز افزایش یافته است، نسبت ظرفیت به کار تولیدی نیز برای سیالات کاری اول و چهارم



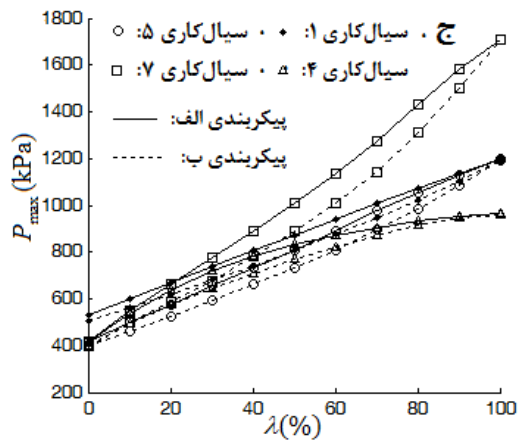
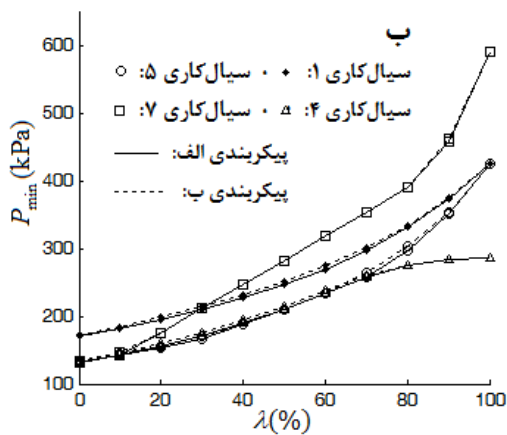
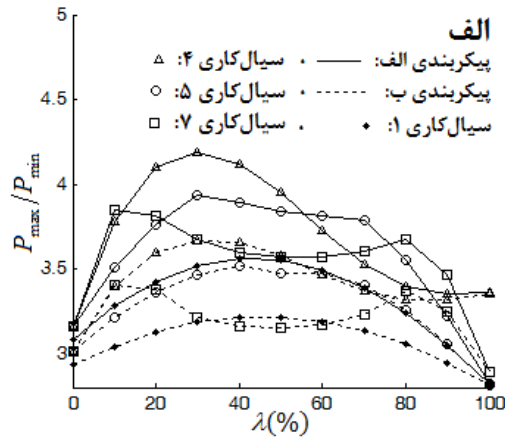
شکل (۵-۵): (الف): اختلاف دمایی متوسط لگاریتمی (ب): اتلافات انرژی نسبی به انرژی کل وارد شده به سیکل (ج): ظرفیت مبدل حرارتی (د): نسبت ظرفیت به کار تولیدی. در مقابل درصد مولی سیال تشکیل دهنده دوم در $\Delta T_{HS} = 60^\circ C$ و با سوپرهیت کردن سیال ورودی به توربین برای سوپرهیت کننده

تغییرات اندکی داشته (زیرا هرچند ظرفیت مبدل مورد نیاز افزایش داشته اما کار تولیدی نیز رشد داشته است) و پیوسته بوده و برای سیالات کاری پنجم و هفتم نا پیوسته و مخصوصا برای سیال کاری هفتم با تغییرات زیاد همراه بوده است، ناپیوستگی و تغییرات مشاهده شده به دلیل کاهش کار تولیدی در λ هایست که شیب دمایی سیال کاری از شیب جریان خنک کننده در چگالنده بیشتر بوده است.

۳-۳-۵ بررسی عوامل موثر در انتخاب قطعات

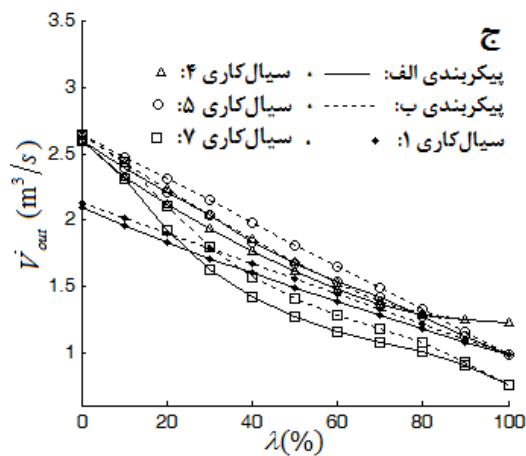
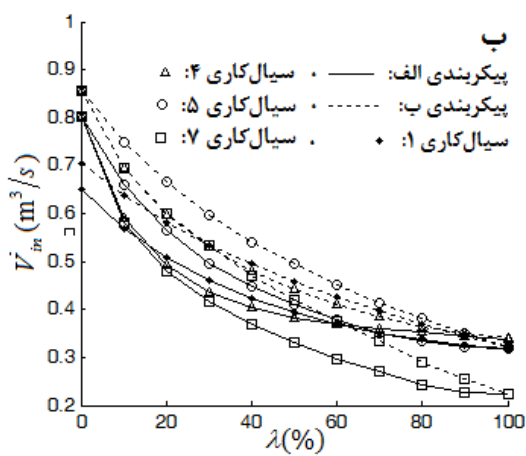
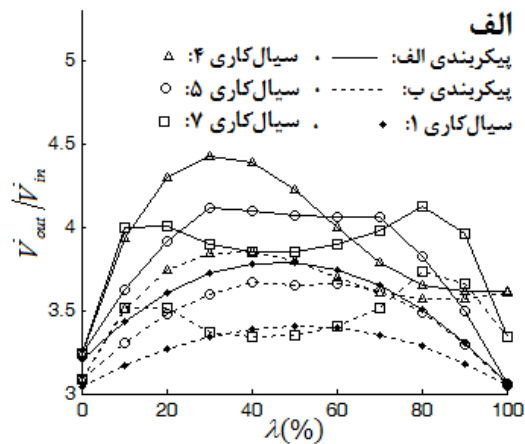
نسبت فشار و حجم بین ورودی و خروجی توربین می‌تواند در انتخاب توربین و مقاومت و جنس مبدل‌ها تعیین کننده باشد. در شکل (۵-۶۰)، نسبت فشار و فشار کمینه و بیشینه و در شکل (۵-۶۱) نیز نسبت حجم و دبی حجمی ورودی و خروجی به توربین به ازای تغییرات λ ، بدون سوپرهیت کردن بخار ورودی به توربین و در ΔT_{HS} ثابت نشان داده شده است. بررسی‌ها نشان می‌دهد با تغییرات λ و همزمان با کاهش LMTD در مبدل‌ها و افزایش کار تولیدی سیکل، نسبت فشار و حجم نیز در توربین زیاد می‌شود. البته عدم مطابقت دمایی و افزایش LMTD که در چگالنده با سیالات کاری پنجم و هفتم در λ های میانی رخ می‌دهد نیز باعث کاهش نسبت فشار و حجم و کاهش کار تولیدی در توربین می‌گردد.

با توجه به اینکه دبی حجمی بخار ورودی به توربین می‌تواند در اندازه‌ی توربین و هزینه‌ی آن موثر باشد، مطابق شکل (۵-۶۲-الف) هرچه دبی حجمی بخار ورودی به توربین نسبت به کار خالص تولیدی سیکل کمتر باشد کارایی توربین در سیکل بیشتر و هزینه‌ی آن کمتر خواهد بود. طبق شکل (۵-۶۲-ب) دبی جرمی سیال کاری نسبت به کار خالص تولیدی سیکل نیز می‌تواند نسبت مناسبی برای سنجش هزینه‌های سیال کاری باشد. همان‌طور که در شکل (۵-۶۲) مشخص است استفاده از سیال کاری مخلوط می‌تواند این نسبت‌ها را کاهش دهد.



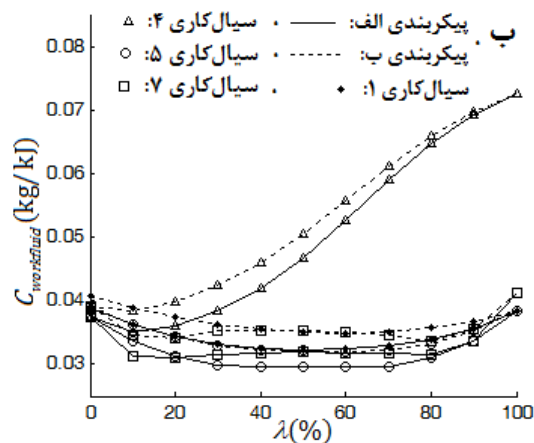
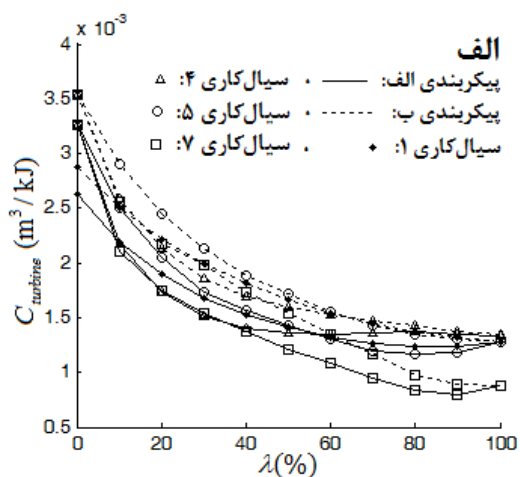
شکل (۵-۶۰): (الف): نسبت فشار، (ب): فشار کمینه، (ج): فشار بیشینه، در سیکل در مقابل درصد مولی سیال تشکیل دهنده‌ی دوم، بدون سوپرهیت کردن بخار ورودی به توربین و در $\Delta T_{HS} = 60^\circ C$

با توجه به شکل (۵-۶۰) تا شکل (۵-۶۲) استفاده از مبدل حرارتی داخلی با توجه به ثابت در نظر گرفتن خصوصیات جریان منبع حرارتی در کار حاضر، با ازای تولید کار واحد در سیکل، باعث افزایش دبی جرمی سیال کاری شده و از طرفی از نسبت فشار و حجم توربین کاسته، باعث افزایش دبی حجمی بخار ورودی به توربین و کاهش کارایی توربین (یعنی افزایش $C_{turbine}$) نیز می‌شود. با این وجود یادآوری می‌شود مبدل حرارتی داخلی با توجه به اینکه حرارت را از خروجی توربین به ورودی پیش‌گرم‌کن منتقل می‌کند، باعث کاهش بازگشت‌ناپذیری‌ها در این دو جزء شده و در کل راندمان حرارتی و انرژی سیکل را افزایش می‌دهد.



شکل (۵-۶۱): (الف): نسبت حجم در توربین. (ب): دبی حجمی بخار ورودی به توربین. (ج): دبی حجمی بخار خروجی از توربین، در مقابل درصد مولی سیال تشکیل دهنده‌ی دوم، بدون سوپرهیت کردن بخار ورودی به توربین و در

$$\Delta T_{HS} = 60^\circ \text{C}$$



شکل (۵-۶۲): (الف): دبی حجمی بخار ورودی به توربین نسبت به کار خالص تولیدی. (ب): دبی جرمی سیال کاری نسبت به کار خالص تولیدی. در مقابل درصد مولی سیال تشکیل دهنده‌ی دوم

۴-۵ جمع‌بندی نتایج

در این تحقیق، عملکرد سیکل ارگانیک رانکین در شرایط ثابت دمای ورودی و خروجی و دبی جریان منبع حرارتی و شرایط ثابت دمای ورودی و خروجی جریان خنک‌کننده بررسی گردید. به این ترتیب دما و فشار در تبخیرکننده و چگالنده بر اساس شیب دمایی جریان گرم و سرد و اختلاف دمای پینچ بدست آمد همچنین با توجه به ثابت در نظر گرفتن دمای ورودی و خروجی سیکل خنک‌کننده، دبی آن بر اساس گرمای انتقال یافته تغییر می‌نمود، در این شرایط مطالعات به ازای چندین دمای ورودی و خروجی جریان منبع حرارتی، چندین دمای سوپرهیت بخار ورودی به توربین، چندین سیال‌کاری خالص، چندین سیال‌کاری مخلوط و در چندین λ مختلف و در دو پیکربندی تکرار شد و آثار پارامترهای مختلف در عملکرد سیکل بدست آمد. از نتایج مهم بدست آمده می‌توان به این موارد اشاره کرد:

- هر چه ΔT_{HS} کمتر باشد راندمان حرارتی و اگزرژی دوم بیشتر است.
- راندمان حرارتی و اگزرژی اول در ΔT_{HS} خاصی مقدار بیشینه خواهند شد. ابتدا با افزایش ΔT_{HS} مقدار راندمان حرارتی و اگزرژی اول رشد می‌کند تا به مقدار بیشینه‌ی خود می‌رسد و در صورت افزایش بیشتر ΔT_{HS} ، راندمان افت شدیدی را تجربه می‌کند.
- سوپرهیت کردن بخار ورودی به توربین در پیکربندی الف (بدون مبدل حرارتی داخلی) در هر ΔT_{HS} باعث کاهش راندمان می‌گردد. (البته در ΔT_{HS} های نسبتاً کم ممکن است به مقدار بسیار ناچیز راندمان افزایش یابد اما به دلیل امکان و عدم امکان این موضوع، و در صورت برقراری، افزایش بسیار ناچیز راندمان، می‌توان گفت همواره سوپرهیت کردن بخار ورودی به توربین در پیکربندی الف، باعث کاهش راندمان خواهد شد)
- سوپرهیت کردن بخار ورودی به توربین در پیکربندی ب (با مبدل حرارتی داخلی) در ΔT_{HS} های نسبتاً کم، باعث اندکی افزایش راندمان و در ΔT_{HS} های نسبتاً زیاد باعث کاهش چشمگیر راندمان خواهد شد.

- استفاده از مبدل حرارتی داخلی در ΔT_{HS} های نسبتا کم باعث افزایش راندمان و هرچه مقدار ΔT_{HS} زیادتر شود از آثار مثبت مبدل حرارتی داخلی کاسته شده تا جایی که در ΔT_{HS} های بالا، استفاده از مبدل های حرارتی داخلی باعث کاهش راندمان خواهد شد.
- در ΔT_{HS} های نسبتا کمتر، استفاده از سیالات کاری با دمای بحرانی بالاتر موجب افزایش راندمان و در ΔT_{HS} های نسبتا بیشتر، استفاده از سیالات کاری با دمای بحرانی کمتر موجب افزایش راندمان خواهد شد.
- استفاده از سیال کاری مخلوط تاثیر قابل ملاحظه ای بر افزایش راندمان نسبت به استفاده از سیال کاری خالص داشته است، البته این تاثیر مثبت در ΔT_{HS} های نسبتا کم، کمتر و در ΔT_{HS} های نسبتا زیاد، بیشتر به چشم می خورد.
- زیاد بودن شیب دمایی سیال کاری مخلوط هنگام تغییر فاز، نمی تواند تضمین کننده ی عملکرد بهتر سیکل باشد، مناسب ترین سیال کاری سیالیست که بهترین مطابقت دمایی را هنگام تغییر فاز، همزمان در تبخیر کننده و چگالنده برقرار سازد.
- در ΔT_{HS} های نسبتا کم، آثار مثبت (آثار مثبت در بهبود راندمان) استفاده از سیال مخلوط در پیکربندی ب بیشتر از پیکربندی الف است، اما در ΔT_{HS} های نسبتا زیاد این موضوع برعکس شده و آثار مثبت استفاده از سیال مخلوط در پیکربندی ب کمتر از پیکربندی الف خواهد شد.
- در پیکربندی الف، سوپرهیت کردن سیال ورودی به توربین بر فشار کمینه، بیشینه و نسبت فشار تاثیر اندکی می گذارد و آنها را کاهش می دهد و در پیکربندی ب، سوپرهیت کردن بر فشار کمینه بدون تاثیر، و فشار بیشینه و نسبت فشار را تا حدودی کاهش می دهد.
- افزایش ΔT_{HS} بر روی فشار کمینه در پیکربندی الف تاثیر اندک افزایشی و در پیکربندی ب بدون تاثیر است اما بر روی فشار بیشینه و نسبت فشار، در هر دو پیکربندی، تاثیر کاهشی چشمگیری می گذارد.

- هرچه دمای بحرانی سیال کاری استفاده شده بالاتر باشد، می‌توان گفت، دبی حجمی ورودی به توربین، نسبت حجمی و مقدار C برای توربین بیشتر و فشار کمینه و بیشینه کمتر و نسبت فشار بیشتر می‌باشد.
- نسبت حجمی دو سر توربین نسبتاً از نسبت فشار بیشتر است، دبی حجمی ورودی به توربین، با سوپرهیت کردن بخار ورودی به توربین در پیکربندی الف، تقریباً تغییری نکرده ولی در پیکربندی ب، افزایش می‌یابد، نسبت حجمی نیز با سوپرهیت کردن، در پیکربندی الف، تقریباً بدون تغییر و در پیکربندی ب، کاهش می‌یابد. مقدار نسبت دبی حجمی ورودی به توربین به کار خالص تولیدی (C_{turbine}) که کم بودنش بیان‌گر کارایی بهتر توربین می‌باشد نیز تا رسیدن به ΔT_{HS} بهینه (بهینه در بیشینه شدن راندمان اول) روند افزایشی آهسته و پس از آن به شدت افزایش می‌یابد. همچنین سوپرهیت کردن بخار ورودی به توربین تقریباً تاثیری بر مقدار C در پیکربندی الف نداشته ولی در پیکربندی ب باعث افزایش آن می‌گردد.
- با افزایش ΔT_{HS} ، دبی حجمی ورودی به توربین افزایش و نسبت حجمی کاهش می‌یابد.
- در شرایط مفروض در این تحقیق، مبدل حرارتی داخلی باعث افزایش دبی جرمی سیال کاری شده و از طرفی از نسبت فشار و حجم توربین کاسته، باعث افزایش دبی حجمی بخار ورودی به توربین و کاهش کارایی توربین نیز می‌شود. اما با توجه به اینکه حرارت را از خروجی توربین به ورودی پیش‌گرم‌کن منتقل می‌کند، باعث کاهش بازگشت‌ناپذیری‌ها در این دو جزء شده و در کل راندمان حرارتی و اگزرژی سیکل را افزایش می‌دهد.
- استفاده از سیالات کاری مخلوط، علاوه بر افزایش راندمان حرارتی و اگزرژی و کاهش بازگشت‌ناپذیری‌ها در مبدل‌های حرارتی، باعث کاهش دبی جرمی سیال کاری، کاهش دبی حجمی بخار ورودی به توربین و افزایش نسبت فشار و حجم در دو سر توربین نیز می‌گردد.
- با توجه به بیشتر بودن شیب دمایی سیال کاری مخلوط هنگام تغییر فاز در دمای پایین‌تر، حداکثر راندمانی که ممکن است با استفاده از سیالات مخلوط بدست آید، می‌تواند توسط

شیب دمایی جریان سرد در سیکل خنک کننده، محدود گردد. به این ترتیب توصیه می‌شود در صورت استفاده از سیالات خالص، بهتر است دبی جرمی جریان سرد زیاد گردد، اما اختلاف دمای ورودی و خروجی آن کم باشد و در صورت استفاده از سیالات کاری مخلوط نیز با توجه به شیب دمایی سیال کاری در چگالنده، اختلاف دمای ورودی و خروجی جریان سرد بیشتر و دبی آن کمتر گردد تا بهترین مطابقت دمایی در چگالنده بدست آید.

۵-۵ پیشنهادات

در کار حاضر با توجه به ثابت بودن دمای ورودی و خروجی و دبی جریان منبع حرارتی، عملکرد سیکل از لحاظ انرژی و انرژی تحلیل شد و آثار پارامترهایی از جمله سوپرهیت کردن بخار ورودی به توربین و استفاده از مبدل حرارتی داخلی و ... بر عملکرد سیکل سنجیده شد. لذا به منظور تکمیل کار صورت گرفته پیشنهادات زیر ارائه می‌گردد:

- استفاده از منحنی مشخصه واقعی برای مشخصات پمپ و توربین در شرایط محاسباتی مختلف.
- تحلیل مبدل‌های حرارتی به منظور دستیابی به مقدار ضریب انتقال حرارت کلی (با توجه به سیالات کاری بررسی شده) و یافتن مساحت مورد نیاز مبدل‌ها.
- تحلیل اقتصادی با توجه به اجزاء مورد نیاز در هر شرایط از بررسی.

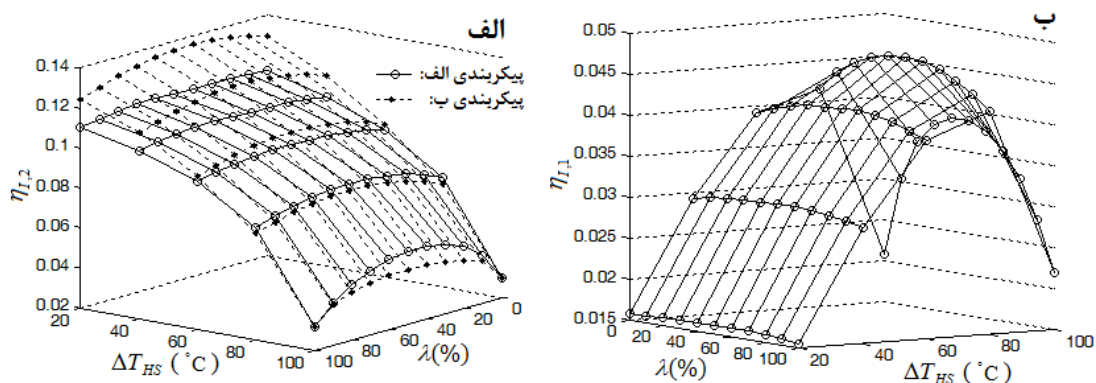
با توجه به اینکه موارد فوق در شرایط ثابت دمای ورودی و خروجی و دبی جریان منبع حرارتی به ازای حالت‌های مختلف (مثل دماهای مختلف سوپرهیت بخار ورودی به توربین و یا استفاده و عدم استفاده از مبدل حرارتی داخلی و ...) انجام نگرفته است، پیشنهادات فوق می‌تواند مهندسین را در انتخاب قطعات و طراحی سیکل ارگانیک رانکین برای جریان منبع حرارتی موجود، بهتر یاری کند. همچنین پیشنهاد می‌شود موارد استفاده از انواع سیکل ارگانیک رانکین (سیکل ارگانیک رانکین با

استفاده از سیال کاری خالص، مخلوط، با مبدل حرارتی داخلی و یا بدون آن و ...) با توجه به منابع حرارتی دما پایین موجود (خورشیدی، زیست توده، زمین گرمایی، حرارت اتلافی صنایع و ...) تحقیق شود.

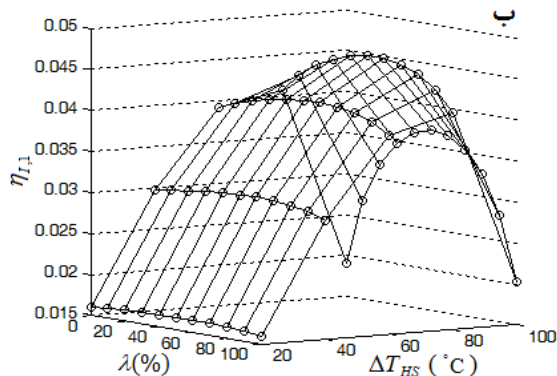
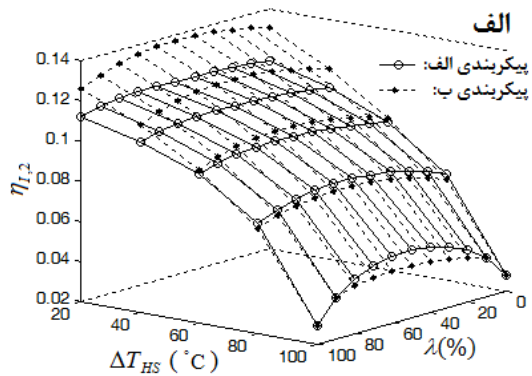
پیوست

۱-۶ راندمان اول و دوم حرارتی برای تمام سیالات کاری مخلوط بررسی شده

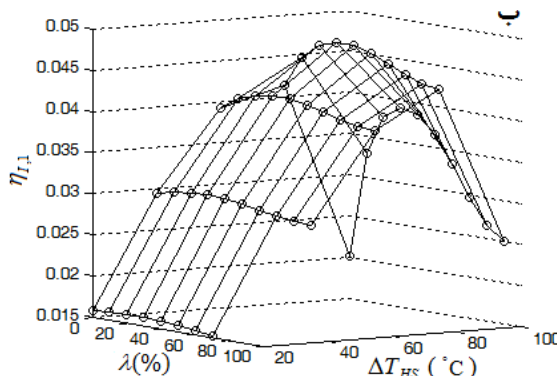
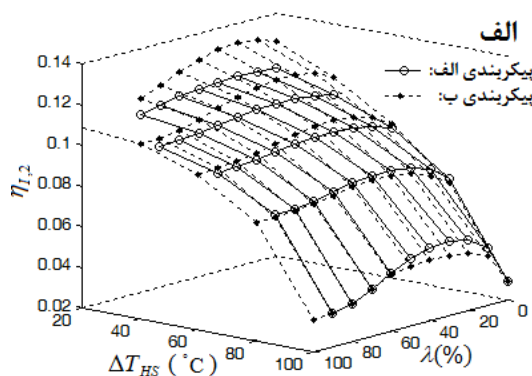
در این قسمت نمودارهای سه بعدی راندمان اول و دوم حرارتی در مقابل اختلاف دمای ورودی و خروجی جریان منبع حرارتی و درصد مولی سیال تشکیل دهنده دوم، بدون سوپرهیت کردن بخار ورودی به توربین برای تمام سیالات کاری مخلوط بررسی شده در این تحقیق، نشان داده می‌شود. سیالات کاری مخلوط بررسی شده برای ورودی جریان منبع حرارتی با دمای 170°C در جدول (۱-۴)، برای ورودی جریان منبع حرارتی با دمای 150°C در جدول (۳-۴) و برای ورودی جریان منبع حرارتی با دمای 130°C در جدول (۵-۴) در فصل چهارم معرفی شده‌اند. نمودارهای مربوط به سیالات کاری مخلوط بررسی شده برای ورودی جریان منبع حرارتی با دمای 170°C بدین صورت می‌باشند:



شکل (۱-۶): (الف): راندمان حرارتی دوم در دو پیکربندی. (ب): راندمان حرارتی اول در پیکربندی ساده. در مقابل اختلاف دمای ورودی و خروجی جریان منبع حرارتی و درصد مولی سیال تشکیل دهنده دوم، بدون سوپرهیت کردن بخار ورودی به توربین، برای سیال کاری ایزوهگزان/ایزوپنتان

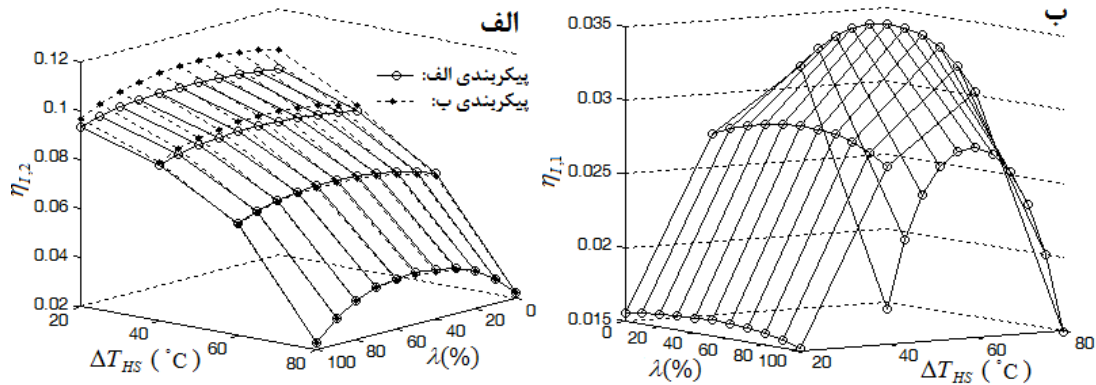


شکل (۲-۶): (الف): راندمان حرارتی دوم در دو پیکربندی. (ب): راندمان حرارتی اول در پیکربندی ساده. در مقابل اختلاف دمای ورودی و خروجی جریان منبع حرارتی و درصد مولی سیال تشکیل دهنده‌ی دوم، بدون سوپرهیت کردن بخار ورودی به توربین، برای سیال کاری هگزان نرمال/پنتان نرمال

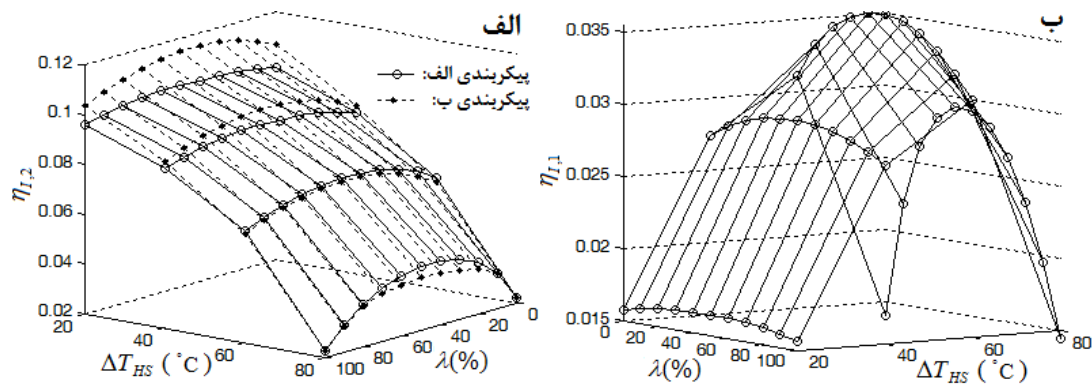


شکل (۳-۶): (الف): راندمان حرارتی دوم در دو پیکربندی. (ب): راندمان حرارتی اول در پیکربندی ساده. در مقابل اختلاف دمای ورودی و خروجی جریان منبع حرارتی و درصد مولی سیال تشکیل دهنده‌ی دوم، بدون سوپرهیت کردن بخار ورودی به توربین، برای سیال کاری پنتان نرمال/R245fa

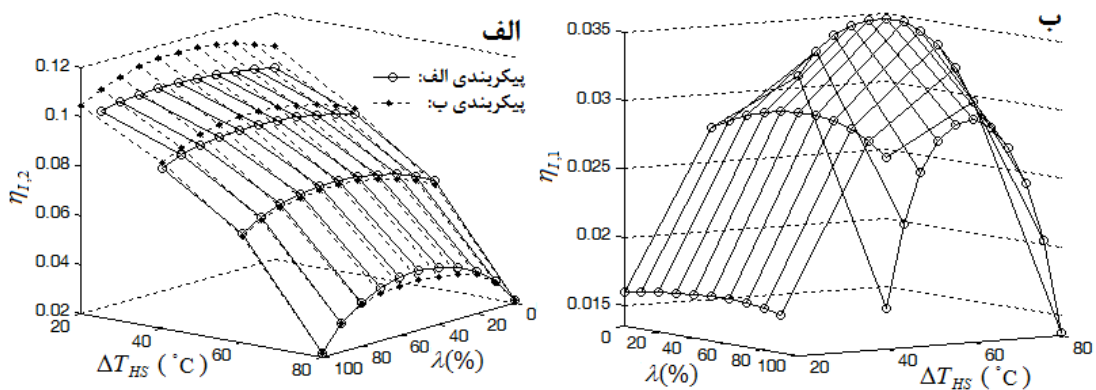
نمودارهای مربوط به سیالات کاری مخلوط بررسی شده برای ورودی جریان منبع حرارتی با دمای $^{\circ}\text{C}$ ۱۵۰ بدین صورت می‌باشند:



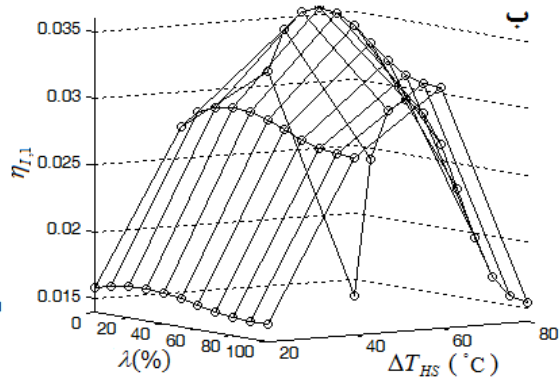
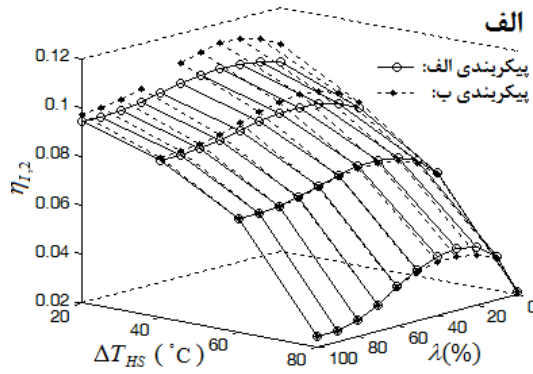
شکل (۴-۶): (الف): راندمان حرارتی دوم در دو پیکربندی. (ب): راندمان حرارتی اول در پیکربندی ساده. در مقابل اختلاف دمای ورودی و خروجی جریان منبع حرارتی و درصد مولی سیال تشکیل دهنده‌ی دوم، بدون سوپرهیت کردن بخار ورودی به توربین، برای سیال کاری ایزوپنتان/بوتان نرمال



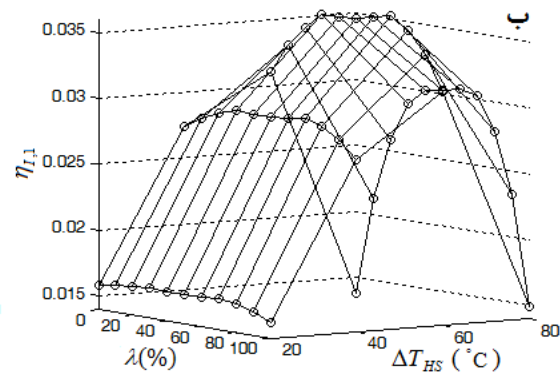
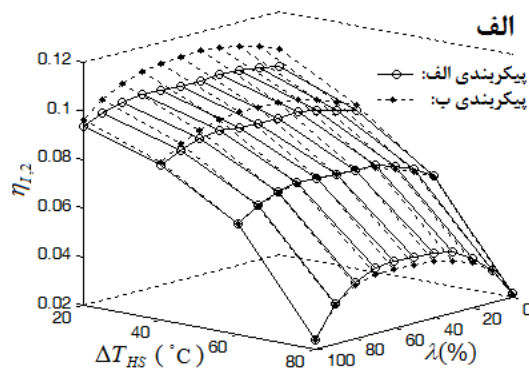
شکل (۵-۶): (الف): راندمان حرارتی دوم در دو پیکربندی. (ب): راندمان حرارتی اول در پیکربندی ساده. در مقابل اختلاف دمای ورودی و خروجی جریان منبع حرارتی و درصد مولی سیال تشکیل دهنده‌ی دوم، بدون سوپرهیت کردن بخار ورودی به توربین، برای سیال کاری ایزوهگزان/ایزوپنتان



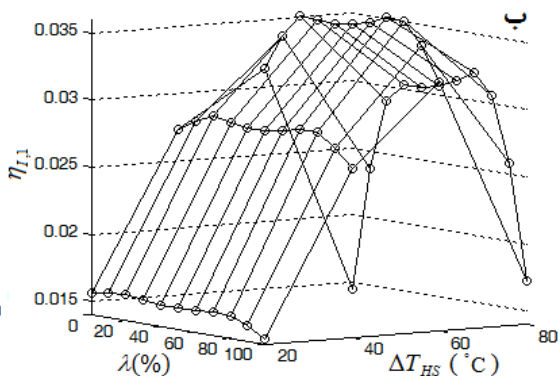
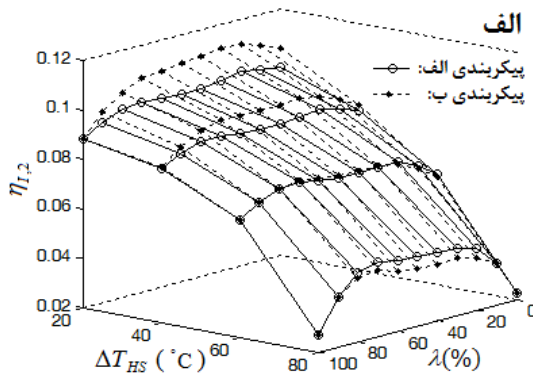
شکل (۶-۶): (الف): راندمان حرارتی دوم در دو پیکربندی. (ب): راندمان حرارتی اول در پیکربندی ساده. در مقابل اختلاف دمای ورودی و خروجی جریان منبع حرارتی و درصد مولی سیال تشکیل دهنده‌ی دوم، بدون سوپرهیت کردن بخار ورودی به توربین، برای سیال کاری هگزان نرمال/پنتان نرمال



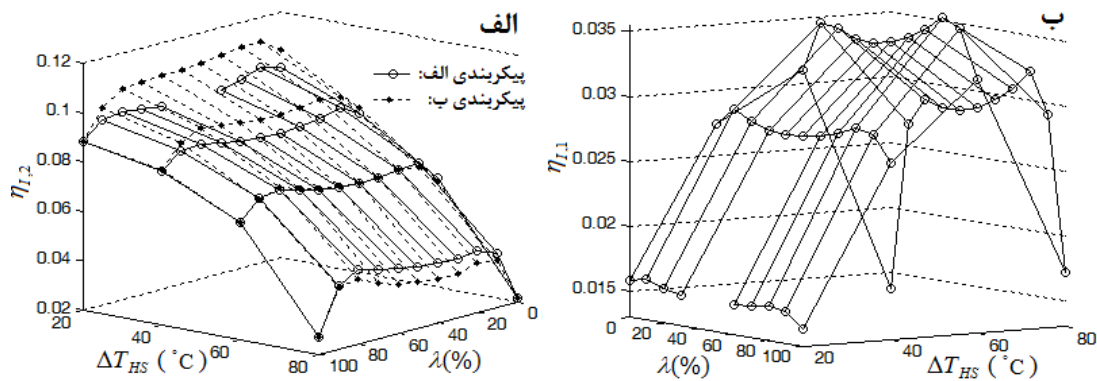
شکل (۷-۶): (الف): راندمان حرارتی دوم در دو پیکربندی. (ب): راندمان حرارتی اول در پیکربندی ساده. در مقابل اختلاف دمای ورودی و خروجی جریان منبع حرارتی و درصد مولی سیال تشکیل دهنده‌ی دوم، بدون سوپرهیت کردن بخار ورودی به توربین، برای سیال کاری پنتان نرمال/R245fa



شکل (۸-۶): (الف): راندمان حرارتی دوم در دو پیکربندی. (ب): راندمان حرارتی اول در پیکربندی ساده. در مقابل اختلاف دمای ورودی و خروجی جریان منبع حرارتی و درصد مولی سیال تشکیل دهنده‌ی دوم، بدون سوپرهیت کردن بخار ورودی به توربین، برای سیال کاری پنتان نرمال/ایزوبوتان نرمال

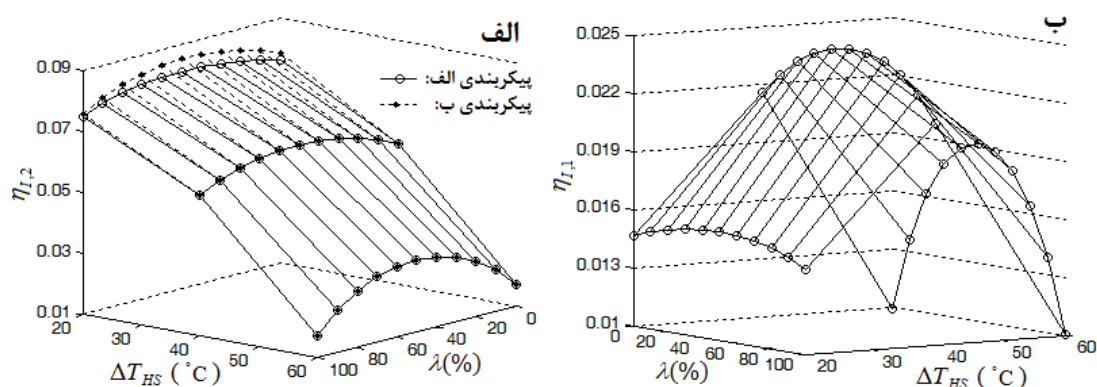


شکل (۹-۶): (الف): راندمان حرارتی دوم در دو پیکربندی. (ب): راندمان حرارتی اول در پیکربندی ساده. در مقابل اختلاف دمای ورودی و خروجی جریان منبع حرارتی و درصد مولی سیال تشکیل دهنده‌ی دوم، بدون سوپرهیت کردن بخار ورودی به توربین، برای سیال کاری ایزوپنتان/ایزوبوتان

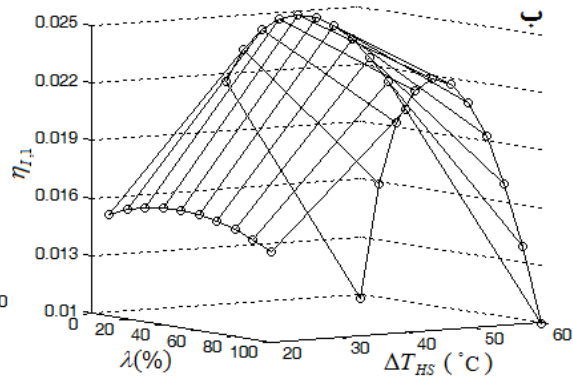
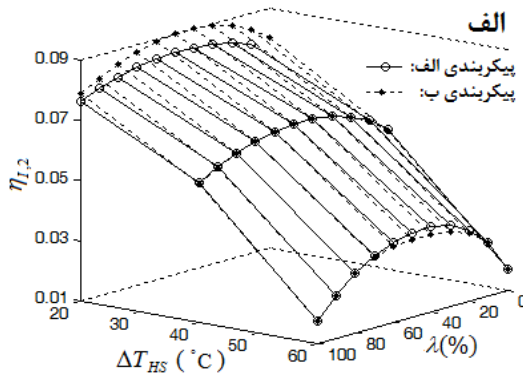


شکل (۶-۱۰): (الف): راندمان حرارتی دوم در دو پیکربندی. (ب): راندمان حرارتی اول در پیکربندی ساده. در مقابل اختلاف دمای ورودی و خروجی جریان منبع حرارتی و درصد مولی سیال تشکیل دهنده‌ی دوم، بدون سوپرهیت کردن بخار ورودی به توربین، برای سیال کاری پنتان نرمال/ایزوبوتان

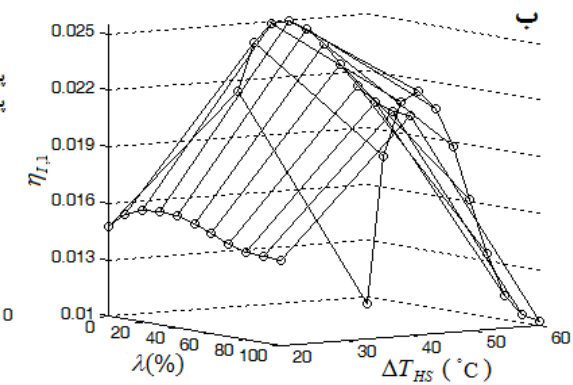
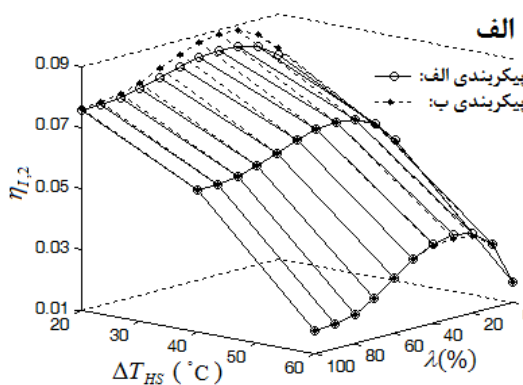
نمودارهای مربوط به سیالات کاری مخلوط بررسی شده برای ورودی جریان منبع حرارتی با دمای $^{\circ}\text{C}$ ۱۳۰ بدین صورت می‌باشند:



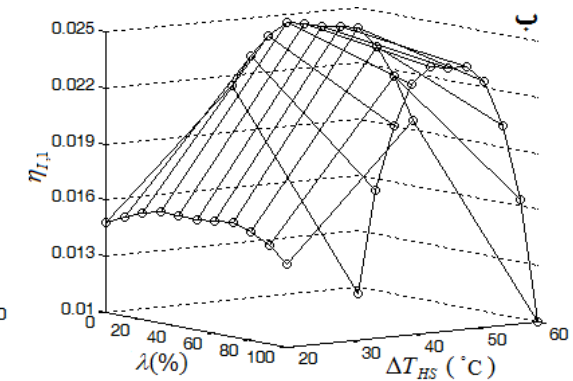
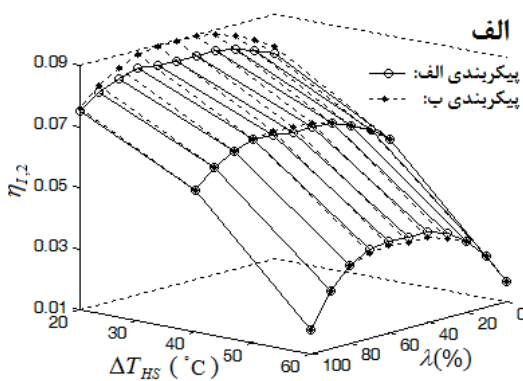
شکل (۶-۱۱): (الف): راندمان حرارتی دوم در دو پیکربندی. (ب): راندمان حرارتی اول در پیکربندی ساده. در مقابل اختلاف دمای ورودی و خروجی جریان منبع حرارتی و درصد مولی سیال تشکیل دهنده‌ی دوم، بدون سوپرهیت کردن بخار ورودی به توربین، برای سیال کاری ایزوپنتان/بوتان نرمال



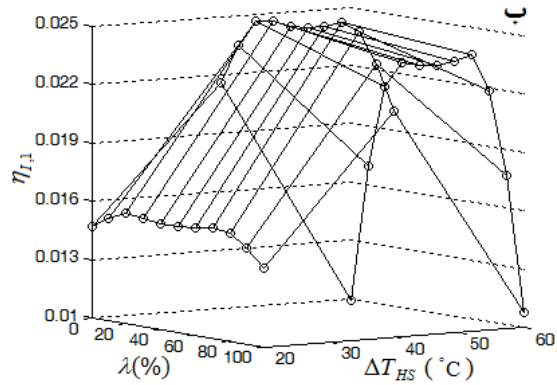
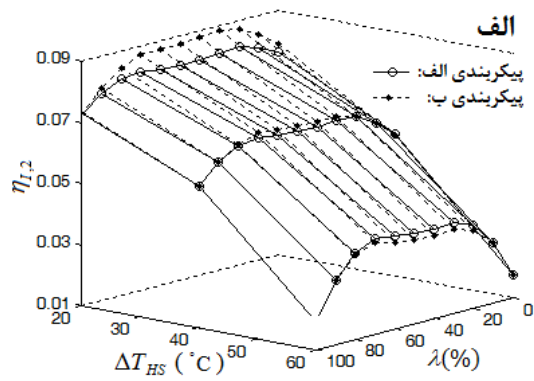
شکل (۶-۱۲): (الف): راندمان حرارتی دوم در دو پیکربندی. (ب): راندمان حرارتی اول در پیکربندی ساده. در مقابل اختلاف دمای ورودی و خروجی جریان منبع حرارتی و درصد مولی سیال تشکیل دهنده دوم، بدون سوپرهیت کردن بخار ورودی به توربین، برای سیال کاری ایزوگزان/ایزوپنتان



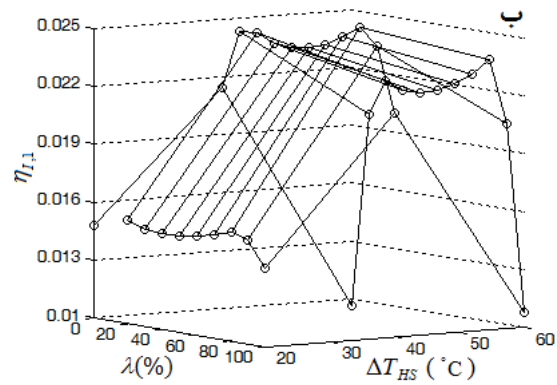
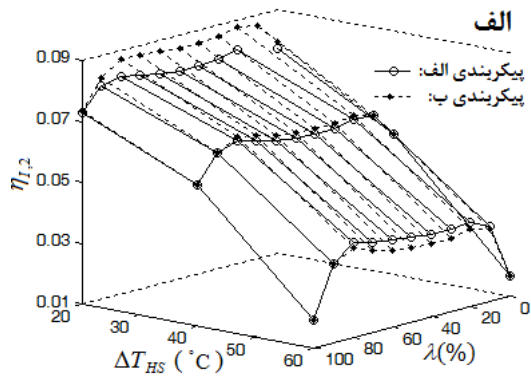
شکل (۶-۱۳): (الف): راندمان حرارتی دوم در دو پیکربندی. (ب): راندمان حرارتی اول در پیکربندی ساده. در مقابل اختلاف دمای ورودی و خروجی جریان منبع حرارتی و درصد مولی سیال تشکیل دهنده دوم، بدون سوپرهیت کردن بخار ورودی به توربین، برای سیال کاری پنتان نرمال/R245fa



شکل (۶-۱۴): (الف): راندمان حرارتی دوم در دو پیکربندی. (ب): راندمان حرارتی اول در پیکربندی ساده. در مقابل اختلاف دمای ورودی و خروجی جریان منبع حرارتی و درصد مولی سیال تشکیل دهنده دوم، بدون سوپرهیت کردن بخار ورودی به توربین، برای سیال کاری پنتان نرمال/بوتان نرمال



شکل (۶-۱۵): (الف): راندمان حرارتی دوم در دو پیکربندی. (ب): راندمان حرارتی اول در پیکربندی ساده. در مقابل اختلاف دمای ورودی و خروجی جریان منبع حرارتی و درصد مولی سیال تشکیل دهنده‌ی دوم، بدون سوپرهیت کردن بخار ورودی به توربین، برای سیال کاری ایزوپنتان/ایزوبوتان



شکل (۶-۱۶): (الف): راندمان حرارتی دوم در دو پیکربندی. (ب): راندمان حرارتی اول در پیکربندی ساده. در مقابل اختلاف دمای ورودی و خروجی جریان منبع حرارتی و درصد مولی سیال تشکیل دهنده‌ی دوم، بدون سوپرهیت کردن بخار ورودی به توربین، برای سیال کاری پنتان نرمال/ایزوبوتان

- [1] International Energy Outlook 2011, U.S. Energy Information Administration, [www.eia.gov/ieo/pdf/0484\(2011\).pdf](http://www.eia.gov/ieo/pdf/0484(2011).pdf)
- [2] Tarique A, (2011). Master thesis, "Experimental Investigation of Scroll Based Organic Rankine Systems", The Faculty of Engineering and Applied Science, University of Ontario Institute of Technology
- [3] Quoilin S, (2007), Master thesis, " Experimental Study and Modeling of a Low Temperature Rankine Cycle for Small Scale Cogeneration", Faculty of applied sciences. aerospace and mechanical engineering department, university of liege
- [4] Tsiklauri G., Talbert R., Schmitt B., Filippov G., Bogoyavlensky R., Grishanin E. (2005)."Supercritical steam cycle for nuclear power plant". *Nuclear Engineering and Design* 235:1651-1664.
- [5] Cayer E, Galanis N, Desilets M, Nesreddine H, Roy P, (2009) "Analysis of a carbon dioxide transcritical power cycle using a low temperature source", *Applied Energy*, 86:1055-1063
- [6] Quoilin S, (2011). Phd thesis, "Sustainable Energy Conversion Through the Use of Organic Rankine Cycle for Waste Heat Recovery and Solar Application", Faculty of Applied Science, University of Liege (Belgium)
- [7] Rowshanzadeh R, (2010). Master thesis, "Performance and cost evaluation of organic rankine cycle at different technologies", Department of Energy Technology, KTH, Sweden
- [8] Bundela P.S, Chawla V, (2010), "Sustainable Development through Waste Heat Recovery", *American Journal of Environmental Sciences*, 6,1,83-89.
- [9] Yamamoto T, Furuhashi T, Arai N, Mori K, (2001), " Design and testing of the Organic Rankine Cycle", *Energy* 26, 239–251
- [10] Dai Y, Wang J & Gao L, (2009), " Parametric optimization and comparative study of organic Rankine cycle (ORC) for low grade waste heat recovery", *Energy Conversion and Management* 50, 576–582
- [11] Liu B, Chien K, Wang C, (2004), " Effect of working fluids on organic Rankine cycle for waste heat recovery", *Energy* 29, 1207–1217
- [12] Mago P, Chamra L.M, Srinivasan K, Somayaji C, (2008) " An examination of regenerative organic Rankine cycles using dry fluids", *Applied Thermal*

Engineering 28, 998–1007

- [13] Hettiarachchi M, Golubovic M, Worek W, (2007)," Optimum design criteria for an Organic Rankine cycle using low-temperature geothermal heat sources", *Energy* 32, 1698 – 1706
- [14] Roy J.P, Misra A, (2012)," Parametric optimization and performance analysis of a regenerative Organic Rankine Cycle using R-123 for waste heat recovery" *Energy* 39, 227-235
- [15] Wang Z.Q, Zhou N.J, Guo J, Wang X.Y, (2012), " Fluid selection and parametric optimization of organic Rankine cycle using low temperature waste heat" *Energy* 40, 107-115
- [16] Hung T.C, Wang S.K, Kuo C.H, Pei B.S, Tsai K.F, (2010), " A study of organic working fluids on system efficiency of an ORC using low-grade energy sources", *Energy* 35, 1403–1411
- [17] Siddiqi M.A, Atakan B, (2012), "Alkanes as fluids in Rankine cycles in comparison to water, benzene and toluene", *Energy* 45, 256-263
- [18] Mikielewicz D & Mikielewicz J, (2010) " A thermodynamic criterion for selection of working fluid for subcritical and supercritical domestic micro CHP", *Applied Thermal Engineering* 30, 2357-2362
- [19] Karellas S, Schuster A, Leontaritis A.D, (2012), " Influence of supercritical ORC parameters on plate heat exchanger design" *Applied Thermal Engineering* 33-34, 70-76
- [20] Chen H, Goswami Y, Rahman M, Stefanakos E, (2011), " Energetic and exergetic analysis of CO₂- and R32-based transcritical Rankine cycles for low-grade heat conversion", *Applied Energy* 88, 2802–2808
- [21] Chen H, Goswami Y, Rahman M, Stefanakos E, (2011), "A supercritical Rankine cycle using zeotropic mixture working fluids for the conversion of low-grade heat into power", *Energy* 36, 549-555
- [22] Heberle F, Preißinger M, Brüggemann D, (2012), " Zeotropic mixtures as working fluids in Organic Rankine Cycles for low-enthalpy geothermal resources", *Renewable Energy* 37, 364-370
- [23] 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* , Vol. 31, No. 17-18, pp. 4014-4023

- [24] Chen Q, Xu L & 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
- [25] 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, 623-632
- [26] Yari M, (2010), " Exergetic analysis of various types of geothermal power plants ", *Renewable Energy* 35, 112–121
- [27] Rashidi M.M, Galanis N, Nazari F, Basiri Parsa A, Shamekhi L, (2011), " Parametric analysis and optimization of regenerative Clausius and organic Rankine cycles with two feedwater heaters using artificial bees colony and artificial neural network", *Energy* 36, 5728-5740
- [28] Liu B, Riviere P, Coquelet C, Gicquel R, David F, (2012), " Investigation of a two stage Rankine cycle for electric power plants" *Applied Energy*
- [29] Guo J, Xu M, Cheng L, (2010)," Thermodynamic analysis of waste heat power generation system ", *Energy* 35, 2824-2835
- [30] Bejan A, Tsatsaronis G, Moran M. (1996) "*Thermal design and optimization*". John Wiley & Sons, Inc; New York
- [31] Cengel Y, Boles M. (2005) "*Thermodynamics: an engineering approach*". 5th ed. McGraw-Hill; New York
- [32] Quoilin S, Declaye S, Legros A, Guillaume L, Lemort V, (2012), " Working fluid selection and operating maps for Organic Rankine Cycle expansion machines ", International Compressor Engineering Conference at Purdue
- [33] Quoilin S, Declaye S, Legros A, Bertrand F, Lemort V, (2011)," Thermo-economic optimization of waste heat recovery Organic Rankine Cycles ", *Applied Thermal Engineering* 31, 2885-2893
- [34] Badr O., O’Callaghan P. W., & Probert, S. D. (1990). "Rankine-cycle systems for harnessing power from low-grade energy sources". *Applied Energy*, 36(4), 263-292
- [35] Maizza, V., & Maizza, A. (2001). "Unconventional working fluids in organic Rankine-cycles for waste energy recovery systems". *Applied Thermal Engineering*, 21(3), 381-390
- [36] Chammas R, & Clodic, D. (2005). "Combined cycle for hybrid vehicles". *SAE*

Technical Paper, 01–1171

- [37] Drescher, U., & Brüggemann, D. (2007). "Fluid selection for the Organic Rankine Cycle (ORC) in biomass power and heat plants". *Applied Thermal Engineering*, 27(1), 223-228.
- [38] Lemort, V., Cuevas, C., Lebrun, J., & Teodorese, I. V. (2007). "Contribution à l'étude des cycles de Rankine de récupération de chaleur". *VIIIeme Colloque Interuniversitaire Franco-Quebecois sur la Thermique e des Systemes* Presented at the VIIIème Colloque Interuniversitaire Franco-Québécois sur la Thermique des Systèmes Montreal.
- [39] Saleh, B., Koglbauer, G., Wendland, M., & Fischer, J. (2007). "Working fluids for low-temperature organic Rankine cycles". *Energy*, 32(7), 1210-1221
- [40] Borsukiewicz-Gozdur, A., & Nowak, W. (2007). Comparative analysis of natural and synthetic refrigerants in application to low temperature Clausius-Rankine cycle. *Energy*, 32(4), 344-352.
- [41] Tchanche, B. F., Papadakis, G., Lambrinos, G., & Frangoudakis, A. (2009). "Fluid selection for a low-temperature solar organic Rankine cycle". *Applied Thermal Engineering*, 29(11-12), 2468-2476
- [42] Façao, J., Palmero-Marrero, A., & Oliveira, A. C. (2008). "Analysis of a solar assisted micro-cogeneration ORC system". *International Journal of Low-Carbon Technologies*, 3(4), 254.
- [43] Desai, N. B., & Bandyopadhyay, S. (2009). "Process integration of organic Rankine cycle". *Energy*, 34(10), 1674-1686.
- [44] Gu, W., Weng, Y., Wang, Y., & Zheng, B. (2009). "Theoretical and experimental investigation of an organic Rankine cycle for a waste heat recovery system". *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part A: Journal of Power and Energy*, 223(5), 523–533.
- [45] Vaja, I., & Gambarotta, A. (2010). "Internal Combustion Engine (ICE) bottoming with Organic Rankine Cycles (ORCs)". *Energy*, 35(2), 1084-1093
- [46] Aljundi, I. H. (2011). "Effect of dry hydrocarbons and critical point temperature on the efficiencies of organic Rankine cycle". *Renewable Energy*, 36(4), 1196-1202.
- [47] Wang E.H, Zhang H.G, Fan B.Y, Quyang M.G, Zhao Y, Mu Q.H, (2011), " Study of working fluid selection of organic Rankine cycle (ORC) for engine

- waste heat recovery", *Energy* 36, 3406-3418
- [48] 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.
- [49] ANSI/ASHRAE Standard 34-2007, Designation and Safety Classification of Refrigerants, American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers, Inc
- [50] Forster, P.M.F.; Ramaswamy, V.; P. Artaxo, T. Berntsen, R. Betts, D.W. Fahey, J. Haywood, J. Lean, D.C. Lowe, G. Myhre, J. Nganga, R. Prinn, G. Raga, M. Schulz and R. Van Dorland, (2007). "Changes in Atmospheric Constituents and in Radiative Forcing" *Climate Change 2007: The Physical Science Basis*, Cambridge University Press, Cambridge, United Kingdom and New York
- [51] Daniel, J.S.; Velders, G.J.M.; A.R. Dougroup lower-alphas, P.M.F. Forster, D.A. Hauglustaine, I.S.A. Isaksen, L.J.M. Kuijpers, A. McCulloch, T.J. Wallington, P. Ashford, S.A. Montzka, P.A. Newman, D.W. Waugh, (February 2007). "Halocarbon Scenarios, Ozone Depletion Potentials, and Global Warming Potentials". Scientific Assessment of Ozone Depletion: 2006 World Meteorological Organization, 7bis, avenue de la Paix, Case postale No. 2300, CH-1211 Geneva 2, Switzerland.
- [52] Guo T, Wang H.X, Zhang S.J, (2011), "Fluids and parameters optimization for a novel cogeneration system driven by low-temperature geothermal sources", *Energy* 36, 2639-2649
- [53] LS. Lasdon, AD. Waren, A. Jain, M. Ratner, (1978) "Design and testing of a generalized reduced gradient code for nonlinear programming", *ACM Transactions on Mathematical Software*, Vol. 4, No. 1, pp 34-49
- [54] N. Woudstra, TP. van der Stelt, (2002), "*Cycle-tempo: a program for the thermodynamic analysis and optimization of systems for the production of electricity, heat and refrigeration*" NL: Energy Technology Section, Delft University of Technology.
- [55] Aspen HYSYS, Version 7.3 (25.0.0.7336), Copyright (c) 1981-2011 by Aspen Technology; <http://www.aspentech.com>
- [56] *MATLAB, Version 7.9.0.529 (R2009b)* Copyright 1984-2009 by The MathWorks ; <http://www.mathworks.com>

Abstract

Waste heat recovery plays an important role in energy resource management. Low grade waste heat could be recovered by Organic Rankine Cycle (ORC). This is the same as the Rankine cycle and an organic fluid is used as working fluid. In the present study energy and exergy analysis was performed to improve the performance cycle. Thus effects of various parameters were evaluated such as: the effects of using different pure working fluids, the effects of using two-component mixtures with different temperature glides during phase change, effects of superheated steam inlet to the turbine, effect of the internal heat exchanger, effects of temperature difference between the heat source input and output.

Due to considering constant inlet and outlet temperatures of heat source heat carrier fluid and its mass flow rate, reasonable comparison was performed in evaluate the effects of various parameters on performance of cycle, thus improvement factors of the performance cycle was achieved.

These factors will lead to increased efficiency:

If the temperature difference between the inlet and outlet of the heat source is low, using the internal heat exchanger is appropriate otherwise is inappropriate.

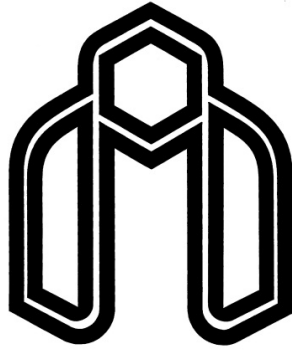
Approximately can be said, if the temperature difference between the inlet and outlet of the heat source is low and the internal heat exchanger is used, superheated steam inlet the turbine is appropriate, otherwise is inappropriate.

If the temperature difference between the inlet and outlet of the heat source is low, using the working fluid with a higher critical temperature leads to increase of efficiency, and if the temperature difference between the inlet and outlet of the heat source is high, using the working fluid with a lower critical temperature is more appropriate.

Using the mixture working fluids in comparison with pure fluids leads to increase of efficiency, of course the effect is less if the temperature difference between the inlet and outlet of the heat source is low and the effect is more if the temperature difference between the inlet and outlet of the heat source is high.

If the temperature difference between the inlet and outlet of the heat source is low, using the mixture working fluids in configuration with internal heat exchanger leads to better efficiency in comparison with using mixture fluids in simple configuration, this is contrary if the temperature difference between the inlet and outlet of the heat source is high.

Whenever the used mixture working fluid simultaneously have the best match with hot and cold flow in vaporizer and evaporator, best efficiency is achieved.



Shahrood University of Technology
Faculty of Mechanical Engineering

Thermodynamic analysis and performance improvement of the Organic Rankine Cycle

Mahdi Babaei

Supervisor:

Dr. Mahmood Chahartaghi

Date: