بررسی انرژتیک چرخه رانکین آلی برای تولید توان از حرارت‌های بازیافتی دما پایین کلکتور سهموی خطی خورشیدی با در نظر گرفتن ملاحظات زیست محیطی

محمد بهرامی[۱]، علی اصغر حمیدی[۲]، آبتین عطایی[۳]، رضا قدسی[۴]، تندیس نجاتی[۵]

تاریخ دریافت مقاله:
۱۳۹۱/۹/۱۶
تاریخ پذیرش مقاله:
۱۳۹۲/۲/۷

چکیده:

سیستم‌های تولید توان از انرژی‌های تجدید پذیر باعث کاهش مصرف انرژی اولیه و انتشار آلاینده‌ها می‌شوند. چرخه رانکین آلی با استفاده از انرژی خورشیدی می‌تواند راه حلی مناسب برای تولید توان باشد. در این چرخه‌ها، سیالات عامل آلی جایگزین آب می‌شود. مطالعه فوق با استفاده از شبیه سازی ترمودینامیکی به تحلیل عملکرد چرخه رانکین آلی، انتخاب سیال عامل مناسب برای این چرخه‌ها می‌پردازد. در این مطالعه، منبع گرما کلکتور سهموی خطی خورشیدی با دمای $260^{\circ}C$ در نظر گرفته شده است و سیستم ۱۰ کیلو وات توان الکتریکی تولید می‌کند. تاثیر خواص دوازده سیال عامل مختلف بر بازده کلی چرخه بررسی شده است. خواص ترمودینامیکی و فیزیکی، اثرات زیست محیطی، ایمنی، در دسترس بودن و هزینه همگی ملاحظاتی هستند که برای انتخاب سیال عامل مهم می‌باشند. سیال نرمال دکین بالاترین بازده در چرخه ارائه می‌دهد و در نتیجه، باعث کمینه شدن سطح کلکتور می‌شود، ولی این سیال بالاترین حجم مخصوص بخار اشباع (چگالنده در مقیاس بزرگ) و پایین ترین فشار اشباع را در چگالنده (نفوذ گازهای غیر قابل چگالش) دارد. مناسب ترین سیالات برای این سیستم با توجه به تمام جنبه‌ها به ترتیب عبارتند از: R113، R123و ایزوپنتان. در مقایسه سه سیال، R113 بالاترین بازده و بیشترین اثرات مخرب را بر محیط زیست دارد، ولی سیال مناسبی از نظر ایمنی می‌باشد. ایزوپنتان کمترین بازده را دارد و بالاترین حجم مخصوص بخار، اما سیالی با فشار اشباع بالاتر از فشار جَو و اشتعال پذیری بالا می‌باشد. R123 سیالی با بازده گرمایی بالا و اثرات مخرب زیست محیطی پایین می‌باشد.

کلمات کلیدی:
اثرات زیست محیطی، چرخه رانکین آلی، سیال عامل آلی، کلکتور سهموی خطی

۱) دانشجوی کارشناسی ارشد گروه مهندسی انرژی دانشکده محیط زیست و انرژی، دانشگاه علوم و تحقیقات تهران.(نویسنده مسئول)
lmohamad.bahramee@gmail.com
۲)استاد دانشکده مهندسی شیمی، دانشگاه تهران aahamidi@ut.ac.ir
۳)استادیار گروه مهندسی انرژی، دانشکده محیط زیست و انرژی،دانشگاه علوم و تحقیقات تهران. abtinataei@gmail.com
۴)استادیار دانشکده مهندسی صنایع دانشگاه تهران ghodsi@ut.ac.ir
۵)دانش‌آموخته کارشناسی ارشد گروه مهندسی محیط زیست دانشکده محیط زیست و انرژی، دانشگاه علوم و تحقیقات تهران tandis.nejati@gmail.com

[Downloaded from necjournals.ir on 2026-11-13]

مقدمه

چرخه رانکین آلی[1] نام چرخه رانکینی است که در آن به جای آب از سیال آلی با جرم مولکولی بالا استفاده می‌شود. تغییر فاز مایع، بخار و نقطه جوش این سیالات، در دمای پایین‌تر از دمای تغییر فاز آب رخ می‌دهد. استفاده از این سیالات، امکان بازیافت گرما از منابع با دمای پایین‌تر مانند احتراق زیست توده، گرمای مازاد صنعتی،گرمای زمین گرمایی، حوضچه‌های خورشیدی و غیره را فراهم می‌کند. گرما در دمای پایین به توان مفید تبدیل شده که می‌توان آن را به الکتریسیته تبدیل کرد. اولین پیش نمونه توسعه داده شده در سال ۱۹۶۱توسط مهندسین انرژی خورشیدی Harry Zvi Taborو Lucien Bronicki به نمایش گذاشته شده است[24]. چرخه رانکین آلی به عنوان یک چرخه کارا برای تولید توان در دماهای پایین مانند ۸۰°C شناخته شده است.چرخه رانکین آلی توانایی بالقوه ای در تولید توان از دماهای پایین و متوسط را دارد. در زمینه بهینه سازی این چرخه، مقالات زیادی به چاپ رسیده است. تعدادی از این مطالعات معطوف به بیشینه سازی بازده چرخه، با انتخاب سیال عامل مناسب می‌باشد. معیار انتخاب، تاثیر سیال عامل در بازده گرمایی چرخه می‌باشد. انتخاب سیال تنها به خواص ترمودینامیکی و فیزیکی سیال وابسته نبوده، بلکه ایمنی، در دسترس بودن، هزینه، بازده گرمای بالا،اثرات زیست محیطی و سازگاری با مواد تشکیل دهنده سیستم معیارهای اساسی برای انتخاب سیال مناسب می‌باشد. مشخصات سیال عامل مناسب عبارتند از: حجم مخصوص پایین، فشار مناسب در مبدل گرمایی، پایداری گرمایی، هزینه پایین، گرمای نهان و چگالی بالا، گرمای مخصوص پایین و همچنین حداقل اثرات زیست محیطی از جمله ظرفیت پایین تخریب اُزون، ظرفیت پایین گلخانه ای (گرمایش کره زمین)، عمر کوتاه مدت در اتمسفر [2,12]. Dai و همکاران [6] با بررسی چندین سیال عامل به بهینه سازی و بیشینه کردن بازده چرخه رانکین آلی پرداخته‌اند. دستاورد این بررسی بیان می‌کند که بازده گرمایی سیالات آلی در چرخه فوق برای بازیافت منابع گرمایی دما پایین، بالاتر از سیال آب می باشد. بهرامی و همکاران [3] تاثیر سیالات: FC72, FC87, R245fa, HFE7100, HFE7000،نرمال پنتان[2]، نرمال دکین[3]، سی سیکس فلوروکتون[4] و تولوئن[5] را بر بازده ترمودینامیکی چرخه ترکیبی استرلینگ–رانکین آلی مطالعه کرده‌اند. این مطالعه از نقطه نظرهای عملیاتی، زیست محیطی و ایمنی نیز به بررسی سیستم فوق می پردازد. نتایج مطالعه بدین شرح می‌باشد: تولوئن از دیدگاه بازده گرمایی، نرمال پنتان از دیدگاه عملیاتی و HFE7100 از دیدگاه ایمنی و زیست محیطی سیالات مناسبی می‌باشند. Mango و همکاران [18] به بررسی تاثیر بازده

1)Organic Rankine Cycle (ORC)
2) N- pentane
3) N-decane
4) C6-fluoroketone
5) Toluene

[Downloaded from necjournals.ir on 2026-11-13]

گرمایی سیالات: R113, R123R134a, R245fa, R245ca, و ایزوبوتن[1] بر چرخه رانکین آلی پرداخته‌اند. نتایج این مطالعه اثبات می کند که سیالR113بالاترین بازده گرمایی را در مقایسه سیالات دیگر در چرخه فوق دارد. تاثیر بکارگیری سیالات بنزن[2]، p-xylene، R123 وR113 در چرخه رانکین آلی توسط Hung [15] بررسی شده است. نتایج این بررسی بیان می کند که p-xylene بالاترین و بنزن پایین ترین بازده گرمایی را در سیستم فوق دارد. Techanche و همکاران [23] بازده گرمایی، خواص ترمودینامیکی و اثرات زیست محیطی سیالات R134a, R152a و ایزوپنتان، نرمال پنتان و آمونیاک را در چرخه رانکین آلی خورشیدی دما پایین بررسی کرده اند. یاری و همکاران [26,27] تاثیر چندین سیال خشک در چرخه رانکین را با استفاده از تحلیل قانون اول و دوم ترمودینامیک مطالعه کرده‌اند. نتایج این مطالعه نشان می دهد که چرخه رانکین آلی با سیالR123 بیشینه بازده گرمایی را دارد. Heberle و همکاران [13] با استفاده از تحلیل قانون دوم به بررسی سیالات R227ea, R245fa، ایزوپنتان و نرمال پنتان در چرخه رانکین آلی پرداخته‌اند. نتایج این بررسی نشان می دهد که سیال ایزوپنتان بیشترین بازده گرمایی را در چرخه فوق دارد. در این مطالعه، سیال R227ea شاخص مقایسه نتایج می باشد. Gu و Sato [10,11] سیالات R134a, R125 و آمونیاک را برای چرخه رانکین با منابع زمین گرمایی بالاتر از ۱۹۰°C بررسی نموده اند و سیال R134a را توصیه کرده‌اند.

در این مطالعه، بررسی نظری برای انتخاب سیال عامل برای چرخه رانکین آلی انجام شده است.دوازده سیال آلی مورد بررسی قرار گرفته که عبارتند از R113, HFE7100, R11, R141b, R142b, R123, R245fa, RC318، ایزوپنتان[3]، نرمال دکین،سی سیکس فلوروکتون و نرمال بوتن[4] و انتخاب سیالات عامل با استفاده از مراجع [2-9] می‌باشد. توان خروجی سیستم ۱۰ کیلو وات و منبع گرمای سیستم انرژی خورشیدی می‌باشد. چرخه در دمای ۲۵۰°C مورد ارزیابی قرار می‌گیرد که دمای متوسط کلکتور های سهموی خطی[5] می‌باشد. دمای چگالنده ۴۰°Cدر نظر گرفته شده و فشار ورودی به توربین با توجه به بیشینه سازی بازده چرخه بهینه شده است. توربین بخار چرخه از نوع مارپیچی می‌باشد که با اقتباس از کمپرسور های مارپیچی ساخته شده است[7,25].

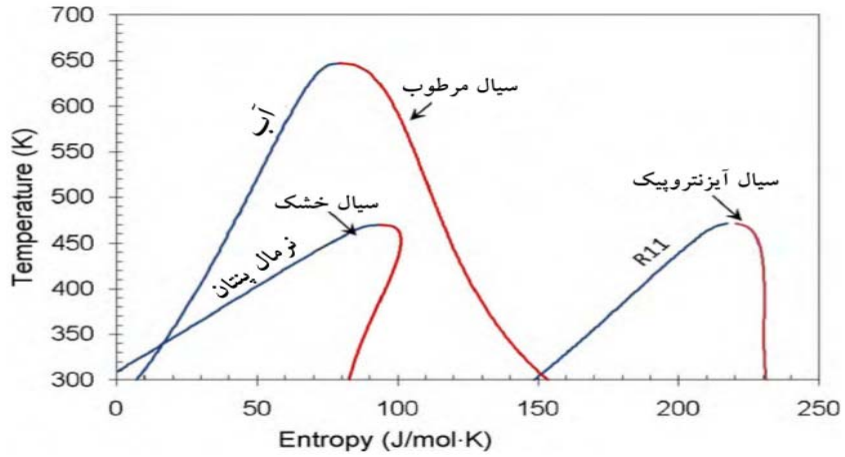
انواع سیالات عامل

آب به عنوان سیال عامل برای اکثر چرخه‌های رانکین، نیروگاه‌های فسیلی استفاده می‌شود و سیال مناسبی برای این قبیل چرخه‌ها که در دمای بالا کار می‌کنند، می‌باشد، ولی محدودیت‌هایی برای استفاده در سیستم‌های با منابع گرمای دما پایین و متوسط دارد. سیالات آلی به طور کلی از نفت استخراج می‌شوند و تفاوت اصلی بین سیالات آلی و آب رفتار آنها در

1) Isobutane
2) Benzene
3) Isopentane
4) N-butane
5) ParabolicTrough Collector

[Downloaded from necjournals.ir on 2026-11-13]

هنگام فرایند انبساط در حالت اشباع در دماهای متوسط و پایین می‌باشد. اکثر سیالات آلی در حالت بخار مافوق گرم و بخار اشباع به صورت آیزنتروپیک در توربین منبسط می‌شوند در حالی که آب در حالت دو فاز مایع و بخار می‌باشد که باعث آسیب دیدن توربین می‌شود. به طور کلی، سیالات را می توان به سه دسته طبقه بندی کرد: خشک، آیزنتروپیک و مرطوب که این تقسیم بندی با توجه به شیب خط بخار اشباع در نمودار T-s می‌باشد. آب یک سیال مرطوب است زیرا خط بخار اشباع آن دارای شیب منفی می‌باشد. در نتیجه، در حالت دو فاز در توربین منبسط می‌شود. سیالات خشک دارای شیب مثبت می‌باشند(مانند نرمال پنتان)، در صورتی که سیالات آیزنتروپیک دارای شیب بزرگ بی‌نهایت می‌باشند (مانند R11). در شکل (۱)، طبقه بندی سه نوع سیال عامل نشان داده شده است[3,9]



شکل۱) طبقه بندی سه نوع سیال عامل: مرطوب، خشک، آیزنتروپیک[4]

نقاط بحرانی در سیالات عامل

چگالش یک فرایند ضروری در چرخه رانکین آلی می باشد، دمای چگالش به‌صورت معمول بالای ۳۰°C در نظر گرفته می‌شود تا چگالنده امکان دفع حرارت مازاد چرخه را به محیط داشته باشد. بنابر این، سیالات مانند متان با دمای بحرانی زیر ۳۰°C پیشنهاد نمی شوند، زیرا چگالش آنها هزینه بر می باشد. نقطه بحرانی،نقطه اوج خط اشباع در نمودار T-s می‌باشد و محدوده دمای عملیاتی مناسب برای سیالات عامل را در حالت بخار و مایع تعیین می‌کند. نقاط بحرانی از جمله اطلاعات مهم در انتخاب سیال می‌باشد.یکی دیگر از خواص ترمودینامیکی مهم، نقطه انجماد سیال عامل است که باید کمتر از پایین‌ترین دمای عملیاتی چرخه باشد. سیال عامل باید در محدوده فشار مورد قبول کار کند. قابلیت اطمینان در فشار و خلأ خیلی بالا باعث افزایش هزینه در چرخه می‌شود[4].جدول (۱)سیالات عامل را بر اساس شیب خط بخار اشباع و نقاط بحرانی طبقه بندی می‌کند.

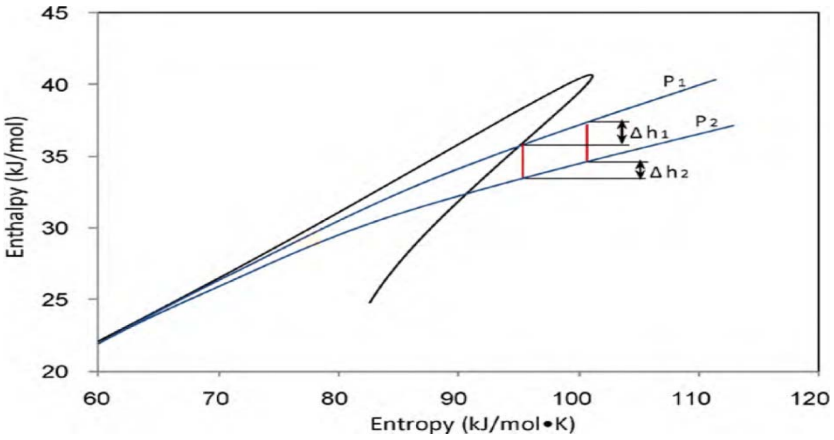
[Downloaded from necjournals.ir on 2026-11-13]

جدول۱) طبقه بندی سیالات عامل بر اساس شیب خط بخار اشباع و نقاط بحرانی

نوع سیال	فشار بحرانی (kpa)	دمای بحرانی (°C)	سیال
خشک	۲۲۲۹	۱۹۵/۳	HFE7000
آیزنتروپیک	۴۴۰۸	۱۹۸	R11
خشک	۳۴۳۹	۲۱۴/۱	R113
آیزنتروپیک	۳۶۶۸	۱۸۳/۷	R123
آیزنتروپیک	۴۲۴۹	۲۰۴/۲	R141b
آیزنتروپیک	۴۰۵۵	۱۳۷/۱	R142b
آیزنتروپیک	۳۶۳۹	۱۵۴/۱	R245fa
آیزنتروپیک	۲۷۷۷/۵	۱۱۵/۳۳	RC318
خشک	۳۳۶۴	۱۹۶/۵	ایزوپنتان
خشک	۱۸۶۴	۱۶۸/۸	سیسیکس فلوروکتون
مرطوب	۳۶۴۰	۱۳۴/۷	نرمال بوتن
خشک	۲۱۰۳	۳۴۴/۶	نرمال دکین

تاثیر مافوق گرمیت

افزایش مقدار مافوق گرم در چرخه های رانکین سنتی باعث افزایش بازده گرمایی می‌شود در صورتی که مافوق گرمیت همیشه باعث افزایش بازده گرمایی در چرخه رانکین آلی برای انواع سیالات عامل نمی‌شود.



شکل۲) نمودار h-s سیال خشک نرمال پنتان که تاثیر فوق گرمیت را نمایش می‌دهد[4]

بازده گرمایی سیستم با افزایش مقدار مافوق گرم برای سیالات مرطوب افزایش می‌یابد، ولی برای سیالات خشک، کاهش می‌یابد و برای سیالات آیزنتروپیک این مقدار در دماهای بالای ورودی به توربین ثابت می‌باشد[14]. با توجه به

[Downloaded from necjournals.ir on 2026-11-13]

شکل (۲) ، با کاهش فشار و افزایش مقدار مافوق گرم، آنتالپی سیال نرمال پنتان کاهش می‌یابد که بیان کننده این موضوع است که سیالات خشک در حالت مافوق گرم اثر منفی بر بازده گرمایی چرخه رانکین آلی دارند در حالی که این امر برای سیالات مرطوب، صدق نمی‌کند. برای سیالات مرطوب افزایش مقدار مافوق گرم هم باعث افزایش ایمنی در حالت انبساط در توربین شده و هم باعث افزایش بازده گرمایی چرخه رانکین آلی می‌شود.برای جلوگیری از صدماتی که قطرات مایع هنگام انبساط به پره توربین وارد می‌کنند، سیالات آیزنتروپیک و خشک برای چرخه رانکین آلی پیشنهاد می‌شوند. سیال باید در حال مافوق گرم وارد توربین شود. با این حال، اگر سیال بیش از حد خشک باشد، بخار خروجی از توربین با مقدار قابل توجهی مافوق گرم، باعث افزایش میزان بار گرمایی در چگالنده و افزایش کار چگالنده می‌شود. در سیالات خشک، قطرات ریز (مه) در منطقه دو فاز تشکیل شده و مایعی وجود ندارد که باعث آسیب پره توربین شود[14].

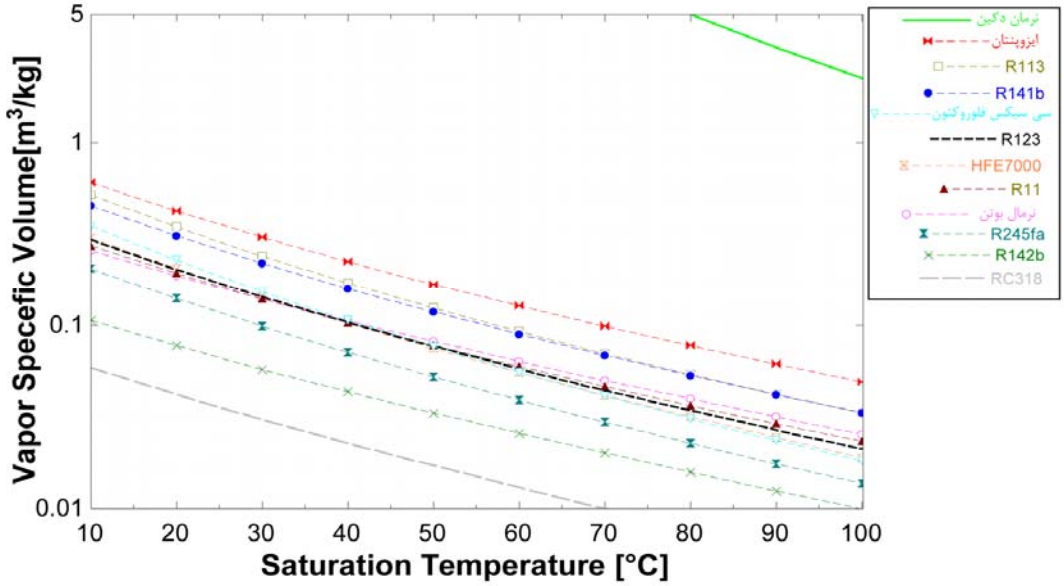
تاثیر گرمای نهان، چگالی، گرمای ویژه، حجم مخصوص بخار و فشار اشباع

در مرجع[19] پیشنهاد شده که سیال عاملی با گرمای نهان بالا، چگالی بالا و گرمای ویژه پایین مناسب می‌باشد. سیالی با گرمای نهان بالا و چگالی بالا انرژی بیشتری از منبع تبخیر کننده جذب می‌کند و میزان دبی سیال عامل کاهش می‌دهد که باعث کاهش مقیاس تاسیسات و کاهش مصرف انرژی در پمپ می شود.

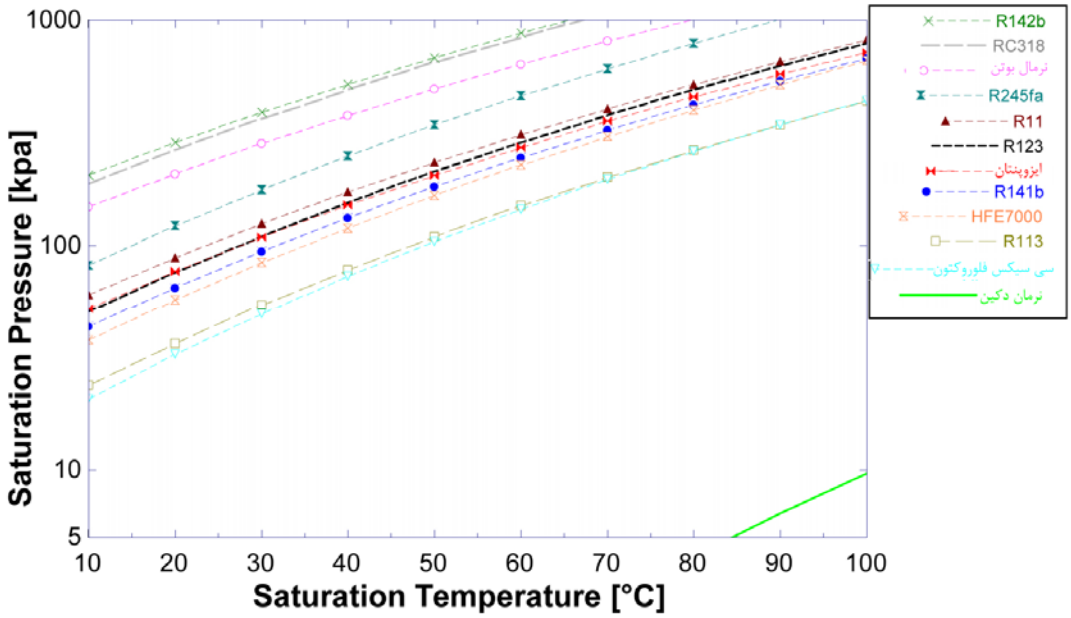
مسائل مربوط به بهره برداری و نگهداری چرخه نیز باید در نظر گرفته شود. حجم مخصوص بخار اشباع، نشانه‌ای از اندازه چگالنده است که با هزینه‌های اولیه سیستم مرتبط می‌باشد. عملیات در فشاری بالاتر از فشار جو (۱۰۰ کیلو پاسکال) از نفوذ گازهای غیر قابل چگالش جلوگیری می‌کند که این گازها باعث کاهش بازده سیستم می‌شود.

شکل‌های (۳) و (۴) حجم مخصوص بخار و فشار اشباع را به صورت تابعی از دمای اشباع نشان می‌دهند. سیالاتی با حجم اشباع بالا نیازمند چگالنده‌های در مقیاس بزرگ و سیالاتی با حجم اشباع پایین نیازمند چگالنده‌های کوچکتر می‌باشند. با توجه به فشار اشباع، سیالات HFE7000, R11, R141b,R142b, RC318, R123, R245fa، ایزوپنتان و نرمال بوتن دردمای ۴۰°C (دمای چگالنده) در سیستم بالای فشار جو کار می‌کنند. عملیات در فشاری بالاتر از فشار جو باعث کاهش اندازه تجهیزات و عدم نفوذ گازهای غیر قابل چگالش به چگالنده می‌شود[3].

[Downloaded from necjournals.ir on 2026-11-13]



شکل۳) حجم مخصوص بخار اشباع به صورت تابعی از دمای اشباع



شکل٤) فشار اشباع به صورت تابعی از دمای اشباع

[Downloaded from necjournals.ir on 2026-11-13]

ملاحظات زیست محیطی

در ملاحظات زیست محیطی، نگرانی‌های اصلی شامل ظرفیت تخریب اُزونODP[1]، ظرفیت گرمایی (گلخانه ای)GWP[2] و طول عمر سیال در اتمسفرALT[3] می‌باشد. مشخصه ODP نسبت تخریب اُزون به ازای جرم گاز انتشار یافته می‌باشد.R11 (CFC) مرجعی برای تمام مواد شیمیایی است و دارای ODP برابر یک می‌باشد. به طور معمول، ODP سیالات آلی بین ۰/۱ تا ۱ می‌باشد.GWP مشخصه‌ای است که نشان می‌دهد چه مقدار جرم از یک ماده شیمیایی باعث افزایش گرمایش کره زمین در یک دوره ۱۰۰ ساله می‌شود. دی اکسید کربن شاخصی برای تمام مواد شیمیایی است و دارای GWP برابر یک می‌باشد.ALT مدت زمانی است که گاز در جو کره زمین باقی می‌ماند[8]. با توجه به مشکلات زیست محیطی، برخی از سیالات عامل مانند (R-11, R-12, R-113, R-114, R-115) مشمول قانون ممنوعیت تولید شده‌اند. برخی دیگر مانند(R-22, R-123, R-124, R-141b, R-142b,R-21) در سال‌های ۲۰۲۰ تا ۲۰۳۰ مشمول قانون ممنوعیت تولید می‌شوند و از سیالات جایگزین پیدا شده، به کار برده می شوند. انتظار می‌رود که سیالات جایگزین هم خواص مناسب را داشته باشند و هم مشکلات زیست محیطی نداشته باشند. نامزدهای امیدوارکننده‌تر در میان سیالات حاوی فلوئور[4] و اتم‌های کربن می‌باشند [5].

ایمنی

استانداردASHRAE مبردها را با توجه به ایمنی طبقه بندی کرده و درجه خطرناک بودن آنها را تعیین کرده است. به طور کلی، ویژگی‌هایی از قبیل غیر خورنده بودن، اشتعال‌ناپذیری و غیر سمی بودن از سیالات انتظار می‌رود. اما سیالات همیشه به طور کامل راضی کننده نیستند. بسیاری از سیالات مانند نرمال پنتان قابل اشتعال هستند و تا وقتی که هیچ احتراقی وجود نداشته باشد، خطری سیستم را تهدید نمی‌کند. خودسوزی مشکلی است که در دمای بالای ۲۰۰°C بخصوص برای آلکانها[5] وجود دارد[4].برخی از سیالات هنوز طبقه بندی نشده‌اند. برای تکمیل این اطلاعات، حداکثر غلظت طبیعی در متوسط زمانی ۸ ساعت، روز کاری(TOX[6]) نیز ارائه شده است[1,3,9].جدول(۲)طبقه بندی ایمنی ASHRAE برای مبردها می‌باشد.

1) ozone depletion potential
2) global warming potential
3) atmospheric lifetime
4) fluorine
5) alkanes
6) Toxicity

[Downloaded from necjournals.ir on 2026-11-13]

جدول۲) طبقه بندی ایمنی ASHRAE گروه ٣٤

	سمیت پایین	سمیت بالا
اشتعال پذیری بالا	A3	B3
اشتعال پذیری پایین	A2	B2
غیر اشتعال پذیر	A1	B1

جدول۳) اطلاعات ایمنی و زیست محیطی سیالات عامل

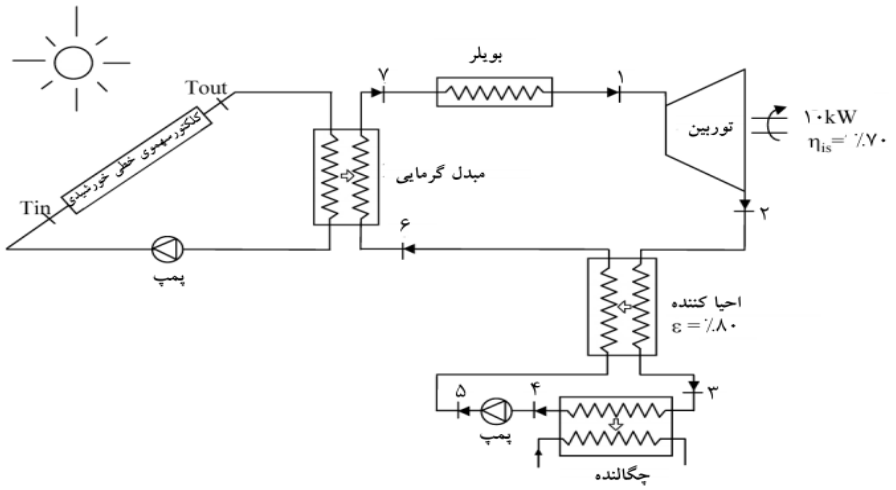
سیال	طبقه بندی ایمنی ASHRAE	عمر سیال در اتمسفر(سال) ALT(yr)	ظرفیت تخریب اُزون ODP	ظرفیت گرمایی(۱۰۰سال) GWP	سمیت TOX(ppm)
HFE7000	-	۴/۱	صفر	۳۲۰	۷۵
R11	A1	۴۵	۱	۴۷۵۰	-
R113	A1	۸۵	۰/۸	۶۱۳۰	-
R123	B1	۱/۳	۰/۰۲	۷۷	-
R141b	-	۹/۳	۰/۱۱	۷۲۵	-
R142b	A2	۱۷/۹	۰/۰۶۵	۲۳۱۰	-
R245fa	B1	۷/۶	صفر	۱۰۳۰	-
RC318	A1	۳۲۰۰	صفر	۱۰۳۰۰	-
ایزوپنتان	A3	-	صفر	۲۰	۷۰۰
سیسیکس فلوروکتون	-	۰/۰۱۴	صفر	۱	۱۵۰
نرمال بوتن	A3	۱<	صفر	۳	۶۰۰
نرمال دکین	-	-	-	-	۱۳۶۹

جدول(۳) شامل مشخصات زیست محیطی و ایمنی سیالات نامزد می‌باشد. پاره‌ای از اطلاعات در دسترس نبوده انـد. سیالات سیـسیکس فلوروکتـون و HFE7000 سـیالات مناسـبی از نظـر زیـست محیطـی وایمنـی مـی‌باشـند. سـیالات R11, R113, R141b, R142b RC318 از نظر ایمنی مناسب است اما از نظر زیست محیطی مخرب می‌باشند.

بررسی ترمودینامیکی چرخه رانکین آلی

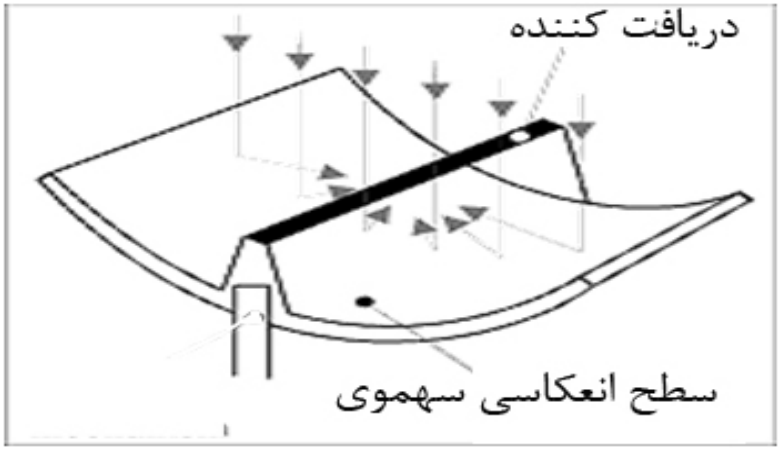
سیستم مورد بررسی با استفاده از یک میکرو توربین و ژنراتور برق،۱۰ کیلووات توان الکتریکی تولید مـی‌کنـد. شـکل (۵) طرح واره چرخه رانکین آلی همراه با کلکتور سهموی خطی خورشیدی می‌باشد. مراحل (۱-۷) با توجـه بـه واحـدهـای چرخه، درشکل (۵) مشخص شده است.

[Downloaded from necjournals.ir on 2026-11-13]



شکل۵) طرح واره چرخه رانکین آلی همراه با کلکتور سهموی خطی خورشیدی[14]

سیستم فوق از توربین، بویلر، مبدل گرمایی، پمپ، کلکتورسهموی خطی خورشیدی، احیا کننده[1] و چگالنده تشکیل شده است. منبع گرما، انرژی خورشیدی می‌باشد. درکلکتور سهموی خطی، دمای سیال خروجی از کلکتور، از نسبت سطح بخش متمرکز کننده شامل سطوح انعکاسی، سهموی به سطح دریافت کننده تعیین می‌شود. با افزایش سطح انعکاسی، دمای سیال در دریافت کننده افزایش می‌یابد. شکل (۶) طرح واره کلکتور سهموی خطی خورشیدی می‌باشد. در مدل با توجه به دمای مورد نیاز در سیستم، این نسبت تعریف شده است.



شکل٦) طرح واره کلکتورسهموی خطی خورشیدی[25]

1) regenerator

[Downloaded from necjournals.ir on 2026-11-13]

معادله (۱) سطح انعکاسی سهموی و سطح دریافت کننده را در کلکتور سهموی خطی محاسبه می‌کند. در این معادله(A_{rec})سطح دریافت کننده پرتوهای خورشیدی،(A_{in}) سطح سهموی انعکاسی پرتوهای خورشیدی،(γ) بازده نوری متمرکز کننده ۰/۸، (U)ضریب انتقال گرما $10\ W/m^2K$، (f)ضریب بازده کلکتور ۰/۹، (T_{out}) دمای سیال خروجی از کلکتور ۲۶۰°C،(T_0) دمای محیط ۳۰°C و(q_{in}) شار تابشی خورشید $800W/m^2$ به عنوان شرایط مرجع در نظر گرفته می‌شود[22]. نرخ سیال عامل در چرخه رانکین آلی($\dot{m}_{ORC}$) از معادله (۲) محاسبه می‌شود. بازده ایزنتروپیک توربین و پمپ با توجه به معادلات (۳،۴) به‌ترتیب ۰/۷ و ۰/۵ در مدل لحاظ شده است. توان خروجی از توربین و توان ورودی به پمپ از معادلات (۵ و ۶) محاسبه می شوند.اگر دمای جریان خروجی از توربین (نقطه ۲) بالاتر از دمای جریان خروجی از پمپ (نقطه ۵) باشد، احیا کننده در مدل لحاظ می‌شود. بازده احیا کننده از معادله (۷) محاسبه می‌شود. در این مطالعه، بازده احیا کننده ۰/۸ فرض شده است. بازده گرمایی از معادله (۸) و بازده اکسرژی از معادله (۹) محاسبه می‌شوند[20]. معادله (۱۰) نرخ تولید آنتروپی در سیستم می‌باشد که نشان دهنده بازگشت ناپذیری‌های چرخه رانکین آلی می‌باشد. در این مطالعه، دمای منبع گرم ۱۰°C بالاتر از دمای سیال ورودی به توربین و دمای چشمه سرد ۱۰°C پایین تر از دمای سیال خروجی از چگالنده در نظر گرفته شده است. تحلیل انرژتیک مدل فوق با استفاده از شبیه سازی ترمودینامیکی در نرم افزار EES[1] می‌باشد[17] .

$$Q_{in} = f\left(\gamma A_{in} q_{in} - UA_{rec}(T_{out} - T_0)\right) \quad (۱)$$

$$Q_{in} = \dot{m}_{ORC}\,(h_7 - h_6) \quad (۲)$$

$$h_2 - h_1 - \eta_{s,exp}(h_1 - h_{2,s}) \quad (۳)$$

$$h_5 = h_4 + \frac{1}{\eta_{s,pump}(h_{5,s} - h_4)} \quad (۴)$$

$$W_{ORC} = \dot{m}_{ORC}\,(h_1 - h_2) \quad (۵)$$

$$W_{in,pump} = \dot{m}_{ORC}\,(h_5 - h_4) \quad (۶)$$

$$\varepsilon_{reg} = \frac{h_2 - h_3}{h_2 - h(P_2, T_3)} \quad (۷)$$

$$\eta_{ORC} = \frac{W_{net}}{Q_{in}} = \frac{W_{ORC} - W_{pump}}{Q_{in}} \quad (۸)$$

$$\eta_{ex} = \frac{Exergy\ recovered}{Exergy\ supplied} = \frac{W_{net}}{W_{rev}} = \frac{W_{net}}{W_{net} + T_0 S_{gen}} \quad (۹)$$

$$S_{gen} = \frac{Q_{cond}}{T_4 + 263.15} - \frac{Q_{in}}{T_1 + 283.15} \quad (۱۰)$$

1) Engineering Equal Solver

[Downloaded from necjournals.ir on 2026-11-13]

با ثابت فرض کردن دما، بهینه سازی فشار برای تولید بیشینه توان خروجی انجام شده است[17]. با توجه به مشخصات میکرو توربین‌ها فشار ورودی به توربین حداکثر می‌تواند ۲۵۰۰ کیلو پاسکال باشد[9]. این محدودیت در مدل لحاظ شده است. جدول (۴) به مقایسه سیالات مختلف در دمای عملیاتی ۲۵۰°C می‌پردازد.

جدول٤) عملکرد گرمایی چرخه در دمای عملیاتی ۲۵۰°C برای سیالات عامل مختلف

سیال	P_1 (kpa)	P_2 (kpa)	V_3 (m^3/kg)	Q_{input} (kW)	Q_{cond} (kW)	W_{pump} (kW)	η_{II} %	η_{EX} %	A_m m^2	A_{rec} m^2
نرمال دکین	۵۰۶/۱	۰/۰۵	۴۰/۳۶	۴۱/۹۵	۳۱/۹۵	۰/۱۱	۲۳/۸۴	۵۵/۴۲	۶۹/۲۱	۱۹/۲۶
HFE7000	۲۱۱۸	۱۲۱/۷	۰/۱۱	۶۰/۷۶	۵۰/۷۶	۱/۴۴	۱۶/۴۶	۳۸/۲۷	۹۸/۰۵	۲۷/۲۸
نرمال بوتن	۲۵۰۰	۳۸۴/۵	۰/۱۲	۶۳/۲۴	۵۳/۲۴	۰/۹۶	۱۵/۸۱	۳۶/۷۸	۱۰۱/۷	۲۸/۳۱
ایزوپنتان	۲۵۰۰	۱۵۳/۷	۰/۲۵	۵۳/۱۶	۴۳/۱۶	۰/۸۴	۱۸/۸۱	۴۳/۷۴	۸۶/۵۴	۲۴/۰۸
سیسیکس فلوروکتون	۱۵۷۰	۷۴/۳۲	۰/۱۲	۶۵/۴۱	۵۵/۴۱	۱/۴۰	۱۵/۲۹	۳۵/۵۶	۱۰۵	۲۱/۲۹
R11	۲۵۰۰	۱۷۶/۱	۰/۱۱	۵۴/۳۱	۴۴/۳۱	۱/۰۵	۱۸/۴۱	۴۲/۸۲	۸۸/۳	۲۴/۵۷
R113	۲۵۰۰	۷۹/۴۷	۰/۱۹	۵۱/۱۵	۴۱/۱۵	۱/۲۲	۱۹/۵۵	۴۵/۴۶	۸۳/۴۸	۲۳/۲۳
R123	۲۵۰۰	۱۵۷/۲	۰/۱۱	۵۲/۸۸	۴۲/۸۸	۰/۷۴	۱۸/۹۱	۴۳/۹۷	۸۶/۱۲	۲۳/۹۶
R141b	۲۵۰۰	۱۳۵/۱	۰/۱۸	۵۲/۸۳	۴۲/۸۳	۰/۹۸	۱۸/۹۳	۴۴/۰۱	۸۶/۰۴	۲۳/۹۴
R142b	۲۵۰۰	۵۲۸/۹	۰/۰۵	۶۹/۸۴	۵۹/۸۴	۰/۹۷	۱۴/۳۲	۳۳/۳	۱۱۱/۵	۳۱/۰۳
R245fa	۲۵۰۰	۲۵۳/۷	۰/۰۸	۶۰/۹۴	۵۰/۹۵	۰/۸۱	۱۶/۴۱	۳۸/۱۶	۹۸/۳۲	۲۷/۳۶
RC318	۲۵۰۰	۴۹۸/۸	۰/۰۳	۷۸/۱۱	۶۸/۱۱	۱/۴۲	۱۲/۸	۲۹/۷۸	۱۲۳/۶	۳۴/۳۸

جدول شامل فشار ورودی و خروجی توربین، حجم مخصوص بخار در ورودی چگالنده، محاسبه میزان گرمای لازم برای تولید ۱۰ کیلووات توان الکتریکی، گرمای خروجی از چگالنده، بازده گرمایی چرخه، بازده اکسرژی چرخه، سطح سهموی انعکاسی پرتوهای خورشیدی و سطح دریافت کننده پرتوهای خورشیدی در کلکتور سهموی خطی می‌باشد. در بین سیالات نرمال، دکین بالاترین بازده گرمایی را در چرخه دارد. این سیال، بالاترین حجم مخصوص بخار را در بین دیگر سیالات دارد و در نتیجه، نیازمند به چگالنده در مقیاس بزرگ می‌باشد. همچنین کمترین فشار اشباع را دارد که منجر به استفاده از آب بندی خاص برای چگالنده و نیازمند به پمپ های خلأ یا اجکتور برای خارج کردن گازهای غیر قابل چگالش از چگالنده می‌باشد. بکارگیری سیستم‌های فوق باعث افزایش سرمایه گذاری اولیه سیستم می‌شود و از سوی دیگر، با داشتن بازده گرمایی بالا باعث کمینه شدن سطح کلکتور می‌شود. سیال ایزو پنتان دارای بازده گرمایی مناسبی می‌باشد و در سیستم بالای فشار جو کار می‌کند، ولی اشتعال پذیری بالای این سیال باعث کاهش امنیت سیستم می‌شود. سیالاتR11, R113, R141b, R123 از نظر ایمنی و انرژتیک برای چرخه رانکین آلی مناسب هستند در حالی که از

[Downloaded from necjournals.ir on 2026-11-13]

نظر زیست محیطی مخرب می‌باشند. در مقایسه این سیالات، سیالR113 دارای بازده گرمایی بالاتر،R123 اثرات زیست محیطی و ایمنی کمتر می‌باشند. سیالاتR11 ,R113 به ترتیب دارای بیشترین اثرات زیست محیطی هستند و لیکن این دو سیال از دیدگاه ایمنی مناسب می‌باشند. R141b نیز دارای بازده گرمایی بالای می‌باشد. مرجع [16] پس از بررسی چندین سیال عامل، این سیال را برای چرخه رانکین آلی پیشنهاد کرده است. Saleh و همکاران [21] چندین سیال آلی را در دمای عملیاتی°C ۳۰ –۱۰۰ برای چرخه رانکین آلی بررسی نموده و سیال R245fa را پیشنهاد کرده‌اند، زیرا این سیال بازده گرمایی بالای دارد و همچنین مساعد برای احیا کننده یا مبدل گرمایی در چرخه می باشد. سیال سیسیکس فلوروکتون و HFE7000 نیز اخیرا مورد توجه محققین و سازندگان چرخه رانکین آلی، قرار گرفته اند. Declaye و همکاران [7] با استفاده از شبیه سازی و ساخت یک نمونه کوچک آزمایشگاهی از چرخه رانکین آلی، به بررسی بازده چرخه برای سیالات HFE7000 R134a, R123, R245fa و سیسیکس فلوروکتون در دما عملیاتی °C ۱۶۰ پرداخته‌اند. بازده چرخه برای سیالR123 ۹/۳۲ در مقابل ۸/۶۸ برای R245fa ، ۷/۷۶ برای HFE7000 ، ۷/۶۲ برای R134a و ۶/۶۵ برای سیسیکس فلوروکتون می‌باشد. اختلاف نتایجی که در این بررسی و مطالعه کنونی وجود دارد، به خاطر عدم لحاظ محدودیت فشار در توربین و بررسی سیالات فوق در دمای عملیاتی°C۱۶۰می‌باشد. به عنوان مثال، مرجع[9] سیال R245fa را در دمای عملیاتی °C ۲۳۰ برای چرخه رانکین آلی مطالعه کرده است. بازده سیال فوق در چرخه، بدون در نظر گرفتن محدودیت فشار توربین ۱۵/۹ می‌باشد در صورتی که با لحاظ محدودیت فشار در توربین به ۱۵/۲ تنزل یافته است. HFE7000 در این مطالعه بازده گرمایی بالاتری نسبت به سیسیکس فلوروکتون دارد. همچنین فشار اشباع آن در دمای چگالنده بالاتر از فشار اتمسفر می‌باشد. این دو سیال از دیدگاه ایمنی مناسب و از دیدگاه زیست محیطی نیز کمترین اثرات مخرب را دارند. سیالات نرمال بوتن،RC318 و R142b از طرف مراجع مختلفی مورد بحث قرار گرفته اند ولیکن با توجه به محدوده دما و فشار کاری چرخه مورد بررسی، بازده گرمایی بالای ندارند. به این نکته باید توجه نمود که انتخاب سیال مناسب برای چرخه رانکین آلی با توجه به محدوده دما و فشار کاری چرخه تعیین می‌شود و سیالات عامل نیز بر این اساس برای چرخه انتخاب می‌شوند.

[Downloaded from necjournals.ir on 2026-11-13]

جدول٤) عملکرد گرمایی چرخه در دمای عملیاتی ۲۵۰°C برای سیالات عامل مختلف

سیال	P_1 (kpa)	P_2 (kpa)	V_3 (m^3/kg)	Q_{input} (kW)	Q_{cond} (kW)	W_{pump} (kW)	η_{II} %	η_{EX} %	A_{in} m^2	A_{rec} m^2
نرمال دکین	۵۰۶/۱	۰/۰۵	۴۰/۳۶	۴۱/۹۵	۳۱/۹۵	۰/۱۱	۲۳/۸۴	۵۵/۴۲	۶۹/۲۱	۱۹/۲۶
HFE7000	۲۱۱۸	۱۲۱/۷	۰/۱۱	۶۰/۷۶	۵۰/۷۶	۱/۴۴	۱۶/۴۶	۳۸/۲۷	۹۸/۰۵	۲۷/۲۸
نرمال بوتن	۲۵۰۰	۳۸۴/۵	۰/۱۲	۶۳/۲۴	۵۳/۲۴	۰/۹۶	۱۵/۸۱	۳۶/۷۸	۱۰۱/۷	۲۸/۳۱
ایزوپنتان	۲۵۰۰	۱۵۳/۷	۰/۲۵	۵۳/۱۶	۴۳/۱۶	۰/۸۴	۱۸/۸۱	۴۳/۷۴	۸۶/۵۴	۲۴/۰۸
سیسیکس فلوروکتون	۱۵۷۰	۷۴/۳۲	۰/۱۲	۶۵/۴۱	۵۵/۴۱	۱/۴۰	۱۵/۲۹	۳۵/۵۶	۱۰۵	۲۱/۲۹
R11	۲۵۰۰	۱۷۶/۱	۰/۱۱	۵۴/۳۱	۴۴/۳۱	۱/۰۵	۱۸/۴۱	۴۲/۸۲	۸۸/۳	۲۴/۵۷
R113	۲۵۰۰	۷۹/۴۷	۰/۱۹	۵۱/۱۵	۴۱/۱۵	۱/۲۲	۱۹/۵۵	۴۵/۴۶	۸۳/۴۸	۲۳/۲۳
R123	۲۵۰۰	۱۵۷/۲	۰/۱۱	۵۲/۸۸	۴۲/۸۸	۰/۷۴	۱۸/۹۱	۴۳/۹۷	۸۶/۱۲	۲۳/۹۶
R141b	۲۵۰۰	۱۳۵/۱	۰/۱۸	۵۲/۸۳	۴۲/۸۳	۰/۹۸	۱۸/۹۳	۴۴/۰۱	۸۶/۰۴	۲۳/۹۴
R142b	۲۵۰۰	۵۲۸/۹	۰/۰۵	۶۹/۸۴	۵۹/۸۴	۰/۹۷	۱۴/۳۲	۳۳/۳	۱۱۱/۵	۳۱/۰۳
R245fa	۲۵۰۰	۲۵۳/۷	۰/۰۸	۶۰/۹۴	۵۰/۹۵	۰/۸۱	۱۶/۴۱	۳۸/۱۶	۹۸/۳۲	۲۷/۳۶
RC318	۲۵۰۰	۴۹۸/۸	۰/۰۳	۷۸/۱۱	۶۸/۱۱	۱/۴۲	۱۲/۸	۲۹/۷۸	۱۲۳/۶	۳۴/۳۸

نتیجه گیری

انتخاب سیال مناسب برای چرخه دشوار است. این سیال باید بازده گرمایی بالای در چرخه، حجم مخصوص بخار پایین در خروج از توربین، فشار اشباع بالاتر از فشار جو، پایداری گرمایی مناسب و حداقل اثرات زیست محیطی داشته باشد و سمی و اشتعال‌زا نیز نباشد. سیال نرمال دکین بالاترین بهره‌وری را بین سیالات خشک و آینتروپیک دارد، ولی این سیال بالاترین حجم مخصوص بخار را دارد که به استفاده از چگالنده در مقیاس بزرگ و هزینه اولیه بالا برای چرخه منجر می‌شود. همچنین پایین ترین فشار اشباع را در مقایسه با دیگر سیالات دارد که باعث نفوذ گازهای غیر قابل چگالش به چگالنده می‌شود. ۹ سیال دارای فشار اشباع بالاتر از جَو هستند:

HFE7000 ,R11, R141b, R142b, R123 R245fa, RC318 ، ایزوپنتان ونرمال بوتن. مناسب‌ترین سیالات برای این چرخه با توجه به تمام جنبه‌ها عبارتند از:R113، R123 و ایزوپنتان. ایزوپنتان نیاز به آب بندی خاص چگالنده ندارد، زیرا در سیستم بالای فشار جَو کار می‌کند. اما در مقایسه با دو سیال دیگر، بالاترین حجم مخصوص بخار را دارا می‌باشد و اشتعال پذیری بالای آن نیز باید مدنظر قرار گیرد. سیالR123 در مقایسه با ایزوپنتان و R113 از دیدگاه انرژتیک و زیست محیطی، سیال مناسبی می‌باشد. سیالR113 بیشترین بازده گرمایی و اثرات مخرب را بر محیط زیست دارد و لیکن از نظر ایمنی، سیال مناسبی می‌باشد. بازده چرخه برای سیالR113 ۱۹/۵۵ درصد در مقابل ۱۸/۹۱ درصد برای R123 و ۱۸/۸۱ درصد برای ایزوپنتان می‌باشد. بهره وری کمتر در چرخه، باعث نیاز به گرمای ورودی بیشتر به سیستم می‌شود و در نتیجه، افزایش سرمایه گذاری برای خرید سطح کلکتور خورشیدی بیشتر به همراه دارد.

[Downloaded from necjournals.ir on 2026-11-13]

علائم و اختصارات	
η_{ex}(%)	بازده اکسرژی
A_{in} (m^T2)	سطح سهموی انعکاسی پرتوهای خورشیدی
A_{rec} (m^2)	سطح دریافت کننده پرتوهای خورشیدی
Q_{cond} (m^T2)	گرمای چگالنده
Q_{in}(W)	گرمای ورودی
$\dot{m}_{ORC}$	نرخ سیال عامل
S_{gen} (W/K)	نرخ تولید آنتروپی
T_0 (° C)	دمای محیط
T_{out}(° C)	دمای سیال خروجی از کلکتور
W_{ner} (W)	توان خالص
W_{pump}(W)	توان پمپ
q_{in} (W/m^2)	شار تابشی خورشید
ε_{rec} (%)	بازده احیا کننده
$\eta_{\square}$ (%)	بازده چرخه
ALT(yrs)	طول عمر در اتمسفر
f	ضریب بازده کلکتور
$\square$	بازده نوری متمرکز کننده
GWP	ظرفیت گرمایش کره زمین(در دوره۱۰۰ ساله)
h(j/kg K)	آنتالپی
ODP	ظرفیت تخریب اُزون
P(kPa)	فشار
T(° C)	دما
TOX(ppm)	حداکثر غلظت طبیعی در متوسط زمانی ۸ ساعت، روز کاری
U (W/m^2K)	ضریب انتقال گرما
V (m^T3/kg)	حجم مخصوص
S (j/kg K)	آنتروپی

[Downloaded from necjournals.ir on 2026-11-13]

جدول نمادهای مورد استفاده

U: سود سالانه

l: نشانگر(علامت) بار

s: نشانگر(علامت) فصل

t: نشانگر(علامت) زمان

d_s: تعداد روزهای هر فصل

HR: ضریب بازیابی حرارتی

F_B: هزینه سوخت بویلر

F_{FC}: هزینه سوخت پیل سوختی

IC_B:هزینه اولیه بویلر

IC_{FC}: هزینه اولیه پیل سوختی

IC_{MG}: هزینه اولیه ایجاد ریز شبکه

IC_{SS}: هزینه اولیه سیستم ذخیره ساز انرژی

IB: ظرفیت نصب شده بویلر

IFC: ظرفیت نصب شده پیل سوختی

ISS: ظرفیت نصب شده سیستم ذخیره ساز انرژی

L_e: بار الکتریکی

L_h: بار حرارتی

M_B: هزینه نگهداری بویلر

M_{FC}: هزینه نگهداری پیل سوختی

M_{SS}: هزینه نگهداری سیستم ذخیره انرژی

P_B: توان خروجی بویلر

PC_{SS}: توان ورودی به سیستم ذخیره انرژی

PD_{SS}: توان تخلیه شده از سیستم ذخیره انرژی

P_{FC}: توان خروجی پیل سوختی

P_{SS}: توان خروجی سیستم دخیره انرژی

P_{buy}: توان خریداری شده از شبکه بالادست

P_{sell}: توان فروخته شده به شبکه بالادست

PR_{buy}: قیمت خرید انرژی

PR_{sell}: قیمت فروش انرژی

PR_{base}: قیمت حق اشتراک خرید انرژی

t_{repair}: زمان تعمیر

$t_{isolate}$: زمان جداسازی

$t_{reconfig}$: زمان تغییر ساختار

α,β,γ: ضرایب تبدیل هزینه اولیه به سالانه

[Downloaded from necjournals.ir on 2026-11-13]

منابع

[1] ASHRAE (2009) Handbook Fundamentals, Chapter 29, Refrigerants.

[2] Athanasios, I. et al. (2010). *"On the systematic design and selection of optimal working fluids for Organic Rankine Cycles"*. Applied Thermal Engineering, Vol.30, PP. 760–769.

[3] Bahrami, M., Hamidi, A.A., Porkhial, S., (2013) *"Investigation of the effect of organic working fluids on thermodynamic performance of combined cycle Stirling-ORC"*, International Journal of Energy and Environmental Engineering, Vol.4,12.

[4] Chen, H. et al, (2010) *"A review of thermodynamic cycles and working fluids for the conversion of low-grade heat"*. Renewable and Sustainable Energy Reviews,Vol. 14, PP.3059–3067.

[5] Crook, AW, (1994*), "Engineers IOE. Profiting from low-grade heat"*. IET.

[6] Dai. Y., Wang. J., Gao. L., *"Parametric optimization and comparative study of organic rankine cycle (ORC) for low grade waste heat recovery"*. Energy Conversion and Management,Vol. 50,PP. 576–582.

[7] Declaye, S. et al, (2010) *"Design and Experimental Investigation of a Small Scale Organic Rankine Cycle Using a Scroll Expander"*. International Refrigeration and Air Conditioning Conference. Paper 1153.

[8] Environmental Protection Agency, 2009.

[9] Facão, J and C. Oliveira,A.(2009). *"ANALYSIS OF ENERGETIC, DESIGN AND OPERATIONAL CRITERIA WHEN CHOOSING AN ADEQUATE WORKING FLUID FOR SMALL ORC SYSTEMS"* Proceedings of the ASME 2009 International Mechanical Engineering Congress & Exposition IMECE2009 November 13-19, Lake Buena Vista, Florida, USA.

[10] Gu, ZL., Sato, H.(2001) *"Optimization of cyclic parameters of a supercritical cycle for geothermal power generation"*. Energy Convers Manage, Vol.42, PP.1409–1416.

[11] Gu ZL, Sato H. (2002) *"Performance of supercritical cycles for geothermal binary design"*. Energy Convers Manage, Vol.43, PP. 961–971.

[12] Hackl, R., and Harvey, S., (2011). *"Applying process integration methods to target for electricity production from industrial waste heat using Organic Rankine Cycle (ORC) technology"*. World Renewable Energy congress2011-Sweden 8-13 may 2011.

[13] Heberle, F., Brüggemann, D. (2009) *"Exergy based fluid selection for a geothermal Organic Rankine Cycle for combined heat and power generation"*.ApplThermEng, Vol.30, PP. 1326–1332.

[14] Hung, TC. et al, (1997) "A review of organic Rankine cycles (ORCs) for the recovery of low-grade waste heat". Energy, Vol. 22, PP. 661–7.

[15] Hung, TC., (2001) *"Waste heat recovery of organic Rankine cycle using dry fluids"*, Energy Conversion & Management, Vol.42, PP. 539-553.

[Downloaded from necjournals.ir on 2026-11-13]

[16] Khennich, M., and GalanisN. (2012) *"Optimal Design of ORC Systems with a Low-Temperature Heat Source"*, Entropy, Vol.14, PP. 370-389.

[17] Klein, S. A, (2010) Engineering Equation Solver, F-Chart Software, Middleton, USA.

[18] Mago. P.J., Chamra. L.M., Somayaji. C., (2007) *"Analysis and optimization of organic rankine cycles"*, IMechE Journal of Power and Energy,Vol. 221 (3),PP. 255–263.

[19] Maizza, V. &Maizza, A. (1996) *"Working Fluids in non-steady flows for waste energy recovery systems"*. applied thermal Engineering, Vol. 16, No.7, pp. 579-590.

[20] Rayegan, R. and Tao, Y.X. (2011) *"A procedure to select working fluids for Solar Organic Rankine Cycles (ORCS)"*. Renewable Energy,Vol. 36, PP.659-670.

[21] Saleh, B. et al, (2007) *"Working fluids for low-temperature organic Rankine cycles"*. Energy, Vol. 32, PP. 1210-1221.

[22] Serkan, K. and Ecevit, A. (2004) *concentrating-collector*-ppt-d32809149 471-2004-1 from: < www.ebookbrowse.com >.

[23] Techanche, BF.,Papadakisa, G., Lambrinosa, G., Frangoudakisa, A., (2009). *"Fluid selection for a low-temperature solar organic Rankine cycle"*. ApplThermEng, Vol.29 (11-12), PP.2468-2476.

[24] www.en.wikipedia.org/wiki/Organic_Rankine_cycle.

[25] www.eneftech.com.

[26] Yari. M., (2009) *"Performance analysis of the different organic Rankine cycles (ORCs) using dry fluids"*, International Journal of Exergy, Vol. 6 (3), PP. 323-342.

[27] Yari. M., (2010) *"Exergetic analysis of various types geothermal power plants"*, Renewable Energy,Vol. 35 (1), PP.112-121.

[Downloaded from necjournals.ir on 2026-11-13]