

بِسْمِ اللَّهِ الرَّحْمَنِ الرَّحِيمِ



دانشکده مهندسی مکانیک و مکاترونیک

رشته مهندسی تبدیل انرژی

پایان نامه کارشناسی ارشد

بررسی فنی و اقتصادی انواع پیکربندی چیلرهای جذبی و جذب سطحی با در نظر گرفتن اثر ترکیب جاذب و مبرد

نگارنده:

سید محمدحسین طیبی

اساتید راهنما:

مهندس احمد مددی

استاد مشاور:

دکتر محمود مهرگان

شهریور ۱۴۰۰

فرم شماره (۳): صورت جلسه نهایی دفاع

تقدیم:

به تعبیر عظیم و انسانی شان از کلمه اثار و از خودگذشتگی

به پاس عاطفه سرشار و کرمای امیدبخش وجودشان که در این سردترین روزگار ان بهترین پشتیبان است

به پاس قلب های بزرگشان که فریادس است و سرگردانی و ترس در پناه شان به شجاعت می گراید

و به پاس محبت های بی دریغشان که هرگز فروکش نمی کند

این مجموعه را به پدر و مادر عزیزم تقدیم می کنم

شکر و قدردانی:

اینجانب بر خود وظیفه می دانم در کسوت شاگردی از زحمات و خدمات ارزشمند اساتید گران قدر، جناب آقای مهندس احمد مددی و جناب آقای دکتر محمود مهرگان تقدیر و تشکر نمایم. از خداوند متعال برای شما بزرگواران، سلامتی، موفقیت و همواره آموزش دادن به فرزندان این سرزمین را خواستارم.

همچنین از تمامی اساتید دانشکده مهندسی مکانیک و سایر اعضای هیئت علمی و مسئولین دانشگاه صنعتی شاهرود که در دوران تحصیل در مقطع کارشناسی ارشد از حضورشان بهره علمی و معنوی بردم تشکر می کنم.

در پایان از همه دوستان ارجمندم که مرا در انجام این تحقیق یاری نمودند، قدردانی و تشکر می نمایم.

تهدنامه

اینجانب سید محمدحسین طیبی دانشجوی دوره کارشناسی ارشد رشته مهندسی مکانیک، گرایش تبدیل انرژی دانشکده مهندسی مکانیک دانشگاه صنعتی شاهرود نویسنده پایان نامه با عنوان "بررسی فنی و اقتصادی انواع پیکربندی چیلرهای جذبی و جذب سطحی با در نظر گرفتن اثر ترکیب جاذب و مبرد" تحت راهنمایی جناب آقای مهندس احمد مددی و جناب آقای دکتر محمود مهرگان 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 بافت های آن) 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) 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

چیلرهای تراکمی و جذب‌حجمی پرکاربردترین چیلرهای رایج در بازار می‌باشند، اما به دلیل بالا بودن مصرف انرژی و هزینه‌های تعمیر و نگهداری پیشنهاد می‌شود از چیلرهای جذب‌سطحی، استفاده شود. به‌همین دلایل، مقایسه فنی و اقتصادی سیستم‌های جذب‌سطحی با سیستم‌های جذب‌حجمی از اهمیت بالایی برخوردار می‌باشد. پژوهش حاضر دو نوع از چیلرهای جذبی شامل چیلر جذب حجمی تک اثره لیتیوم بروماید-آب و چیلر جذب سطحی دو بستره سیلیکاژل-آب را از لحاظ ترمودینامیکی و اقتصادی بررسی کرده است. تحلیل فنی از دیدگاه قانون اول ترمودینامیک انجام گرفته و برای شبیه سازی از نرم افزار EES استفاده شده است. در بخش دوم پژوهش، به آنالیز اقتصادی چیلرها در ظرفیت یکسان پرداخته شده است، که هزینه‌های کل سرمایه‌گذاری اولیه، هزینه‌های عملیاتی و هزینه چرخه زندگی در طول عمر مفید چیلرها محاسبه شده است. همچنین کد نوشته شده قابلیت نمایش، تأثیر پارامترهای مختلف ورودی بر ضریب عملکرد و هزینه‌ها را دارد. نتایج پژوهش نشان داد که ضریب عملکرد چیلر جذب حجمی و جذب سطحی به‌ترتیب ۰/۷۵۴۱ و ۰/۵۸۲۷ می‌باشد. در مبحث اقتصادی هزینه‌های کل سرمایه‌گذاری اولیه چیلر جذب حجمی و جذب سطحی به‌ترتیب ۸۹۱۵ و ۹۷۹۹ دلار می‌باشند، در حالی که هزینه‌های عملیاتی سالانه چیلرها به‌ترتیب ۶۹۰ و ۳۹۵ دلار در سال و هزینه چرخه زندگی ۱۴۶۰۳ و ۱۳۰۵۱ دلار می‌باشند. از طرفی در سیستم جذب حجمی، با افزایش دمای ژنراتور و ابزوربر، ضریب عملکرد و هزینه‌ها به‌ترتیب افزایش و کاهش می‌یابند و در سیستم جذب سطحی با افزایش دمای آب گرم ورودی، ضریب عملکرد و هزینه‌ها افزایش می‌یابند.

کلمات کلیدی: چیلر جذب حجمی، چیلر جذب سطحی، ضریب عملکرد، هزینه کل سالانه، هزینه چرخه زندگی

فهرست مطالب

فهرست جداول ش

فهرست اشکال ص

فهرست علائم و اختصارات ظ

فصل ۱: مقدمه و مرور کلی ۱

۱-۱ مقدمه ۲

۲-۱ تعریف چیلر (سیستم سرمایش) و انواع سیستم های سرمایش ۳

۱-۲-۱ چیلر تراکمی ۴

۱-۲-۱-۱ مزایا ۵

۱-۲-۱-۲ معایب ۶

۲-۲-۱ چیلرهای جذب حجمی ۶

۱-۲-۲-۱ اساس کار و اجزا اصلی سیستم های جذب حجمی ۶

۲-۲-۲-۱ انواع چیلرهای جذبی حجمی ۷

۱-۲-۲-۲-۱ انواع چیلرهای جذبی حجمی بر اساس نوع سیال کاری ۷

۱-۲-۲-۲-۱ خصوصیات جاذب و مبرد سیستم های جذب حجمی ۷

۲-۱-۲-۲-۲-۱ سیستم های سرمایش جذب حجمی لیتیوم بروماید-آب ۸

۱-۲-۱-۲-۲-۲-۱ مزایا: ۹

۲-۲-۱-۲-۲-۲-۱ معایب: ۱۰

۳-۱-۲-۲-۲-۱ سیستم های سرمایش جذب حجمی آب-آمونیاک ۱۰

۱-۳-۱-۲-۲-۲-۱ مزایا: ۱۱

۲-۳-۱-۲-۲-۲-۱ معایب: ۱۱

۲-۲-۲-۲-۱ انواع چیلرهای جذبی حجمی بر اساس نوع طراحی ۱۲

۱-۲-۲-۲-۲-۱ چیلر جذبی حجمی تک اثره ۱۲

۲-۲-۲-۲-۲-۱ چیلر جذب حجمی دو اثره ۱۴

۱۵.....	۳-۲-۲-۲-۲-۱ چیلرهای جذبی حجمی سه اثره
۱۶.....	۳-۲-۲-۲-۱ انواع چیلرهای جذبی حجمی بر اساس منبع گرمایی
۱۶.....	۳-۲-۲-۱ تشکیل کریستالیزاسیون در چیلرهای جذبی
۱۶.....	۱-۳-۲-۲-۱ تعریف تشکیل کریستال لیتیوم بروماید
۱۷.....	۲-۳-۲-۲-۱ دلایل تشکیل کریستال لیتیوم بروماید
۱۸.....	۴-۲-۲-۱ عوامل مؤثر در کاهش ضریب عملکرد
۱۹.....	۳-۲-۱ چیلرهای جذبی سطحی
۲۰.....	۱-۳-۲-۱ فرآیند جذبی سطحی
۲۱.....	۲-۳-۲-۱ سیستم جذبی سطحی تک بستره
۲۳.....	۳-۳-۲-۱ اساس کار و اجزای اصلی سیستم جذبی سطحی
۲۷.....	۴-۳-۲-۱ مزایا و معایب سیستم‌های جذبی سطحی
۲۹.....	۵-۳-۲-۱ انواع جاذب‌ها در سیستم‌های جذبی سطحی
۳۰.....	۶-۳-۲-۱ انواع جاذب-مبردهای رایج در سیکل سرمایش جذبی سطحی
۳۰.....	۱-۶-۳-۲-۱ سیلیکاژل-آب
۳۱.....	۲-۶-۳-۲-۱ زئولیت-آب
۳۱.....	۳-۶-۳-۲-۱ کربن فعال-متانول
۳۲.....	۴-۶-۳-۲-۱ مقایسه انواع جفت‌های جذبی سطحی
۳۳.....	۳-۱ جمع بندی

فصل ۲: مروری بر تحقیقات پیشین ۳۵

۳۶.....	۱-۲ مقدمه
۳۶.....	۲-۲ پژوهش‌های پیشین سیستم‌های جذبی حجمی
۳۶.....	۱-۲-۲ پژوهش‌های پیشین در زمینه تحلیل ترمودینامیکی
۴۲.....	۲-۲-۲ پژوهش‌های پیشین در زمینه تحلیل اقتصادی
۴۹.....	۳-۲ پژوهش‌های پیشین سیستم‌های جذبی سطحی
۴۹.....	۱-۳-۲ پژوهش‌های پیشین در زمینه تحلیل ترمودینامیکی
۵۵.....	۲-۳-۲ پژوهش‌های پیشین در زمینه تحلیل اقتصادی

معرفی کار حاضر و نوآوری ۴-۲ ۶۰

فصل ۳: مدل سازی و بیان کلی مسئله ۶۳

۱-۳ مقدمه ۶۴

۲-۳ تحلیل ترمودینامیکی سیکل جذب حجمی و جذب سطحی ۶۴

۱-۲-۳ سیکل جذب حجمی تک اثره لیتیوم بروماید-آب ۶۴

۱-۱-۲-۳ تحلیل ترمودینامیکی سیکل جذب حجمی ۶۶

۱-۱-۱-۲-۳ فرضیات و ورودی‌های به کار رفته در شبیه‌سازی سیکل جذب حجمی ۶۷

۲-۱-۱-۲-۳ تحلیل انتقال حرارت حلقه داخلی سیکل جذب حجمی ۶۸

۱-۲-۱-۱-۲-۳ تحلیل ژنراتور ۶۸

۲-۲-۱-۱-۲-۳ تحلیل کندانسور ۶۹

۳-۲-۱-۱-۲-۳ تحلیل اواپراتور ۶۹

۴-۲-۱-۱-۲-۳ تحلیل محفظه جاذب ۷۰

۵-۲-۱-۱-۲-۳ تحلیل مبدل حرارتی ۷۰

۶-۲-۱-۱-۲-۳ تحلیل شیر انبساط ۷۲

۷-۲-۱-۱-۲-۳ تحلیل شیر انبساط محلول ۷۲

۸-۲-۱-۱-۲-۳ تحلیل پمپ ۷۳

۹-۲-۱-۱-۲-۳ ضریب عملکرد ۷۴

۳-۱-۱-۲-۳ تحلیل انتقال حرارت حلقه خارجی سیکل جذب حجمی ۷۴

۱-۳-۱-۱-۲-۳ حلقه خارجی ژنراتور ۷۵

۲-۳-۱-۱-۲-۳ حلقه خارجی محفظه جاذب ۷۵

۳-۳-۱-۱-۲-۳ حلقه خارجی کندانسور ۷۶

۴-۳-۱-۱-۲-۳ حلقه خارجی اواپراتور ۷۶

۵-۳-۱-۱-۲-۳ مبدل حرارتی ۷۷

۲-۲-۳ سیکل جذب سطحی دو بستره سیلیکاژل-آب ۷۸

۱-۲-۲-۳ تحلیل ترمودینامیکی سیکل جذب سطحی ۸۰

۱-۱-۲-۲-۳ فرضیات و ورودی‌های به کار رفته در شبیه‌سازی سیکل جذب سطحی ۸۰

۲-۱-۲-۲-۳ معادله حالت جذب سطحی ۸۱

۳-۱-۲-۲-۳ معادله فریوندلیچ ۸۲

۸۳	۲-۲-۲-۳ روابط بالانس انرژی
۸۳	۱-۲-۲-۲-۳ بالانس انرژی بستردر فرآیند احیا
۸۴	۲-۲-۲-۲-۳ بالانس انرژی بستردر فرآیند جذب سطحی:
۸۴	۳-۲-۲-۲-۳ بالانس انرژی بستردر حال پیش سرمایه و پیش گرمایش:
۸۵	۴-۲-۲-۲-۳ دمای آب گرم خروجی از بستر:
۸۵	۵-۲-۲-۲-۳ دمای آب سرد خروجی از بستر:
۸۶	۶-۲-۲-۲-۳ ضریب عملکرد، ظرفیت سرمایه و ظرفیت سرمایه مخصوص:
۸۷	۳-۳ تحلیل اقتصادی
۸۷	۱-۳-۳ هزینه کل سالانه
۸۸	۲-۳-۳ هزینه کل سرمایه
۸۸	۱-۲-۳-۳ هزینه سرمایهگذاری اولیه سیستم جذب حجمی
۸۸	۱-۱-۲-۳-۳ هزینه مبدل‌های حرارتی
۸۹	۲-۱-۲-۳-۳ هزینه پمپ و شیرآلات
۸۹	۲-۲-۳-۳ هزینه سرمایهگذاری اولیه سیستم جذب سطحی
۹۰	۳-۲-۳-۳ هزینه برج خنک‌کن
۹۱	۴-۲-۳-۳ شاخص قیمت
۹۲	۳-۳-۳ هزینه سرمایه سالانه
۹۲	۱-۳-۳-۳ ضریب بازگشت سرمایه
۹۳	۴-۳-۳ هزینه‌های عملیاتی سالانه
۹۳	۱-۴-۳-۳ هزینه برق
۹۳	۲-۴-۳-۳ هزینه سوخت
۹۴	۳-۴-۳-۳ هزینه آب
۹۴	۴-۴-۳-۳ هزینه تعمیر و نگهداری
۹۴	۵-۳-۳ LCC روش
۹۵	۱-۵-۳-۳ ارزش فعلی
۹۷	فصل ۴ : نتایج و بحث
۹۸	۱-۴ مقدمه

۹۸	۲-۴ نتایج تحلیل ترمودینامیکی
۹۸	۱-۲-۴ اعتبار سنجی شبیه سازی ترمودینامیکی سیکل جذب حجمی و جذب سطحی
۹۹	۱-۱-۲-۴ سیکل جذب حجمی
۱۰۰	۲-۱-۲-۴ سیکل جذب سطحی
۱۰۱	۲-۲-۴ نتایج تحلیل ترمودینامیکی سیکل جذب حجمی و جذب سطحی
۱۰۱	۱-۲-۲-۴ سیکل جذب حجمی
۱۰۲	۱-۱-۲-۲-۴ مشخصات ترمودینامیکی داده‌های خروجی سیکل
۱۰۲	۱-۱-۲-۲-۴ دماهای حلقه خارجی سیکل
۱۰۶	۲-۲-۲-۴ سیکل جذب سطحی
۱۰۷	۱-۲-۲-۲-۴ نمودارهای حاصل از شبیه سازی سیستم جذب سطحی
۱۱۱	۳-۲-۴ تأثیر پارامترهای مختلف بر عملکرد سیستم جذب حجمی و جذب سطحی
۱۱۲	۱-۳-۲-۴ سیستم جذب حجمی
۱۱۲	۱-۱-۳-۲-۴ دمای ژنراتور
۱۱۴	۲-۱-۳-۲-۴ دمای اواپراتور
۱۱۷	۳-۱-۳-۲-۴ دمای ابزوربر
۱۲۰	۴-۱-۳-۲-۴ دمای کندانسور
۱۲۳	۵-۱-۳-۲-۴ ضریب کارایی مبدل حرارتی
۱۲۵	۲-۳-۲-۴ سیستم جذب سطحی
۱۲۶	۱-۲-۳-۲-۴ دمای آب گرم
۱۲۸	۲-۲-۳-۲-۴ دمای آب خنک کننده
۱۳۰	۳-۲-۳-۲-۴ دبی جرمی آب گرم
۱۳۲	۴-۲-۳-۲-۴ زمان چرخه جذب و احیا
۱۳۴	۳-۴ نتایج تحلیل اقتصادی
۱۳۵	۱-۳-۴ تحلیل اقتصادی سیستم جذب حجمی و جذب سطحی
۱۳۶	۱-۱-۳-۴ هزینه سرمایه‌گذاری اولیه سیستم جذب حجمی و جذب سطحی
۱۳۶	۱-۱-۱-۳-۴ سیستم جذب حجمی
۱۳۶	۱-۱-۱-۳-۴ مساحت مبدل‌های حرارتی
۱۳۸	۲-۱-۱-۳-۴ سیستم جذب سطحی
۱۳۸	۲-۱-۳-۴ هزینه‌های عملیاتی سیستم جذب سطحی و جذب حجمی

۱۳۸	 ۴-۳-۱-۲-۱ عمر مفید
۱۳۹	 ۴-۳-۱-۲-۲ سیستم جذب حجمی
۱۳۹	 ۴-۳-۱-۲-۱ هزینه تعمیرات و نگهداری
۱۴۰	 ۴-۳-۱-۲-۳ سیستم جذب سطحی
۱۴۰	 ۴-۳-۱-۲-۳ هزینه تعمیرات و نگهداری
۱۴۱	 ۴-۳-۱-۳ هزینه چرخه زندگی (LCC)
	 ۴-۳-۱-۴ تأثیر پارامترهای مختلف بر هزینه‌های سیستم جذب حجمی و جذب سطحی
۱۴۳	
۱۴۳	 ۴-۳-۱-۴ سیستم جذب حجمی
۱۴۳	 ۴-۳-۱-۴-۱ دمای ژنراتور
۱۴۴	 ۴-۳-۱-۴-۲ دمای اواپراتور
۱۴۵	 ۴-۳-۱-۴-۳ دمای ایزووربر و کندانسور
۱۴۶	 ۴-۳-۱-۴-۴ ضریب کارایی مبدل حرارتی
۱۴۸	 ۴-۳-۱-۴-۵ ظرفیت سرمایش
۱۴۸	 ۴-۳-۱-۴-۲ سیستم جذب سطحی
۱۴۹	 ۴-۳-۱-۴-۲-۱ دمای آب گرم
۱۵۰	 ۴-۳-۱-۴-۲-۲ دمای آب خنک‌کننده
۱۵۱	 ۴-۳-۱-۴-۲-۳ دبی جرمی آب گرم
۱۵۲	 ۴-۳-۱-۴-۲-۴ زمان چرخه جذب و احیا
۱۵۳	 ۴-۴ ارزیابی و مقایسه سیستم جذب حجمی و جذب سطحی
۱۵۷	 فصل ۵: جمع بندی نتایج و پیشنهادات
۱۵۸	 ۵-۱ مقدمه
۱۵۸	 ۵-۲ جمع بندی نتایج
۱۶۱	 ۵-۳ ارائه پیشنهادات
۱۶۲	 مراجع

فهرست جداول

جدول ۱-۱: ضریب عملکرد سیستم‌های سرمایشی مختلف [۱۳].....	۲۸
جدول ۱-۲: مقایسه مبردهای رایج در سیستم جذب سطحی [۹].....	۳۰
جدول ۱-۳: مقایسه پارامترهای عملکردی برای انواع جاذب-مبرد در سیستمهای جذب سطحی [۲۲].	۳۲
جدول ۱-۳: هزینه مرجع اجزای مختلف سیستم جذب حجمی [۴۰-۴۲].....	۹۰
جدول ۲-۳: مقادیر ثابت توابع هزینه [۴۰، ۴۲].....	۹۱
جدول ۱-۴: داده‌های ورودی مطالعه پاتل و همکاران [۲۴].....	۹۹
جدول ۲-۴: اعتبار سنجی نتایج شبیه‌سازی ترمودینامیکی سیکل جذب حجمی تک اثره.....	۱۰۰
جدول ۳-۴: داده‌های ورودی سیکل جذب حجمی در مطالعه حاضر.....	۱۰۲
جدول ۴-۴: دمای نقاط خارجی سیکل جذب حجمی [۳۵، ۴۰، ۷۳].....	۱۰۳
جدول ۵-۴: خصوصیات ترمودینامیکی اجزا سیکل جذب حجمی بر اساس شکل (۳-۱)، (الف).....	۱۰۴
جدول ۶-۴: مقادیر پارامترهای اساسی در سیکل جذب حجمی مورد مطالعه.....	۱۰۵
جدول ۷-۴: مقادیر ورودی و شرایط کاری استاندارد در حل معادلات سیکل جذب سطحی.....	۱۰۶
جدول ۸-۴: نتایج خروجی از حل معادلات سیکل جذب سطحی.....	۱۰۷
جدول ۹-۴: داده‌های مورد نیاز برای تحلیل اقتصادی [۳۹، ۴۲، ۷۴، ۷۵، ۷۶، ۸۳].....	۱۳۵
جدول ۱۰-۴: مقادیر ضریب انتقال حرارت متوسط مبدل‌های حرارتی سیستم جذب حجمی [۳۹]... ۱۳۷	۱۳۷
جدول ۱۱-۴: هزینه سرمایه‌گذاری اولیه سیستم جذب حجمی.....	۱۳۷
جدول ۱۲-۴: هزینه سرمایه گذاری اولیه سیستم جذب سطحی.....	۱۳۸
جدول ۱۳-۴: هزینه‌های عملیاتی سیستم جذب حجمی در سال اول بهره برداری.....	۱۴۰
جدول ۱۴-۴: هزینه‌های عملیاتی سیستم جذب سطحی در سال اول بهره برداری.....	۱۴۱
جدول ۱۵-۴: ارزش فعلی هزینه‌های سیستم جذب حجمی و جذب سطحی و هزینه چرخه زندگی برای ۲۰ سال.....	۱۴۱
جدول ۱۶-۴: مقایسه مهمترین پارامترهای خروجی سیستم جذب حجمی و جذب سطحی.....	۱۵۴

فهرست اشکال

- شکل ۱-۱: دسته بندی سیستم‌های سرمایش [۲]..... ۴
- شکل ۲-۱: نمایی از سیکل تبرید تراکم بخار [۴]..... ۵
- شکل ۳-۱: نمای خارجی سیستم سرمایش جذب حجمی تک اثره [۷]..... ۱۳
- شکل ۴-۱: سیکل ترمودینامیکی طی شده در سیستم سرمایش جذب حجمی تک اثره [۷]..... ۱۳
- شکل ۵-۱: سیکل ترمودینامیکی طی شده در سیستم سرمایش جذب حجمی دو اثره [۷]..... ۱۵
- شکل ۶-۱: محدوده تشکیل کریستال لیتیوم بروماید [۸]..... ۱۷
- شکل ۷-۱: (الف) نمایی از سیستم سرمایش جذب سطحی تک بستره، (ب) نمودار دما و فشار سیستم سرمایش جذب سطحی [۱۷]..... ۲۲
- شکل ۸-۱: نمایی از سیستم سرمایش جذب سطحی دو بستره [۱۸]..... ۲۵
- شکل ۹-۱: نمایی از سیستم سرمایش جذب سطحی سه بستره [۱۹]..... ۲۵
- شکل ۱۰-۱: نمای خارجی سیستم سرمایش جذب سطحی [۲۱]..... ۲۶
- شکل ۱-۳: (الف) چرخه داخلی و خارجی [۲۷]، (ب) نمودار دما و فشار سیکل جذب حجمی تک اثره [۲۹]..... ۶۵
- شکل ۲-۳: نمایی از چیلر جذب سطحی دو بستره [۱۷]..... ۷۹
- شکل ۱-۴: تغییرات ظرفیت سرمایش بر حسب دمای آب گرم ۱۰۱
- شکل ۲-۴: مقادیر سیال عامل جذب و احیا شده تحت تأثیر دمای بستر ۱۰۸
- شکل ۳-۴: مقادیر جذب سیال عامل توسط جاذب بر حسب زمان ۱۰۹
- شکل ۴-۴: تغییرات دمای بستر جاذب بر حسب زمان ۱۱۰
- شکل ۵-۴: تغییرات فشار بستر جاذب بر حسب زمان ۱۱۱
- شکل ۶-۴: تغییرات غلظت جاذب در محلول بر حسب دمای ژنراتور ۱۱۲
- شکل ۷-۴: تغییرات بار حرارتی مولفه‌های سیستم بر حسب دمای ژنراتور ۱۱۳
- شکل ۸-۴: تغییرات ضریب عملکرد بر حسب دمای ژنراتور ۱۱۴
- شکل ۹-۴: تغییرات غلظت جاذب در محلول بر حسب دمای اواپراتور ۱۱۵
- شکل ۱۰-۴: تغییرات بار حرارتی مولفه‌های سیستم بر حسب دمای ژنراتور ۱۱۶
- شکل ۱۱-۴: تغییرات ضریب عملکرد بر حسب دمای اواپراتور ۱۱۷
- شکل ۱۲-۴: تغییرات غلظت جاذب در محلول بر حسب دمای ابزوربر ۱۱۸

- شکل ۴-۱۳: تغییرات بار حرارتی مولفه‌های سیستم بر حسب دمای ابزوربر ۱۱۹
- شکل ۴-۱۴: تغییرات ضریب عملکرد بر حسب دمای ابزوربر ۱۲۰
- شکل ۴-۱۵: تغییرات غلظت جاذب در محلول بر حسب دمای کندانسور ۱۲۱
- شکل ۴-۱۶: تغییرات بار حرارتی مولفه‌های سیستم بر حسب دمای کندانسور ۱۲۲
- شکل ۴-۱۷: تغییرات ضریب عملکرد بر حسب دمای کندانسور ۱۲۳
- شکل ۴-۱۸: تغییرات غلظت جاذب در محلول بر حسب ضریب کارایی مبدل حرارتی ۱۲۴
- شکل ۴-۱۹: تغییرات بار حرارتی مولفه‌های سیستم بر حسب ضریب کارایی مبدل حرارتی ۱۲۴
- شکل ۴-۲۰: تغییرات ضریب عملکرد بر حسب ضریب کارایی مبدل حرارتی ۱۲۵
- شکل ۴-۲۱: تغییرات ظرفیت سرمایش و ظرفیت سرمایش مخصوص بر حسب دمای آب گرم ورودی ۱۲۷
- شکل ۴-۲۲: تغییرات ضریب عملکرد بر حسب دمای آب گرم ورودی ۱۲۸
- شکل ۴-۲۳: تغییرات ظرفیت سرمایش و ظرفیت سرمایش مخصوص بر حسب دمای آب خنک‌کننده ورودی ۱۲۹
- شکل ۴-۲۴: تغییرات ضریب عملکرد بر حسب دمای آب خنک‌کننده ورودی ۱۳۰
- شکل ۴-۲۵: تغییرات ظرفیت سرمایش و ظرفیت سرمایش مخصوص بر حسب دبی جرمی آب گرم ورودی ۱۳۱
- شکل ۴-۲۶: تغییرات ضریب عملکرد بر حسب دبی جرمی آب گرم ورودی ۱۳۲
- شکل ۴-۲۷: تغییرات ظرفیت سرمایش و ظرفیت سرمایش مخصوص بر حسب زمان فرآیندهای جذب و احیا ۱۳۳
- شکل ۴-۲۸: تغییرات ضریب عملکرد بر حسب زمان فرآیندهای جذب و احیا ۱۳۴
- شکل ۴-۲۹: تغییرات هزینه کل سرمایه و هزینه کل سالانه سیستم بر حسب دمای ژنراتور ۱۴۴
- شکل ۴-۳۰: تغییرات هزینه کل سرمایه و هزینه کل سالانه سیستم بر حسب دمای اواپراتور ۱۴۵
- شکل ۴-۳۱: تغییرات هزینه کل سرمایه و هزینه کل سالانه سیستم بر حسب دمای کندانسور و ابزوربر ۱۴۶
- شکل ۴-۳۲: تغییرات هزینه کل سرمایه و هزینه کل سالانه سیستم بر حسب ضریب کارایی مبدل حرارتی محلول ۱۴۷
- شکل ۴-۳۳: تغییرات هزینه کل سرمایه و هزینه کل سالانه سیستم بر حسب ظرفیت سرمایش ۱۴۸
- شکل ۴-۳۴: تغییرات هزینه کل سرمایه و هزینه کل سالانه سیستم بر حسب دمای آب گرم ورودی ۱۵۰
- شکل ۴-۳۵: تغییرات هزینه کل سرمایه و هزینه کل سالانه سیستم بر حسب دمای آب خنک‌کننده ورودی ۱۵۱

شکل ۴-۳۶: تغییرات هزینه کل سرمایه و هزینه کل سالانه سیستم بر حسب دبی جرمی آب گرم ورودی
۱۵۲

شکل ۴-۳۷: تغییرات هزینه کل سرمایه و هزینه کل سالانه سیستم بر حسب زمان فرآیندهای جذب و
احیا ۱۵۳

فهرست علائم و اختصارات

واحد	پارامتر	نماد
$\frac{\text{kg}}{\text{s}}$	دبی جرمی	$\dot{m}$
%	کسر جرمی محلول لیتیوم بروماید	x
$\frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$	آنتالپی مخصوص	h
$^{\circ}\text{C}$	دما	T
kpa	فشار	p
$\frac{\text{m}^3}{\text{kg}}$	حجم مخصوص	V
kw	نرخ انتقال حرارت	$\dot{Q}$
kw	نرخ کار	$\dot{W}$
---	ضریب عملکرد	COP
m^2	سطوح انتقال حرارت مبدل	A
$^{\circ}\text{K}$	تفاوت متوسط دمای لگاریتمی	LMTD
$\frac{\text{kg}}{\text{kg}}$	مقدار جذب شده	q
$\frac{\text{kg}}{\text{kg}}$	مقدار محدود کننده جذب شده	q^{∞}
---	مقدار ثابت	k
kpa	فشار بخار داخل بستر	p
kpa	فشار بخار اشباع در دمای مبرد	p_{sat}

$^{\circ}\text{C}$	دمای داخل بستر	T_a
$^{\circ}\text{C}$	دمای آب گرم یا آب خنک‌کننده	T_w
---	ضریب کارایی	$\varepsilon(E)$
$\frac{\text{kg}}{\text{s}}$	دبی جرمی آب	$\dot{m}_w$
$\frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot ^{\circ}\text{K}}$	حرارت مخصوص	C
$\frac{\text{kW}}{\text{m}^2 \cdot ^{\circ}\text{K}}$	ضریب انتقال حرارت کلی	U
m^2	مساحت سطح بستر جاذب	A_{ads}
kg	جرم مواد (فلز) بستر جاذب	M_{am}
$\frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot ^{\circ}\text{K}}$	حرارت مخصوص متربال (فلز) بستر جاذب	C_{am}
kg	جرم جاذب (سیلیکاژل)	M_{sg}
$\frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot ^{\circ}\text{K}}$	حرارت مخصوص جاذب (سیلیکاژل)	C_{sg}
$\frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$	حرارت جرم ثابت جذب سطحی در جاذب (سیلیکاژل)	H_{ads}
$\frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot ^{\circ}\text{K}}$	حرارت مخصوص بخار آب اشباع در دمای اواپراتور	C_{pv}
$\frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot ^{\circ}\text{K}}$	حرارت مخصوص آب	C_{pw}
$\frac{\text{kg}}{\text{s}}$	دبی جرمی مبرد	$\dot{m}_{\text{ref}}$
s	زمان سیکل	t_{cycle}
$\frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$	آنتالپی تبخیر	h_v

$\frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$	آنتالپی مایع	h_f
kw	توان خنک‌کننده	$\dot{Q}_{\text{ref}}$
kw	میزان ورودی گرما	$\dot{Q}_{\text{in}}$
$^{\circ}\text{C}$	دما در انتهای مرحله جذب	T_{a1}
$^{\circ}\text{C}$	دما در انتهای مرحله احیا	T_{g1}
$\frac{\text{kw}}{\text{kg}}$	ظرفیت سرمایش مخصوص	SCP
$\frac{\$}{\text{yr}}$	هزینه کل سالانه	TAC
$\frac{\$}{\text{yr}}$	هزینه سرمایه سالانه	ACC
$\frac{\$}{\text{yr}}$	هزینه عملیاتی سالانه	AOC
\$	هزینه کل سرمایه	TCC
\$	هزینه سرمایه گذاری اولیه	Z
\$	هزینه مرجع	$Z_{R,K}$
kw	کار در حالت مرجع	$\dot{W}_R$
$^{\circ}\text{C}$	اختلاف بین دمای آب خروجی از برج خنک‌کن و دمای هوای حباب‌تر ورودی	$\dot{Y}$
$^{\circ}\text{C}$	اختلاف بین دمای آب ورودی و خروجی برج خنک‌کن	$\dot{X}$
\$	دلار آمریکا	U\$\$
---	شاخص قیمت	CI
$\frac{1}{\text{yr}}$	ضریب بازگشت سرمایه	CRF

%	نرخ تورم	i
%	نرخ بهره (تنزیل)	d
yr(سال)	طول عمر مفید	n(N)
$\frac{\$}{yr}$	هزینه برق مصرفی	C _{elec}
$\frac{\$}{yr}$	هزینه گاز مصرفی (سوخت)	C _{steam}
$\frac{\$}{yr}$	هزینه آب	C _{water}
$\frac{\$}{yr}$	هزینه تعمیر و نگهداری	C _{maint}
$\frac{\$}{kwh}$	تعرفه برق	C _{el}
$\frac{\$}{m^3}$	تعرفه سوخت (گاز طبیعی)	C _f
$\frac{\$}{m^3}$	تعرفه آب	C _w
$\frac{hr}{yr}$	ساعات کار سیستم در سال	t _{op}
$\frac{kJ}{kg}$	ارزش حرارتی بالای سوخت	HHV
$\frac{kg}{m^3}$	چگالی سوخت	ρ_{fuel}
\$	هزینه	C
---	ضریب ارزش فعلی هر سال	PW _N
\$	هزینه چرخه زندگی	LCC

علامه یونانی

پارامتر	نماد
ضریب کارایی	$\varepsilon(E)$
بازده پمپ	η_p
بازده بویلر	η_{boi}

زیر نویس ها

پارامتر	نماد
ژنراتور	g/d
ابزوربر	a
اواپراتور	e
کندانسور	c
مبدل حرارتی محلول	hx
شیر آلات	V
قسمت گرم مبدل حرارتی محلول	$hx - h$
قسمت سرد مبدل حرارتی محلول	$hx - c$
اجزای مختلف سیستم	k
پمپ	P
برج خنک کن	cw
آب	w

آب جبرانی برج خنک کن

makeup

ورودی

in

خروجی

out

آب گرم

hot

آب سرد

cool

انتها مرحله جذب

conc

انتها مرحله احیا

dill

بستر جاذب

ads

سال

yr

ایده آل

id

فصل ۱: مقدمه و مروری کلی

۱-۱ مقدمه

بعد از بحران نفت در دهه هفتاد میلادی، کشورهای صنعتی توجه ویژه‌ای را به کاهش مصرف انرژی معطوف داشتند و برای تحقق این امر برنامه‌های علمی و کاربردی وسیعی را اجرا نمودند. نتیجه این تحقیقات و برنامه‌ها، کاهش مصرف انرژی بدون تأثیر منفی بر روی تولید ناخالص ملی این کشورها بود. توجه به مسائل زیست محیطی و در نظر گرفتن هزینه‌های مصرف سوخت‌های فسیلی، باعث شد که استفاده منطقی از انرژی همچنان در کانون توجه سیاست‌گذاری و برنامه‌ریزی‌های کلان این کشورها قرار گیرد. کشورهای در حال توسعه نیز برای دستیابی به توسعه پایدار، ناگزیر به استفاده منطقی از انرژی می‌باشند؛ چرا که مصرف صحیح انرژی از اساسی‌ترین شروط توسعه همه جانبه و پایدار محسوب می‌شود. ایران به‌عنوان یکی از کشورهای در حال توسعه با وضعیتی به مراتب خاص و بحرانی‌تر از دیگر کشورها روبرو است. دلیل این امر، رشد نامتناسب سالیانه در مصرف انرژی است که با معیارهای جهانی مطابقت نداشته و در آینده نه چندان دور نیز می‌تواند بحران ساز تلقی شود. برای کنترل افزایش مصرف و رسیدن به مقداری قابل قبول، عوامل متعددی می‌باشند. یکی از این عوامل که از نقطه نظر مصرف انرژی و به دنبال آن کاهش تولید آلاینده‌های زیست محیطی در سیستم تهویه مطبوع ساختمان حائز اهمیت می‌باشد، استفاده از چیلرهای جذبی به جای چیلرهای تراکمی^۱ است [۱].

اهمیت گرمایش و سرمایش در جامعه باعث شد تا راهکارها و سیستم‌های متنوعی، متناسب با شرایط اقلیمی، فرهنگی و اقتصادی بکار گرفته شوند. امروزه ضمن اینکه این نیاز ضرورت بیشتری به خود گرفته است، در انتخاب تجهیزات مربوطه نیز، لحاظ نمودن فاکتورهای مهمی نظیر چگونگی و مقدار مصرف انرژی، سازگاری آن با محیط زیست، هزینه‌های اولیه، هزینه نگهداری و بهره‌برداری، نقش انکارناپذیری را دارا می‌باشد. با توجه به رشد مصرف انرژی در سال‌های اخیر، توجه به سیستم‌های جذبی در صنعت تهویه

^۱ Compression chillers

مطبوع و تبرید افزایش یافته است. امروزه در بازار دو نوع سیستم جذبی عمده با اساس کار جذب حجمی^۱ و جذب سطحی^۲ وجود دارند. در شکل (۱-۱) دسته‌بندی سیستم‌های سرمایش ارائه شده است [۲].

مهم‌ترین تفاوت دو چیلر جذب حجمی و جذب سطحی در ماده جاذب آن‌ها است. در چیلر جذب حجمی ماده جاذب مایع بوده و ماده جذب‌شونده به صورت حجمی جذب می‌شود، اما در چیلرهای جذب سطحی ماده جاذب ذرات جامد و ماده جذب‌شونده از طریق سطحی جذب می‌شود.

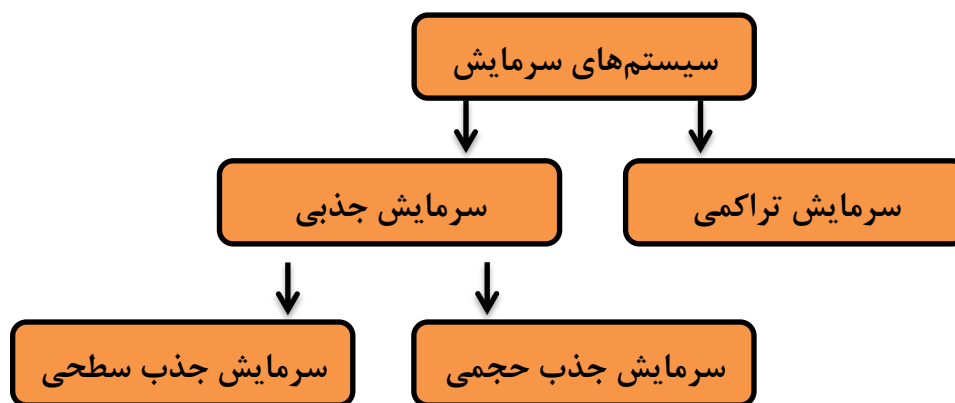
در ادامه این فصل بر مبانی کاری چیلرهای تراکمی و جذبی (حجمی، سطحی) اشاره شده و مزایا و معایب سیستم‌های جذبی مورد بحث و بررسی قرار گرفته است. همچنین انواع سیستم‌های تبرید جذب حجمی و جذب سطحی، جاذب و مبردهای رایج در این سیستم‌ها نیز تشریح خواهند شد.

۲-۱ تعریف چیلر (سیستم سرمایش) و انواع سیستم‌های سرمایش

چیلر دستگاهی است که در یک فرآیند سیکلی با تغییر فاز، حرارت را از سیال عامل (معمولاً آب) می‌زداید. سیال عامل در یک مبدل حرارتی برای خنک کاری هوا استفاده می‌شود. چیلرها بر اساس عملکرد سیال عامل، دسته‌بندی می‌شوند. به طور کلی می‌توان چیلرها را به دو دسته تراکمی و جذبی تقسیم کرد. این دو نوع چیلر از نظر منبع انرژی برای ایجاد سرمایش باهم تفاوت دارند. چیلرهای تراکمی از انرژی الکتریکی و چیلرهای جذبی از انرژی حرارتی استفاده می‌کنند. برخلاف چیلرهای تراکمی، انرژی ورودی به چیلرهای جذبی به صورت انرژی گرمایی می‌باشد، به همین دلیل می‌توان از انرژی خورشیدی، گرمای تلف شده از فرآیندهای صنعتی، انرژی زمین گرمایی و... جهت راه اندازی چیلرهای جذبی بهره برد [۳].

^۱ Absorption

^۲ Adsorption



شکل ۱-۱: دسته‌بندی سیستم‌های سرمایش [۲]

در این میان روش‌های بسیاری که برای ایجاد برودت وجود دارد روش تراکم بخار و جذبی کاربرد بیشتری در صنعت تبرید و تهویه مطبوع دارند. استفاده از روش جذبی برای ایجاد برودت می‌تواند هزینه‌های ناشی از مصرف برق برای تبرید تراکم بخار را کاهش دهد. همچنین به دلیل محدودیت‌هایی که برای استفاده از مبردهای کلروفلوروکربن‌ها^۱ و تاثیری که بر لایه اوزن دارند، اهمیت چیلرهای جذبی را افزایش می‌دهد.

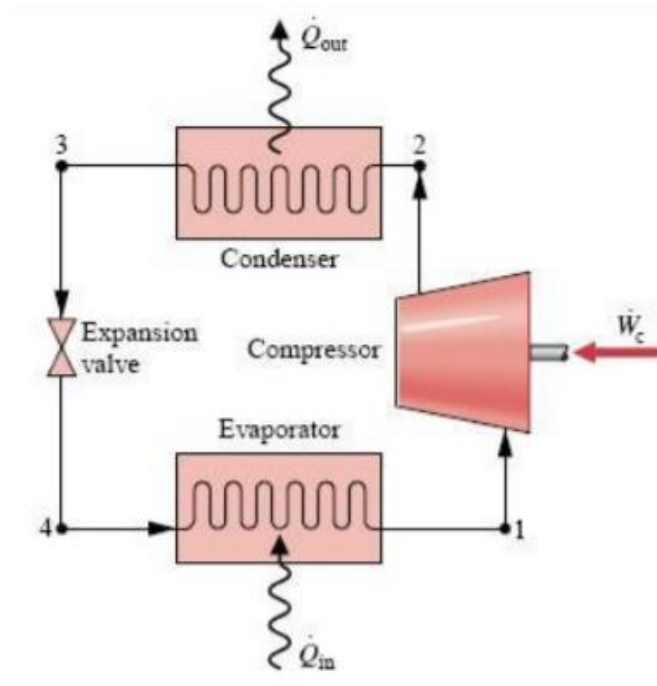
۱-۲-۱ چیلر تراکمی

پرکاربردترین مدل چیلرها، چیلرهای تراکم بخار می‌باشند. در سیکل تبرید تراکمی، سیال عامل در کمپرسور افزایش فشار می‌یابد و وارد کندانسور می‌شود. پس از تبدیل شدن به مایع در کندانسور، به شیر انبساط می‌رسد و بعد از افت فشار در شیر انبساط، وارد اواپراتور می‌گردد. مکش سیال عامل از اواپراتور توسط کمپرسور، موجب تبخیر سیال عامل در اواپراتور می‌شود و عمل تبرید صورت می‌گیرد. سیال عامل پس از ورود به کمپرسور مجدداً افزایش فشار می‌یابد تا به کندانسور وارد شود و به این ترتیب سیکل به

^۱ Chlorofluorocarbon

پایان می‌رسد. انرژی مورد استفاده در کمپرسور این سیستم، برای به حرکت در آوردن سیال عامل، انرژی

الکتریکی می‌باشد. شکل (۲-۱) نمایی از سیستم سرمایش تراکم بخار را نشان می‌دهد [۴].



شکل ۲-۱: نمایی از سیکل تبرید تراکم بخار [۴]

در ادامه به چندین مورد از مهم‌ترین مزایا و معایب سیستم‌های تراکمی اشاره شده است [۴].

۱-۲-۱ مزایا

- سادگی سیکل
- ارزانی سیال کاری
- بازدهی بالا
- حجم کوچک دستگاه و قابل حمل بودن آن
- امکان استفاده از مبدل های هوا خنک به علت اختلاف دمای زیاد کندانسور و اواپراتور
- حساسیت کم دستگاه به تراز بودن در محل نصب، حرکت و جابجایی آن

۱-۲-۲-۱ معایب

- مصرف انرژی بالا در کمپرسور به علت تراکم گاز
- مشکلات فنی مربوط به کمپرسور (ساخت، روغن کاری، تعمیرات و نگهداری و ...)
- استفاده از مبردهایی که محدودیت زیست محیطی دارند
- سر و صدای زیاد هنگام کار

۱-۲-۲-۱ چیلرهای جذب حجمی

اولین سیکل تبرید جذبی در سال ۱۸۵۸ میلادی با استفاده از آمونیاک به عنوان ماده مبرد و آب به عنوان جاذب توسط فردیناند کاره^۱ مورد استفاده قرار گرفت. این سیستم اولین بار در ایالات متحده آمریکا در سال ۱۸۶۰ میلادی ساخته شد و به عنوان اختراع ثبت گردید. اولین چیلر جذبی تک اثره تجارتي در سال ۱۹۴۵ به وسیله شرکت Carrier به فروش رسید؛ بدین ترتیب که اگر در سیستم تراکمی بخار به جای کمپرسور یک ژنراتور، یک جاذب و یک پمپ قرار دهیم، نتیجه یک سیستم جذبی ساده خواهد شد (البته در شرایط خاص می توان پمپ را نیز از سیکل حذف کرد، که در این نوع جریان محلول در اثر اختلاف فشار انجام می گردد). عملکرد سیستم های جذبی به پیکربندی این سیستم ها و سیالات کاری مورد استفاده این سیستم ها بستگی دارد [۵].

۱-۲-۲-۱ اساس کار و اجزا اصلی سیستم های جذب حجمی

قبل از تشریح طرز کار این سیستم ها، اجزای اصلی آن به شرح زیر معرفی می گردد:

ژنراتور، کندانسور، اواپراتور، جاذب، شیر فشارشکن محلول، شیر فشارشکن مبرد، پمپ گردش محلول، در سیستم های جذبی از دو ماده جاذب و مبرد استفاده می شود. با حرارت دادن محلول در ژنراتور، بخار مبرد از ماده جاذب جدا شده و به کندانسور می رود. در کندانسور بخار مبرد تقطیر شده و پس از عبور از

^۱ Ferdinand Cari

شیر فشارشکن، مبرد وارد اواپراتور می‌شود. در اینجا مبرد با گرفتن گرمای محیط، مجدداً تبخیر شده و سرمایش تولید می‌کند؛ سپس مبرد وارد محفظه جاذب شده و در آنجا توسط محلول جاذب که از ژنراتور بعد از کاهش فشار به جاذب کننده آمده است، جذب می‌گردد. حال محلول مبرد و جاذب ایجاد شده در ابزوربر که دارای سیال مبرد زیادی می‌باشند، توسط پمپ به ژنراتور فرستاده و بدین ترتیب سیکل جذبی تکمیل می‌شود. در سیکل جذبی وقتی بخار به ابزوربر وارد و جذب می‌شود، باعث بالا رفتن دمای سیال جاذب می‌گردد که این حرارت باید از ابزوربر خارج شود. در سیستم‌های جذبی تنها بخشی که احتیاج به کار مکانیکی دارد، پمپ است که کار آن در مقایسه با کمپرسور به کار رفته در سیستم‌های تراکمی بسیار کمتر است.

۱-۲-۲-۲ انواع چیلرهای جذبی حجمی

چیلرهای جذبی بر اساس نوع ماده جاذب و مبرد، نوع طراحی و نوع منبع گرمایی در گروه‌های مختلفی طبقه‌بندی می‌شوند [۶].

۱-۲-۲-۲-۱ انواع چیلرهای جذبی حجمی بر اساس نوع سیال کاری

پراکاربردترین ترکیب جاذب و مبرد مورد استفاده در سیستم‌های جذبی عبارت‌اند از:

- لیتیوم بروماید (جاذب) و آب (مبرد)
- آب (جاذب) و آمونیاک (مبرد)

۱-۲-۲-۲-۱-۱ خصوصیات جاذب و مبرد سیستم‌های جذب حجمی

جاذب و مبرد دارای خصوصیات زیر می‌باشند:

- هم جاذب و هم مبرد باید در محدوده فشار پایین و محدوده دمایی کارکرد دستگاه، دارای پایداری شیمیایی باشند. ناپایداری شیمیایی با توجه به کارکرد این مواد برای مدت‌های طولانی و شرایط نسبتاً سخت می‌تواند باعث تشکیل مواد جامد، گاز و یا مواد خورنده نامطلوب گردد.
- دمای نقطه جوش مبرد باید خیلی کمتر از دمای نقطه جوش جاذب باشد. به همین دلیل منبع گرمایی فقط تا دمای نقطه جوش مبرد، دمای محلول را بالا می‌برد تا تنها مبرد تبخیر شود. اختلاف دمای نقاط جوش، این اطمینان را می‌دهد که تنها مبرد به سمت چگالنده و تبخیرکننده می‌رود.
- جاذب باید تمایل جذب بالایی برای حل کردن مبرد در خود، در فشار جاذب داشته باشد. این خاصیت جاذب باعث می‌شود میزان کمتری جاذب در سیکل، در حال گردش باشد و همچنین اندازه و ابعاد مبدل حرارتی کوچک‌تر می‌شود.
- محلول جاذب یا مبرد نباید در محدوده کارکرد دمایی و فشار سیکل به کریستال تبدیل شوند، تشکیل کریستال جاذب موجب مسدود شدن جریان محلول می‌شود و منجر به از کار افتادن سیستم خواهد شد.

از زوج‌های جاذب-مبرد شناخته شده که شرایط ذکر شده را داشته باشند می‌توان به زوج‌های آمونیاک-آب و لیتیوم بروماید-آب اشاره کرد که خیلی به شرایط فوق نزدیک هستند. زوج آمونیاک-آب با اینکه اکثر شرایط را دارا می‌باشد ولی جز گازهای سمی محسوب می‌شود و به همین دلیل استفاده از آن به محیط‌های بسته محدود می‌شود [۶].

۱-۲-۲-۲-۲ سیستم‌های سرمایش جاذب حجمی لیتیوم بروماید-آب

چیلرهای جذبی با مبرد آب و جاذب لیتیوم بروماید، رایج‌ترین نوع چیلرهای جذبی هستند که در انواع مختلف هم از نظر چرخه تغلیظ و هم از لحاظ منبع گرمایی در تأسیسات تهویه مطبوع، مورد استفاده قرار می‌گیرند. این چیلرها بنا به خواص فیزیکی و شیمیایی مبرد (آب) امکان سرد سازی زیر صفر درجه سانتی گراد را ندارند و به همین دلیل برای سرمایش آب تا ۵ درجه سانتی‌گراد و بیشتر به کار گرفته می‌شوند. برای رسیدن به دماهای پایین‌تر از صفر درجه سانتی‌گراد باید از چیلرهای جذبی با مبرد آمونیاک و جاذب آب استفاده کرد.

در این سیستم‌ها از لیتیوم بروماید به عنوان جاذب و از آب به عنوان مبرد استفاده می‌شود. لیتیوم بروماید، نمکی است که قابلیت بسیار زیادی در جذب و دفع بخار آب دارد. این نمک مرکب از یک فلز قلیایی (لیتیوم) و یک هالوژن (بروم) که ظاهری پودر مانند به رنگ سفید دارد و از نظر ساختار شیمیایی نزدیک به نمک طعام یا کلرید سدیم است. لیتیوم بروماید به خوبی در آب، الکل و گلیکول حل شده و خاصیت جذب آب آن بسیار بالا می‌باشد. این نمک در مجاورت هوا تجزیه نشده و در شرایط طبیعی، ترکیبی پایدار به شمار می‌آید. از آنجا که مبرد این سیستم‌ها آب می‌باشد بایستی فشار اواپراتور به مقدار زیادی پایین بوده تا آب در دمای پایین تبخیر گردد. در نتیجه بدیهی است با حضور مؤثر آب در این سیستم‌ها، نمی‌توان به دمای زیر صفر درجه سانتی گراد دست پیدا کرد؛ اما با توجه به اینکه آب، دارای گرمای نهان بسیار زیادی است (به خصوص در فشارهای پایین) این سیستم‌ها می‌توانند بار سرمایشی زیادی را تأمین کنند؛ بنابراین استفاده عمده این سیستم‌ها در تهویه مطبوع ساختمان‌ها می‌باشد. این سیستم‌ها با انرژی گرمایی در محدوده دمایی حدود ۷۵ تا ۹۵ درجه سلسیوس برای سیستم‌های تک اثره کار می‌کنند.

در ادامه به چندین مورد از مهم‌ترین مزایا و معایب سیستم‌های جذب حجمی لیتوم بروماید اشاره خواهد شد؛

۱-۲-۲-۲-۱ مزایا:

- سیال مبرد (آب) این سیستم‌ها ارزان، در دسترس و بی اثر است.
- گرمای نهان تبخیر آب بالا بوده و از این رو می‌تواند میزان قابل توجهی سرمایش تولید کند.
- ماده جاذب این سیستم‌ها (لیتیوم بروماید) تبخیر شدنی نیست و بدین جهت دیگر نیازی به جداسازی ماده مبرد از ماده جاذب نیست.

۱-۲-۲-۲-۱-۲-۱ معايب:

- این دستگاه‌ها در سیستم‌های تبرید (دمای زیر صفر) قابل استفاده نیستند.
- در این دستگاه‌ها، پدیده کریستالیزاسیون مشکل‌ساز است، به دلیل مشکلاتی که این پدیده ایجاد می‌کند بایستی از اپراتورهای با تجربه و متخصص برای بهره‌برداری از این سیستم‌ها استفاده کرد که موجب افزایش هزینه می‌گردد.
- سیستم کنترلی که بر روی این دستگاه‌ها نصب می‌شود، دقیق و گران قیمت می‌باشد.
- این دستگاه‌ها تحت خلاء کار می‌کنند. از این رو امکان دارد به مرور زمان هوا وارد این سیستم‌ها شود که سبب بالا رفتن فشار سیستم و در نتیجه پایین آمدن کارایی آن گردد، بنابراین ضمن نیاز به تکنولوژی ساخت پیشرفته باید به تجهیزات تخلیه هوا نیز مجهز باشند.

۱-۲-۲-۳-۱ سیستم‌های سرمایش جذب حجمی آب-آمونیاک

در سیستم جذبی آب-آمونیاک، آمونیاک به‌عنوان سیال مبرد و آب به‌عنوان سیال جاذب استفاده می‌شود. علت انتخاب آب به‌عنوان جاذب، این است که آب قابلیت جذب خوبی را برای آمونیاک دارا می‌باشد. یک لیتر آب در دمای حدود ۱۰ درجه سانتی‌گراد قادر است حدود ۵۰۰ لیتر بخار آمونیاک را در خود حل کند که البته با افزایش دمای آب، قدرت حل آمونیاک در آن کاهش می‌یابد. از آنجا که آمونیاک دارای فشار بخار بالایی است، می‌توان از سیستم‌های جذبی آب-آمونیاک در جاهایی که نیاز به دماهای بسیار پایین می‌باشد (دمای زیر صفر) استفاده نمود.

برخلاف سیستم‌های لیتیوم بروماید- آب، ماده مبرد این دستگاه‌ها، گران قیمت و کمیاب و علاوه بر آن سمی بودن و نشت آن به خارج مشکل ساز می‌باشد. از جمله دیگر مسائل این سیستم‌ها آن است که آب در درون ژنراتور بخار شده و به همراه بخار آب، آمونیاک نیز خارج می‌شود و برای جداسازی ماده مبرد و جاذب (آمونیاک و آب) باید از قسمت‌های اضافی به نام یکسو کننده استفاده نمود. همچنین به دلیل عدم وجود خطرانی نظیر کریستالیزاسیون در این سیستم، نیازی به استفاده از سیستم کنترلی پیچیده‌ای نبوده و بهره برداری از آن ساده‌تر می‌باشد.

این سیستم‌ها از لحاظ تناژ، بار سرمایشی زیادی تولید نمی‌کنند؛ اما می‌توان توسط آن‌ها به دماهای زیر صفر دست یافت. از جمله عواملی که باعث کارایی این سیستم‌ها می‌شود، بالا بودن قابلیت حل آمونیاک در آب در فشارهای بالا و دماهای پایین می‌باشد که عمل ازدیاد فشار سیال در گردش سیکل به این ترتیب به بهترین نحو انجام می‌گیرد.

در ادامه به چندین مورد از مهم‌ترین مزایا و معایب سیستم‌های جذب حجمی آب-آمونیاک اشاره شده است.

۱-۲-۲-۱-۳-۱-مزایا:

- با این سیستم‌ها می‌توان به دمای زیر صفر دست یافت.
- سیستم‌های کنترلی مربوط به این دستگاه‌ها به نسبت ساده‌تر و ارزان‌تر هستند.
- در سیستم‌های آمونیاکی نیازی به تأمین خلاء نیست، بلکه برعکس این گونه سیستم‌ها تحت فشار بالا کار می‌کنند.
- آمونیاک در فشار بالا و محیط سرد به مقدار بسیار زیاد در آب حل می‌شود و به همین دلیل پس از گرم شدن محلول، افزایش فشار آن قابل توجه است، از این رو کارایی سیستم بهتر می‌شود.
- پدیده کریستاله شدن یا تبلور ماده جاذب در سیستم‌های آمونیاکی اتفاق نمی‌افتد.

۱-۲-۲-۱-۳-۲-معایب:

- به دلیل مخلوط شدن ماده مبرد با ماده جاذب، به کارگیری قطعات جانبی مانند یکسو کننده ضروری است که این امر باعث حجیم شدن دستگاه و بالا رفتن قیمت آن می‌شود.
- ماده مبرد این سیکل سمی بوده و نسبتاً گران است.
- بار سرمایشی تولید شده در این سیستم‌ها در مقایسه با سیستم‌های جذبی لیتیوم بروماید-آب پایین‌تر است.
- ضریب کارایی سیستم‌های آمونیاکی نسبت به سیستم‌های لیتیومی کمتر است.
- آمونیاک می‌تواند با مس و ترکیبات آن واکنش شیمیایی بدهد، از این رو مجبوریم در ساخت دستگاه‌های مربوطه از لوله‌های فولادی بدون درز به جای لوله‌های مسی استفاده کنیم که این امر موجب کاهش ضریب انتقال حرارت و گران‌تر شدن دستگاه می‌شود.

۱-۲-۲-۲-۲ انواع چیلرهای جذبی حجمی بر اساس نوع طراحی

سه طرح متداول چیلرهای جذب حجمی، سیستم‌های تک اثره^۱، دو اثره^۲ و سه اثره^۳ می‌باشد. این تقسیم بندی از لحاظ مراحل بازیابی گرمای ورودی به سیکل که بر اساس تعداد ژنراتورهای سیکل می‌باشد، صورت می‌گیرد [۶].

۱-۲-۲-۲-۱ چیلر جذبی حجمی تک اثره

اجزای تشکیل دهنده چیلرهای جذبی تک اثره عبارتند از یک ژنراتور، کندانسور، اواپراتور، جاذب، مبدل حرارتی و پمپ. شکل (۱-۳) نمای خارجی سیستم سرمایش جذب حجمی تک اثره و سیکل ترمودینامیکی طی شده آن، در شکل (۱-۴) قابل مشاهده می‌باشد.

آب که در این سیستم نقش مبرد را دارد، پس از دریافت گرما در اواپراتور تغییر فاز داده و به صورت بخار وارد جاذب شده و با محلول جاذب که از ژنراتور باز می‌گردد ترکیب می‌شود. این عمل با تولید گرما همراه است که این حرارت توسط آب یا به وسیله فن از جاذب خارج می‌شود. محلول غلیظ حاصل، از طریق پمپ به مبدل حرارتی بین جاذب و ژنراتور منتقل و پس از پیش گرم شدن وارد ژنراتور می‌شود. پس از دریافت گرما در ژنراتور، محلول غلیظ تجزیه شده و بخار آب حاصل، پس از خروج از ژنراتور برای خنک شدن به کندانسور منتقل شده تا پس از سرد شدن، به واسطه یک شیر فشارشکن به اواپراتور بازگردد تا سیکل کامل شود. محلول رقیق تولید شده نیز پس از عبور از مبدل حرارتی و انتقال مقداری از انرژی گرمایی خود به محلول غلیظ خروجی از پمپ، به جاذب باز می‌گردد.

^۱ Single Effect

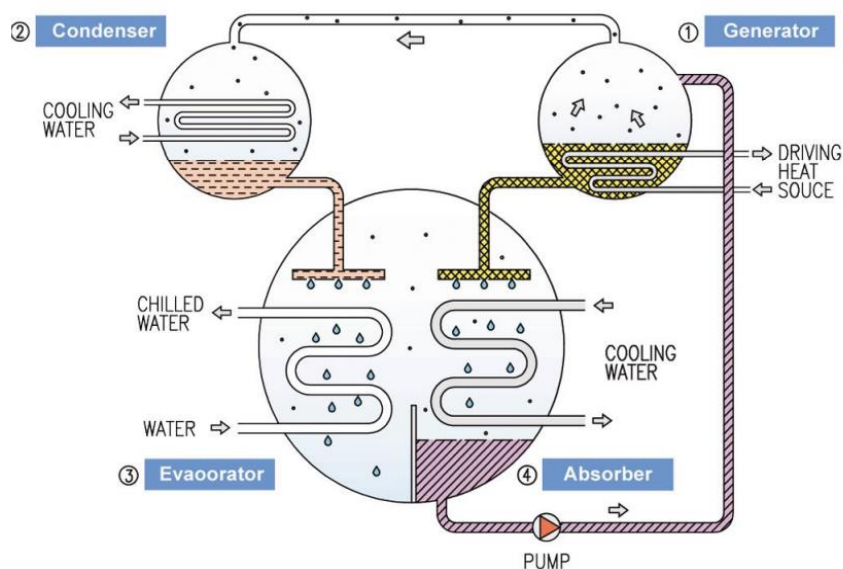
^۲ Double Effect

^۳ Triple Effect



شکل ۱-۳: نمای خارجی سیستم سرمایش جذب حجمی تک اثره [۷]

همان طور که در شکل (۱-۴) مشاهده می شود. اواپراتور و جاذب در یک پوسته قرار می گیرند تا بخار مبرد تولید شده در اواپراتور بتواند به طور پیوسته به جاذب منتقل شود. همچنین کندانسور و ژنراتور سیستم های تک اثره نیز در یک پوسته قرار می گیرند. معمولاً برای بازیافت حرارت محلول خروجی از جاذب از یک مبدل حرارتی بین جاذب و ژنراتور استفاده می شود.

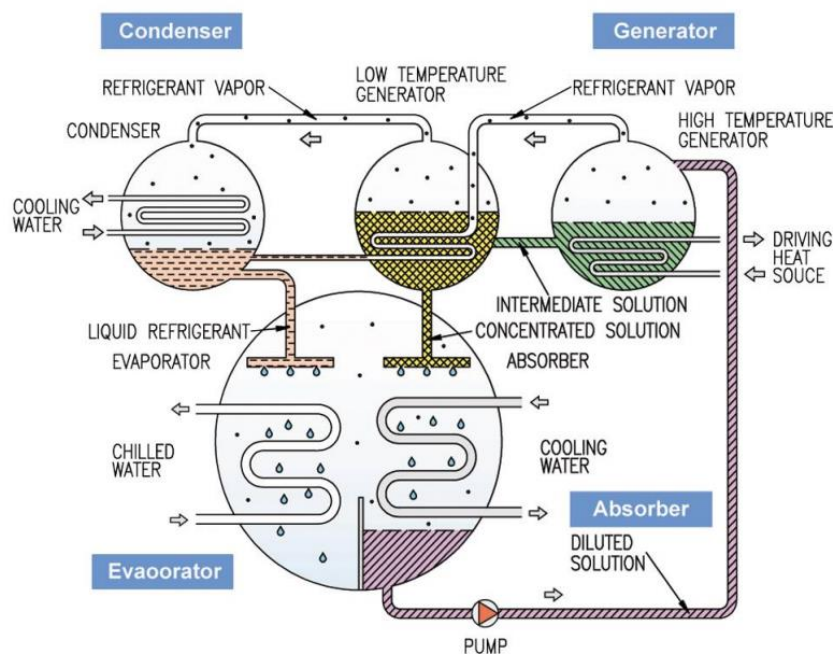


شکل ۱-۴: سیکل ترمودینامیکی طی شده در سیستم سرمایش جذب حجمی تک اثره [۷]

۱-۲-۲-۲-۲ چیلر جذب حجمی دو اثره

عملکرد چیلر جذبی دو اثره بسیار شبیه سیستم جذبی تک اثره است و تفاوت اصلی آن، داشتن یک ژنراتور اضافی است. محلول جاری در قسمت‌های مختلف سیکل دو اثره دارای سه غلظت متفاوت است. محلول خروجی از جاذب که دارای بیشترین مبرد است را محلول رقیق، محلول ورودی به جاذب که دارای کمترین میزان مبرد است را محلول غلیظ و محلول خروجی از ژنراتور فشار بالا را محلول میانی می‌نامیم. چیلرهای جذبی دو اثره دارای سه سطح فشار هستند، به گونه‌ای که اواپراتور و جاذب در فشار پایین، کندانسور و ژنراتور فشار پایین، در فشار متوسط و ژنراتور فشار بالا در فشار بالا قرار دارند. در این سیستم محلول رقیق خروجی از جاذب پس از عبور از پمپ و مبدل‌های حرارتی وارد ژنراتور فشار بالا می‌شود. پس از دریافت گرما در ژنراتور فشار بالا، محلول غلیظ تجزیه شده و بخار آب حاصل پس از خروج از ژنراتور فشار بالا وارد ژنراتور فشار پایین می‌شود؛ و پس از تبادل حرارت در ژنراتور فشار پایین توسط یک شیر فشارشکن به کندانسور هدایت می‌شود. محلول میانی خروجی از ژنراتور فشار بالا نیز پس از عبور از یک مبدل حرارتی و یک شیر فشارشکن وارد ژنراتور فشار پایین می‌شود؛ و پس از دریافت حرارت، مقداری از آب خود را به صورت بخار از دست داده و به صورت رقیق‌تری از طریق یک مبدل حرارتی و یک شیر فشارشکن به جاذب بازمی‌گردد. بخار آب تولید شده در ژنراتور فشار پایین نیز به سمت کندانسور هدایت می‌شود. در نهایت مبرد خنک شده در کندانسور به واسطه یک شیر فشارشکن به اواپراتور بازمی‌گردد، تا سیکل جذبی کامل شود. شکل (۱-۵) سیکل ترمودینامیکی طی شده در سیستم سرمایش جذب حجمی دو اثره را نشان می‌دهد.

سیستم‌های دو اثره را می‌توان به صورت جریان سری یا موازی طراحی کرد. تفاوت بین این دو طراحی در مسیر طی شده توسط محلول به سمت ژنراتورها می‌باشد.



شکل ۱-۵: سیکل ترمودینامیکی طی شده در سیستم سرمایش جذب حجمی دو اثره [۷]

۱-۲-۲-۲-۳ چیلرهای جذبی حجمی سه اثره

موفقیت چرخه‌های دو اثره در بالا بردن ضریب عملکرد چیلرهای جذبی موجب شده است که طراحان، سیستم‌های جذبی سه اثره را مورد توجه قرار دهند. برای بالا بردن ضریب عملکرد، لازم است امکان پذیرش گرمای ورودی در دمای بالاتر فراهم شود. عملکرد چیلرهای جذبی در دماهای بالاتر علاوه بر مشکل کریستالیزاسیون محلول لیتیوم بروماید، قدرت خوردگی آن را افزایش می‌دهد. اگرچه در چیلرهای جذبی یک اثره و دواثره برای جلوگیری از خوردگی لیتیوم بروماید، برای مجراهای عبور آن در ژنراتور و ابزوربر از لوله‌هایی با جنس یا پوشش آلیاژهای مس و نیکل استفاده می‌شود، اما کار در دمای‌های خیلی بالا اثرات خوردگی را قابل توجه می‌کند. چرخه سه اثره لیتیوم بروماید دارای چهار سطح فشار برای انجام فرآیندها می‌باشد. در این چرخه بالاترین ژنراتور با گرمای ورودی منبع خارجی کار می‌کند و دو فرآیند انتقال حرارت داخلی از طریق کندانسور مدار بالا به ژنراتور مدار وسط و از کندانسور مدار وسط

به ژنراتور مدار پایین صورت می‌پذیرد؛ بنابراین تبخیر مبرد در سه ژنراتور انجام می‌شود و بدین جهت آن را چرخه سه اثره می‌نامند.

۱-۲-۲-۳ انواع چیلرهای جذب حجمی بر اساس منبع گرمایی

بر اساس نحوه انتقال گرما به ژنراتور، چیلرهای جذب حجمی دو اثره و سه اثره به دو نوع شعله مستقیم^۱ و شعله غیرمستقیم^۲ تقسیم می‌شود و چیلر جذب حجمی تک اثره تنها به صورت شعله غیر مستقیم مورد استفاده قرار می‌گیرد [۶].

در سیستم‌های شعله غیرمستقیم از بخار داغ، آب داغ و یا گازهای داغ خروجی از بویلر، توربین، موتور ژنراتور و یا پیل سوختی به‌عنوان منبع گرمایی استفاده می‌کنند. در چیلرهای شعله مستقیم، گرمای مورد نیاز به‌صورت مستقیم و از طریق عمل احتراق در درون ژنراتور صورت می‌گیرد. البته هزینه اولیه چیلرهای جذبی شعله مستقیم و هزینه نگهداری آن‌ها بیشتر از چیلرهای شعله غیرمستقیم است.

۱-۲-۲-۳ تشکیل کریستالیزاسیون در چیلرهای جذبی

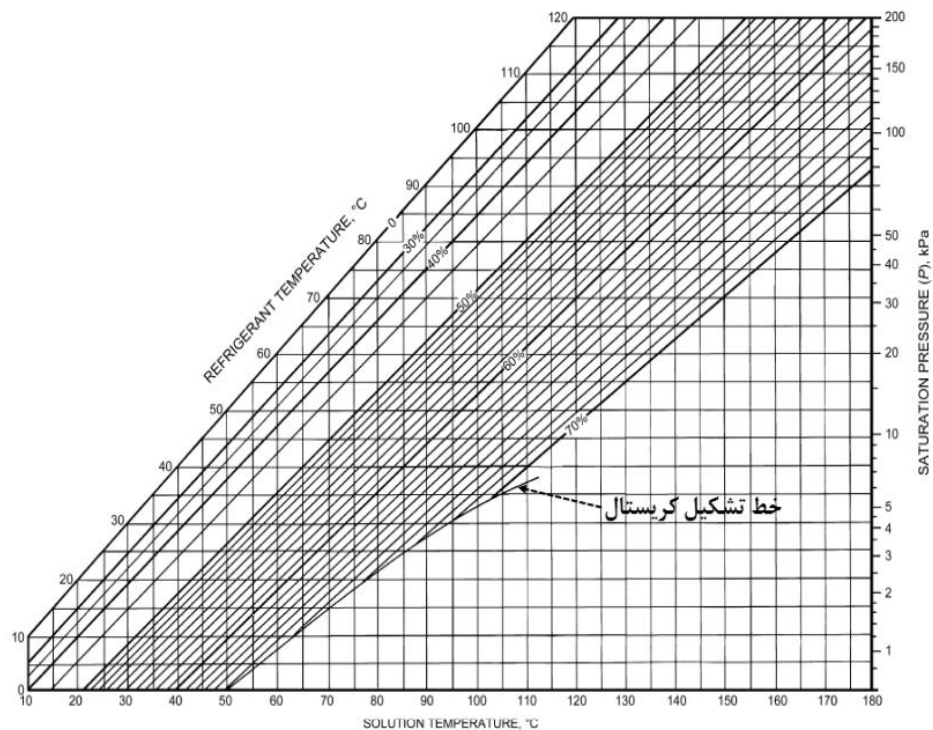
۱-۲-۲-۳-۱ تعریف تشکیل کریستال لیتیوم بروماید

لیتیوم بروماید یک نمک جامد کریستالی است که در صورت حل شدن در آب به محلول تبدیل می‌شود. یخ بستن ماده لیتیوم بروماید و متبلور شدن آن باعث تشکیل کریستال لیتیوم بروماید می‌شود. این عمل موجب بسته شدن مسیر جریان محلول می‌شود که می‌تواند باعث کاهش ضریب عملکرد سیکل و در صورت افزایش غلظت صدمات زیادی به اجزاء سیکل وارد شود. محدوده تشکیل کریستال برای ماده لیتیوم بروماید در شکل (۶-۱) آمده است. همچنین شکل (۶-۱) نمودار تغییرات غلظت محلول لیتیوم

^۱ Direct-fired

^۲ Indirect-fire

بروماید-آب را برحسب تغییرات سه عامل فشار و دمای محلول لیتیوم بروماید-آب و دمای مبرد نشان می‌دهد [۸].



شکل ۱-۶: محدوده تشکیل کریستال لیتیوم بروماید [۸]

۱-۲-۲-۳ دلایل تشکیل کریستال لیتیوم بروماید

به‌منظور افزایش راندمان چیلر، محلول غلیظ از ژنراتور خارج و از مبدل حرارتی عبور داده می‌شود و گرمای آن به محلول رقیق که در جهت عکس و به طرف ژنراتور در جریان است منتقل می‌گردد. بنابراین دمای محلول غلیظ خروجی از مبدل، متناسب با دمای محلول رقیق خروجی از جذب کننده می‌باشد. به علت پایین بودن دمای بیش از اندازه پایین آب برج خنک‌کن که در لوله‌های جذب کننده در جریان است، افت شدید نموده و هنگام عبور از مبدل سبب کاهش دمای محلول غلیظ خصوصاً در محل خروجی از

مبدل می‌گردد؛ تا آنجا که محلول لیتیوم بروماید غلیظ در آن دما از نظر فیزیکی از مایع به جامد تغییر حالت داده و تشکیل کریستال لیتیوم بروماید می‌دهد.

۱-۲-۲-۴ عوامل مؤثر در کاهش ضریب عملکرد

به لحاظ نظری، گرمای مورد نیاز در ژنراتور با گرمای گرفته شده در اواپراتور (ایجاد سرما) با هم برابر است. بنابراین انتظار می‌رود که ضریب عملکرد در چیلرهای جذبی تک اثره برابر یک باشد. اما همان‌طور که محاسبات نشان می‌دهد این چنین نیست. عوامل مختلفی باعث کاهش ضریب عملکرد می‌شوند که مهم‌ترین آن‌ها را می‌توان در دو گروه زیر طبقه بندی نمود. البته این عوامل نه تنها در چیلرهای جذبی تک اثره بلکه کم و بیش در سایر چیلرهای جذبی نیز می‌توانند موجب کاهش ضریب عملکرد گردد.

اولین عامل مربوط به اتلاف حرارت، ناشی از گردش محلول در چرخه سرمایش است. زمانی که محلول سرد خروجی از ابزوربر در مبدل حرارتی گرم و از آن خارج شده و در مسیر ورود به ژنراتور قرار می‌گیرد؛ دمای سیال در این نقطه همواره از دمای اشباع ژنراتور و محلول غلیظ، پایین‌تر است، در نتیجه برای تبادل حرارت بین دو محلول غلیظ و رقیق، باید از مبدل‌های پربازده استفاده شود. همچنین برای به جوش آوردن محلول، باید به آن گرما داده و همین مورد باعث افزایش گرمای ورودی ژنراتور می‌شود.

دومین عامل مربوط به گرمای اختلاط ماده مبرد و جاذب است. برای جدا کردن مبرد از محلول، به نسبت تبخیر مبرد، انرژی گرمایی بیشتری مورد نیاز است (حدود ۱۵ درصد). این انرژی اضافی، صرف جداسازی پیوندهای مولکولی محلول می‌شود؛ در صورتی که برای تبخیر مبرد به‌تنهایی این مقدار انرژی در اواپراتور صرف نمی‌شود. بنابراین تبخیر مبرد در ژنراتور نسبت به اواپراتور به گرمای بیشتری نیاز خواهد داشت.

فارغ از موارد فوق، موارد دیگری نیز ناشی از کارکرد ناپایدار سیستم و موجب کاهش ضریب عملکرد می‌شود. به عنوان مثال چنانچه مقدار مبرد تولید شده بیش از مقدار جابجایی آن از اواپراتور به ابزوربر باشد، بخشی از آن بدون تبخیر و به صورت مایع در ابزوربر سرریز می‌شود. برخی از عوامل نیز ناشی از نحوه راهبری و نگهداری سیستم‌های جذبی است: عدم کنترل دقیق ورودی به ویژه در بارهای جزئی، رسوب گذاری و عدم نظافت لوله‌های ابزوربر و کندانسور، عدم تناسب ظرفیت پمپ‌ها و یا عدم کارکرد صحیح آن‌ها از جمله موارد دیگری هستند که می‌توانند بر ضریب کارایی تأثیر منفی داشته باشند.

۳-۲-۱ چیلرهای جذب سطحی

سیکل جذب سطحی به طور کلی از نظر نحوه عملکرد با سیکل جذب حجمی تفاوت‌های عمده دارد. بدین صورت که در سیستم جذب سطحی، ماده جاذب در دو قسمت جداگانه قرار داده می‌شود. در یکی از آن‌ها با عمل حرارت دادن، ماده مبرد جذب شده آزاد می‌شود و در قسمت دوم ضمن از دست دادن حرارت، ماده مبرد، جذب ماده جاذب می‌گردد. سیکل جذب سطحی، با یک ماده جامد به نام جاذب و سیالی به عنوان مبرد، کار می‌کند. مهم‌ترین فرآیند آن است که در آن یک یا چند جزء از مایع یا گاز، روی سطح جامد جذب و معمولاً ذره جذب‌شونده فقط وارد حفره‌های جاذب شده و بر روی سطح آن‌ها می‌نشینند [۹].

مزیت عمده سیکل تهویه مطبوع جذب سطحی نسبت به سیکل جذب حجمی، قابلیت کارکرد با منابع حرارتی دما پایین، در حدود ۵۰ درجه سلسیوس می‌باشد. این موضوع امکان استفاده از منابعی مانند انرژی خورشیدی و حرارت بازیافتی را در سیکل جذب سطحی فراهم می‌کند. همچنین، در سیکل جذب سطحی برخلاف سیکل جذب حجمی، نیازی به استفاده از پمپ نمی‌باشد، زیرا فرآیند جذب بین ماده جاذب و مبرد صورت می‌گیرد و مبرد نیز فقط با گرادیان حرارتی انتقال می‌یابد. البته، علی‌رغم دارا بودن مزایای

فوق، ضریب عملکرد سیستم تهویه مطبوع جذب سطحی از سیستم جذب حجمی پایین تر است و همین مسئله موجب کندی روند تجاری شدن این نوع چیلرها شده است [۹].

۱-۲-۳-۱ فرآیند جذب سطحی

فرآیند جذب سطحی، یک پدیده سطحی است که می توان انواع آن را به دو دسته کلی تقسیم بندی نمود: جذب سطحی فیزیکی^۱ و جذب سطحی شیمیایی^۲. جذب سطحی فیزیکی، یک فرآیند جذب بین سطح یک ماده جامد متخلخل و بخار است و عمدتاً حاصل نیروهای واندروالس^۳ و نیروهای الکترواستاتیک بین مولکول های گاز (یا مایع) جذب شده و مولکول های موجود در سطح ماده جاذب (جامد متخلخل) است [۱۰]. در این فرآیند در ماهیت ماده جاذب و مبرد هیچ تغییری ایجاد نمی شود. برخلاف جذب سطحی فیزیکی، جذب سطحی شیمیایی یک فرآیند بازگشتناپذیر است و از واکنش شیمیایی بین مولکول های سیال جذب شونده و مولکول های سطح جاذب حاصل می شود. انتقال الکترون، تغییر آرایش اتم ها و شکست یا تشکیل پیوندهای شیمیایی در این فرآیند اتفاق می افتد و موجب تغییر ماهیت جاذب و سیال جذب شونده می شود. در این فرآیند نیز، تنها مولکول های سطح جاذب وارد واکنش می شوند و سایر قسمت های جاذب بدون تغییر باقی می ماند. در اکثر سیستم های تبرید جذب سطحی همانند مطالعه پیش رو، از فرآیند جذب سطحی فیزیکی استفاده می شود. در ادامه این نوشتار، به منظور سادگی بیشتر به جای عبارت جذب سطحی فیزیکی، از عبارت جذب سطحی^۴ به تنهایی استفاده می شود. فرآیند جذب سطحی یک فرآیند گرمازا^۵ است که گرمای حاصل از آن معمولاً برابر یا بیشتر از حرارت حاصل از میعان^۶

^۱ physiosorption

^۲ chemisorption

^۳ Van der Wals

^۴ Adsorption

^۵ exothermic

^۶ condensation

سیال جذب‌شونده است [۱۱]. فرآیند احیا^۱ به فرآیند عکس جذب سطحی اطلاق شده که طی آن مبرد جذب شده از ماده جاذب جدا می‌شود. این فرآیند برخلاف فرآیند سطحی، گرماگیر^۲ است.

اولین سیستم جذب سطحی در سال ۱۸۴۸ توسط فارادی^۳ معرفی گردید؛ وی در این سیستم از آمونیاک و کلرید نقره^۴ به‌عنوان جفت جاذب و جذب‌شونده استفاده نمود. همچنین در سال ۱۹۲۹ میلر^۵ و هولس^۶ موفق شدند یک سیستم جذب سطحی برای سرمایش واگن‌های قطار ارائه نمایند، که در آن سیلیکاژل^۷ و دی اکسید گوگرد (SO_2) نقش جاذب و مبرد را بر عهده داشتند [۱۲].

۱-۲-۳-۲ سیستم جذب سطحی تک بستره

در شکل (۷-۱)، (الف) نمایی از یک سیستم جذب سطحی با یک بستر جاذب ارائه شده است. همان‌طور که ملاحظه می‌شود این سیستم‌ها از چهار بخش اصلی تشکیل می‌شوند که عبارت‌اند از: کندانسور، اواپراتور، شیر اختناقی و بستر جاذب.

بارزترین تفاوت این سیستم‌ها با سیستم‌های تبرید تراکمی، حضور بستر جاذب می‌باشد که به نوعی نقش یک کمپرسور حرارتی را در سیستم‌های جذب سطحی ایفا می‌کند [۱۳-۱۴]. بستر جاذب نوعی مبدل حرارتی است که ذرات جاذب متخلخل موجود در آن می‌توانند با جذب گرما، سیال عامل را احیا و با دفع گرما، آن را جذب نمایند. به این ترتیب سیال عامل بدون صرف هیچ گونه توان مکانیکی در سیکل به گردش در می‌آید و بستر جاذب به‌عنوان کمپرسور حرارتی سیستم عمل می‌کند [۱۳، ۱۵].

^۱ desorption

^۲ endothermic

^۳ Faraday

^۴ Silver Chloride

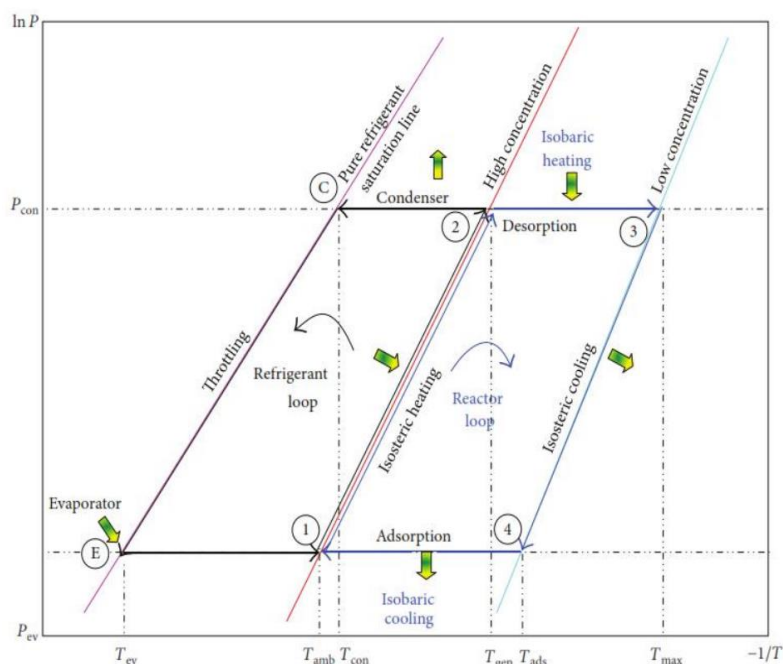
^۵ Miller

^۶ Hulse

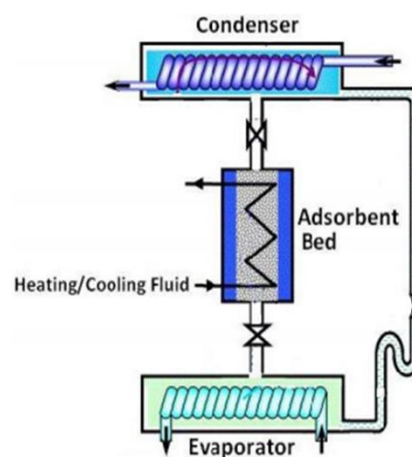
^۷ Silicagel

سیکل جذب سطحی، دارای دو منبع حرارتی می باشد که این منابع از طریق یک سیال واسطه (سیال ناقل انرژی) با بستر جاذب تبادل انرژی می کنند [۱۶].

شکل (۷-۱)، (ب) نمودار دما و فشار سیستم سرمایش جذب سطحی را نشان می دهد. همانطور که ملاحظه می شود سیکل جذب سطحی بین دو سطح از فشار کار می کند.



(ب)



(الف)

شکل ۷-۱: (الف) نمایی از سیستم سرمایش جذب سطحی تک بستره، (ب) نمودار دما و فشار سیستم سرمایش جذب

سطحی [۱۷]

۱-۲-۳-۳ اساس کار و اجزای اصلی سیستم جذب سطحی

با توجه به شکل (۱-۷)، (ب) سیکل جذب سطحی طی چهار فرایند صورت می‌گیرد. در مرحله ابتدایی (گرمایش جرم ثابت^۱) شیرهای کنترلی بسته می‌باشند؛ به عبارت دیگر بستر جذب با کندانسور و اواپراتور ارتباطی ندارد. در این زمان بستر جذب توسط سیال حامل انرژی گرم شده و در مدت زمان اندکی، فشار بستر جذب در اثر احیای سیال عامل افزایش یافته و به فشار کندانسور می‌رسد. سپس در مرحله دوم (گرمایش فشار ثابت^۲) درحالی که همچنان بستر جذب توسط سیال حامل انرژی گرم می‌شود، شیر کنترلی بین کندانسور و بستر جذب باز گردیده و سیال احیا شده در فشار ثابت به کندانسور وارد می‌شود. در این مرحله فشار بخار بستر جذب ثابت مانده و تنها دمای آن بالا می‌رود. سیال عامل در کندانسور پس از تبادل حرارت با محیط و تقطیر شدن از طریق شیر اختناقی وارد اواپراتور می‌شود. درنهایت زمانی که میزان سیال احیا شده به حد معینی برسد، شیرهای کنترلی همگی دوباره بسته شده و مرحله سوم (سرمایش جرم ثابت^۳) آغاز می‌گردد. در این مرحله برخلاف مرحله آغازین، بستر جذب توسط سیال حامل انرژی سرد شده و فشار بستر جذب در مدت زمان کوتاهی در اثر جذب سیال عامل به فشار اواپراتور می‌رسد. مرحله نهایی (سرمایش فشار ثابت^۴) با باز شدن شیر کنترلی بین اواپراتور و بستر جذب، شروع می‌گردد. در این مرحله بستر جذب همچنان در حال سرد شدن می‌باشد. بنابراین سیال عامل در فشار ثابت جذب شده و این امر باعث ایجاد خلاء در بستر جذب می‌شود. در ادامه به علت مکش ایجاد شده، سیال عامل تبخیر شده در اواپراتور وارد بستر جذب شده و جذب آن می‌گردد. پس از جذب درصد معینی از سیال عامل در مواد جذب، شیرکنترلی بین بستر و اواپراتور بسته شده تا با شروع مرحله گرمایش جرم ثابت، سیکل از سر گرفته شود.

^۱ Isosteric heating

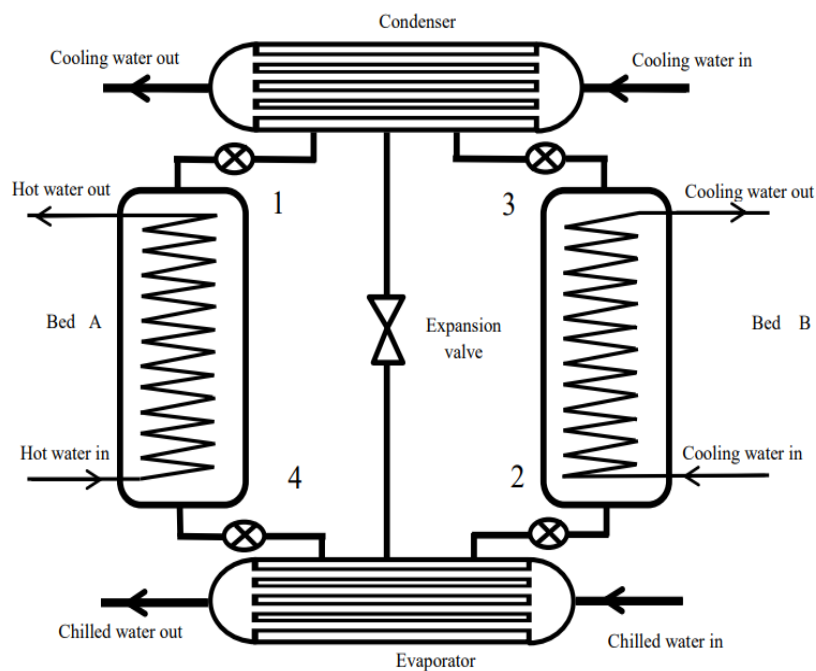
^۲ Isobaric heating

^۳ Isosteric cooling

^۴ Isobaric cooling

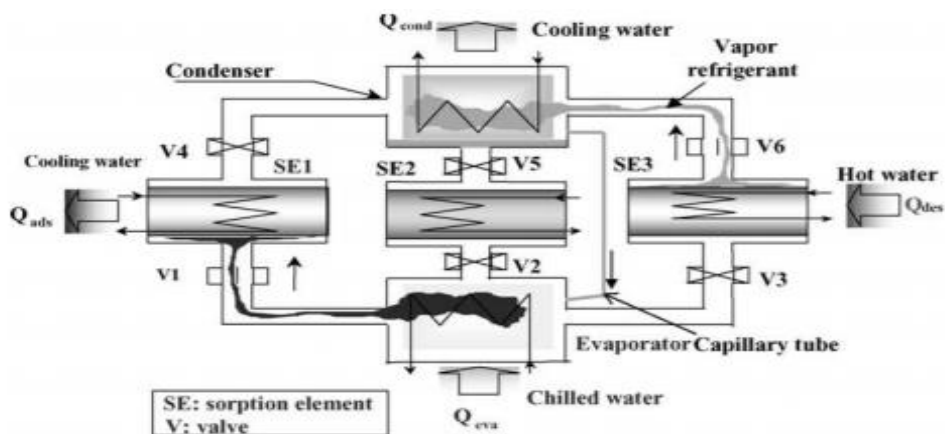
همان گونه که بیان شد در یک سیکل کامل نمی توان از اواپراتور به صورت پیوسته استفاده نمود؛ چرا که تنها در یک مرحله از سیکل جذب، اواپراتور و بستر جاذب به یکدیگر متصل و سیکل تبرید کامل می گردد. از این رو سرمایش در سیستم های جذب سطحی با یک بستر جاذب پیوسته نیست و این موضوع را می توان یکی از نقاط ضعف این سیستم ها دانست. با این حال محققان توانسته اند با افزایش تعداد بسترهای جاذب در سیستم های جذب سطحی، این ضعف را پوشش دهند. همچنین با افزودن تعداد این محفظه ها می توان بازده سیکل را افزایش داد. متداول ترین این سیستم ها، سیستم جذب سطحی با دو بستر جاذب می باشد. نحوه عملکرد این مدل از سیستم های جذب سطحی را می توان ترکیبی از دو سیستم تک بستره دانست که دو بستر با یکدیگر ۱۸۰ درجه اختلاف فاز دارند؛ یعنی زمانی که بستر A فرایند گرمایش جرم ثابت را سپری می کند، بستر B در حال پشت سر گذاشتن فرایند سرمایش جرم ثابت می باشد؛ سایر فرایندها نیز به همین ترتیب در بسترهای A و B به وقوع می پیوندند. بنابراین لحظه ای که بستر A در حال احیا می باشد، بستر B عمل جذب را انجام می دهد. مدت زمان تولید سرما در یک سیکل کامل نسبت به سیستم تک بستره بیشتر می باشد؛ زیرا در این حالت لحظات بیشتری از سیکل، اواپراتور به بستر جاذب متصل است. شکل (۸-۱) نمایی از سیستم سرمایش جذب سطحی دو بستره را نشان می دهد [۱۷، ۱۵].

سیستم های جذب سطحی چند بستره دیگری نظیر سه بستره و چهار بستره نیز وجود دارند. در این مدل از سیستم ها، سیستم کنترلی به نحوی عمل می کند که در هر لحظه از سیکل، حداقل یک بستر جاذب به اواپراتور و یکی به کندانسور متصل باشد. از این رو مبرد به طور دائم در سیکل در چرخش است و می توان از سیستم یک سرمایش پیوسته دریافت نمود [۲۰، ۱۹].



شکل ۸-۱: نمایی از سیستم سرمایش جذب سطحی دو بستره [۱۸]

شکل (۹-۱) سیستم سرمایش جذب سطحی با سه بستر را نشان می‌دهد. این سیستم علاوه بر کندانسور و اواپراتور دارای سه بستر جاذب است که توسط شیرهای کنترلی به کندانسور و اواپراتور متصل می‌باشد. پیش‌تر ذکر شد که هدف از افزایش تعداد بسترها در سیستم‌های جذب سطحی ایجاد یک سرمایش پیوسته می‌باشد.



شکل ۹-۱: نمایی از سیستم سرمایش جذب سطحی سه بستره [۱۹]

شکل (۱-۱۰) نمای خارجی سیستم سرمایش جذب سطحی را نشان می‌دهد.



شکل ۱-۱۰: نمای خارجی سیستم سرمایش جذب سطحی [۲۱]

همان‌طور که اشاره شد جذب سطحی (Adsorption) فرآیندی می‌باشد که طی آن مبرد روی سطح یک جاذب جامد جذب می‌شود و منجر به تشکیل یک لایه نازک مولکولی از ماده مبرد، روی جاذب می‌گردد. واژه (Desorption) هم به فرآیندی اطلاق می‌شود که در آن مبرد از روی سطح جاذب جدا می‌شود. واژه (Absorption) هم که بسیار شبیه واژه انگلیسی جذب سطحی می‌باشد، به فرآیندی گفته می‌شود که در آن ماده مبرد به داخل یک مایع نفوذ کرده و تشکیل یک محلول را می‌دهد. به عبارت دیگر این نوع جذب، بیانگر نفوذ و عبور کامل از سطح می‌باشد لذا این نوع جذب به جذب حجمی معروف می‌باشد. در ادامه سعی شده است با مقایسه سیستم‌های جذب سطحی و حجمی، چندین مورد از مهم‌ترین مزایا و معایب سیستم‌های جذب سطحی بررسی شود [۱۵، ۹].

۱-۲-۳-۴ مزایا و معایب سیستم‌های جذب سطحی

سیستم‌های جذب سطحی از لحاظ به کارگیری منابع حرارتی دما پایین با محدودیت خاصی مواجه نیستند. به‌طوری که این سیستم‌ها می‌توانند از منابع حرارتی با دمای ۵۰ درجه سانتی‌گراد نظیر انرژی خورشیدی بدون مشکل خاص بهره‌مند شوند. ازسوی دیگر این سیستم‌ها توانایی کار مستقیم با منابع حرارتی دما بالا (نزدیک به ۵۰۰ درجه سانتی‌گراد) را دارا می‌باشند. به‌طور کلی سیستم‌های جذب سطحی می‌توانند از منابع حرارتی با گستره دمایی بالا استفاده کنند. این در حالی است که سیستم‌های جذب حجمی نسبت به دمای منبع حرارتی حساسیت زیادی دارند؛ چرا که این سیستم‌ها اگر با منابع حرارتی با دمای بالا (بالا تر از ۲۰۰ درجه سانتی‌گراد) کار نمایند، خطر خوردگی^۱ ایجاد خواهد شد. از لحاظ شرایط کارکردی، سیستم‌های جذب حجمی به دلیل بهره‌گیری از جاذب مایع باید در شرایطی استفاده شوند که سیستم دارای لرزش نباشند؛ چرا که در صورت وجود لرزش، امکان نفوذ جاذب مایع به اواپراتور و یا کندانسور خواهد بود. این در حالی است که سیستم‌های جذب سطحی به دلیل برخورداری از جاذب جامد می‌توانند در شرایطی که لرزش وجود دارد به کار گرفته شوند. به همین دلیل این سیستم‌ها را می‌توان در کشتی‌ها، قایق‌ها و واگن‌های قطار به کار گرفت.

در سیستم‌های جذب حجمی پمپ‌ها نقش مهمی دارند؛ در حالی که در سیستم‌های جذب سطحی عملاً پمپی وجود ندارد و این تفاوت عمده این دو سیستم است. از طرف دیگر چون در سیستم‌های جذب سطحی قطعات مکانیکی و متحرک کمی وجود دارد از لحاظ تولید صدا در مقایسه با سیستم‌های جذب حجمی، صدای کمتری ایجاد می‌نمایند و از طرف دیگر نیاز کمتری به بازرسی و سرکشی دارند؛ اما سیستم‌های جذب حجمی به دلیل به کارگیری پمپ و قطعات مکانیکی مختلف و نیز جلوگیری از خوردگی نیاز به بازرسی‌های تخصصی و مداوم دارند.

^۱ Corrosion

ابعاد چیلرهای جذبی سیلیکاژلی به نسبت چیلرهای لیتیومی بزرگ تر است. این نوع چیلرها با محیط زیست سازگار هستند و هیچ گونه تأثیرات زیان باری ندارند. خوردگی نیز در آنها بسیار کمتر از چیلرهای آمونیاکی و لیتیومی است، اما وجود چهار شیر در ساختار داخلی و عدم دسترسی آسان به آنها هنگام بروز نقص فنی، از جمله معایب آنها محسوب می شود. همچنین سیستم های جذب سطحی برای ساخت نیاز به تکنولوژی بالایی دارند. از طرف دیگر این سیستم ها در قیاس با سیستم های تراکمی حجم بالاتری داشته، که یکی دیگر از معایب این سیستم ها به شمار می رود.

از معایب دیگر سیستم های جذب سطحی می توان به پایین بودن ضریب عملکرد آنها در قیاس با سیستم های تبرید تراکمی و جذب حجمی اشاره نمود.

در جدول (۱-۱) مقایسه ای بین ضریب عملکرد سیستم های جذب سطحی با سیستم های جذب حجمی و تراکمی صورت گرفته است.

جدول ۱-۱: ضریب عملکرد سیستم های سرمایشی مختلف [۱۳]

نوع سیستم	جاذب - مبرد	COP
سیستم های تراکمی	---	۳-۴
سیستم های جذب حجمی	Lithium Bromide-water	۱/۱-۰/۷
سیستم های جذب سطحی	Silicagel-wate	۰/۶۵-۰/۲۵
	Zeolite-water	۱/۴-۰/۲۸
	Carbon-metanol	۰/۶۱-۰/۱۲

۱-۲-۳-۵ انواع جاذب‌ها در سیستم‌های جاذب سطحی

جاذب و مبرد، مهم‌ترین عناصر یک سیستم تبرید جاذب سطحی هستند و نحوه عملکرد سیکل کاملاً به فرآیند صورت گرفته بین این دو بستگی دارد. بنابراین ویژگی‌های هر یک از این مواد تأثیر قابل توجهی در ظرفیت سرمایش و ضریب عملکرد سیستم سرمایش دارد. مبرد استفاده شده در سیستم‌های تبرید جاذب سطحی، باید دارای ویژگی‌های زیر باشد [۹].

- گرمای نهان تبخیر بالا به ازای واحد حجم
- پایداری حرارتی بالا
- رسانایی حرارتی بالا
- ویسکوزیته کم
- گرمای ویژه پایین
- غیرسمی، غیرآتش‌زا، غیرخورنده
- از نظر شیمیایی پایدار در محدوده دمای عملکرد سیکل سرمایش
- اندازه مولکول‌های آن باید به میزان کافی کوچک باشد تا فرآیند جاذب، راحت‌تر انجام شود.
- فشار بخار آن در دمای کاری سیکل، باید بین ۱ تا ۵ اتمسفر باشد. (ایده‌آل‌ترین حالت، فشار بخار ۱ اتمسفر است).

متأسفانه مبردی وجود ندارد که دارای همه ویژگی‌های ذکر شده باشد. از جمله سیالاتی که دارای تعدادی از این ویژگی هستند می‌توان به آب، آمونیاک و متانول اشاره کرد که مبردهای رایج در سیستم‌های جاذب سطحی هستند. در جدول (۱-۲) ویژگی‌های این سه مبرد با هم مقایسه شده است.

از ویژگی‌های جاذب ایده‌آل مورد استفاده در سیکل تبرید جاذب سطحی می‌توان به موارد زیر اشاره

نمود:

- ظرفیت جاذب بالا
- رسانایی حرارتی بالا
- ظرفیت حرارتی ویژه کم

- از نظر شیمیایی با مبرد سازگار باشد.
 - ارزان و به صورت گسترده در دسترس باشد.
 - به ازای تغییرات اندک درجه حرارت، تغییر زیادی در مقدار مبرد جذب شده صورت گیرد.
- بر اساس این ویژگی‌ها، رایج‌ترین جاذب‌ها در سیستم‌های جذب سطحی عبارت‌اند از: زئولیت، سیلیکاژل و کربن فعال.

جدول ۱-۲: مقایسه مبردهای رایج در سیستم جذب سطحی [۹]

آب	متانول	آمونیاک
غیرسمی	سمی	سمی
غیرآتش‌زا	آتش‌زا	دربرخی غلظت‌ها آتش‌زا
از نظر شیمیایی پایدار	در دماهای بالا با مس واکنش می‌دهد	با مس واکنش می‌دهد
فشارکاری پایین	فشارکاری نسبتاً پایین	فشارکاری بالا
گرمای نهان تبخیر بالا	گرمای نهان تبخیر نسبتاً مناسب	گرمای نهان تبخیر نسبتاً مناسب
از نظر حرارتی پایدار	از نظر حرارتی ناپایدار، در دماهای بالاتر از ۳۹۳ درجه کلوین	از نظر حرارتی پایدار

۱-۲-۳-۶ انواع جاذب- مبردهای رایج در سیکل سرمایش جذب سطحی

از زوج‌های جاذب- مبردهای رایج و مورد استفاده در سیستم‌های سرمایش، می‌توان به سیلیکاژل-آب، زئولیت-آب، کربن فعال- متانول و کربن فعال- آمونیاک اشاره کرد. در این بخش به طور خلاصه به ویژگی‌های هر یک از این زوج جاذب- مبردها پرداخته می‌شود.

۱-۲-۳-۶-۱ سیلیکاژل- آب

سیلیکاژل-آب از جمله زوج‌های جاذب-مبردی است که امکان کارکرد با منابع حرارتی دما پایین را دارد. در فشارهای پایین توانایی جذب سیلیکاژل به شدت کاهش می‌یابد؛ به همین دلیل دمای اواپراتور در

سیستم‌هایی که از سیلیکاژل-آب استفاده می‌کنند نباید خیلی پایین باشد. مناسب‌ترین استفاده از این جفت در سیستم‌های تهویه مطبوع است که دمای اواپراتور مقادیر بالاتری دارد و دبی آب سرد نیز نسبتاً زیاد است. گرمای جذب سطحی این زوج معمولاً برابر مقدار ثابت 2500 kJ/kg است و فرآیند احیا در دماهای پایین نیز (حتی حدود 50°C درجه سانتی‌گراد) انجام می‌شود. به دلیل ویژگی‌های ساختاری سیلیکاژل، دمای احیا نباید از 120°C درجه سانتی‌گراد بالاتر باشد [۱۵].

۱-۲-۳-۶-۲ زئولیت-آب

دمای احیای این زوج نسبت به سیلیکاژل-آب بالاتر بوده و حدوداً 200°C درجه سانتی‌گراد است. به همین دلیل برای احیای زئولیت می‌توان مستقیماً از منابع حرارتی مانند گازهای خروجی موتورهای که دمای بالایی دارند استفاده نمود و نیازی به استفاده از آب به عنوان واسطه نمی‌باشد. گرمای جذب زئولیت-آب معمولاً بین $3300 - 4200 \text{ kJ/kg}$ است. از سیستم‌های زئولیت-آب نیز همانند سیلیکاژل-آب نمی‌توان برای ایجاد دماهای زیر صفر استفاده کرد و معمولاً سیستم‌های تهویه مطبوع بهترین گزینه برای این زوج هستند. همچنین به دلیل بالا بودن دمای احیای زئولیت، تنش‌های حرارتی بالایی در محفظه جذب ایجاد می‌شود. به همین دلیل ساخت محفظه جذب برای این زوج، نیازمند استفاده از تکنولوژی‌های بالاتری خواهد بود [۹].

۱-۲-۳-۶-۳ کربن فعال - متانول

ظرفیت بالای جذب، دمای احیای پایین، گرمای جذب پایین جاذب و گرمای نهان تبخیر بالای متانول، زوج کربن فعال-متانول را به یکی از رایج‌ترین جفت‌های جاذب-مبرد در سیستم‌های تبرید جذب سطحی به ویژه یخچال‌های جذب سطحی، تبدیل کرده است. گرمای جذب کربن فعال-متانول 2000 kJ/kg - 1800 است. اگر کربن فعال به صورت فیبر به کار رود، ضریب عملکرد سیکل $10-20$ درصد بیشتر از

حالتی خواهد بود که از کربن فعال معمولی استفاده شود. در دماهای بالاتر از ۱۵۰ درجه سانتی‌گراد کربن فعال، متانول را کاتالیزه کرده و به دی‌متیل اتر تبدیل می‌کند. به همین دلیل دمای احیای این جفت نباید از حدود ۱۲۰ درجه سانتی‌گراد بیشتر باشد. از سوی دیگر متانول یک ماده سمی محسوب می‌شود و در استفاده از آن باید موارد احتیاط رعایت شود. هم‌چنین کربن فعال رسانایی حرارتی بسیار ضعیفی دارد که همین مسئله، ضریب عملکرد چیلر را در سطح پایینی نگه می‌دارد. برخلاف سیلیکاژل - آب و زئولیت - آب، کربن فعال - متانول را می‌توان در سیستم‌های تبرید، برای ایجاد دماهای زیر صفر در اواپراتور استفاده کرد. هم‌چنین سیستم‌های کربن فعال - متانول، در فشارهای کمتر از اتمسفر کار می‌کنند و به دلیل کمترین نفوذ هوا، کارایی سیستم را دچار مشکل می‌کند [۹].

۱-۲-۳-۶-۴ مقایسه انواع جفت‌های جذب سطحی

به منظور مقایسه عملکرد جفت‌های جاذب-مبرد جدول (۱-۳) تهیه شده است. در این جدول ضریب عملکرد چرخه (COP)، سرمایش مخصوص چرخه (SCP)، دمای سرمایش تولیدی (T_e) و دمای منبع گرمایی (T_d) برای جاذب-مبردهای مختلف نوشته شده است.

جدول ۱-۳: مقایسه پارامترهای عملکردی برای انواع جاذب-مبرد در سیستم‌های جذب سطحی [۲۲]

Working pair		COP	SCP($\frac{W}{kg}$)	$T_e(^{\circ}C)$	$T_d(^{\circ}C)$
Physical adsorbent	AC/ammonia	۰/۶۱	۲۰۰۰	-۵	۱۰۰
	AC/methanol	۰/۷۸	۱۶	۱۵	۹۰
	AC/ethanol	۰/۸	---	۳	۸۰
	Silica gel/water	۰/۶۱	۲۰۸	۱۲	۸۲
	Zeolite/water	۰/۴	۶۰۰	۱۵	۳۵۰

۱-۳ جمع بندی

در این پایان نامه به تحلیل فنی و اقتصادی، دو سیستم جذبی پرداخته خواهد شد. بدین صورت که در فصل اول، ابتدا انواع سیستم‌های جذب حجمی و جذب سطحی با جاذب و مبردهای مختلفشان تشریح شده است. فصل دوم مروری به مطالعات پیشین در زمینه‌های ترمودینامیکی و اقتصادی سیستم‌های جذبی پرداخته می‌شود و در انتهای فصل نیز به معرفی کار حاضر پرداخته شده است. در فصل سوم، ابتدا به نحوه عملکرد سیکل جذب حجمی تک اثره لیتیوم بروماید آب و سیکل جذب سطحی دو بستره سیلیکاژل آب پرداخته شده است. در ادامه به مدل سازی ترمودینامیکی و اقتصادی دو سیستم پرداخته شده است. در فصل چهارم، ابتدا به اعتبار سنجی دو سیکل پرداخته شده است و در ادامه با توجه به حل معادلات ترمودینامیکی با استفاده از کد نوشته شده در نرم افزار EES، داده‌های اولیه، فرضیات و شرایط مرزی، نرخ انتقال حرارت اجزای مختلف سیستم‌ها و ضریب عملکرد محاسبه شده است. همچنین تأثیر پارامترهای مختلف ورودی بر عملکرد سیستم‌ها نشان داده شده است. در ادامه فصل چهارم، آنالیز اقتصادی سیستم‌ها انجام گرفته که شامل محاسبه هزینه‌های سرمایه‌گذاری، هزینه‌های عملیاتی و هزینه کل سالانه می‌باشد، همچنین تأثیر پارامترهای ورودی بر هزینه کل سرمایه و هزینه کل سالانه سیستم‌ها نشان داده شده است. برای مقایسه سیستم‌ها روش هزینه چرخه زندگی با در نظر گرفتن ارزش فعلی پول در طول عمر مفید سیستم‌ها در ظرفیت یکسان لحاظ شده و در انتها با توجه به نتایج، مقایسه فنی و اقتصادی بین دو سیستم انجام گرفته است و در نهایت، در فصل پنجم، نتیجه‌گیری‌ها و همچنین پیشنهاداتی برای مطالعات آتی بیان شده است.

فصل ۲: مروری بر تحقیقات پیشین

۲-۱ مقدمه

همواره استفاده بهینه از انرژی یکی از مهم‌ترین موضوعات تحقیقات علمی در دنیا محسوب می‌شود. در این بین توجه ویژه‌ای به چیلرهای جذبی شده است؛ زیرا این نوع چیلرها، سیستم‌های مناسبی برای تولید برودت می‌باشند. تا به امروز تحقیقات زیادی، بر روی این سیستم‌ها صورت گرفته است. در این فصل، مروری بر پژوهش‌های پیشین توسط محققین در زمینه پژوهش حاضر و یا مشابه آن، پرداخته خواهد شد. پژوهش‌های پیشین به دو بخش، سیستم‌های جذب حجمی و جذب سطحی تقسیم بندی می‌شود که هر کدام در برگیرنده دو مبحث در زمینه مطالعات ترمودینامیکی و اقتصادی می‌باشد. در پایان فصل، مسیر پیشرفت پروژه حاضر شرح داده می‌شود.

۲-۲ پژوهش‌های پیشین سیستم‌های جذب حجمی

۲-۲-۱ پژوهش‌های پیشین در زمینه تحلیل ترمودینامیکی

مطالعات انجام شده در مورد سیستم‌های تبرید جذب حجمی را می‌توان به صورت زیر خلاصه نمود:

- تحقیقات در راستای افزایش راندمان: استفاده از الگوریتم‌های بهینه سازی برای یافتن بهترین ضریب عملکرد و بازده انرژی سیکل، تأثیر سیالات کاری متفاوت، تأثیر طراحی‌ها و ساختارهای متفاوت سیکل تبرید چیلر جذبی، به کارگیری چیلرهای جذبی در سیستم‌های^۱ CCHP به منظور افزایش عملکرد، تأثیر انتخاب شرایط کارکرد متفاوت و همچنین تأثیر استفاده از قطعات و مواد متفاوت، تحلیل و مقایسه سیکل‌ها از لحاظ مسائل اقتصادی.
- تحقیقات بر روی سیالات کاری: بررسی سیالاتی که باعث افزایش عملکرد، جلوگیری از تشکیل کریستال و کاهش تأثیر آلودگی بر محیط زیست می‌شوند.

^۱ Combined Cooling, Heating and Power

لیائو و همکاران [۲۳] به شبیه‌سازی چیلر جذب حجمی تک اثره لیتیوم بروماید-آب با توان ۶۹ کیلو وات، در دانشگاه مریلند پرداختند. شبیه‌سازی را با نرم افزار EES انجام داده‌اند. با استفاده از نتایج به دست آمده با محدوده تشکیل کریستال لیتیوم بروماید دریافتند، عواملی همچون: بالا بودن دمای محیط، پایین بودن دمای محیط و یا به‌طور همزمان، کار سیستم با بیشینه توان، بالا بودن بیش از حد دمای ژنراتور، عدم رقیق سازی محلول غلیظ بعد از خاموش شدن سیستم، نفوذ هوا به داخل جذب کننده یا غیر جاذب شدن ماده جاذب در اثر فاسد شدن، تنظیم کردن دمای آب سرد تولید شده در پایین‌ترین حد ممکن زمانی که هوای محیط یا گازهای خروجی از ژنراتور بیش از حد داغ باشند؛ سبب تشکیل کریستال لیتیوم بروماید می‌شود. آن‌ها برای از بین بردن احتمال تشکیل کریستال و افزایش راندمان سیکل، یک سیستم یکپارچه^۱ CHP جدید طراحی و چیلر جذبی را به‌عنوان سیستم سرمایشی، در آن قرار دادند.

پاتل و همکاران [۲۴] به تجزیه و تحلیل ترمودینامیکی یک سیستم جذب حجمی تک اثره لیتیوم بروماید-آب در ظرفیت ۱۴۰ کیلو وات، با در نظر گرفتن تأثیر پارامترهای ورودی سیستم شامل، دمای خروجی اجزای سیستم نسبت گردش و کار پمپ بر ضریب عملکرد سیستم پرداختند. نتایج این بررسی نشان داد که بار گرمایی ژنراتور و ابزوربر با افزایش دمای کندانسور افزایش می‌یابد، همچنین با افزایش دمای ژنراتور و اواپراتور، کاهش می‌یابند. در ابتدا دماهای خروجی کندانسور، مقدار ضریب عملکرد بیشترین مقدار است و با افزایش دمای کندانسور در دماهای مختلف، خروجی ژنراتور، مقدار متوسط ضریب عملکرد به مقدار ۱۸ درصد کاهش می‌یابد. همچنین مقدار ضریب عملکرد با افزایش دمای خروجی اواپراتور و ژنراتور، کاهش می‌یابد.

^۱ Combined Heat and Power

مریمی و دهقان [۲۵] به تحلیل از دیدگاه قانون اول و دوم ترمودینامیک بر روی پنج پیکربندی مختلف از چیلرهای جذب حجمی لیتیوم بروماید-آب، شامل چیلر نیم اثره تا سه اثری موازی پرداختند، نتایج حاکی از آن است که ضریب عملکرد و بازه اگزرژی تمامی سیستم‌ها با افزایش دمای ژنراتور افزایش می‌یابد و این در حالی است که تلفات اگزرژی کل کاهش می‌یابد.

کاوشیک و همکاران [۲۶] به مطالعه ضریب عملکرد چیلر جذب حجمی تک اثره و دو اثره جریان سری را با استفاده از تحلیل انرژی و اگزرژی در نرم افزار EES پرداختند. نتایج نشان داد ضریب عملکرد برای چیلر جذبی دو اثره جریان سری، حدود ۶۰ تا ۷۰ درصد بیشتر از چیلر جذبی تک اثره می‌باشد. بهترین ضریب عملکرد در دمای ژنراتور ۹۱ درجه سانتی‌گراد برای چیلر جذبی تک اثره و برای چیلر جذبی دو اثره جریان سری در دمای ژنراتور ۱۵۰ درجه سانتی‌گراد و دمای جذب کننده و چگالنده ۳۷/۸ درجه سانتی‌گراد به دست می‌آید. بازده اگزرژی با افزایش دمای ژنراتور افزایش می‌یابد تا زمانی که دمای ژنراتور برای تک اثره به ۸۰ درجه سانتی‌گراد و دو اثره به ۱۳۰ درجه سانتی‌گراد و دمای جذب کننده و چگالنده برای هر دو به ۳۷/۸ درجه سانتی‌گراد برسد. ضریب عملکرد و بازده اگزرژی با افزایش دمای ژنراتور در هر دو چیلر تا رسیدن دمای ژنراتور به دمای بهینه، افزایش پیدا خواهد کرد، همچنین افزایش بیشتر دمای ژنراتور موجب کاهش بازده اگزرژی خواهد شد. از طرفی پایین آمدن دمای جذب کننده موجب کاهش دمای بهینه ژنراتور و افزایش ضریب عملکرد می‌شود اما بازده اگزرژی کاهش می‌یابد. همچنین افزایش دمای جذب کننده باعث کاهش ضریب جذب آب توسط لیتیوم بروماید و افزایش دمای چگالنده خواهد شد. اختلاف فشار بین جذب کننده و تبخیرکننده عامل مهمی در جهت کاهش ضریب عملکرد و بازده اگزرژی می‌باشد. محاسبات بر روی بازده نشان می‌دهد جذب کننده بیشترین تأثیر را در مقایسه با دیگر اجزا در هر دو چیلر دارد.

ممدوح و همکاران [۲۷] به آنالیز ترمودینامیکی یک سیستم جذب حجمی تک اثره لیتیوم بروماید- آب که از انرژی زمین گرمایی به عنوان، منبع گرمایی استفاده کردن، پرداختند. اخیراً انرژی زمین گرمایی با توجه به اینکه پایدار و از لحاظ اقتصادی مناسب و به صرفه و سازگار با محیط زیست است مورد توجه محققان قرار گرفته است و در حال توسعه می باشد. در این مطالعه تأثیر دمای انرژی زمین گرمایی و ضریب کارایی مبدل حرارتی محلول را بر ضریب عملکرد سیستم و ظرفیت سرمایش بررسی نموده و نتایج حاکی از آن است که با افزایش دمای منبع گرمایی و ضریب کارایی مبدل حرارتی در دماهای مختلف اواپراتور، ضریب عملکرد و ظرفیت سرمایش سیستم افزایش می یابد و برای این پارامترها مقدار بهینه ای وجود دارد.

کرمه و همکاران [۲۸] یک مدل جامع ترمودینامیکی از یک سیستم تک اثره خورشیدی لیتیوم بروماید-آب و تأثیر کلکتورهای مختلف خورشیدی بر راندمان کلکتور و بهترین عملکرد سیستم را بررسی نمودند. در این روش تأثیر پارامترهای مختلف اعم از دمای ژنراتور، ضریب کارایی مبدل حرارتی محلول و دبی جرمی پمپ بر عملکرد سیستم نشان داده شده است، همچنین تأثیر پارامترهای مختلف جهت بررسی ضریب عملکرد، انرژی و نسبت کاهش سوخت و بهبود سیستم صورت گرفته است؛ در نتیجه مشخص شد کلکتور evacuated selective surface منجر به عملکرد بهتر سیستم و جذب انرژی گرمای مفیدتر روی سطح کلکتور نسبت به کلکتورهای single and double glazed collector می باشد. علاوه بر این با افزایش ضریب کارایی مبدل حرارتی محلول، عملکرد سیستم بهبود و با افزایش دبی جرمی پمپ، عملکرد سیستم کاهش می یابد. همچنین نشان داد که منبع تخریب انرژی^۱، کلکتور خورشیدی است.

^۱ exergy destruction

فریهات و همکاران [۲۹] به تجزیه و تحلیل سیستم سرمایش جذب حجمی تک اثره لیتیوم بروماید- آب با منبع انرژی هدر رفته^۱ برای سیستم‌های ۱ کیلو وات و ۱۰ کیلو وات پرداخته‌اند؛ این تجزیه شامل قانون اول و دوم ترمودینامیک می‌باشد؛ که COP^2 ، $ECOP^3$ و ΔE^4 برای هر جز از سیستم در شرایط عملیاتی مختلف و ظرفیت خنک‌کننده بدست آمده است. نتایج بدست آمده حاکی از آن است که ضریب عملکرد (COP) 0.72 و 0.78 و 0.76 برای ظرفیت ۱ کیلو وات در دماهای اواپراتور $1/5$ ، 5 و 10 درجه سانتی‌گراد می‌باشد و برای ظرفیت خنک‌کننده ۱۰ کیلو وات، حداقل و حداکثر ضریب عملکرد به ترتیب در حدود دمای ژنراتور 80 و 90 درجه سلسیوس اتفاق می‌افتد. این در حالی است که حداقل و حداکثر $ECOP$ ، دمای 100 و 90 درجه سانتی‌گراد در ژنراتور است. حدود 40 درصد از تلفات انرژی (E) برای ژنراتور دیده می‌شود و حداقل تلفات انرژی در جاذب برای ظرفیت ۱ کیلو وات در دمای 80 درجه سانتی‌گراد ژنراتور و برای اواپراتور در دمای 10 درجه سانتی‌گراد رخ می‌دهد. دمای مناسب اواپراتور برای حداکثر بودن ضریب عملکرد در ظرفیت‌های ۱ و ۱۰ کیلو وات حدود 5 درجه سانتی‌گراد می‌باشد و بالاترین مقدار $ECOP$ در دمای اواپراتور $1/5$ درجه سانتی‌گراد می‌باشد.

پانديا و همکاران [۳۰] به تجزیه و تحلیل ترمودینامیکی و بهینه سازی سیستم جذب حجمی تک اثره لیتیوم کلرید-آب^۵ پرداختند. در این مطالعه دمای قطع^۶ برای کارکرد سیستم، در دماهای مختلف عملیاتی محاسبه شده است. نتایج تجزیه و تحلیل نشان داد که با افزایش $3/59$ درصد دمای اواپراتور، دمای قطع کارکرد $12/51$ درصد کاهش می‌یابد. با مقایسه قانون اول و دوم ترمودینامیک دمای بهینه ژنراتور نسبت به انرژی و انرژی، ارزیابی و مشخص شده است. دمای بهینه ژنراتور، عملکرد قوی دمای

^۱ Waste Energy Source

^۲ coefficient of performance

^۳ Exergetic coefficient of performance

^۴ exergy losses

^۵ LiCl-H₂O

^۶ cut off temperature

بین اواپراتور و کندانسور است. بنابراین یافتن دمای بهینه ژنراتور برای ترکیبات مختلف در دمای اواپراتور و کندانسور امکان پذیر است. همچنین نمودارهای تغییر دمای ژنراتور در دماهای مختلف ابزوربر و کندانسور برای چند ترکیب بررسی شده است.

اوچوآ و همکاران [۳۱] به تحلیل دینامیکی سیستم جذب حجمی تک اثره لیتیوم بروماید-آب پرداخته اند؛ یک مدل ریاضی بر اساس صرفه جویی در جرم و انرژی که ضرایب همرفتی فرآورده‌ها سیستم جذبی را برای تعیین ضرایب کلی انتقال حرارت مبدل‌های حرارتی در نظر می‌گیرد. مدل ریاضی در نرم افزار MATLAB نوشته و معادلات غیر خطی بر اساس روش اختلاف محدود^۱ حل شده است؛ مدل نوشته شده توانایی پیش بینی، نحوه عملکرد پارامترهای داخلی و خارجی نظیر دما، فشار، غلظت را در صورت ایجاد اختلال در منبع تغذیه و بار حرارتی را دارد. نتایج پژوهش نشان می‌دهد که بیشترین اختلاف در زمان اعتبار سنجی مدل با داده‌های تجربی ۰/۱ و ۰/۷ و ۰/۲ درجه سانتی‌گراد به ترتیب برای آب‌های داغ، خنک شده و خنک‌کننده در گردش بود، که از نظر خطای نسبی این واگرایی حداکثر ۵ درصد و حداقل ۳ درصد نشان می‌دهد. این مدل در صورت بروز اختلال در بار حرارتی و منبع تغذیه، نتایج خوبی را نشان می‌دهد. همچنین تغییر رفتار دما بر ضریب عملکرد نشان داده شده است. با مقایسه انجام شده و داده‌های ارائه شده توسط شرکت سازنده، در شرایط عملیاتی ضریب عملکرد برابر ۰/۷ می‌باشد.

چهارطاقی و گل محمدی [۳۲] به مقایسه دو آرایش مختلف از سیستم جذب حجمی دو اثره سری و موازی پرداختند و تأثیر برخی پارامترهای کلیدی بر ضریب عملکرد را بررسی کردند. اجزای اصلی این چرخه‌ها ژنراتور، کندانسور، اواپراتور، ابزوربر و مبدل‌های حرارتی محلول می‌باشند. در این مطالعه معادلات جرم و انرژی برای هر دو آرایش نوشته و عملکرد سیستم‌ها در شرایط مختلف کاری برای عدم تشکیل کریستالیزسیون بررسی شده است. همچنین دماهای بخار ورودی به ژنراتور و آب ورودی به ابزوربر، بر

^۱ finite difference method

ظرفیت سرمایش، انتقال حرارت ابزوربر و ضریب عملکرد، محاسبه شده است؛ علاوه بر این، دو پارامتر جدید بر اساس نسبت جرم از تقسیم کننده‌های محلول تعریف شده و تأثیر آن‌ها در عملکرد سیستم در نظر گرفته شده است. نتایج حاصل نشان می‌دهد که در آرایش سری، مقادیر ضریب عملکرد در دماهای بخار ورودی به ژنراتور دما بالا^۱ (HTG)، زیر ۱۵۰ درجه سانتی گراد، بیشتر از چرخه موازی می‌باشد. علاوه بر این با افزایش بخار ورودی به ژنراتور دما بالا و دبی جرمی ورودی به ابزوربر در هر دو چرخه ضریب عملکرد افزایش می‌یابد و درنهایت از روش الگوریتم ژنتیک برای بهینه‌سازی دو چرخه استفاده شده است.

۲-۲-۲ پژوهش‌های پیشین در زمینه تحلیل اقتصادی

کالوگرو و همکاران [۳۳] به بهینه سازی سیستم‌های حرارتی بر اساس تجزیه و تحلیل ترمودینامیکی و اقتصادی پرداخته‌اند. در این تحقیق از تکنیک ترمو اقتصادی که ترکیبی از تحلیل ترمودینامیکی با محدودیت‌های اقتصادی است برای بدست آوردن پیکربندی مطلوب سیستم‌های حرارتی (یک سیستم تک اثره لیتیوم بروماید-آب) استفاده می‌شود؛ که اجزای مختلف سیستم اعم از ژنراتور، کندانسور، اواپراتور، ابزوربر بهینه شده‌اند. علاوه بر این سطوح، مبدل‌های حرارتی مطلوب با دمای عملیاتی مطلوب و یک تابع هزینه برای شرایط مطلوب مشخص شده و درنهایت مثالی برای طراحی بهینه ۲۰ کیلو وات آورده شده است.

صحرائیان و همکاران [۲] به مقایسه فنی و اقتصادی دو پیکربندی متفاوت از سیستم جذب حجمی تک اثره لیتیوم بروماید با کلکتورهای صفحه تخت و سیستم تراکمی با پانل‌های فتوولتائیک حرارتی^۲ پرداخته و هر دو سیستم از لحاظ انرژی، انرژی و اقتصادی با هم مقایسه شده‌اند. در این تحقیق تأمین ظرفیت خنک‌کننده ۷۰ کیلو وات برای یک ساختمان اداری به مساحت ۵۰۰ متر مربع صورت گرفته

^۱ high temperature generator

^۲ thermal photovoltaic panels

است. نتایج فنی این مطالعه نشان می‌دهد، که دمای اواپراتور در ۵ درجه سانتی‌گراد و دمای محیط ۲۷ درجه سانتی‌گراد، ضریب عملکرد سیستم جذب حجمی و تراکمی به ترتیب ۰/۷۱ و ۳/۵ می‌باشد و بازده کل انرژی و انرژی برای سیستم تراکمی با پانل‌های فتوولتائیک به ترتیب ۷/۴۳ و ۸/۲۵ درصد است. همچنین این دو پارامتر برای سیستم جذب حجمی با کلکتورهای تخت به ترتیب ۹/۱۶ و ۶/۶۶ درصد است. آنالیز اقتصادی سیستم‌ها نشان می‌دهد که هزینه چرخه زندگی سالانه برای سیستم تراکمی با پانل‌های فتوولتائیک ۹۷۱۰ دلار و این هزینه برای سیستم جذب حجمی با کلکتور تخت ۷۶۴۹ دلار می‌باشد.

سایدر و همکاران [۳۴] در مطالعه‌ای به عنوان مصرف انرژی چیلرهای جذب حجمی، به موضوع صرفه جویی در انرژی و تجزیه و تحلیل، در مراکز اداری پرداخته‌اند. همچنین برای مصرف انرژی چیلرها، پمپ‌های آب سرد، پمپ‌های کندانسور و فن موتورها با استفاده از قبض مصرف انرژی ۱۶ دانشکده دانشگاه ملایا تخمین زده‌اند. این پژوهش نشان داد که چیلرها، موتورها و پمپ‌هایی که در چیلرها تعبیه شده‌اند، ۱۰/۷۳۷ مگاوات بر ساعت، انرژی الکتریکی را در بارگذاری‌های مختلف مصرف می‌کنند و از آنجایی که چیلرها، کاربران عمده انرژی محسوب می‌شوند، درایوهای سرعت متغیر (شتاب‌دار) در چیلرها برای کاهش مصرف انرژی تعبیه شد؛ بنابراین حدود ۸/۳۶۸ مگاوات بر ساعت انرژی سالیانه می‌تواند با استفاده از چیلرهای کارآمد در بارگذاری‌های مختلف ذخیره کند. همچنین مطالعات نشان داد که می‌توان حدود ۲۳/۵۳۲ مگاوات بر ساعت انرژی الکتریکی سالانه برای پمپ‌های تأمین آب سرد، پمپ‌های کندانسور و موتورهای فن خنک‌کننده با استفاده از چیلرهای انرژی کارآمد با بارگذاری ۵۰ درصد صرفه جویی کرد.

گاروسی و همکاران [۳۵] به تحلیل انرژی-اقتصادی برای چیلر جذب حجمی دو اثره پرداختند. آن‌ها با فرض هر یک از اجزای چیلر جذبی به عنوان یک مبدل گرمایی و به کار بردن اختلاف دمای

لگاریتمی و با داشتن مقدار عددی دماهای ورودی و خروجی، نقاط خارجی سیکل و همچنین دماهای داخلی، رابطه‌ای برای تبادل حرارت در هر یک از این اجزاء بدست آوردند. بدین ترتیب با داشتن مقدار اختلاف دمای لگاریتمی و بدست آوردن ضریب کلی انتقال حرارت برای هر جزء و با داشتن مقدار عددی نرخ تبادل گرما تنها پارامتر مجهول را مساحت مورد نیاز هریک از اجزا برای تبادل حرارت قرار دادند؛ بدیهی است مساحت انتقال حرارت مبدل گرمایی اصلی‌ترین جزء محاسبه قیمت مبدل می‌باشد. در نهایت آن‌ها با تغییر دمای هریک از اجزای چیلر جذبی و به تبع آن تغییر ضریب انتقال حرارت و تغییر ضریب کلی انتقال حرارت، مساحت مورد نیاز و هزینه صرف شده برای مبادله مقدار معینی گرما در یک چیلر جذبی را محاسبه نمودند. سرانجام جهت آنالیز و بدست آوردن فاکتورهای اگزرژی-اقتصادی، مباحث جریان اگزرژی، سوخت، محصول، اتلاف و تخریب برای اجزای مختلف چیلر در هر یک از اجزا تشریح و توضیح داده‌اند. بیشترین مقدار این فاکتور به ترتیب برای پمپ محلول، ژنراتور، مبدل گرمایی محلول و مجموعه ایزووربر و کندانسور و اواپراتور بدست آمده است.

صنایع و چهارطاقی [۳۶] به مدل سازی و بهینه سازی حرارتی و اقتصادی پمپ حرارتی با موتور گاز سوز با استفاده از الگوریتم ژنتیک پرداخته‌اند. پارامترهای تابع هدف در این تحقیق، هزینه کل سالانه (مجموع هزینه‌های عملیاتی و سرمایه‌گذاری) می‌باشد و از دیدگاه اقتصادی و فنی بهینه سازی صورت گرفته است. هشت پارامتر طراحی سیستم از قبیل فشار کندانسور و اواپراتور در حالت سرمایش و گرمایش، جریان جرمی هوای ورودی به مبدل‌های حرارتی داخلی و خارجی و سرعت چرخش موتور در حالت سرمایش و گرمایش انتخاب شده است. نتایج بدست آمده حاکی از آن است که مقادیر پارامترهای طراحی (هزینه سرمایه‌گذاری و عملیاتی) برای یک مطالعه موردی با هدف به حداقل رساندن آن‌ها، هر کدام به ترتیب میزان $۶۴/۲۳$ و $۳۵/۶۷$ درصد از کاهش هزینه‌ها بدست آمده است. ضرایب عملکرد موتور در حالت سرمایش و گرمایش، به ترتیب $۱/۶۱$ و $۱/۶۴$ می‌باشد. در تحلیل حساسیت پارامترها، با

افزایش ۵۰ درصد قیمت سوخت و هزینه اولیه، هزینه کل به ترتیب به میزان ۱۱/۲۸ و ۳۱/۹۶ درصد افزایش یافته، که این میزان به هزینه انرژی و سوخت در منطقه مورد مطالعه، بستگی دارد.

موامر و همکارانش [۳۷] از نظریه ترموآکونومیک برای بهینه سازی یک سیستم تبرید جذب حجمی تک اثره لیتیوم بروماید-آب با هدف به حداقل رساندن هزینه عملیات و استهلاک، استفاده نموده‌اند. بر این اساس هزینه تمامی جریان‌ها و اجزای سیستم بدست آمده و تأثیر تغییرات پارامترهای طراحی بر هزینه‌ها ارزیابی شده است. بر اساس نتایج حاصل از بهینه سازی، هزینه محصول کل سیستم ۵ درصد و هزینه سوخت کل سیستم ۹/۴۴ درصد کاهش یافته است. همچنین هزینه تخریب انرژی و هزینه اتلاف انرژی به ترتیب با ۱۱/۵ و ۵/۵ درصد کاهش همراه بوده است. این در حالی است که هزینه سرمایه گذاری ۳/۱۴ درصد افزایش یافته و نیز افزایش هزینه سرمایه گذاری تبخیرکننده بیشترین سهم را در میان اجزای سیستم به خود اختصاص داده است. بررسی کارآمدی عملکرد سیستم نیز نشان می‌دهد، بازده انرژی ۱۰/۴۲۳ درصد و ضریب عملکرد ۱۰/۴۱۹ درصد افزایش یافته است.

آوانسیان و همکاران [۳۸] به مقایسه ترمودینامیکی و اقتصادی سیستم‌های جذب حجمی تک اثره و دو اثره لیتیوم بروماید-آب پرداخته‌اند و سیستم‌ها را در شرایط مختلف عملیاتی و آب و هوایی، با هم مقایسه و در ادامه سیستم‌ها را از لحاظ قانون دوم و انرژی بررسی نموده‌اند. نتایج نشان می‌دهد که با افزایش دمای ژنراتور و اواپراتور، EUF^1 افزایش می‌یابد و با افزایش دمای محیط و رطوبت نسبی این مقدار کاهش می‌یابد. همچنین با افزایش دمای ژنراتور و دمای محیط، میزان کارایی انرژی و با افزایش دمای اواپراتور، کاهش می‌یابد و با تغییرات رطوبت نسبی به مقدار کمی تغییر می‌کند. در $T_{amb} = 35^{\circ}C$ و $\phi = 30$ درصد برای سیستم دو اثره شعله مستقیم $EUF = 1/2$ و که $\psi = 7,86$ درصد هر دو مقدار به ترتیب ۱۱ و ۸۲ درصد بیشتر از سیستم دو اثره آب داغ و سیستم تک اثره می‌باشد. در قسمت آنالیز

¹ Energy utilization factor

اقتصادی سیستم‌ها برای شرایط در نظر گرفته شده، سیستم تک اثره غیر اقتصادی و دوره بازگشت سرمایه سیستم دو اثره شعله مستقیم ۳/۵ سال بیشتر از سیستم دو اثره آب داغ می‌باشد و میزان انتشار گاز CO₂ به ترتیب ۱/۷ و ۱/۹ درصد بیشتر از سیستم دو اثره شعله مستقیم و دو اثره آب داغ می‌باشد.

محمدی و همکاران [۳۹] یک سیستم ترکیبی که شامل سیکل سه گانه موازی^۱ جذب حجمی لیتیوم بروماید با سیکل تراکمی CO₂ برای ایجاد تبرید با دمای ۱۰ تا ۴۰ درجه سانتی‌گراد را از لحاظ ترمودینامیکی و اقتصادی بررسی نموده‌اند. در این سیستم ترکیبی، از اثر خنک‌کننده تولید شده در دو اواپراتور مختلف که با یکدیگر در ارتباط هستند، استفاده می‌شود. اواپراتور اول به عنوان کندانسور برای سیکل CO₂ و اواپراتور دوم به عنوان یک اواپراتور منظم برای این سیستم ترکیبی در نظر گرفته شده است. در این مطالعه تأثیر دقیق پارامترها بر عملکرد سیستم انجام گرفته است. ترکیب این دو سیستم به طور قابل توجهی، میزان مصرف برق، هزینه‌های عملیاتی سیکل CO₂ و همچنین هزینه‌های سالانه را کاهش می‌دهد و باعث افزایش ضریب عملکرد شده و از طرف دیگر ادغام این دو سیکل باعث بزرگ‌تر شدن اندازه سیکل جذب حجمی خواهد شد؛ همچنین برای ژنراتور بخاری با درجه بالاتر، وجود عوامل ذکر شده الزامی می‌باشد؛ اما این اقدامات نیز سبب افزایش هزینه‌های کل عملیاتی و هزینه‌های کل سالانه سیستم می‌شود. نتایج اقتصادی این مطالعه نشان می‌دهد که ادغام سیکل‌ها باعث کاهش قابل توجه هزینه‌های عملیاتی سالانه و هزینه تولید واحد (UPC^۲) در مقایسه با ساخت جداگانه هر دو سیکل است. برای طراحی سیستم یکپارچه در شرایط عملیاتی، هزینه عملیاتی سالانه و هزینه تولید واحد ۳۵/۵ تا ۴۸/۵ درصد و ۲۳/۴ تا ۳۴/۵ درصد به ترتیب کاهش می‌یابد.

^۱parallel flow triple effect

^۲ unit production cost

در مطالعه دیگری از محمدی و همکاران [۴۰] به تجزیه و تحلیل دقیق، ترمو اقتصادی یک سیستم جذب حجمی سه گانه موازی لیتیوم بروماید، با ترکیب یک کمپرسور بین ایزوثرم و اواپراتور، پرداخته و همچنین تأثیر پارامترهای عملیاتی را بر عملکرد سیستم نشان داده‌اند. در نهایت بهینه سازی سیستم در شرایط مختلف انجام گرفته است. نتایج عملیات یکپارچه سازی کمپرسور با سیکل جذب حجمی سه گانه موازی بر عملکرد اقتصادی-حرارتی در شرایط مختلف عملیاتی، نشان می‌دهد که ضریب عملکرد سیستم را به طور قابل توجهی بهبود می‌بخشد؛ که با افزایش نسبت فشار کمپرسور، از بهبود ضریب عملکرد کاسته می‌شود. از طرف دیگر ادغام کمپرسور به سیکل، عملکرد سیستم را در شرایط حساس عملیاتی، خصوصاً در دمای بالا با غلظت بالا که یک سیستم معمولی از کار می‌افتد، را عملی می‌کند. همچنین آنالیز اقتصادی نشان می‌دهد که استفاده از کمپرسور همیشه از لحاظ اقتصادی، نظر مصرف کننده را جلب نکرده و نیاز به بررسی دقیق تری دارد. برای دمای اواپراتور در ۶ درجه سانتی‌گراد، افزایش ضریب عملکرد به اندازه ۲۰۰ درصد و دمای کندانسور ۴۰ درجه سانتی‌گراد حاصل می‌شود که کاهش ۵۷ درصد هزینه تولید واحد خنک کننده را در پی دارد.

آلیانی و همکاران [۴۱] سیستم تولید آب یکپارچه‌ای که یک بار از سیکل‌های جذب حجمی تک اثره آمونیاک-آب و بار دیگر از سیکل جذب حجمی دو اثره آمونیاک-آب تشکیل شده است را از لحاظ ترمودینامیکی و اقتصادی مورد تحلیل و بررسی قرار داده‌اند. پارامترهای ظرفیت خنک کننده و تولید آب ساعتی، از خصوصیات ترمودینامیکی محسوب می‌شود. با استفاده از مدل ترمودینامیکی، سیالات کاری مختلف در شرایط عملیاتی برای هر یک از سیستم‌ها جداگانه تحلیل شده و همچنین قانون دوم ترمودینامیک به منظور کلیات اگزرژی و تخریب اگزرژی جداگانه هر سیستم در نظر گرفته شده و در قسمت اقتصادی هزینه کل سالانه و هزینه تولید واحد (UPC) برای هر سیستم به دست آمده است. نتایج نشان می‌دهد که تخریب اگزرژی کل سیستم یکپارچه، کاهش ۵۵ درصد در مقایسه با سیستم‌های

مستقل دارد. همچنین تولید آب سیستم یکپارچه زمانی که سیستم از سیکل جذب حجمی تک اثره و دو اثره تشکیل شده باشد، به ترتیب ۳۰ و ۹ درصد کاهش می‌یابد؛ این در حالی است که ظرفیت خنک‌کننده برای سیستم متشکل از سیکل دو اثره ثابت باقی می‌ماند و تنها سیستم متشکل از سیکل دو اثره ۱۶ درصد و مقدار (UPC) به‌طور متوسط برای هر دو سیستم ۴۳ درصد کاهش می‌یابد. اما چنانچه تنها از سیکل تک اثره و دو اثره استفاده شود (UPC) تولیدی آب ۱۹ و ۳ درصد افزایش می‌یابد.

جاین و همکاران [۴۲] به مقایسه و بهینه‌سازی عملکرد سیستم‌های آبشاری که از سیکل جذب حجمی تک اثره لیتیوم بروماید و سیکل تراکمی تشکیل شده است، می‌پردازند. در این تحقیق هزینه هر دو سیستم در ظرفیت ۱۰۰ کیلو وات محاسبه شده و بهینه‌سازی برای پارامترهای ضریب عملکرد، هزینه‌های عملیاتی و سرمایه‌گذاری برای رقابت‌پذیری سیستم‌ها انجام شده است. این سیستم‌ها در چهار قسمت با هم، بررسی و مقایسه شده‌اند، که شامل: بهینه‌سازی تک هدفه ضریب عملکرد، بهینه‌سازی تک هدفه هزینه‌های کل عملیاتی، بهینه‌سازی تک هدفه هزینه کل سرمایه‌گذاری و بهینه‌سازی چندهدفه برای هر دو سیستم می‌باشد. نتایج مطالعه نشان می‌دهد که ضریب عملکرد و کارایی قانون دوم سیستم آبشاری (CRS^1) ۸۲/۲ و ۲۵ درصد بیشتر از سیستم هیبریدی (HRS^2) می‌باشد. هزینه‌های عملیاتی و انتشار گاز CO_2 سیستم (HRS) در مقایسه با سیستم (CRS) کمتر است. علاوه بر این آنالیز اقتصادی پیش‌بینی می‌کند که هزینه سرمایه‌گذاری سیستم (CRS)، ۱۰ درصد کمتر از سیستم (HRS) با همان ظرفیت سرمایه‌اش باشد. درنهایت با استفاده از آنالیز ($4E^3$) می‌توان نتیجه گرفت، در حالت کلی عملکرد سیستم (CRS) بهتر از سیستم (HRS) می‌باشد.

¹ cascaded refrigeration system

² hybrid refrigeration system

³ Energy, exergy, economic and environmental

کاویان و همکاران [۴۳] به ارزیابی استفاده از یک پمپ حرارتی (HPS^1) با منبع چشمه آب زمین گرمایی، برای گرم کردن منطقه‌ای واقع در روستاهای شمال غربی ایران با آب و هوای سرد کوهستانی پرداختند. کلکتورهای خورشیدی به عنوان منبع گرمایش اضافی برای (DHS^2) تعبیه شده‌اند. برای این منظور آن‌ها سه طرح مختلف گرمایش منطقه‌ای، سیستم ($GSHP^3$)، سیستم ($GSHP-SFPC^4$) و سیستم ($GSHP-SLPC^5$) را همراه با یک طرح گرمایش منطقه‌ای مبتنی بر سوخت فسیلی (FFB^6) را، ارزیابی کردند. روش ارزیابی بدین صورت بیان شد که برای یک مقایسه بی طرفانه، در ابتدا برای همه طرح‌ها، هزینه چرخه زندگی (LCC) محاسبه و سپس به بحث انرژی سالانه، انرژی، اقتصادی و زیست محیطی طرح‌های ارائه شده، پرداختند. نتایج این بررسی نشان داد که سیستم ($GSHP-SLPC$) دارای کمترین میزان (LCC) و بیشترین هزینه سرمایه‌گذاری اولیه را دارا می‌باشد. علاوه بر این، هزینه سرمایه‌گذاری اولیه سیستم ($GSHP-SFPC$)، ۱۹ درصد کمتر از سیستم ($GSHP-SLPC$) می‌باشد در حالی که (LCC) آن تنها ۴/۴ درصد بالاتر است.

۳-۲ پژوهش‌های پیشین سیستم‌های جذب سطحی

۳-۲-۱ پژوهش‌های پیشین در زمینه تحلیل ترمودینامیکی

تکنولوژی چیلرهای جذب سطحی در دهه‌های اخیر به دلیل مزایای استفاده از انرژی حرارتی کم و استفاده از مبرد دوست‌دار محیط زیست، بسیار مورد توجه قرار گرفته است. اما از طرفی به دلیل ضریب

^۱ Heat pumps

^۲ District Heating systems

^۳ Ground-Source-HP

^۴ GSHP-flat-plate-solar collector

^۵ GSHP-linear-parabolic-solar-collector

^۶ fossil-fuel-based

عملکرد کمتر و قدرت خنک کاری^۱ کم، نسبت به سیستم‌های تبرید متعارف، به‌طور گسترده تجاری نشده است. از این رو محققان، تحقیقات فراوانی در زمینه بهبود عملکرد این سیستم انجام داده‌اند.

مطالعات انجام شده در مورد سیستم‌های تبرید جذب سطحی را می‌توان به سه دسته تقسیم نمود:

- استفاده از جفت جاذب و مبرد جدید و یا بهبود خواص جفت‌های موجود، به‌منظور افزایش ظرفیت جذب، افزایش سرعت جذب، بهبود عملکرد سیستم و کارکردن سیکل با منبع حرارتی محرک با دمای پایین‌تر
- ایجاد تغییراتی در سیکل اصلی به منظور بهبود عملکرد سیستم، کارکردن سیکل با منبع حرارتی با دمای پایین‌تر و به دست آوردن سرمایش یا گرمایش یکنواخت.
- طراحی بستر مواد جاذب برای بهبود انتقال جرم و انتقال حرارت.

توماس و همکاران [۴۴] به مدل سازی یک چیلر سیلیکاژل-آب با دو محفظه جذب، پرداختند که ظرفیت سرمایشی برابر ۳/۵ کیلو وات داشت و داخل هر محفظه آن ۳۵ کیلوگرم سیلیکاژل جا سازی شده بود. این چیلر نیز با دمای منبع گرم، بین ۷۵-۹۵ درجه سانتی‌گراد، دمای منبع سرد، بین ۲۵-۳۵ درجه سانتی‌گراد و دمای اواپراتور بین ۱۰-۲۰ درجه سانتی‌گراد کار می‌کرد. نتایج تجربی، ضریب عملکرد این سیستم را بین ۰/۴-۰/۶ نشان داد.

وانگ و چوآ [۴۵] به شبیه سازی یک چیلر جذب سطحی دو بستره پرداختند. در این مطالعه، با بهبود مدل پارامتر فشرده، نتایج خود را با نتایج نمونه تجربی و شبیه سازی قبلی خود مقایسه کردند. نتایج آن‌ها حداکثر اختلاف ۱۰ درصد را در تخمین ظرفیت سرمایش و ضریب عملکرد برای دو شبیه سازی نشان داد. همچنین آن‌ها مدل پیشنهادی خود را ابزاری قوی برای طراحی و مطالعات صنعتی معرفی کردند.

^۱ Specific Cooling Power (SCP)

پن و همکاران [۲۱] به مطالعه آزمایشگاهی یک چیلر جذب سطحی سیلیکاژل-آب با دمای گرمای محرک پایین پرداخته‌اند. طبق آزمایشات صورت گرفته دمای محرک بین $۵۱/۴-۶۱/۳$ درجه سانتی‌گراد دارای ضریب عملکرد $۰/۲۸۵-۰/۴۴۷$ و ظرفیت خنک کننده مخصوص $۷۱/۲-۱۰۸/۴$ w/kg هنگامی که دمای آب خنک‌کننده $۱۸/۸-۲۲/۴$ درجه سانتی‌گراد است.

شمروخ و همکاران [۴۶] به مقایسه و ارزیابی دو نوع جفت‌کاری کلاسیک و مدرن در سیستم‌های سرمایش جذب سطحی پرداختند. این پژوهش نشان داد که تحقیقات بیشتری برای بهبود عملکرد جفت‌های کاری جذب سطحی سیستم‌های سرمایش و نیز توسعه این جفت‌های کاری با ظرفیت جذب بالاتر و کم‌تأثیر بر محیط زیست به‌منظور ساخت فشرده، بازده قابل اطمینان و طول عمر چیلرهای جذب سطحی نیاز می‌باشد. علاوه بر این نشان دادند که به جاذب پودر کربن فعال، تاکنون توجه زیادی نشده است و از این رو مطالعه و کاربرد آن از اهمیت زیادی برخوردار می‌باشد. از طرفی طراحی سیستم‌های جذب سطحی، نیازمند تمرکز بیشتری است؛ چرا که این سیستم‌ها، گرمایش و خنک‌کاری مناسب برای مواد جاذب را با توزیع مواد جاذب بر سطح مبدل‌های حرارتی فراهم می‌کند تا انتقال گرما و جرم بین جاذب و مبرد را امکان پذیر شود.

حبیب و همکاران [۴۷] استفاده از سه زوج جاذب-مبرد مختلف در چیلر جذب سطحی را در شهر کوالالامپور^۱ به صورت تئوری بررسی و مقایسه نموده‌اند. این سه زوج شامل سیلیکاژل-آب، ای‌سی^۲-متانول و ای‌سی‌اف^۳-تانول می‌باشند. نتایج حاصل نشان داد که به ازای هرکدام از زوج‌های جاذب-مبرد، مقدار بهینه‌ای برای زمان سیکل وجود دارد که بیشترین ظرفیت سرمایش توسط سیلیکاژل-آب، فراهم و بیشترین ضریب عملکرد چیلر را به ازای دمای آب گرم ورودی کمتر از ۷۰ درجه سانتی‌گراد تأمین کرده

^۱Kuala Lumpur

^۲Activated Carbon

^۳ Activated Carbon Fiber

است. ای سی اف-تانول نیز، بیشترین ضریب عملکرد را برای دمای آب گرم ورودی بیشتر از ۷۰ درجه سانتی گراد فراهم نموده است.

شریف‌زاده و همکاران [۱۸] به تحلیل انرژی و انرژی یک سیستم سرمایش جذب سطحی دو بستره پرداختند. سیلیکاژل-آب به عنوان جفت جاذب-جذب شونده در سیستم به کار رفته است. این تحقیق با هدف تعیین اثر پارامترهای عملکردی بر زمان بهینه و سپس بر مقدار بیشینه ظرفیت سرمایش ویژه، ضریب عملکرد و تأثیر پذیری و مقدار کمینه بازگشت ناپذیری‌های داخلی و خارجی، صورت گرفته است. برای رسیدن به این هدف یک مدل ریاضی ظرفیت فشرده به همراه یک روش بهینه سازی با نام الگوریتم PSO استفاده شده است. در این مدل بازگشت ناپذیری‌های داخلی و خارجی با روشی جدید و بدون محاسبه بازگشت ناپذیری‌های اجزای داخلی سیکل محاسبه شده است. تحلیل انرژی نشان می‌دهد با افزایش دما و دبی جرمی آب گرم ورودی، بیشینه مقدار ظرفیت سرمایش، افزایش یافته و افزایش دمای آب گرم ورودی باعث افزایش ضریب عملکرد می‌شود؛ اما افزایش دبی جرمی آب گرم ورودی، ضریب عملکرد را کاهش می‌دهد. تحلیل انرژی نشان می‌دهد بسته به مقدار دما و دبی جرمی آب گرم ورودی ۶۵-۹۰ درصد از انرژی ورودی به وسیله بازگشت ناپذیری‌های داخلی، بین ۱۰ تا ۲۰ درصد به وسیله بازگشت ناپذیری‌های خارجی از بین رفته و ۸ درصد آن به منبع دما پایین انتقال می‌یابد. همچنین نتایج نشان می‌دهد، اگر دبی جرمی آب گرم ورودی کمتر از ۰/۶ باشد، تأثیرپذیری در دمای ۷۵ درجه سانتی-گراد بیشینه است، اما اگر دبی جرمی آب گرم ورودی بیشتر از ۰/۶ باشد تأثیرپذیری در دمای ۶۵ درجه سانتی گراد بیشینه است.

بولمن و همکاران [۴۸] به مطالعه آزمایشگاهی سیستم جذب سطحی پرداختند. مطالعات آزمایشگاهی آن‌ها نشان داد که تأثیرگذارترین پارامتر بر عملکرد سیکل جذب سطحی، زمان سیکل می‌باشد. به گونه‌ای که در بازه‌ای از زمان سیکل، ظرفیت سرمایش به بیشترین مقدار خود خواهد رسید؛ یعنی وجود

زمان بهینه برای ظرفیت سرمایش که به ازای آن، ظرفیت سرمایش بیشترین مقدار خود را خواهد داشت. این در حالی است که با افزایش زمان، ضریب عملکرد روند صعودی را دنبال خواهد کرد.

وولی و لی [۴۹] به مدل سازی سیکل جذب سطحی دو بستره با جاذب و زوج کاری سیلیکاژل-آب تحت عنوان بررسی تأثیر نوسان دمای منبع حرارتی پرداختند. آن‌ها نوسان دمای منبع حرارتی را به دو نوع زمان تغییرات طولانی و کوتاه دسته بندی نموده و پس از اعتبارسنجی نتایج با نمونه آزمایشگاهی به این نتیجه رسیدند که زمان تغییرات طولانی، تأثیر شدیدی بر پارامترهای عملکردی سیکل و زمان تغییرات کوتاه، بر فرایند احیا تأثیر مستقیم دارد. آن‌ها برای جلوگیری از این مشکل از یک منبع برای ذخیره آب گرم استفاده کرده‌اند. هرچند ظرفیت منبع ذخیره، تأثیر مهمی بر نوسان دمای آب گرم دارد، ظرفیت سرمایش و ضریب عملکرد با افزایش نرخ تغییرات دمای منبع گرم کاهش، با افزایش ظرفیت منبع، تأثیر نرخ تغییرات دمای منبع گرم بر ضریب عملکرد کاهش می‌یابد.

رزک و الداده [۵۰] به مطالعه تئوری و تجربی تأثیر پارامترهای عملکردی و فیزیکی بر چیلر جذب سطحی سیلیکاژل-آب پرداختند. نتایج این پژوهش نشان داد که افزایش اختلاف دمای آب گرم و آب خنک‌کننده ورودی به چیلر موجب افزایش ظرفیت سرمایش می‌شود. به ازای دماهای کم آب خنک‌کننده، ضریب عملکرد چیلر با افزایش این اختلاف دما، کاهش می‌یابد، اما برای دمای آب خنک‌کننده بیش از ۳۰ درجه سانتی‌گراد، ضریب عملکرد ابتدا افزایش یافته و سپس تقریباً ثابت می‌ماند. نتایج حاکی از آن می‌باشد که می‌توان از اختلاف دمای آب گرم و آب خنک‌کننده به‌عنوان ابزار کنترل سرمایش تولیدی استفاده کرد؛ به نحوی که برای دمای ثابت آب خنک‌کننده بیش از ۳۰ درجه سانتی‌گراد، می‌توان با افزایش این اختلاف دما و در حقیقت افزایش دمای آب گرم، ظرفیت سرمایش چیلر را بدون تغییر محسوسی در ضریب عملکرد افزایش داد.

چانگ و همکاران [۵۱] با استفاده از یک نمونه آزمایشگاهی که گرمای مورد نیاز خود را از انرژی خورشیدی دریافت می‌کند، به بررسی تأثیر آب خنک‌کن ورودی چیلر جذب سطحی دو بستره بر پارامترهای عملکردی سیکل می‌پردازند. نتایج بدست آمده نشان می‌دهد، با افزایش دمای آب خنک‌کن ورودی به سیستم، ضریب عملکرد و ظرفیت سرمایش کاهش می‌یابد. در این نمونه از آب گرم ۸۰ درجه سانتی‌گراد با دبی جرمی $1/34 \text{ kg/s}$ استفاده شده است.

بهبهانی‌نیا و صیفی‌کار [۵۲] یک مدل متغیر با زمان، برای شبیه‌سازی عملکرد یک سیستم سرمایش جذب سطحی خورشیدی، برای شرایط شهر اهواز، ارائه دادند. این سیستم برای خنک‌کاری یک فضای اداری برای ساعات کاری ۸ صبح تا ۶ بعد از ظهر تعبیه و در آن از یک چیلر جذب سطحی سیلیکاژل-آب با دو محفظه جذب، ۵۵ متر مربع کلکتور تخت، منبع ذخیره‌ای با حجم ۲۷۵۰ لیتر و یک گرم‌کن کمکی استفاده شده است. نتایج مدل‌سازی عبارت‌اند از؛ پروفیل دمای آب گرم، آب سرد و آب خنک‌کن خروجی چیلر، دمای آب گرم خروجی از کلکتورها، میزان مصرف سوخت هیتر کمکی و کسر خورشیدی سیستم، که کلیه این موارد متغیر با زمان هستند. علاوه بر مدل‌سازی سیستم، تأثیر پارامترهای مختلف ورودی، از جمله دمای آب گرم ورودی و زمان سیکل کاری چیلر در ضریب عملکرد و ظرفیت سرمایش چیلر جذب سطحی، کسر خورشیدی و سوخت مصرفی کل سیستم بررسی شده است. در ادامه نتایج نشان می‌دهد که افزایش زمان سیکل موجب افزایش ضریب عملکرد، کاهش ظرفیت سرمایش، کاهش حرارت تأمین شده توسط گرم‌کن کمکی و افزایش کسر خورشیدی می‌شود.

گوپتا و همکاران [۵۴] در تحقیق خود به مقایسه سه سیستم تبرید مختلف با حرارت فعال شده و مناسب محیط زیست پرداخته‌اند. این سیستم‌ها شامل: سیستم جذب سطحی آب-سیلیکاژل، سیستم جذب حجمی لیتیوم بروماید-آب و سیستم خشک‌کننده هوا می‌باشند. سیستم‌های جذب سطحی و جذب حجمی از آب به‌عنوان مبرد استفاده می‌کنند. در حالی که سیستم خشک‌کن برای خنک کردن

هوا، از هوا استفاده می‌کند. هر یک از این سیستم‌ها را می‌توان در دماهای نسبتاً کم حرارت منبع استفاده کرد، اما مشخص نیست که کدام یک از این سیستم‌ها برای چه رنجی از دمای منبع گرم مناسب است. تحقیق حاضر مقایسه عملکرد حرارتی نسبی، یعنی ضریب عملکرد (COP) و ظرفیت سرمایش و یک مقایسه کیفی بر اساس اندازه، بلوغ تکنولوژی، عملیات ایمن و غیره را بررسی خواهد کرد.

کیچزینسکا و همکاران [۵۵] به تحلیل فنی و مقایسه چیلرهای جذب حجمی و جذب سطحی با ظرفیت ۱۰ کیلو وات در نرم افزاز EES پرداخته و برای هر دو چیلر از آب گرم ۸۰ درجه سانتی‌گراد استفاده کردند. ضریب عملکرد دو سیکل را برای شرایط یکسان (دمای آب خنک‌کننده ۲۵ درجه سانتی‌گراد و دمای اواپراتور ۵ درجه سانتی‌گراد) به دست آوردند. نتایج این مطالعه نشان داد که چیلر جذب حجمی می‌تواند ضریب عملکرد بیشتری نسبت به چیلر جذب سطحی داشته باشد. همچنین حساسیت ضریب عملکرد چیلر جذب حجمی نسبت به تغییرات آب گرم ورودی بیشتر از چیلر جذب سطحی می‌باشد؛ از طرفی چیلر جذب سطحی حساسیت کمتری به آب خنک‌کننده و آب گرم ورودی، نسبت به چیلر جذب حجمی از خود نشان می‌دهد. مبدل‌های حرارتی بسترهای جاذب چیلر جذب سطحی باید قدرت بالاتری داشته باشند تا بتوانند توان خنک‌کننده‌ای برابر چیلر جذب حجمی تولید کنند؛ همچنین ظرفیت‌های کندانسور و اواپراتور برای دو چیلر تقریباً یکسان می‌باشد.

۲-۳-۲ پژوهش‌های پیشین در زمینه تحلیل اقتصادی

آلوی و همکاران [۵۳] استفاده از هفت زوج جاذب-مبرد مختلف در چیلر جذب سطحی را به صورت تئوری در سه دیدگاه متفاوت عملکردی، اقتصادی و محیط زیستی مقایسه کرده‌اند. این هفت زوج شامل ای‌سی-متانول، ای‌سی‌اف-متانول، ای‌سی-آمونیاک، ای‌سی-اتانول، زئولیت^۱-آب، زئولیت-اتانول و

^۱ Zeolie

سیلیکاژل-آب می‌باشد. نتایج حاصل نشان می‌دهد که بیشترین ظرفیت جذب به ترتیب برای زوج‌های ای‌سی‌اف-متانول، ای‌سی-متانول، ای‌سی-تانول و سیلیکاژل-آب می‌باشد. بیشترین ضریب عملکرد خورشیدی متعلق به سیلیکاژل-آب و سپس ای‌سی‌اف-متانول است. با بررسی اقتصادی و محیط زیستی مشخص شد که مناسب‌ترین زوج برای مقاصد تهویه مطبوع، مبرد سیلیکاژل-آب است.

الله‌مهر و همکاران [۵۶] به ارزیابی عملکرد فنی و اقتصادی سیستم خورشیدی جذب سطحی دو بستره سیلیکاژل-آب تحت شرایط آب و هوایی شهر پرت در استرالیا، پرداخته‌اند. برای شبیه سازی تابش خورشیدی، از یک سری فوریه با استفاده از داده‌های به دست آمده از شهر پرت در نسخه ۷ نرم افزار Meeonorm استفاده شده است. همچنین در تحلیل اقتصادی دو روش، دوره باز پرداخت و صرفه جویی در چرخه زندگی برای سیستم صورت گرفته است. تجزیه و تحلیل فنی سیستم نشان می‌دهد که برای یک روز تابستانی معمولی متوسط، ظرفیت خنک‌کننده سیستم در ساعت اوج (۱۳:۰۰) حدود ۱۱ کیلو وات است. در حالی که ضریب عملکرد سیستم چرخشی^۱ و ضریب عملکرد سیستم خورشیدی به ترتیب ۰/۵ و ۰/۳ می‌باشد. همچنین آنالیز اقتصادی نشان داد که دوره بازپرداخت سیستم جذب سطحی خورشیدی مورد مطالعه، ۱۱ سال و منطقه بهینه جمع‌کننده خورشیدی از نوع سهموی^۲ (CPC) حدود ۳۸ متر مربع می‌باشد. در نهایت این مطالعه نشان داد که سیستم جذب سطحی دو بستره خورشیدی برای شهر پرت، استرالیا اقتصادی می‌باشد.

الباسوسی و همکاران [۵۷] به مطالعه یک سیستم ترکیبی جدید، شامل سیستم (AD)^۳ با سیستم (HDH)^۴ برای تولید آب شیرین کن و قدرت خنک‌کننده همزمان پرداختند. این سیستم عمدتاً توسط

^۱ cyclic chiller system coefficient of performance

^۲ compound parabolic collector (CPC)

^۳ Adsorption desalination

^۴ humidification-dehumidification desalination

منبع انرژی با درجه حرارت پایین (گاز طبیعی) تأمین می‌شود؛ در حالی که پانل‌های فتوولتائیک (PV) برای راه‌اندازی اجزای کمکی سیستم دارای پمپ استفاده می‌شود. این مطالعه در برگیرنده یک مدل ترمو اقتصادی توسعه یافته برای بررسی تأثیر پارامترهای مختلف بر عملکرد سیستم و هزینه محصولات می‌باشد. نتایج مطالعه نشان داد که، سیستم در حالت بهینه می‌تواند ۲۱/۷۵ کیلوگرم آب شیرین در ساعت تحویل دهد. ضریب عملکرد و ظرفیت سرمایش این سیستم ترکیبی به ترتیب ۲/۵۳ و ۰/۴۶ کیلو وات ثبت نموده‌اند. علاوه بر این مقایسه‌ای بین سیستم ترکیبی جدید با سیستم (HDH) سنتی انجام شده است. نتایج کلی این پژوهش نشان می‌دهد، عملکرد سیستم ترکیبی جدید به‌طور قابل توجهی بهبود یافته و شامل صرفه جویی ۳۰ تا ۴۰ درصدی هزینه‌های آب شیرین کن می‌باشد.

بصراوی و همکاران [۵۸] به بررسی فنی و اقتصادی سیستم سرمایش جذب سطحی خورشیدی پرداختند. این سیستم خنک‌کننده، نیاز سرمایش یک ساختمان اداری در منطقه گرمسیر کوالالامپور را پوشش می‌دهد. تجزیه و تحلیل انرژی با استفاده از نرم افزار (Equest) شبیه سازی شد. اجزای اصلی این شبیه سازی یک سیستم جذب سطحی دو بستره با کلکتورهای صفحه تخت می‌باشد که شبیه سازی کلکتور تخت در نرم افزار دیگری (Watsun) انجام شده است. مدل ارائه شده با سایر مطالعات قبلی قابل مقایسه می‌باشد. تحلیل اقتصادی بر مبنای صرفه جویی هزینه‌ها انجام گرفته است. تجزیه و تحلیل در سه مقدار کسر خورشیدی (Solar fraction) مورد مطالعه قرار گرفت. نتایج این پژوهش نشان می‌دهد از نظر اقتصادی، دیگ بخار طبیعی راه حل بهتری از هیتر برقی به‌عنوان بخار کمکی می‌باشد. برای دیگ بخار طبیعی با کاهش کسر خورشیدی، سود خالص افزایش می‌یابد که بالاترین سود خالص ۱۵/۶۰۰ دلار برای کسر خورشیدی ۰/۳۳ بود. با این حال، از آنجا که انرژی بیشتری برای بخار کمکی، در کمترین کسر خورشیدی استفاده می‌شود، انتظار می‌رود که گازهای گلخانه‌ای بیشتری آزاد شوند؛ بنابراین انتشار گازهای گلخانه‌ای برای تمامی قسمت‌های خورشیدی باید در نظر گرفته شود.

سها و همکاران [۵۹] به مطالعه یک سیستم جذب سطحی خورشیدی به عنوان جایگزین یک سیستم تراکمی پرداخته‌اند. سیستم‌های جذب سطحی به دلیل آلودگی کمتر، سازگار با محیط زیست می‌باشند. عملکرد سیستم جذب سطحی به شدت به پارامترهای ورودی نظیر کلکتور خورشیدی، مخزن ذخیره آب داغ، هیتر پشتیبان و غیره بستگی دارد. این مطالعه در آب و هوای شهر استرالیا انجام شده است. نتایج این مطالعه نشان می‌دهد که افزایش سایز کلکتور و حجم مخزن، باعث افزایش ضریب عملکرد و در عین حال مصرف انرژی هیتر پشتیبان کاهش می‌یابد و ذخیره سازی حجم مخزن از سطح کلکتور حساس‌تر است. از تحلیل اقتصادی نتیجه گرفتند که حجم تانک ذخیره ۳۰ متر مکعبی و سطح کلکتور ۵۷۶ متر مربعی، کم‌ترین هزینه سالانه را دارد. علاوه بر این ظرفیت هیتر پشتیبان برای رضایت خاطر ۱۰۰ کیلو وات در نظر گرفته شده است.

ژان و همکاران [۶۰] به مطالعه یک سیستم ترکیبی سرمایش، گرمایش و توان می‌پردازند که متشکل از یک سیستم ژنراتور توزیع شده^۱ و یک پمپ حرارتی خورشیدی (HPNE-CCHP)^۲ می‌باشد. پمپ حرارتی خورشیدی استفاده شده در این پژوهش سیکل جذب سطحی می‌باشد. برای بدست آوردن ظرفیت بهینه سیستم ترکیبی از الگوریتم ژنتیک (NSGA-II)^۳ استفاده شده و انتشارات آلاینده‌گی چرخه زندگی (LCPE)^۴ شده است. همچنین یک مدل اقتصادی (MIESM)^۵ برای کارکرد سیکل در نظر گرفته و در نهایت این سیستم ترکیبی برای یک ساختمان در شمال چین ساخته شد. نتایج شبیه سازی نشان داد که، سیستم ترکیبی در مقایسه با یک سیستم (CCHP) سنتی اقتصادی‌تر و سازگار با محیط زیست می‌باشد.

^۱ distributed generator

^۲ high proportion of new energy access-combined cooling, heating, and power

^۳ nondominated sorting genetic algorithm-II

^۴ life cycle pollutant emissions

^۵ mixed integer economic scheduling model

بوونومانو و همکاران [۶۱] به مطالعه سیستم‌های خورشیدی چند منظوره جذب سطحی پرداخته و برای شبیه سازی از نرم افزار MATLAB استفاده کرده‌اند. این سیستم‌ها در زمینه انرژی، اقتصادی و زیست محیطی بودن، مورد تحلیل و بررسی قرار دادند. همچنین برای انتخاب پیکربندی بهینه، یک مطالعه موردی جامع پارامتری و عملکردی در شرایط مختلف آب و هوایی و تجزیه و تحلیل در قسمت ساختمانی، اداری، مسکونی و در شرایط مختلف آب و هوای اروپا صورت گرفت. سیستم‌های خورشیدی چند منظوره نسل جدید، دارای قابلیت تولید هم‌زمان، برق، سرمایش و گرمایش می‌باشند؛ برق تولید شده می‌تواند مصرف و یا به شبکه بیرونی فروخته شود. با استفاده از این تحلیل رهنمودهایی جامع برای طراحان سیستم، متصدیان عملی ارائه شد.

دان و همکاران [۶۲] به بهینه سازی و مقایسه فنی و اقتصادی چهار سیستم سرمایش پرداخته‌اند، که شامل سیستم تراکمی بخار با (STPV^۱)، سیستم جذب حجمی تک اثره، سیستم جذب سطحی و سیستم ترکیبی تراکمی با سیکل رانکین می باشند. این سیستم‌ها با یک سیستم تراکمی بخار برقی معمولی مقایسه، در نرم افزار TRANSYS شبیه سازی و با داده‌های آب و هوای هفت شهر در استرالیا مطابقت داده و آنالیز اقتصادی از روش هزینه تولید واحد (UCC^۲) برای تمامی سیستم‌ها محاسبه شده است. نتایج این پژوهش نشان می دهد که سیستم تراکمی بخار با (STPV) کم‌ترین (UCC) به مقدار ۰/۲۱ دلار بر کیلو وات ساعت برای هفت شهر استرالیا را دارد. به‌طور کلی (UCC) سیستم تراکمی بخار با سیکل رانکین در مقایسه با سیستم تراکم بخار برقی معمولی به ترتیب ۵ و ۱۰ درصد کمتر از سیستم جذب سطحی و جذب حجمی می‌باشد.

^۱ semi-transparent photovoltaics

^۲ unit cooling cost

۲-۴ معرفی کار حاضر و نوآوری

رایج‌ترین و قدیمی‌ترین سیستم‌های سرمایش و تولید برودت سیستم‌های تراکمی بخار و جذب حجمی می‌باشند. مصرف بالای انرژی و محدودیت منابعی همچون گاز و برق، همچنین هزینه‌های تعمیر و نگهداری زیاد این سیستم‌ها، باعث شده است تا مطالعات جدیدی در زمینه سیستم‌های جذب سطحی آغاز شود. از سوی دیگر آلاینده‌های زیست محیطی سیستم‌های جذب سطحی نسبت به سیستم‌های تراکمی بخار و جذب حجمی بسیار کمتر است. بنابراین سیستم جذب سطحی به‌عنوان روشی جدید برای جایگزینی سیستم‌های تراکمی و جذب حجمی در نظر گرفته شده است. از این رو مطالعه سیستم‌های سرمایش جذب سطحی از مباحث به روز به حساب می‌آید.

بسیاری از مطالعات پیشین، در زمینه آنالیز فنی و اقتصادی سیستم‌های سرمایش تراکمی و جذب حجمی می‌باشد و تاکنون مطالعه‌ای جامع که تحلیل فنی و اقتصادی، سیستم‌های جذب حجمی و جذب سطحی را در نظر گرفته باشد، انجام نشده است. همچنین مطالعه‌ای که تمام هزینه‌های عملیاتی سیستم شامل (هزینه سوخت، برق، آب) و همچنین روش هزینه چرخه زندگی (LCC) در طول عمر مفید سیستم را در نظر گرفته باشد، وجود ندارد. در نتیجه پژوهش حاضر، دو نوع پیکره‌بندی رایج از سیستم‌های جذب حجمی و جذب سطحی با جاذب و مبرد مختلف را در نظر گرفته است. هدف این پژوهش، تحلیل ترمودینامیکی (انرژی) و اقتصادی سیستم‌های انتخاب شده می‌باشد.

در ادامه مزایا و نوآوری پژوهش حاضر در مقایسه با تحقیقات پیشین ارائه خواهد شد:

- تحلیل فنی از دیدگاه قانون اول ترمودینامیک، شامل مقادیر انتقال حرارت اجزای مختلف سیکل و ضریب عملکرد سیستم جذب حجمی و جذب سطحی
- بررسی تأثیر پارامترهای مختلف ورودی بر عملکرد سیستم جذب حجمی و جذب سطحی

- تحلیل اقتصادی شامل محاسبه هزینه کل سرمایه‌گذاری اولیه، هزینه‌های عملیاتی از جمله هزینه‌های سوخت، برق و آب مصرفی، همچنین هزینه‌های تعمیر و نگهداری و هزینه کل سالانه سیستم جذب حجمی و جذب سطحی
- بررسی تأثیر پارامترهای مختلف ورودی بر هزینه کل سرمایه و هزینه کل سالانه سیستم جذب حجمی و جذب سطحی
- محاسبه هزینه چرخه زندگی (LCC) در طول عمر مفید سیستم جذب حجمی و جذب سطحی با در نظر گرفتن ارزش فعلی پول
- ارزیابی و مقایسه سیستم جذب حجمی و جذب سطحی اعم از مقادیر ضریب عملکرد، انتقال حرارت ورودی به ژنراتور و بسترها، کار پمپ، هزینه کل سرمایه‌گذاری اولیه، هزینه‌های عملیاتی، هزینه کل سالانه، هزینه چرخه زندگی و...

سیستم‌های سرمایشی مورد بررسی عبارت‌اند از:

- سیستم سرمایشی جذب حجمی تک اثره لیتیوم بروماید-آب
 - سیستم سرمایشی جذب سطحی دو بستره سیلیکاژل-آب
- منبع حرارتی در نظر گرفته شده برای دو سیکل انتخابی، بویلر آب داغ می‌باشد و دمای آب داغ ورودی به سیکل‌ها ۹۰ درجه سانتی‌گراد می‌باشد.
- آرایش سیستم‌ها در فصل سوم به طور کامل ارائه خواهد شد.

فصل ۳: مدل سازی ویان کلی مستط

۳-۱ مقدمه

این فصل از دو بخش کلی (ترمودینامیکی-اقتصادی) تشکیل شده است. بخش اول، مربوط به روابط ترمودینامیکی می‌باشد، که ابتدا به توصیف عملکرد سیکل جذب حجمی تک اثره لیتیوم بروماید-آب و سیکل جذب سطحی دو بستره سیلیکاژل-آب، پرداخته می‌شود. در ادامه، روابط ترمودینامیکی از دیدگاه قانون اول ترمودینامیک بصورت معادلات جرم و انرژی برای اجزای مختلف سیکل‌ها، نوشته خواهد شد. بخش دوم به مبحث اقتصادی پرداخته می‌شود و توابع هزینه سرمایه‌گذاری، هزینه‌های عملیاتی و هزینه‌های کل سالانه بیان می‌شود. در نهایت برای ارزیابی و مقایسه سیستم جذب حجمی و سطحی، روش هزینه چرخه زندگی (LCC) در طول عمر مفید سیستم با در نظر گرفتن ارزش فعلی پول، ارائه خواهد شد.

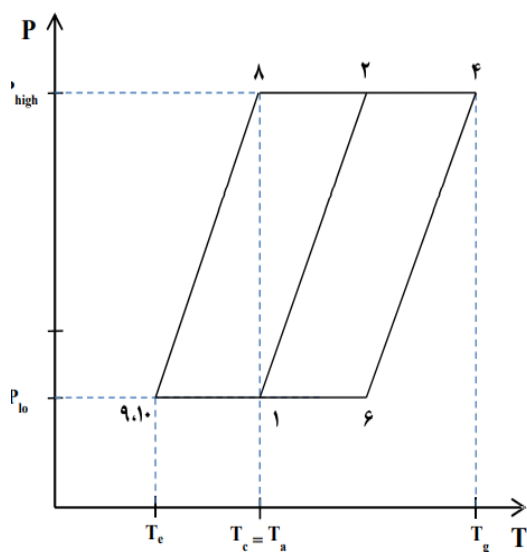
۳-۲ تحلیل ترمودینامیکی سیکل جذب حجمی و جذب سطحی

۳-۲-۱ سیکل جذب حجمی تک اثره لیتیوم بروماید-آب

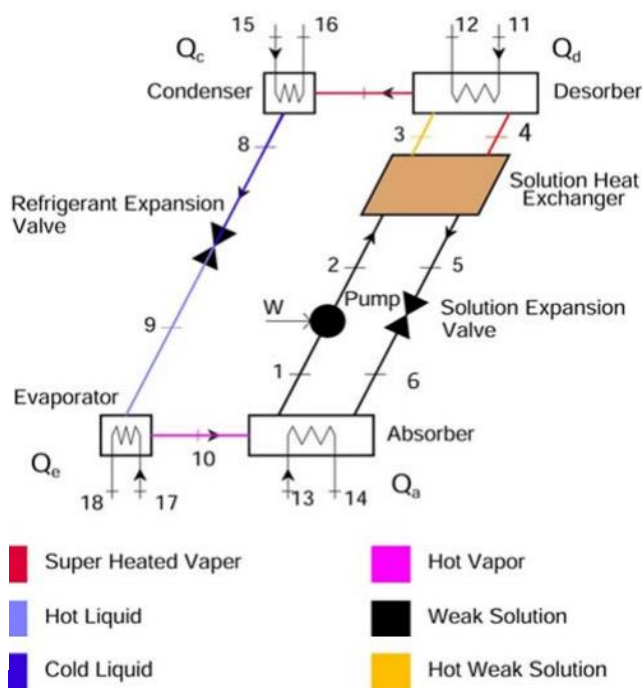
سیستم جذب حجمی تک اثره از: اواپراتور، ابزوربر (محفظه جاذب)، ژنراتور، کندانسور، مبدل حرارتی محلول، پمپ، شیر انبساط محلول و مبرد، تشکیل شده است. در سیکل تک اثره، معمولاً یک مبدل حرارتی بین ژنراتور و ابزوربر قرار می‌گیرد که، حرارت را از محلول غلیظ به محلول رقیق منتقل کرده و باعث بهبود عملکرد سیستم خواهد شد [۷۹].

با توجه به شکل (۳-۱) سیستم جذب حجمی تک اثره بین دو مرحله فشار عمل می‌کند که فشار بالا و پایین به ترتیب فشار اشباع در دماهای کندانسور و اواپراتور می‌باشد. روش کار سیکل تک اثره بدین صورت می‌باشد: محلول لیتیوم بروماید رقیق خروجی از ابزوربر (نقطه ۱) به وسیله پمپ (نقطه ۲) وارد مبدل

حرارتی محلول شده و پس از تبادل حرارت با محلول غلیظ به سمت ژنراتور (نقطه ۳) در حرکت می‌باشد، در ژنراتور انرژی گرمایی به محلول داده می‌شود و مبرد با جوشیدن از محلول لیتیوم بروماید-آب جدا شده و بر اثر افزایش حجم و فشار مبرد، فشار ژنراتور بالا می‌رود.



(ب)



(الف)

شکل ۳-۱: (الف) چرخه داخلی و خارجی [۲۷]، (ب) نمودار دما و فشار سیکل جذب حجمی تک اثره [۲۹]

بخار مبرد برای سرد شدن به سمت کندانسور (نقطه ۷) جریان می‌یابد، در آنجا به وسیله تقطیر مبرد، گرما به محیط دفع می‌شود و مایع تقطیر شده (نقطه ۸) از یک شیر انبساط عبور کرده که فشار مبرد کاهش می‌یابد و به اواپراتور (نقطه ۹) وارد می‌شود. در اواپراتور مبرد، گرما را از محیط دریافت و تبخیر می‌شود (تولید سرمایش) و سپس این بخار، وارد ایزوربر شده (نقطه ۱۰) و سیکل ادامه پیدا می‌کند، در حالی که محلول غلیظ خروجی از ژنراتور (نقطه ۴) که در اثر انرژی گرمایی، مبرد از دست داده، وارد مبدل حرارتی

شده و با دفع حرارت به محلول رقیق، کاهش دما پیدا کرده (نقطه ۵) و بعد از عبور از یک شیر انبساط (نقطه ۶)، فشار آن کاهش پیدا کرده و وارد ابزوربر می شود تا مجدداً بخار مبرد را جذب کند و بدین ترتیب سیکل جذبی کامل می شود [۳۱].

هر یک از اجزای چیلر جذبی (ژنراتور، کندانسور، اواپراتور، ابزوربر) به عنوان یک مبدل حرارتی (پوسته-لوله) در نظر گرفته می شوند. در حالی که کندانسور معمولاً متشکل از مجموعه لوله های افقی است که آب خنک کننده از برج داخل لوله جریان دارد و بخار مبرد خروجی از ژنراتور در سطح خارجی لوله تقطیر می شود. ژنراتور نیز مجموعه لوله های افقی است که آب گرم ورودی محرک سیستم داخل لوله و محلول لیتیوم بروماید-آب در سطح خارجی لوله ها جریان دارند و مبرد با گرفتن گرما از آب گرم، تبخیر می شود. همچنین مبدل حرارتی محلول به صورت دو لوله هم مرکز بوده که محلول سرد درون لوله داخلی و محلول گرم در فضای بین دو لوله جریان دارد. ابزوربر به صورت مجموعه لوله های عمودی است که در داخل لوله آب خنک کننده از برج جریان داشته و محلول لیتیوم بروماید-آب بر سطح خارجی لوله به سمت پایین حرکت می کند و بخار خروجی از اواپراتور را جذب می نماید. اواپراتور نیز به صورت مجموعه لوله های عمودی است که مایع خروجی از کندانسور در سطح خارجی لوله تبخیر شده و گرما را از آب داخل لوله می گیرد و آب سرد تولید شده در لوله برای تولید سرمایش بکار گرفته می شود [۳۵].

۳-۲-۱-۱ تحلیل ترمودینامیکی سیکل جذب حجمی

تحلیل انرژی سیستم های خنک کننده مستلزم به کارگیری روابط بقای جرم و انرژی برای هر جز سیستم می باشد.

با در نظر گرفتن هر جزء سیستم به صورت یک حجم کنترل با جریان های ورودی و خروجی، قانون

پیوستگی جرم به شکل زیر می باشد:

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

$\dot{m}$ نشان دهنده دبی جریان جرمی و اندیس‌های in و out به ترتیب جریان‌های ورودی و خروجی می‌باشند. همچنین برای محلول لیتیوم بروماید-آب در سیستم سرمایش که دارای غلظت متغیر x (درصد جرمی لیتیوم بروماید محلول در آب) می‌باشد [۳۲-۳۳]، پایستگی جرم برای جزء لیتیوم بروماید از رابطه (۲-۳) در نظر گرفته می‌شود:

$$\sum (\dot{m}x)_{in} = \sum (\dot{m}x)_{out} \quad (۲-۳)$$

به‌طور کلی در یک سیستم جریان باز، سه نوع انتقال انرژی از سطح حجم کنترل وجود دارد: انتقال انرژی کار، انتقال انرژی حرارت و انتقال انرژی جریان (انرژی ناشی از انتقال جرم). قانون اول ترمودینامیک یا معادله پایستگی انرژی برای فرآیند سیستم جریان باز و حالت دائم با صرف نظر کردن از انرژی‌های جنبشی و پتانسیل به‌صورت رابطه (۳-۳) نوشته می‌شود:

$$\sum (\dot{m}h)_{in} + \sum \dot{Q}_{in} - \sum \dot{Q}_{out} = \sum (\dot{m}h)_{out} + \dot{W} \quad (۳-۳)$$

در رابطه فوق $\dot{Q}$ نرخ انتقال حرارت، $\dot{W}$ نرخ یا توان کار مبادله شده و h آنتالپی واحد جرم است. توجه به این نکته ضروری است که انتقال گرما به سیستم و انتقال کار از سیستم، مثبت در نظر گرفته می‌شود.

مدل ترمودینامیکی ابزاری توانمند برای شبیه‌سازی سیکل‌های جذبی است که به کمک آن می‌توان تأثیر پارامترهای مختلف را بر عملکرد سیستم بررسی کرد.

۳-۲-۱-۱-۱ فرضیات و ورودی‌های به کار رفته در شبیه‌سازی سیکل جذب حجمی
برای بررسی عملکرد سیکل جذب حجمی، فرضیات ساده کننده و مقادیر ورودی باید در نظر گرفته شوند، این فرضیات عبارت‌اند از [۵۵، ۳۵]:

- عملکرد سیستم تحت شرایط پایا در نظر گرفته شده است.
- از افت حرارتی و افت فشار در طول تمام فرآیندها صرف نظر شده است.
- محلول خروجی از ژنراتور و جذب کننده به صورت اشباع می باشد.
- مبرد خروجی از کندانسور به صورت مایع اشباع و خروجی از اواپراتور به صورت بخار اشباع می باشد.
- فرآیند در شیرهای انبساط به صورت آنتالپی ثابت می باشد.
- ضرایب انتقال حرارت برای مؤلفه های سیستم، ثابت در نظر گرفته شده است.
- تغییر فشار در شیرهای انبساط و پمپ وجود دارد.
- پمپ آیزنتروپیک است.

برای بررسی عملکرد سیستم، مقادیر پارامترهای ورودی برای سیکل جذب حجمی شامل:

دمای ژنراتور (T_g)، دمای اواپراتور (T_e)، دمای کندانسور (T_c)، دمای ابزوربر (T_a)، ضریب کارایی مبدل حرارتی (ϵ_{hx})، بازده پمپ (η_p) و بار سرمایشی موردنیاز ($\dot{Q}_e$) و

در ادامه، معادلات پایستگی جرم و انرژی برای هر یک از اجزای سیستم به صورت مجزا توضیح داده خواهد شد.

۳-۲-۱-۱-۲ تحلیل انتقال حرارت حلقه داخلی سیکل جذب حجمی

۳-۲-۱-۱-۲ تحلیل ژنراتور

قانون اول ترمودینامیک برای ژنراتور به صورت رابطه (۳-۴) است:

$$\dot{Q}_d = \dot{m}_f h_f + \dot{m}_v h_v - \dot{m}_3 h_3 \quad (3-4)$$

در رابطه فوق $\dot{Q}_d$ نرخ حرارت انتقال یافته در ژنراتور، $\dot{m}_f$ ، $\dot{m}_v$ و $\dot{m}_3$ به ترتیب دبی های جرمی و آنتالپی های ورودی و خروجی محلول از ژنراتور، همچنین $\dot{m}_v$ و h_v دبی جرمی و آنتالپی بخار مبرد خروجی از ژنراتور می باشند [۶۳، ۳۳].

قانون بقای جرم برای ژنراتور به صورت رابطه (۵-۳) حاصل می شود:

تا زمانی که دو نوع ماده وجود داشته باشد (لیتیوم بروماید-آب) فقط دو رابطه تعادل جرم مستقل خواهیم داشت. به عنوان مثال، تعادل جرم در ژنراتور، که می توان آن را بر پایه جرم کل نوشت.

$$\dot{m}_3 = \dot{m}_f + \dot{m}_v \quad (5-3)$$

تعادل لیتیوم بروماید، با فرض اینکه بخار ترک کننده ژنراتور فاقد نمک باشد، به صورت رابطه (۶-۳) حاصل می شود.

$$\dot{m}_3 X_3 = \dot{m}_f X_f \quad (6-3)$$

X_f و X_3 درصد غلظت محلول ورودی و خروجی از ژنراتور (غلظت لیتیوم بروماید در محلول رقیق و غلیظ) در نظر گرفته شده است.

۳-۲-۱-۱-۲-۲ تحلیل کندانسور

معادلات بالانس جرم و انرژی برای کندانسور به صورت روابط (۷-۳) و (۸-۳) حاصل می شوند:

$$\dot{Q}_c = \dot{m}_v (h_v - h_\lambda) \quad (7-3)$$

$$\dot{m}_v = \dot{m}_\lambda \quad (8-3)$$

در روابط فوق $\dot{Q}_c$ نرخ حرارت دفع شده در کندانسور، $\dot{m}_v$ ، $\dot{m}_\lambda$ و h_v ، h_λ به ترتیب دبی های جرمی و آنتالپی های ورودی و خروجی به کندانسور می باشند [۶۳، ۳۳].

۳-۲-۱-۱-۲-۳ تحلیل اواپراتور

معادلات بالانس جرم و انرژی برای اواپراتور به صورت روابط (۹-۳) و (۱۰-۳) حاصل می شوند:

$$\dot{Q}_e = \dot{m}_a(h_{1.} - h_a) \quad (9-3)$$

$$\dot{m}_a = \dot{m}_{1.} \quad (10-3)$$

در روابط فوق $\dot{Q}_e$ نرخ حرارت منتقل شده به اواپراتور، $\dot{m}_a$ ، $\dot{m}_{1.}$ و h_a ، $h_{1.}$ به ترتیب دبی‌های جرمی و آنتالپی‌های مبرد ورودی و خروجی به اواپراتور می‌باشند [۶۳، ۳۳].

۳-۲-۱-۱-۲-۴ تحلیل محفظه جاذب

معادلات بالانس جرم و انرژی برای محفظه جاذب به صورت روابط (۱۱-۳)، (۱۲-۳) و (۱۳-۳) حاصل می‌شوند:

$$\dot{Q}_a = \dot{m}_{1.} h_{1.} + \dot{m}_e h_e - \dot{m}_1 h_1 \quad (11-3)$$

$$\dot{m}_1 = \dot{m}_e + \dot{m}_{1.} \quad (12-3)$$

$$\dot{m}_1 X_1 = \dot{m}_e X_e \quad (13-3)$$

در روابط فوق $\dot{Q}_a$ نرخ حرارت منتقل شده به ابزوربر، $\dot{m}_e$ ، $\dot{m}_1$ و h_e ، h_1 و X_e ، X_1 به ترتیب دبی‌های جرمی، آنتالپی‌های و درصدهای غلظت لیتیوم بروماید، محلول خروجی و ورودی به محفظه جاذب، همچنین $\dot{m}_{1.}$ ، $h_{1.}$ دبی جرمی و آنتالپی بخار مبرد ورودی به محفظه جاذب می‌باشند [۶۳، ۳۳].

۳-۲-۱-۱-۲-۵ تحلیل مبدل حرارتی

معادلات بالانس انرژی برای قسمت گرم و سرد مبدل حرارتی^۱ به صورت روابط (۱۴-۳)، (۱۵-۳) و (۱۶-۳) حاصل می‌شوند:

$$\dot{Q}_{hx-h} = \dot{m}_e h_e - \dot{m}_\Delta h_\Delta \quad (14-3)$$

^۱ Solution Heat Exchanger

$$\dot{Q}_{hx-c} = \dot{m}_3 h_3 - \dot{m}_2 h_2 \quad (15-3)$$

$$\dot{Q}_{hx-h} = \dot{Q}_{cx-c} \quad (16-3)$$

ضریب کارایی مبدل حرارتی محلول از رابطه (۱۷-۳) بدست می‌آید:

$$\varepsilon_{hx} = \frac{T_4 - T_5}{T_4 - T_2} \quad (17-3)$$

در روابط فوق $\dot{Q}_{hx-c}$ و $\dot{Q}_{hx-h}$ نرخ انتقال حرارت تبادل یافته در مبدل حرارتی، $\dot{m}_2$ ، $\dot{m}_3$ و h_2 ، h_3 و T_2 ، T_4 به ترتیب دبی جرمی، آنتالپی و دمای محلول ورودی به مبدل حرارتی در حالت رقیق و غلیظ، همچنین $\dot{m}_5$ ، $\dot{m}_3$ و h_5 ، h_3 و T_5 ، T_3 به ترتیب دبی جرمی، آنتالپی و دمای محلول خروجی از مبدل در حالت رقیق و غلیظ می‌باشند.

قانون بقای جرم، برای مبدل حرارتی محلول به صورت روابط (۱۸-۳)، (۱۹-۳)، (۲۰-۳) و (۲۱-۳)

حاصل می‌شوند:

$$\dot{m}_2 = \dot{m}_3 \quad (18-3)$$

$$\dot{m}_4 = \dot{m}_5 \quad (19-3)$$

$$X_2 = X_3 \quad (20-3)$$

$$X_4 = X_5 \quad (21-3)$$

ضمناً X_2 ، X_4 و X_3 ، X_5 به ترتیب درصدهای غلظت لیتیوم بروماید در محلول ورودی و خروجی به مبدل حرارتی در حالت رقیق، غلیظ می‌باشند [۶۳، ۳۳].

۳-۲-۱-۱-۶ تحلیل شیر انبساط

در شیر انبساط مبرد^۱، طی فرآیندی، آنتالپی ثابت و بدون انجام کار و انتقال حرارت، مبرد خروجی از کندانسور از قسمت فشار بالا به قسمت فشار پایین انتقال می‌یابد.

معادلات بالانس جرم و انرژی برای شیر انبساط مبرد به صورت روابط (۳-۲۲) و (۳-۲۳) حاصل می‌شوند:

$$h_{\lambda} = h_{\eta} \quad (۳-۲۲)$$

$$\dot{m}_{\lambda} = \dot{m}_{\eta} \quad (۳-۲۳)$$

در روابط فوق h_{λ} ، h_{η} و $\dot{m}_{\lambda}$ ، $\dot{m}_{\eta}$ به ترتیب آنتالپی و دبی جرمی مبرد ورودی و خروجی شیر انبساط می‌باشند [۳۳].

۳-۲-۱-۱-۷ تحلیل شیر انبساط محلول

در شیر انبساط، محلول طی فرآیندی آنتالپی ثابت و بدون انجام کار و انتقال حرارت، محلول خروجی مبدل حرارتی از قسمت فشار بالا به قسمت فشار پایین انتقال می‌یابد.

معادلات بالانس جرم و انرژی برای شیر انبساط محلول به صورت روابط (۳-۲۴)، (۳-۲۵) و

(۳-۲۶) حاصل می‌شوند:

$$h_{\delta} = h_{\epsilon} \quad (۳-۲۴)$$

$$\dot{m}_{\delta} = \dot{m}_{\epsilon} \quad (۳-۲۵)$$

$$X_{\delta} = X_{\epsilon} \quad (۳-۲۶)$$

^۱ Refrigerant Expansion Valve

در روابط فوق h_Δ ، h_ϵ و $\dot{m}_\Delta$ ، $\dot{m}_\epsilon$ و X_Δ ، X_ϵ به ترتیب آنتالپی، دبی جرمی و درصد غلظت لیتیوم بروماید محلول ورودی و خروجی شیر انبساط می باشند [۳۳].

۳-۲-۱-۱-۲-۸ تحلیل پمپ

معادلات بالانس جرم و انرژی برای پمپ به صورت روابط (۳-۲۷)، (۳-۲۸) و (۳-۲۹) حاصل می شوند:

$$\dot{W}_{\text{pump}} = \dot{m}_r h_r - \dot{m}_1 h_1 \quad (3-27)$$

$$\dot{m}_1 = \dot{m}_r \quad (3-28)$$

$$X_1 = X_r \quad (3-29)$$

توان ایده آل مورد نیاز پمپ به صورت رابطه (۳-۳۰) است:

$$\dot{W}_{\text{pump, id}} = \dot{m}_1 V_1 (P_r - P_1) \quad (3-30)$$

بازده پمپ به صورت نسبت توان ایده آل به توان واقعی ورودی ($\dot{W}_{\text{pump}}$ میزان توان واقعی مصرفی پمپ) تعریف شده است. به این ترتیب آنتالپی نقطه ۲، از رابطه (۳-۳۱) حاصل می شود:

$$\eta_{\text{pump}} = \frac{\dot{W}_{\text{pump, id}}}{\dot{W}_{\text{pump}}} = \frac{V_1 (P_r - P_1)}{h_r - h_1} \rightarrow h_r = h_1 + \frac{V_1 (P_r - P_1)}{\eta_{\text{pump}}} \quad (3-31)$$

در روابط فوق $\dot{m}_1$ ، $\dot{m}_r$ و P_1 ، P_r (فشار قسمت های بالا و پایین سیستم) و X_1 ، X_r به ترتیب دبی جرمی، فشارکاری و درصد غلظت لیتیوم بروماید در محلول ورودی و خروجی پمپ و V_1 حجم مخصوص محلول لیتیوم بروماید در نقطه ۱ (که تقریباً برابر با حجم مخصوص نقطه ۲) می باشند [۳۳].

موازنه کلی چرخه انرژی به صورت رابطه (۳-۳۲) می باشد:

$$\dot{Q}_g + \dot{Q}_e + \dot{W}_{\text{pump}} = \dot{Q}_c + \dot{Q}_a \quad (3-32)$$

۳-۲-۱-۱-۲-۹ ضریب عملکرد

در مورد سیستم‌های سرمایش جذب حجمی باید به این مسئله توجه داشت که، کار مکانیکی مصرفی این سیستم‌ها، از کار مکانیکی سیستم‌های تبرید تراکمی، کمتر است و ضریب عملکرد سیستم‌های تبرید تراکمی بالاتر از این سیستم‌ها می‌باشد؛ چرا که کار انجام شده توسط کمپرسور، معادل جمع جبری گرمای تبدلی در ژنراتور، جذب کننده و کار ورودی پمپ می‌باشد. از آنجا که گرمای جذب کننده، منفی است و مقدار کار انجام شده توسط پمپ بسیار اندک است، در نتیجه گرمای ژنراتور بسیار بیشتر از کار کمپرسور می‌باشد. از طرفی فرایند داده شده به سیستم تبرید تراکمی، فرایند مکانیکی است که بسیار پر هزینه‌تر از انرژی حرارتی داده شده به سیستم تبرید جذبی می‌باشد.

پس از اینکه انتقال حرارت در هر جزء مورد محاسبه قرار گرفت، ضریب عملکرد سیستم سرمایش جذب حجمی به صورت رابطه (۳-۳۳) تعریف می‌شود:

$$\text{COP} = \frac{\dot{Q}_e}{\dot{Q}_d} \quad (3-33)$$

در رابطه فوق $\dot{Q}_e$ (بار سرمایشی خنک کننده) و $\dot{Q}_d$ انرژی گرمایی در اواپراتور و ژنراتور می‌باشند [۶۳].

۳-۲-۱-۱-۲-۳ تحلیل انتقال حرارت حلقه خارجی سیکل جذب حجمی

در شکل (۳-۱) شماتیکی از سیکل، با چهار حلقه سیال نشان داده شده است. هشت نقطه برای معرفی حالات ورودی و خروجی جریان مبدل حرارتی، وجود دارد. پروسه‌های انتقال جرم و حرارت کوپل شده در چهار گوشه سیکل با استفاده از رابطه انتقال حرارت (۳-۳۴) و رابطه تفاوت متوسط دمای لگاریتمی مبدل از رابطه (۳-۳۵) مدل سازی شده‌اند [۵۵].

$$\dot{Q}_k = U_k A_k \text{LMTD}_k \quad (3-34)$$

$$LMTD_k = \frac{(T_{h,1} - T_{c,1}) - (T_{h,2} - T_{c,2})}{\ln \frac{(T_{h,1} - T_{c,1})}{(T_{h,2} - T_{c,2})}} \quad (35-3)$$

$\dot{Q}_k$ ، نرخ انتقال حرارت در هر مبدل حرارتی از سیستم بر حسب (kW)
 U_k ، ضریب انتقال حرارت متوسط در هر مبدل حرارتی از سیستم بر حسب $(\frac{kw}{m^2 \cdot ^\circ k})$
 A_k ، سطوح انتقال حرارت در هر مبدل حرارتی از سیستم بر حسب (m^2)
 $LMTD_k$ ، تفاوت متوسط دمای لگاریتمی در هر مبدل حرارتی از سیستم بر حسب $(^\circ k)$
 h و c به ترتیب طرف گرم و سرد مبدل و اندیس‌های ۱ و ۲ به عنوان دو سمت مبدل در نظر گرفته می‌شود.

۳-۲-۱-۱-۳ حلقه خارجی ژنراتور

فرمول انتقال حرارت و تفاوت متوسط دمای لگاریتمی برای ژنراتور از روابط (۳۶-۳)، (۳۷-۳) و (۳۸-۳) حاصل می‌شوند:

$$\dot{Q}_d = \dot{m}_{11}(h_{11} - h_{12}) \quad (36-3)$$

$$\dot{Q}_d = U_d A_d LMTD_d \quad (37-3)$$

$$LMTD_d = \frac{(T_{11} - T_f) - (T_{12} - T_v)}{\ln \frac{(T_{11} - T_f)}{(T_{12} - T_v)}} \quad (38-3)$$

در روابط فوق $\dot{m}_{11}, h_{11}$ و h_{12} به ترتیب آنتالپی، دبی جرمی آب داغ محرکه ورودی و خروجی از ژنراتور، همچنین U_d, A_d و $LMTD_d$ به ترتیب ضریب انتقال حرارت، مساحت و تفاوت متوسط دمای لگاریتمی ژنراتور می‌باشند [۶۴، ۲۷].

۳-۲-۱-۱-۳ حلقه خارجی محفظه جاذب

فرمول انتقال حرارت و تفاوت متوسط دمای لگاریتمی برای محفظه جاذب از روابط (۳۹-۳)، (۴۰-۳) و (۴۱-۳) حاصل می‌شوند:

$$\dot{Q}_a = \dot{m}_{13}(h_{14} - h_{13}) \quad (39-3)$$

$$\dot{Q}_a = U_a A_a LMTD_a \quad (40-3)$$

$$LMTD_a = \frac{(T_6 - T_{14}) - (T_1 - T_{13})}{\ln \frac{(T_6 - T_{14})}{(T_1 - T_{13})}} \quad (41-3)$$

در روابط فوق h_{13} ، $\dot{m}_{13}$ و h_{14} به ترتیب آنتالپی، دبی جرمی آب خنک کننده ورودی و خروجی از محفظه جاذب، همچنین U_a ، A_a و $LMTD_a$ به ترتیب ضریب انتقال حرارت، مساحت و تفاوت متوسط دمای لگاریتمی محفظه جاذب می باشند [۶۴، ۲۷].

۳-۲-۱-۱-۳ حلقه خارجی کندانسور

فرمول انتقال حرارت و تفاوت متوسط دمای لگاریتمی برای کندانسور از روابط (۳-۴۲)، (۳-۴۳) و (۳-۴۴) حاصل می شوند:

$$\dot{Q}_c = \dot{m}_{15}(h_{16} - h_{15}) \quad (42-3)$$

$$\dot{Q}_c = U_c A_c LMTD_c \quad (43-3)$$

$$LMTD_c = \frac{(T_8 - T_{16}) - (T_8 - T_{15})}{\ln \frac{(T_8 - T_{16})}{(T_8 - T_{15})}} \quad (44-3)$$

در روابط فوق h_{15} ، $\dot{m}_{15}$ و h_{16} به ترتیب آنتالپی، دبی جرمی آب خنک کننده ورودی و خروجی از کندانسور، همچنین U_c ، A_c و $LMTD_c$ به ترتیب ضریب انتقال حرارت، مساحت و تفاوت متوسط دمای لگاریتمی کندانسور می باشند [۶۴، ۲۷].

۳-۲-۱-۱-۴ حلقه خارجی اواپراتور

فرمول انتقال حرارت و تفاوت متوسط دمای لگاریتمی برای اواپراتور از روابط (۳-۴۵)، (۳-۴۶) و (۳-۴۷) حاصل می شوند:

$$\dot{Q}_e = \dot{m}_{1v}(h_{1v} - h_{1\lambda}) \quad (45-3)$$

$$\dot{Q}_e = U_e A_e LMTD_e \quad (46-3)$$

$$LMTD_e = \frac{(T_{1v} - T_{1.}) - (T_{1\lambda} - T_q)}{\ln \frac{(T_{1v} - T_{1.})}{(T_{1\lambda} - T_q)}} \quad (47-3)$$

در روابط فوق h_{1v} ، $\dot{m}_{1v}$ و $h_{1\lambda}$ به ترتیب آنتالپی، دبی جرمی آب سرد شده ورودی و خروجی از اواپراتور، همچنین U_e ، A_e و $LMTD_e$ به ترتیب ضریب انتقال حرارت، مساحت و تفاوت متوسط دمای لگاریتمی اواپراتور می باشند [۶۴، ۲۷].

۳-۱-۱-۲-۳-۵ مبدل حرارتی

فرمول انتقال حرارت و تفاوت متوسط دمای لگاریتمی برای مبدل حرارتی از روابط (۳-۴۸) و (۳-۴۹) حاصل می شوند:

$$\dot{Q}_{hx} = U_{hx} A_{hx} LMTD_{hx} \quad (48-3)$$

$$LMTD_{hx} = \frac{(T_f - T_r) - (T_\delta - T_r)}{\ln \frac{(T_f - T_r)}{(T_\delta - T_r)}} \quad (49-3)$$

در روابط فوق U_{hx} ، A_{hx} و $LMTD_{hx}$ به ترتیب ضریب انتقال حرارت، مساحت و تفاوت متوسط دمای لگاریتمی مبدل حرارتی می باشند [۶۴، ۲۷].

۳-۲-۲ سیکل جذب سطحی دو بستره سیلیکاژل-آب

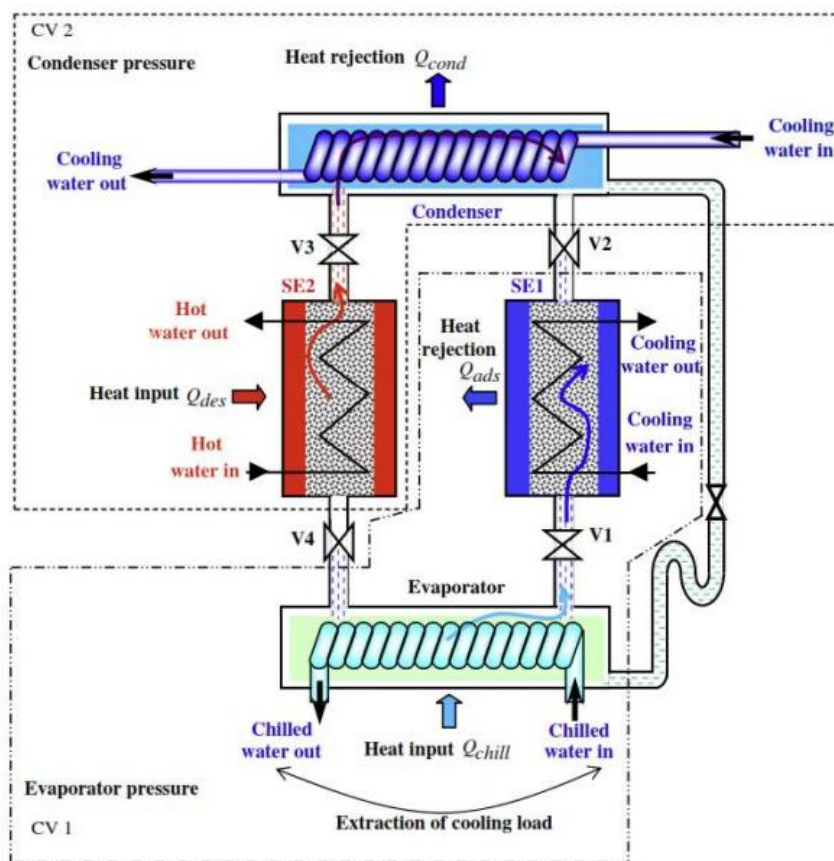
سیستم جذب سطحی دو محفظه‌ای مطابق شکل (۳-۲)، از دو مبدل (پوسته-لوله) به‌عنوان کندانسور و اواپراتور و دو مبدل (لوله-پره، که دانه‌های جاذب بین پره‌ها و سیال خنک‌کن و یا گرم درون لوله‌ها) به‌عنوان محفظه جذب (SE_1, SE_2) تشکیل شده است [۸۲].

در نیمی از زمان سیکل، مبرد داخل اواپراتور با دریافت گرما از آب سرد تأمین کننده بار سرمایشی سیکل (چیلد واتر^۲)، در فشار اواپراتور تبخیر می‌شود. با عبور آب سرد برج خنک‌کن (آب خنک‌کننده) از جذب کننده (SE_1)، جذب کننده سرد شده و با جذب مبرد توسط جاذب‌های مستقر در جذب کننده (SE_1)، فرآیند جذب سطحی انجام می‌گیرد. برای شروع فرآیند جداسازی مبرد از جاذب، ابتدا بایستی فشار جذب کننده به فشار کندانسور برسد؛ به همین دلیل در این مرحله از سیکل، ابتدا ارتباط جذب کننده با اواپراتور قطع شده سپس توسط آب گرم ورودی به جذب کننده، فرآیند پیش گرم انجام می‌گیرد. در فرآیند پیش گرم بدون اینکه مبردی از جاذب جدا شود، فشار جذب کننده (SE_1)، از فشار اواپراتور در یک ظرفیت ماده جذب شده (مبرد) ثابت^۳ به فشار کندانسور افزایش می‌یابد. هم‌زمان که این فرآیندها در جذب کننده (SE_1) انجام می‌گیرد، دفع کننده (SE_2) توسط آب گرم ورودی از منبع گرم، گرم شده و فرآیند جداسازی مبرد از جاذب‌ها آغاز می‌گردد. با انجام این فرآیند، ظرفیت ماده جذب شده در جاذب، کاهش یافته و تا زمانی که به کم‌ترین مقدار خود، یعنی ظرفیت ماده جذب شده لازم برای انجام فرآیند جذب سطحی، برسد، فرآیند جداسازی ادامه می‌یابد. سپس مبرد جدا شده، به طرف کندانسور جریان یافته و مبرد در کندانسور، توسط آب سرد حاصل از برج خنک‌کن (آب خنک‌کننده) چگالیده شده و از طریق لوله U شکل به طرف اواپراتور انتقال می‌یابد و مسیر بسته سیکل کامل می‌گردد.

^۱ Sorption Element ۲

^۲ Chilled water

^۳ Constant adsorption uptake



شکل ۳-۲: نمایی از چیلر جذب سطحی دو بستره [۱۷]

پس از اتمام فرآیند جداسازی در دفع کننده (SE۲)، برای آماده سازی دفع کننده جهت فرآیند جذب سطحی در نیم سیکل بعدی، که همان فشار کندانسور می باشد، بایستی به فشار اواپراتور تقلیل پیدا کند. به همین علت، فرآیند پیش سرد به دنبال فرآیند جداسازی در دفع کننده (SE۲) انجام می گیرد. در فرآیند پیش سرد، همانند فرآیند پیش گرم، ابتدا ارتباط دفع کننده با کندانسور و اواپراتور قطع شده و سپس توسط آب سرد برج خنک کن، فشار دفع کننده از فشار کندانسور به فشار اواپراتور کاهش می یابد. سیستم تبرید جذب سطحی در نیم سیکل دوم، مشابه نیم سیکل اول رفتار می کند. با این تفاوت که فرآیند نیم سیکل دوم، باید برخلاف فرآیندهای صورت گرفته در نیم سیکل اول باشد تا بار سرمایشی پیوسته ای از سیستم تبرید حاصل شود.

این پدیده‌ها به شکل قوانین ریاضی با استفاده از معادله‌های تعادل انرژی و جرم، بین مؤلفه‌های اصلی سیستم سرمایش، در بخش‌های زیر بیان می‌شود.

۳-۲-۱ تحلیل ترمودینامیکی سیکل جذب سطحی

عملکرد سیستم‌های جذب سطحی پیوسته، برخلاف سیستم‌های تبرید جذب حجمی، عملکردی متغیر با زمان^۱ داشته و کارکرد یکنواخت^۲ ندارد و عاملی که سبب غیر پایا بودن و کارکرد غیر یکنواخت سیستم سرمایش جذب سطحی می‌شود، وجود مرحله جذب و احیا است.

۳-۲-۱-۱ فرضیات و ورودی‌های به کار رفته در شبیه‌سازی سیکل جذب سطحی

در مدل سازی سیستم سرماش جذب سطحی به‌منظور ساده سازی مدل، فرضیاتی در نظر گرفته می‌شود که عبارت‌اند از [۵۴، ۸۱]:

- دمای جاذب، محفظه جذب و مبرد جذب شده در جاذب یکسان فرض می‌شود.
- در اواپراتور و کندانسور، دمای مبرد موجود در مبدل‌ها و بدنه مبدل یکسان فرض می‌شود.
- فشار در سراسر محفظه جذب، اواپراتور و کندانسور یکنواخت فرض می‌شود.
- گرمای جذب برابر مقدار ثابت، 2800 kJ/kg فرض می‌شود.
- از اختلاف فشار بین محفظه‌های جذب با اواپراتور و کندانسور در زمان اتصال با هر یک، صرف نظر می‌شود.
- از تلفات حرارتی در محفظه‌های جذب، اواپراتور و کندانسور صرف نظر می‌شود.
- بستر جاذب از ذرات با سایز یکنواخت و تخلخل ثابت، تشکیل شده است و ظرفیت گرمایی ویژه و چگالی جاذب خشک ثابت هستند.
- اجرای فرآیندهای جذب و احیا به‌طور هم‌زمان و زمان تعویض صفر در نظر گرفته می‌شود.

^۱ Transient

^۲ Steady state

در این بخش ابتدا به بررسی معادله حالت سیستم سرمایه‌ش جذب سطحی که از مهم‌ترین معادلات در تحلیل سیکل جذب سطحی می‌باشد، پرداخته می‌شود و در ادامه با استفاده از قانون اول ترمودینامیک، معادلات حاکم برای اجزای سیستم نوشته خواهد شد.

۲-۲-۱-۲-۲ معادله حالت جذب سطحی

حجم مبرد جذب شده توسط جاذب هنگامی که زمان واکنش بی نهایت باشد، مقدار تعادل جذب نامیده می‌شود، که یک پارامتر مهم برای زوج کار مبرد و جاذب می‌باشد. مدل‌های تعادل جذب برای جذب سطحی فیزیکی و جذب سطحی شیمیایی متفاوت است. برای حالت تعادل در جذب سطحی فیزیکی دو ویژگی مستقل وجود دارد که معمولاً باید فشار و دما در نظر گرفته شود. در حالی که برای حالت تعادل در جذب شیمیایی یک ویژگی وجود دارد که دما یا فشار به تنهایی در نظر گرفته می‌شود.

مدل‌های ایزوترمی که برای توصیف ظرفیت جذب سطحی تعادلی جاذب، با داده‌های آزمایشگاهی مورد مقایسه قرار می‌گیرند؛ بسته به نوع جاذب و مبردی که در سیستم تهویه مطبوع جذب سطحی از آن استفاده می‌شود، با یکدیگر متفاوت خواهد بود. معادلات دابینین^۱، معادله لانگ مویر^۲، معادله فریوندلیچ^۳ و معادله توث^۴، مدل‌های ایزوترمی جذب سطحی هستند که در زمینه سیستم‌های تهویه مطبوع استفاده شده‌اند. در این مدل‌ها، برخی از ضرایب به صورت آزمایشگاهی برای زوج کار جذب سطحی وجود دارند. در نتیجه رابطه نهایی بین غلظت جاذب، فشار سیستم و درجه حرارت سیستم می‌باشد که به عنوان معادله حالت جذب سطحی شناخته شده است [۶۵].

در این پژوهش از نظریه فریوندلیچ استفاده شده است.

^۱ Dubinin Equations

^۲ Langmuir Equations

^۳ Freundlich Equations

^۴ Toth Equations

۳-۲-۲-۱-۳ معادله فریوندلیچ

یکی از مشهورترین معادلات حالتی که معمولاً برای توصیف ایزوترم جذب سطحی مربوط به سیلیکاژل مورد استفاده قرار می‌گیرد، مدل فریوندلیچ می‌باشد. این مدل که بر پایه نظریه لانگ مویر بنا شده است، بر این فرض استوار می‌باشد که ابتدا، ماده جذب‌شونده در جایگاه‌های با انرژی قوی‌تر قرار می‌گیرد، سپس جایگاه‌های بعدی به ترتیب کاهش انرژی به وسیله مبرد اشغال می‌گردند.

فریوندلیچ یک مدل جذب تک لایه‌ای، با توزیع غیر همگن انرژی سایت‌های فعال به همراه برهم کنش بین مولکول‌های ماده جذب شده را ارائه می‌نماید و دقت قابل توجهی در توصیف جذب سطحی فیزیکی دارد؛ به‌طوری که فرم کلی آن در رابطه (۳-۵۰) آمده است.

$$q = q^{\infty} \left(\frac{p}{p_{\text{sat}}} \right)^{\frac{1}{k}} \quad (3-50)$$

در رابطه فوق q نشان دهنده ظرفیت جذب سطحی تعادلی است؛ یعنی نشان می‌دهد به ازای یک کیلوگرم جاذب، به چه میزان مبرد در شرایط تعادل جذب می‌شود. q^{∞} نشان دهنده حداکثر ظرفیت جذب سطحی، k ثابت، p فشار بخار داخل بستر جاذب و p_{sat} فشار بخار اشباع در دمای مبرد می‌باشند [۶۶].

دمای مبرد در فاز بخار توسط دمای اواپراتور (در طول فرآیند جذب) و یا توسط دمای کندانسور (در طول فرآیند جداسازی) مشخص می‌شود؛ اما دمای مربوط به جاذب از طریق دمای سیال منتقل کننده حرارت (آب گرم حاصل از منبع گرمایی یا آب سرد حاصل از برج خنک‌کن) مشخص می‌گردد. بنابراین دمای مبرد تنها زمانی که مبردها در فاز جذب سطحی باشند، با دمای جاذب یکسان در نظر گرفته می‌شود [۸۵].

مقدار جذب شده در مرحله احیا از رابطه (۳-۵۱) پیروی می‌کند.

$$q = q^{\infty} \left(\frac{p_{\text{sat}}(T_c)}{p_{\text{sat}}(T_a)} \right)^{\frac{1}{k}} \quad (51-3)$$

در رابطه فوق T_c ، T_a به ترتیب دمای داخل بستر جاذب و دمای کندانسور می باشند [54].

مقدار جذب شده در مرحله جذب سطحی از رابطه (52-3) پیروی می کند.

$$q = q^{\infty} \left(\frac{p_{\text{sat}}(T_e)}{p_{\text{sat}}(T_a)} \right)^{\frac{1}{k}} \quad (52-3)$$

T_e دمای اواپراتور می باشد [54].

سیال (مایع) انتقال حرارت به بستر جاذب از رابطه (53-3) استفاده می شود.

$$\dot{Q} = \dot{m}_w C_{pw} E (T_w - T_a) \quad (53-3)$$

در رابطه فوق $\dot{m}_w$ دبی جرمی جریان، C_{pw} حرارت مخصوص و T_w دمای آب گرم یا آب خنک کننده می باشد [54].

ضریب کارایی بستر جاذب از رابطه (54-3) به دست می آید.

$$E = 1 - \exp \left[- \frac{U A_{\text{ads}}}{\dot{m}_w C_{pw}} \right] \quad (54-3)$$

در رابطه فوق U و A_{ads} به ترتیب ضریب انتقال حرارت کلی و مساحت بستر جاذب می باشد [54].

۲-۲-۲-۳ روابط بالانس انرژی

۲-۲-۲-۳-۱ بالانس انرژی بستر در فرآیند احیا

معادله انرژی در حالت احیا برای سیستم از رابطه (55-3) پیروی می کند.

$$[M_{am}C_{am} + M_{sg}(C_{sg} + qC_{pw})]\frac{dT_a}{dt} + M_{sg}H_{ads}\frac{dq}{dt} = \dot{Q} \quad (55-3)$$

در رابطه فوق M_{am} ، C_{am} و M_{sg} ، C_{sg} به ترتیب جرم و حرارت مخصوص، متریال (فلز) بستر جاذب و جاذب (سیلیکاژل)، H_{ads} حرارت جرم ثابت جاذب سطحی در جاذب (سیلیکاژل) می باشد [۵۴].

عبارت اول طرف چپ تساوی بیانگر نرخ تغییر انرژی داخلی مبدل، جاذب و مبرد جاذب شده و عبارت دوم بیانگر حرارت جاذب شده در اثر فرآیند احیا است. طرف راست تساوی بیانگر کل حرارت ورودی به محفظه از طریق آب گرم است.

۳-۲-۲-۲-۲ بالانس انرژی بستر در فرآیند جاذب سطحی:

معادله انرژی در حالت جاذب برای سیستم از رابطه (۳-۵۶) پیروی می کند.

$$[M_{am}C_{am} + M_{sg}(C_{sg} + qC_{pw})]\frac{dT_a}{dt} + M_{sg}(H_{ads} + C_{pv}(T_e - T_a))\frac{dq}{dt} = \dot{Q} \quad (56-3)$$

C_{pv} حرارت مخصوص بخار آب اشباع در دمای اواپراتور می باشد [۵۴].

در رابطه فوق عبارت اول طرف چپ رابطه بیانگر نرخ تغییر انرژی داخلی مبدل، جاذب و مبرد جاذب شده و عبارت دوم بیانگر حرارت آزاد شده در اثر فرآیند جاذب سطحی و حرارتی که صرف گرم شدن بخار ورودی از اواپراتور و رسیدن دمای آن به دمای محفظه می شود. طرف راست این رابطه، بیانگر حرارت منتقل شده به آب خنک می باشد.

۳-۲-۲-۲-۳ بالانس انرژی بستر در حال پیش گرمایش و پیش گرمایش:

معادله انرژی در حالت پیش گرمایش و پیش گرمایش برای سیستم از رابطه (۳-۵۷) پیروی می کند [۶۷].

در این مرحله به دلیل بسته بودن شیرهای اتصال محفظه به اواپراتور و کندانسور، مبردی به محفظه وارد و یا از آن خارج نمی‌شود.

$$[M_{am}C_{am} + M_{sg}(C_{sg} + qC_{pw})] \frac{dT_a}{dt} = \dot{Q} \quad (57-3)$$

۴-۲-۲-۲-۳ دمای آب گرم خروجی از بستر:

دمای آب گرم خروجی از بستر در هر دو مرحله پیش گرمایش و احیا، از روش $LMTD^1$ طبق رابطه (۵۸-۳) محاسبه می‌شود [۶۸].

$$T_{hot,out} = T_a + (T_{hot} - T_a) \exp\left(-\frac{UA_{ads}}{\dot{m}_w C_{pw}}\right) \quad (58-3)$$

۵-۲-۲-۲-۳ دمای آب سرد خروجی از بستر:

دمای آب خنک‌کن خروجی در هر دو مرحله پیش سرمایش و جذب سطحی نیز از رابطه $LMTD$ طبق رابطه (۵۹-۳) محاسبه می‌شود [۸۰].

$$T_{cool,out} = T_a + (T_{cool} - T_a) \exp\left(-\frac{UA_{ads}}{\dot{m}_w C_{pw}}\right) \quad (59-3)$$

دبی جرمی مبرد در سیکل از رابطه (۶۰-۳) بدست می‌آید.

$$\dot{m}_{ref} = \frac{2M_{sg}(q_{conc} - q_{dill})}{t_{cycle}} \quad (60-3)$$

در رابطه فوق q_{conc} ، q_{dill} به ترتیب مقدار جذب، در انتهای مرحله جذب سطحی و احیا، همچنین t_{cycle} زمان چرخه و در نظر گرفتن عدد ۲ به دلیل استفاده از دو بستر جاذب می‌باشد [۵۴].

¹ log mean temperature difference

۳-۲-۲-۲-۶ ضریب عملکرد، ظرفیت سرمایش و ظرفیت سرمایش مخصوص:

میزان ورودی گرما در هر چرخه را می‌توان از رابطه (۳-۶۱) به دست آورد.

$$\dot{Q}_{in} = (\dot{m}_{ref} H_{ads}) + \frac{(M_{am} C_{am} + M_{sg} (C_{sg} + q_{conc} C_{pw}))}{\left(\frac{t_{cycle}}{2}\right)} \times (T_{g1} - T_{a1}) \quad (۳-۶۱)$$

T_{g1} ، T_{a1} به ترتیب دما در انتهای مرحله جذب و احیا می‌باشند.

در رابطه فوق، ترم اول معادله به دلیل گرمای جذب سطحی و ترم دوم معادله گرمای محسوس مورد

نیاز برای گرم کردن متریال (فلز) بستر جاذب، جاذب (سیلیکاژل) و میرد (آب) جذب شده می‌باشد [۵۴].

ظرفیت سرمایش یا توان خنک‌کننده در سیکل از رابطه (۳-۶۲) بدست می‌آید.

$$\dot{Q}_{ref} = \dot{m}_{ref} (h_v(T_e) - h_f(T_c)) \quad (۳-۶۲)$$

در رابطه فوق h_v و h_f به ترتیب آنتالپی تبخیر و مایع می‌باشند [۵۴].

ضریب عملکرد از رابطه (۳-۶۳) بدست می‌آید [۵۴].

$$COP = \frac{\dot{Q}_{ref}}{\dot{Q}_{in}} \quad (۳-۶۳)$$

ظرفیت سرمایش مخصوص از رابطه (۳-۶۴) بدست می‌آید [۶۹].

$$SCP = \frac{\dot{Q}_{ref}}{M_{sg}} \quad (۳-۶۴)$$

۳-۳ تحلیل اقتصادی

امروزه در دنیا، اقتصاد مهندسی به عنوان یکی از ابزارهای کارآمد و مطمئن در عرصه تصمیم گیری‌های مدیریتی-اقتصادی به شمار می‌رود. ارزیابی اقتصادی طرح‌ها و انجام مقایسات علمی بین گزینه‌های مختلف از جمله کاربردهایی است که در سطوح وسیع نزد مدیران و تصمیم گیرندگان بخش‌های خرد و کلان اقتصاد کشور مطرح است. در مباحث اقتصاد مهندسی بخش عمده‌ای از موضوعات، به بررسی روش‌های علمی گوناگونی اختصاص دارد که قادرند به کمک برآورد پارامترهای مشخص و عملیات محاسباتی معین، دو یا چند گزینه از ابعاد مختلف اقتصادی را ارزیابی نموده و بهترین گزینه را به تصمیم گیرنده معرفی نمایند. پس در تعیین و انتخاب یک طرح، علاوه بر بررسی‌های فنی و محدودیت‌های ترمودینامیکی باید به آنالیز اقتصادی نیز پرداخته شود. آنالیز اقتصادی سیستم‌ها، در عمر مفید آن‌ها به صورت مجموعه‌ای از هزینه‌های سرمایه‌گذاری اولیه، هزینه تعمیر و نگهداری، هزینه‌های عملیاتی و هزینه کل سالانه است.

۳-۳-۱ هزینه کل سالانه

هزینه کل سالانه سیستم^۱ متشکل از دو ترم، هزینه‌های عملیاتی سالانه^۲ و هزینه سرمایه سالانه^۳ می‌باشد. هزینه سرمایه سالانه شامل مجموع هزینه‌های ثابت سرمایه‌گذاری اجزای سیستم و هزینه‌های عملیاتی سالانه سیستم شامل مجموع هزینه‌های سوخت (گاز)، برق، آب و هزینه تعمیرات و نگهداری سیستم می‌باشد. بنابراین هزینه کل سالانه از رابطه (۳-۶۵) محاسبه می‌شود [۸۴، ۳۹].

$$TAC = ACC + AOC \quad (۳-۶۵)$$

^۱ Total annual cost

^۲ Annual operation cost

^۳ Annual capital cost

۳-۳-۲ هزینه کل سرمایه

۳-۳-۲-۱ هزینه سرمایه‌گذاری اولیه سیستم جذب حجمی

هزینه کل سرمایه سیستم^۱ شامل مجموع هزینه‌های اجزای سیستم اعم از ژنراتور، ایزوربر، کندانسور، اواپراتور، مبدل حرارتی، پمپ، شیرآلات و هزینه خرید برج خنک‌کن و غیره می‌باشد؛ که با داشتن توابع هزینه اجزای سیستم می‌توان هزینه سرمایه سیستم را از رابطه (۳-۶۶) محاسبه نمود [۴۲، ۳۹].

$$TCC = \sum_K Z_K \quad (۳-۶۶)$$

۳-۳-۲-۱-۱ هزینه مبدل‌های حرارتی

Z_K هزینه سرمایه‌گذاری اولیه است که برای جز K ام از سیستم به صورت زیر نوشته می‌شود. در این تحقیق با در نظر گرفتن ژنراتور، کندانسور، اواپراتور، ایزوربر و مبدل حرارتی محلول به عنوان مبدل حرارتی ساده، هزینه کل مبدل‌های حرارتی سیستم به سطح تبادل حرارت آن‌ها بستگی داشته و از رابطه (۳-۶۷) محاسبه می‌شود [۴۲-۴۰].

$$Z_K = Z_{R,K} \left(\frac{A_K}{A_R} \right)^{0.6} \quad (۳-۶۷)$$

در رابطه فوق $Z_{R,K}$ هزینه‌های مرجع اجزای مختلف سیستم می‌باشند که در جدول (۳-۱) بیان شده است، همچنین A_K مساحت‌های انتقال حرارت اجزای مختلف سیستم و A_R مقدار ثابت، که در جدول (۳-۲) بیان شده است.

^۱ Total capital costs

۲-۱-۲-۳-۳ هزینه پمپ و شیرآلات

هزینه سرمایه‌گذاری پمپ بر حسب کار ورودی به پمپ ($\dot{W}_p$) از رابطه (۶۸-۳) و هزینه شیرآلات بر حسب دبی جریان عبوری از شیر ($\dot{m}$) از رابطه (۶۹-۳) محاسبه می‌شوند [۴۲، ۴۰].

$$Z_p = Z_{R,P} \left(\frac{\dot{W}_p}{\dot{W}_{R,P}} \right)^{M_p} \left(\frac{1-\eta_p}{\eta_p} \right)^{N_p} \quad (68-3)$$

$$Z_v = 114 \times \dot{m} \quad (69-3)$$

در روابط فوق $\dot{W}_{R,P}$ ، $Z_{R,P}$ به ترتیب هزینه مرجع پمپ، مقدار توان پمپ در حالت پایه می‌باشند که به همراه مقادیر ثابت M_p ، N_p ، η_p در جدول (۲-۳) بیان شده‌اند.

۲-۲-۳-۳ هزینه سرمایه‌گذاری اولیه سیستم جذب سطحی

در سیستم‌های جذب سطحی، مقدار جاذب مورد استفاده، ابعاد و سطح انتقال حرارت محفظه‌های جذب را تعیین می‌کند. به همین دلیل تغییر در مقدار جاذب و یا سطح انتقال حرارت مبدل‌های استفاده شده به عنوان محفظه جذب، به تنهایی از نظر عملی امکان پذیر نیست. به عبارت دیگر محفظه‌های جذب، با توجه به میزان جاذب مورد استفاده طراحی می‌شوند؛ بنابراین هزینه سرمایه‌گذاری اولیه سیستم جذب سطحی از رابطه (۷۰-۳) که وابسته به ظرفیت سرمایش ($\dot{Q}_{ref}$) می‌باشد، استفاده خواهد شد. لذا مشخصات طراحی از جمله مقدار جاذب، سطح انتقال حرارت در محفظه‌های جذب، کندانسور و اواپراتور برای هزینه در نظر گرفته نمی‌شوند [۵۸].

$$\text{Adsorption chiller} = 80 \cdot U\$$/KW \quad (70-3)$$

جدول ۳-۱: هزینه مرجع اجزای مختلف سیستم جذب حجمی [۴۰-۴۲]

اجزا	$Z_{R,K}(\$)$
ژنراتور	۱۷۵۰۰
کندانسور	۸۰۰۰
اوپراتور	۱۶۰۰۰
ابزوربر	۱۶۵۰۰
مبدل حرارتی محلول	۱۲۰۰۰
پمپ	۲۱۰۰

۳-۲-۳-۳ هزینه برج خنک کن

سیستم آب خنک کننده، نقش بسیار مهمی در آنالیز اقتصادی برای هر سیستم سرمایشی دارد. سیستم های خنک کننده به دو دسته باز و بسته، تقسیم می شوند. زمانی که آب کافی برای خنک سازی در دسترس نباشد، از سیستم باز استفاده می شود که در این نوع سیستم، از رودخانه ها استفاده می شود. عملکرد سیستم بسته بدین گونه است که آب خروجی از کندانسور و ابزوربر (پس از خنک کردن) به برج خنک کن بر می گردد و از همان آب برای خنک کردن مجدد سیستم استفاده می شود [۴۲].

هزینه سرمایه گذاری برج خنک کن از رابطه (۳-۷۱) به دست می آید.

$$Z_{cw} = a_1 \cdot \dot{m}_w^{a_2} \cdot \gamma \cdot a_3 \dot{Y}\dot{X} + a_4 \dot{Y} + a_5 \dot{X} + a_6 \quad (71-3)$$

در رابطه فوق $\dot{Y}$ اختلاف بین دمای آب خروجی از برج خنک کن و دمای هوای حباب تر ورودی^۱ به برج خنک کن می باشد که به اصطلاح approach شناخته می شود، $\dot{X}$ اختلاف بین دمای آب ورودی و خروجی

^۱ wet bulb temperature (WBT)

برج خنک کن می باشد. همچنین $\dot{m}_w$ دبی جریان آب خنک کننده کندانسور و ابزوربر می باشد که به همراه مقادیر ثابت a_1 تا a_6 در جدول (۳-۲) بیان شده است [۴۲].

جدول ۳-۲: مقادیر ثابت توابع هزینه [۴۲،۴۰]

پارامتر	مقدار
A_R	۱۰۰
M_P	۰/۲۶
N_P	۰/۵
$\dot{W}_{R,P}$	۱۰
η_p	%۹۵
a_1	۳۹۵۰/۹
a_2	۰/۵۸۷۲۹۰۰
a_3	-۰/۰۰۳۲۰۹۱
a_4	-۰/۰۲۶۷۱۹
a_5	۰/۰۴۳۶۵۴۰
a_6	-۰/۱۰۲۶۰۰۰

۳-۲-۴ شاخص قیمت

تمام داده های قیمت در تحلیل اقتصادی، بر اساس قیمت پایه اجزا در سال تولید محاسبه می گردد. حال آن که ممکن است اجزای سیستم در سال های قبل تولید شده باشند، در این صورت ضریبی به عنوان شاخص قیمت نیز به روابط اضافه می گردد. بنابراین در مدل اقتصادی استفاده شده، از قیمت های مرجع

در تحقیق [۴۲] استفاده شده است. این هزینه‌ها از روش مارشال و سویت طبق رابطه (۷۲-۳) به سال مورد نظر تبدیل می‌گردد [۷۰].

$$C_{K,P} = C_{K,R} \left(\frac{CI_P}{CI_R} \right) \quad (72-3)$$

در رابطه فوق $C_{K,P}$ و CI_P به ترتیب هزینه هر جز سیستم و شاخص قیمت در سال مورد نظر می‌باشند، همچنین CI_R و $C_{K,R}$ به ترتیب هزینه پایه هر جز سیستم و شاخص قیمت در سال تولید می‌باشند.

۳-۳-۳ هزینه سرمایه سالانه

هزینه‌های سرمایه با استفاده از فاکتور (CRF) در طول عمر پروژه به هزینه سرمایه سالانه تبدیل می‌شود که از رابطه (۷۳-۳) به دست می‌آید [۴۱،۳۹].

$$ACC = TCC \times CRF \quad (73-3)$$

در رابطه فوق TCC ، CRF به ترتیب هزینه کل سرمایه سیستم، ضریب بازگشت سرمایه می‌باشند که از روابط (۷۴-۳) و (۷۳-۳) به دست می‌آیند.

۳-۳-۳-۱ ضریب بازگشت سرمایه

معمولاً هزینه‌ها بر واحد سال بیان می‌شوند. برای به دست آوردن هزینه سرمایه‌گذاری نیاز به دانستن عمر تجهیزات و بهره سالانه پول می‌باشد. برای به دست آوردن هزینه سرمایه‌گذاری در یک سال از تعریف ضریب بازگشت سرمایه که به صورت زیر تعریف می‌شود، استفاده می‌کنیم.

$$CRF = \frac{d(1 + d)^n}{(1 + d)^n - 1} \quad (74-3)$$

در رابطه فوق d و n به ترتیب نرخ بهره (تنزیل) و طول عمر مفید سیستم می‌باشد [۴۱،۳۹].

۳-۳-۴ هزینه‌های عملیاتی سالانه

هزینه عملیاتی سالانه سیستم، هزینه‌هایی می‌باشند که طی عمر مفید پروژه برای پایداری و بقای سیستم صرف می‌شوند. در چیلرهای جذبی، هزینه عملیاتی سالانه عبارت است از هزینه‌های برق مصرفی، گاز طبیعی، آب و هزینه تعمیر نگهداری سیستم، که از رابطه (۳-۷۵) به دست می‌آید.

$$AOC = C_{elec} + C_{steam} + C_{water} + C_{maint} \quad (۳-۷۵)$$

در رابطه فوق C_{elec} ، C_{steam} ، C_{water} ، C_{maint} به ترتیب هزینه‌های برق، سوخت، آب و هزینه تعمیر و نگهداری سیستم در سال می‌باشند [۴۲، ۴۱، ۳۹].

۳-۳-۴-۱ هزینه برق

هزینه برق مصرفی مورد نیاز پمپ سیستم از رابطه (۳-۷۶) بدست می‌آید.

$$C_{elec} = \dot{W}_p \times C_{el} \times t_{op} \quad (۳-۷۶)$$

در رابطه فوق $\dot{W}_p$ ، C_{el} ، t_{op} به ترتیب کار پمپ سیستم، تعرفه برق مصرفی و ساعات کار سیستم در سال می‌باشند [۴۲، ۴۱، ۳۹].

۳-۳-۴-۲ هزینه سوخت

هزینه سوخت مصرفی سیستم (سوخت بویلر) از رابطه (۳-۷۷) بدست می‌آید.

$$C_{steam} = \frac{C_f \times \dot{Q}_d \times t_{op} \times 3600}{\eta_{boi} \times HHV \times \rho_{fuel}} \quad (۳-۷۷)$$

در رابطه فوق $\dot{Q}_d$ ، C_f ، ρ_{fuel} ، η_{boi} ، HHV به ترتیب حرارت منتقل شده به ژنراتور، تعرفه سوخت (گاز طبیعی)، چگالی سوخت، بازده بویلر و ارزش حرارتی بالای گاز طبیعی می‌باشند [۴۲، ۴۱، ۳۹].

۳-۴-۳-۳ هزینه آب

هزینه مصرف آب به منظور جبران آب کاسته شده در برج خنک کن به دلیل تبخیر و پرتاب قطرات ریز آب، یکی دیگر از هزینه‌های عملیاتی وارد شده می‌باشد. میزان آب جبرانی برج خنک کن برای چیلر جذبی در حدود ۲ درصد دبی آب در گردش برج خنک کن در نظر گرفته می‌شود. بنابراین هزینه آب مصرفی در برج خنک کن از رابطه (۷۸-۳) به دست می‌آید.

$$C_{\text{water}} = \dot{m}_{\text{makeup}} \times C_w \times 3,6 \times t_{\text{op}} \quad (78-3)$$

در رابطه فوق C_w ، $\dot{m}_{\text{makeup}}$ به ترتیب دبی آب جبرانی برج خنک کن و تعرفه آب مصرفی سیستم می‌باشند [۷۱، ۴۲، ۴۱، ۳۹].

۳-۴-۳-۴ هزینه تعمیر و نگهداری

سیستم بر اساس میزان ساعت کاری خود، نیازمند بازدیدهای دوره‌ای و گاهی اوقات نیاز به تعمیر قطعات و یا تعویض می‌باشد. هزینه‌های تعمیر و نگهداری شامل مواردی مانند تعمیرات اساسی، تعویض قطعاتی مانند فیلتر هوا، فیلتر روغن و غیره و همچنین بازرسی‌های متداول و نیروی کار انسانی می‌شود که به صورت درصدی از هزینه کل سرمایه سیستم بیان می‌شود [۷۲].

۳-۳-۵ روش LCC^۱

در این روش مجموع همه هزینه‌های یک سیستم تأمین انرژی در طول بازه مشخصی از زمان و یا کل طول عمر سیستم است که بر اساس ارزش فعلی پول بیان می‌شود. اساس این پژوهش بر این است که، کل هزینه‌های سیستم در آینده، پیش‌بینی و ارزش فعلی آن‌ها محاسبه می‌شود. ارزش فعلی مقدار

^۱ Life cycle cost(LCC)

مشخصی پول در آینده، برابر پولی است که در زمان حال باید با نرخ تنزیل رایج در بازار سرمایه‌گذاری شود تا در زمان مورد محاسبه برابر مقدار پول مورد نظر شود.

۳-۵-۱ ارزش فعلی

دلیل این که هزینه‌های آینده سیستم باید تنزیل شوند، در ارزش زمانی پول نهفته است. ارزش فعلی یک واحد پول در N سال بعد، با فرض نرخ تنزیل (بهره) d از رابطه (۳-۷۹) محاسبه می‌شود [۴۳].

$$PW_N = \frac{1}{(1+d)^N} \quad (۳-۷۹)$$

به عنوان مثال هزینه‌ای که در ۵ سال بعد برابر ۱ دلار پیش بینی شده، با فرض نرخ تنزیل ۸٪، امروز برابر ۰٫۶۸۱ دلار است.

اغلب هزینه‌هایی که در دوره‌های زمانی مشخص تکرار می‌شوند، در اثر تورم، با گذشت زمان افزایش می‌یابند. اگر نرخ تورم در هر سال برابر مقدار ثابت i فرض شود، هزینه ثابت C در پایان دوره زمانی N ام برابر رابطه (۳-۸۰) خواهد بود [۴۳].

$$C_N = (1+i)^{N-1} \quad (۳-۸۰)$$

بنابراین ارزش فعلی هزینه‌ای برابر C دلار در سال N ام کارکرد یک سیستم، از رابطه (۳-۸۱) تعریف می‌شود [۴۳].

$$PW_N = \frac{C(1+i)^{N-1}}{(1+d)^N} \quad (۳-۸۱)$$

در نهایت LCC از رابطه (۳-۸۲) به دست می‌آید [۴۳].

$$LCC = IC + \sum_{i=1}^N PW_i \times AOC \quad (۳-۸۲)$$

در رابطه فوق PW_i ضریب ارزش فعلی^۱ هر سال، IC هزینه کل سرمایه‌گذاری اولیه^۲ و AOC هزینه‌های عملیاتی سالانه که شامل هزینه‌های گاز، برق، آب و هزینه تعمیر و نگهداری سیستم می‌باشند.

^۱ present worth factor

^۲ total initial investment cost

فصل ۴: نتایج و بحث

۴-۱ مقدمه

در فصل سوم، روابط ترمودینامیکی و اقتصادی لازم برای مدل سازی سیستم جذب حجمی و جذب سطحی ارائه شد، در این فصل به کمک معادلات دیفرانسیل به دست آمده در فصل قبل و برنامه کامپیوتری نوشته شده در نرم افزار EES، به همراه مقادیر اولیه و شرایط مرزی لازم، سیستم جذب حجمی و جذب سطحی آنالیز می شود. در ابتدا اعتبارسنجی برنامه کامپیوتری نوشته شده برای دو سیستم، با نتایج آزمایشگاهی یا عددی بررسی می شود سپس به تحلیل ترمودینامیکی سیستم های جذبی پرداخته می شود و تاثیر پارامترهای ورودی بر عملکرد سیستم ها مورد بحث قرار می گیرد. در بخش بعدی با استفاده از توابع اقتصادی فصل سوم، به محاسبه هزینه کل سرمایه گذاری، هزینه های عملیاتی و هزینه کل سالانه سیستم ها پرداخته می شود. همچنین تاثیر پارامترهای مختلف ورودی بر هزینه کل سرمایه و هزینه کل سالانه سیستم بررسی می شود. در نهایت برای ارزیابی سیستم جذب حجمی و جذب سطحی از روش هزینه چرخه زندگی در طول عمر مفید سیستم ها استفاده می شود.

۴-۲ نتایج تحلیل ترمودینامیکی

۴-۲-۱ اعتبار سنجی شبیه سازی ترمودینامیکی سیکل جذب حجمی و

جذب سطحی

برای بررسی صحت و دقت مدل سازی نیاز است تا نتایج مدل سازی با داده های یک نمونه آزمایشگاهی (عددی) مقایسه شود.

۴-۲-۱-۱ سیکل جذب حجمی

به منظور سنجش اعتبار کد طراحی شده برای تحلیل ترمودینامیکی سیکل جذب حجمی تک اثره لیتیوم بروماید-آب، نتایج این پژوهش با نتایج مطالعه پاتل و همکاران [۲۴] مقایسه شده است. نتایج مطالعه آنها شامل مقادیر انتقال حرارت برای تمامی اجزای چیلر جذبی تک اثره از قبیل اواپراتور، ابزوربر، کندانسور و ژنراتور، کارپمپ و ضریب عملکرد می باشد که با نتایج تحقیق حاضر مقایسه شده است.

برای مقایسه نتایج از رابطه (۴-۱) ، خطای نسبی متوسط استفاده شده است:

$$Er = \left| \frac{X_{exp} - X_{sim}}{X_{exp}} \right| \times 100 \quad (4-1)$$

پارامتر (X) داده تجربی و شبیه سازی را نشان می دهد.

جدول (۴-۲) به مقایسه نتایج حاصل از پژوهش حاضر و مطالعه پاتل و همکاران می پردازد. برای اعتبار سنجی، از داده های ورودی جدول (۴-۱) استفاده شده است.

جدول ۴-۱: داده های ورودی مطالعه پاتل و همکاران [۲۴]

پارامتر	نماد	مقدار	واحد
ظرفیت اواپراتور	$\dot{Q}_e$	۱۴۰	KW
دمای اواپراتور	T_1	۱۳	°C
دمای کندانسور	T_8	۴۰	°C
دمای ابزوربر	T_1	۴۰	°C
دمای ژنراتور	T_f	۸۰	°C
ضریب کارایی مبدل حرارتی محلول	ϵ_{hx}	۰/۵	---

بازده پمپ سیستم جذب حجمی در پژوهش پاتل و همکاران ذکر نشده است. این مقدار در پژوهش ۹۵ درصد در نظر گرفته شده است.

جدول ۴-۲: اعتبار سنجی نتایج شبیه‌سازی ترمودینامیکی سیکل جذب حجمی تک اثره

پارامتر	نماد	مطالعه پاتل و همکاران	پژوهش حاضر	درصد خطا (%)
ژنراتور	$\dot{Q}_g$	۱۸۶/۹۰	۱۸۸/۲	۰/۶۹
ابزوربر	$\dot{Q}_a$	۱۸۱/۵۷	۱۸۴/۶	۱/۶
کندانسور	$\dot{Q}_c$	۱۴۷/۰۲	۱۴۶/۳	۰/۴۸
کار پمپ	W_{Pump}	۲/۱	۲/۱۵	۲/۳
ضریب عملکرد	COP	۰/۷۴۹۱	۰/۷۴۴۰	۰/۶۸

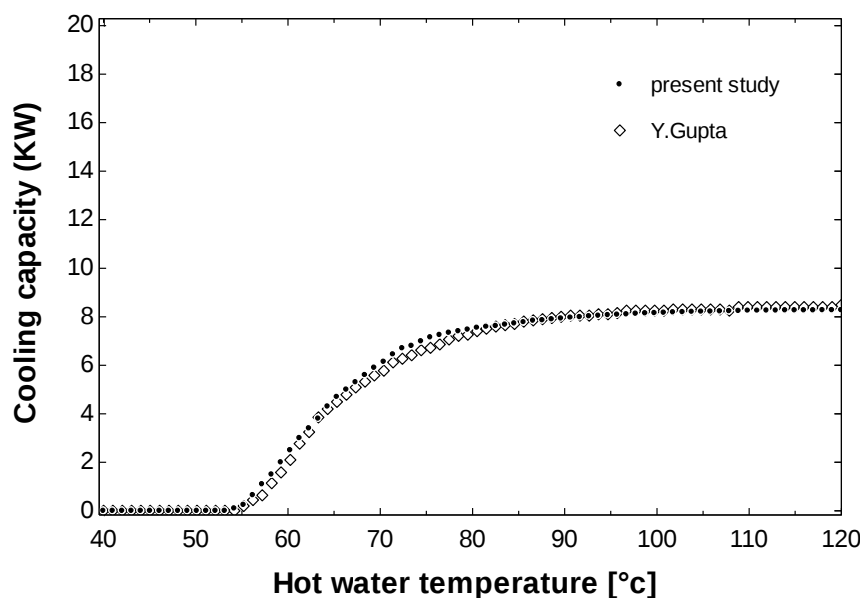
برای چرخه ذکر شده نتایج در بیشترین حالت ۲/۳ درصد با هم اختلاف دارند.

۴-۲-۱-۲ سیکل جذب سطحی

به‌منظور سنجش اعتبار کد طراحی شده برای تحلیل ترمودینامیکی سیکل جذب سطحی دو بستره سیلیکاژل-آب، نتایج این پژوهش با نتایج مطالعه گوپتا و همکاران [۵۴] مقایسه شده است.

درمطالعه گوپتا و همکاران از یک چیلر جذب سطحی دو بستره سیلیکاژل-آب استفاده شده است. دمای آب گرم ورودی به سیستم ۹۰ درجه سانتی‌گراد، دمای آب خنک‌کن ۲۹ درجه سانتی‌گراد و زمان کل سیکل ۹۶۰ ثانیه در نظر گرفته شده است.

شکل (۴-۱) مقایسه نمودارهای، تغییرات ظرفیت سرمایش بر حسب دمای آب گرم ورودی به بستر در نمونه مدل سازی گوپتا و همکاران [۵۴] و مدل سازی حاضر را نشان می‌دهد.



شکل ۴-۱: تغییرات ظرفیت سرمایش بر حسب دمای آب گرم

با توجه به شکل (۴-۱) با مقایسه نتایج مدل سازی حاضر و مدل گوپتا و همکاران [۵۴] تغییرات ظرفیت سرمایش نسبت به دمای آب گرم ورودی، همانند نمونه مدل گوپتا و همکاران بوده و حداکثر خطای ۸ درصد را در دمای آب گرم ۷۵/۵ درجه سانتی گراد نشان می‌دهد.

۴-۲-۲ نتایج تحلیل ترمودینامیکی سیکل جذب حجمی و جذب سطحی

۴-۲-۲-۱ سیکل جذب حجمی

با توجه به معادلات سیکل جذب حجمی در فصل سوم و کد نوشته شده در نرم افزار EES به تحلیل ترمودینامیکی سیکل و بررسی تأثیر پارامترهای مختلف ورودی بر عملکرد سیستم پرداخته می‌شود. مقادیر و پارامترهای ورودی در حل معادلات حاکم، سیستم جذب حجمی در جدول (۴-۳) نشان داده شده است. نتایج مطالعه: شامل مقادیر انتقال حرارت برای تمامی اجزای سیکل و ضریب عملکرد می‌باشد که در

جدول (۴-۶) نشان داده شده است. همچنین خصوصیات ترمودینامیکی نقاط داخلی و خارجی سیکل در جدول (۴-۵) بیان شده است.

جدول ۴-۳: داده‌های ورودی سیکل جذب حجمی در مطالعه حاضر

پارامتر	نماد	مقدار	واحد
ظرفیت اواپراتور	$\dot{Q}_e$	۸	KW
دمای اواپراتور	T_{10}	۵	°C
دمای کندانسور	T_8	۳۵	°C
دمای ابزوربر	T_1	۳۵	°C
دمای ژنراتور	T_4	۸۲	°C
ضریب کارایی مبدل حرارتی محلول	ε_{hx}	۰/۶	---
بازده پمپ	η_{pump}	%۹۵	---

۴-۲-۲-۱-۱ مشخصات ترمودینامیکی داده‌های خروجی سیکل

۴-۲-۲-۱-۱-۱ دماهای حلقه خارجی سیکل

در محاسبات مربوط به دمای جریان‌های خارجی سیکل جذب حجمی شکل (۳-۱)، با داشتن دمای اجزای مختلف سیکل، اعم از دمای ژنراتور (T_4)، کندانسور (T_8)، اواپراتور (T_{10})، ابزوربر (T_1)، می‌توان مطابق جدول (۴-۴) فرض نمود:

با توجه به جدول (۴-۴) با داشتن دمای نقاط خارجی سیکل، بقیه خواص ترمودینامیکی نقاط خارجی

شکل (۳-۱) بدست می‌آید که در جدول (۴-۵) نشان داده شده است.

جدول ۴-۴: دمای نقاط خارجی سیکل جذب حجمی [۷۳، ۴۰، ۳۵]

رابطه	دمای نقاط سیکل
$T_{11} = T_f + \Delta T_1$	دمای آب گرم ورودی به ژنراتور
$T_{12} = T_f + \Delta T_2$	دمای آب گرم خروجی از ژنراتور
$T_1 = T_{13} + \Delta T_1$	دمای آب خنک کننده ورودی به ایزوربر
$T_1 = T_{14} + \Delta T_2$	دمای آب خنک کننده خروجی از ایزوربر
$T_8 = T_{15} + \Delta T_1$	دمای آب خنک کننده ورودی به کندانسور
$T_8 = T_{16} + \Delta T_2$	دمای آب خنک کننده خروجی از کندانسور
$T_{17} = T_{10} + \Delta T_1$	دمای آب خنک شده ورودی به اواپراتور
$T_{18} = T_{10} + \Delta T_2$	دمای آب خنک شده خروجی از اواپراتور

$\Delta T_2 = 3^\circ\text{C}$ ، $\Delta T_1 = 8^\circ\text{C}$

ΔT_1 ، اختلاف بین درجه حرارت آب ورودی به ژنراتور، کندانسور، ایزوربر، اواپراتور و دمای ژنراتور، کندانسور، ایزوربر، اواپراتور می باشند.

ΔT_2 ، اختلاف بین درجه حرارت آب خروجی از ژنراتور، کندانسور، ایزوربر، اواپراتور و دمای ژنراتور، کندانسور، ایزوربر، اواپراتور می باشند.

جدول (۴-۵) نتایج خصوصیات ترمودینامیکی نقاط تعیین شده در سیکل ترمودینامیکی جذب حجمی مطابق شکل (۳-۱)، (الف) که پس از اعمال مدل سازی بدست آمده، براساس مهمترین خواص سیکل از جمله: آنتالپی هرجز (h_i) ، فشار هرجز (P_i) ، دمای هرجز (T_i) ، دبی جرمی هرجز ($\dot{m}_i$) و غلظت هرجز (X_i) از سیکل جذب حجمی می باشد.

جدول ۴-۵: خصوصیات ترمودینامیکی اجزا سیکل جذب حجمی بر اساس شکل (۳-۱)، (الف)

نقاط (i)	غلظت (%)	آنتالپی (kJ/kg)	دبی جرمی (kg/s)	فشار (kpa)	دما (°C)
۱	۵۵/۷	۸۵/۸۸	۰/۰۳۴۸۷	۰/۸۷۲۶	۳۵
۲	۵۵/۷	۸۵/۸۸	۰/۰۳۴۸۷	۵/۶۲۷	۳۵
۳	۵۵/۷	۱۳۵/۳	۰/۰۳۴۸۷	۵/۶۲۷	۵۹/۱۴
۴	۶۱/۶۹	۲۰۴/۲	۰/۰۳۱۴۸	۵/۶۲۷	۸۲
۵	۶۱/۶۹	۱۵۲/۹	۰/۰۳۱۴۸	۵/۶۲۷	۵۴/۷۲
۶	۶۱/۶۹	۱۵۲/۹	۰/۰۳۱۴۸	۰/۸۷۲۶	۴۷/۳۷
۷	۰	۲۶۲/۹	۰/۰۰۳۳۸۵	۵/۶۲۷	۶۹/۱۱
۸	۰	۱۴۶/۶	۰/۰۰۳۳۸۵	۵/۶۲۷	۳۵
۹	۰	۱۴۶/۶	۰/۰۰۳۳۸۵	۰/۸۷۲۶	۵
۱۰	۰	۲۵۱/۰	۰/۰۰۳۳۸۵	۰/۸۷۲۶	۵
۱۱	۰	۳۷۶/۹	۰/۵۰۴۷	---	۹۰
۱۲	۰	۳۵۵/۹	۰/۵۰۴۷	---	۸۵
۱۳	۰	۱۱۳/۱	۰/۴۹۳۱	---	۲۷
۱۴	۰	۱۳۴	۰/۴۹۳۱	---	۳۲
۱۵	۰	۱۳۴/۱	۰/۴۰۱۷	---	۲۷
۱۶	۰	۱۳۴	۰/۴۰۱۷	---	۳۲
۱۷	۰	۵۴/۵۵	۰/۳۸۲۱	---	۱۳
۱۸	۰	۳۳/۶۱	۰/۳۸۲۱	---	۸

همانطور که از جدول (۴-۵) ملاحظه می‌شود در سیکل جذب حجمی دو نوع فشار کاری، یکی به مقدار ۵/۶۲۷ کیلو پاسگال که همان بخش فشار بالا (قسمت ژنراتور و کندانسور) است و مقدار ۰/۸۷۲۶ کیلو پاسگال که به عنوان بخش فشار پایین (قسمت اواپراتور و جذب کننده) می‌باشد، مقدار کم فشار در بخش اواپراتور و جذب کننده که در حد فشار خلاء می‌باشد برای تبخیر مبرد و ایجاد سرمایش در فشار پایین و جذب مبرد بسیار ضروری می‌باشد. از طرفی در سیکل جذب حجمی دو بخش محلول، محلول غلظت پایین (رقیق) و محلول غلظت بالا (غلیظ) از ماده جاذب (لیتیوم بروماید) وجود دارد که در این مدل سازی، غلظت محلول رقیق ۵۵/۷ درصد و غلظت محلول غلیظ ۶۱/۶۹ درصد می‌باشد. همچنین در خروجی از ژنراتور (نقطه ۴) فاز محلول کامل مایع، در خروجی از کندانسور (نقطه ۸) فاز مبرد مایع و در خروجی از اواپراتور (نقطه ۱۰) فاز مبرد کامل بخار می‌باشد.

جدول (۴-۶) مقادیر پارامترهای اساسی سیکل جذب حجمی مورد مطالعه را نشان می‌دهد.

جدول ۴-۶: مقادیر پارامترهای اساسی در سیکل جذب حجمی مورد مطالعه

پارامتر	نماد	مقدار	واحد
ژنراتور	$\dot{Q}_g$	۱۰/۶۱	kw
کندانسور	$\dot{Q}_c$	۸/۴۰۴	kw
ابزوربر	$\dot{Q}_a$	۱۰/۳۱	kw
اواپراتور	$\dot{Q}_e$	۸	kw
کار پمپ	$\dot{W}_{\text{pump}}$	۰/۱۰۹	kw
ضریب عملکرد	COP	۰/۷۵۴۱	---

موازنه کلی چرخه عبارتست از:

$$\text{Energy input} = \dot{Q}_g + \dot{Q}_e + \dot{W}_{\text{pump}} = 18/71$$

$$\text{Energy output} = \dot{Q}_a + \dot{Q}_c = -18/71$$

۴-۲-۲ سیکل جذب سطحی

با توجه به معادلات سیکل جذب سطحی فصل سوم و کد نوشته شده در نرم افزار EES به تحلیل ترمودینامیکی سیکل پرداخته می‌شود. در ادامه تأثیر پارامترهای ورودی بر عملکرد سیکل در نظر گرفته می‌شود. مقادیر ورودی در حل معادلات حاکم، پارامترهای ورودی سیکل و شرایط کاری استاندارد برای سیکل جذب سطحی در جدول (۴-۷) نشان داده شده است.

جدول ۴-۷: مقادیر ورودی و شرایط کاری استاندارد در حل معادلات سیکل جذب سطحی

واحد	مقدار	نماد	واحد	مقدار	نماد
$\frac{\text{kw}}{^\circ\text{K}}$	۱	UA_{ads}	kg	۷	M_{sg}
$\frac{\text{kw}}{\text{s}}$	۰/۵۵	$\dot{m}_w$	kg	۲۰	M_{am}
$\frac{\text{kg}}{\text{kg}}$	۰/۳۵۵	q^∞	$\frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot ^\circ\text{K}}$	۰/۹۲۰	C_{sg}
---	۰/۷۹	K	$\frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot ^\circ\text{K}}$	۰/۴۴۸	C_{am}
$^\circ\text{C}$	۲۹	T_c	$\frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot ^\circ\text{K}}$	۴/۲	C_{pw}
$^\circ\text{C}$	۱۹	T_e	$\frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot ^\circ\text{K}}$	۰/۷۰۵	C_{pv}
$^\circ\text{C}$	۹۰	$T_{w,\text{hot}}$	$\frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$	۲۸۰۰	H_{ads}
$^\circ\text{C}$	۲۶	$T_{w,\text{cool}}$	s	۹۶۰	t_{cycle}

هدف به دست آوردن مقادیر ضریب عملکرد، ظرفیت سرمایش و ظرفیت سرمایش مخصوص سیستم با استفاده از پارامترهای ورودی جدول (۷-۴) می باشد.

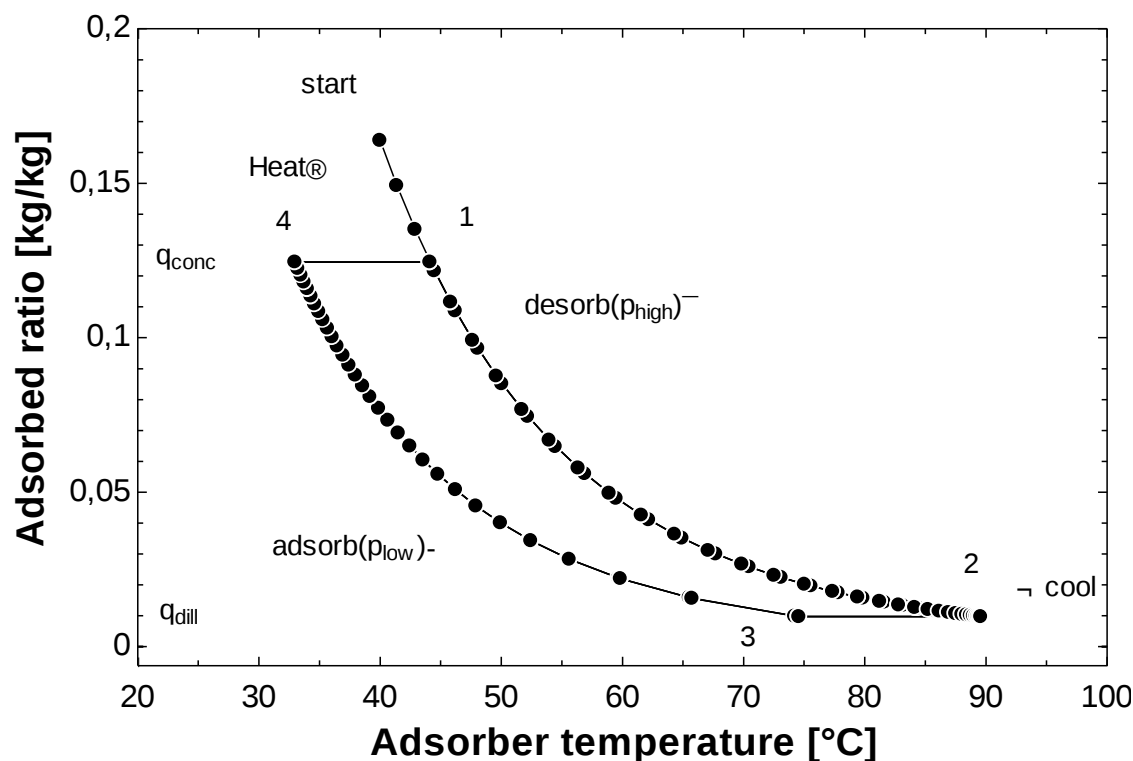
پس از حل معادلات حاکم سیکل جذب سطحی، نتایج این مدل سازی در قالب نمودارهایی ارائه می شود و نتایج خروجی در جدول (۸-۴) نشان داده شده است.

جدول ۸-۴: نتایج خروجی از حل معادلات سیکل جذب سطحی

پارامتر	نماد	مقدار	واحد
ضریب عملکرد	COP	۰/۵۸۲۷	---
ظرفیت سرمایش	$\dot{Q}_{ref}$	۸/۰۸	kw
حرارت ورودی به بسترها	$\dot{Q}_{in}$	۱۳/۸۷	kw
ظرفیت سرمایش مخصوص	SCP	۱۱۵/۷	$\frac{w}{kg}$

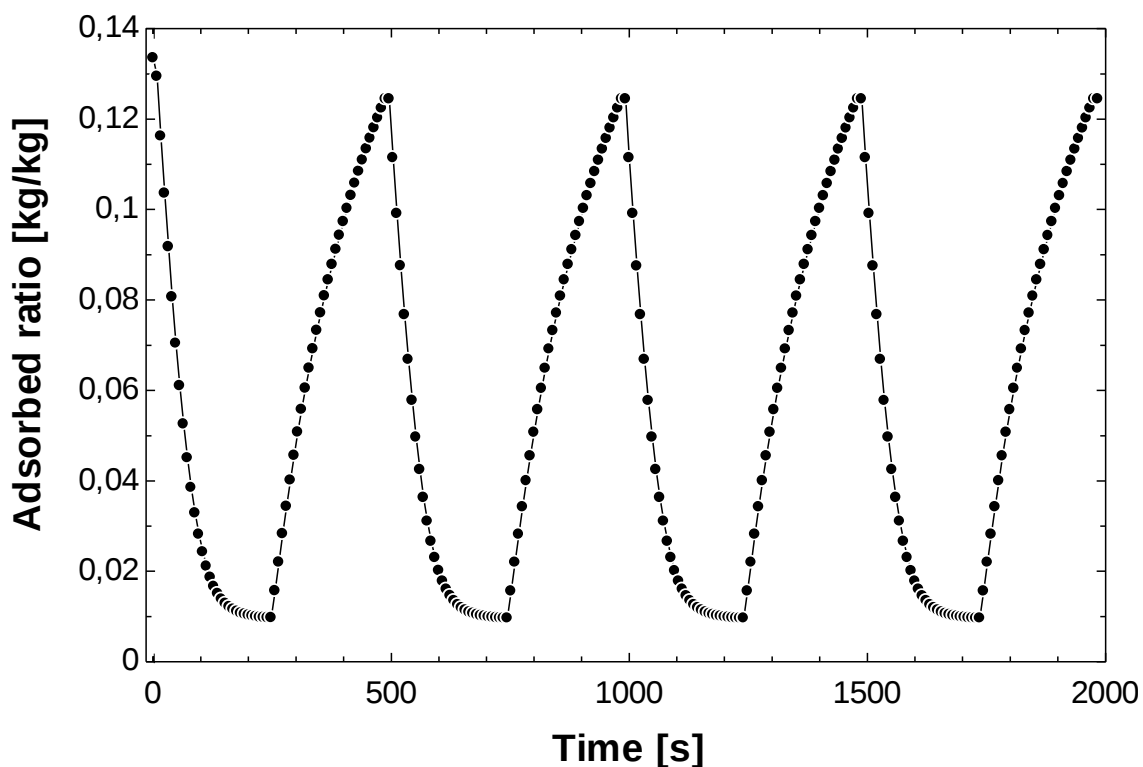
۴-۲-۲-۱ نمودارهای حاصل از شبیه سازی سیستم جذب سطحی

شکل (۲-۴) مقادیر سیال عامل جذب و احیا شده توسط ذرات جاذب (سیلیکاژل) تحت تأثیر دمای بستر جاذب را نشان می دهد. با توجه به شکل با ورود سیال گرم به سیستم (نقطه ۱)، عملیات احیا شروع می شود تا زمانی که به پایان مرحله احیا- (q_{dil}) (نقطه ۲) می رسد، در این لحظه تمام سیال عامل جذب شده توسط ذرات جاذب احیا شده و مقدارش نزدیک به صفر می رسد و ذرات جاذب خالی از سیال عامل شده است. با ورود سیال سرد به سیستم (نقطه ۳)، فرآیند جذب شروع شده، تا زمانی که به پایان مرحله جذب- (q_{conc}) (نقطه ۴) می رسد.



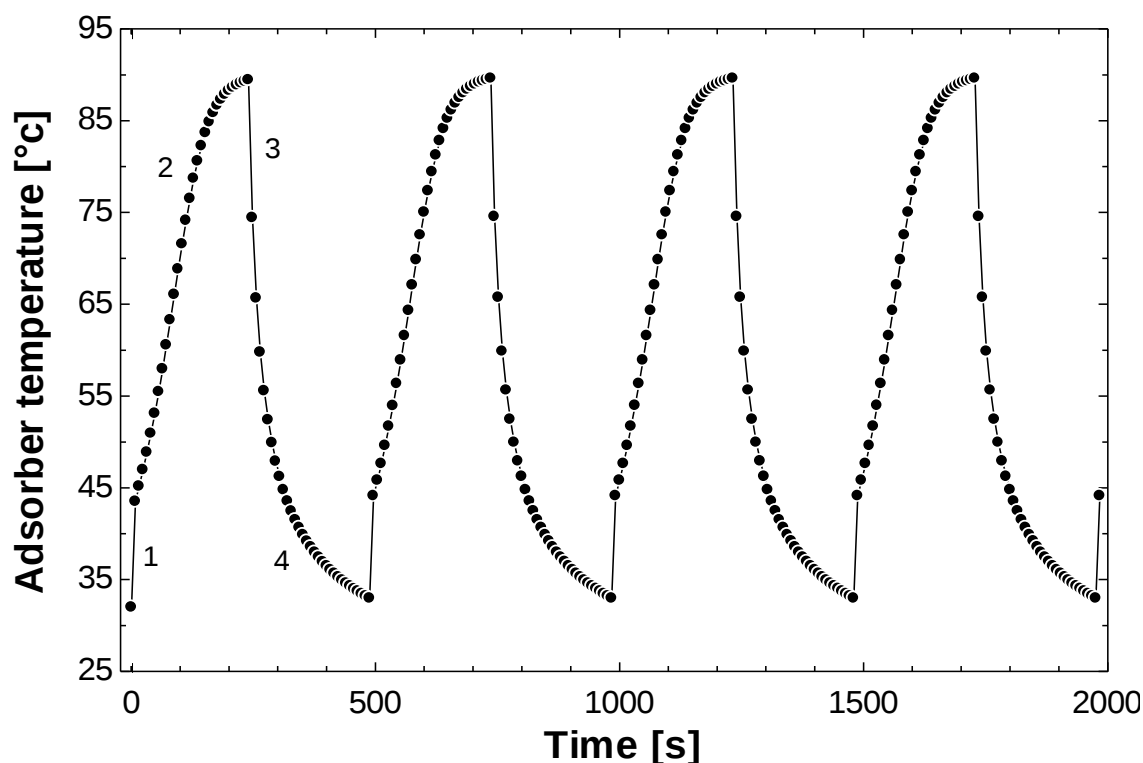
شکل ۴-۲: مقادیر سیال عامل جذب و احیا شده تحت تأثیر دمای بستر

شکل (۳-۴) مقادیر جذب سیال عامل توسط جاذب بر حسب زمان (برای دو سیکل کاری) را نشان می‌دهد. یکی از پارامترهای بسیار تاثیرگذار در عملکرد چیلرهای جذب سطحی مقدار جذب سیال عامل در ذرات جاذب است. با توجه به این که فشار در اواپراتور پایین‌تر از فشار در کندانسور می‌باشد. معمولاً زمان فرآیند جذب نسبت به فرآیند احیا بیشتر در نظر گرفته می‌شود، هر چند در شبیه‌سازی انجام شده به دلیل وجود دو بستر در سیکل، زمان در نظر گرفته شده برای فرآیند جذب و احیا، برابر در نظر گرفته شده است. همانطور که در شکل مشاهده می‌شود، مقدار جذب سیال عامل از ابتدای زمان سیکل که عملیات پیش گرمایش است تا انتهای زمان سیکل و عملیات جذب در شکل آمده است.



شکل ۴-۳: مقادیر جذب سیال عامل توسط جاذب بر حسب زمان

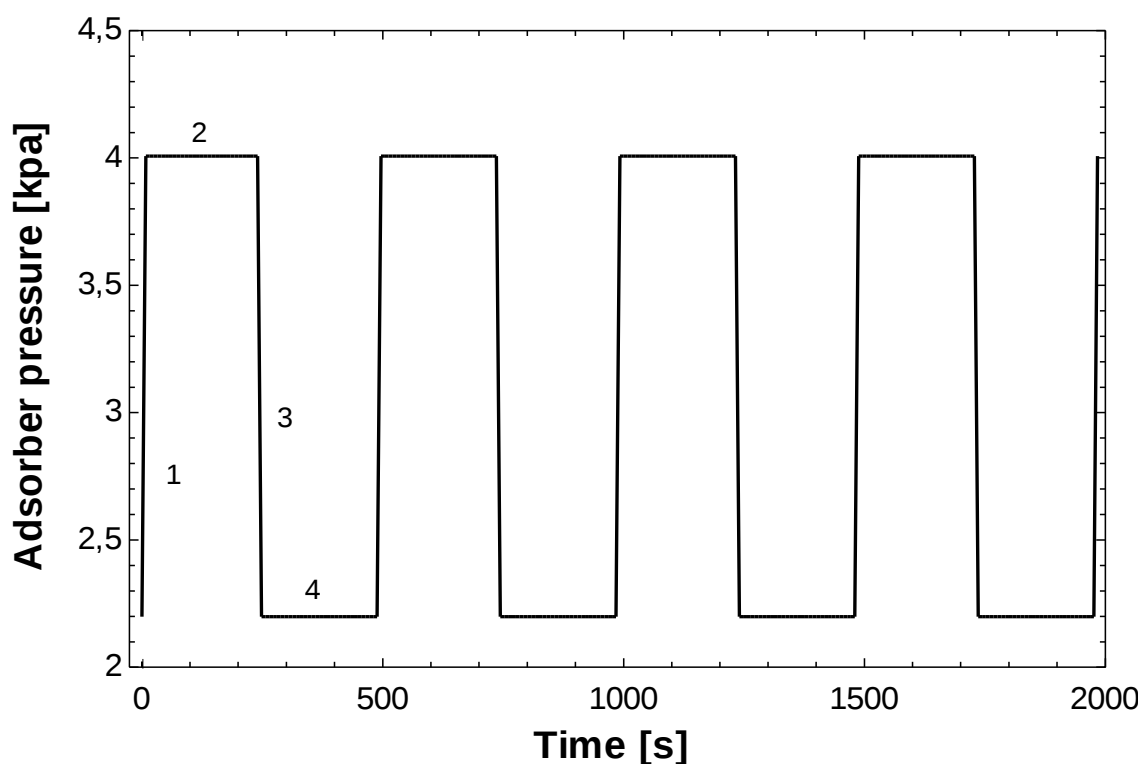
شکل (۴-۴) تغییرات دمای بستر جاذب بر حسب زمان (برای دو سیکل کاری) را نشان می‌دهد. با توجه به شکل در مراحل اول و سوم (مراحل جرم ثابت)، مقدار میرد موجود در جاذب ثابت می‌ماند و تمامی حرارت داده شده یا دفع شده از بستر جاذب صرف افزایش یا کاهش دمای بستر جاذب می‌شود. در این مراحل شیرهای ارتباطی به بستر جاذب بسته می‌باشند، بنابراین شیب دما در مراحل اول و سوم بیشتر از مراحل فشار ثابت است. اما در مراحل دوم و چهارم (دفع و جذب فشار ثابت)، مقدار جذب در حال تغییر است و مقداری از حرارت مبادله شده صرف تأمین انرژی جذب می‌شود، در نتیجه افزایش یا کاهش دما با شیب کمتری نسبت به مراحل جرم ثابت اتفاق می‌افتد.



شکل ۴-۴: تغییرات دمای بستر جاذب بر حسب زمان

شکل (۴-۵) تغییرات فشار بستر جاذب بر حسب زمان (برای دو سیکل کاری) را نشان می‌دهد. با توجه به شکل (۴-۲) تا شکل (۴-۴)، مرحله اول (گرمایش جرم ثابت)، که شیرهای ارتباطی بستر جاذب با کندانسور و اواپراتور بسته‌اند. بنابراین افزایش دمای بستر جاذب باعث افزایش فشار بستر جاذب تا فشار کندانسور می‌شود. مرحله دوم (دفع فشار ثابت)، هنگامی که فشار داخل بستر جاذب به فشار کندانسور برسد، شیر ارتباطی بستر جاذب با کندانسور باز شده و با تداوم گرمایش بستر جاذب، دفع مبرد در فشار ثابت بستر جاذب به صورت گسترده آغاز خواهد شد. بخارهای مبرد در این مرحله وارد کندانسور شده و پس از عبور از شیر انبساط وارد اواپراتور می‌شوند. مرحله سوم (سرمايش جرم ثابت)، با کاهش مقدار مبرد جذب شده و رسیدن به حد معینی از آن، شیر ارتباطی بستر جاذب با کندانسور مجدداً بسته شده و با سرد کردن بستر جاذب، سرمايش جرم ثابت بستر جاذب شروع می‌شود. بنابراین فشار بستر جاذب تا فشار اواپراتور کاهش می‌یابد. مرحله چهارم (جذب فشار ثابت)، پس از رسیدن فشار بستر جاذب به فشار اواپراتور

درحالیکه شیر ارتباطی بین بستر جاذب و کندانسور بسته است، شیر ارتباطی بین بستر جاذب و اواپراتور باز شده و سرمایش بستر جاذب ادامه می‌یابد. درنتیجه اتصال بستر جاذب به اواپراتور، فشار بستر جاذب ثابت مانده و درحین کاهش دمای مواد جاذب، فرآیند جذب در بستر جاذب تسریع می‌شود. خلاء ناشی از جذب مبرد توسط مواد جاذب منجر به مکش مبرد تبخیر شده از اواپراتور می‌شود. در این مرحله، تبخیر مبرد در اواپراتور منجر به تولید سرمایش در سیستم تهویه مطبوع جذبی سطحی می‌شود.



شکل ۴-۵: تغییرات فشار بستر جاذب بر حسب زمان

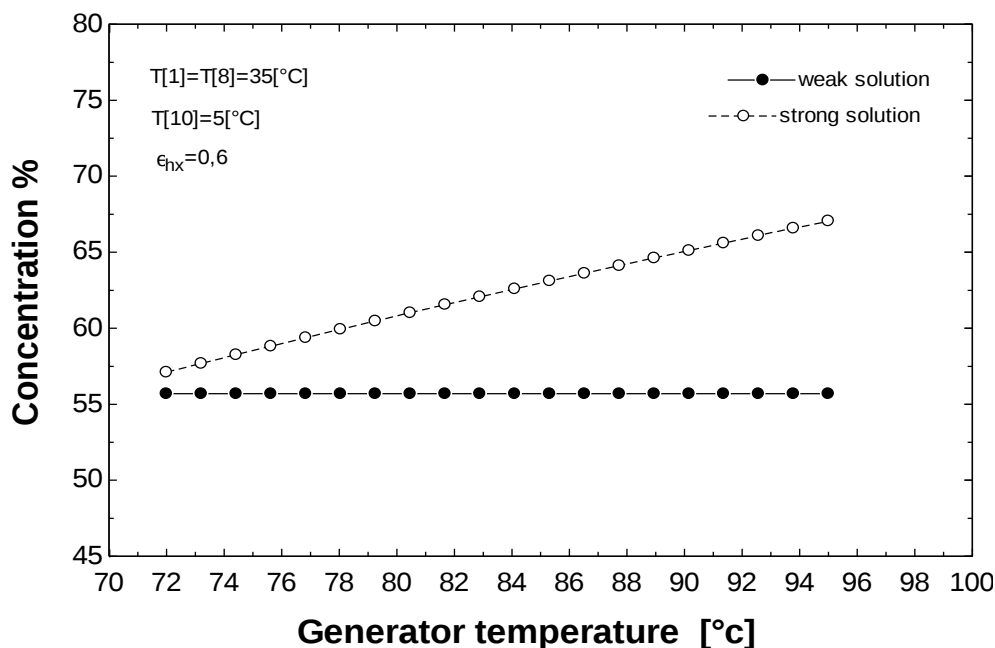
۳-۲-۴ تأثیر پارامترهای مختلف بر عملکرد سیستم جذب حجمی و جذبی سطحی

۱-۳-۲-۴ سیستم جذب حجمی

در این قسمت، به تاثیرمهمترین پارامترهای ورودی بر عملکرد (ترمودینامیکی) سیکل جذب حجمی پرداخته می‌شود. با توجه به محدودیت‌های حاکم هر یک از پارامترهای طراحی در یک بازه محدودی می‌توانند تغییر کنند، با ثابت بودن پارامترهای طراحی دیگر بازه تغییرات را اعمال می‌کنیم.

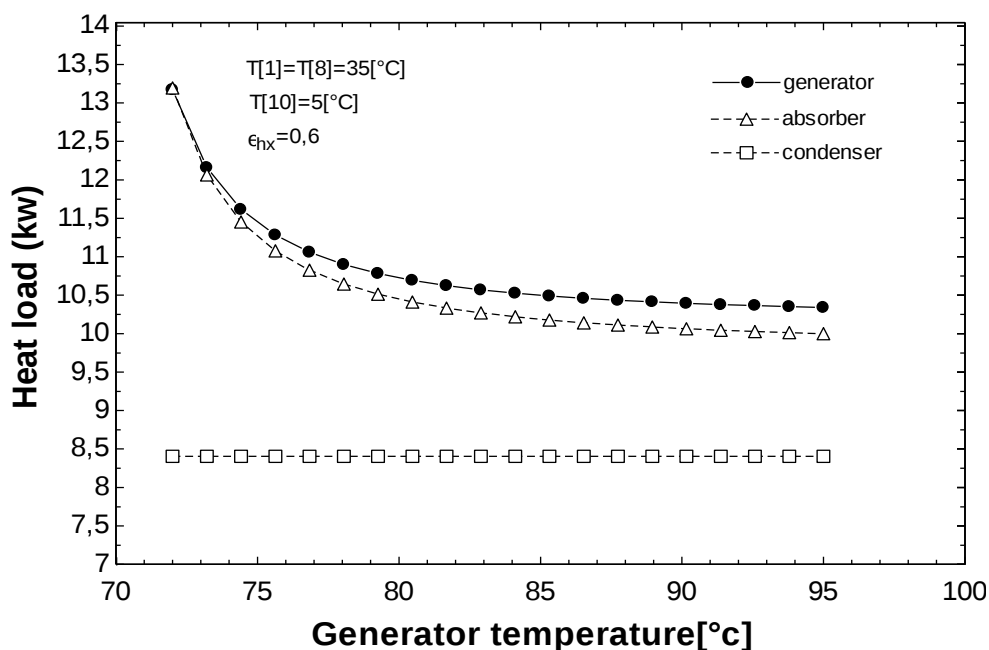
۱-۱-۳-۲-۴ دمای ژنراتور

شکل (۴-۶) تغییرات غلظت جاذب در محلول، برحسب دمای ژنراتور را نشان می‌دهد. مطابق شکل، تغییرات دمای ژنراتور روی غلظت محلول رقیق تاثیری ندارد، اما برای محلول غلیظ، با افزایش دمای ژنراتور غلظت محلول غلیظ با شیب تقریباً یکسان افزایش می‌یابد. افزایش دمای ژنراتور، دمای محلول خروجی از ژنراتور را افزایش می‌دهد که دمای محلول خروجی از ژنراتور با غلظت محلول خروجی از آن، ارتباط مستقیم دارد. بنابراین با افزایش دمای ژنراتور، غلظت محلول غلیظ افزایش می‌یابد.



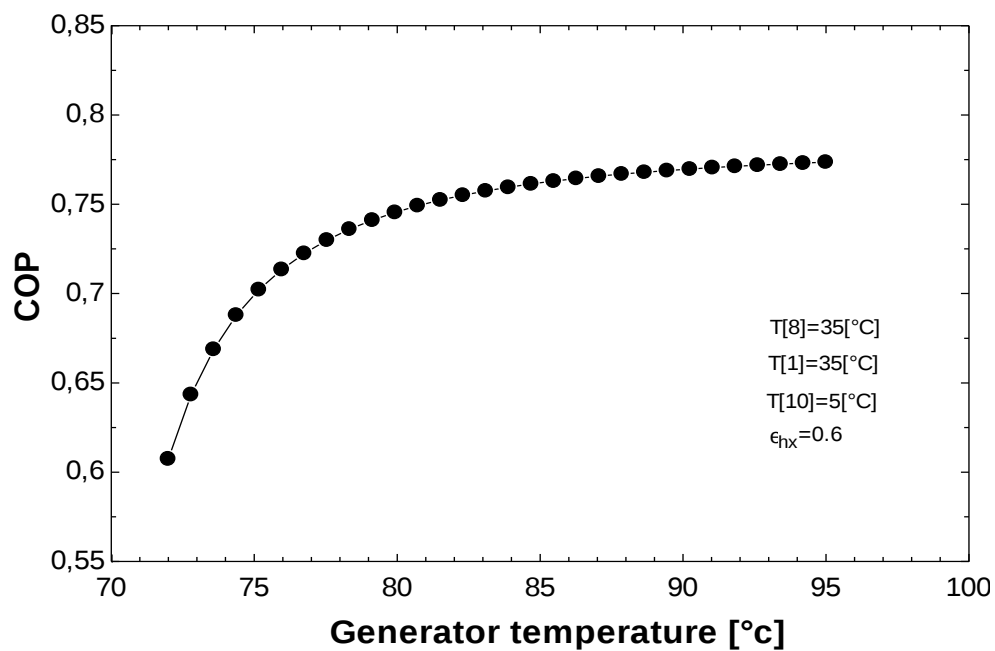
شکل ۴-۶: تغییرات غلظت جاذب در محلول بر حسب دمای ژنراتور

شکل (۷-۴) تغییرات بار حرارتی هر یک از مولفه‌های سیستم بر حسب دمای ژنراتور را نشان می‌دهد. مطابق شکل، بار حرارتی کندانسور با افزایش دمای ژنراتور تقریباً ثابت می‌ماند در حالی که بار حرارتی ابزوربر و ژنراتور در دماهای پایین ژنراتور با شیب تند و در دماهای بالاتر با شیب ملایم کاهش می‌یابند.



شکل ۷-۴: تغییرات بار حرارتی مولفه‌های سیستم بر حسب دمای ژنراتور

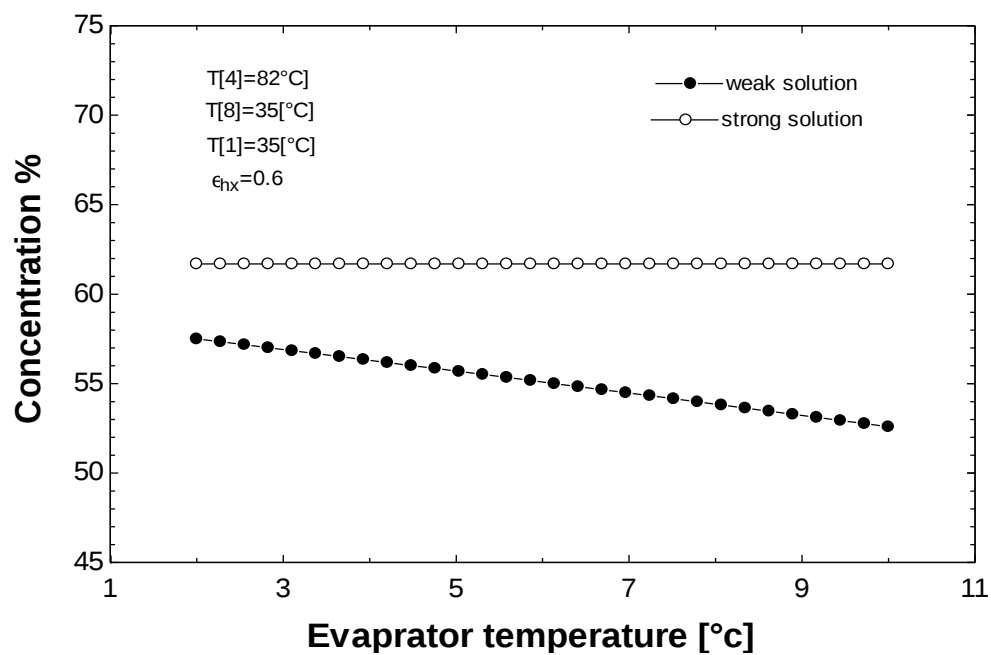
شکل (۸-۴) تغییرات ضریب عملکرد سیستم بر حسب دمای ژنراتور را نشان می‌دهد. مطابق شکل، با افزایش دمای ژنراتور، ضریب عملکرد ابتدا با شیب تند و در دماهای بالاتر با شیب ملایم افزایش می‌یابد. با افزایش دمای ژنراتور، میزان حرارت مورد نیاز برای ایجاد مبرد کاهش می‌یابد، چرا که در دمای بالای محلول لیتیوم بروماید-آب، مبرد با دریافت حرارت کمتری تبخیر می‌شود. بنابراین با توجه به رابطه ضریب عملکرد و ثابت بودن ظرفیت اواپراتور، افزایش دمای ژنراتور ضریب عملکرد سیستم را افزایش می‌دهد.



شکل ۴-۸: تغییرات ضریب عملکرد بر حسب دمای ژنراتور

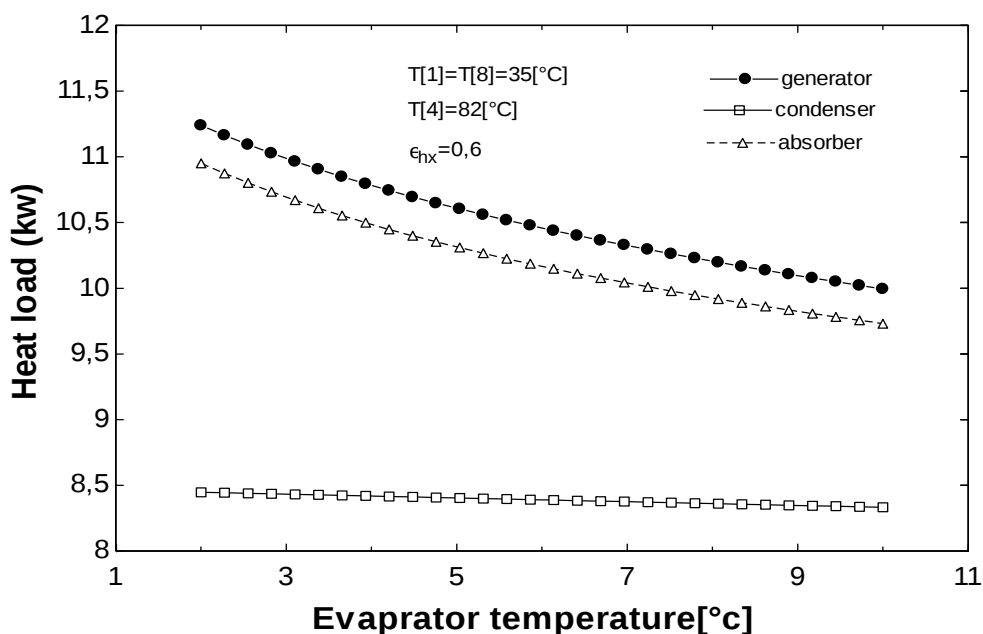
۴-۲-۳-۱-۲ دمای اواپراتور

شکل (۴-۹) تغییرات غلظت جاذب در محلول بر حسب دمای اواپراتور را نشان می‌دهد. مطابق شکل، افزایش دمای اواپراتور بر غلظت محلول غلیظ تاثیری ندارد اما برای محلول رقیق، غلظت محلول با شیب تقریباً یکسان کاهش می‌یابد.



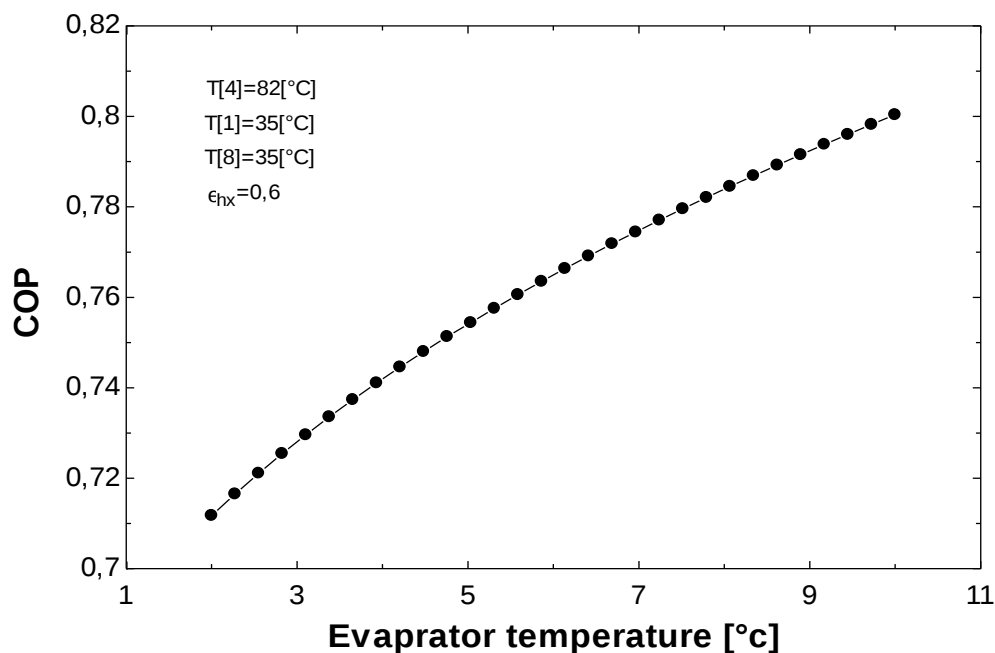
شکل ۴-۹: تغییرات غلظت جاذب در محلول بر حسب دمای اواپراتور

شکل (۴-۱۰) تغییرات بار حرارتی هر یک از مولفه‌های سیستم بر حسب دمای اواپراتور را نشان می‌دهد. مطابق شکل، با افزایش دمای اواپراتور بار حرارتی کندانسور تقریباً ثابت می‌ماند در حالی که بار حرارتی ابزوربر و ژنراتور کاهش می‌یابند.



شکل ۴-۱۰: تغییرات بار حرارتی مولفه‌های سیستم بر حسب دمای ژنراتور

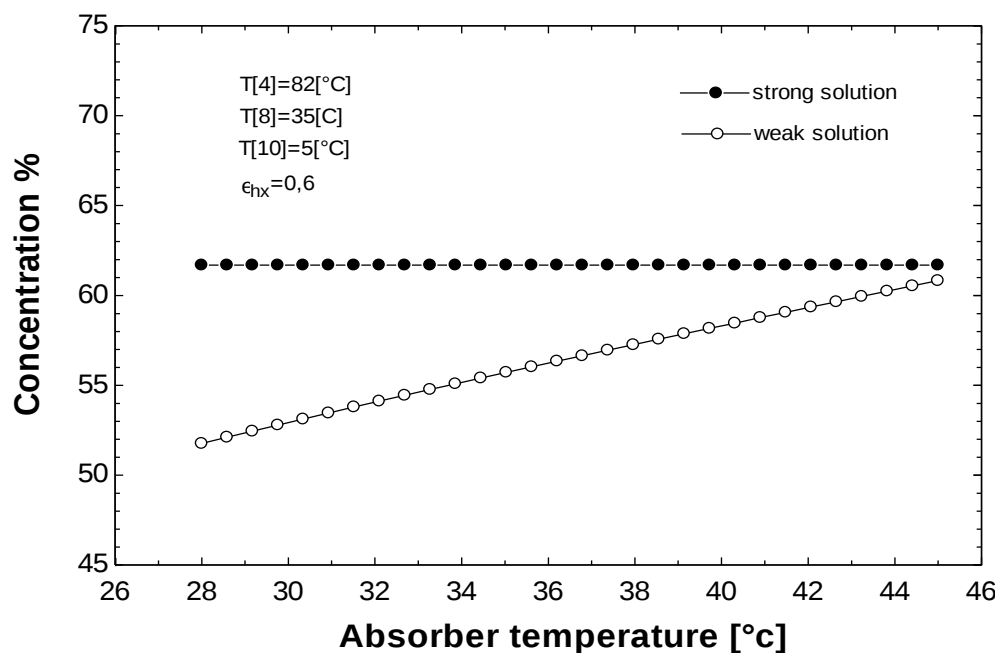
شکل (۴-۱۱) تغییرات ضریب عملکرد سیستم بر حسب دمای اواپراتور را نشان می‌دهد. مطابق شکل، با افزایش دمای اواپراتور، ضریب عملکرد سیستم افزایش می‌یابد. افزایش دمای اواپراتور، افزایش فشار اواپراتور و ابزوربر را در پی دارد که باعث کاهش غلظت لیتیوم بروماید در محلول خروجی از ابزوربر می‌شود. عوامل نام برده سبب کاهش انرژی مورد نیاز در ژنراتور برای جداسازی مبرد از محلول می‌شود. بنابراین با توجه به فرمول ضریب عملکرد و ثابت بودن ظرفیت اواپراتور، افزایش دمای اواپراتور ضریب عملکرد سیستم را افزایش می‌دهد.



شکل ۴-۱۱: تغییرات ضریب عملکرد بر حسب دمای اواپراتور

۴-۲-۳-۱-۳ دمای ابزوربر

شکل (۴-۱۲) تغییرات غلظت جاذب در محلول بر حسب دمای ابزوربر را نشان می‌دهد. مطابق شکل، افزایش دمای ابزوربر بر غلظت محلول غلیظ تاثیری ندارد اما برای غلظت محلول رقیق، با شیب تقریباً یکسان افزایش می‌یابد. به طور کلی دمای ابزوربر و غلظت خروجی از آن نسبت مسقیم با یکدیگر دارند، هر چه دمای ابزوربر کمتر باشد مقدار میرد جذب شده توسط محلول بیشتر است.



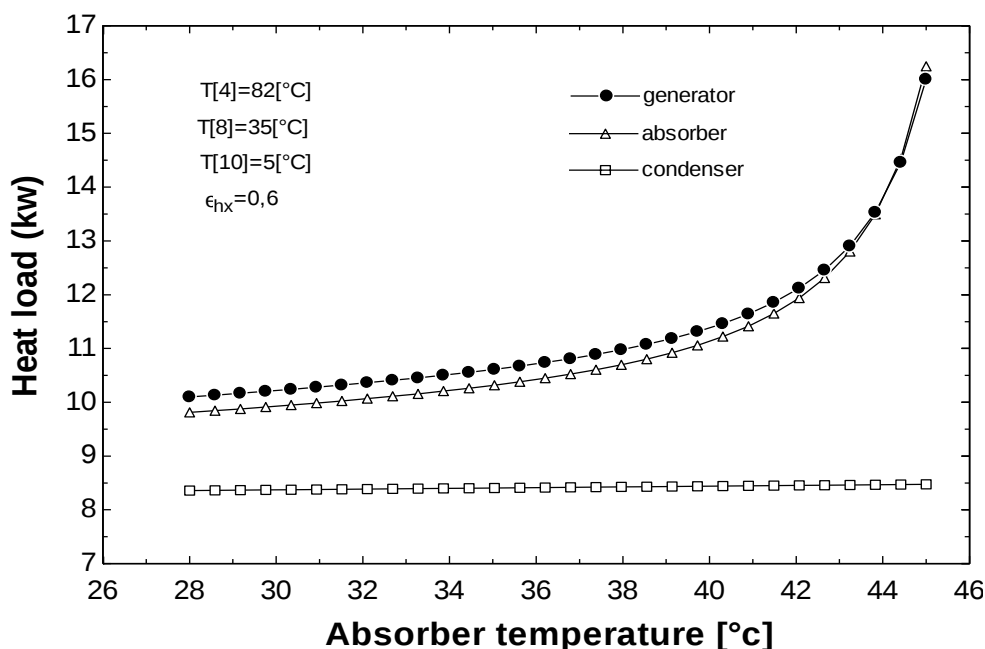
شکل ۴-۱۲: تغییرات غلظت جاذب در محلول بر حسب دمای ابزوربر

شکل (۴-۱۳) تغییرات بار حرارتی هر یک از مولفه‌های سیستم بر حسب دمای ابزوربر را نشان می‌دهد.

مطابق شکل، با افزایش دمای ابزوربر بار حرارتی کندانسور تقریباً ثابت می‌ماند در حالی که بار حرارتی

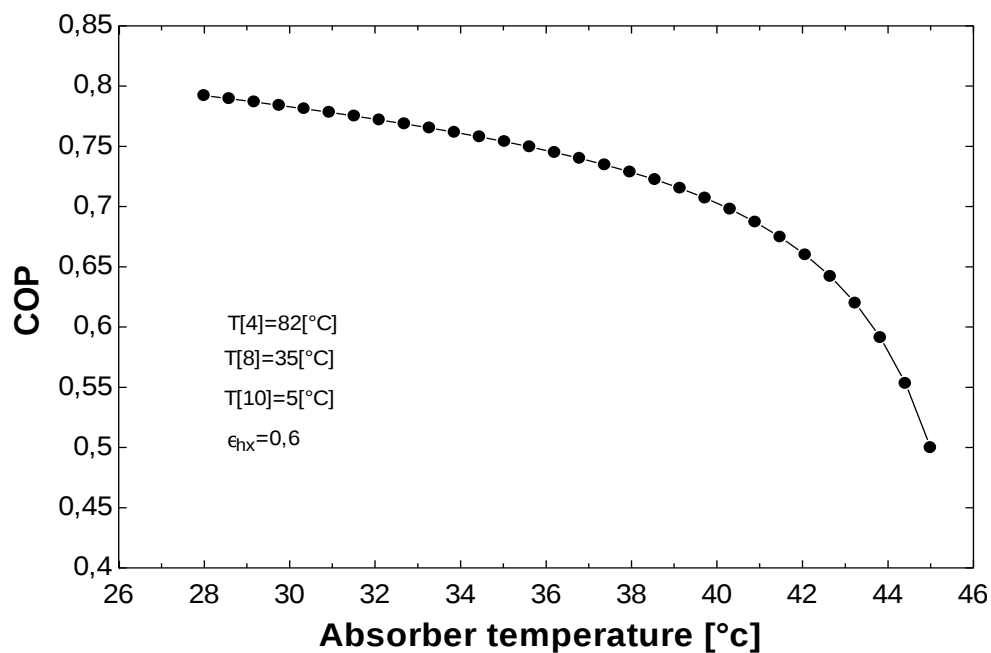
ژنراتور و ابزوربر، در دماهای پایین ابزوربر، با شیب ملایم و در دماهای بالاتر با شیب تندتری افزایش

می‌یابد



شکل ۴-۱۳: تغییرات بار حرارتی مولفه‌های سیستم بر حسب دمای ابزوربر

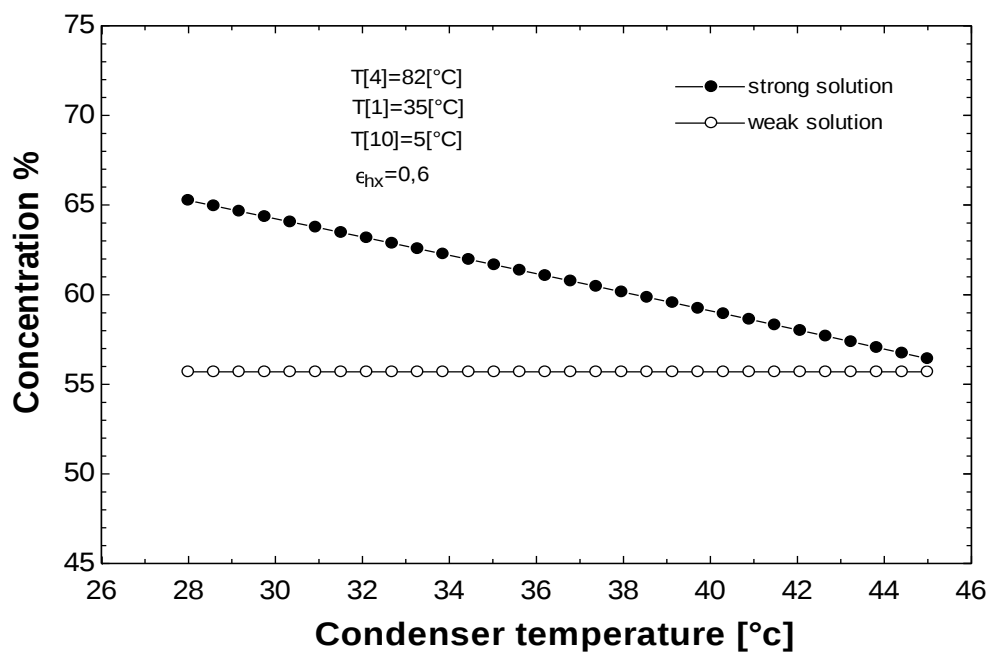
شکل (۴-۱۴) تغییرات ضریب عملکرد سیستم بر حسب دمای ابزوربر را نشان می‌دهد. مطابق شکل، با افزایش دمای ابزوربر، ضریب عملکرد سیستم کاهش می‌یابد. افزایش دمای ابزوربر، افزایش غلظت لیتیوم بروماید محلول خروجی از ابزوربر را در پی دارد. بنابراین در دمای پایینتر، عمل جذب مبرد در ابزوربر بهتر صورت می‌گیرد و محلول مبرد بیشتری را جذب می‌کند. در نتیجه جذب مبرد بیشتر، غلظت لیتیوم بروماید در محلول را کاهش می‌دهد. از طرفی افزایش غلظت محلول خروجی از ابزوربر باعث افزایش انرژی مورد نیاز ژنراتور برای جدا کردن مبرد از محلول می‌شود. بنابراین با توجه به رابطه ضریب عملکرد و ثابت بودن ظرفیت اواپراتور، افزایش دمای ابزوربر، ضریب عملکرد سیستم را کاهش می‌دهد، که نشان دهنده عملکرد بهتر سیستم در دماهای پایین ابزوربر می‌باشد.



شکل ۴-۱۴: تغییرات ضریب عملکرد برحسب دمای ایزوربر

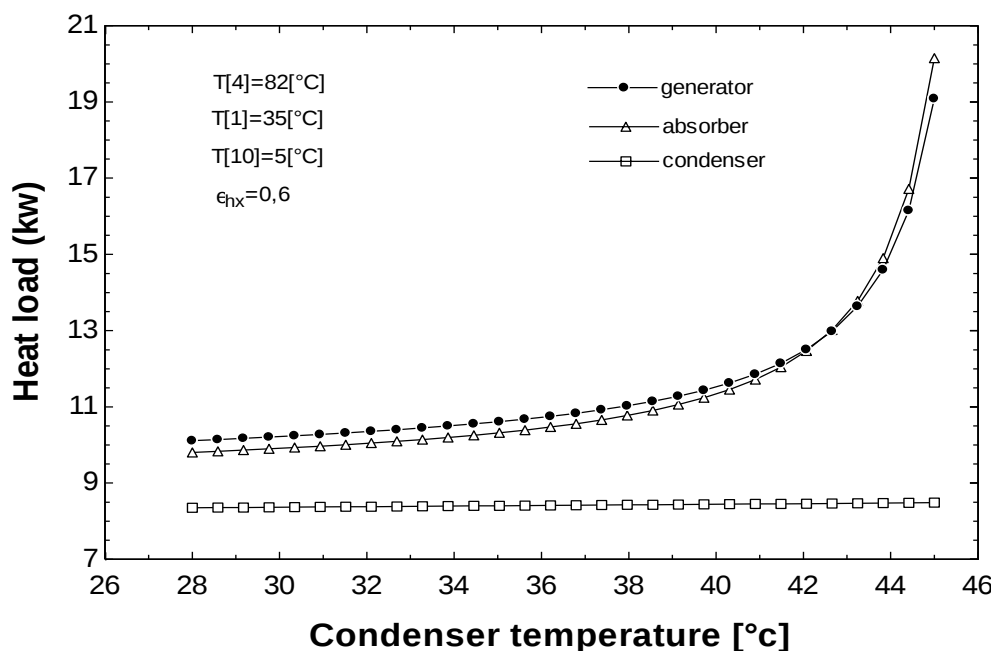
۴-۱-۳-۲-۴ دمای کندانسور

شکل (۴-۱۵) تغییرات غلظت جاذب در محلول برحسب دمای کندانسور را نشان می‌دهد. مطابق شکل، افزایش دمای کندانسور بر غلظت محلول رقیق تاثیری ندارد اما برای غلظت محلول غلیظ، با شیب تقریباً یکسان کاهش می‌یابد و رفته رفته به غلظت محلول رقیق نزدیکتر می‌شود.



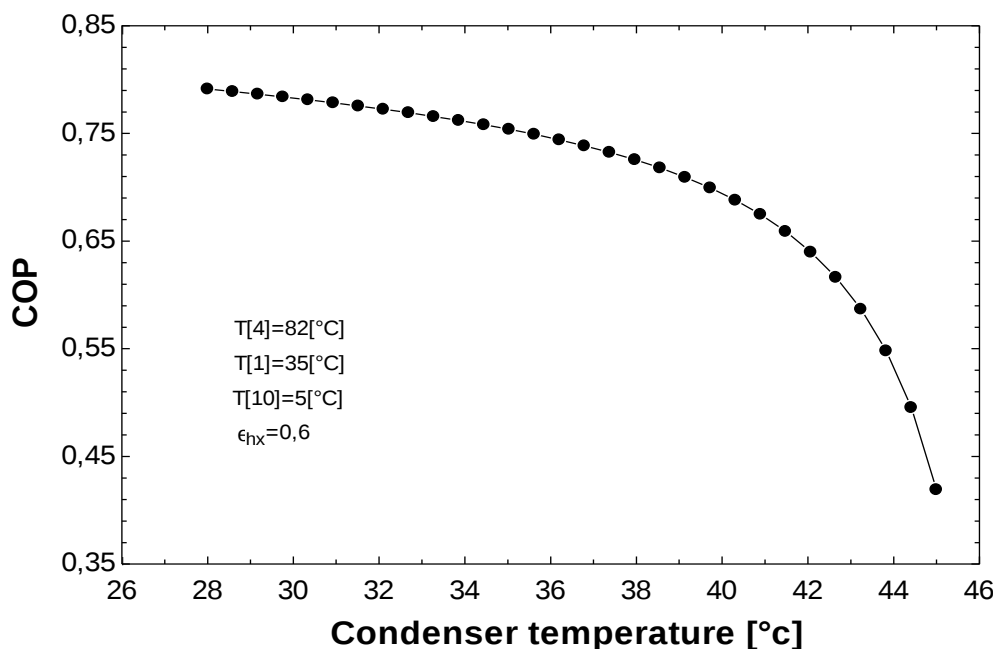
شکل ۴-۱۵: تغییرات غلظت جاذب در محلول بر حسب دمای کندانسور

شکل (۴-۱۶) تغییرات بار حرارتی هر یک از مولفه‌های سیستم بر حسب دمای کندانسور را نشان می‌دهد. مطابق شکل، با افزایش دمای کندانسور بار حرارتی کندانسور تقریباً ثابت می‌ماند در حالی که بار حرارتی ژنراتور و ایزوربر، در دماهای پایین کندانسور، با شیب ملایم و در دماهای بالاتر با شیب تند افزایش می‌یابد.



شکل ۴-۱۶: تغییرات بار حرارتی مولفه‌های سیستم بر حسب دمای کندانسور

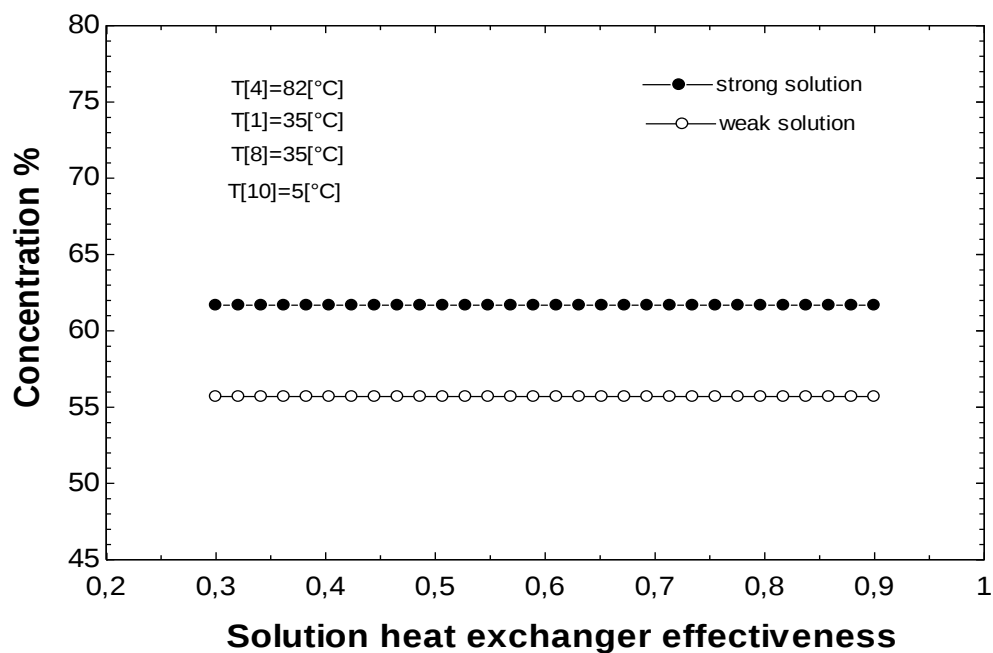
شکل (۴-۱۷) تغییرات ضریب عملکرد سیستم بر حسب دمای کندانسور را نشان می‌دهد. مطابق شکل، با افزایش دمای کندانسور، ضریب عملکرد سیستم کاهش می‌یابد. افزایش دمای کندانسور، افزایش فشار در کندانسور را در پی دارد. همچنین بدلیل اینکه از افت فشار در ژنراتور و کندانسور صرف نظر شده است. در نتیجه فشار در ژنراتور افزایش می‌یابد و با افزایش فشار در ژنراتور، دبی جرمی محلول رقیق افزایش یافته که با توجه به رابطه بالانس انرژی ژنراتور، انتقال حرارت به ژنراتور افزایش می‌یابد. بنابراین با توجه به رابطه ضریب عملکرد و ثابت بودن ظرفیت اواپراتور، افزایش دمای کندانسور، ضریب عملکرد سیستم را کاهش می‌دهد.



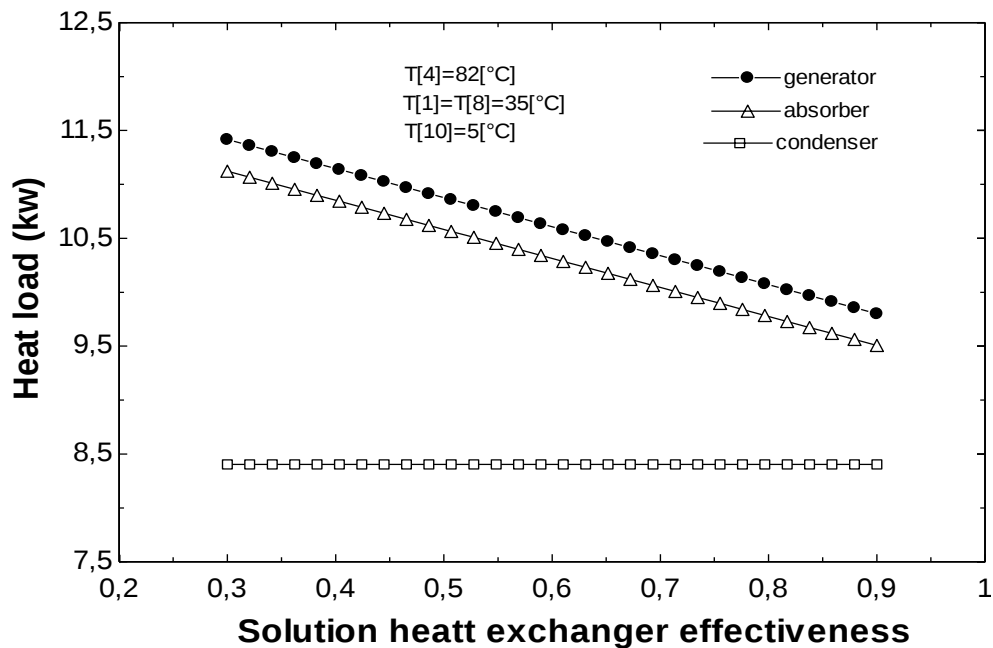
شکل ۴-۱۷: تغییرات ضریب عملکرد برحسب دمای کندانسور

۴-۲-۳-۱-۵ ضریب کارایی مبدل حرارتی

شکل (۴-۱۸) تغییرات غلظت جاذب در محلول برحسب ضریب کارایی مبدل حرارتی را نشان می‌دهد. با توجه به اینکه تغییرات ضریب کارایی مبدل حرارتی روی دمای محلول خروجی از ژنراتور و خروجی از ابزوربر تاثیر نمی‌گذارد بنابراین تاثیری در غلظت محلول ندارد و غلظت‌های رقیق و غلیظ ثابت باقی می‌ماند. ولی این تغییرات روی بار حرارتی مولفه‌های سیستم تاثیر گذاشته به جز کندانسور، با افزایش ضریب کارایی مبدل حرارتی، بار حرارتی ژنراتور و ابزوربر با شیب یکسان کاهش می‌یابند. شکل (۴-۱۹) بیان‌کننده این مطلب می‌باشد.

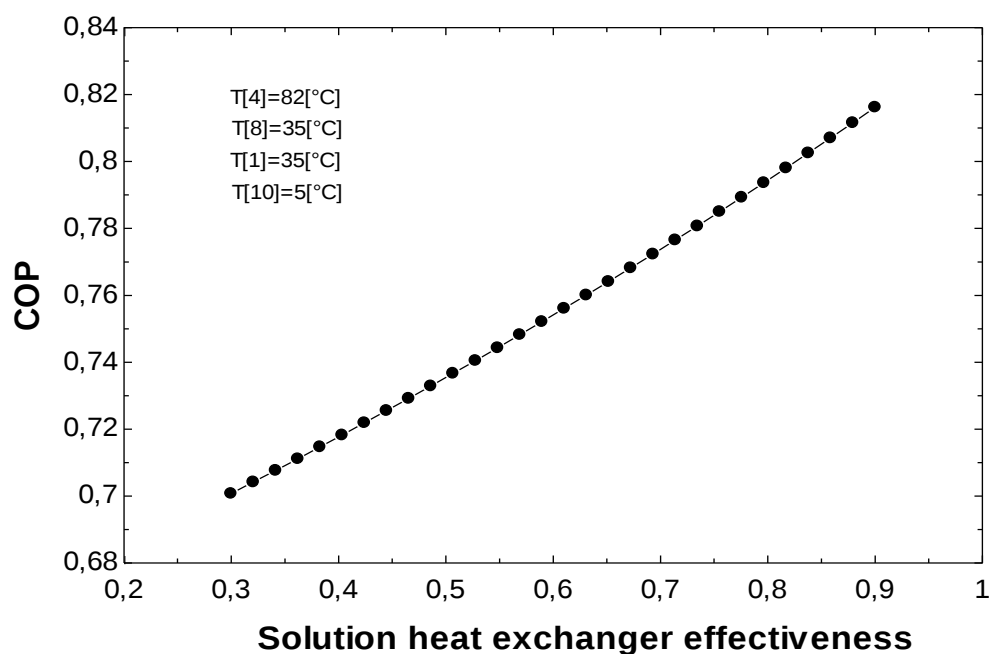


شکل ۴-۱۸: تغییرات غلظت جاذب در محلول بر حسب ضریب کارایی مبدل حرارتی



شکل ۴-۱۹: تغییرات بار حرارتی مولفه‌های سیستم بر حسب ضریب کارایی مبدل حرارتی

شکل (۴-۲۰) تغییرات ضریب عملکرد سیستم بر حسب ضریب کارایی (راندمان) مبدل حرارتی را نشان می‌دهد. مطابق شکل، با افزایش راندمان، ضریب عملکرد سیستم افزایش می‌یابد. با افزایش راندمان مبدل حرارتی، دماهایی محلول خروجی از مبدل و ورودی به ژنراتور افزایش می‌یابد. از این رو نیاز به انرژی، در ژنراتور کاهش می‌یابد. بنابراین با توجه به رابطه ضریب عملکرد و ثابت بودن ظرفیت اواپراتور، افزایش ضریب کارایی مبدل حرارتی، ضریب عملکرد سیستم را افزایش می‌دهد.



شکل ۴-۲۰: تغییرات ضریب عملکرد بر حسب ضریب کارایی مبدل حرارتی

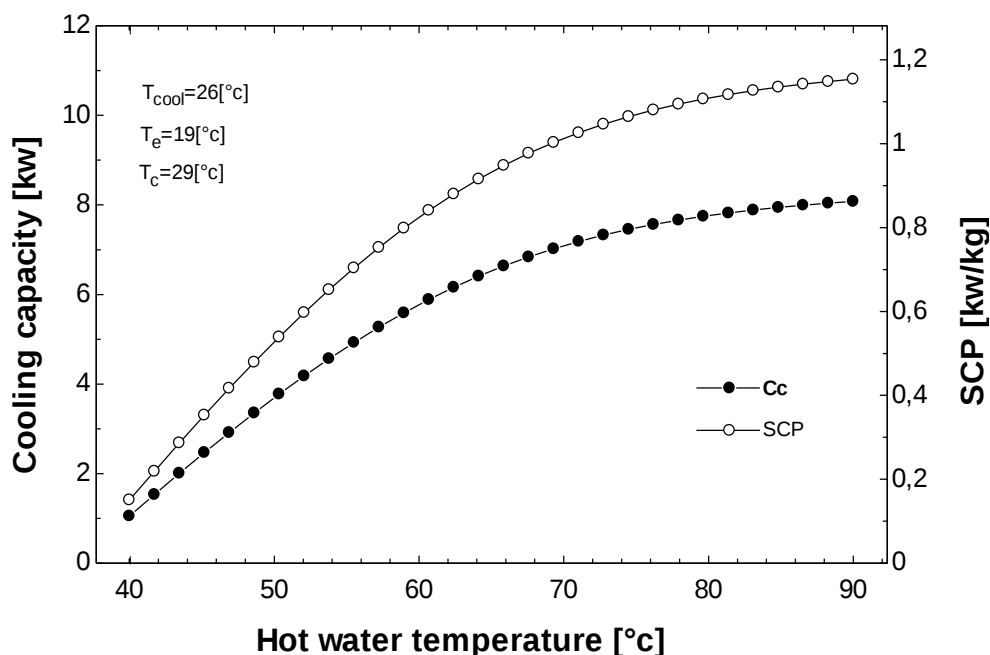
۲-۳-۲-۴ سیستم جذب سطحی

در این بخش، تاثیر تغییرات مهمترین پارامترهای ورودی بر عملکرد سیستم جذب سطحی مورد بررسی قرار می‌گیرد. همان‌گونه که بیان شد: برای بررسی تاثیر هر پارامتر، مقادیر سایر پارامترها ثابت و برابر مقادیر پیش فرض مدل نمونه، فرض شده و تنها پارامتر مورد نظر تغییر می‌کند.

۴-۲-۳-۱ دمای آب گرم

آب گرم به منزله محرک سیکل سرمایش جذب سطحی محسوب می‌شود و نقشی مشابه انرژی الکتریکی درسیکل سرمایش تراکمی دارد. به همین دلیل، بررسی تاثیر دمای آب گرم بر پارامترهای کارکرد سیستم دیدگاه دقیق‌تری نسبت به عملکرد سیکل جذب سطحی و انتخاب منبع حرارتی مناسب ایجاد می‌نماید.

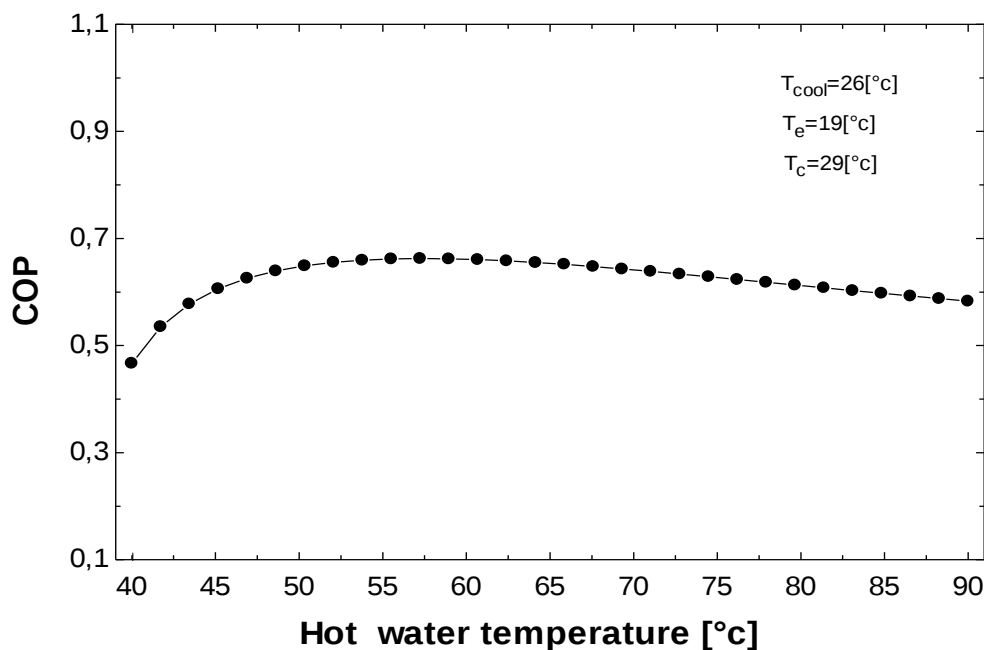
شکل (۴-۲۱) تغییرات ظرفیت سرمایش و ظرفیت سرمایش مخصوص سیستم بر حسب دمای آب گرم ورودی را نشان می‌دهد. مطابق شکل، با افزایش دمای آب گرم، ظرفیت سرمایش و ظرفیت سرمایش مخصوص افزایش می‌یابد. تولید سرمایش در سیستم‌های سرمایش جذب سطحی همانند سیستم‌های تراکمی از نوع تبخیری است، یعنی با ایجاد شرایط تبخیر برای یک مایع، آن مایع تبخیر شده و گرمای لازم برای تبخیر را از مایع و محیط می‌گیرد. در عمل گرمایش با دمای بالاتر مقدار بیشتری از بخار جذب شده در سیلیکاژل را دفع می‌کند و بستر را برای جذب بخار بیشتر آماده می‌کند. بنابراین دمای منبع گرم بالاتر نرخ تولید سرمایش را افزایش می‌دهد. از طرفی افزایش دمای آب گرم ورودی زمان سیکل را کاهش می‌دهد (دمای بالاتر به معنای گرمایش سریعتر و آزاد شدن مقدار ماده سرمازا (مبرد) بیشتر)، در نتیجه زمان مورد نیاز کمتر برای سیکل است. بنابراین با توجه به رابطه ظرفیت سرمایش مخصوص که رابطه مستقیم با گرمای جذب شده در اواپراتور ($\dot{Q}_{ref}$) و رابطه معکوس با زمان سیکل دارد، افزایش دمای آب گرم ورودی ظرفیت سرمایش مخصوص را افزایش می‌دهد.



شکل ۴-۲۱: تغییرات ظرفیت سرمایش و ظرفیت سرمایش مخصوص بر حسب دمای آب گرم ورودی

شکل (۴-۲۲) تغییرات ضریب عملکرد سیستم بر حسب دمای آب گرم ورودی را نشان می‌دهد. مطابق شکل، ضریب عملکرد سیستم با افزایش دمای آب گرم، در ابتدا روندی صعودی و با بیشتر شدن درجه حرارت روندی نزولی از خود نشان می‌دهد. افزایش دما باعث افزایش ظرفیت سرمایش به ازای یک کیلوگرم سیلیکاژل می‌شود. علت این است گرمایش بستر با دمای بالاتر مقدار بیشتری از بخار جذب شده در سیلیکاژل را دفع می‌کند و بستر برای جذب بخار بیشتر آماده می‌شود. در نتیجه در مرحله جذب، سرمایش بیشتری در اواپراتور تولید می‌شود. از طرفی افزایش دمای آب گرم ورودی، باعث افزایش گرمای جذب شده توسط بستر در زمان احیا می‌شود. بنابراین با توجه به رابطه ضریب عملکرد که رابطه مستقیم با گرمای جذب شده در اواپراتور و رابطه معکوس با گرمای وارد شده به بستر جاذب دارد، با افزایش دمای آب گرم ورودی، ضریب عملکرد تا دمای مشخصی افزایش می‌یابد ولی افزایش بیشتر درجه حرارت منجر به کاهش ضریب عملکرد سیستم می‌شود. دلیل این است که در ابتدا افزایش سرمایش تولید شده بر

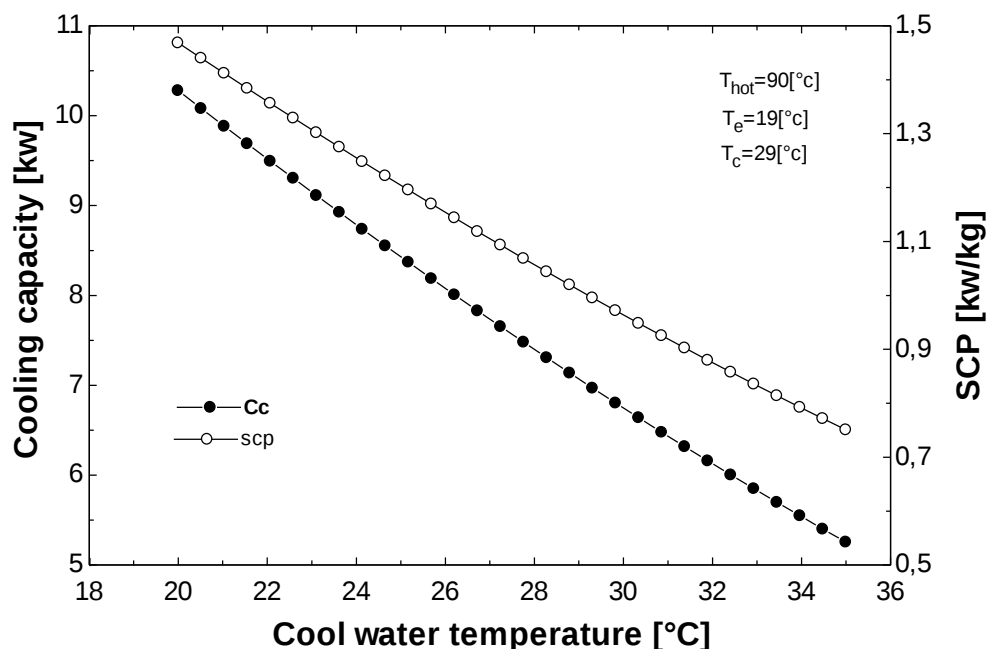
افزایش گرمای وارد شده به بستر غلبه کرده، ولی در دماهای بالاتر، افزایش گرمای وارد شده به بستر بر افزایش سرمایش تولید شده غلبه نموده و موجب کاهش ضریب عملکرد می‌شود.



شکل ۴-۲۲: تغییرات ضریب عملکرد برحسب دمای آب گرم ورودی

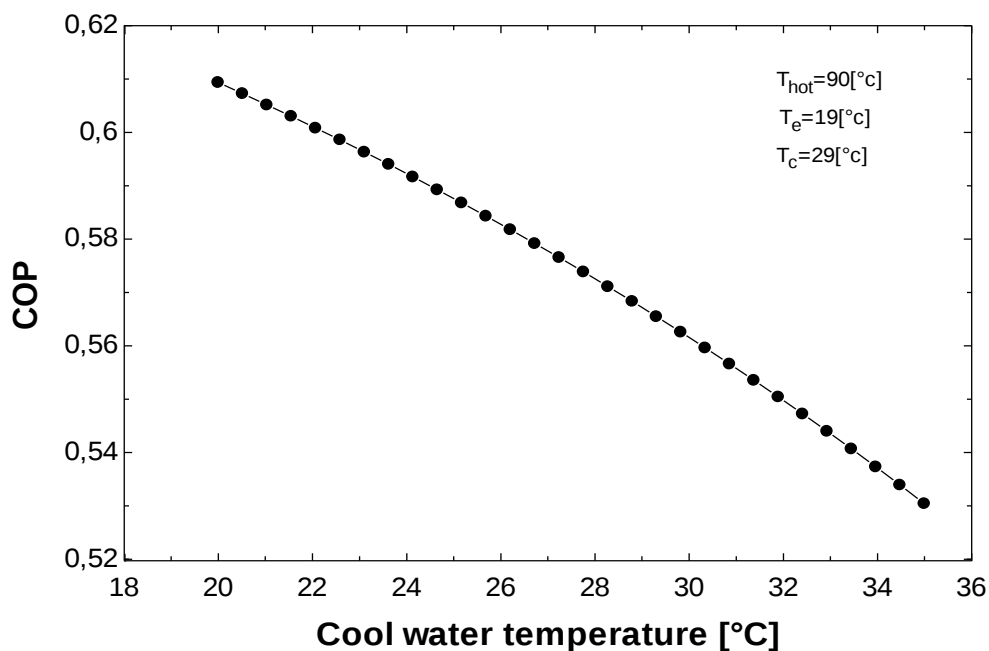
۴-۲-۳-۲-۲ دمای آب خنک کننده

شکل (۴-۲۳) تغییرات ظرفیت سرمایش و ظرفیت سرمایش مخصوص سیستم برحسب دمای آب خنک کننده ورودی را نشان می‌دهد. مطابق شکل، با کاهش دمای آب خنک کننده، ظرفیت سرمایش و ظرفیت سرمایش مخصوص افزایش می‌یابد. کاهش دمای آب خنک کننده ظرفیت جذب را افزایش می‌دهد، در مراحل بعد مقدار مبرد بیشتری برای جذب در دسترس است و فرایند جذب بهتر صورت می‌گیرد. در نتیجه با کاهش دمای آب خنک کننده، ظرفیت سرمایش افزایش می‌یابد. از طرفی کاهش دمای آب خنک کننده، زمان سیکل را کاهش می‌دهد و باعث افزایش گرمای جذب شده در اواپراتور می‌شود. بنابراین با توجه به رابطه ظرفیت سرمایش مخصوص، کاهش دمای آب خنک کننده ورودی، ظرفیت سرمایش مخصوص را افزایش می‌دهد.



شکل ۴-۲۳: تغییرات ظرفیت سرمایش و ظرفیت سرمایش مخصوص بر حسب دمای آب خنک کننده ورودی

شکل (۴-۲۴) تغییرات ضریب عملکرد سیستم بر حسب دمای آب خنک کننده ورودی را نشان می دهد. مطابق شکل، با کاهش دمای آب خنک کننده ورودی، ضریب عملکرد سیستم افزایش می یابد. کاهش دما باعث افزایش حداکثر جذب تعادلی می گردد. بنابراین با کاهش دمای آب خنک کننده، ظرفیت جذب و به دنبال آن ظرفیت سرمایش سیستم افزایش می یابد. از طرفی کاهش دمای آب خنک کننده ورودی، جذب تعادلی حداقل را کاهش می دهد. لذا کل حرارت مورد نیاز سیستم نیز افزایش می یابد، بنابراین با توجه به رابطه ضریب عملکرد و غلبه افزایش ظرفیت سرمایش بر حرارت ورودی کل، کاهش دمای آب خنک کننده ورودی ضریب عملکرد سیستم را افزایش می دهد.



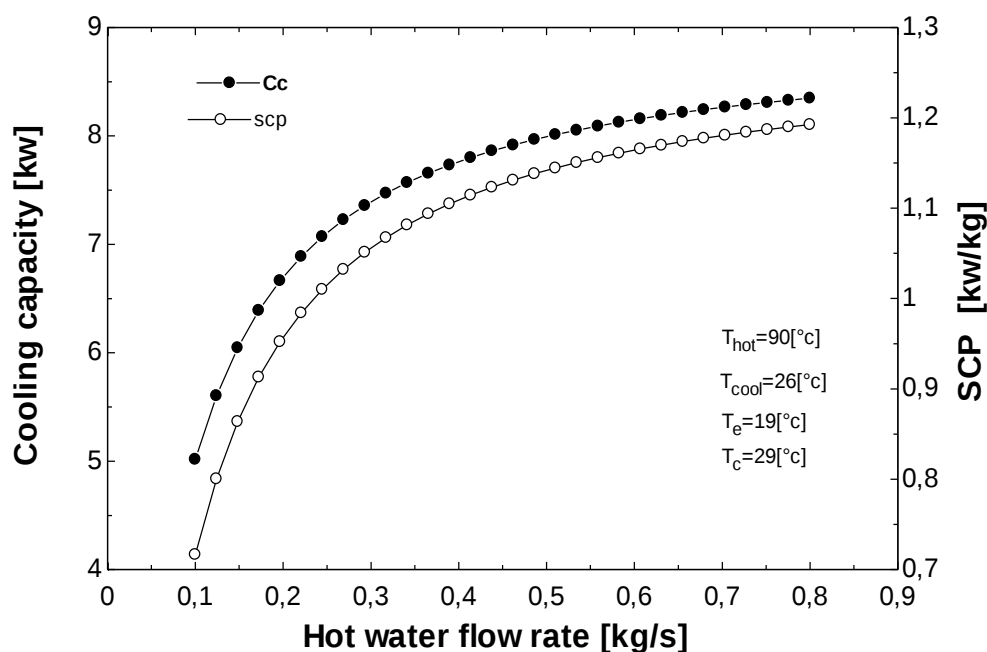
شکل ۴-۲۴: تغییرات ضریب عملکرد برحسب دمای آب خنک کننده ورودی

۴-۲-۳-۲-۳ دبی جرمی آب گرم

تأثیرات مشابهی بر روی ظرفیت سرمایش و ضریب عملکرد سیستم با تغییر دبی جرمی جریان آب گرم رخ می دهد، که در شکل (۴-۲۵) و شکل (۴-۲۶) نشان داده شده است. اثر دبی جرمی جریان آب گرم در این حالت شبیه به افزایش دمای ورودی آب گرم است، زیرا هر دو منجر به تأمین گرمای بیشتر به جاذب می شوند.

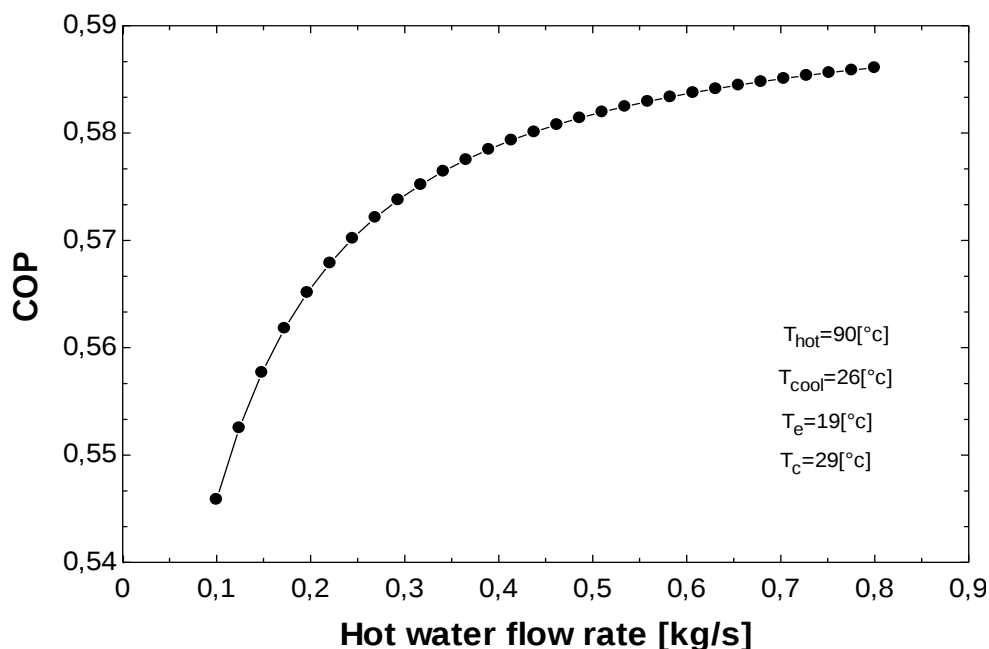
شکل (۴-۲۵) تغییرات ظرفیت سرمایش و ظرفیت سرمایش مخصوص سیستم برحسب دبی جرمی آب گرم ورودی را نشان می دهد مطابق شکل، با افزایش دبی جرمی آب گرم ورودی، ظرفیت سرمایش و ظرفیت سرمایش مخصوص سیستم افزایش می یابد. افزایش دبی جرمی آب گرم ورودی سبب افزایش جرم سیال احیا شده و همچنین افزایش ظرفیت جذب مواد جاذب در مرحله جذب می شود. در نتیجه افزایش دبی جرمی آب گرم، افزایش ظرفیت سرمایش را در پی دارد. از طرفی افزایش دبی جرمی آب گرم ورودی،

زمان چرخه را کاهش می‌دهد. دبی جرمی بالاتر به معنای افزایش نرخ گرمای ورودی به چرخه و در نتیجه گرمایش سریعتر و زمان مورد نیاز کمتر برای چرخه است. بنابراین با توجه به رابطه ظرفیت سرمایش مخصوص، افزایش دبی جرمی آب گرم ورودی، ظرفیت سرمایش مخصوص سیستم را افزایش می‌دهد.



شکل ۴-۲۵: تغییرات ظرفیت سرمایش و ظرفیت سرمایش مخصوص برحسب دبی جرمی آب گرم ورودی

شکل (۴-۲۶) تغییرات ضریب عملکرد سیستم بر حسب دبی جرمی آب گرم ورودی را نشان می‌دهد. مطابق شکل، با افزایش دبی جرمی آب گرم، ضریب عملکرد سیستم افزایش می‌یابد. افزایش دبی جرمی آب گرم ورودی، افزایش جرم سیال احیا شده و همچنین افزایش ظرفیت جذب مواد جاذب را در پی دارد. از طرفی دبی جرمی بالاتر به معنای افزایش نرخ گرمای ورودی بیشتر به چرخه می‌باشد. بنابراین با توجه به رابطه ضریب عملکرد و غلبه افزایش ظرفیت سرمایش بر افزایش گرمای ورودی به چرخه، افزایش دبی جرمی آب گرم ورودی ضریب عملکرد سیستم را افزایش می‌دهد.

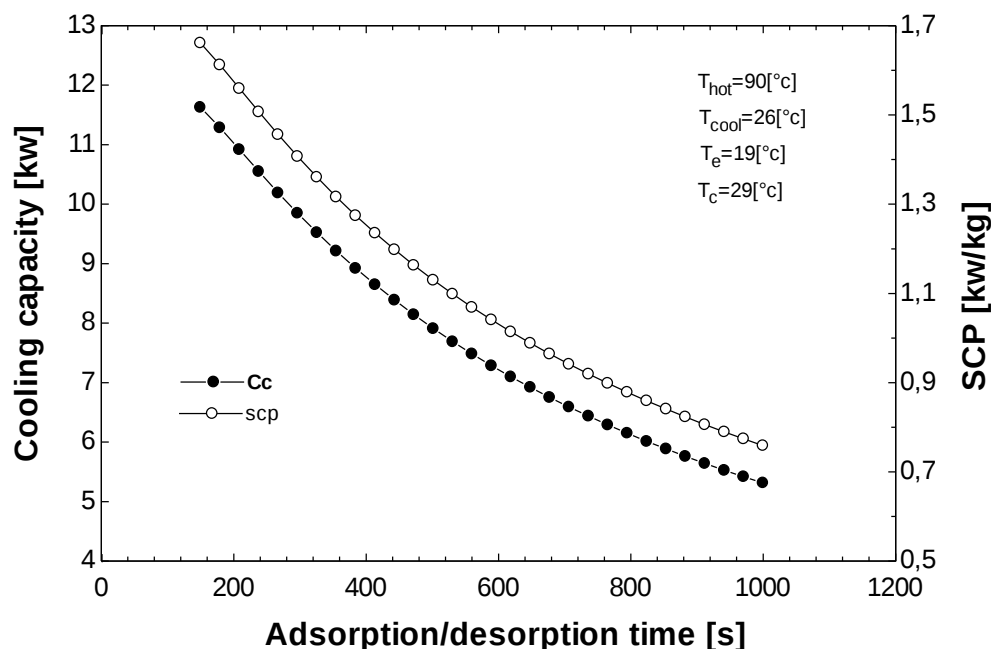


شکل ۴-۲۶: تغییرات ضریب عملکرد بر حسب دبی جرمی آب گرم ورودی

۴-۲-۳-۲-۴ زمان چرخه جذب و احیا

منظور از افزایش زمان سیکل، درواقع افزایش زمان مراحل جذب/احیا بوده و زمان جابجایی بین محفظه‌ها مقدار ثابت باقی می‌ماند.

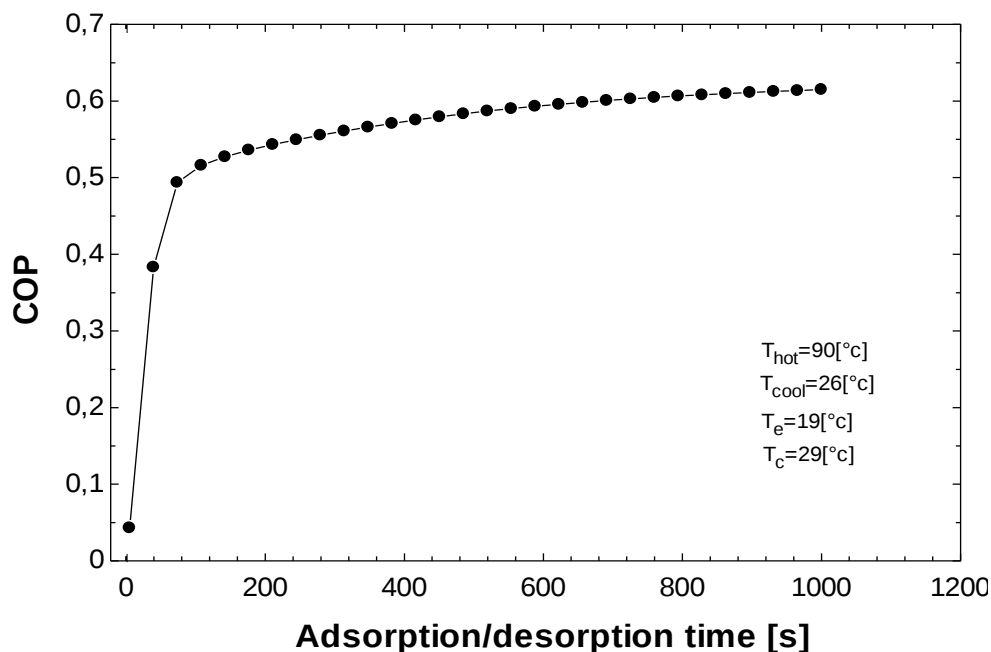
شکل (۴-۲۷) تغییرات ظرفیت سرمایش و ظرفیت سرمایش مخصوص سیستم بر حسب زمان چرخه جذب/احیا را نشان می‌دهد. مطابق شکل، با افزایش زمان چرخه، ظرفیت سرمایش و ظرفیت سرمایش مخصوص کاهش می‌یابد. دلیل آن این است که بخش عمده حرارت منتقل شده در اواپراتور، در اوایل مرحله جذب سطحی در محفظه‌ها صورت می‌گیرد و هرچه فرآیند جذب سطحی به پایان نزدیک می‌شود، اختلاف دمای آب سرد ورودی و خروجی اواپراتور نیز کمتر می‌شود بنابراین افزایش زمان سیکل موجب کاهش ظرفیت سرمایش می‌شود. از طرفی با توجه به رابطه ظرفیت سرمایش مخصوص، افزایش زمان سیکل، ظرفیت سرمایش مخصوص سیستم را کاهش می‌دهد.



شکل ۴-۲۷: تغییرات ظرفیت سرمایش و ظرفیت سرمایش مخصوص برحسب زمان فرآیندهای جذب و احیا

شکل (۴-۲۸) تغییرات ضریب عملکرد سیستم بر حسب زمان فرآیندهای جذب/ احیا را نشان می‌دهد. مطابق شکل، با افزایش زمان چرخه، ضریب عملکرد سیستم افزایش می‌یابد. همانطور که اشاره شد عمده انتقال حرارت در مرحله احیای محفظه جاذب، در اوایل این مرحله صورت می‌گیرد و با نزدیک شدن به پایان این مرحله، اختلاف دمای آب گرم ورودی و خروجی محفظه کاهش یافته و به حداقل مقدار ممکن می‌رسد. بنابراین با افزایش زمان، افزایش چندانی در مقدار حرارت اعمال شده به محفظه صورت نخواهد گرفت. مشابه این مسئله در اواپراتور نیز اتفاق می‌افتد و با گذشت زمان اختلاف دمای آب سرد ورودی و خروجی اواپراتور نیز کمتر می‌شود. این اختلاف دما بیشتر از اختلاف دمای آب گرم در ورود و خروج از محفظه گرم است. یعنی افزایش مقدار حرارت منتقل شده از آب سرد در اواپراتور بیش از افزایش مقدار حرارت اعمال شده در محفظه در حال احیا می‌باشد. بنابراین با توجه به رابطه ضریب عملکرد، افزایش زمان سیکل ضریب عملکرد سیستم را افزایش می‌دهد. با افزایش بیشتر زمان این مرحله و با توجه

به اینکه ظرفیت سرمایش و حرارت مصرفی در حال کم شدن هستند شیب تغییرات ضریب عملکرد کاهش می‌یابد، اما این شیب هیچگاه به صفر نمی‌رسد.



شکل ۴-۲۸: تغییرات ضریب عملکرد برحسب زمان فرآیندهای جذب و احیا

۳-۴ نتایج تحلیل اقتصادی

در این بخش، با استفاده از توابع فصل سوم و داده‌های اقتصادی به محاسبه هزینه‌های سرمایه گذاری اولیه، هزینه‌های عملیاتی و هزینه کل سالانه برای سیستم جذب حجمی تک اثره و جذب سطحی دو بستره در ظرفیت یکسان پرداخته می‌شود. همچنین با توجه به ارزش زمانی پول، هزینه چرخه زندگی (LCC) در طول عمر مفید سیستم‌ها را محاسبه می‌کنیم. درنهایت به تأثیر پارامترهای ورودی بر هزینه کل سرمایه و هزینه کل سالانه دو سیستم پرداخته می‌شود. با توجه به اینکه هدف از بکارگیری چیلرهای جذبی تولید برودت و بهره‌گیری از منافع ناشی از تهویه مطبوع می‌باشد گزینش سیستمی با هزینه کمتر، ما را به سمت اهداف پروژه رهنمون خواهد ساخت [۷۴].

۴-۳-۱ تحلیل اقتصادی سیستم جذب حجمی و جذب سطحی

برای تحلیل اقتصادی سیستم ابتدا باید ورودی‌های موردنیاز را داشته باشیم که در جدول (۴-۹) آمده است.

جدول ۴-۹: داده‌های مورد نیاز برای تحلیل اقتصادی [۷۶،۸۳،۷۵،۷۴،۴۲،۳۹]

واحد	مقدار	نماد	پارامتر
---	گاز طبیعی	NATGAS	سوخت مصرفی چیلر
%	۸۵	η_{boil}	راندمان بویلر
سال	۲۰	N	طول عمر
%	۱۰	i	inflation rate (نرخ تورم)
%	۲۰	d	interest/discount rate (نرخ تنزیل/بهره)
$\frac{\$}{\text{kwh}}$	۰/۰۷	C_{el}	تعارفه برق
$\frac{\$}{\text{m}^3}$	۰/۰۹	C_f	تعارفه گاز
$\frac{\$}{\text{m}^3}$	۰/۰۳۶۸	C_w	تعارفه آب
$\frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$	۵۵۰۰۰	HHV	ارزش حرارتی بالای گاز
$^{\circ}\text{C}$	۵	$\dot{Y}$	اختلاف بین دمای آب خروجی از برج و دمای هوای حباب‌تر ورودی
$\frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$	۰/۷۴	ρ_{fuel}	چگالی سوخت

حال با توجه به ورودی‌های مورد نیاز تحلیل اقتصادی را برای دو سیستم جذب حجمی و جذب سطحی بررسی می‌کنیم. تا متوجه شویم که این سیستم‌ها توجیه اقتصادی دارند یا خیر.

۴-۳-۱-۱ هزینه سرمایه‌گذاری اولیه سیستم جذب حجمی و جذب سطحی

۴-۳-۱-۱-۱ سیستم جذب حجمی

هزینه‌های سرمایه‌گذاری برای سیستم‌های سرمایش متناسب با ظرفیت آن‌ها تعیین می‌شود. در سیستم‌های جذب حجمی، هزینه سرمایه اولیه برابر هزینه کل سطوح انتقال حرارت سیکل می‌باشد. بنابراین با بدست آوردن سطوح انتقال حرارت اجزای مختلف سیکل جذب حجمی و با توجه به توابع فصل سوم، هزینه سرمایه‌گذاری اولیه سیستم محاسبه می‌شود [۷۷].

برای هزینه‌های سرمایه‌گذاری اولیه مورد نیاز برای سیستم جذب حجمی و جذب سطحی می‌توان بخشی از هزینه‌ها را یکسان فرض نمود. این هزینه‌ها مربوط به هزینه تهیه تجهیزات پمپاژ آب سرد مورد نیاز ساختمان، پمپاژ آب برج خنک‌کن و پمپ‌های مربوطه و لوله‌کشی‌های مورد نیاز می‌باشند. که هزینه تجهیزات مشترک لحاظ نشده است.

۴-۳-۱-۱-۱-۱ مساحت مبدل‌های حرارتی

همانطور که در بالا بیان شد، هزینه سرمایه مبدل‌های حرارتی تابعی از سطح تبادل حرارتی آن‌ها می‌باشد که با استفاده از روش اختلاف دمای لگاریتمی و نرخ حرارت تبادل شده و با داشتن ضریب انتقال حرارت متوسط از رابطه (۳-۳۴) محاسبه می‌شود [۴۱، ۳۹].

در پژوهش حاضر، مقادیر ضریب انتقال حرارت متوسط اجزای سیستم جذب حجمی، از مطالعه محمدی و همکاران [۳۹] استفاده شده که در جدول (۴-۱۰) بیان شده است.

جدول ۴-۱۰: مقادیر ضریب انتقال حرارت متوسط مبدل‌های حرارتی سیستم جذب حجمی [۳۹]

پارامتر	نماد	مقدار	واحد
ضریب انتقال حرارت ابزوربر	U_a	۰/۷	$\frac{kw}{m^2 \cdot ^\circ K}$
ضریب انتقال حرارت کندانسور	U_c	۲/۵	
ضریب انتقال حرارت اواپراتور	U_e	۱/۵	
ضریب انتقال حرارت ژنراتور	U_d	۱/۵	
ضریب انتقال حرارت مبدل حرارتی	U_{hx}	۱	

هزینه سرمایه‌گذاری اولیه سیستم جذب حجمی شامل هزینه کل تجهیزات سیستم شامل ژنراتور، کندانسور، اواپراتور، ابزوربر، مبدل حرارتی محلول، پمپ گردش محلول، شیرانبساط محلول و شیرانبساط مبرد می‌باشد که به همراه هزینه برج خنک‌کن در جدول (۴-۱۱) بیان شده است.

جدول ۴-۱۱: هزینه سرمایه‌گذاری اولیه سیستم جذب حجمی

تجهیزات	هزینه (\$)
ژنراتور	۱۳۵۶
کندانسور	۶۴۷
اواپراتور	۱۷۰۶
ابزوربر	۲۰۰۹
مبدل حرارتی محلول	۲۷۱
پمپ سیرکولاسیون محلول	۲۴۵
شیرانبساط مبرد و محلول	۷
سیستم جذب حجمی تک اثره	۶۲۴۰

۲۶۷۶	برج خنک کن
۸۹۱۵	مجموع هزینه سرمایه گذاری

۲-۱-۱-۳-۴ سیستم جذب سطحی

همانطور که بیان شد، هزینه سرمایه گذاری اولیه سیستم جذب سطحی وابسته به ظرفیت می باشد و از رابطه (۷۰-۳) محاسبه می شود. جدول (۱۲-۴) هزینه سرمایه گذاری اولیه سیستم جذب سطحی به همراه برج خنک کن را نشان می دهد.

جدول ۱۲-۴: هزینه سرمایه گذاری اولیه سیستم جذب سطحی

تجهیزات	هزینه (\$) (\$)
سیستم جذب سطحی دو بستره	۶۴۶۶
برج خنک کن	۳۳۳۳
مجموع هزینه سرمایه گذاری	۹۷۹۹

۲-۱-۳-۴ هزینه های عملیاتی سیستم جذب سطحی و جذب حجمی

۱-۲-۱-۳-۴ عمر مفید

عمر مفید یا عمر اقتصادی یک سیستم، طرح یا تجهیزات عبارت است از دوره زمانی (تعداد سال هایی) که دستگاه در حال کار بوده و انتظار می رود به صورت مطلوب و سوددهی مورد انتظار به کار خود ادامه دهد. به بیانی دیگر طی عمر اقتصادی، سیستم حداقل هزینه تعمیرات و نگهداری را داشته و در مجموع هزینه های آن مورد قبول فرد تصمیم گیرنده است. عمر مفید چیلرهای جذبی، مانند بسیاری از سیستم های دیگر با شرایط بهره برداری از آنها کاملاً متناسب است بنابر تحقیقات صورت گرفته

از شرکت‌های تاسیساتی فعال در بخش نگهداری و تعمیرات و نیز سازندگان تجهیزات سرمایشی، عمر مفید چیلرهای جذبی را می‌توان به طور متوسط ۲۰ سال در نظر گرفت [۴۲، ۳۹].

۴-۳-۱-۲-۲ سیستم جذب حجمی

هزینه‌های عملیاتی، هزینه‌های می‌باشند که در طول عمر یک سیستم باید پرداخت شود. این هزینه شامل انرژی برای تأمین نیاز سرمایشی و گرمایشی، هزینه کارکرد تجهیزاتی چون فن‌ها، پمپ‌ها و تعمیر و نگهداری و دیگر هزینه‌های مشابه می‌باشند. با توجه به تعرفه گاز، برق و آب در جدول (۴-۹) و توابع هزینه‌ها در فصل سوم، هزینه‌های مصرفی سیستم در سال اول بهره‌برداری در جدول (۴-۱۳) بیان شده است.

قابل ذکر است که سیستم‌ها در سه ماه تیر، مرداد، شهریور بصورت شبانه روزی روشن می‌باشند که ساعات کار سیستم در سال، از رابطه (۴-۲) بدست می‌آید [۷۴].

$$3 \times 31 \times 24 = 2232 \text{ hr} \quad (4-2)$$

۴-۳-۱-۲-۲-۱ هزینه تعمیرات و نگهداری

در سیستم های جذب حجمی به علت وجود مواد فعال شیمیایی و با در نظر گرفتن پدیده کریستالیزاسیون هزینه تعمیرات معمولاً ۵ تا ۶ درصد هزینه اولیه در نظر گرفته می شود که در جدول (۴-۱۳) بیان شده است [۷۸].

جدول ۴-۱۳: هزینه‌های عملیاتی سیستم جذب حجمی در سال اول بهره برداری

سیستم جذب حجمی	هزینه (\$/yr)
هزینه تعمیرات و نگهداری	۴۴۶
هزینه گاز	۲۲۲
هزینه برق	۱۷
هزینه آب	۵
مجموع هزینه‌های عملیاتی سالانه	۶۹۰

۴-۳-۱-۳-۲ سیستم جذب سطحی

با توجه به اینکه در سیکل جذب سطحی هیچ پمپ چرخش محلولی وجود ندارد. بنابراین سیکل جذب سطحی فاقد هزینه برق می‌باشد. هزینه‌های دیگر، شامل هزینه‌های تعمیر و نگهداری، سوخت و آب مصرفی سیستم در سال اول بهره برداری در جدول (۴-۱۴) بیان شده است.

۴-۳-۱-۳-۲-۱ هزینه تعمیرات و نگهداری

در سیستم جذب سطحی به دلیل عدم وجود اجزای متحرک و همچنین استفاده از جاذب جامد که باعث عدم تشکیل پدیده کریستالیزاسیون می‌شود هزینه تعمیرات معمولاً ۱ تا ۳ درصد هزینه اولیه در نظر گرفته می‌شود که در جدول (۴-۱۴) بیان شده است [۶۰].

جدول ۴-۱۴: هزینه‌های عملیاتی سیستم جذب سطحی در سال اول بهره برداری

سیستم جذب سطحی	هزینه (\$/yr)
هزینه تعمیرات و نگهداری	۹۸
هزینه گاز	۲۹۰
هزینه آب	۷
مجموع هزینه‌های عملیاتی سالانه	۳۹۵

۴-۳-۱-۳ هزینه چرخه زندگی (LCC)

برای ارزیابی اقتصادی سیستم جذب حجمی و جذب سطحی از روش هزینه چرخه عمر استفاده می‌کنیم. در روش LCC، تمامی هزینه‌های سیستم (هزینه‌های عملیاتی) طی هر سال در یک جدول مرتب شده و ارزش فعلی آنها در نظر گرفته شده است. جدول (۴-۱۵) ارزش فعلی هزینه‌های سیستم جذب حجمی و جذب سطحی و هزینه چرخه زندگی برای ۲۰ سال را نشان می‌دهد.

جدول ۴-۱۵: ارزش فعلی هزینه‌های سیستم جذب حجمی و جذب سطحی و هزینه چرخه زندگی برای ۲۰ سال

دوره عمر (سال)	ارزش فعلی هزینه‌های سیستم جذب سطحی (\$)	ارزش فعلی هزینه‌های سیستم جذب حجمی (\$)
۱	۳۲۸	۵۷۴/۹
۲	۳۰۱/۳	۵۲۷
۳	۲۷۶/۲	۴۸۳/۱
۴	۲۵۳/۲	۴۴۲/۸
۵	۲۳۲/۱	۴۰۵/۹
۶	۲۱۲/۸	۳۷۲/۱

۷	۳۴۱/۱	۱۹۵
۸	۳۱۲/۷	۱۷۸/۸
۹	۲۸۶/۶	۱۶۳/۹
۱۰	۲۶۲/۷	۱۵۰/۲
۱۱	۲۴۰/۸	۱۳۷/۷
۱۲	۲۲۰/۸	۱۲۶/۲
۱۳	۲۰۲/۴	۱۱۵/۷
۱۴	۱۸۵/۵	۱۰۶/۱
۱۵	۱۷۰	۹۷/۲۳
۱۶	۱۵۵/۹	۸۹/۱۲
۱۷	۱۴۲/۹	۸۱/۷
۱۸	۱۳۱	۷۴/۸۹
۱۹	۱۲۰/۱	۶۸/۶۵
۲۰	۱۱۰/۱	۶۲/۹۳
مجموع کل ارزش فعلی هزینه‌ها	۵۶۸۸	۳۲۵۲
هزینه اولیه سرمایه‌گذاری (\$)	۸۹۱۵	۹۷۹۹
هزینه چرخه زندگی (\$)	۱۴۶۰۳	۱۳۰۵۱

۴-۳-۱-۴ تأثیر پارامترهای مختلف بر هزینه‌های سیستم جذب حجمی و جذب

سطحی

همانگونه که تغییر پارامترها بر عملکرد ترمودینامیکی سیستم اثرگذار هست موجب تغییراتی در هزینه‌های سیستم می‌شود.

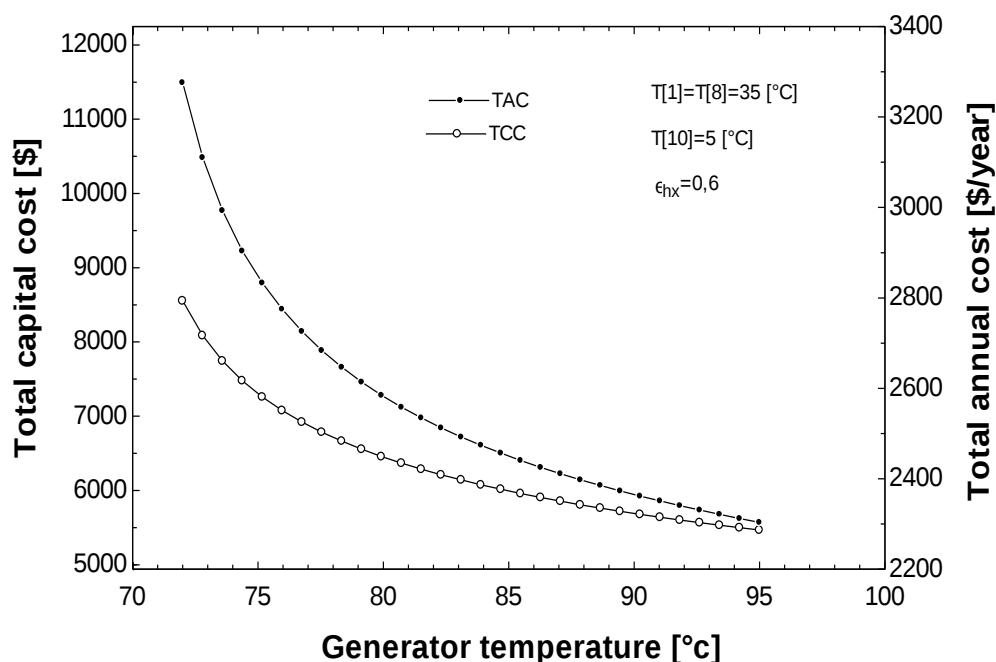
۴-۳-۱-۴-۱ سیستم جذب حجمی

در این بخش به تأثیر پارامترهای ورودی (دماهای ژنراتور، اواپراتور، کندانسور، ابزوربر، ضریب کارایی مبدل حرارتی) بر هزینه کل سرمایه و هزینه کل سالانه سیستم جذب حجمی پرداخته می‌شود. توجه به این نکته ضروریست که زمانی پارامتری را در بازه مشخصی تغییر می‌دهیم سایر پارامترهای دیگر ثابت در نظر گرفته می‌شوند.

۴-۳-۱-۴-۱-۱ دمای ژنراتور

شکل (۴-۲۹) تغییرات هزینه کل سرمایه و هزینه کل سالانه سیستم بر حسب دمای ژنراتور را نشان می‌دهد. مطابق شکل، با افزایش دمای ژنراتور هزینه کل سرمایه و هزینه کل سالانه سیستم کاهش می‌یابد. افزایش دمای ژنراتور، اختلاف درجه حرارت سیالات ورودی و خروجی (LMTD) ژنراتور، جاذب و مبدل حرارتی محلول را افزایش می‌دهد. با توجه به رابطه (۳-۳۴)، افزایش اختلاف درجه حرارت سیالات ورودی و خروجی ژنراتور، جاذب و مبدل حرارتی محلول، باعث کاهش سطوح تبادل حرارتی ژنراتور، جاذب، مبدل حرارتی محلول و به تبع کل سطوح تبادل حرارتی سیستم می‌شود. بنابراین با توجه به رابطه (۳-۶۷)، هزینه سرمایه‌گذاری مبدل‌های حرارتی وابسته به مساحت مبدل می‌باشند، در نتیجه کاهش سطوح تبادل حرارتی سبب کاهش هزینه سرمایه ژنراتور، جاذب، مبدل حرارتی محلول و به تبع هزینه کل سرمایه سیستم می‌شود. از طرفی با افزایش دمای ژنراتور، گرمای ژنراتور کاهش می‌یابد که

باعث کاهش هزینه مربوط به سوخت و هزینه‌های عملیاتی سیستم می‌شود. بنابراین عوامل نام برده سبب شده که با افزایش دمای ژنراتور، هزینه کل سالانه سیستم روندی نزولی از خود نشان دهد.

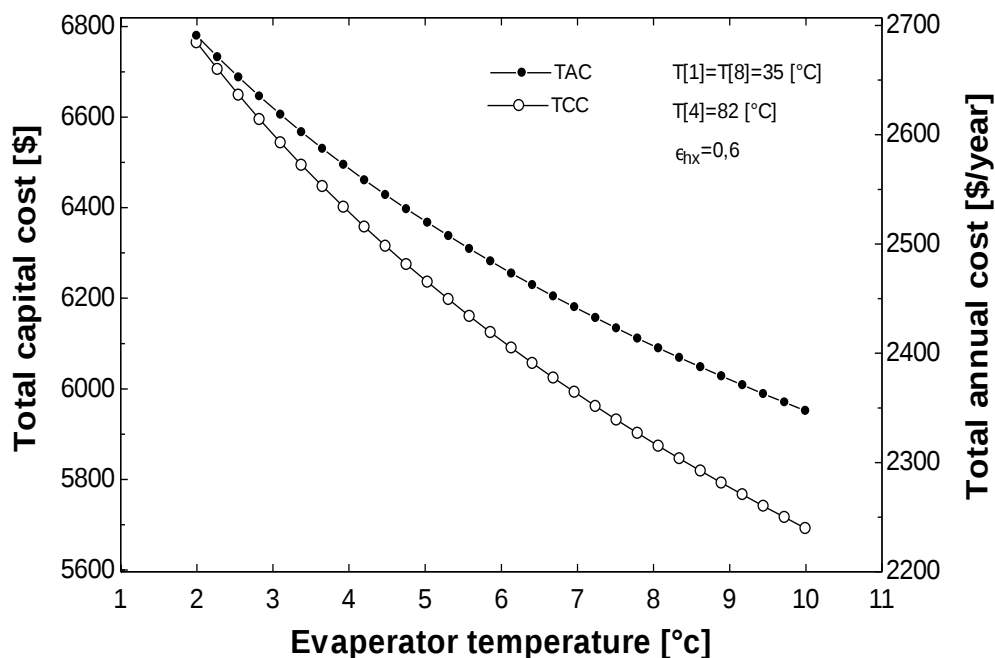


شکل ۴-۲۹: تغییرات هزینه کل سرمایه و هزینه کل سالانه سیستم بر حسب دمای ژنراتور

۴-۳-۱-۴-۱-۲ دمای اواپراتور

شکل (۴-۳۰) تغییرات هزینه کل سرمایه و هزینه کل سالانه سیستم بر حسب دمای اواپراتور را نشان می‌دهد. مطابق شکل، با افزایش دمای اواپراتور هزینه کل سرمایه و هزینه کل سالانه سیستم کاهش می‌یابد. افزایش دمای اواپراتور، اختلاف درجه حرارت سیالات ورودی و خروجی ژنراتور، جاذب و مبدل حرارتی را افزایش می‌دهد که موجب کاهش سطوح تبادل حرارتی ژنراتور، جاذب، مبدل حرارتی محلول و به تبع کل سطوح تبادل حرارتی سیستم می‌شود. با توجه به اینکه هزینه سرمایه‌گذاری مبدل‌های حرارتی وابسته به مساحت مبدل می‌باشند، بنابراین کاهش سطوح تبادل حرارتی باعث کاهش هزینه سرمایه ژنراتور، جاذب، مبدل حرارتی محلول و به تبع هزینه کل سرمایه سیستم می‌شود. از طرفی با افزایش دمای اواپراتور، گرمای ژنراتور کاهش می‌یابد که باعث کاهش هزینه‌های مربوط به سوخت و هزینه‌های

عملیاتی سیستم می‌شود. بنابراین عوامل نام برده سبب شده که با افزایش دمای اواپراتور، هزینه کل سالانه سیستم روندی نزولی از خود نشان دهد.

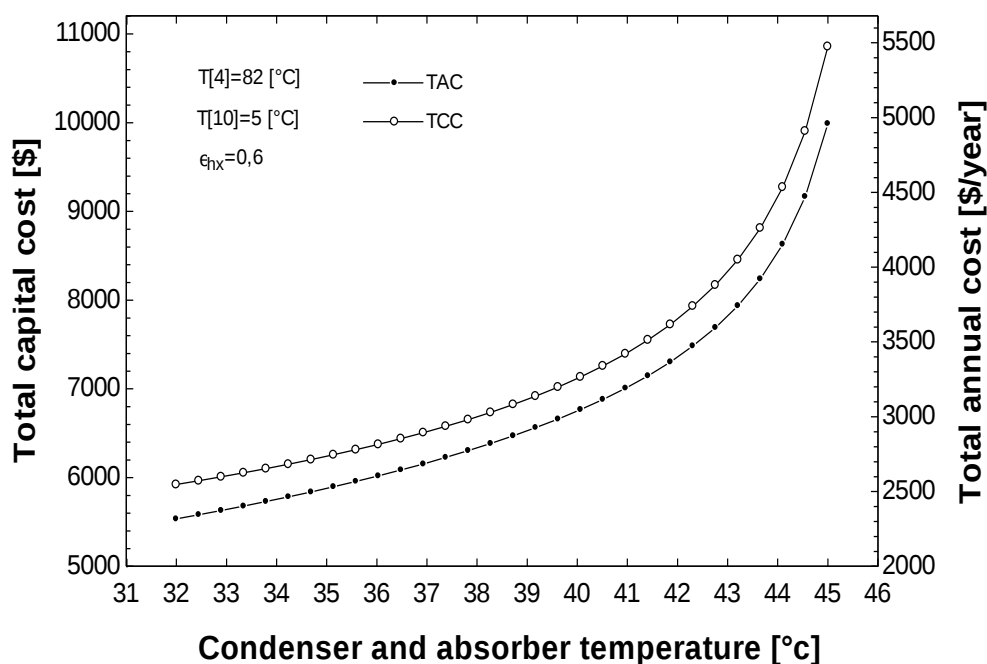


شکل ۴-۳: تغییرات هزینه کل سرمایه و هزینه کل سالانه سیستم بر حسب دمای اواپراتور

۴-۳-۱-۴-۱-۳ دمای ابزوربر و کندانسور

شکل (۴-۳) تغییرات هزینه کل سرمایه و هزینه کل سالانه سیستم بر حسب دمای کندانسور و ابزوربر را نشان می‌دهد. مطابق شکل، با افزایش دمای کندانسور و ابزوربر، هزینه کل سرمایه و هزینه کل سالانه سیستم افزایش می‌یابد. افزایش دمای کندانسور و اواپراتور، اختلاف درجه حرارت سیالات ورودی و خروجی ژنراتور، جاذب و مبدل حرارتی را کاهش می‌دهد که موجب افزایش سطوح تبادل حرارتی ژنراتور، جاذب، مبدل حرارتی محلول و به تبع کل سطوح تبادل حرارتی سیستم می‌شود. با توجه به اینکه هزینه سرمایه‌گذاری مبدل‌های حرارتی وابسته به مساحت مبدل می‌باشند، بنابراین افزایش سطوح تبادل حرارتی باعث افزایش هزینه سرمایه ژنراتور، جاذب، مبدل حرارتی محلول و به تبع هزینه کل سرمایه سیستم می‌شود. از طرفی با افزایش درجه حرارت کندانسور و ابزوربر، درجه حرارت محلول ورودی به ژنراتور به

دلیل ثابت ماندن دمای ژنراتور کاهش می‌یابد، این امر سبب کاهش درجه حرارت آب داغ پر فشار خروجی از ژنراتور شده و میزان مصرف سوخت سیستم افزایش می‌یابد. همچنین با افزایش دمای ایزوربر، غلظت محلول در ایزوربر افزایش می‌یابد که باعث شده کار ورودی پمپ برای افزایش فشار محلول، افزایش یابد. عوامل فوق دلیلی بر افزایش هزینه‌های عملیاتی سیستم می‌باشد. بنابراین عوامل نام برده سبب شده که با افزایش دمای کندانسور و ایزوربر، هزینه کل سالانه سیستم روندی صعودی از خود نشان دهد.

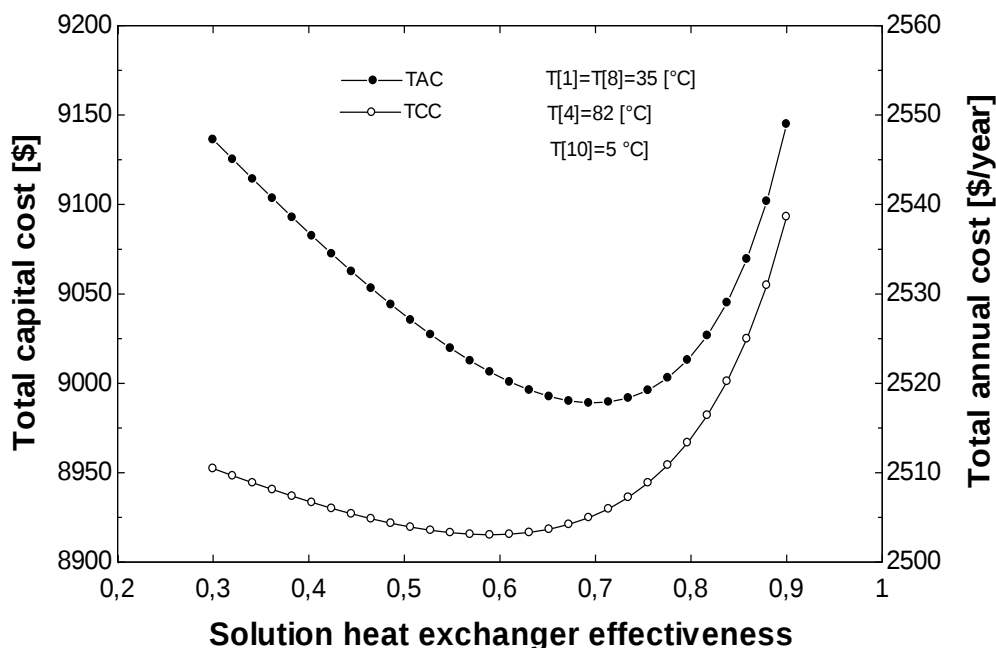


شکل ۴-۳۱: تغییرات هزینه کل سرمایه و هزینه کل سالانه سیستم بر حسب دمای کندانسور و ایزوربر

۴-۱-۳-۴ ضریب کارایی مبدل حرارتی

شکل (۴-۳۲) تغییرات هزینه کل سرمایه و هزینه کل سالانه سیستم بر حسب ضریب کارایی مبدل حرارتی محلول را نشان می‌دهد. مطابق شکل، با افزایش ضریب کارایی مبدل حرارتی، هزینه کل سرمایه و هزینه کل سالانه سیستم در ابتدای بازه روندی نزولی و در ادامه روند صعودی به خود می‌گیرد. بدین صورت که شاهد یک مقدار اکسترمم برای هزینه‌ها خواهیم بود. که این مقدار اکسترمم در بازه ضریب کارایی ۰/۶ تا ۰/۸ دیده می‌شود. افزایش ضریب کارایی مبدل حرارتی محلول، اختلاف درجه حرارت

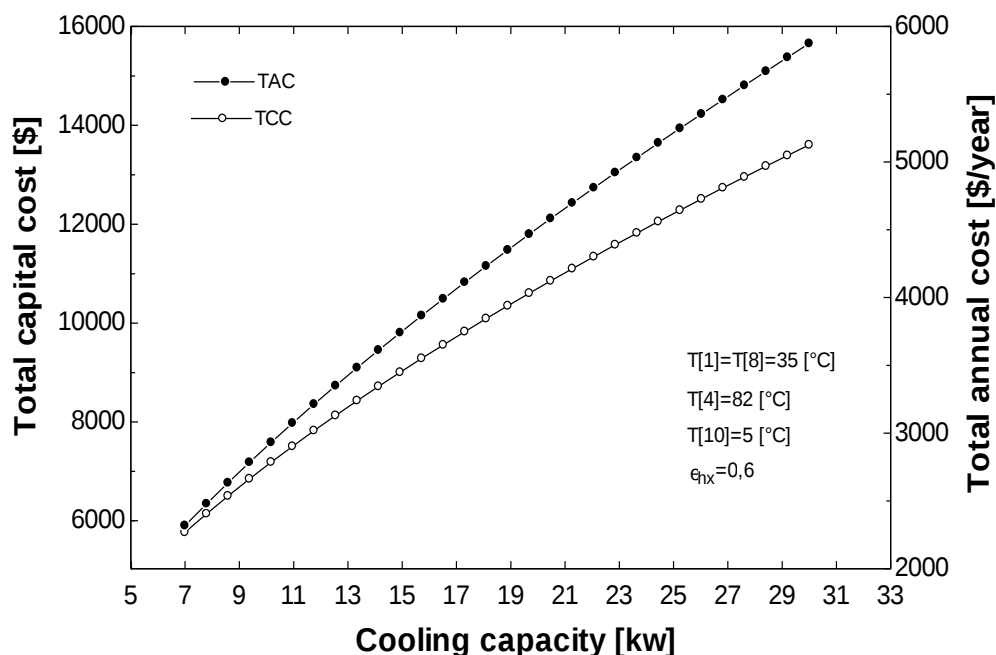
سیالات ورودی و خروجی به مبدل حرارتی محلول و ابزوربر را کاهش می‌دهد که موجب افزایش سطوح تبادل حرارتی مبدل حرارتی محلول، ابزوربر و به تبع کل سطوح تبادل حرارتی سیستم می‌شود. با توجه به اینکه هزینه سرمایه‌گذاری مبدل‌های حرارتی وابسته به مساحت مبدل می‌باشند، بنابراین افزایش سطوح باعث افزایش هزینه‌های سرمایه کل سیستم می‌شود. از طرفی با افزایش ضریب کارایی مبدل حرارتی، حرارت ژنراتور کاهش می‌یابد که این امر باعث کاهش هزینه‌های سوخت و هزینه‌های عملیاتی سیستم می‌شود. بنابراین عوامل نام برده سبب شده است که با افزایش ضریب کارایی مبدل حرارتی، هزینه کل سالانه در ابتدای بازه به دلیل غالب بود کاهش هزینه‌های سوخت و عملیاتی بر هزینه‌های سرمایه روندی نزولی از خود نشان دهد. اما با افزایش بیشتر ضریب کارایی مبدل حرارتی، افزایش هزینه‌های سرمایه بر هزینه عملیاتی غالب شده و روندی صعودی می‌گیرد. و لذا در نقطه‌ای دارای مقدار کمینه خواهد بود.



شکل ۴-۳۲: تغییرات هزینه کل سرمایه و هزینه کل سالانه سیستم بر حسب ضریب کارایی مبدل حرارتی محلول

۵-۱-۴-۱-۳-۴ ظرفیت سرمایش

شکل (۳۳-۴) تغییرات هزینه کل سرمایه و هزینه کل سالانه سیستم بر حسب ظرفیت سرمایش را نشان می‌دهد. مطابق شکل، با افزایش ظرفیت سرمایش هزینه کل سرمایه و هزینه کل سالانه سیستم افزایش می‌یابد. افزایش ظرفیت سرمایش سیستم، به تبع باعث افزایش سطوح تبادل حرارتی مبدل‌ها و سطوح کل سیستم می‌شود. همانگونه که بیان شد با افزایش سطوح تبادل حرارتی مبدل‌ها هزینه سرمایه‌گذاری مبدل‌ها و هزینه کل سرمایه سیستم افزایش می‌یابد. از طرفی با افزایش ظرفیت سرمایش هزینه‌های عملیاتی از جمله هزینه سوخت و برق مصرفی افزایش می‌یابد. بنابراین عوامل نام برده سبب شده که با افزایش ظرفیت سرمایش، هزینه کل سالانه سیستم افزایش یابد.



شکل ۳۳-۴: تغییرات هزینه کل سرمایه و هزینه کل سالانه سیستم بر حسب ظرفیت سرمایش

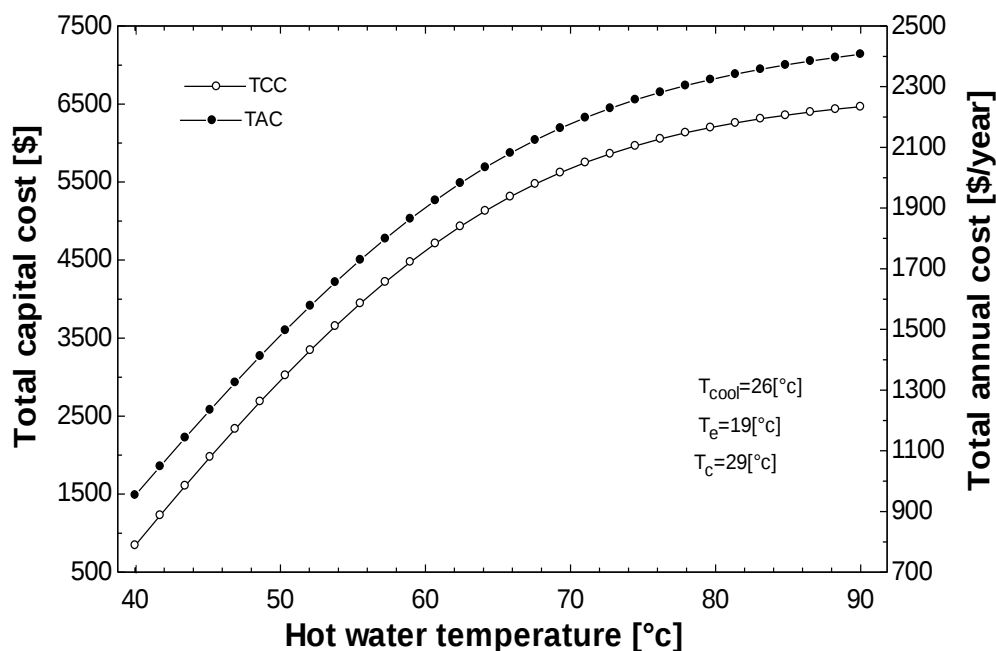
۲-۴-۱-۳-۴ سیستم جذب سطحی

در این بخش به تاثیر پارامترهای طراحی (دماهای آب گرم و آب خنک‌کننده ورودی، دبی جرمی آب ورودی و زمان چرخه) بر هزینه کل سرمایه و هزینه کل سالانه سیستم جذب سطحی پرداخته می‌شود.

همانطور که بیان شد توجه به این نکته ضروریست که زمانی پارامتری را در بازه مشخصی تغییر می‌دهیم سایر پارامترهای دیگر ثابت در نظر گرفته می‌شوند.

۴-۳-۱-۴-۲-۱ دمای آب گرم

شکل (۳-۳۴) تغییرات هزینه کل سرمایه و هزینه کل سالانه سیستم بر حسب دمای آب گرم ورودی را نشان می‌دهد. مطابق شکل، با افزایش دمای آب گرم ورودی، هزینه کل سرمایه و هزینه کل سالانه سیستم افزایش می‌یابد. افزایش دمای آب گرم ورودی، ظرفیت سرمایش را افزایش می‌دهد. هزینه سرمایه گذاری سیستم جذب سطحی با توجه به رابطه (۳-۷۰) وابسته به ظرفیت سرمایش است. بنابراین با افزایش دمای آب گرم ورودی، هزینه کل سرمایه سیستم افزایش می‌یابد. از طرفی افزایش دمای آب گرم ورودی باعث افزایش گرمای جذب شده توسط بستر در زمان احیا شده و باعث افزایش هزینه‌های مربوط به سوخت و هزینه‌های عملیاتی سیستم می‌شود. بنابراین عوامل نام برده سبب شده که، با افزایش دمای آب گرم ورودی، هزینه کل سالانه سیستم افزایش یابد.

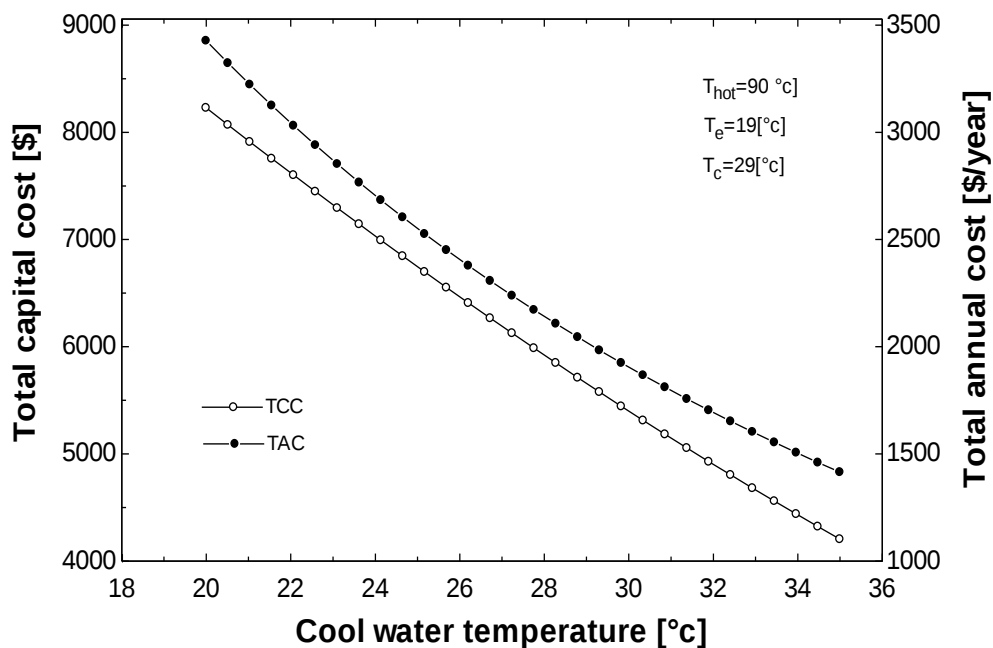


شکل ۴-۳: تغییرات هزینه کل سرمایه و هزینه کل سالانه سیستم بر حسب دمای آب گرم ورودی

۴-۳-۱-۲-۲-۲ دمای آب خنک کننده

شکل (۴-۳) تغییرات هزینه کل سرمایه و هزینه کل سالانه سیستم بر حسب دمای آب خنک کننده ورودی را نشان می دهد. مطابق شکل، با افزایش دمای آب خنک کننده ورودی، هزینه کل سرمایه و هزینه کل سالانه سیستم کاهش می یابد. افزایش دمای آب خنک کننده موجب کاهش ظرفیت سرمایش سیستم می شود. دلیل اصلی این مسئله این است که با افزایش دمای آب خنک کننده، مقدار q (جذب) ماکسیمم در سیکل کاهش یافته، بنابراین مقدار کل مبردی که در سیکل جذب و احیا می شود کاهش می یابد همین مسئله باعث کاهش ظرفیت سرمایش و کاهش حرارت مصرفی در سیکل می شود. با توجه به اینکه هزینه سرمایه گذاری سیستم وابسته به توان ظرفیت سرمایش می باشد. بنابراین با افزایش دمای آب خنک کننده، هزینه کل سرمایه سیستم کاهش می یابد. از طرفی افزایش دمای آب خنک کننده، توان حرارتی سیستم را نیز کاهش می دهد که موجب کاهش هزینه های مربوط به سوخت و هزینه های عملیاتی سیستم

می‌شود. بنابراین عوامل نام برده سبب شده که، با افزایش دمای آب خنک‌کننده ورودی، هزینه کل سالانه سیستم کاهش یابد.

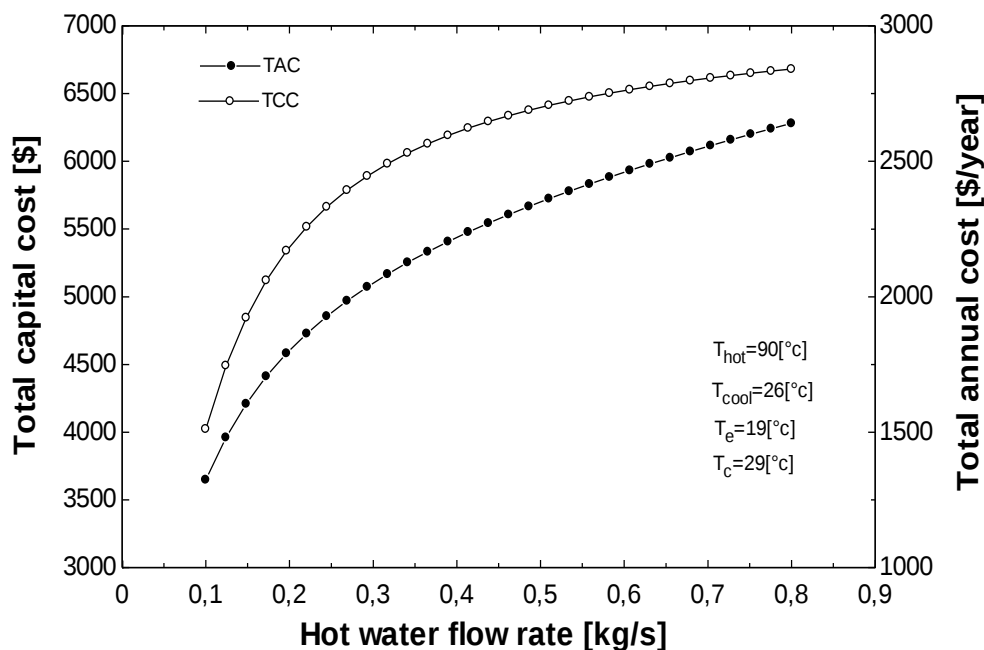


شکل ۳۵-۴: تغییرات هزینه کل سرمایه و هزینه کل سالانه سیستم بر حسب دمای آب خنک‌کننده ورودی

۳-۳-۱-۲-۴-۳ دبی جرمی آب گرم

شکل (۳۶-۴) تغییرات هزینه کل سرمایه و هزینه کل سالانه سیستم بر حسب دبی جرمی آب گرم ورودی را نشان می‌دهد. مطابق شکل، با افزایش دبی جرمی آب گرم ورودی، هزینه کل سرمایه و هزینه کل سالانه سیستم افزایش می‌یابد. افزایش دبی جرمی آب گرم سبب، افزایش جرم سیال احیا شده می‌شود که باعث افزایش ظرفیت جذب مواد جاذب در مرحله جذب شده و در نتیجه، افزایش ظرفیت سرمایش را در پی دارد. با توجه به اینکه هزینه سرمایه‌گذاری سیستم وابسته به ظرفیت سرمایش می‌باشد. بنابراین با افزایش دبی جرمی آب گرم، هزینه کل سرمایه سیستم افزایش می‌یابد. از طرفی دبی جرمی بالاتر به معنای افزایش نرخ گرمای ورودی به چرخه می‌باشد، در نتیجه این عامل باعث افزایش هزینه‌های مربوط

به سوخت و هزینه‌های عملیاتی سیستم می‌شود. بنابراین عوامل نام برده سبب شده که، با افزایش دبی جرمی آب گرم ورودی، هزینه کل سالانه سیستم افزایش یابد.

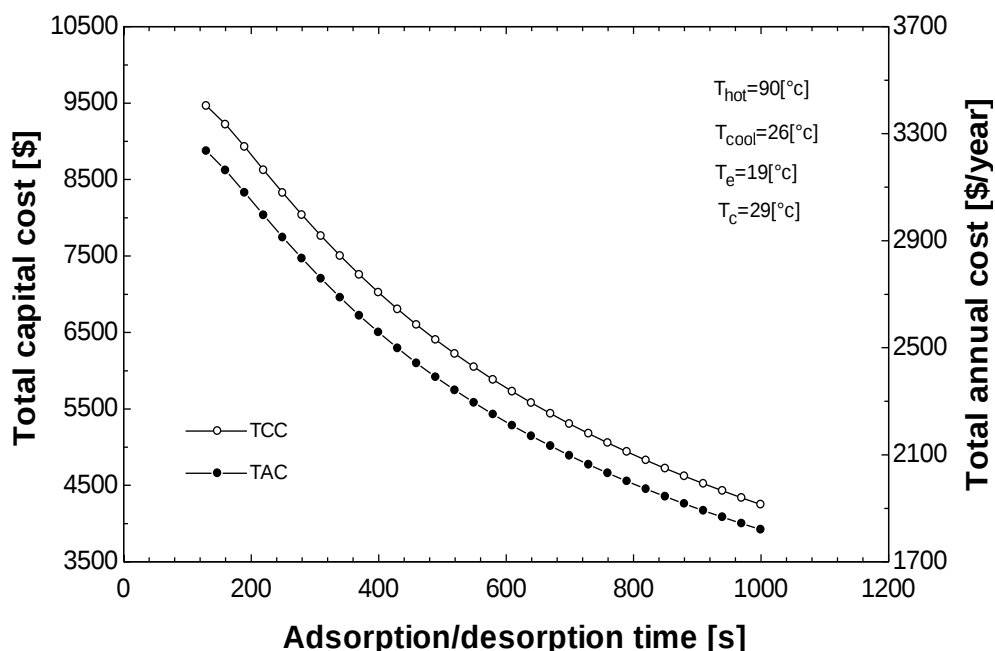


شکل ۴-۳۶: تغییرات هزینه کل سرمایه و هزینه کل سالانه سیستم بر حسب دبی جرمی آب گرم ورودی

۴-۳-۱-۴-۲-۴-۳-۴ زمان چرخه جذب و احیا

شکل (۴-۳۷) تغییرات هزینه کل سرمایه و هزینه کل سالانه سیستم بر حسب زمان چرخه جذب/احیا را نشان می‌دهد. مطابق شکل، با افزایش زمان چرخه، هزینه کل سرمایه و هزینه کل سالانه سیستم کاهش می‌یابد. افزایش زمان چرخه، ظرفیت سرمایش و میزان حرارت مصرفی سیستم در طول شبانه روز را کاهش می‌دهد. دلیل این مسئله این است که قسمت عمده انتقال حرارت در مرحله احیای محفظه جذب، در اوایل این مرحله صورت می‌گیرد و با نزدیک شدن به پایان این مرحله، اختلاف دمای آب گرم خروجی از محفظه با دمای آب گرم ورودی بسیار ناچیز می‌شود. بنابراین با افزایش زمان اعمال حرارت به محفظه، افزایش چندانی در مقدار حرارت اعمال شده صورت نخواهد گرفت. مشابه این مسئله در اواپراتور نیز اتفاق می‌افتد. با توجه به اینکه هزینه سرمایه‌گذاری سیستم متناسب با ظرفیت سرمایش می‌باشد. بنابراین با

افزایش زمان چرخه هزینه کل سرمایه سیستم کاهش می‌یابد. از طرفی با توجه به اینکه با افزایش زمان چرخه، میزان حرارت مصرفی سیستم کاهش یافته در نتیجه، هزینه‌های مربوط به سوخت و هزینه‌های عملیاتی سیستم کاهش می‌یابد، بنابراین عوامل نام برده سبب شده که، با افزایش زمان چرخه، هزینه کل سالانه سیستم کاهش یابد.



شکل ۴-۳۷: تغییرات هزینه کل سرمایه و هزینه کل سالانه سیستم بر حسب زمان فرآیندهای جذب و احیا

۴-۴ ارزیابی و مقایسه سیستم جذب حجمی و جذب سطحی

پس از بدست آوردن نتایج ترمودینامیکی و اقتصادی، برای ارزیابی بهتر، سیکل جذب حجمی تک اثره لیتیوم بروماید-آب و جذب سطحی دو بستره سیلیکاژل-آب را با هم مقایسه می‌کنیم. در جدول (۴-۱۶) مقایسه‌ای از مهمترین پارامترهای خروجی، دو سیستم جذبی با دمای منبع حرارتی یکسان (۹۰ درجه سانتی‌گراد) و ظرفیت سرمایش یکسان (۸ کیلو وات) بیان شده است.

جدول ۴-۱۶: مقایسه مهمترین پارامترهای خروجی سیستم جذب حجمی و جذب سطحی

پارامتر	نماد	سیکل جذب سطحی	سیکل جذب حجمی	واحد
ضریب عملکرد	COP	۰/۵۸۲۷	۰/۷۵۴۱	---
حرارت ورودی به بسترها/ ژنراتور	$\dot{Q}_{in}$	۱۳/۸۷	۱۰/۶۱	kw
کار پمپ	$\dot{W}_{pump}$	۰	۰/۱۰۹	kw
سوخت مصرفی	$\dot{m}_{fuel}$	۲۳۳۰	۱۸۲۳	$\frac{kg}{yr}$
هزینه کل سرمایه‌گذاری	TCC	۹۷۹۹	۸۹۱۵	\$
هزینه‌های عملیاتی	AOC	۳۹۵	۶۹۰	$\frac{\$}{yr}$
هزینه کل سالانه	TAC	۲۴۰۷	۲۵۲۱	$\frac{\$}{yr}$
هزینه چرخه زندگی	LCC	۱۳۰۵۱	۱۴۶۰۳	\$

در ادامه با توجه به مباحث، نتایج، نمودارها، در بخش‌های قبلی و جدول (۴-۱۶) داریم:

- سیستم جذب سطحی متشکل از اواپراتور، کندانسور، شیرانبساط و بسترهای جاذب که حکم ابزوربر و ژنراتور در سیستم جذب حجمی را دارند.
- سیستم جذب حجمی در فشار کاری پایین‌تری نسبت به سیستم جذب سطحی کار می‌کند.
- عملکرد سیستم‌های سرمایش جذب سطحی پیوسته، برخلاف سیستم‌های سرمایش جذب حجمی، عملکردی متغیر با زمان داشته و کارکرد یکنواخت ندارد و عاملی که سبب غیر پایا بودن و کارکرد غیر یکنواخت می‌شود، وجود مرحله جذب و احیا است. این عوامل سبب عملکرد ضعیف‌تر و تناوبی سیستم جذب سطحی نسبت به سیستم جذب حجمی می‌شود.
- نوع جاذب در سیستم جذب سطحی به‌صورت جامد (سیلیکاژل) می‌باشد در صورتی که در سیستم جذب حجمی به صورت مایع (لیتیوم بروماید) می‌باشد. از همین رو مشکل کیریستالیزاسیون (بلوره شدن) که یکی از مشکلات اساسی در سیستم‌های جذب حجمی می‌باشد در سیستم جذب سطحی وجود ندارد و به همین دلیل نیاز به چرخه رقیق سازی نمی‌باشد. یکی دیگر از مهمترین

مشکلات در سیستم‌های جذب حجمی، خورنده بودن بعضی از مواد داخل چرخه می‌باشد. اما در سیستم جذب سطحی مواد خورنده وجود ندارد. بنابراین طول عمر سیستم‌های جذب سطحی بالا می‌باشد و همچنین قابلیت اطمینان بالایی دارند.

- در سیستم جذب حجمی، جاذب (لیتیوم بروماید) بعد از چند سال فعالیت باید تخلیه و تصفیه شود و دوباره مقداری لیتیوم بروماید جدید به داخل سیستم تزریق شود. ولی جاذب سیستم جذب سطحی (سیلیکاژل) تا انتهای عمر سیستم توانایی خود را از دست نمی‌دهد و نیاز به تعویض ندارد.
- ضریب عملکرد سیستم جذب سطحی کمتر از سیستم جذب حجمی می‌باشد.
- مقدار انتقال حرارت ورودی به ژنراتور در سیستم جذب حجمی کمتر از مقدار انتقال حرارت ورودی به بسترهای سیستم جذب سطحی می‌باشد.
- با توجه به اینکه مقدار انتقال حرارت ورودی به ژنراتور سیستم جذب حجمی کمتر می‌باشد بنابراین مقدار سوخت مصرفی سیستم جذب حجمی در طول سال کمتر از سیستم جذب سطحی می‌باشد.
- سیستم جذب حجمی برای به حرکت درآوردن سیال عامل نیاز به پمپ دارد. در حالی که سیستم جذب سطحی به منظور به حرکت درآوردن سیال عامل نیازی به پمپ و قطعات متحرک نداشته و به همین دلیل این سیستم‌ها بدون صدا و لرزش می‌باشند.
- مزیت اصلی سیستم جذب سطحی استفاده از منابع انرژی با ارزش گرمایی پایین است. با توجه به نتایج بدست آمده دمای بستر جاذب درسیکل جذب سطحی برای شروع عملیات احیا دمای تقریبی ۵۰ درجه سانتی‌گراد نیاز دارد. در حالی که دمای مورد نیاز برای ژنراتور سیستم جذب حجمی براع شروع نیاز به دمای تقریبی ۹۰ درجه سانتی‌گراد دارد.
- هزینه کل سرمایه‌گذاری اولیه سیستم جذب سطحی بیشتر از سیستم جذب حجمی می‌باشد.
- سیستم‌های جذب سطحی نسبت به سیستم جذب حجمی فضای بیشتری نیاز دارند. اندازه بزرگ این سیستم‌ها باعث افزایش هزینه‌های حمل و نقل و نصب می‌شود.
- به دلیل اینکه سیستم جذب حجمی سوخت کمتری در سال مصرف می‌کند. بنابراین هزینه سوخت سالانه سیستم جذب حجمی نسبت به سیستم جذب سطحی کمتر می‌باشد.
- به دلیل اینکه سیستم جذب سطحی نیازی به پمپ برای به حرکت درآوردن سیال عامل ندارد، هزینه برق سالانه سیستم جذب سطحی نسبت به سیستم جذب حجمی کمتر می‌باشد.
- به دلیل تشکیل عواملی از قبیل کیریستالیزاسیون و بلوره شدن و ...، سیستم‌های جذب حجمی هزینه تعمیر و نگهداری بیشتری نسبت به سیستم‌های جذب سطحی دارند.
- هزینه عملیاتی سالانه سیستم جذب سطحی کمتر از سیستم جذب حجمی می‌باشد.

- هزینه کل سالانه سیستم جذب حجمی بیشتر از سیستم جذب سطحی می باشد.
- هزینه چرخه زندگی در طول ۲۰ سال برای سیستم جذب حجمی بیشتر از سیستم جذب سطحی می باشد.

فصل ۵: جمع‌بندی نتایج و مشاهدات

۵-۱ مقدمه

در این مطالعه به تحلیل فنی و اقتصادی دو سیکل جذب حجمی و جذب سطحی پرداخته شده است. که در دیدگاه فنی، ضریب عملکرد سیستم‌ها بررسی شده است، همچنین تاثیر مهمترین پارامترهای ورودی بر ضریب عملکرد سیستم‌ها نشان داده شده است. در دیدگاه اقتصادی، هزینه‌های سرمایه‌اولیه، هزینه‌های عملیاتی و هزینه‌های کل سالانه بررسی شده است و همچنین تاثیر مهمترین پارامترهای ورودی بر هزینه کل سرمایه و هزینه کل سالانه نشان داده شده است. علاوه بر این هزینه چرخه زندگی با در نظر گرفتن ارزش فعلی پول در طول عمر مفید سیستم‌ها در ظرفیت یکسان لحاظ شده و در انتها با توجه به نتایج، مقایسه فنی و اقتصادی بین دو سیستم انجام گرفته است.

۵-۲ جمع بندی نتایج

پژوهش حاضر تحلیل ترمودینامیکی و اقتصادی رایج ترین سیستم‌های جذب حجمی و جذب سطحی می‌باشد. نخست به تحلیل ترمودینامیکی سیستم جذب حجمی تک اثره لیتیوم بروماید-آب و جذب سطحی دو بستره سیلیکاژل-آب که در هر بستر جاذب، ۷ کیلوگرم سیلیکاژل قرار دارد با دمای منبع حرارتی یکسان ۹۰ درجه سانتی‌گراد پرداخته شده است. نتایج ترمودینامیکی سیستم‌ها نشان می‌دهد که مقادیر ضریب عملکرد برای سیستم جذب حجمی و جذب سطحی به ترتیب ۰/۷۵۴۱ و ۰/۵۸۲۷ می‌باشد. در مرحله بعدی به آنالیز اقتصادی سیستم‌های انتخابی در ظرفیت یکسان ۸ کیلو وات پرداخته شده است. نتایج اقتصادی هزینه کل سرمایه‌گذاری و هزینه‌های عملیاتی سیستم جذب حجمی و جذب سطحی را به ترتیب ۸۱۹۵ و ۹۷۹۷ دلار و ۶۹۰ و ۳۹۵ دلار در سال نشان می‌دهد. همچنین هزینه کل سالانه و هزینه چرخه زندگی در طول ۲۰ سال محاسبه شده است که این مقادیر برای سیستم جذب حجمی و جذب سطحی به ترتیب ۲۵۲۱ و ۲۴۰۷ دلار در سال و ۱۴۶۰۳ و ۱۳۰۵۱ دلار می‌باشد.

در ادامه مهمترین نتایج بدست آمده از تحلیل فنی - اقتصادی، از این پژوهش را می توان به صورت زیر

خلاصه نمود:

- در زمان شروع فرآیند احیا یا جذب، دمای بستر جاذب به آرامی تغییر می کند در حالی که در زمان گرمایش و سرمایش جرم ثابت، دمای بستر با سرعت بیشتری تغییر می کند.
- ضریب عملکرد سیستم جذب حجمی نسبت به سیستم جذب سطحی با دمای منبع حرارتی یکسان، ۳۰ درصد بیشتر می باشد.
- مقادیر حرارت ورودی به ژنراتور سیستم جذب حجمی و بسترهای سیستم جذب سطحی به ترتیب ۱۰/۶۱ و ۱۳/۸۱ کیلو وات می باشد.
- از آنجا که جرم سیلیکاژل مورد استفاده در شبیه سازی ۷ کیلو گرم می باشد، تقریباً ۱۱۱۵ وات خنک کننده در هر کیلو گرم جاذب توسط سیستم جذب سطحی بدست می آید.
- مقادیر سوخت مصرفی سیستم جذب حجمی و جذب سطحی به ترتیب ۱۸۲۳ و ۲۳۳۰ کیلو گرم در سال می باشد.
- ضریب عملکرد سیستم جذب حجمی با افزایش دمای ژنراتور، روندی صعودی دارد که تغییرات آن با توجه به بازه دمایی ۷۵ تا ۹۵ درجه سانتی گراد، حدود ۰/۱۰ می باشد.
- ضریب عملکرد سیستم جذب حجمی با افزایش دمای اواپراتور، روندی صعودی دارد که تغییرات آن با توجه به بازه دمایی ۲ تا ۱۰ درجه سانتی گراد، حدود ۰/۱۰ می باشد.
- ضریب عملکرد سیستم جذب حجمی با افزایش دمای کندانسور و ابزوربر، روندی نزولی دارد که تغییرات آن با توجه به بازه دمایی ۳۰ تا ۴۵ درجه سانتی گراد، حدود ۰/۳۰ می باشد.
- ضریب عملکرد سیستم جذب حجمی با افزایش ضریب کارایی مبدل حرارتی محلول، روندی صعودی دارد که تغییرات آن با توجه به بازه ۰/۳ تا ۰/۹ حدود ۰/۱۰ می باشد.
- ظرفیت سرمایش و ظرفیت سرمایش مخصوص سیستم جذب سطحی با افزایش دمای آب گرم ورودی روندی صعودی دارد که بیشترین مقادیر برای دمای آب گرم ۹۰ درجه سانتی گراد حاصل می شود.
- ضریب عملکرد سیستم جذب سطحی با افزایش دمای آب گرم ورودی، در ابتدا روندی صعودی داشته و با بیشتر شدن دمای آب گرم، روندی نزولی از خود نشان می دهد که در حداکثر مقدار آن در بازه ۵۰ تا ۷۰ درجه سانتی گراد اتفاق می افتد.
- ظرفیت سرمایش و ظرفیت سرمایش مخصوص سیستم جذب سطحی با افزایش دمای خنک کن ورودی روندی نزولی دارد که بیشترین مقادیر برای دمای آب خنک کن ۲۰ درجه سانتی گراد حاصل می شود.

- ضریب عملکرد سیستم جذب سطحی با افزایش دمای آب خنک کن ورودی، روندی نزولی دارد که تغییرات آن با توجه به بازه دمایی ۲۰ تا ۳۴ درجه سانتی گراد، حدود ۰/۱۰ می باشد.
- ظرفیت سرمایش، ظرفیت سرمایش مخصوص و ضریب عملکرد سیستم جذب سطحی با افزایش دبی جرمی آب گرم ورودی روندی صعودی دارند.
- ظرفیت سرمایش و ظرفیت سرمایش مخصوص سیستم جذب سطحی با افزایش زمان فرآیندهای جذب و احیا، روندی نزولی دارد که بیشترین مقادیر آن ها در بازه ۱۸۰ تا ۳۰۰ ثانیه می باشد.
- ضریب عملکرد سیستم جذب سطحی با افزایش زمان فرآیندهای جذب و احیا، روندی صعودی دارد.
- هزینه های سرمایه گذاری و عملیاتی سیستم با ظرفیت سیستم رابطه مستقیم دارد.
- هزینه کل سرمایه گذاری سیستم جذب سطحی نسبت به سیستم جذب حجمی ۱۰ درصد بیشتر می باشد در حالی که هزینه های عملیاتی سالانه سیستم جذب سطحی نسبت به سیستم جذب حجمی ۷۴ درصد کمتر می باشد.
- هزینه تعمیر و نگهداری سیستم جذب سطحی ۳ درصد کمتر از سیستم جذب حجمی می باشد.
- هزینه کل سالانه سیستم جذب حجمی نسبت به سیستم جذب سطحی ۵ درصد بیشتر می باشد.
- هزینه چرخه زندگی در طول ۲۰ سال برای سیستم جذب حجمی ۱۲ درصد بیشتر از هزینه چرخه زندگی سیستم جذب سطحی می باشد.
- به طور کلی عمر مفید سیستم های جذب سطحی بیشتر از سیستم های جذب حجمی می باشد.
- هزینه کل سرمایه و هزینه کل سالانه سیستم جذب حجمی با افزایش دمای ژنراتور و اواپراتور، روندی نزولی دارند.
- هزینه کل سرمایه و هزینه کل سالانه سیستم جذب حجمی با افزایش دمای کندانسور و ابزوربر، روندی صعودی دارند.
- هزینه کل سرمایه و هزینه کل سالانه سیستم جذب حجمی با افزایش ضریب کارایی مبدل حرارتی محلول، در ابتدا روندی نزولی و با بیشتر شدن ضریب کارایی روندی صعودی به خود می گیرد و در بازه ۰/۶ تا ۰/۸ دارای مقدار اکسترمم می باشد.
- هزینه کل سرمایه و هزینه کل سالانه سیستم جذب سطحی با افزایش دمای آب گرم ورودی و دبی جرمی آب گرم ورودی، روندی صعودی دارند.
- هزینه کل سرمایه و هزینه کل سالانه سیستم جذب سطحی با افزایش دمای آب خنک کننده ورودی، روندی نزولی دارند.
- هزینه کل سرمایه و هزینه کل سالانه سیستم جذب سطحی با افزایش زمان فرآیندهای جذب/احیا، روندی نزولی دارند.

۵-۳ ارائه پیشنهادات

با توجه به بررسی‌ها و تحقیقات انجام شده در این پایان نامه، موارد زیر جهت انجام تحقیقات آینده در زمینه سیستم‌های سرمایه‌گذاری پیشنهاد می‌گردد.

- تحلیل فنی و اقتصادی پیکره‌بندی‌های دیگر از سیستم‌های سرمایه‌گذاری جذب حجمی و جذب سطحی
- تحلیل فنی و اقتصادی سیستم‌های سرمایه‌گذاری جذب حجمی و جذب سطحی با جاذب و مبردهای مختلف کاری
- ارزیابی اقتصادی سیستم‌های سرمایه‌گذاری جذب سطحی با سیستم‌های سرمایه‌گذاری تراکمی
- تحلیل انرژی، انرژی، اقتصادی، زیست محیطی سیستم‌های سرمایه‌گذاری جذب سطحی و جذب حجمی
- تحلیل فنی و اقتصادی سیستم‌های سرمایه‌گذاری جذب سطحی و جذب حجمی با محرکه اولیه خورشیدی
- بررسی حالت جذب سطحی شیمیایی در فرآیند مربوط به جذب سطحی
- مطالعه و بررسی بر روی بهبود مواد جاذب جهت افزایش انتقال گرما و جرم در سیستم‌های سرمایه‌گذاری جذب سطحی
- بهینه‌سازی و طراحی بستر جاذب جهت بهبود عملکرد سیستم سرمایه‌گذاری جذب سطحی
- مدل‌سازی دو بعدی و سه بعدی بسترجاذب به منظور تحلیل دقیق‌تر پارامترهای مختلف و تأثیرگذار بر روی عملکرد کلی سیستم سرمایه‌گذاری جذب سطحی

[۱] ف. پناهی، “معرفی عملکرد چیلر اذریشن (adsorption) در سیستم تهویه مطبوع ساختمان”، نخستین همایش چیلر و برج خنک کن ایران، تهران، ایران، ۱۳۸۹.

- [۲] N. Sahraian, S. Mohammadi, and E. Jahanshahi Javaran, “Techno-Economic Comparison of Solar Assisted Absorption and Compression Refrigeration Systems for Air Conditioning of an Office Building,” *Modares Mechanical Engineering*, vol. ۲۰(۲), pp. ۳۶۱–۳۷۰, ۲۰۲۰.
- [۳] J. Sun, L. Fu, and S. Zhang, “A review of working fluids of absorption cycles,” *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, vol. ۱۶, no. ۴, pp. ۱۸۹۹–۱۹۰۶, ۲۰۱۲.
- [۴] R. Ellison and F. Creswick, “Computer simulation of steady-state performance of air-to-air heat pumps,” *Oak Ridge National Laboratory*, no. Tenn.(USA), ۱۹۷۸.
- [۵] E. Granryd and B. Palm, “Refrigerating engineering,” *Rochester Institute of Tecnology*, ۲۰۰۵.
- [۶] P. Srihirin, S. Aphornratana, and S. Chungpaibulpatana, “A review of absorption refrigeration technologies,” *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, vol. ۵, pp. ۳۴۳–۳۷۲, ۲۰۰۱.
- [۷] A. Bhatia, “Overview of vapor absorption cooling systems,” *Stony Point Contin. Educ. Dev.*, ۲۰۱۱.
- [۸] “ASHRAE Handbook Fundamentals,” *New York Am. Soc. Heating, Refrig. Air-Conditioning Eng. Inc.*, ۲۰۰۹.
- [۹] L. W. Wang, R. Z. Wang, and R. G. Oliveira, “A review on adsorption working pairs for refrigeration,” *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, vol. ۱۳, no. ۳, pp. ۵۱۸–۵۳۴, ۲۰۰۹.
- [۱۰] L. Ferreira, “Central air conditioning based on adsorption and solar energy,” *Applied Thermal Engineering*, vol. ۳۱, pp. ۵۰–۵۸, ۲۰۱۱.
- [۱۱] A. Sakoda and M. Suzuki, “Fundamental study on solar powered adsorption cooling

- system,” *Journal of Chemical Engineering of Japan*, vol. 3, pp. 52–57, 1984.
- [12] J. Gordon, K. C. Ng, H. T. Chua, and A. Chakraborty, “The electro-adsorption chiller: a miniaturized cooling cycle with applications to micro-electronics,” *International Journal of Refrigeration*, vol. 20, no. 8, pp. 1020–1033, 2002.
 - [13] H. Demir, M. Mobedi, and S. Ülkü, “A review on adsorption heat pump: Problems and solutions,” *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, vol. 12, no. 9, pp. 2381–2403, 2008.
 - [14] L. M. Sun, Y. Feng, and M. Pons, “Numerical investigation of adsorptive heat pump systems with thermal wave heat regeneration under uniform-pressure conditions,” *International Journal Heat Mass Transfer*, vol. 40, no. 2, pp. 281–293, 1997.
 - [15] D. C. Wang, Y. H. Li, D. Li, Xia, Y. Z, and J. P. Zhang, “A review on adsorption refrigeration technology and adsorption deterioration in physical adsorption systems,” *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, vol. 14, no. 1, pp. 334–353, 2010.
 - [16] H. Demir, M. Mobedi., and S. Ulku, “Effect of facrors on variations of desorption pressure of adsorption heat pump,” *Heat Powered Cycle Conf.*, 2009.
 - [17] T. Miyazaki, A. Akisawa, B. Saha, I. El-Sharkawy, and A. Chakraborty, “A new cycle time allocation for enhancing the performance of two-bed adsorption chillers,” *international journal of refrigeration*, vol. 32(5), pp. 847–853, 2009.
 - [18] M. Sharifzadeh, M. Ghazikhani, and H. Niazmand, “The effect of operating conditions on the optimal performance of a two-bed adsorption cooling cycle,” *Modares Mechanical Engineering*, vol. 16, no. 12, pp. 583–592, 2016.
 - [19] B. B. Saha *et al.*, “Performance evaluation of a low temperature waste heat driven multi-bed adsorption chiller,” *International Journal of Multiphase Flow*, vol. 29, no. 8, pp. 1249–1263, 2003.
 - [20] H. T. Chua, K. C. Ng, A. Malek, T. Kashiwagi, A. Akisawa, and B. B. Saha, “Multi-bed regenerative adsorption chiller — improving the utilization of waste heat and reducing the chilled water outlet temperature fluctuation,” *International Journal of Refrigeration*, vol. 24, no. 2, pp. 124–136, 2001.
 - [21] Q. Pan, J. Peng, and R. Wang, “Experimental study of an adsorption chiller for extra

- low temperature waste heat utilization,” *Applied Thermal Engineering*, vol. ۱۶۳, no. April, p. ۱۱۴۳۴۱, ۲۰۱۹.
- [۲۲] A. A. Askalany, M. Salem, I. M. Ismael, A. H. H. Ali, M. G. Morsy, and B. B. Saha, “An overview on adsorption pairs for cooling,” *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, vol. ۱۹, pp. ۵۶۵–۵۷۲, ۲۰۱۳.
- [۲۳] X. Liao and R. Radermacher, “Absorption chiller crystallization control strategies for integrated cooling heating and power systems,” *international journal of refrigeration*, vol. ۳۰, pp. ۹۰۴–۹۱۱, ۲۰۰۷.
- [۲۴] H. A. Patel, L. N. Patel, D. Jani, and A. Christian, “Energetic analysis of single stage lithium bromide water absorption refrigeration system .,” *Procedia Technology*, vol. ۲۳, pp. ۴۸۸–۴۹۵, ۲۰۱۶.
- [۲۵] R. Maryami and A. A. Dehghan, “An exergy based comparative study between LiBr / water absorption refrigeration systems from half effect to triple effect,” *Applied Thermal Engineering*, vol. ۱۲۴, pp. ۱۰۳–۱۲۳, ۲۰۱۷.
- [۲۶] S. C. Kaushik and A. Arora, “Energy and exergy analysis of single effect and series flow double effect water – lithium bromide absorption refrigeration systems,” *international journal of refrigeration*, vol. ۳۲, no. ۶, pp. ۱۲۴۷–۱۲۵۸, ۲۰۰۹.
- [۲۷] E. Mamdouh, H. Assad, M. Tawalbeh, and T. Salameh, “Thermodynamic Analysis of Lithium Bromide Absorption Chiller Driven by Geothermal Energy,” *International Conference on Renewable Energy*, pp. ۷۶–۸۱, ۲۰۱۸.
- [۲۸] E. D. Kerme, A. Chafidz, O. P. Agboola, J. Orfi, and H. Anis, “Energetic and Exergetic Analysis of Solar-Powered Lithium Bromide-Water Absorption Cooling System,” *Journal of Cleaner Production*, ۲۰۱۷.
- [۲۹] M. Frihat, “Exergy Analysis of a Single-Effect Water-Lithium Bromide Absorption Chiller Powered by Waste Energy Source for Different Cooling Capacities,” *International Journal of Refrigeration*, no.۷, June, ۲۰۲۰.
- [۳۰] B. Pandya, J. Patel, V. Kumar, and V. Matawala, “Energy and Exergy Based Optimization of LiCl-Water Absorption Cooling System,” *European Journal of Sustainable Development*, vol. ۲, pp. ۱–۱۱, ۲۰۱۷.
- [۳۱] A. A. V Ochoa, J. C. C. Dutra, J. R. G. Henríquez, and C. A. C. Santos, “Dynamic study

- of a single effect absorption chiller using the pair LiBr / H₂O,” *Energy Conversion and Management*, vol. 108, pp. 30–42, 2016.
- [32] M. Chahartaghi, H. Golmohammadi, and A. F. Shojaei, “Performance analysis and optimization of new double effect lithium bromide-water absorption chiller with series and parallel flows,” *International Journal of Refrigeration*, 2018.
- [33] S. A. Kalogirou, “Thermoeconomic optimization of a LiBr absorption refrigeration system,” *Chemical Engineering and Processing*, vol. 46, pp. 1376–1384, 2007.
- [34] R. Saidur, “Energy , economics and environmental analysis for chillers in office buildings,” *Energy Science and Research*, vol. 20, no. 1, pp. 1–16, 2010.
- [35] L. Garousi, S. M. S. Mahmoudi, M. A. Rosen, M. Yari, and M. Amidpour, “Exergoeconomic analysis of double effect absorption refrigeration systems,” *Energy Conversion and Management*, vol. 70, pp. 13–20, 2013.
- [36] S. Sanaye and M. Chahartaghi, “Thermal modeling and operating tests for the gas engine-driven heat pump systems,” *Energy*, vol. 30, no. 1, pp. 301–363, 2010.
- [37] O. Muammer, M. Bilgili, and O. Babayigit, “Hourly performance prediction of ammonia-water solar absorption refrigeration,” *Applied Thermal Engineering*, vol. 40, pp. 8–90, 2012.
- [38] T. Avanesian and M. Ameri, “Energy, exergy, and economic analysis of single and double effect LiBr-H₂O absorption chillers,” *Energy Build*, 2014.
- [39] K. Mohammadi and J. G. McGowan, “A thermo-economic analysis of a combined cooling system for air conditioning and low to medium temperature refrigeration,” *Journal of Cleaner Production*, 2018.
- [40] K. Mohammadi, Y. Jiang, S. Borjian, and K. Powell, “Thermo-economic assessment and optimization of a hybrid triple effect absorption chiller and compressor,” *Sustainable Energy Technologies and Assessments*, vol. 38, no. November 2019, p. 100602, 2020.
- [41] S. M. Alelyani, N. W. Fette, E. B. Stechel, P. Doron, and P. E. Phelan, “Techno-economic analysis of combined ammonia-water absorption refrigeration and desalination,” *Energy Conversion and Management*, vol. 143, pp. 493–504, 2017.

- [۴۲] V. Jain, N. Sharma, G. Sachdeva, and S. S. Kachhwaha, "Performance analysis and multi-objective optimization of cooling tower assisted vapor compression-absorption cascaded and hybrid refrigeration systems," *International Journal of Green Energy*, vol. ۰, no. ۰, pp. ۱–۲۲, ۲۰۱۹.
- [۴۳] S. Kavian, A. Hakkaki-fard, and H. J. Mosleh, "Energy performance and economic feasibility of hot spring-based district heating system e A case study," *Energy*, vol. ۲۱۱, p. ۱۱۸۶۲۹, ۲۰۲۰.
- [۴۴] N. Tomas, W. Mittelbach, and H. Henning, "Development of an adsorption chiller and heat pump for domestic heating and air-conditioning applications," *Applied Thermal Engineering*, vol. ۲۷, pp. ۲۲۰۵–۲۲۱۲, ۲۰۰۷.
- [۴۵] X. Wang and H. T. Chua, "Two bed silica gel e water adsorption chillers : An effectual lumped parameter model," *International Journal of Refrigeration*, vol. ۳۰, pp. ۱۴۱۷–۱۴۲۶, ۲۰۰۷.
- [۴۶] A. N. Shmroukh, A. Hamza, H. Ali, and S. Ookawara, "Adsorption working pairs for adsorption cooling chillers : A review based on adsorption capacity and environmental impact," *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, vol. ۵۰, pp. ۴۴۵–۴۵۶, ۲۰۱۵.
- [۴۷] K. Habib, B. Baran, and S. Koyama, "Study of various adsorbent e refrigerant pairs for the application of solar driven adsorption cooling in tropical climates," *Applied Thermal Engineering*, vol. ۷۲, no. ۲, pp. ۲۶۶–۲۷۴, ۲۰۱۴.
- [۴۸] E. Boelman, B. Saha, and T. Kashiwagi, "Experimental investigation of a silica gelwater adsorption refrigeration cycle-the influence of operating conditions on cooling output and COP," *ASHRAE Transcr.*, vol. ۱۰۱, pp. ۳۵۸–۳۶۶, ۱۹۹۵.
- [۴۹] J. Y. Wu and S. Li, "Study on cyclic characteristics of silica gel – water adsorption cooling system driven by variable heat source," *Applied Energy*, vol. ۳۴, pp. ۱۹۵۵–۱۹۶۲, ۲۰۰۹.
- [۵۰] A. R. M. Rezk and R. K. Al-dadah, "Physical and operating conditions effects on silica gel / water adsorption chiller performance," *Applied Energy*, vol. ۸۹, no. ۱, pp. ۱۴۲–۱۴۹, ۲۰۱۲.

- [51] W. Chang, C. Wang, and C. Shieh, "Design and performance of a solar-powered heating and cooling system using silica gel / water adsorption chiller," *Applied Thermal Engineering*, vol. 29, no. 10, pp. 2100–2105, 2009.
- [52] A. Behbahaninia and M. Sayfekar, "Study of the performance of a solar adsorption cooling system," *Applied Energy*, vol. 12, no. 2, pp. 30–40, 2012.
- [53] A. Allouhi, T. Kousksou, A. Jamil, T. El Rha, Y. Mourad, and Y. Zeraouli, "Optimal working pairs for solar adsorption cooling applications United State dollar," *Applied Thermal Engineering*, vol. 79, pp. 235–247, 2015.
- [54] Y. Gupta, L. Metchop, A. Frantzis, and P. E. Phelan, "Comparative analysis of thermally activated , environmentally friendly cooling systems," *Energy Conversion and Management*, vol. 49, pp. 1091–1097, 2008.
- [55] A. KUCZYŃSKA and W. SZAFLIK, "Absorption and adsorption chillers applied to air conditioning systems," *Archives of Thermodynamics*, vol. 31, no. 2, pp. 77–94, 2010.
- [56] A. Alahmer, X. Wang, and K. C. Amanul Alam, "Dynamic and Economic Investigation of a Solar Thermal-Driven Two-Bed Adsorption Chiller under Perth Climatic Conditions," *International Journal of Refrigeration*, 2020.
- [57] M. H. Elbassoussi, R. H. Mohammed, and S. M. Zubair, "Thermoeconomic assessment of an adsorption cooling / desalination cycle coupled with a water-heated humidification-dehumidification desalination unit," *Energy Conversion and Management*, vol. 223, no. July, p. 113270, 2020.
- [58] J. I. Vol, F. Basrawi, K. Habib, H. Ibrahim, and G. C. Lee, "Effect of Solar Fraction on the Economic Performance of a Solar Air- Conditioning by an Adsorption Chiller," *Jurnal Intelek*, vol. 9, pp. 14–20, 2015.
- [59] S. C. Saha, W. Miller, and L. Guan, "Parametric Analysis of Design Parameter Effects on the Performance of a Solar Desiccant Evaporative Cooling System in Brisbane , Australia," *Applied Energy*, no. 7, 2017.
- [60] J. Zhang, S. Zhang, and NiuYuguang, "A high proportion of new energy access – combined cooling , heating , and power system planning method," *International Journal of Refrigeration*, no.5, March, pp. 1–14, 2019.

- [٦١] A. Buonomano, F. Calise, and A. Palombo, "Solar heating and cooling systems by absorption and adsorption chillers driven by stationary and concentrating photovoltaic / thermal solar collectors : Modelling and simulation," *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, vol. ٨١, pp. ١١١٢–١١٤٦, ٢٠١٨.
- [٦٢] D. Wu, L. Aye, Y. Yuan, P. Mendis, and T. Ngo, "Comparison of optimal oriented façade integrated solar cooling systems in Australian climate zones," *Solar Energy*, vol. ١٩٨, no. January, pp. ٣٨٥–٣٩٨, ٢٠٢٠.
- [٦٣] M. Chahartaghi and M. Sheykhi, "Thermal modeling of a trigeneration system based on beta-type Stirling engine for reductions of fuel consumption and pollutant emission," *Journal of Cleaner Production*, vol. ٢٠٥, pp. ١٤٥–١٦٢, ٢٠١٨.
- [٦٤] M. A. Mehrabian and A. E. Shahbeik, "Thermodynamic modelling of a single-effect LiBr–H₂O absorption refrigeration cycle," *Journal of Process Mechanical Engineering*, ٢٠٠٥.
- [٦٥] H. Z. Hassan, A. A. Mohamad, Y. Alyousef, and H. A. Al-ansary, "A review on the equations of state for the working pairs used in adsorption cooling systems," *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, vol. ٤٥, pp. ٦٠٠–٦٠٩, ٢٠١٥.
- [٦٦] M. R. A. Afonso and V. Silveira Jr, "Characterization of equilibrium conditions of adsorbed silica-gel/water bed according to dubininastakhov and freundlich," *Thermal Engineering*, vol. ٤, no. ١, pp. ٣–٧, ٢٠٠٥.
- [٦٧] M. Ebrahimi and M. Soleimanpour, "Design and evaluation of combined cooling, heating and power using micro gas turbine, adsorption chiller and a thermal damping tank in micro scale," *Applied Thermal Engineering*, ٢٠١٧.
- [٦٨] S. Sadri, M. Ameri, and R. H. Khoshkhoo, "A new approach to thermo-economic modeling of adsorption desalination system," *Desalination*, vol. ٤٢٨, no. August ٢٠١٧, pp. ٦٩–٧٥, ٢٠١٨.
- [٦٩] E. S. Ali, A. S. Alsaman, K. Harby, A. A. Askalany, M. Refaat, and S. M. Ebrahim, "Recycling brine water of reverse osmosis desalination employing adsorption desalination : A theoretical simulation," *Desalination*, vol. ٤٠٨, pp. ١٣–٢٤, ٢٠١٧.
- [٧٠] P. Cui, M. Yu, Z. Liu, Z. Zhu, and S. Yang, "Energy , exergy , and economic (٣E)

analyses and multi-objective optimization of a cascade absorption refrigeration system for low-grade waste heat recovery,” Energy Conversion and Management, vol. ۱۸۴, no. January, pp. ۲۴۹–۲۶۱, ۲۰۱۹.

[۷۱] م. موسوی دالینی, “ارزیابی اقتصادی انتخاب چیلرهای جذبی و تراکمی در دانشگاه فردوسی مشهد,” پایان نامه کارشناسی ارشد, دانشکده علوم اداری و اقتصاد, دانشگاه فردوسی مشهد, ۱۳۹۶.

[۷۲] W. Somcharoen wattana, C. Menke, and D. Kamolpus, “Study of operational parameters improvement of natural-gas cogeneration plant in public buildings in Thailand,” Energy and Buildings, vol. ۴۳, pp. ۹۲۵–۹۳۴, ۲۰۱۱.

[۷۳] R. Gomri, “Second law comparison of single effect and double effect vapour absorption refrigeration systems,” Energy Conversion and Management, vol. ۵۰, no. ۵, pp. ۱۲۷۹–۱۲۸۷, ۲۰۰۹.

[۷۴] و. حسینی مدرس, “بررسی سیستمهای مختلف سرمایش خورشیدی قابل کاربرد برای ساختمان ها به منظور مقایسه و انتخاب سیستم بهینه برای شرایط آب و هوایی مشخص.” پایان نامه کارشناسی ارشد, دانشکده مهندسی مکانیک, دانشگاه صنعتی شاهرود, ۱۳۹۴.

[۷۵] K. Mohammadi, M. Saeed, E. Khaledi, M. Sagha, and K. Powell, “Hybrid systems based on gas turbine combined cycle for trigeneration of power , cooling , and freshwater : A comparative techno-economic assessment,” Sustainable Energy Technologies and Assessments, vol. ۳۷, no. January, ۲۰۲۰.

[۷۶] ح. گردان اسفیان, “طراحی و مدل سازی یک سیستم تولید همزمان برق و حرارت و سرما با سیستم ذخیره ساز انرژی برای ساختمان مکانیک و عمران دانشگاه صنعتی شاهرود پردیس ۲,” پایان نامه کارشناسی ارشد, دانشکده مهندسی مکانیک و مکاترونیک, دانشگاه صنعتی شاهرود, ۱۳۹۶.

[۷۷] Y. Xiaojing, Y. Shijun, and Z. Huan, “Economical Optimization for Double-stage LiBr Absorption Heat Pumps,” Physics Procedia, vol. ۲۴, pp. ۱۱۴–۱۲۱, ۲۰۱۲.

[۷۸] M. S.Peters, K. D.Timmerhaus, and R. E. West, “Plant Design and Economics for Chemical Engineers,” Chemical Engineering Department, pp. ۳–۴, ۲۰۰۸.

- [۷۹] W. D. Chen and K. J. Chua, "Energy performance analysis and optimization of a coupled adsorption and absorption cascade refrigeration system," *Applied Energy*, vol. ۳۰۱, no. July, p. ۱۱۷۵۱۸, ۲۰۲۱.
- [۸۰] R. Nikbakhti, X. Wang, and A. Chan, "Performance optimization of an integrated adsorption-absorption cooling system driven by low-grade thermal energy," *Applied Thermal Engineering*, vol. ۱۹۳, no. December ۲۰۲۰, p. ۱۱۷۰۳۵, ۲۰۲۱.
- [۸۱] R. Nikbakhti and A. Iranmanesh, "Potential application of a novel integrated adsorption – absorption refrigeration system powered with solar energy in Australia," *Applied Thermal Engineering*, vol. ۱۹۴, no. October ۲۰۲۰, ۲۰۲۱.
- [۸۲] A. Alahmer, S. Ajib, and X. Wang, "Comprehensive strategies for performance improvement of adsorption air conditioning systems : A review," *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, vol. ۹۹, no. May ۲۰۱۸, pp. ۱۳۸–۱۵۸, ۲۰۱۹.
- [۸۳] Y. Chen, H. Hua, J. Xu, Z. Yun, J. Wang, and P. D. Lund, "Techno-economic cost assessment of a combined cooling heating and power system coupled to organic Rankine cycle with life cycle method," *Energy*, vol. ۲۳۹, p. ۱۲۱۹۳۹, ۲۰۲۲.
- [۸۴] ح. حاج عبداللہی، و. قمری، "مدلسازی و بهینه سازی فنی اقتصادی سیستم‌های هیبریدی تولید سرمایش، گرما، توان و آب شیرین"، *مجله مهندسی مکانیک*، شماره ۴، صفحه ۲۶۷–۲۷۶، ۱۴۰۰.
- [۸۵] Q. W. Pan, J. Xu, T. S. Ge, and R. Z. Wang, "Multi-mode integrated system of adsorption refrigeration using desiccant coated heat exchangers for ultra-low grade heat utilization," *Energy*, vol. ۲۳۸, ۲۰۲۲.

Abstract

Compression and absorption chillers are the most usable chillers in the market. However, due to high energy consumption and repair and maintenance costs, it is recommended to use surface-absorption chillers. For these reasons, the technical and economic adsorption chiller with the comparison and absorption chillers is of great importance. This study has investigated two types of the most common chillers (absorption and adsorption) including absorption chiller single effect lithium bromide-water and adsorption chiller two-bed silica gel-water in terms of thermodynamics and economics. The technical analysis was performed from the perspective of the first law of thermodynamics and EES software was used for the simulation. In the second part of the research, the economic analysis of chillers in the same capacity is discussed, The total initial investment cost, operating costs and life cycle cost over the useful life of chillers. Also, the written code can be displayed, the effect of different input parameters on the coefficient of performance and costs. The results showed that the coefficient of performance absorption and adsorption chillers are 0.7541 and 0.5827 respectively, in economic terms, the total initial investment cost of the absorption and adsorption chillers are \$ 8915 and 9799 respectively, while the annual operating costs of the chillers are \$ 690 and 395 per year and the cost life cycle \$ $14603-13051$ respectively. On the other hand, in the absorption system, with increasing the temperature of the generator and absorber, the coefficient of performance and costs increase and decrease, respectively, and in the adsorption system, with increasing the temperature of hot inlet water, the coefficient of performance and costs increase.

Keywords: Absorption chiller, Adsorption chiller, Coefficient of performance, Total annual cost, Life cycle cost



Shahrood University of
Technology

Faculty of Mechanical and Mechatronics Engineering

M.Sc. Thesis in Energy Conversion Engineering

**Thermal and economic analyses of different configurations of
absorption and adsorption chillers with considering the effect of
absorbent and refrigerant compositions**

By: Seyed Mohammad Hosein Tayebi

Supervisors:

Eng.Ahmad Madadi

Advisors:

Dr. Mahmood Mehregan

September ۲۰۲۱