



## تحلیل انرژی و انرژی یک چیلر جذبی لیتیم بروماید - آب کوپل شده با انرژی خورشیدی

علی آقایی : دکتر اباذر وحدت آزاد

دانشگاه آزاد اسلامی واحد تهران جنوب : دانشکده فنی : گروه مهندسی مکانیک - تبدیل انرژی

استادیار گروه مکانیک : دانشکده فنی و مهندسی : دانشگاه آزاد اسلامی واحد تهران جنوب : تهران - ایران

### چکیده:

پژوهش حاضر یک تحلیل تعمیمی با خروجی لیتیم بروماید-آب پیرامون عملکرد یک سیکل چیلر جذبی هوا خنک آب-آمونیاک با استفاده از یک منبع گرم دما پایین انرژی حرارتی خورشیدی مطابق با شرایط آب و هوایی تهران می باشد.

در این پژوهش، سیستم سرمایش جذبی خورشیدی لیتیم بروماید-آب، برای استفاده در شهر تهران، شبیه سازی شده است. با بررسی سیستم جذبی مشخص شد که ضریب عملکرد سیستم با افزایش دمای ژنراتور فشار بالا افزایش می یابد (که این مورد مطابق با سیکل آمونیاک-آب بود) البته روند این افزایش با افزایش دمای ژنراتور فشار بالا از مقدار ۱۳۰ درجه سلسیوس به بعد، ناچیز است. از آنجا که افزایش دمای ژنراتور بالا همراه با مصرف انرژی است، دمای مناسب برای ژنراتور فشار بالا ۱۳۰ درجه سلسیوس پیشنهاد میشود. کلکتورهای استفاده شده در این سیستم، از نوع سهمی شکل با محور ثابت میباشد دلیل اینکه متوسط گرمای جذب شده در کلکتور در هر ماه متغیر است، از آرایش موازی برای کلکتورها استفاده شده است. به این طریق در هر ماه، برای این که انرژی خورشیدی مورد نیاز تامین شود، سطح کلکتور تعیین شده است. پس از محاسبات و بهینه سازی، برای توان ۲۰ کیلووات تبرید، مساحت بهینه کلکتور برابر با ۵۲.۵ متر مربع بدست آمده است. همچنین با تحلیل انجام شده برای تعیین حجم مناسب برای مخزن ذخیره، مقدار آن ۴ مترمکعب تعیین گردیده است.

کلیدواژگان: چیلر جذبی، کلکتور خورشیدی، مخزن ذخیره

### مقدمه

انرژی خورشیدی به عنوان یک منبع بی پایان انرژی برای کره زمین، همواره بخش قابل توجهی از تحقیقات علمی و پژوهشی را به خود اختصاص داده است. امروزه حدود ۸۰٪ از انرژی مصرفی، از سوخت های فسیلی بدست می آید و با توجه به تجدید ناپذیر بودن این نوع سوخت ها، انرژی خورشیدی جایگزین بسیار مناسبی می باشد. همچنین با توجه به اینکه بخش بزرگی از انرژی مصرفی در

فصل تابستان به سرمایه‌های مسکونی و اداری اختصاص دارد و این مساله منجر به بحران انرژی شده است، لذا چیلرهای خورشیدی می‌توانند به جایگزین مناسبی برای چیلرهای تراکمی، که مصرف برق بالایی دارند تبدیل شوند. سیستم‌های سرمایشی جذبی، در سالهای اخیر از نقطه نظر انرژی و محیط زیست مشهور و پرطرفدار شده‌اند. با وجود این که ضریب عملکرد سیستم‌های جذبی در مقایسه با سیستم‌های تراکمی کمتر است اما به دلیل قابلیت استفاده از گرماهای اتلافی ارزان، خورشیدی، زمین گرمایی یا منابع انرژی زیست توده با هزینه تامین ناچیز در این سیستم‌ها، سیستم‌های جذبی از جذابیت خاصی برخوردار هستند. همچنین سیستم‌های جذبی از مواد طبیعی استفاده می‌کنند که خطر تخریب لایه ی اوزن و گرمای جهانی در آنها وجود ندارد. تحقیقات گسترده‌ای برای ارزیابی سیستم‌های جذبی توسط محققین انجام شده است. ونتاس و همکارانش (۱) سیکل جذبی دو مرحله‌ای و دو اثره آمونیاک- لیتیم نترات را مورد بررسی قرار داده‌اند. از ویژگی این سیکل، میتوان به قابلیت استفاده آن در فشارهای پایین تر از فشارهای معمول و عدم وجود کریستالیزاسیون در دمای ورودی اواپراتور بالاتر از منفی ۱۰ درجه سلسیوس اشاره کرد. همچنین ضریب عملکرد آن ۱.۲۵ در دمای ورودی آب گرم ۱۰۰ درجه سلسیوس بدست آمده است. عمر کتفی و همکارانش (۲) عملکرد سیستم سرمایشی خورشیدی تک اثره لیتیم بروماید- آب ساخت شرکت یازاکی را با شبیه سازی در برنامه متلب مورد بررسی قرار دادند. نتایج شبیه سازی آنها نشان می‌دهد که ضریب عملکرد سیستم جذبی با افزایش دمای ژنراتور و اواپراتور، افزایش و با افزایش دمای ابزوربر و کندانسور کاهش می‌یابد. ال اوگلا و ال شراوی (۳) نیز تجزیه و تحلیل فنی- اقتصادی سیستم‌های تهویه مطبوع را با به کارگیری سیستم‌های خورشیدی در ساختمان‌های تجاری در عربستان سعودی انجام داده‌اند. در پژوهش آن‌ها سه سیکل سرمایشی تراکمی معمولی، جذبی لیتیم بروماید- آب خورشیدی و چیلر تراکمی خورشیدی فتوولتایک از نظر فنی و اقتصادی مورد مقایسه قرار گرفته است. هانگ و مین گیو (۴) تاثیر مخازن ذخیره گرم و سرد را بر روی سیستم سرمایش جذبی خورشیدی مورد استفاده در یک ساختمان اداری بررسی کردند. نتایج پژوهش آنها نشان می‌دهد که مخزن ذخیره سرد با اندازه‌های قابل قبول ظرفیت چیلر را افزایش می‌دهد اما تاثیری در عملکرد انرژی سیستم ندارد. همچنین آنالیز حساسیت انجام گرفته توسط آنها حاکی از این بود که سیستم سرمایشی خورشیدی نسبت به سطح کلکتور بیشترین حساسیت را از خود نشان می‌دهد. گمری و حکیمی (۵) سیستم چیلر جذبی بخار دو اثره را مورد آنالیز انرژی قرار داده‌اند. نتایج تحقیق آنها حاکی از این بود که ضریب عملکرد سیستم با افزایش دمای ژنراتور فشار پایین افزایش می‌یابد ولی با افزایش دمای ژنراتور فشار بالا کاهش می‌یابد. همچنین بالاترین اتلاف انرژی اجزا در ابزوربر و ژنراتور فشار بالا اتفاق می‌افتد. زیولی و همکارانش (۶) نیز طبق الگوریتم ارائه شده در (۵) و بررسی صحت نتایج با مقایسه نتایج خود و نتایج (۵) در یک حالت خاص به طور وسیع تری به آنالیز عملکرد سیستم سرمایشی جذبی لیتیم بروماید- آب، دو اثره با به کارگیری انرژی خورشیدی در ژنراتورها و استفاده از روش خنک سازی با هوا در ابزوربر و کندانسور در شهرهای نیمه گرمسیری پرداخته‌اند. نتایج کار آنها نشان می‌داد که دمای ورودی به کلکتور باید کمتر از ۱۴۸ درجه سلسیوس باشد تا کریستالیزاسیون در شرایطی که محیط دارای بالاترین دماست اتفاق نیفتد البته این دما برای حالتی که بازدهی مبدل حرارتی دما پایین ۰.۷ است بدست آمده است و برای حالت‌هایی که بازدهی این مبدل بیشتر می‌باشد این دما کاهش می‌یابد و در کل بازه مناسب دمای کلکتور ۱۳۰-۱۱۰ درجه سلسیوس گزارش شده است. عربی و دهقانی (۷) به بررسی فنی و اقتصادی سیستم چیلر جذبی خورشیدی در ایران با سیال عامل‌های آب و آمونیاک پرداخته‌اند. کیانگ‌ها و وکیل الرعایا (۸) یک سیستم جذبی خورشیدی تک اثره با طرحی جدید ارائه کردند. در طرح آنها از هیچ یک از اجزای مبدل حرارتی، مخزن ذخیره و انرژی اضافی برای تهیه آب گرم در ژنراتور استفاده نشده و تنها منبع انرژی آنها خورشید می‌باشد

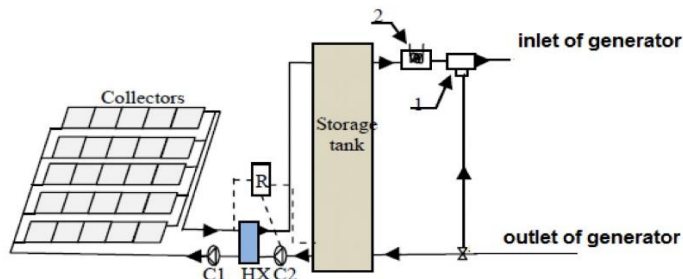
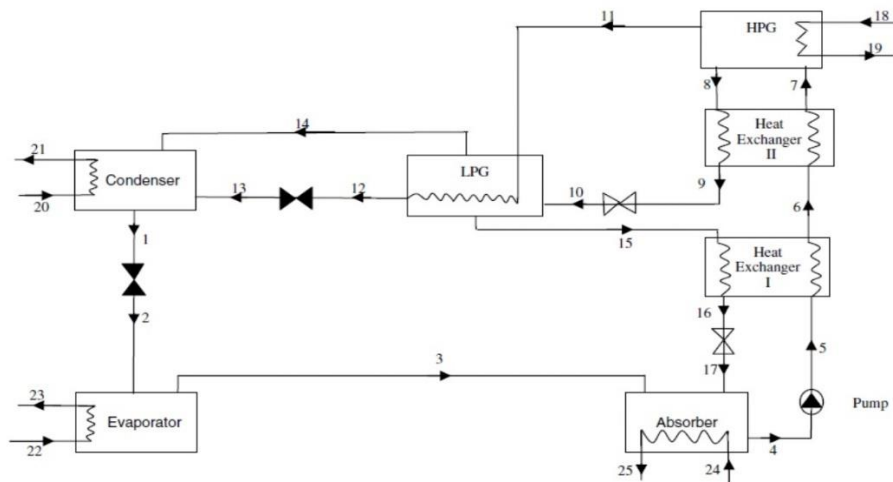
در تحقیق حاضر، سیستم سرمایش جذبی خورشیدی لیتیم بروماید- آب، به منظور تامین انرژی سرمایشی ساختمانی در شهر تهران با ظرفیت سرمایشی مورد نیاز ۲۰ کیلووات از ساعت ۷-۲۰ در فصل تابستان شبیه سازی شده و ضمن بررسی عوامل تاثیرگذار در

عملکرد سیستم جذبی، ابعاد مناسب برای مخزن ذخیره و کلکتور خورشیدی برای ایجاد انرژی گرمایی پایدار در ژنراتور جستجو شده است

## توصیف فرایند

### • سیستم سرمایش جذبی

سیستم سرمایش جذبی که در این پژوهش مورد بررسی قرار گرفته است در شکل ۱ به نمایش در آمده است. در سیستم چیلر جذبی لیتیم بروماید-آب، آب به عنوان مبرد و لیتیم بروماید به عنوان جاذب شناخته می شوند. همانطور که از شکل مشاهده می شود این سیستم دارای دو ژنراتور است، که با نامهای ژنراتورهای فشار بالا و فشار پایین شناخته می شوند. هم چنین این سیستم دارای یک کندانسور، اواپراتور، ابزوربر، پمپ و دو مبدل حرارتی برای محلول و دو شیر انبساط برای قسمت مبرد میباشد. به این ترتیب این سیستم دارای سه سطح فشاری متفاوت می باشد که در سطح فشاری پایین اواپراتور و ابزوربر، در سطح فشاری متوسط کندانسور و ژنراتور فشار پایین و در سطح فشار بالا ژنراتور فشار بالا قرار دارند. سیستم جذبی مورد بررسی برای خنک کاری یک محیط نیاز به این دارد که مرتب آب جاری در کویل حرارت خود را به یک محیط سرد انتقال دهد و خود خنک شود. به همین دلیل با جریان یافتن آب کویل در اواپراتور، مبرد با گرفتن گرمای اضافی از آب کویل تبخیر میشود. (از آن جا که آب باید در دمای پایین تبخیر شود فشار اواپراتور نیز مقدار پایینی دارد). مبرد با حالت بخار اشباع از اواپراتور خارج می شود و توسط محلول جاذب لیتیم بروماید در ابزوربر جذب می شود و از آن جا که این محلول با جذب مقداری بخار آب و رقیق شدن کارایی خود را در جذب مبرد از دست می دهد برای عمل تغلیظ به سمت ژنراتور دما بالا که قسمت دما بالای سیستم می باشد پمپ می شود. در این ژنراتور مقداری از بخار موجود در محلول با گرم شدن از محلول جدا می شود. محلول خروجی که دارای غلظت متوسط در سیستم جذبی است باید به حالت اولیه موجود در ابزوربر که دارای دما و فشار پایین تر است بازگردانده شود به همین در مبدل حرارتی دما بالا با محلول رقیق تبادل حرارتی می کند و سپس وارد شیر انبساط می شود و دما و فشارش کاهش می یابد و در ژنراتور فشار پایین ضمن تبادل حرارتی با بخارهای خروجی از ژنراتور دما بالا که دمای بیشتری دارند مقداری از بخار خود را از دست می دهند و به این ترتیب غلظت محلول به بیشترین مقدار خود در سیستم می رسد و با عبور از مبدل حرارتی دما پایین و شیر انبساط به ابزوربر بازگردانده می شود. بخارهای خروجی از ژنراتور فشار پایین نیز با خنک شدن در کندانسور به صورت مایع اشباع از کندانسور خارج می شوند و با کاهش فشار توسط شیر انبساط طی یک فرایند آنتالپی ثابت به اواپراتور وارد می شوند.



### • سیستم خورشیدی

فرایند انتقال گرما از کلکتور خورشیدی به ژنراتور در شکل ۲ نمایش داده شده است. برای تامین بار حرارتی مورد نیاز در ژنراتور، کلکتور خورشیدی از نوع متمرکزکننده سهمی شکل استفاده شده است. آب جاری در لوله های کلکتور با جذب انرژی خورشیدی گرم شده و ضمن تبادل حرارت با سیال عبوری از مبدل حرارتی به شرایط اولیه دمای ورودی به کلکتور می رسد. در این پژوهش فرض بر آن است که دمای ورودی کلکتور ثابت باشد. آب گرم خروجی از مبدل حرارتی به مخزن ذخیره باز گردانده می شود. برای تامین بار حرارتی مورد نیاز در ژنراتور، با تنظیم مقدار دبی خروجی از مخزن ذخیره به سمت ژنراتور، انرژی مورد نیاز از مخزن ذخیره تامین می شود. برای تبادل حرارت بین مخزن ذخیره و ژنراتور نیاز به اختلاف دما می باشد. هنگامی که اختلاف دمای مخزن و جریان ورودی ژنراتور به کمتر از ۷ درجه سلسیوس برسد گرمکن کمکی برای ایجاد این اختلاف دما به مخزن ذخیره، حرارت وارد می کنند. دلیل این اختلاف دمای معین، کاهش کار مصرفی در پمپ می باشد.

### شبیه سازی سیستم سرمایه گذاری جذبی

در مطالعه حاضر، سیستم سرمایه گذاری جذبی، در نرم افزار ESS مدل سازی شده است. سیستم شبیه سازی شده برای ایجاد بار سرمایه گذاری ۲۰ کیلو وات و دمای اواپراتور ۵ درجه سلسیوس تعبیه شده است.

### • فرضیات در سیستم سرمایه گذاری جذبی

به منظور شبیه سازی سیستم چیلر جذبی لیتیم بروماید - آب فرضیات زیر انجام شده است:

- تحلیل ها بر اساس شرایط پایدار در سیستم انجام شده است
- میرد در خروجی کندانسور مایع اشباع است
- میرد در خروجی اواپراتور بخار اشباع است
- منظور از دمای ایزوربر، دمای محلول رقیق خروجی از ایزوربر می باشد
- منظور از دمای کندانسور، دمای میرد خروجی از آن می باشد
- منظور از دمای ژنراتورها نیز دمای محلول خروجی از آنها می باشد
- تبادل حرارتی بین محیط و سیستم اتفاق نمی افتد
- دمای جریان هوا خنک به ایزوربر برابر با دمای محیط است
- کار مصرفی در پمپ ها قابل نظر هستند.
- معادلات در سیستم سرمایه‌ش جذبی

برای همه اجزای موجود در سیستم چیلر جذبی معادلات بقای جرم کل، بقای جرم ماده ی جاذب و بقای انرژی که در معادلات ۱-۳ آورده شده است برقرار است.

$$\sum \dot{m}_i = \sum \dot{m}_o \quad (۱)$$

$$\sum \dot{m}_i x_i = \sum \dot{m}_o x_o \quad (۲)$$

$$Q = \sum \dot{m}_i h_i - \sum \dot{m}_o h_o \quad (۳)$$

تاثیر یا بازدهی مبدل های حرارتی دما پایین و دما بالا به ترتیب در معادله های ۴ و ۵ نمایش داده شده است.

$$\varepsilon_I = (T_{15} - T_{16}) / (T_{15} - T_5) \quad (۴)$$

$$\varepsilon_{II} = (T_8 - T_9) / (T_8 - T_6) \quad (۵)$$

پارامتر نسبت توزیع انرژی در ژنراتورها از رابطه ی ۶ بدست می آید:

$$\alpha = Q_{HG} / Q_{LG} \quad (۶)$$

ضریب عملکرد سیستم، از رابطه ی ۷ بدست می آید.

$$COP = Q_{EVA} / Q_{HG} \quad (۷)$$

- روند نیل به نتیجه در سیستم سرمایه‌ش جذبی

با توجه داده های اولیه از قبیل دمای اواپراتور، بار سرمایه‌شی، نسبت توزیع انرژی در ژنراتورها و دمای ورود و خروج برج خنک کننده در ایزوربر و کندانسور میتوان جرم میرد در نقطه ۱ دمای ژنراتور دما بالا، دمای ایزوربر و کندانسور و غلظت محلول رقیق خروجی از ایزوربر را بدست آورد. با فرض مقادیر اولیه برای غلظت محلول در خروجی از ژنراتور فشار بالا و پایین کل چرخه را میتوان حل نمود. در این حالت مقدار  $\alpha$  چک میشود اگر برابر با ۱.۵ نبود مقدار غلظت محلول غلیظ طبق روش نیوتن رافسون تغییر داده می شود و

دوباره چرخه با این مقدار جدید برای غلظت محلول خروجی ژنراتور فشار بالا و همان مقدار فرض شده برای غلظت محلول خروجی از ژنراتور فشار پایین حل می شود و این روند ادامه پیدا می کند تا مقدار  $\alpha$  به ۱.۵ برسد سپس بالانس انرژی در ژنراتور فشار پایین بررسی می شود که اگر بالانس انرژی برقرار نباشد فقط غلظت محلول غلیظ تغییر داده می شود تا در نهایت بالانس انرژی در این جزء برقرار شود.

• نتایج شبیه سازی سیستم سرمایه گذاری جذب

الف) نتایج مربوط به تغییرات دمای ژنراتور فشار بالا و پایین با توجه به مقادیر داده شده در جدول ۱ که مشابه اطلاعات استفاده شده در مرجع ۴ می باشد و شبیه سازی فرایند در نرم افزار ESS و استفاده از روش نیوتن رافسون در فرایند بدست آوردن مقدار صحیح غلظت محلول متوسط، نتایج نقاط مختلف سیکل و نتایج مربوط به عملکرد سیکل که در جدول ۲ و ۳ نشان داده شده برای این حالت خاص به دست آمده اند که مشابه نتایج بدست آمده در مرجع ۴ میباشد که نشان از صحت انجام فرایند شبیه سازی است. در شکل ۳ نمودار تغییرات ضریب عملکرد سیستم جذب شبیه سازی شده تحت تاثیر دمای ژنراتور فشار بالا و ژنراتور فشار پایین نمایش داده شده است. نمودار رسم شده با فرض ثابت گرفتن مقادیر پارامترهای عملیاتی نشان داده شده در جدول ۱ و فقط تغییر دمای ژنراتورهای فشار بالا و فشار پایین بدست آمده است.

جدول ۱ اطلاعات ثابت استفاده شده در شبیه‌سازی

اجزا	مشخصات پارامتر	نشانه	مقدار	واحد
کندانسور	دمای کندانسور	$T_{CD}$	۳۵	$^{\circ}C$
	دمای ورودی برج خنک کن	$T_{icw}$	۲۷	$^{\circ}C$
	دمای خروجی برج خنک کن	$T_{ocw}$	۳۲	$^{\circ}C$
ابزوربر	دمای ابزوربر	$T_{AB}$	۳۵	$^{\circ}C$
	دمای ورودی برج خنک کن	$T_{icw}$	۲۷	$^{\circ}C$
	دمای خروجی برج خنک کن	$T_{ocw}$	۳۲	$^{\circ}C$
اواپراتور	دمای اواپراتور	$T_{EVA}$	۴	$^{\circ}C$
	دمای ورودی آب خنک شده	$T_{ichw}$	۱۲	$^{\circ}C$
	دمای خروجی آب خنک شده	$T_{ochw}$	۷	$^{\circ}C$
ژنراتور فشار بالا	دمای ژنراتور فشار بالا	$T_{HG}$	۱۳۰	$^{\circ}C$
	دمای خروجی آب گرم	$T_{ohw}$	$T_{HG} + 10$	$^{\circ}C$
	دمای ورودی آب گرم	$T_{ihw}$	$T_{ohw} + 8$	$^{\circ}C$
ژنراتور فشار پایین	دمای ژنراتور فشار پایین	$T_{gl}$	۸۰	$^{\circ}C$
مبدل حرارتی ۱	بازدهی مبدل حرارتی	$\varepsilon_I$	۷۰	%
مبدل حرارتی ۲	بازدهی مبدل حرارتی	$\varepsilon_{II}$	۷۰	%
پمپ	بازدهی پمپ	$\eta_n$	۹۵	%

نقطه	دبی جرمی ( $kg/s$ )	دما ( $^{\circ}C$ )	غلظت (%)
۱	۰,۱۲۷۰۲	۳۵	۰
۲	۰,۱۲۷۰۲	۴	۰
۳	۰,۱۲۷۰۲	۴	۰
۴	۱,۷۳۶۷۴	۳۵	۵۵,۸۶۹
۵	۱,۷۳۶۷۴	۳۵	۵۵,۸۶۹
۶	۱,۷۳۶۷۴	۶۳,۴۳	۵۵,۸۶۹
۷	۱,۷۳۶۷۴	۱۰۸,۵۱	۵۵,۸۶۹
۸	۱,۶۷۱۳۲	۱۳۰	۵۸,۰۵۶
۹	۱,۶۷۱۳۲	۸۳,۴	۵۸,۰۵۶
۱۰	۱,۶۷۱۳۲	۷۵,۸۶	۵۸,۰۵۶
۱۱	۰,۰۶۵۲۳	۱۳۰	۰
۱۲	۰,۰۶۵۲۳	۸۲,۴۷	۰
۱۳	۰,۰۶۵۲۳	۳۵	۰
۱۴	۰,۰۶۱۸۰	۸۰	۰
۱۵	۱,۶۰۹۷۲	۸۰	۶۰,۲۷۸
۱۶	۱,۶۰۹۷۲	۴۸,۵	۶۰,۲۷۸
۱۷	۱,۶۰۹۷۲	۴۴,۲۴	۶۰,۲۷۸
۱۸	۷,۳۴۰۳۸	۱۴۸	-
۱۹	۷,۳۴۰۳۸	۱۴۰	-
۲۰	۷,۹۹۰۰۱	۲۷	-
۲۱	۷,۹۹۰۰۱	۳۲	-
۲۲	۱۴,۲۸۵۴۶	۱۲	-
۲۳	۱۴,۲۸۵۴۶	۷	-
۲۴	۱۸,۳۱۸۷۶	۲۷	-

اجزا	نشانه	توان	واحد
ژنراتور فشار بالا	$Q_{HG}$	۱۶,۴	kW
اوپراتور	$Q_{EVA}$	۲۰	kW
ضریب عملکرد سیستم	COP	۱,۲۲	-

توجه به این نکته مهم است که دمای ژنراتور فشار پایین قطعاً رابطه مستقیم با دمای ژنراتور فشار بالا دارد و با افزایش دمای ژنراتور فشار بالا میتوان به دماهای بالا برای ژنراتور فشار پایین دست یافت. بر اساس این نکته همان طور که در شکل ۳ مشاهده می شود با افزایش دمای ژنراتور فشار بالا بازه تغییرات دمای ژنراتور فشار پایین بیشتر می شود. در این شکل مشاهده می شود برای یک دمای ثابت ژنراتور فشار بالا با افزایش دمای ژنراتور فشار پایین، ضریب عملکرد سیستم در ابتدا با شیب تند افزایش می یابد و بعد از افزایش مقداری دمای ژنراتور فشار پایین با شیب ملایم افزایش خواهد داشت. هم چنین با افزایش بیشتر دمای ژنراتور فشار بالا نسبت به



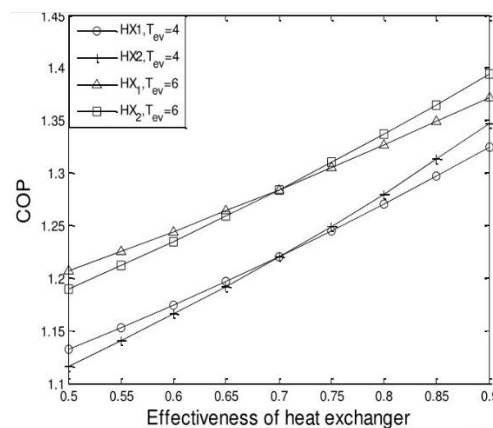
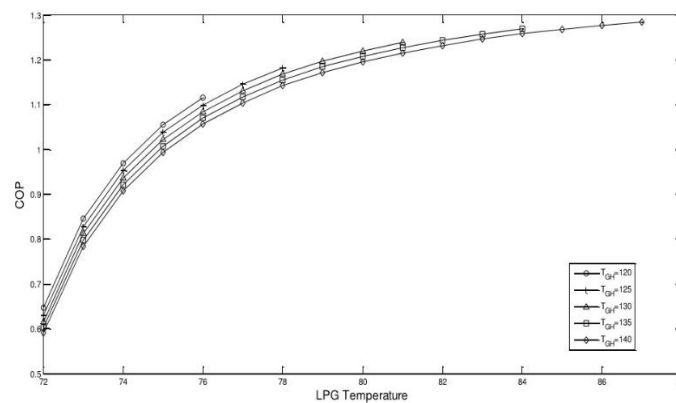
حالتی که دمای ژنراتور فشار بالا ۱۳۰ درجه سلسیوس است تغییرات ناچیزی در ضریب عملکرد سیستم جذبی مشاهده می شود. بنابراین با توجه به هزینه ای که برای تولید انرژی گرمایی در ژنراتور باید صرف شود میتوان نتیجه گرفت دمای مناسب ژنراتور فشار بالا برای این سیستم باید بین ۱۲۵ تا ۱۳۰ درجه سلسیوس باشد.

(ب) نتایج ارتباط بین بازدهی مبدل های حرارتی و عملکرد سیستم

نمودار مربوط به تغییرات ضریب عملکرد سیستم جذبی تحت تاثیر بازدهی مبدل های حرارتی دما پایین و دما بالا در شکل ۴ نمایش داده شده است. همانطور که از جدول ۱ مشخص است، بازدهی مبدل های دما بالا و پایین در حالت پایه با هم برابر و مقدار ۰.۷ تعیین شده است. برای بررسی تاثیر بازدهی هر مبدل در عملکرد سیستم در هر حالت بازدهی یک مبدل ثابت و بازدهی مبدل دیگر تغییر می کند. مشاهده می شود که در یک دمای اواپراتور ثابت با افزایش بازدهی مبدل ها ضریب عملکرد سیستم افزایش می یابد و شیب افزایش ضریب عملکرد با تغییر بازدهی مبدل دوم بیشتر است. هم چنین در شکل ۴ مشاهده می شود که با افزایش دمای اواپراتور ضریب عملکرد افزایش خواهد داشت.

### شبیه سازی سیستم خورشیدی

طبق نتایج بدست آمده و ذکر شده در بالا سیستم سرمایه گذاری جذبی، در دمای ۱۳۰ درجه سلسیوس برای ژنراتور فشار بالا به ضریب عملکردی بالا و در عین حال منطقی می رسد. برای رسیدن به چنین دمای، کلکتور انرژی خورشیدی را جذب و مخزن این انرژی را ذخیره و برای مصرف پایدار به ژنراتور منتقل می کند.



### • فرضیات در سیستم خورشیدی

به منظور مدل سازی سیستم خورشیدی نشان داده شده در شکل ۲ لازم است فرضیاتی در نظر گرفته شود که در زیر آورده شده است.

- دمای ورودی به کلکتور ثابت می باشد
- ضریب انتقال حرارت و سطح مبدل حرارتی ثابت و برابر با ۲۴۰۰ وات بر کلوین می باشد
- مخزن ذخیره با مدل مخلوط کامل در این سیستم مورد استفاده شده است. در این حالت فرض می شود که سیال داخل مخزن همیشه بصورت مخلوطی کامل و همگن است، در نتیجه مخزن در دمای یکنواخت می باشد که فقط با زمان تغییر می کند، و نیز انتقال حرارت بصورت یک بعدی فرض می شود
- سیستم کنترلی برای جلوگیری از کاهش اختلاف دمای بین خروجی کلکتور و مخزن استفاده می شود. به طوری که اگر دمای خروجی کلکتور از دمای مخزن ۶ درجه سلسیوس بیشتر باشد پمپ استفاده شده در بین مخزن ذخیره و مبدل حرارتی روشن می باشد و در غیر این صورت خاموش می شود
- دمای اولیه مخزن ۱۶۰ درجه سلسیوس فرض شده است.

### • معادلات سیستم خورشیدی

برای محاسبه انرژی جذب شده در کلکتور به مقادیر شدت تابش خورشید و دمای محیط نیاز است. این اطلاعات از پایگاه های هواشناسی کشور بدست آمده است. نحوه ی تغییرات این پارامترها در طول یک روز عادی برای ماه های مختلف فصل تابستان در شهر تهران، در شکل ۵ و ۶ نمایش داده شده است. (۹) بازدهی کلکتور خورشیدی از نوع سهمی با محور ثابت، از معادله ۸ بدست می آید. با مشخص کردن سطح کلکتور و محاسبه بازدهی کلکتور گرمای جذب شده در کلکتور طبق رابطه ی ۹ قابل محاسبه است.

$$\eta_c = 0.49204 - 0.29002 \cdot (T_{Cin} - T_{amb}) / I \quad (8)$$

$$\dot{Q}_{Collector} = \eta_c \cdot I \cdot A_c \quad (9)$$

دمای خروجی کلکتور طبق رابطه ی ۱۰ بدست می آید:

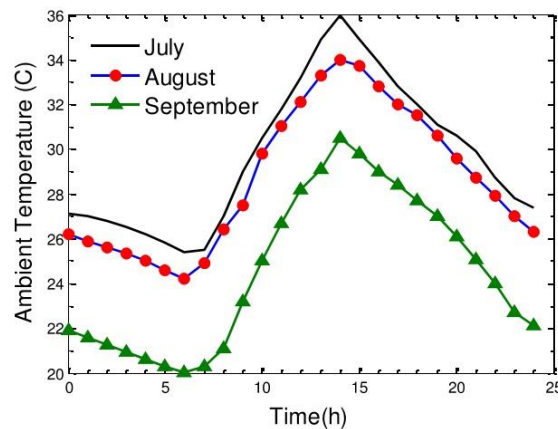
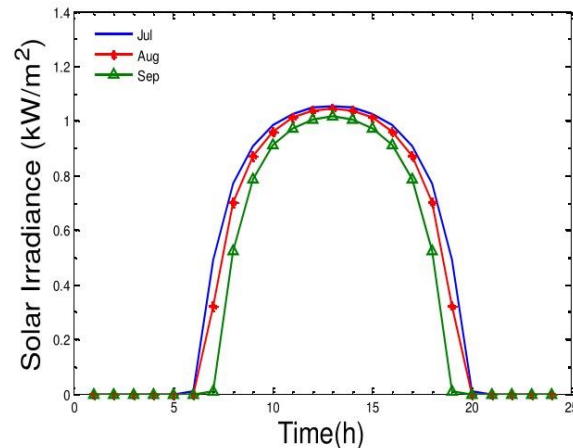
$$T_{Cout} = T_{Cin} + (\dot{Q}_{Collector} / \dot{m}_c C_p) \quad (10)$$

گرمای جذب شده در کلکتور از طریق مبدل حرارتی به مخزن ذخیره منتقل می شود. در این پژوهش از هر گونه اتلاف حرارتی در اجزای سیستم صرف نظر شده است. با مشخص بودن دمای اولیه و حجم مخزن ذخیره میتوان دمای هر لحظه از مخزن را بر اساس معادله ۱۱ تعیین کرد.

$$M_{Tank} C_p \frac{dT_{Tank}}{dt} = \dot{Q}_{Collector} - \dot{Q}_{HG} \quad (11)$$

گرمکن کمکی هنگامی به کار گرفته می شود که دمای مخزن ذخیره از ۱۵۵ درجه سلسیوس پایین تر باشد. برای محاسبه انرژی مصرفی در گرمکن کمکی از رابطه ی ۱۲ استفاده شده است.

$$Q_{Aux} = M_{Tank} C_p (155 - T_{Tank}) \quad (12)$$

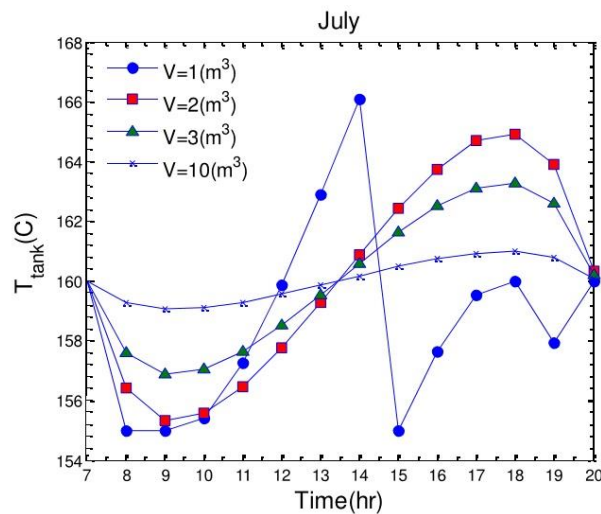


#### • نتایج و بحث سیستم خورشیدی

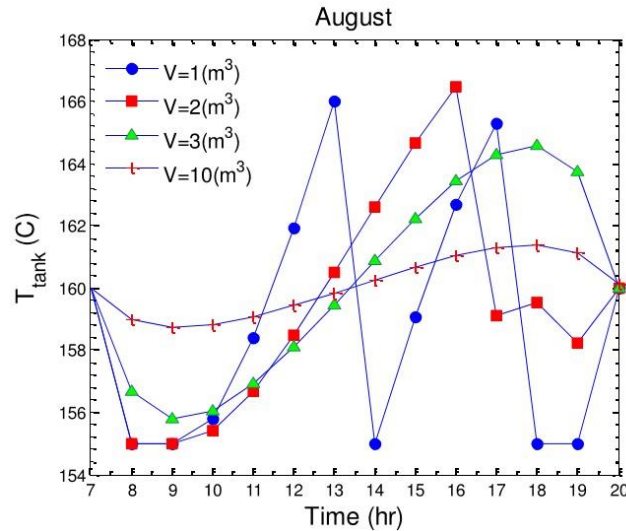
با توجه به فرضیات و معادلات حاکم در سیستم خورشیدی، شبیه سازی سیستم خورشیدی به منظور مشخص کردن سطح کلکتور و حجم مخزن، با هدف کمینه نمودن انرژی مصرفی در گرمکن کمکی، در ماه های مختلف فصل تابستان در شهر تهران انجام شده است. از آنجا که انرژی خورشیدی در طول ماه های مختلف فصل تابستان متغیر است از آرایش موازی برای کلکتورها استفاده شده است، تا در صورت لزوم تعدادی از آنها به سیستم گردآورنده خورشیدی اضافه و یا از آن کم شوند. سطح هر کلکتور برای هر ماه بر اساس اینکه متوسط نسبت خورشیدی، که در معادله ۱۳ نشان داده شده، باید برابر یک شود تعیین می گردد.

$$SF = \sum_{Time=7}^{19} (\dot{Q}_{Collector} / \dot{Q}_{HG})_{Time} / 13 \quad (13)$$

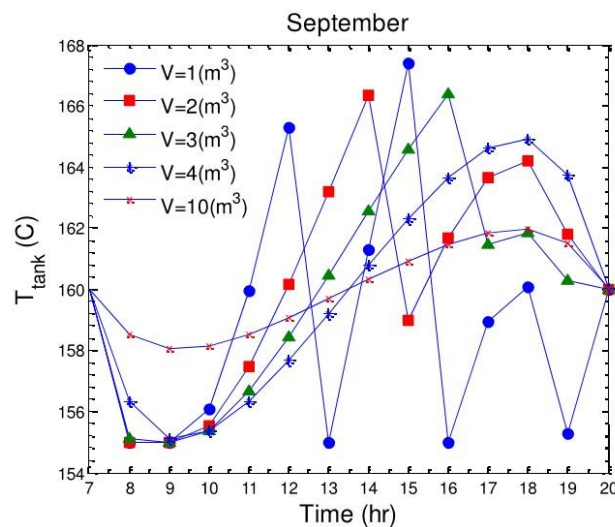
در شکل ۷ تغییرات دمای مخزن ذخیره در ماه جولای در حجم های متفاوت مخزن ذخیره نشان داده شده است. با توجه به تابش خورشید در این ماه، سطح کلکتور ۴۲.۵ متر مربع تعیین شده است، تا بدین ترتیب متوسط نسبت خورشیدی برابر یک شود. در شکل ۷ مشاهده می شود که در حجم یک متر مکعب، تغییرات دمای مخزن زیاد می باشد. به طوری که در ابتدای روز به علت کم بودن شدت تابش و به تبع آن کم بودن انرژی جذب شده در کلکتور، نسبت به انرژی مورد نیاز در ژنراتور، دمای مخزن به شدت افت می کند و برای جلوگیری از افت دمای مخزن از مقدار معین ۱۵۵ درجه سلسیوس از گرمکن کمکی استفاده شده است. همچنین در ساعت ۱۴ به دلیل افزایش بیش از حد دمای مخزن، انتقال حرارت بین کلکتور و مخزن قطع شده است. از آنجا که باید در ساعت ۲۰ دمای مخزن به مقدار دمای اولیه در شروع روز برسد، فرض شده است که اگر دمای مخزن، در ساعت ۱۹ که تقریباً تابش خورشید در حال اتمام در آن روز می باشد کمتر از دمای اولیه باشد توسط گرمکن کمکی به مخزن ذخیره انرژی گرمایی تزریق شود. با افزایش حجم مخزن ذخیره به دو متر مکعب، تغییرات دمایی مخزن با شیب آرامتری می باشد به طوری که در این حالت در ساعات ابتدایی روز، دمای مخزن از حد مجاز عبور نکرده و نیازی به گرمکن کمکی نمی باشد. با این حال در ساعت ۱۸ تقاطع دمایی در مبدل حرارتی اتفاق می افتد و به همین سبب ارتباط کلکتور و مخزن ذخیره قطع می شود و این دلیلی می شود تا در ساعت ۱۹ دمای مخزن کمتر از دمای اولیه باشد و در این حالت نیاز است از گرمکن کمکی، برای رسیدن به دمای اولیه در مخزن استفاده شود. برای حجم سه متر مکعب دمای مخزن همواره بالاتر از ۱۵۵ درجه سلسیوس است و به دلیل تغییرات ملایم دمای مخزن، همواره بین کلکتور و مخزن ذخیره انتقال حرارت صورت می گیرد. مشاهده می شود که در این حجم مخزن نیازی به گرمکن حرارتی نمی باشد و در ساعت ۲۰ بدون هیچ گرمای اضافی و تنها با استفاده از انرژی خورشیدی، بار حرارتی مورد نیاز در ژنراتور فشار بالا تامین می شود. در حجم های بالاتر دمای مخزن به پایداری می رسد و تغییرات دمای مخزن بسیار کم می باشد. بنابراین می توان حجم مخزن مناسب را سه متر مکعب برای ماه جولای تعیین کرد.



در شکل ۸ تغییرات دمای مخزن ذخیره در ماه اوت (مرداد ماه) نشان داده شده است. سطح کلکتور ۴۵.۵ متر مربع برای این ماه بدست آمده است. بنابراین باید در این ماه به مجموعه کلکتور، گردآورنده خورشیدی به مساحت ۳ متر مربع نسبت به ماه قبل اضافه گردد. در این ماه نیز با انتخاب مخزن ذخیره به حجم سه متر مکعب، نیازی به گرمکن کمکی نمی باشد.



در شکل ۹ تغییرات دمای مخزن ذخیره در طول روز برای ماه سپتامبر نمایش داده شده است. سطح کلکتور مناسب برای این ماه ۵۲.۵ مترمربع بدست آمده است. از شکل ۹ میتوان مشاهده نمود که حجم مناسب برای مخزن ذخیره در ماه سپتامبر، ۴ مترمکعب می باشد.



از آنجا که مساحت کلکتور با آرایش موازی قابل کنترل است، میتوان با سطح کل ۵۲.۵ که در هر ماه بنا به نیاز مساحت کلکتور در آن ماه تنظیم می شود، بار حرارتی مورد نیاز ژنراتور را، از کلکتور دریافت کرد. حجم مخزن ذخیره مناسب برای تمامی ماه های فصل تابستان برابر با ۴ متر مکعب است، تا بدین طریق بدون استفاده از گرمکن کمکی، بار حرارتی مورد نیاز در ژنراتور تامین شود.

### نتیجه گیری

در این پژوهش، سیستم سرمایش جذبی خورشیدی لیتیم بروماید -آب، برای استفاده در شهر تهران در فصل تابستان، در نرم افزار EES شبیه سازی شده است. با بررسی سیستم جذبی مشخص شد که ضریب عملکرد سیستم با افزایش دمای ژنراتور فشار بالا افزایش می یابد. شیب افزایش ضریب عملکرد، با افزایش دمای ژنراتور فشار بالا از مقدار ۱۳۰ درجه سلسیوس به بالا، بسیار کم است. از آنجا

افزایش دمای ژنراتور بالا همراه با مصرف انرژی است. دمای مناسب برای ژنراتور فشار بالا ۱۳۰ درجه سلسیوس است. برای تامین انرژی مورد نیاز ژنراتور، در این پژوهش از سیستم خورشیدی استفاده شده است. کلکتورهای استفاده شده در این سیستم، از نوع سهمی شکل با محور ثابت می باشد. برای پایداری انرژی انتقال یافته از کلکتور به ژنراتور از مخزن ذخیره استفاده شده است. از آنجا که متوسط گرمای جذب شده در کلکتور در هر ماه متغیر است، از آرایش موازی برای کلکتورها استفاده شده است. به این طریق در هر ماه، برای این که متوسط نسبت خورشیدی برابر یک شود، سطح کلکتور تعیین شده است. سطح کلکتور به ترتیب برای ماه های جولای، اوت و سپتامبر برابر با ۴۲.۵، ۴۵.۵، ۵۲.۵ مترمربع بدست آمده است. همچنین با آنالیز انجام شده برای تعیین حجم مناسب برای مخزن ذخیره در هر ماه، مشخص شد که، حجم مخزن ذخیره در ماه های جولای، اوت و سپتامبر باید به ترتیب از مقادیر ۳، ۳ و ۴ مترمکعب بیشتر باشد. بنابراین از آنجا که در حجم های بالاتر از مقادیر بدست آمده تغییرات دمای مخزن کم و سیستم در حالت پایداری قرار دارد، حجم مخزن ذخیره ۱ مترمکعب تعیین گردید.

### مراجع:

- [1] R. Ventas, A. Lecuona, C. Vereda, M. Legrand, Two-stage doubleeffect ammonia/lithium nitrate absorption cycle, Applied Thermal Engineering, Vol. 94, pp. 228-237, 2015.
- [2] O. Keffi, M. Merzouk, N. K. Merzouk, S. E. Metenan, Performance of a Single Effect Solar Absorption Cooling System (Libr-H<sub>2</sub>O), Energy Procedia, Vol.74, pp. 130-138, 2015.
- [3] A.A. Al-Ugla, M.A.I. El-Shaarawi, S.A.M. Said, A.M.Al-Qutub, Techno-economic analysis of solar-assisted air-conditioning systems for commercial buildings in Saudi Arabia, Renewable and Sustainable Energy Reviews, Vol. 54, pp. 1301-1310, 2015.
- [4] Y. Hang and M. Qu, The impact of hot and cold storages on a solar absorption cooling system for an office building, International High Performance Buildings Conference, pp. 347-355, 2010.
- [5] R. Gomri, R. Hakimi, Second law analysis of double effect vapour absorption cooler system, Energy Conversion and Management, Vol. 49, pp. 3343-3348, 2008.
- [6] Z. Li, X. Ye, J. Liu, Performance analysis of solar air cooled double effect LiBr/H<sub>2</sub>O absorption cooling system in subtropical city, Energy Conversion and Management, No. 85, pp. 302-312, 2014
- [7] م. عربی و م. دهقانی، بررسی فنی و اقتصادی سیستم های چیلر جذبی خورشیدی در ایران، مجله مهندسی شیمی ایران، سال نهم، شماره چهل و ششم، 1389
- [8] Q. P. Ha, V. Vakiloroyaya, A New Single-Effect Hot-Water Absorption Chiller Air Conditioner using Solar Energy, Australasian Universities Power Engineering Conference, 2013..

[9] آمار و اطلاعات ایستگاه های سینوپتیک ایران، سازمان هواشناسی کشور