

تاریخچه و کاربرد صنعت تبرید

در اوایل پیدایش تبرید مکانیکی، دستگاه‌های موجود حجیم و گران بودند و راندمان زیادی نداشتند و می‌بایست فردی متخصص از آن‌ها نگهداری می‌نمود. به همین دلیل تبرید مکانیکی صرفاً به چند کاربرد بزرگ نظیر واحدهای تولید یخ، بسته‌بندی گوشت و یخچال‌های بزرگ محدود می‌شد ولی این صنعت در عرض چند دهه به سرعت رشد نموده و به صورت امروزی درآمده است. این رشد سریع حاصل چند عامل مختلف بود. با پیشرفت روش‌های تولید دقیق، امکان تولید تجهیزات کوچک‌تر با راندمان بالاتر فراهم شد. این امر به همراه تهیه مبردهای بی‌خطر و اختراع موتورهای الکتریکی با قدرت کمتر، امکان ساخت واحدهای تبرید کوچک را که امروزه در کاربردهایی نظیر یخچال‌ها و فریزرهای خانگی، دستگاه‌های هواساز کوچک و دستگاه‌های تجاری مورد استفاده قرار می‌گیرند، فراهم نمود؛ به‌طوری که هم‌اکنون کمتر خانه یا واحد تجاری را می‌توان یافت که از یکی از انواع مختلف دستگاه‌های تبرید مکانیکی استفاده نکند. برای مثال امروزه بدون بهره‌گیری از صنعت تبرید، تهیه و نگهداری مواد پروتئینی با رشد فزاینده جمعیت ممکن نخواهد بود. همچنین در بیشتر ساختمان‌های بزرگ نظیر مجتمع‌های مسکونی، تجاری و صنعتی، در صورتی که از تجهیزات تهویه مطبوع و تبرید مکانیکی بهره‌گیری نشود به دلیل گرمای محیط در تابستان، این ساختمان‌ها غیرقابل تحمل خواهند بود.

علاوه بر کاربرد تبرید در تهیه مطبوع و استفاده از آن در فرایندهای انجماد و سردخانه‌ها، در حمل و نقل و نگهداری غذاهای فاسد شدنی، از تبرید مکانیکی در تهیه و عرضه اغلب مواد یا اجناس فروشگاه‌های امروزی استفاده می‌شود. تعداد فرایندها یا محصولات که با استفاده از تبرید مکانیکی تحقق یا بهبود یافته‌اند، بی‌شمار است. به‌طور مثال وجود تبرید امکان ساخت سدهای بزرگ را که برای پروژه‌های تولید برق و آبیاری ضروری است، فراهم می‌سازد. تبرید ساخت جاده‌ها، تونل‌ها، چاهک فونداسیون و حفاری در زمین‌های سست را میسر می‌سازد. به وسیله تبرید امکان تولید پلاستیک‌ها، لاستیک‌های مصنوعی و بسیاری محصولات و مواد مفید دیگر، امکان‌پذیر می‌گردد. تولیدکنندگان منسوجات و کاغذ می‌توانند با استفاده از تبرید سرعت دستگاه‌های خود را افزایش دهند و محصول بیشتری تولید نمایند. استفاده از تبرید روش‌های بهتری برای آبیاری فولادهای مورد استفاده در دستگاه‌ها به‌وجود می‌آورد. این موارد، تنها گوشه‌ای از صدها کاربرد تبرید مکانیکی است که امروزه مورد استفاده قرار می‌گیرد و همه ساله چندین کاربرد جدید به آن‌ها افزوده می‌شود. تنها عاملی که سرعت رشد صنعت تبرید را کاهش می‌دهد عدم وجود افراد متخصص در این صنعت است.

کاربردهای تبرید

برای سهولت مطالعه صنعت تبرید می‌توان کاربردهای تبرید را به شش گروه اصلی تقسیم نمود:

(۱) تبرید خانگی

(۲) تبرید تجاری

(۳) تبرید صنعتی

(۴) تبرید حمل و نقل

(۵) تهویه مطبوع ساختمان‌ها

(۶) تهویه صنعتی

بدیهی است حد و مرز دقیق این گروه‌ها معلوم نیست و بین آن‌ها تداخل وجود دارد

تبريد خانگی

وسعت تبريد خانگی محدود می‌باشد و به‌طور عمده به یخچال و فریزرهای خانگی مربوط می‌شود ولی به‌دلیل کثرت استفاده، بخش قابل ملاحظه‌ای از بحث تبريد را شامل می‌گردد. دستگاه‌های تبريد خانگی معمولاً کوچک هستند و با ظرفیت‌های ورودی ۳۵ تا ۳۷۵ وات تولید می‌شوند. در این دستگاه‌ها از کمپرسورهای بسته استفاده می‌شود. به دلیل آشنایی عموم با این دستگاه‌ها بیش از این درباره آن‌ها بحث نمی‌کنم.

تبريد تجاری

تبريد تجاری به طراحی، ساخت، نصب و تعمیر دستگاه‌های سردکننده مورد استفاده در مغازه‌ها، رستوران‌ها، هتل‌ها و مؤسسات تهیه و تولید مواد غذایی و فاسد شدنی محدود می‌شود.

تبريد صنعتی

به دلیل مشخص نبودن حدود دقیق تبريد صنعتی و تجاری، اغلب آن‌ها را با یکدیگر اشتباه می‌کنند. به‌طور کلی دستگاه‌های تبريد صنعتی از نظر اندازه بزرگتر از دستگاه‌های تجاری می‌باشد و یک نفر تکنسین باتجربه از آن‌ها نگهداری می‌نماید. از نمونه‌های معمول تبريد صنعتی، واحدهای یخ‌سازی، بسته‌بندی مواد پروتئینی بزرگ (گوشت، ماهی، مرغ، غذاهای منجمد و ...)، نوشابه‌سازی، بستنی‌سازی و واحدهای صنعتی نظیر پالایشگاه‌های روغن، واحدهای شیمیایی، واحدهای لاستیک‌سازی و ... می‌باشد.

تبريد حمل و نقل

قسمتی از کاربردهای این گروه را می‌توان به‌عنوان شاخه‌ای از تبريد تجاری و قسمتی دیگر را شاخه‌ای از تبريد صنعتی در نظر گرفت. به هر صورت هر دو مورد به اندازه کافی وسیع و قابل توجه هستند. تبريد حمل و نقل به تجهیزات تبريد مورد استفاده در کامیون‌ها برای حمل و نقل طولانی یا محلی و واگن‌های راه‌آهن مربوط می‌شود [۱].

تاریخچه چیلرهای جذبی

تا پیش از قرن نوزدهم میلادی تبريد تنها به حمل و نقل یخ از مناطق سردسیر به مناطق گرم سیر و نگهداری آن در محفظه‌های مخصوص و یا زیر زمین و همچنین ساخت یخ در زیر زمین [۱] و نیز نگهداری برف فشرده در مکانهای مخصوص برای استفاده در فصول گرم سال محدود بود. در سال ۱۸۳۴ اولین ماشین تبريد دستی در انگلستان تحویل در صنعت تبريد به وجود آورد، قبل از آن میشل فاراده در سال ۱۸۲۴ یک سلسله آزمایشات برای تبدیل بعضی گازهای پایدار به مایع انجام داد که مبنای کار ماشینهای جذبی قرار گرفت اگرچه فاراده در زمان خودش نتوانست از این آزمایشات برای تولید برودت بهره بگیرد ولی مقدمه‌ای شد برای آیندگان.

در سال ۱۸۵۱ یک مخترع آمریکایی یک ماشین یخ ساز با مبرد هوا ساخت و در سال ۱۸۵۹ سیکل جذبی با استفاده از آمونیاک بعنوان ماده مبرد و آب به عنوان جاذب توسط فردیناندکاره مورد استفاده قرار گرفت این سیستم اولین بار در ایالات متحده آمریکا برای ساخت چیلرهای جذبی استفاده شد. سپس در سال ۱۸۶۰ اولین ماشین اتر سولفوریک برای ایجاد برودت در صنایع نوشابه‌سازی در استرالیا ساخته شد بعد از آن در سال ۱۸۸۰ اولین کارخانه یخ مصنوعی ساخته شد و این کارخانه اولین قدم در عمومی سازی صنعت تبريد بود.

در سال ۱۸۹۰ تبريد تراکمی و جذبی رواج یافت البته در اوایل پیدایش تبريد تراکمی، دستگاههای موجود حجیم و گران بودند و راندمان زیادی نداشتند و می‌بایست فردی متخصص از آنها نگهداری می‌نمود به همین دلیل تبريد مکانیکی صرفاً به چند کاربرد بزرگ محدود می‌شد. یکی از دلایل عدم پیشرفت تبريد مکانیکی در دهه‌های اولیه استفاده از بخار برای چرخاندن کمپرسور بود، با اختراع و پیشرفت موتوهای الکتریکی و همچنین تهیه مبرد های بی خطر

تولیدات صنایع تبرید و تهویه مطبوع به نقطه اوج خود رسید و دستگاههای هواساز کوچک و یخچالها و فریزرهای خانگی به میزان قابل توجهی تولید گردید و هنوز هم تکامل و پیشرفت ادامه دارد.

اساس کارکرد سیستم های تبرید جذبی در آزمایش میشل فاراده که در سال ۱۸۲۴ م صورت گرفت استوار می باشد. در آن زمان دانشمندان عقیده داشتند که گازهایی مانند آمونیاک تنها به شکل بخار وجود دارند. فاراده آزمایشهایی را به منظور مایع ساختن آمونیاک انجام داد. او می دانست که بخار آمونیاک می تواند به مقدار زیاد جذب کلرید نقره شود، فاراده کلرید نقره را در دمای بالا در معرض بخار آمونیاک قرار داد. پس از جذب بخار آمونیاک توسط کلرید نقره، فاراده ماده حاصل را درون یک لوله آزمایش به شکل عدد ۸ قرار داد سپس انتهای لوله را که حاوی کلرید نقره بود حرارت و در همان حال انتهای دیگر لوله را در یک ظرف آب سرد قرار داد.

بخار آمونیاک تحت اثر حرارت داده شده از کلرید نقره جدا شده و در یک طرف دیگر لوله که درون آب سرد قرار داشت تقطیر شد. پس از این عمل فاراده لوله آزمایش را از ظرف آب و از نزدیکی شعله خارج کرد پس از مدت کوتاهی، مایع آمونیاک در داخل لوله آزمایش به شدت شروع به جوشیدن کرد. سپس تمامی مایع در مدت کوتاهی تبخیر شده و مجدداً جذب کلرید نقره شد. فاراده با لمس کردن لوله آزمایشی که آمونیاک در آن جوشیده بود متوجه شد که این لوله به مقدار زیادی سرد شده است. در واقع آمونیاک ضمن تغییر فاز از مایع به بخار گرمای محیط را جذب کرده و سبب ایجاد سرما شده بود در واقع این آزمایش نقطه آغازین پیدایش سیستمهای تبرید جذبی بود.

سیستم تبرید جذبی اولین بار در سال ۱۸۶۰ بوسیله فردیناند کاره فرانسوی اختراع شد بدین ترتیب که اگر در سیستم تراکمی بخار، بجای کمپرسور یک ژنراتور و یک جذب کننده 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).

چیلرهای جذبی

چیلرهای جذبی به دو گروه تک اثره (Single effect) و دو اثره (Double effect) طبقه بندی می شوند. چیلرهای تک اثره با تغذیه بخار، تک اثره با تغذیه آب داغ (دمای بالای ۱۰۰C) و تک اثره با تغذیه آب گرم (دمای زیر ۱۰۰C) تقسیم می شوند که سیکل کاری آنها مشابه بوده و همگی دارای حداقل یک مولد حرارتی می باشند. چیلرهای دو اثره به دو دسته دو اثره با تغذیه بخار و دو اثره با شعله مستقیم طبقه بندی می شوند. این چیلرها، نسل جدید چیلرهای جذبی تک اثره است. در چیلرهای جذبی دو اثره برخلاف چیلرهای جذبی تک اثره که یک مولد حرارتی وجود دارد دارای دو مولد حرارتی می باشد که یکی مولد حرارتی دما بالا و دیگری مولد حرارتی دما پایین می باشد که این امر باعث کاهش بسیار چشمگیر مقدار مصرف سوخت شده و ضریب عملکرد (COP) دستگاه را تا دو برابر افزایش می دهد. مهمترین شرط برای بکارگیری چیلر جذبی با تغذیه بخار وجود تاسیسات تامین کننده بخار با فشار حداقل یک اتمسفر می باشد. بنابراین بدلیل هزینه زیاد تجهیزات تولید و انتقال بخار، استفاده از این نوع چیلر در پروژه هایی که جهت مصارف دیگری نیاز به بخار حداقل یک اتمسفر دارند مانند پروژه های صنعتی و بیمارستانی توصیه می شود. در چیلرهای جذبی شعله مستقیم حرارت حاصل از احتراق سوخت بطور مستقیم باعث گرم شدن و تغلیظ محلول لیتیوم برماید شده و دیگر نیازی به ایجاد تاسیسات بخار یا آب داغ نمی باشد که باعث کاهش زیادی در سرمایه گذاری اولیه می شود. همچنین بدلیل کم شدن تجهیزات، هزینه تعمیرات و نگهداری کاهش خواهد یافت. از دیگر قابلیت های چیلر شعله مستقیم تولید آب گرم می باشد ولی بدلیل پایین بودن دمای آب گرم خروجی که حداکثر دمای آن ۶۰ سانتی گراد می باشد و استهلاك دستگاه، در بیشتر مواقع از این امکان استفاده نمی گردد.

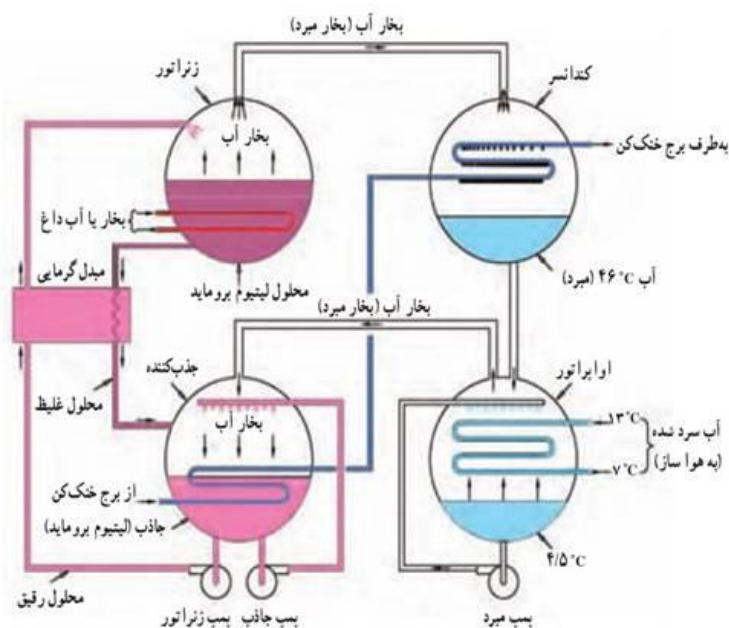
چیلرهای جذبی دارای قسمت های مختلفی هستند که در زیر به آنها اشاره می کنم:

- کندانسور
- ژنراتور
- اواپراتور
- جذب کننده (ایزبر)
- پمپ
- برج خنک کن

خروجی سیستم های چیلر جذبی، آب خنک در درجه حرارتی در حدود ۵ تا ۱۰ درجه سانتی گراد می باشد. از این آب می توان برای سرمایش محیط استفاده کرد.

۱- سیکل کلی چیلرهای جذبی:

مبرد (آب) در فشار خیلی کم و در مجاورت جاذب (لیتیوم بروماید) تبخیر شده و آب در حال تبخیر با دریافت گرما از لیتیوم بروماید آن را خنک نموده و بدین دلیل جذب محلول جاذب می شود این موضوع باعث رقیق شدن محلول و کم شدن قدرت جذب آن می شود محلول رقیق وارد ژنراتور شده و در آنجا با دریافت گرما از یک منبع حرارتی می جوشد و تبخیر آب موجود در آن، باعث بالا رفتن غلظت محلول می شود. آب تبخیر شده در کندانسور تقطیر و خنک شده و وارد تانک مبرد می شود. در اواپراتور آب چیلد خنک می شود. آب چیلد وارد لوله کشی مربوطه می شود.



شکل ۱: سیکل کلی چیلرهای جذبی

انواع چیلرهای جذبی:

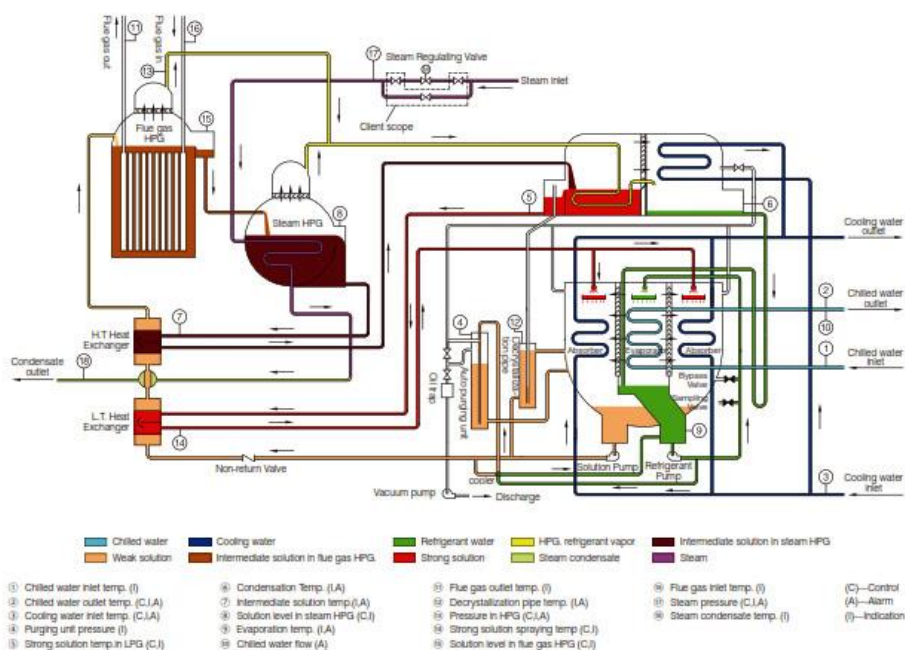
چیلرهای جذبی از نظر نوع سیکل به دودسته: ۱- آب ؛ آمونیاک و ۲- آب ؛ لیتیم بروماید تقسیم می شوند. چیلرهای آب - لیتیم بروماید خود به سه دسته زیر تقسیم شده اند:

الف) تک اثره

ب) دو اثره

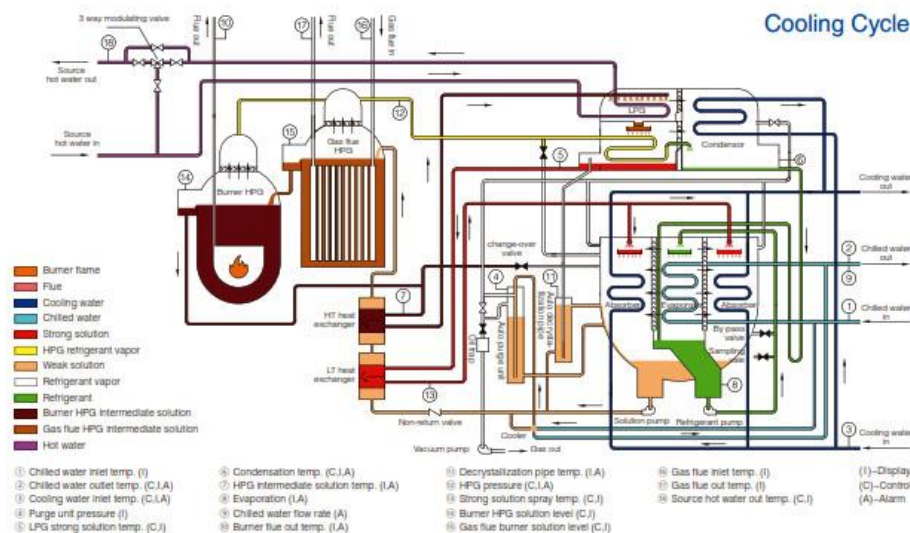
ج) شعله مستقیم

حال می پردازم به بررسی سیکل چند چیلر جذبی صنعتی:



شکل ۲: سیکل جذبی یک چیلر flue gas/steam

در این سیکل ابتدا محلول رقیق از قسمت تحتانی ابزوربر اول وارد پمپ مربوطه شده و غیر از آن قسمتی که از طریق لوله decrystallization (۵) مجدداً وارد ابزوربر می شود بقیه محلول رقیق وارد مبدل حرارتی LT شده و از آنجا وارد مبدل حرارتی HT می گردد. این محلول که در اثر گرم شدن غلیظ تر شده وارد ژنراتور فشار بالا (FLUE GAS HPG) شده و در آنجا در اثر گرفتن گرما از گازهای داغ دودکش (FLUE GAS) نظیر گازهای داغ نیروگاه بخار که وارد این ژنراتور می شود به محلول میانی تبدیل می گردد (۸) و در آنجا پس از عبور از مبدل حرارتی دما بالا (۷) وارد ژنراتور بخار فشار پایین (STEAM LPG) می گردد. در آنجا به محلول غلیظ تبدیل شده و وارد مبدل حرارتی دما پایین می گردد. سپس وارد ابزوربر اول و دوم می شود که cooling water را خنک می کند. refrigerant water از STEAM LPG (۶) وارد اواپراتور شده و آب چیلد را خنک می کند. سیکل بعدی ای که بدان می پردازم سیکل جذبی چیلر flue gas/ direct fired می باشد.



شکل ۳: سیکل جذبی flue gas/ direct fired

این سیکل تقریباً مشابه سیکل flue gas/ steam است با این تفاوت که BURNER HPG بدان اضافه شده است. در ادامه به توجه شما را به خصوصیات جاذب لیتیم بروماید جلب می‌کنم:

لیتیم و برماید به ترتیب از خانواده فلزات قلیایی و هالوژن ها هستند . ترکیب این دو عنصر، نمکی به نام برومور لیتیم برماید است که به شدت جاذب رطوبت می باشد و همچنین ماده پایدار بوده و غیر قابل تجزیه و فساد است . برومور لیتیم که آن را به صورت (LiBr) نشان می دهند به خوبی در آب قابل حل است . در دمای محیط این قابلیت انحلال تا حدود ۶۰ % می رسد .

ویژگی های عمده محلول LiBr که از آن بعنوان جاذب در سیستم های جذبی استفاده می شود به شرح زیر است :

۱- فشار اشباع محلول LiBr بسیار پایین است و لذا این جانب ظرفیت بالایی در جذب بخار آب (مبرد) دارد .

۲- هنگامیکه غلظت محلول بالا رفته و دما نیز پایین باشد، کریستالیزه شدن رخ می دهد.

۳- ظرفیت گرمایی ویژه این محلول در فشار ثابت پایین است .

$$C_p = 0,4 - 0,5 \text{ kcal/kg}^\circ\text{C}$$

۴- این محلول دارای خاصیت خوردنگی است و به همین دلیل باید به صورت متناوب به آن بازدارنده (Inhibitor) کرومات لیتیم اضافه شود . باید خاصیت قلیایی آن در یک محدوده خاص تنظیم شود .

۵- با اولین کارکرد ماشین یک لایه حفاظتی بر روی سطوح فولادی داخلی محفظه ها ایجاد می شود که مانند عایق عمل کرده و از بروز خوردگی در بدنه جلوگیری می کند .

۶- برومور لیتیم ماده ای گران قیمت می باشد .

۷- به محلول برومور لیتیم اکتیل الکل (Octyl Alcohol) نیز اضافه می کنیم . این ماده باعث افزایش انتقال حرارت در ابزیر و کندانسور شده و نیز ظرفیت سرمایش را بالا می برد . اکتیل الکل را باید بصورت مرتب به محلول اضافه کنیم . همچنین در آغاز فصل سرما و هنگامی که دستگاه کار نمی کند نیز باید به محلول این الکل را اضافه کرد .

۸- لازم است همواره کیفیت محلول از نقطه نظر خاصیت قلیایی و بازدارنده تحت کنترل باشد تا مواردی نظیر خوردگی ، زنگ زدگی و رسوب پدید نیابد .

۹- محلول LiBr بی ضرر می باشد ولی به دلیل داشتن مقداری ماده بازدارنده کرومات لیتیم در صورت تماس مستقیم با بدن انسان لازم است ابتدا با مقدار زیادی آب و سپس با صابون شسته شود. اگر ابزارها به این ماده آغشته شوند باید با آب شسته شده و سپس به سطح آنها برای جلوگیری از خوردگی روغن مالیده شود. حال می پردازیم به روشهای مختلف خنک کردن اجزاء گرمازا در سیکل جذبی:

۲- روش های مختلف خنک کردن

بطور کلی سه روش برای خنک کردن اجزای گرمازا در سیکل پایه جذبی ارائه شده است:

۲-۱- خنک کردن با آب

در این روش بخار فوق اشباع در کندانسور از پوسته یک مبدل حرارتی می گذرد تا بوسیله آب سرد داخل لوله به آب اشباع تبدیل شود. همچنین آب سرد در محفظه جاذب از داخل لوله هایی می گذرد تا گرمای ناشی از جذب شدن مبرد بوسیله برومید لیتیم غلیظ را بگیرد. این آب سرد مورد نیاز برای خنک کردن در یک برج خنک کن جداگانه تولید خواهد شد.

با توجه به اینکه هدف از طراحی ماشین جذبی با حداقل استفاده از منابع طبیعی از جمله آب بوده این روش چندان مطلوب به نظر نمی رسد.

۲-۲- خنک کردن با هوا

به علت اینکه هوا ظرفیت حرارتی بسیار کمتری نسبت به آب دارد، نمی توان هوا را مانند آب از داخل لوله ها عبور داد تا عمل خنک کن صورت گیرد. در نتیجه در این روش بخار فوق اشباع پس از خروج از ژنراتور وارد لوله هایی می شود که هوا توسط فن بر آن دمیده می شود تا به صورت مایع اشباع یا مادون سرد در آید. کندانسور هوا-خنک از آن جهت که پیش از این در ماشین های تبرید مورد استفاده قرار گرفته اند از لحاظ طراحی روش حل مشخصی دارند که بعداً به آن اشاره خواهد شد.

۲-۳- خنک کردن تبخیری (Evaporative - cooling)

هدف از این روش خنک کردن کندانسور و جاذب بطور مستقیم و تبخیری است با اینکه این شیوه اکنون مراحل اولیه خود را پشت سر می گذارد [۱] اما بخاطر مزایایی که دارد بسیار مورد توجه قرار گرفته است. برتری های این روش در برابر روش دفع حرارت با برج خنک کن شامل: بهای ساخت کمتر، بهای نصب کمتر، عدم نیاز به استفاده از اسید برای پاک کردن سطوح انتقال حرارت به مدت طولانی و ... همچنین دفع حرارت تبخیری در برابر خنک کردن خشک مزایایی را داراست:

۱- خنک کردن خشک احتمال کریستالیزاسیون را افزایش می دهد.

۲- در خنک کن تبخیری دمای ژنراتور به علت دمای پایین دفع حرارت کمتر است.

۳- اگر دما بیش از نقطه جوش آب باشد (که در خنک کردن با هوای خشک هست) نیاز به تکنولوژی بالاتری برای کارکرد مطمئن و به صرفه وجود خواهد داشت. اما باز هم به دلیل استفاده از آب (گرچه به مقدار کم) این شیوه برای مساله مورد بررسی انتخاب نشده است.

هدف این مقاله طراحی یک چیلر جذبی با سیستم ارائه شده در شکل ۵ است.

۳- طرح مناسب به همراه مدل فیزیکی و دیاگرام جریان

با توجه به اهداف اصلی پروژه که در فصل قبل مورد بررسی قرار گرفت می توان اجزاء اصلی سیستم را بنیان نهاد و پس از حل ترمودینامیکی و یافتن خواص ترمودینامیکی در تمام نقاط سیکل، سیستم را از نظر ابعاد هندسی و جنس مواد و نوع اجزاء طراحی کرد، و در نهایت به بهینه سازی و یافتن حالت مطلوب کارکرد سیستم پرداخت. طراحی کلی سیکل در ورودی و خروجی های ژنراتور کندانسور و اواپراتور تفاوتی با سیکل آب-خنک ندارد. آنچه در سیکل

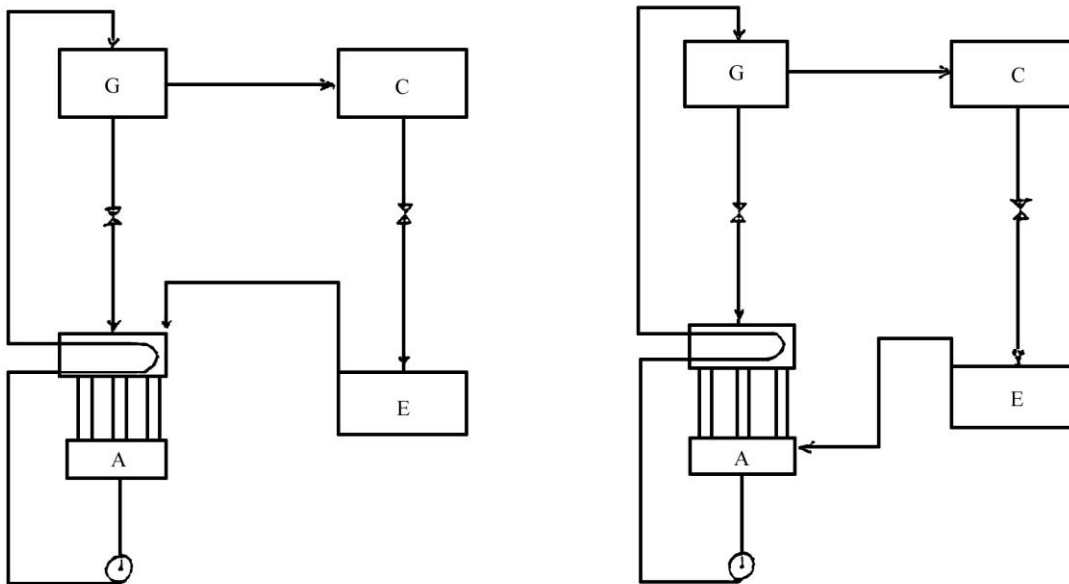
هوا خنك اشكال پرا نگیز می نمود مساله خنك کردن محفظه جاذب برای انجام شدن عمل جذب آب بوسیله برومیدلیم بود. در سیستم هوا خنك به دلیل بالا بودن دمای هوای ورودی به محفظه جاذب دمای تعادل جاذب معمولاً 10°C بالاتر از سیستمی است که با آب خنك می شود بنابراین غلظت محلول 5 الی 8 درصد بالاتر می رود و این مسئله سیکل را به مرز کریستالیزاسیون نزدیکتر می کند. چندین طرح برای حل این مشکل مورد بررسی قرار گرفت که هیچ یک از نظر ترمودینامیکی معقول نبود. در اینجا دو نمونه از این طرح های ناموفق برای روشن شدن موضوع ارائه شده است. علت ناموفق بودن اینگونه طرحها را می توان چنین بیان کرد:

میزان انرژی حرارتی که در محفظه جاذب باید دفع گردد مقداری معین دارد که از حل ترمودینامیکی سیکل به دست می آید.

شکل ۴

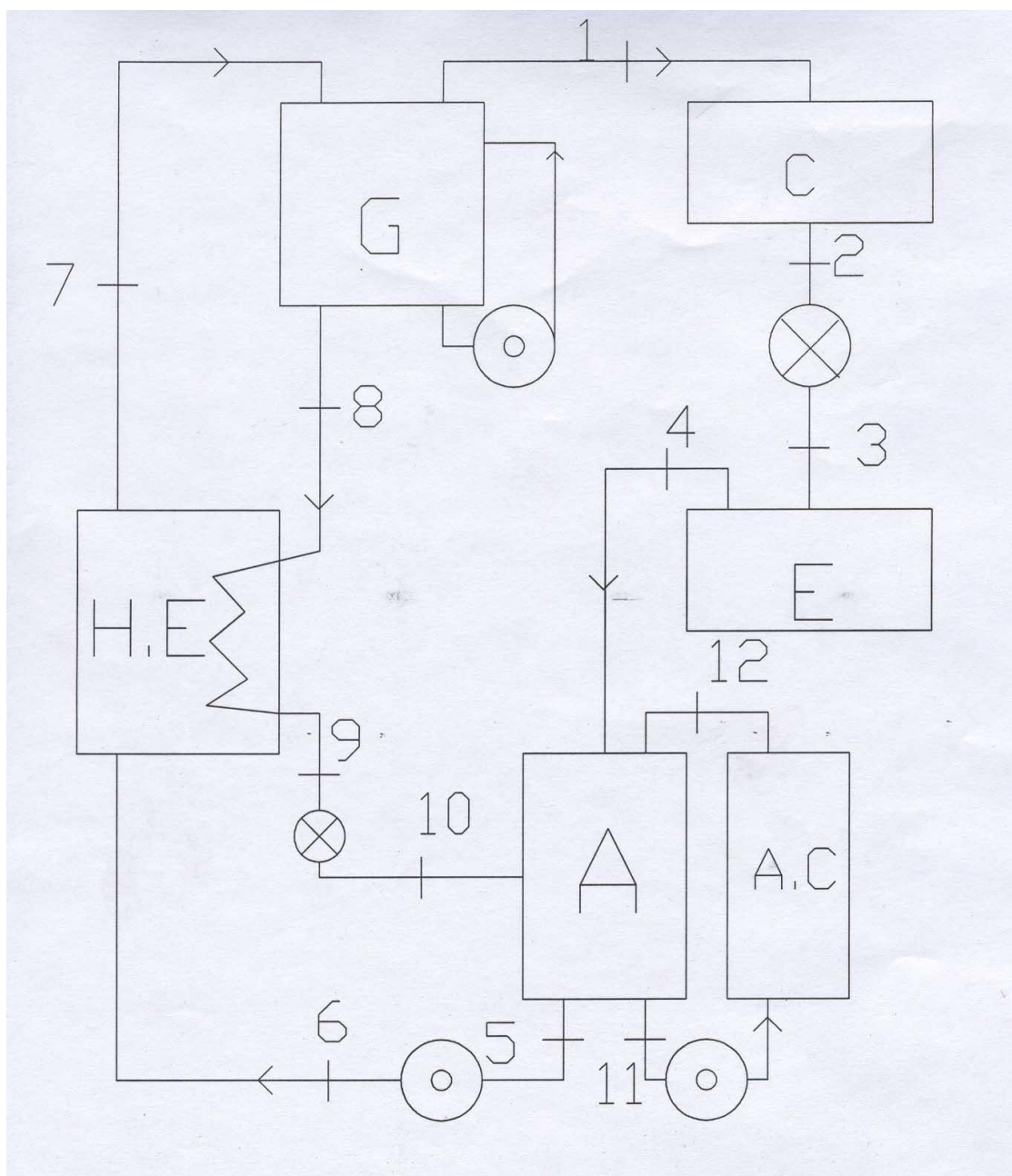
شکل ۵

بنابراین قانون نخست ترمودینامیک این محدودیت را ایجاد می کند که اگر تغییر آنتالپی در محفظه جاذب کوچک باشد (بین



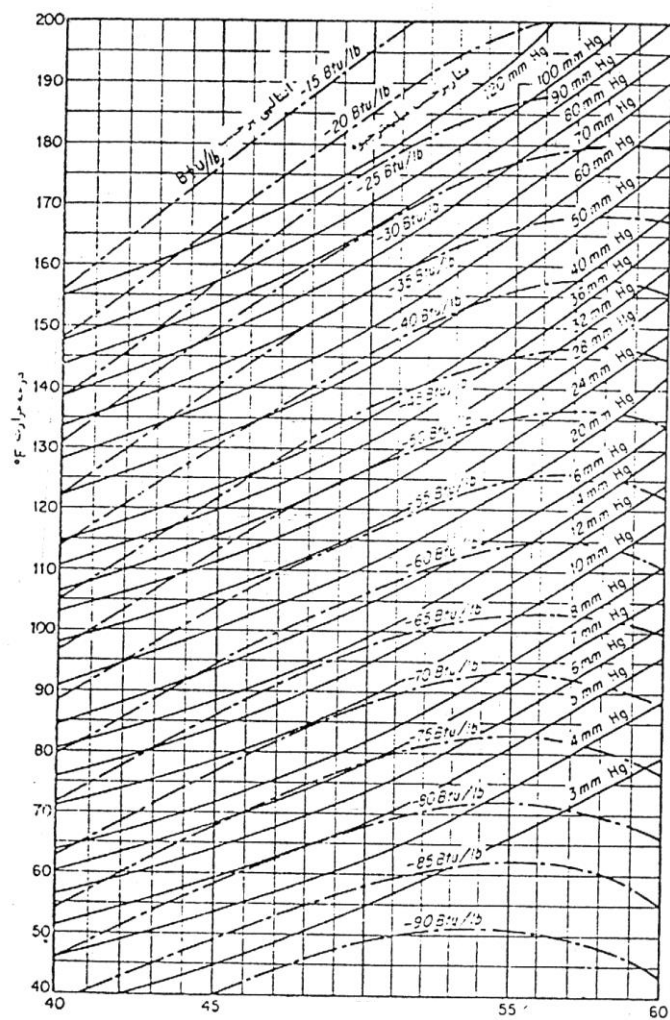
ورودی و خروجی) برای مقدار معین گرمای متبادله در جاذب باید میزان جرم گذرا یا جرم در گردش زیاد باشد. هر چه این جرم در گردش کمتر باشد از نظر مکانیکی و تجهیزات ماشین مطلوبتر خواهد بود. از طرفی چون اختلاف دمای مخلوط در محفظه جاذب (بین ورودی و خروجی) را نمی توان از حدی بالاتر برد (با توجه به اینکه اختلاف دمای هوای خنك کننده در عبور از محفظه جاذب زیاد نمی باشد و نیز در مورد غلظت محلول در خروجی از جاذب محدودیت داریم، چرا که باعث می شود غلظت کل سیستم و در نتیجه محلول خروجی از ژنراتور بالاتر رود و سیستم به مرز کریستالیزاسیون نزدیکتر شود) نیاز به جرم در گردش در محفظه جاذب داریم.

طرح نهائی که از نظر ترمودینامیکی بررسی شد و به جواب رسید استفاده از ماشین ارائه شده در مرجع [۲] می باشد. با اینکه این ماشین با آب خنك می شود، اما به دلیل استفاده از مکانیزم جذب داخل لوله بجای جذب روی لوله منطبق با شرایط مسئله ما می باشد. دیاگرام جریان و مدل فیزیکی در شکل ۵ نمایش داده شده اند.



شکل ۵: دیاگرام جریان و سیستم سیکل جذبی

شكل (٢-٤) مدل فيزيكي جج[[حنئ



شکل (۵-۲): خواص مبرد برومید
لیتیوم آب

۲-۳- پیش فرضها و داده های ورودی

۴- حل ترمودینامیکی سیکل

به منظور حل ترمودینامیکی (بدست آوردن خواص ترمودینامیکی در تمامی نقاط سیکل) احتیاج به يك سري فرضهاي اساسي مي باشد، به طوریکه طراحی سیستم بر مبنای این فرضهای معقول که از تحقیق بر روی منابع زیادی انجام شده است، صورت گرفته است و به شرح زیر می باشد:

۱- سیکل ایده آل فرض می شود، به این صورت که افت فشارهای موجود در لوله ها، بازگشت ناپذیری ها، وجود یا ایجاد گازهای غیرقابل تقطیر، نشت هوا به داخل سیستم و ... صفر فرض می شوند.

۲- سیکل در حالت پایدار مورد بررسی قرار می گیرد.

۳- برای استفاده از روش خنک کردن هوایی (Dry Air heat rejection) محدودیت دمایی محیطی در نظر گرفته می شود.

۴- دمایی ورود و خروج آب سرد شده از اواپراتور مقدار مشخصی فرض می شود ($12^{\circ}C$ در ورود و $7^{\circ}C$ در خروج اواپراتور)

۵- برای تعداد دیگری از نقاط سیکل نیاز به پیش فرض هایی از نظر شرایط ترمودینامیکی وجود دارد.

پس از بررسی سیکل این نتیجه بدست آمد که حالتی ترمودینامیکی در نقاط مختلف سیکل به دما بیش از فشار حساس هستند. بنابراین برای فرضهای اولیه و ورودی سیستم دماهای چند نقطه از سیکل را در نظر می گیریم.

۶- دو نقطه ورود به ژنراتور و خروجی از ژنراتور به مبدل حرارتی (نقاط ۷ و ۸) مخلوط مایع اشباع برومید لیتیم و آب در نظر گرفته شده اند. این فرض با توجه به رفتار ترمودینامیکی برومید لیتیم معقول به نظر می رسد و در ضمن غلظتهای مناسبی را برای سیکل نتیجه می دهد.

۲- دمایی هر محفظه (ژنراتور، کندانسور، اواپراتور و جاذب) دمایی نقاط خروجی از آنها فرض می شود. برای فرض کردن این دما به چند سعی و خطا نیاز می باشد که در حل مساله به آن اشاره خواهد شد.

برای حل مساله با استفاده از این فرضها، دما، فشار، دبی، آنثالپی و غلظت در نقاط گوناگون سیکل بدست می آیند تا بتوان حل را از نظر تعادل جرم و انرژی کنترل کرد. که برای این منظور از شکل ۵ و دیاگرام خواص مبرد برومید لیتیم و آب استفاده می شود که در صورت متعادل بودن T_k اجزا سیکل قابل اجرا خواهد بود. همچنین داده های ورودی به شرح زیر می باشند:

۴-۱ - داده های ورودی

۱- ظرفیت برودتی ماشین: از اهداف این پروژه طراحی چیلر جذبی با ۲۰۰ تن تبرید در نظر گرفته شده است.

$$\text{Refrigeration effect} = 200 \text{ tons}$$

۲- دمایی محیط: با توجه به شرایط اقلیمی کشور این پارامتر نیز از اهداف اصلی این تحقیق است که برای اکثر شهرهای شمالی کشور که دمایی خشک هوایی آنها در گرمترین ساعت تابستان کمتر از $40^{\circ}C$ باشد قابل استفاده است.

$$\text{Ambient Tem. (D.B)} = 90^{\circ}F = 30^{\circ}C$$

۳- دمایی تقطیر: واحدهای صنعتی هوا خنک که بطور معمول برای دماهای تقطیر حدود $30^{\circ}F$ الی $40^{\circ}F$)

$116^{\circ}C$ الی $22,2^{\circ}C$ بالاتر از دمایی خشک هوایی محیط طراحی می شوند و این یکی از بزرگترین معایب سیستمهای هوا خنک می باشد که برای دماهای بالا کاربرد مفیدی ندارند. [۳]

$$T_{\text{cond}} = T_r = 90 + 30 = 120^{\circ}F = 51,67^{\circ}C$$

۴- **دماي اوپراتور:** با توجه به اینکه این سیستم برای استفاده در امر تهویه مطبوع بکار می رود باید دماي آب سرد مناسبی انتخاب کرد که با توجه به کارکرد اکثر سیستمهای تهویه مطبوع این دما $38-32^{\circ}\text{C}$ می باشد و بنابر این دماي اوپراتور با يك اختلاف دماي مناسب (T.D) طراحی می شود:

$$T_{Evap} = 40^{\circ}\text{F} = 4.45^{\circ}\text{C}$$

در طراحی، دماي کندانسور و اوپراتور نیز در نظر گرفته شده است که هر چه اختلاف این دو دما کمتر باشد ضریب عملکرد برودتي سیستم بالاتر خواهد بود.

۵- **دماي ورودی و خروجی ژنراتور:** انتخاب این دماها از نظر طراحی سیکل اهمیت دارد و برای این منظور از مراجع مختلفی کمک گرفته شده است.

البته برای یافتن دماي حداقل ژنراتور (در خروجی) می توان چنین استدلال کرد: همانطور که می دانیم تنوري سیستم جذبی از مفهوم افزایش نقطه جوش گرفته شده است. زمانی که يك مول از محلولی با يك لیتر آب مخلوط می شود نقطه جوش حدود 0.6°C افزایش می یابد. آب خالص که در شرایط استاندارد در 100°C می جوشد با افزودن چند مول از محلول نقطه جوش آن چند درجه بالاتر می رود. افزایش غلظت محلول تا ۶۰ مول (غلظت ۶۰٪) باعث افزایش نقطه جوش حدود 36°C الي 39°C می شود. با توجه به دماي تقطیر در کندانسور که در فشار یکسان با ژنراتور است می توان دماي حداقل ژنراتور را چنین در نظر گرفت:

$$T_{G,min}=51,7+36=88^{\circ}\text{C}=190^{\circ}\text{F}$$

البته هر چه دما از این مرز بالاتر باشد ضریب عملکرد برودتي سیستم بالاتر خواهد بود ولی از يك حدی نیز بالاتر نرود (با توجه به محدودیت کریستالیزاسیون و محدودیتهای متالورژیکی) برای سیستم مورد نظر بطور سعی و خطا این دما را حدود 210°F بدست آوردیم:

$$T_G=210^{\circ}\text{F}=T_9=99^{\circ}\text{C}$$

همچنین برای کاهش مقدار بازگشت ناپذیری باید دماي ورود به ژنراتور تا حد ممکن نزدیک به دماي ژنراتور باشد و برای این منظور از مبدل حرارتی کمک می گیریم که این دما با توجه به سعی و خطاهای فراوان حدود 180°F انتخاب می شود.

$$T_8=180^{\circ}\text{F}$$

برحسب ضرورت می توان این دو دما را تغییر داد.

۶- **دماي خروجی از محفظه جاذب:** به علت شکل خاص محفظه جاذب و به این دلیل که قسمتی از گرمای جذب در قسمت خنک کن خارجی و قسمت دیگر در خود محفظه جاذب دفع می گردد دماي خروج از جاذب بالا خواهد بود. هر چه این دما به حد پایین خود (یعنی حدود 125°F که حد کارکرد مطلوب جهت خنک کن هوایی است) نزدیکتر باشد، دبی محلول گردش کننده در بخش خنک کن خارجی بیشتر خواهد شد و این جرم در گردش با توجه به وسایل مکانیکی بکار گرفته شده محدودیت دارد. با چندین سعی و خطا می توان دماي مناسبی برای این قسمت طراحی کرد که حدودا 125°F می باشد.

انتخاب تمامی این دماها به بهینه سازی سیکل ارتباط دارد و در نهایت حالت مطلوب کارکرد بدست خواهد آمد.

۲-۴- خواص ترمودینامیکی و ترموفیزیکی نقاط

۱- فشاربالای سیکل (نقطه ۲)

$$T_2 = 125^\circ F \rightarrow h_2 = h_{f125^\circ F} = 93 \frac{Btu}{lbm}, P_2 = 101.2 mmHg$$

۲- فشار پایین سیکل (نقطه ۴)

$$T_4 = 40^\circ F \rightarrow h_4 = h_{g40^\circ F} = 1079 \frac{Btu}{lbm}, P_4 = 6.3 mmHg$$

۳- نقطه ورود به کندانسور (نقطه ۱)

$$T_1 = 210^\circ F \rightarrow h_1 = h_{superheat} = 1154 \frac{Btu}{lbm}, P_1 = 101.2 mmHg$$

۴- نقطه ورود به اواپراتور (نقطه ۳)

$$P_3 = P_4 = 6.3 mmHg, h_3 = h_2 = 93 \frac{Btu}{lbm}$$

۵- نقطه های ورود و خروجی محلول در ژنراتور (نقاط ۷ و ۸)

$$\left\{ \begin{array}{l} T_7 = 180^\circ F \\ P_7 = 101.2 mmHg \end{array} \right. \xrightarrow[\text{اشباع بودن}]{\text{با توجه به فرض}} \left\{ \begin{array}{l} h_7 = 76 \frac{Btu}{lbm} \\ x_7 = 52\% \end{array} \right.$$

$$\left\{ \begin{array}{l} T_8 = 210^\circ F \\ P_8 = 101.2 mmHg \end{array} \right. \xrightarrow[\text{اشباع بودن}]{\text{با توجه به فرض}} \left\{ \begin{array}{l} h_8 = 99 \frac{Btu}{lbm} \\ x_8 = 60\% \end{array} \right.$$

۶- نقطه خروجی از جاذب (نقطه ۵): در اینجا دمای نقطه ۵ باید توسط خود ما فرض شود. محدوده دمای این نقطه

بین $125^\circ F$ و $180^\circ F$ یعنی بین حد دمای قسمت خنک کن و دمای نقطه ۷ است:

$$125^\circ F \leq T_5 < 180^\circ F$$

هرچه این دما بیشتر انتخاب شود دبی محلول در گردش در قسمت خنک کن جاذب کمتر و در عین حال نیاز به یک خنک کنندگی در بخش خنک کن بیشتر خواهد بود. انتخاب ما باید انتخاب بهینه باشد.

در ابتدا مساله با دمای $T_2 = 125^\circ F$ حل می شود:

$$T_5 = 125^\circ F$$

$$P_5 = 6.3 mmHg \text{ (فشار پایین سیکل)}$$

$$x_5 = x_7 = 52\%$$

$$\left\{ \begin{array}{l} T_5 = 125^\circ F \\ x_5 = 52\% \end{array} \right. \xrightarrow[\text{اشباع بودن}]{\text{با توجه به فرض}} h_5 = 48 \frac{Btu}{lbm}$$

۷- نقطه پس از پمپ (نقطه ۶): چون کار پمپ ناچیز است نقاط ۵ و ۶ بجز از نظر فشار مشابه خواهند بود.

$$T_6 = T_5 = 125^\circ F$$

$$x_6 = x_5 = 52\%$$

$$h_6 = h_5 = 48 \frac{Btu}{lbm} \quad P_6 = 101.2 mmHg \quad (\text{فشار بالاي سيكل})$$

۸- محاسبه دبي آب در كندانسور و اواپراتور:

$$Q_{Evap} = 200 ton = 40000 \frac{Btu}{min}$$

$$Q_{Evap} = m_{Evap} (h_{fg}) \Rightarrow m_{Evap} = \frac{40000}{1079 - 93} = 40.57 \frac{lbm}{min}$$

۹- دماي محلول بعد از خنك كن جاذب:

محلول جاذب در خروج از محفظه جاذب، وارد محفظه خنك كن جاذب مي شود كه هوا در عبور از روي آن محلول را خنك مي كند. يك اختلاف دماي مناسب TD براي آن در نظر گرفته ميشود كه حدود $10^\circ F$ است.

۱۰- محاسبه دبي در نقاط ديگر:

براي محاسبه دبي ها، معادلات بقاي جرم براي محفظه جاذب به شكل حجم كنترل بالا حل مي شوند:

$$\left\{ \begin{array}{l} \dot{m}_4 + \dot{m}_{10} = \dot{m}_5 \\ \dot{m}_{10} X_{10} = \dot{m}_5 X_5 \end{array} \right\} \quad \dot{m}_{10} = \dot{m}_4 \left[\frac{X_5}{X_{10} - X_5} \right] = 265.163 \frac{lbm}{min}, \dot{m}_5 = 305.733 \frac{lbm}{min}$$

پس دبي جرمي در نقاط مختلف معلوم است:

$$\dot{m}_1 = \dot{m}_2 = \dot{m}_3 = \dot{m}_4 = 40.57 lbm / min$$

$$\dot{m}_5 = \dot{m}_6 = \dot{m}_7 = 305.733 lbm / min$$

$$\dot{m}_8 = \dot{m}_9 = \dot{m}_{10} = 265.163 lbm / min$$

۱۱- نقطه ۹: براي محاسبه خواص نقطه ۹ از مبدل حرارتي كمك مي گيريم:

$$\dot{m}_6 h_6 + \dot{m}_8 h_8 = \dot{m}_7 h_7 + \dot{m}_9 h_9$$

$$h_9 = (305.733 \times 48 + 265.163 \times 99 - 305.733 \times 76) / 265.163 = 66.716 Btu / lbm$$

۱۲- تعادل انرژي براي كل سيكل:

$$Q_{cond} = \dot{m}_1 h_1 - \dot{m}_2 h_2 = 43044.77 \frac{Btu}{min}$$

$$Q_{evap} = 40000, Q_{abs} = \dot{m}_4 h_4 + \dot{m}_{10} h_{10} - \dot{m}_5 h_5$$

$$Q_{gin} = \dot{m}_8 h_8 + \dot{m}_1 h_1 - \dot{m}_7 h_7 = 265.163 \times 99 + 40.57 \times 1154 - 305.733 \times 76 =$$

$$49833.209 \frac{Btu}{min}$$

$$Q_{abs} = 40.57 \times 1079 + 265.163 \times 66.716 - 305.733 \times 48 = 46788.659 \frac{Btu}{min}$$

$$Q_{gen} + Q_{evap} = Q_{cond} + Q_{abs}$$

$$49833,209 + 40000 = 43044,77 + 46788,659$$

$$89833.209 \approx 89833.429 \rightarrow \text{سیکل بالانس است}$$

۱۳- محاسبه دبی گذرنده از بخش خنک کننده جاذب:

Absorption Tube:

$$\dot{m}_5 h_5 + \dot{m}_{11} h_{11} = \dot{m}_4 h_4 + \dot{m}_{12} h_{12} + \dot{m}_{10} h_{10}$$

$$m_{12} = (40.57 \times 1079 + 265.163 \times 66.716 - 305.733 \times 48) / (48 - 38)$$

$$= 4678.865 \frac{lbm}{min}$$

۱۴- بالانس انرژی در بخش خنک کننده جاذب:

$$Q_{abs} = \dot{m}_{12} (h_{12} - h_{11}) \rightarrow 46788.659 = 4678.865 (48 - 38)$$

۳-۴- نتیجه: خواص در نقاط مختلف سیکل:

$T_4 = 40$	$T_3 = 40$	$T_2 = 125$	$T_1 = 210$
$P_4 = 6.3$	$P_3 = 6.3$	$P_2 = 101.2$	$P_1 = 101.2$
$h_4 = 1079$	$h_3 = 93$	$h_2 = 93$	$h_1 = 1154$
$m_4 = 40.57$	$m_3 = 40.57$	$m_2 = 40.57$	$m_1 = 40.57$

$T_8 = 210$	$T_7 = 180$	$T_6 = 125$	$T_5 = 210$
$P_8 = 101.2$	$P_7 = 101.2$	$P_6 = 101.2$	$P_5 = 101.2$
$m_8 = 265.163$	$m_7 = 305.733$	$m_6 = 305.733$	$m_5 = 305.733$
$x_8 = 60\%$	$x_7 = 52\%$	$x_6 = 52\%$	$x_5 = 52\%$
$h_8 = 99$	$h_7 = 76$	$h_6 = 48$	$h_5 = 48$

$T_{12} = 105$	$T_{11} = 125$	$T_{10} = 140$	$T_9 = 140$
$P_{12} = 6.3$	$P_{11} = 6.3$	$P_{10} = 6.3$	$P_9 = 101.2$
$m_{12} = 4678.865$	$m_{11} = 4678.865$	$m_{10} = 265.163$	$m_9 = 265.163$
$x_{12} = 52\%$	$x_{11} = 52\%$	$x_{10} = 60\%$	$x_9 = 60\%$
$h_{12} = 38$	$h_{11} = 48$	$h_{10} = 66.716$	$h_9 = 66.716$

۵- ضریب عملکرد

۵-۱- تعریف کلی

همانطور که می دانیم، یخچال یا پمپ حرارتی وسیله ای است که در یک سیکل عمل می کند و نیازمند کار است تا حرارت را از جسم با درجه حرارت پایین به جسم با درجه حرارت بالا انتقال دهد. این کار را می توان به صورت انرژی الکتریکی یا مکانیکی و در سیستم جذبی به صورت انرژی حرارتی در نظر گرفت (Q_H). حرارت از فضای سرد شده به اتصال سرد (Q_L) و از اتصال گرم به محیط (Q_H) انتقال می یابد.

کارایی یک سیستم تبرید برحسب ضریب عملکرد بیان می شود که آنرا با β نمایش می دهیم، در مورد یک سیستم تبرید یا یخچال هدف (انرژی قابل فروش) Q_L است که همان حرارت منتقل شده از فضای سرد می باشد و انرژی هزینه ساز W است پس ضریب عملکرد عبارتست از:

$$(۲-۱) \quad \beta = \frac{Q_L \text{ (انرژی قابل فروش)}}{W \text{ (انرژی هزینه)}} = \frac{Q_H}{Q_H - Q_L} = \frac{1}{Q_H / Q_L - 1}$$

البته باید توجه کرد که یک یخچال یا پمپ حرارتی می تواند به دو منظور بکار رود. این سیکل می تواند به عنوان یخچال (که در آن هدف اصلی Q_L است) برای انتقال حرارت به مبرد فضای سرد بکار رود. همچنین از سیکل مذکور می توان به عنوان سیستم گرمایش استفاده کرد که در این حالت معمولاً پمپ حرارتی شناخته می شود و هدف Q_H یعنی حرارت منتقل شده از مبرد به جسم با درجه حرارت بالا که در فضای گرم قرار دارد می باشد. در این حالت ضریب عملکرد حرارتی β عبارتست از:

$$\beta = \frac{Q_L}{W} \frac{(\text{انرژی قابل فروش})}{(\text{هزینه انرژی})} = \frac{Q_H}{Q_H - Q_L} = \frac{1}{1 - Q_L / Q_H} \quad (2-2)$$

رابطه فوق منجر به نتیجه زیر برای یک سیکل دو هدفه می شود:

$$\beta' - \beta = 1 \quad (2-3)$$

همانطور که از روابط بالا مشخص است و با توجه به قانون اول ترمودینامیک این دو ضریب β و β' از نظر ریاضی می توانند به صورت زیر تغییر کنند. [۶]

$$0 \leq \beta < \infty \quad (2-4)$$

$$1 \leq \beta' < \infty$$

۵-۲- ضریب عملکرد ماشین جذبی

تعاریف ارائه شده در مورد ضریب عملکرد در قسمت قبل در مورد ماشین جذبی نیز صادق است. ولی در مورد ضریب عملکرد ایده ال یک ماشین باید به این نکته توجه کرد که در یک سیستم ایده ال کلیه فرایندها باید کاملاً بازگشت پذیر باشند، حال آنکه این مطلب از نظر تئوری برای سیکل ایده ال جذبی صادق نیست. سیکل ایده ال برای ماشین تراکمی، همان سیکل کارنو می باشد که تمامی فرایندهای آن به صورت بازگشت پذیر است. فرایند جذب و جدایش که به ترتیب به محفظه های جاذب و ژنراتور انجام می گیرند، به نوبه خود یک فرایند شبه شیمیایی محسوب می شوند و در نتیجه از نظر تئوری بازگشت ناپذیر هستند و این باعث می شود که ضریب عملکرد ایده ال سیکل جذبی از سیکل ایده ال کارنو انحراف پیدا کند و در عوض برای آن یک ضریب عملکرد ماکزیم تعریف می شود که تحت آن فرایندهای به غیر از جذب و جدایش بازگشت پذیر هستند و سیکل در ایده ال ترین حالت ممکن بررسی می شود.

ماکزیم ضریب عملکرد قابل حصول یک ماشین جذبی را می توان با بکار بردن قانون اول و دوم ترمودینامیک بدست آورد: [۷]

$$Q_a + Q_c = Q_e + Q_g + W_p \quad (2-5) \quad \text{مطابق قانون نخست ترمودینامیک:}$$

$$Q_o = Q_a + Q_c \quad (2-6) \quad \text{در جایی که انرژی حرارتی تلف شده برابر است با:}$$

می توان چنین فرض کرد که دمای محیطی (T_o) دمای متوسط در حین گرمایش در ژنراتور (T_g) و دمای سیال سرد شده در اواپراتور (T_o) همگی ثابت و مطلق هستند.

مطابق قانون دوم ترمودینامیک تغییرات انتروپی سیستم به علاوه محیط باید بزرگتر یا مساوی صفر باشد. از آنجا که سیال کاری یک سیکل بسته را طی می کند، تغییر انتروپی آن صفر است بنابراین:

$$\Delta S_{total} = \Delta S_{sys} + \Delta S_{sur} = \Delta S_g + \Delta S_e + \Delta S_o \geq 0$$

از آنجا که فرایند انتقال حرارت در محفظه ها در حالت ایده ال به صورت بازگشت پذیر می باشد می توان تغییر در انتروپی را به صورت زیر نوشت:

$$\Delta S_g = -\frac{Q_g}{T_g} \Delta S_e = -\frac{Q_e}{T_e}, \Delta S_o = \frac{Q_o}{T_o} \quad (2-8)$$

$$\Delta S_{total} = -\frac{Q_g}{T_g} - \frac{Q_e}{T_e} + \frac{Q_o}{T_o} \leq 0 \quad (2-9)$$

با ترکیب معادلات (۲-۵) و (۲-۹) می توان نشان داد:

$$(2-10) \quad Q_g \frac{T_g - T_o}{T_g} > Q_e \frac{T_o - T_e}{T_e} - W_p$$

و با توجه به اینکه پمپ قابل صرفنظر کردن است داریم:

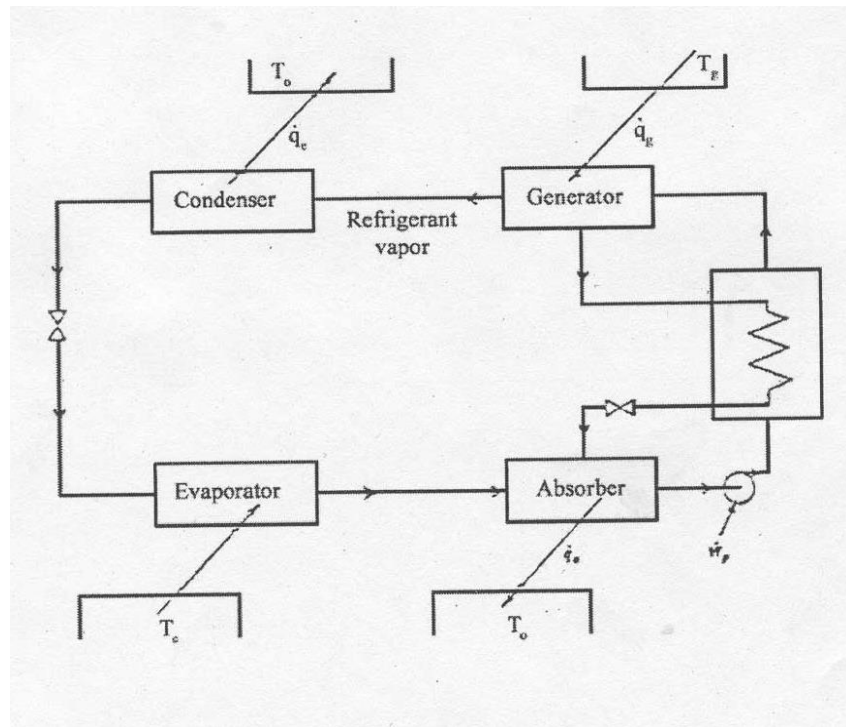
$$(2-11) \quad (cop)_R = \frac{Q_e}{Q_g} > \frac{T_e(T_g - T_o)}{T_g(T_o - T_e)}$$

و در حالي که فرایندها ایده ال و بازگشت پذیر باشند:

$$(2-12) \quad (cop)_{R,max} = \left[\frac{T_g - T_o}{T_g} \right] \left[\frac{T_e}{T_o - T_e} \right]$$

معادله فوق نشان می دهد که ماکزیمم ضریب عملکرد برودتی برای یک سیکل جذبی برابر است با حاصلضرب ضریب عملکرد یک سیکل تبرید کارنو که بین دماهای T_o و T_e کار می کند در راندمان یک موتور کارنو که بین دماهای T_o و T_g کار می کند. همچنین این معادله نشان می دهد که برای یک دمای معین، ضریب عملکرد برودتی با افزایش T_e و T_g افزایش می یابد.

شکل ۶ : سیکل ساده جذبی



۳-۵- ضریب عملکرد اصلاح شده

در بسیاری از مراجع ماکزیمم ضریب عملکرد برودتی سیکل جذبی به صورت همان معادله ای که در قسمت قبل بدست آمد معرفی شده است:

$$(cop)_{R,max} = \left[\frac{T_g - T_o}{T_g} \right] \left[\frac{T_e}{T_o - T_e} \right] \quad (2-13)$$

بطوریکه: $T_e < T_o < T_g$

از آنجا که دمای تقطیر (T_c) و دمای جذب (T_a) متفاوت هستند و بزرگتر از دمای محیط (T_o) می باشند معادله فوق زیاد قابل اطمینان نمی باشد و در نتیجه نیاز به عبارتی برای ضریب عملکرد هستیم که در آن از هر ۴ دما استفاده شده باشد. یک عبارت معتبر که توسط انجمن (ASHRAE) نیز توصیه شده است در مرجع [۹] آورده شده است و به صورت زیر می باشد:

$$(cop)_I = \left[\frac{T_g - T_c}{T_g} \right] \left[\frac{T_e}{T_a - T_e} \right] \quad (2-14)$$

همچنین عبارت دیگری در مرجع [۱۰] و [۱۱] ارائه شده است و معادله (۲-۱۴) را زیاد معتبر نمی داند:

$$(cop)_{II} = \left[\frac{T_g - T_a}{T_g} \right] \left[\frac{T_e}{T_c - T_e} \right] \quad (2-15)$$

در حالتی که $T_a = T_c$ باشد هر دو معادله فوق یک نتیجه می دهند. اما هر چه اختلاف T_a و T_c بیشتر باشد انحراف دو معادله از یکدیگر بیشتر می شود.

مولفان مرجع [۸] اظهار می دارند که هر دو معادله فوق مطلق نمی باشند و با توجه به شرایط کارکرد سیستم باید یکی از آنها را بکار برد و این مطلب از آنجا ناشی می شود که یک سیکل ایده ال جذبی ترکیب خالصی از یک موتور حرارتی مستقل و یک ماشین تبرید مستقل نمی باشد:

$$(cop)_{in} = MAX [(cop)_I, (cop)_{II}]$$

$$= MAX \left[\left(\frac{T_g - T_c}{T_g} \right) \left(\frac{T_e}{T_a - T_e} \right), \left(\frac{T_g - T_a}{T_g} \right) \left(\frac{T_e}{T_c - T_e} \right) \right] \quad (2-16)$$

در حالتی که

$$T_c > T_a \ \&$$

$$T_a + T_c < T_g + T_e \ \text{or} \ T_c < T_a \ \& \quad (2-17)$$

$$T_a + T_c > T_g + T_e$$

آنگاه:

$$(cop)_m = \left[\frac{T_g - T_a}{T_g} \right] \left[\frac{T_e}{T_a - T_e} \right] \quad (2-18)$$

و در حالتی که

$$T_c > T_a \ \&$$

$$T_a + T_c > T_g + T_e \text{ or } T_c < T_a \text{ \& } \quad (2-19)$$

$$T_a + T_c < T_g + T_e$$

آنگاه:

$$(cop)_m = \left[\frac{T_g - T_a}{T_g} \right] \left[\frac{T_e}{T_c - T_e} \right] \quad (2-20)$$

و در حالي كه:

$$T_c = T_a = T^* \text{ or } T_a + T_c = T_g + T_e \quad (2-21)$$

آنگاه:

$$(cop)_m = \left[\frac{T_g - T^*}{T_g} \right] \left[\frac{T_e}{T^* - T_e} \right] \quad (2-22)$$

به منظور بدست آوردن نتايج عددي يك مثال آورده مي شود تا مطلب واضحتري بيان شود:

با ثابت نگه داشتن دماهاي $T_g = 375^\circ K, T_e = 275^\circ K$ دماهاي T_a, T_c را مطابق جدول زير تغيير مي دهيم

و نتايج معادلات بكاررفته در اين بخش با يكدیگر مقایسه می کنیم.

جدول ۱: مقایسه نتایج عددی

$T_A = 310^\circ K$							
$T_c(K)$	۲۹۵	۳۰۰	۳۰۵	۳۱۰	۳۱۵	۳۲۰	۳۲۵
(COP)I	۱,۶۷۶	۱,۵۷۱	۱,۴۶۶	۱,۳۶۲	۱,۲۵۷	۱,۱۵۲	۱,۰۴۸
(COP)II	۲,۳۸۳	۱,۹۰۶	۱,۵۸۸	۱,۳۶۲	۱,۱۹۱	۱,۰۵۹	۰,۹۵۳
(COP) _m	۲,۳۸۳	۱,۹۰۶	۱,۵۸۸	۱,۳۶۲	۱,۲۵۷	۱,۱۵۲	۱,۰۴۸
$T_c = 310^\circ K$							
$T_A(K)$	۲۹۵	۳۰۰	۳۰۵	۳۱۰	۳۱۵	۳۲۰	۳۲۵
(COP)I	۲,۳۸۳	۱,۹۰۶	۱,۵۸۸	۱,۳۶۲	۱,۱۹۱	۱,۰۵۹	۰,۹۵۳
(COP)II	۱,۶۷۶	۱,۵۷۱	۱,۴۶۶	۱,۳۶۲	۱,۲۵۷	۱,۱۵۲	۱,۰۴۸
(COP) _m	۲,۳۸۳	۱,۹۰۶	۱,۵۸۸	۱,۳۶۲	۱,۲۵۷	۱,۱۵۲	۱,۰۴۸

همانطور كه از جدول فوق پيداست هر چه اختلاف دماي T_c, T_a زيادتر شود، انحراف معادلات

$(COP)_I, (COP)_{II}$ از يكدیگر بیشتر خواهد شد.

ذكر اين نکته در اينجا مفيد است كه با توجه به اصول ترموديناميك زمان- محدود (Finite - time

Thermodynamic) اگر يك سيكل جذبي در ماكزيمم ضريب عملكرد خود كار كند، نرخ يا اثر تبريد آن سيكل صفر

خواهد بود. [۱۲]

همچنين راندمان سيكل جذبي را مي توان به صورت نسبت ضريب عملكرد واقعي سيستم به ضريب عملكرد

ماكزيمم قابل حصول تعريف كرد:

$$\eta_R = \frac{(cop)_{act}}{(cop)_{max}} \quad (2-23)$$

كه براي تمامي سيستمهاي جذبي اين راندمان كوچكتر از واحد است.

در انتهاي اين بخش مي توان ضريب عملكرد سيستم تحت مطالعه خود را به ترتيب زير محاسبه كرد:

$$T_g = 99^\circ C = 372^\circ K, T_e = 4.45^\circ C = 277.45^\circ K, T = 35^\circ C = 308^\circ K$$

$$(cop)_{max} = \left[\frac{372 - 308}{372} \right] \left[\frac{277.45}{308 - 277.45} \right] = 1.562$$

$$(cop)_{act} = \frac{Q_e}{Q_g} = \frac{40000}{49833.209} = 0.8026$$

$$\eta_R = \frac{0.8026}{1.562} = 51\%$$

[۲]

مراجع

- [۱]- Roy.j.Dossat اصول تبرید، ترجمه مهندس اصغر حاج سقطی، مهندس سید احمد جعفری، مرکز انتشارات دانشگاه علم و صنعت ایران، سال ۱۳۸۶
- [۲]-
۱. Merrick, R.H., "A Direct, Evaporatively cooled ۳ – ton LiBr – water Absorption Chiller For Solar Application", ASHRAE Trans. PP. ۷۹۴ – ۸۰۹, ۱۹۸۲.
۲. Eisa, M.A.R, "Heat and Mass Transfer, PP. ۸۹۱ – ۸۹۴, ۱۹۹۱.
۳. N.C.Haris, "Modern Air Conditioning Practice " McGraw-Hill, ۱۹۸۳.
۴. Ebara Corporation, "A Text on refrigeration Machines", ۱۹۹۵.
۵. ASHRAE, " Handbook of fundamentals", ۱۹۸۵.
۶. Gordon j. van Wylen, Richard E. Sonntag, "Fundamentals of classical Thermodynamics", SI version, Third edition, ۱۹۷۶.
۷. Fran Bosnjakovic, "Technical Thermodynamics" Trans lated by perry L. Blackshear, Jr. Holt, Rinehart, and Winston, New York, ۱۹۶۵.
۸. J. Wang, X. Hu, c.Liu, "Coefficient of performance of An Ideal Absorption cycle, "ASHRAE Trans. ۳۶۱۶, ۱۹۹۲.
۹. Stanish, M. A, and D.D perlmutter, "salt – hydrates An Absorbent in Heat pump cycles", solar Energy ۲۶ (۴): ۳۳۳, ۱۹۸۱.
۱۰. Kaushik, s,c And N.R. Shoridan, "computer modeling And Thermodynamic assessment of Aqua – Ammonia absorption cycle". Solar Heat pump, building And environment ۱۹۸۱.
۱۱. Kaushik S.C , C.S Tomar, And S. chandra, ۱۹۸۳ "cop of an ideal absorption applied energy.
۱۲. yan Z, and j.chen, "An optimal endoreversible three – heat source Refrigerator", j. APPL. Phys. , ۱۹۸۹.