

مدل‌سازی و شبیه‌سازی یک سیستم تبرید جذبی آب-آمونیاک با بررسی تاثیر فشار پایین بر عملکرد سیستم

فراز مرادی^۱

کارشناسی ارشد

محمود چهارطاقی^۲

دانشیار

در این مقاله، تاثیر فشار پایین بر خواص ترموفیزیکی جریان، بارهای حرارتی و عملکرد سیستم تبرید جذبی آب-آمونیاک تحت دو حالت مختلف بررسی می‌گردد. این حالات عبارتند از بررسی تحت یک دمای ثابت ژنراتور و بررسی تحت دماهای بهینه تعیین شده متناسب با تغییرات فشار پایین. همچنین تغییرات کیفیت اشباع مبرد ورودی-خروجی اواپراتور و ورودی ابزوربر بر حسب فشار پایین مورد توجه قرار می‌گیرد و مقدار بهینه فشار پایین با تمرکز بر حالت مبرد در نقاط مذکور و عملکرد سیستم تعیین می‌گردد. نتایج نشان می‌دهد که فشار پایین بهینه بایستی با تمرکز بر کیفیت مبرد در نقاط مذکور تعیین گردد.

واژه‌های راهنما: سیستم تبرید جذبی، آب-آمونیاک، فشار پایین، کیفیت اشباع مبرد، ضریب عملکرد

۱- مقدمه

از زمان ابداع سیکل جذبی، پیکربندی‌های مختلفی توسط پژوهشگران سراسر جهان بررسی گردیده و عملکرد سیستم جذبی با زوج‌های کاری مختلفی تحلیل گردیده است که متداول‌ترین آن‌ها آب-آمونیاک و لیتیوم بروماید-آب است که به صورت گسترده بترتیب با اهداف سرمایه‌ی و تهویه مطبوع کاربرد دارند. سیستم‌های آمونیاکی نسبت به سیستم‌های لیتیوم بروماید آب قدمتی دیرینه‌تر دارند و پایین‌تر بودن هزینه ساخت و نگهداری سیستم‌های آمونیاکی [۱] و عدم بروز مشکل کریستالیزاسیون و امکان تامین سرمایه تا دماهای زیر انجماد [۲] موجب توجه بیشتر به این سیستم‌ها گردیده است. سیستم‌های آمونیاکی برخلاف سیستم‌های لیتیوم بروماید-آب جهت خالص‌سازی مبرد و جلوگیری از ورود جاذب همراه مبرد به محفظه اواپراتور نیازمند تجهیزات اضافی دیگری مانند ستون تقطیر می‌باشند [۳-۵]. به طور کلی در چند دهه اخیر عملکرد سیستم‌های جذبی بصورت علمی و عملی اثبات گردیده است ولی حجیم بودن این سیستم‌ها و پایین بودن ضریب عملکرد آن‌ها از جمله موانعی هستند که مانع توسعه هرچه بیشتر این سیستم‌ها گردیده

^۱ کارشناسی ارشد، دانشکده مهندسی مکانیک، دانشگاه صنعتی شاهرود، شاهرود، ایران een.jmoradi@yahoo.com

^۲ نویسنده مسئول، دانشیار، دانشکده مهندسی مکانیک، دانشگاه صنعتی شاهرود، شاهرود، ایران chahartaghi@shahroodut.ac.ir

تاریخ دریافت: ۹۷/۱۰/۰۳، تاریخ پذیرش: ۹۸/۰۱/۱۹

است که آثار و مطالعات منتشر شده در رابطه با شبیه‌سازی، بهینه‌سازی و تحلیل ترمودینامیکی این سیستم‌ها نشان دهنده تلاش تمامی پژوهشگران در راستای برطرف کردن این موانع می‌باشد [۶].

Chua و همکاران [۷] با تحلیل قانون اول و دوم مدل‌سازی ترمودینامیکی یک سیستم جذبی آب-آمونیاک را مورد مطالعه قرار دادند. Kaynakli و Yamankaradeniz [۸] با تحلیل ترمودینامیکی سیستم جذبی آب-آمونیاک تاثیر مبدل‌های حرارتی به کار رفته بر ضریب عملکرد سیستم را بررسی نمودند. Lavanya و Murthy [۹] عملکرد یک سیستم جذبی آب-آمونیاک را با هدف طراحی مبدل‌های سیستم برپایه قانون اول ترمودینامیک تحلیل نموده و مقادیر ضرایب کلی انتقال حرارت را برای تمامی اجزای سیستم تعیین نمودند. Abdulateef و همکاران [۱۰] برپایه تحلیل قانون اول ترمودینامیک برای یک سیستم جذبی آب-آمونیاک، تاثیر راندمان مبدل حرارتی محلول بر COP سیستم را بررسی نمودند و نشان دادند که با افزایش راندمان مبدل حرارتی محلول از ۰ تا ۱۰، COP سیستم ۵۰ درصد افزایش می‌یابد.

Kim و Park [۱۱] نمونه چیلر جذبی تک اثره آب-آمونیاک با ظرفیت ۱۰/۵ کیلوواتی را با کاربری تجاری در فضایی با حجم ۳۰۰ مترمکعب در حالت پایا و گذرا مورد مطالعه قرار داده و مدل‌سازی، شبیه‌سازی و آنالیز دینامیکی سیستم را با در نظر گرفتن مشخصات ترمودینامیکی-هیدرولیکی جریان دوفاز در سیکل جذبی با هدف تمرکز بر روی پارامترهایی از قبیل غلظت و جرم محلول آب-آمونیاک و حجم هر یک از اجزای سیستم انجام دادند. در شبیه‌سازی ایشان غلظت محلول غلیظ ۳۳٪ و راندمان مبدل محلول ۰/۷ فرض گردید. Lostec و همکاران [۱۲] در یک کار آزمایشی شبیه‌سازی یک سیستم جذبی آب-آمونیاک را مورد مطالعه قرار دادند. سیستم جذبی مفروض ایشان از نوع آب-آمونیاک تک اثره با ظرفیت ۱۰ کیلووات بوده است که با گردش محلول آب و اتیلن گلیکول خنک گردیده و محدوده دمای مورد نیاز ژنراتور ۷۵ تا ۸۵ درجه بوده است که سیستم با تغییر مقدار دماهای کاری، دبی جرمی سیکل خنک‌کننده ثانویه و دبی جرمی محلول غلیظ ایزووربر قادر به عملکرد تحت شرایط مختلف بوده است. همچنین ایشان در کار دیگری [۱۳] یک سیستم تبرید جذبی آب-آمونیاک تک مرحله با ظرفیت سرمایش ۱۰،۵ کیلو وات و فاقد مبدل حرارتی مبرد را تحت شرایط پایدار و بر اساس موازنه جرم و انرژی بصورت عددی شبیه‌سازی نموده و با تحلیل پارامتری، تاثیر دمای ژنراتور و اواپراتور بر COP سیستم را بررسی نمودند و نشان دادند که کاهش ۱۰ درجه‌ای دمای اواپراتور منجر به کاهش ۲۵ درصدی COP سیستم و افزایش ۱۰ درجه‌ای دمای ژنراتور منجر به افزایش ۴ درصدی COP سیستم می‌گردد.

Ouadha و El-Gotni [۱۴] عملکرد ترکیبی سیستم جذبی آب-آمونیاک با موتور دیزلی دریایی را مورد بررسی قرار دادند، سیستم مفروض ایشان فاقد مبدل حرارتی مبرد بوده و ضمن شبیه‌سازی پارامتریک با فرض جداسازی کامل مبرد از جاذب در ژنراتور، تاثیر دماهای ایزووربر، کندانسور، اواپراتور و ژنراتور و همچنین تاثیر راندمان مبدل حرارتی محلول بر عملکرد سیستم را بررسی نمودند. Táboas و همکاران [۱۵] در کار مشابهی عملکرد سیستم‌های جذبی با مبرد آمونیاک و زوج‌های مختلف را با امکان تامین حرارت لازم ژنراتور از گرمای اتلافی موتورهای دیزلی در کشتی‌های ماهیگیری مطالعه نمودند. مدل‌سازی و شبیه‌سازی ترمودینامیکی سیستم مجهز به هر دو نوع مبدل حرارتی مبرد و محلول را انجام دادند بار سرمایش مورد نیاز و ضریب عملکرد سیستم جذبی را برحسب توابعی از دمای اواپراتور، کندانسور و ژنراتور ارزیابی نمودند و

تحت عملکرد سیستم با دمای کندانسور ۲۵ درجه و دمای ژنراتور ۸۵ درجه و حداکثر غلظت مبرد خالص سازی شده برابر با ۰/۹۹۸، حداقل دمای اواپراتور قابل حصول سیستم با زوج آب-آمونیاک را ۱۳/۷- درجه تعیین نمودند. Goyal و همکاران [۱۶] عملکرد سیستم جذبی آب-آمونیاک با مقیاس کوچک را با استفاده از گرمای اتلافی ژنراتور دیزلی بصورت آزمایشی مورد ارزیابی قرار دادند و طی آزمایشات مختلفی تاثیر دمای محیط بر مقادیر فشار بالا و پایین سیستم، ضریب عملکرد و ظرفیت تبرید را در بازه دمایی ۲۹/۴۴-۷/۲ درجه بررسی نمودند، ایشان محدوده تغییرات ظرفیت تبرید، مقادیر فشار بالا و مقادیر فشار پایین را بترتیب بازه‌های ۲/۱-۵۴/۹۱ کیلووات، ۱۸۲۶-۲۵۲۲ و ۵۶۸/۴-۶۶۵/۷ کیلوپاسگال گزارش نمودند.

Caciula و همکاران [۱۷] به شبیه‌سازی یک سیستم جذبی خورشیدی با گردآورنده کلکتورهای سهموی مرکب^۱ بر پایه تحلیل قانون اول و دوم ترمودینامیک پرداختند و معادلاتی را بر اساس قانون بقای جرم و انرژی برای مخلوط آب-آمونیاک توسعه دادند. نتایج آن‌ها نشان می‌دهد که تحت دمای اواپراتور برابر با ۳- و ۶ درجه سانتیگراد، حداکثر COP به ترتیب برابر ۰/۶۶ و ۰/۷۳ و دمای ژنراتور بهینه بترتیب ۹۰ و ۷۴ درجه سانتیگراد می‌باشد. با بررسی پژوهش‌های پیشین و شبیه‌سازی‌های گزارش شده در ادبیات تحقیق صرف نظر از اهداف کاربردی مختلف مشخص می‌شود که پارامتر فشار پایین سیستم یا بعنوان پارامتر ثابت شبیه‌سازی در نظر گرفته شده است، یا مقدار این پارامتر برحسب دیگر پارامترهای ثابت مساله، تعیین شده است و یا شبیه‌سازی بر مبنای فرضیات ساده‌کننده‌ای انجام گردیده و مقدار این پارامتر بر این اساس تعیین گردیده است. به‌عنوان مثال در کار Kim و Park [۱۱] این پارامتر برحسب ۳ خاصیت غلظت محلول غلیظ آمونیاک، دمای ابزوربر و فرض مایع اشباع برای جریان خروجی ابزوربر تعیین گردیده است، در کارهای Ouadha و El-Gotni [۱۴]، Aman و همکاران [۱۸] و Chen و همکاران [۱۹] شبیه‌سازی با فرض خروج مبرد از اواپراتور در حالت بخار اشباع انجام گردیده است و در کارهای Chua و همکاران [۷]، Táboas و همکاران [۱۵]، Goyal و همکاران [۱۶] و Chen و همکاران [۲۰] شبیه‌سازی با فرض ورود مبرد به اواپراتور در حالت مایع اشباع انجام گردیده است و در کارهای معدودی خروج مبرد از اواپراتور در حالت دوفازی با کیفیت اشباع مشخص و ثابت فرض گردیده است [۲۰، ۲۱]. در برخی آثار به منظور ساده سازی شبیه‌سازی مبرد خروجی ژنراتور، مبرد خالص در نظر گرفته شده است [۱۳] و در برخی موارد سرمایه‌ش تا یک درجه حرارت ثابت مد نظر نبوده است [۱۵]. به‌هرحال تاثیر فشار پایین بر خواص ترموفیزیکی جریان در نقاط مختلف سیکل، بارهای حرارتی اجزای مختلف سیستم و عملکرد سیستم بررسی نگردیده است همچنین در تعیین مقدار بهینه این پارامتر، تغییرات کیفیت اشباع مبرد در ورودی-خروجی اواپراتور و ورودی ابزوربر مورد مطالعه قرار نگرفته است. در کار حاضر تاثیر فشار پایین بر عملکرد و پارامترهای عملکردی سیستم تحت دو حالت مختلف بررسی می‌گردد. این حالات عبارتند از بررسی تحت یک دمای ثابت ژنراتور و بررسی تحت دماهای بهینه تعیین شده متناسب با تغییرات فشار پایین. پارامترهای بررسی شده در مطالعه حاضر عبارتند از غلظت محلول غلیظ و رقیق آمونیاک، دبی جرمی محلول ضعیف و مبرد سیکل، آنتالپی جریان در نقاط مختلف سیستم، درجه حرارت ژنراتور، بارهای حرارتی اجزای سیستم، ضریب عملکرد و بازده سیکل جذبی. همچنین به موازات بررسی تاثیر فشار پایین بر پارامترهای مذکور و عملکرد سیستم، تغییرات کیفیت

^۱ CPC

اشباع مبرد ورودی-خروجی اواپراتور و ورودی ابزوربر نیز بر حسب این پارامتر مورد توجه قرار می‌گیرد و مقدار بهینه فشار پایین با تمرکز بر حالت مبرد در نقاط مذکور و عملکرد سیستم تعیین می‌گردد. در نهایت عملکرد سیستم تحت فشار پایین بهینه با عملکرد تحت مقادیر بدست آمده برای این پارامتر بر اساس فرضیات مرسوم و ساده سازی کننده شبیه‌سازی مقایسه می‌گردد. لازم به ذکر است که مدل‌سازی سیستم با تحلیل قانون بقای جرم و انرژی در تک تک اجزای سیستم با نرم‌افزار EES انجام گردیده است در روند شبیه‌سازی از فرضیات ساده‌کننده شبیه‌سازی مشابه با پژوهش‌های بررسی شده استفاده نگردیده و فرض می‌گردد که حداقل درجه اشباع مبرد خروجی اواپراتور ۹۵٪ بخار باشد و مبرد تحت هیچ شرایطی در حالت دوفازی به ابزوربر وارد نگردد. با توجه به اینکه Triché و همکاران [۲۰] درجه اشباع مبرد خروجی اواپراتور را ثابت و برابر با مقدار مذکور در نظر گرفته‌اند لذا فرض مذکور قابل توجیه می‌باشد و در رابطه با ورود مبرد به ابزوربر در فاز بخار تمامی پژوهشگران اتفاق نظر دارند. در این راستا یک برنامه کامپیوتری با برقراری ارتباط بین نرم‌افزارهای MATLAB و EES جهت بررسی عملکرد توسعه داده شده است و موارد مذکور بعنوان محدودیت‌های مربوط به کیفیت اشباع مبرد در برنامه توسعه داده شده تعریف گردیده است. مقدار بهینه فشارپایین با در نظر گرفتن این موارد به موازات بررسی عملکرد سیستم تعیین می‌گردد.

۲- توصیف سیستم

شماتیک یک سیستم جذبی تک-اثره آب-آمونیاک در شکل (۱) نمایش داده شده است، این سیستم متشکل از اواپراتور، ابزوربر، کندانسور، ژنراتور، ستون تقطیر، یکسو کننده (رکتیفایر)، پمپ، شیر انبساط و مبدل حرارتی محلول (پیش‌گرمکن) و مبدل حرارتی مبرد (پیش‌خنک‌کن) می‌باشد. بخار مبرد توسط جاذب مایع در ابزوربر جذب می‌گردد که این فرایند مشابه با مکش کمپرسور در سیستم‌های تراکمی می‌باشد، محلول غلیظ آمونیاک تحت فشار پایین سیستم در حالت مایع اشباع از ابزوربر خارج گردیده (۱) و توسط پمپ الکتریکی تا فشار بالای سیستم متراکم می‌گردد (۲) و پس از پیش گرم شدن با عبور از مبدل حرارتی محلول (۳) به ژنراتور فرستاده می‌شود و ضمن خالص‌سازی مبرد، محلول رقیق آمونیاک در حالت مایع اشباع از ژنراتور خارج می‌گردد (۴) و پس از تبادل حرارت با محلول غلیظ ابزوربر و پیش گرم کردن محلول غلیظ قبل از ورود به ژنراتور، جهت تقلیل فشار به شیر انبساط فرستاده می‌شود (۵) و تحت فشار پایین سیستم به ابزوربر جریان می‌یابد (۶). خالص‌سازی مبرد طی یک فرایند انتقال جرم و انرژی در ژنراتور، ستون تقطیر و رکتیفایر صورت می‌گیرد. محلول غلیظ آمونیاک در حالت بخار به رکتیفایر انتقال یافته (۱۳) و محلول رقیق در حالت مایع اشباع به ژنراتور بر می‌گردد (۱۴).

در رکتیفایر با انتقال حرارت به محیط، ماده مبرد از جاذب جدا گردیده بخار خالص مبرد به منظور تقطیر به کندانسور جریان می‌یابد (۷) در کندانسور مبرد با از دست دادن گرما بار دیگر تبدیل به مایع می‌شود (۸) مبرد مایع پس از پیش سرد شدن توسط مبدل حرارتی مبرد (۹) به منظور کاهش فشار از وصاله انبساطی عبور می‌نماید و به اواپراتور جریان می‌یابد (۱۰) مبرد پس از جذب گرمای نهان تبخیر از محیط خنک شونده در اواپراتور (۱۱) و تبادل حرارت در مبدل حرارتی مبرد، در حالت بخار به ابزوربر وارد می‌گردد (۱۲) و با جذب بخار مبرد توسط جاذب مایع در ابزوربر سیکل کامل می‌شود.

۳- مدل سازی ترمودینامیکی

برای آنالیز ترمودینامیکی سیستم جذبی باید قانون بقای جرم و قانون اول ترمودینامیک برای هر یک از اجزای سیستم نوشته شود. هر جزء می تواند به عنوان یک حجم کنترل با جریان ورودی و خروجی عمل کند و در آن حرارت منتقل شده و کار رد و بدل گردد. معادلات انتقال جرم حاکم برای حالت پایا و سیستم با جریان پایا به صورت زیر نوشته می شود [۲۳]:

$$\begin{aligned} \sum \dot{m}_i - \sum \dot{m}_o &= 0 \\ \sum (\dot{m}x)_i - \sum (\dot{m}x)_o &= 0 \end{aligned} \quad (1)$$

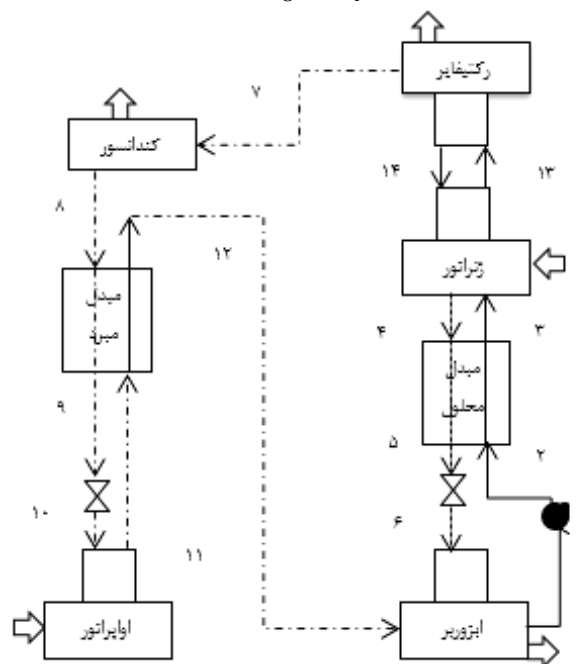
قانون اول ترمودینامیک برای هر یک از اجزای سیستم جذبی به صورت زیر بیان می شود [۲۳]:

$$\sum (\dot{m}.h)_i - \sum (\dot{m}.h)_o + [\sum \dot{Q}_i - \sum \dot{Q}_o] + \dot{W} = 0 \quad (2)$$

موازنه انرژی کلی سیستم نیازمند آن است که مجموع انتقال حرارت ژنراتور، رکتیفایر، اواپراتور، کندانسور، ابزوربر و کار پمپ صفر باشد. مدل سازی تک تک اجزای سیستم با موازنه جرم و انرژی انجام می گیرد. معادلات حاکم بر تمامی اجزای سیستم در جدول (۱) ارائه گردیده است. (معادلات (۳-۲۲)) انرژی مفید خروجی سیستم برای عملیات سرمایش، گرمای استخراج شده از محیط توسط اواپراتور می باشد. لذا COP حرارتی و کلی سیستم جذبی به ترتیب با صرف نظر کردن از کار پمپ یا افزودن کار پمپ به بار ژنراتور به صورت زیر تعریف می شوند [۲۴، ۲۵]:

$$COP_{th} = \frac{Q_E}{Q_G} \quad (3)$$

$$COP = \frac{Q_E}{Q_G + W_P} \quad (4)$$



شکل ۱- شماتیک سیستم جذبی آب- آمونیاک

جدول ۱- معادلات حاکم بر موازنه جرم و انرژی اجزای سیستم جذبی

موازنه انرژی		موازنه جرم		اجزا
$\dot{Q}_A = \dot{m}_6 h_6 + \dot{m}_{12} h_{12} - \dot{m}_1 h_1$	(۶)	$\dot{m}_6 + \dot{m}_{12} = \dot{m}_1$ $\dot{m}_6 x_6 + \dot{m}_{12} x_{12} = \dot{m}_1 x_1$	(۵)	ابزوربر
$\dot{W}_p = \frac{\dot{m}_1 v_1 (P_2 - P_1)}{\eta_p}$ $\dot{m}_1 h_1 + \dot{w}_p = \dot{m}_2 h_2$	(۸)	$\dot{m}_1 = \dot{m}_2$ $\dot{m}_1 x_1 = \dot{m}_2 x_2 \Rightarrow x_1 = x_2$	(۷)	پمپ
$\dot{m}_3 h_3 - \dot{m}_2 h_2 = \dot{m}_4 h_4 - \dot{m}_5 h_5$	(۱۰)	$\dot{m}_2 = \dot{m}_3, \dot{m}_4 = \dot{m}_5$ $x_2 = x_3, x_4 = x_5$	(۹)	مبدل حرارتی محلول
$\dot{m}_8 h_8 - \dot{m}_9 h_9 = \dot{m}_{12} h_{12} - \dot{m}_{11} h_{11}$	(۱۲)	$\dot{m}_8 = \dot{m}_9, \dot{m}_{11} = \dot{m}_{12}$ $x_8 = x_9, x_{11} = x_{12}$	(۱۱)	مبدل حرارتی مبرد
$\dot{Q}_G = \dot{m}_4 h_4 + \dot{m}_{13} h_{13} - (\dot{m}_3 h_3 + \dot{m}_{14} h_{14})$	(۱۴)	$\dot{m}_3 + \dot{m}_{14} = \dot{m}_4 + \dot{m}_{13}$ $\dot{m}_3 x_3 + \dot{m}_{14} x_{14} = \dot{m}_4 x_4 + \dot{m}_{13} x_{13}$	(۱۳)	ژنراتور
$h_5 = h_6$	(۱۶)	$\dot{m}_5 = \dot{m}_6$ $x_5 = x_6$	(۱۵)	شیر انبساط محلول
$\dot{Q}_d = \dot{m}_{13} h_{13} - (\dot{m}_{14} h_{14} - \dot{m}_7 h_7)$	(۱۸)	$\dot{m}_7 + \dot{m}_{14} = \dot{m}_{13}$ $\dot{m}_7 x_7 + \dot{m}_{14} x_{14} = \dot{m}_{13} x_{13}$	(۱۷)	رکتیفایر
$\dot{Q}_C = \dot{m}_7 h_7 - \dot{m}_8 h_8$	(۲۰)	$\dot{m}_7 = \dot{m}_8$ $x_7 = x_8$	(۱۹)	کندانسور
$h_9 = h_{10}$	(۲۲)	$\dot{m}_9 = \dot{m}_{10}$ $x_9 = x_{10}$	(۲۱)	منبسط کننده مبرد
$\dot{Q}_E = \dot{m}_{11} h_{11} - \dot{m}_{10} h_{10}$	(۲۴)	$\dot{m}_{10} = \dot{m}_{11}$ $x_{10} = x_{11}$	(۲۳)	اواپراتور

ضریب عملکرد کارنو، ماکزیمم ضریب عملکرد ممکن یک سیستم بوده و بصورت زیر تعریف می گردد [۱۱]، [۲۶، ۲۴]:

$$COP_C = \frac{T_4 - T_1}{T_4} \times \frac{T_{11}}{T_8 - T_{11}} \quad (۲۵)$$

نسبت گردش سیال در سیکل جذبی بصورت نسبت دبی جرمی محلول رقیق مبرد به دبی جرمی مبرد خالص سازی شده تعریف شده و از رابطه (۲۶) تعیین می گردد [۱۸، ۱۹]:

$$C.R = \frac{\dot{m}_{weak\ Solution}}{\dot{m}_{Refrigerant}} = \frac{\dot{m}_8}{\dot{m}_4} \quad (۲۶)$$

بازدهی سیکل جذبی عبارتست از نسبت ضریب عملکرد سیکل به ضریب عملکرد کارنو سیکل و از معادله (۲۷) تعیین می گردد [۱۱، ۲۴، ۲۶]:

$$\eta_{ARS} = \frac{COP}{COP_C} \quad (۲۷)$$

۴- شبیه‌سازی سیستم

تمامی خصوصیات مخلوط آب-آمونیاک با داشتن ۳ پارامتر با استفاده از نرم‌افزار EES [۲۷] تعیین می‌گردد. شبیه‌سازی سیستم جذبی نمایش داده شده در شکل (۱) با استفاده از روابط ارائه شده در قسمت قبل در محیط EES [۲۷] انجام گردیده است. فرضیات شبیه‌سازی در کار حاضر عبارتند از:

- عملکرد سیستم تحت حالت پایا و با موازنه جرم و انرژی در تمامی نقاط سیکل تحلیل گردیده است.
 - افت فشار در مسیرها و مبدل‌ها ناچیز فرض شده است.
 - شیرهای انبساط آدیاباتیک در نظر گرفته شده است.
 - حالت جریان در نقاط ۱، ۴، ۸ و ۱۴ مایع اشباع و در نقاط ۷ و ۱۳ بخار اشباع می‌باشد.
 - دبی جرمی محلول غلیظ آمونیاک ۰/۰۱ کیلوگرم بر ثانیه فرض شده است.
 - غلظت مبرد خالص سیکل با استناد به مراجع [۱۹، ۱۵، ۲۰] برابر با ۰/۹۹۸ در نظر گرفته شده است.
 - حالت مبرد ورودی ابزوربر، بخار فرض گردیده است (مطابق با مراجع [۲۱، ۲۲] بخار اشباع یا مطابق با مراجع [۱۴، ۱۸، ۱۹] بخار مافوق گرم)
 - مبرد خروجی اوپراتور، مخلوط دوفازی با حداقل کیفیت اشباع ۰/۹۵ فرض شده است که با استناد به مرجع [۲۰] درصد اشباع مطلوبی می‌باشد.
- مقادیر پارامترهای ثابت مسأله در جدول (۲) آورده شده است.

۵- نتایج و بحث

۵-۱- اعتبارسنجی

به منظور اعتبارسنجی، یک مدل شبیه‌ساز دیگری با استفاده از روابط تجربی ارائه شده برای محاسبات خواص ترمودینامیکی مخلوط آب-آمونیاک توسط Patek و Klomfar [۲۸] در نرم‌افزار MATLAB توسعه داده شد. نتایج هر دو مدل با نتایج یک کار آزمایشی و دو کار عددی Lostec و همکاران [۱۲، ۱۳ و ۲۹] بر مبنای فرضیات مفروض ایشان مقایسه می‌گردد.

جدول ۲- پارامترهای ثابت شبیه‌سازی

مقدار	پارامتر	
۳۵	ابزوربر	درجه حرارت (سانتیگراد)
۳۵	کندانسور	
-۱۵	اوپراتور	
۰/۷	مبدل محلول	راندمان مبدل‌ها
۰/۷	مبدل مبرد	
۰/۸	بازدهی رکتیفایر	
۰/۸	کارایی پمپ	
۰/۹۹۸	غلظت مبرد خالص	

در جدول (۳) بارهای حرارتی اجزای مختلف سیکل و ضریب عملکرد سیستم، با مدل توسعه داده شده در محیط EES تحت دماهای ۳۱/۴، ۲۹/۵ و ۸/۱ درجه سانتیگراد به ترتیب برای ابزوربر، کندانسور و اواپراتور با نتایج آزمایشی و عددی Lostec و همکاران [۱۲، ۱۳] مورد مقایسه قرار گرفته است.

همچنین نتایج حاصل از هر دو مدل توسعه داده شده در کار حاضر، با نتایج شبیه‌سازی Lostec و همکاران [۲۹] تحت پارامترهای ثابت و فرضیات مفروض ایشان مورد مقایسه قرار می‌گیرد. پارامترهای ثابت شبیه‌سازی در کار ایشان در جدول (۴) ارائه گردیده و نتایج در جدول (۵) مورد مقایسه قرار گرفته است. با توجه به جدول‌های (۳) و (۵) ملاحظه می‌گردد که تطابق خوبی بین نتایج برقرار می‌باشد.

۵-۲- تاثیر فشار پایین بر کیفیت اشباع مبرد ورودی-خروجی اواپراتور و ورودی ابزوربر

شبیه‌سازی سیستم بر مبنای فرضیات مختلفی انجام گردید. این فرضیات عبارتند از: ۱- فرض حالت بخار اشباع برای مبرد خروجی اواپراتور [۱۴، ۱۸، ۱۹]، ۲- فرض ورود مبرد به اواپراتور در حالت مایع اشباع [۷، ۱۵، ۱۶، ۲۰] و ۳- فرض ورود مبرد به ابزوربر در حالت بخار اشباع و در نتیجه خروج مبرد از اواپراتور در حالت دوفازی [۲۱، ۲۲]. دمای ژنراتور بهینه جهت عملکرد سیستم و خواص ترمودینامیکی جریان در نقاط مختلف سیکل تحت هر یک از حالات مذکور ارزیابی گردید که نتایج حاصل در جدول (۶) ارائه گردیده است.

جدول ۳- مقایسه نتایج شبیه‌سازی در محیط EES با نتایج آزمایشی و عددی Lostec و همکاران [۱۲، ۱۳]

پارامتر	کار آزمایشی Lostec و همکاران [۱۲]	کار عددی Lostec و همکاران [۱۳]	کار حاضر
بار حرارتی ژنراتور (کیلووات)	۱۷/۱	۱۹/۴	۱۹/۷۱
بار حرارتی ابزوربر (کیلووات)	۱۵/۹	۱۸/۵	۱۵/۷۸
بار حرارتی کندانسور (کیلووات)	۹/۶	۱۲/۸	۱۱/۷۵
بار حرارتی اواپراتور (کیلووات)	۱۰/۵	۱۱/۷	۱۱/۷۰
ضریب عملکرد	۰/۶۰	۰/۶۰	۰/۵۹۲
دمای بهینه ژنراتور (درجه سلسیوس)	۷۹/۳	۷۸/۲	۸۱/۲
فشار پایین (بار)	۵/۳	۵/۷	۴/۵
فشار بالا (بار)	۱۳	۱۲/۸	۱۱/۵

جدول ۴- پارامترهای ثابت شبیه‌سازی Lostec و همکاران [۲۹]

مقادیر	پارامتر	
۱۶/۸	ابزوربر	دما (درجه سلسیوس)
۱۷/۸	کندانسور	
-۱۰/۲	اواپراتور	
۰/۸	مبدل محلول	راندمان مبدل‌ها
۰/۸	مبدل مبرد	
۰/۸	بازده رکتیفایر	
۰/۹۵	کارایی پمپ	

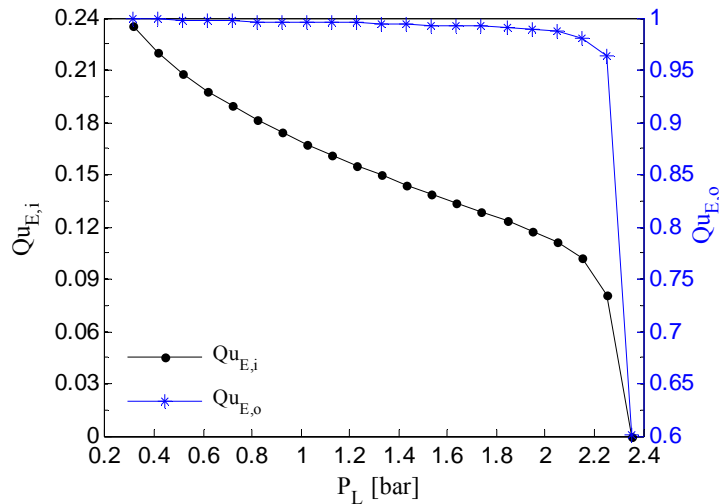
با توجه به نتایج ارائه شده در جدول (۶) ملاحظه می‌گردد که ضریب عملکرد سیستم به شدت متأثر از فشار پایین سیستم بوده و به لحاظ تئوری با افزایش این پارامتر، همواره افزایش می‌یابد در حالیکه ممکن است عملکرد سیستم تحت فشارهای بالاتر متناقض با اساس عملکرد اواپراتور (جذب گرمای نهان تبخیر توسط میرد از محیط) و ایزوربر (جذب بخار میرد توسط ماده جاذب) باشد. تحت فرضیات و پارامترهای مفروض در مطالعه حاضر افزایش فشار تا فشارهای نزدیک ۲/۷۹ بار متناقض با اساس عملکرد اواپراتور خواهد بود. علت بهبود عملکرد سیستم با افزایش فشار پایین با بررسی تاثیر این پارامتر بر عملکرد و پارامترهای عملکردی سیستم روشن خواهد گردید. در شکل (۲) منحنی تغییرات کیفیت اشباع میرد ورودی-خروجی اواپراتور بر حسب فشار پایین در محدوده ۰/۳۱-۲/۳۶ بار نمایش داده شده است.

جدول ۵- مقایسه نتایج هر دو مدل توسعه داده شده در کار حاضر با نتایج Lostec و همکاران [۲۹]

کار حاضر		Lostec و همکاران [۲۹]	پارامتر	
مدل EES	مدل MATLAB			
۴۳۴۴	۴۳۶۹	۴۳۴۱	ژنراتور	بار (وات)
۳۰۰۰	۳۰۰۰	۳۰۰۰	اواپراتور	
۴۰۷۲	۴۰۷۱	۴۰۶۶	ایزوربر	
۲۹۵۷	۳۰۲۴	۲۹۴۵	کندانسور	
۷	۸	۷	پمپ	
۷۲/۲	۶۹/۰	۷۲/۲	دمای بهینه ژنراتور (درجه سلسیوس)	
۰/۶۹	۰/۶۸۶	۰/۶۹	ضریب عملکرد	
۲/۸۵	۲/۸۵	۲/۹۹	پایین	فشار (بار)
۷/۹۷	۸/۰۵	۸/۰۱	بالا	
۰/۵۴	۰/۵۴	۰/۵۴	محلول غلیظ	غلظت
۰/۴۱	۰/۴۲	۰/۴۰	رقیق	
۰/۰۱۰۶	۰/۰۱۰۲	۰/۰۱۰۳	دبی جرمی (کیلوگرم بر ثانیه)	

جدول ۶- خواص ترمودینامیکی جریان در نقاط مختلف سیکل با فرضیات مختلف در فرایند شبیه‌سازی

حالات			پارامتر
۳	۲	۱	
۲/۷۹	۲/۳۲	۰/۳۱	فشار پایین (بار)
۱۳۱/۳	۱۳۸/۴	۱۸۸/۵	دمای ژنراتور (سانتیگراد)
۰/۵۰۹	۰/۴۷۷	۰/۱۸۹	ضریب عملکرد سیستم
-۰/۰۰۱	۰/۰۰۰	۰/۲۳۵	کیفیت اشباع ورودی اواپراتور
-۰/۰۰۱	۰/۸۸۳	۱/۰۰۰	کیفیت اشباع خروجی اواپراتور
۱/۰۰۰	۱/۰۰۱	۱/۰۰۱	کیفیت اشباع ورودی ایزوربر



شکل ۲- تغییرات کیفیت اشباع مبرد ورودی- خروجی اواپراتور بر حسب فشار پایین

لازم به ذکر است که تحت پارامترهای مفروض در مطالعه حاضر، مبرد ورودی ایزوربر در طول بازه بررسی همواره بخار مافوق گرم بوده و با توجه به مقادیر ارائه شده در جدول (۶) تحت فشار ۲/۷۹ بار، بخار اشباع می گردد. با توجه به شکل (۲) و جدول (۶) ملاحظه می گردد که:

اولا تحت فشار ۰/۳۱ بار، مبرد خروجی اواپراتور و ورودی ایزوربر بترتیب بخار اشباع و بخار مافوق گرم بوده و به علت عدم لزوم ورود مبرد به ایزوربر در حالت بخار مافوق گرم، ورود مبرد به اواپراتور در حالت دوفازی با کیفیت اشباع نسبتا بالا (برابر با ۰/۲۳۵) و همچنین بهبود عملکرد سیستم با افزایش فشار پایین، فشار مذکور فشار مطلوبی نمی باشد.

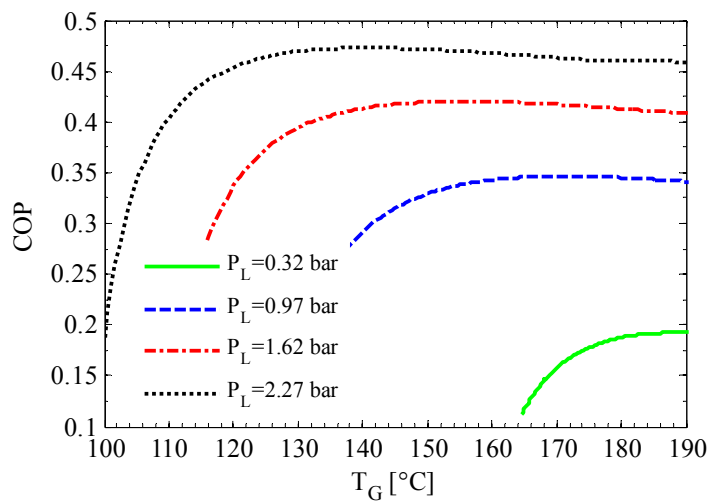
ثانیا تحت فشار ۲/۳۲ بار، مبرد ورودی اواپراتور و ایزوربر، بترتیب مایع اشباع و بخار مافوق گرم بوده و مبرد خروجی اواپراتور، مخلوط دوفازی با کیفیت اشباع نسبتا بالا (برابر با ۰/۸۸۳) می باشد و افزایش جزئی فشار موجب تقلیل قابل توجه کیفیت اشباع مبرد خروجی اواپراتور می گردد به گونه ای که تحت فشار ۲/۳۶ بار، مبرد خروجی اواپراتور مایع اشباع خواهد بود که به هیچ وجه مطلوب نمی باشد.

۵-۳- تاثیر فشار پایین بر پارامترهای عملکردی و عملکرد سیستم تحت دمای ثابت ژنراتور

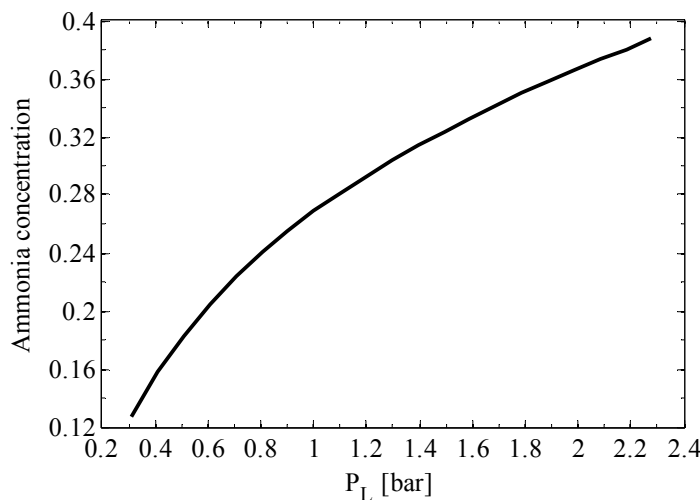
تغییرات ضریب عملکرد سیستم بر حسب دمای ژنراتور تحت فشارهای مختلف در شکل (۳) نمایش داده شده است. دمای ژنراتور بهینه متناسب با فشارهای ۰/۳۲، ۰/۹۷، ۱/۶۲ و ۲/۲۷ بار بترتیب برابر با ۱۸۷/۱، ۱۷۰/۲، ۱۵۴/۷ و ۱۳۹/۸ درجه سانتیگراد برآورد گردیده است ملاحظه می گردد که افت ضریب عملکرد سیستم در دماهای پایین تر از دمای بهینه ژنراتور قابل توجه بوده و مطابق با نتایج گزارش شده Lostec و همکاران [۱۳] افت ضریب عملکرد سیستم در دماهای بالاتر از دمای بهینه ژنراتور ناچیز می باشد. بنابراین دمای ثابت ژنراتور برابر با دمای بهینه متناسب با کمترین فشار پایین مندرج در جدول (۶) در نظر گرفته می شود. در ادامه تاثیر فشار پایین بر خواص ترموفیزیکی جریان در نقاط مختلف سیکل، بارهای حرارتی و ضریب عملکرد سیستم تحت دمای ثابت ۱۸۸/۵ درجه سانتیگراد بررسی می گردد.

۵-۳-۱- تاثیر فشار پایین بر خواص ترمو-فیزیکی جریان در نقاط مختلف سیکل

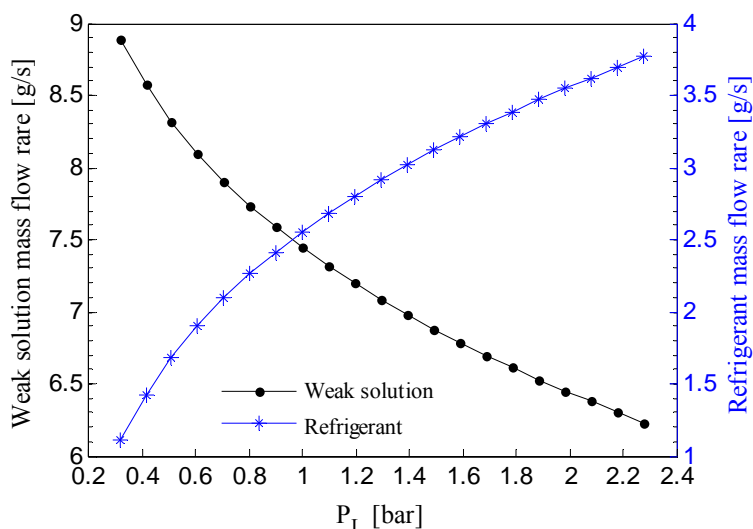
منحنی تغییرات غلظت محلول غلیظ آمونیاک بر حسب فشار پایین در محدوده ۲/۲۸-۰/۳۱ بار در شکل (۴) نمایش داده شده است. ملاحظه می‌گردد غلظت محلول غلیظ در بازه مفروض فشار، از ۰/۳۷۸-۰/۱۲۷ متغیر بوده و به لحاظ خصوصیات ترمودینامیکی مخلوط آب-آمونیاک با افزایش فشار افزایش می‌یابد. لازم به ذکر است که غلظت محلول رقیق آمونیاک به علت ثابت ماندن فشار بالای سیستم و دمای ژنراتور، ثابت خواهد ماند. در شکل (۵) تغییرات دبی جرمی محلول رقیق آمونیاک و مبرد خالص سیکل بر حسب فشار پایین نمایش داده شده است. ثابت ماندن غلظت محلول رقیق آمونیاک، ثابت در نظر گرفتن دبی جرمی محلول غلیظ آمونیاک و غلظت مبرد خالص سیکل مطابق با فرضیات و پارامترهای ارائه شده در بخش ۴ و برقراری قانون بقای جرم منجر به افزایش دبی جرمی مبرد و کاهش دبی جرمی محلول رقیق می‌گردد.



شکل ۳- تغییرات ضریب عملکرد سیستم بر حسب دمای ژنراتور تحت فشارهای مختلف



شکل ۴- غلظت محلول غلیظ آمونیاک بر حسب فشار پایین

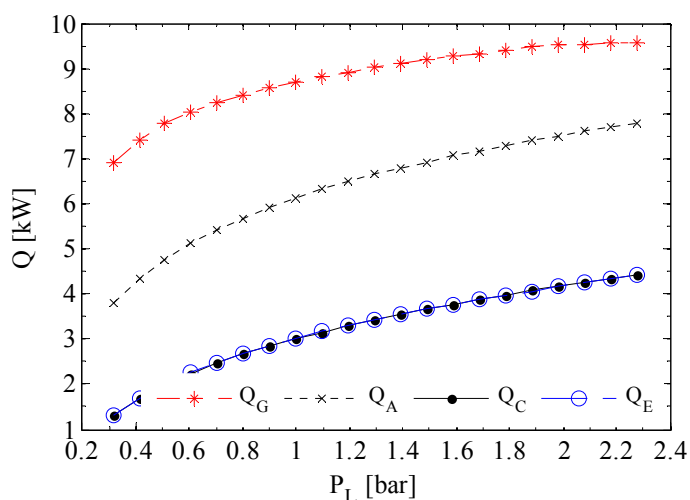


شکل ۵- تغییرات دبی جرمی محلول رقیق آمونیاک و میرد سیکل بر حسب فشار پایین

لازم به ذکر است که به علت ثابت در نظر گرفتن درجه خلوص میرد خالص سیکل و دماهای اواپراتور و کندانسور، آنتالپی جریان‌های ورودی و خروجی کندانسور ثابت خواهد ماند. تغییرات آنتالپی جریان‌های ورودی و خروجی اواپراتور متأثر از تغییرات درجه اشباع میرد ورودی و خروجی این جزء بوده و در مورد ژنراتور و ابزوربر به لحاظ خواص ترمودینامیکی مخلوط آب-آمونیاک متأثر از تغییرات غلظت محلول غلیظ آمونیاک می‌باشد.

۵-۳-۲- تاثیر فشار پایین بر بارهای حرارتی اجزای مختلف سیستم

تغییرات بارهای حرارتی اجزای مختلف سیستم بر حسب فشار پایین در شکل (۶) نمایش داده شده است. ملاحظه می‌گردد که بارهای حرارتی اجزای مختلف با افزایش فشار پایین افزایش می‌یابد.



شکل ۶- تاثیر فشار پایین بر بارهای حرارتی اجزای مختلف سیستم

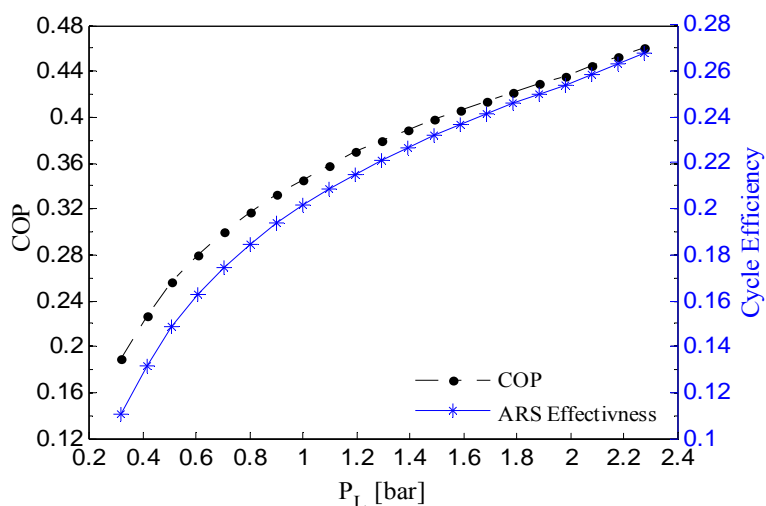
علت این امر در تمامی اجزای سیستم، افزایش دبی جرمی مبرد سیکل می‌باشد. شیب تغییرات بار کندانسور صرفاً متأثر از دبی جرمی مبرد می‌باشد. در مورد اواپراتور تغییرات آنتالپی جریان ورودی-خروجی متناسب با تغییرات کیفیت اشباع مبرد برحسب فشار پایین نیز موثر می‌باشد که موجب تندتر شدن شیب تغییرات می‌گردد. در مورد ابزوربر و ژنراتور، کاهش آنتالپی محلول غلیظ آمونیاک با افزایش غلظت محلول بر حسب فشار پایین و افزایش دبی جرمی مبرد سیکل موجب افزایش بار حرارتی می‌گردد ولی از طرفی دیگر کاهش آنتالپی جریان مبرد ورودی ابزوربر به علت تقلیل کیفیت اشباع مبرد با افزایش فشار پایین و کاهش دبی جرمی محلول رقیق برگشتی ژنراتور موجب می‌گردد که روند افزایشی بار این اجزا نسبتاً ملایم باشد.

۵-۳-۳- تاثیر فشار پایین بر عملکرد سیستم

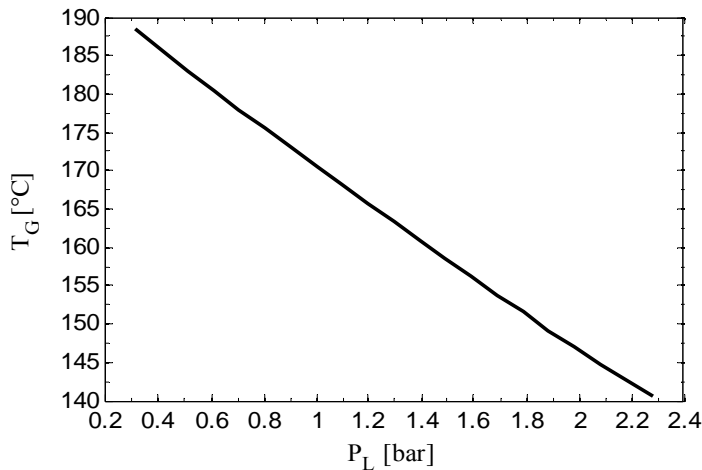
ملایم بودن روند افزایش بار ژنراتور در مقایسه با شیب تغییرات بار اواپراتور منجر به افزایش ضریب عملکرد سیستم می‌گردد. افزایش ضریب عملکرد سیستم به موازات افزایش فشار پایین با ثابت ماندن ضریب عملکرد کارنو به دلیل بررسی عملکرد سیستم تحت دماهای کاری ثابت منجر به افزایش بازده سیکل جذبی گردیده و بدین ترتیب با افزایش فشار پایین سیستم عملکرد سیکل بهبود می‌یابد. (شکل ۷)

۵-۴- تاثیر فشار پایین بر پارامترهای عملکردی و عملکرد سیستم تحت دمای بهینه ژنراتور

مطابق با منحنی‌های شکل (۳) دمای بهینه ژنراتور متأثر از فشار پایین سیستم بوده و مطابق با نتایج ارائه شده در جدول (۶) با افزایش فشار پایین از ۲/۳۲-۰/۳۱ بار از ۱۳۸/۴-۱۸۸/۵ درجه سانتیگراد کاهش می‌یابد. بدین علت که با افزایش فشار پایین، غلظت محلول غلیظ آمونیاک افزایش می‌یابد و با ورود محلول با غلظت آمونیاک بالا به ژنراتور، گرمای مورد نیاز جهت تغلیظ و جداسازی مبرد و همچنین دمای بهینه ژنراتور کاهش می‌یابد در شکل (۸) مقادیر ارزیابی شده برای این پارامتر برحسب فشار پایین نمایش داده شده است.



شکل ۷- تغییرات ضریب عملکرد و بازده سیکل جذبی بر حسب فشار پایین



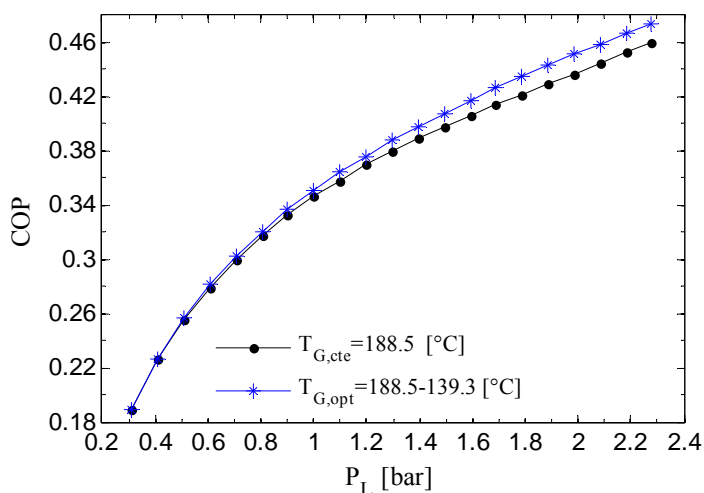
شکل ۸- تغییرات دمای بهینه ژنراتور بر حسب فشار پایین

با کاهش دمای بهینه ژنراتور، غلظت محلول رقیق برگشتی ژنراتور $۱/۸-۲۰/۲$ درصد افزایش می یابد و به علت برقراری موازنه جرم، تغییرات دبی جرمی محلول رقیق و مبرد محدودتر می گردد (بترتیب $۷/۷-۸/۹$ و $۱/۳-۱/۲$ گرم بر ثانیه) این امر منجر به محدود گردیدن بازه تغییرات بارهای حرارتی اجزای سیستم می گردد. از طرفی دیگر با افزایش غلظت محلول رقیق آمونیاک به لحاظ خواص ترمودینامیکی مخلوط، آنتالپی جریان مذکور نیز کاهش می یابد. کاهش آنتالپی محلول رقیق برگشتی ژنراتور و محدود شدن بازه تغییرات دبی جرمی جریان های مذکور منجر به کاهش بار حرارتی ژنراتور می گردد که این امر موجب عملکرد مطلوب تر سیستم با افزایش فشار پایین در این حالت خواهد گردید.

محدوده تغییرات بارهای حرارتی اجزای سیستم بر حسب فشار پایین تحت دماهای ژنراتور بهینه و دمای ژنراتور ثابت در جدول (۷) ارائه گردیده و تغییرات ضریب عملکرد سیستم در شکل (۹) مقایسه گردیده است. ملاحظه می گردد که انحرافات منحنی ها تحت دماهای بهینه و ثابت ژنراتور در فشارهای بالاتر، قابل توجه بوده و منحنی ها با نزدیک شدن به مینیمم فشار بازه بررسی همگرا می شوند. این امر به علت در نظر گرفتن دمای بهینه متناسب با مینیمم فشار بازه بعنوان دمای ثابت ژنراتور می باشد.

جدول ۷- محدوده تغییرات بارهای حرارتی اجزای سیستم بر حسب فشار پایین تحت دماهای بهینه و ثابت ژنراتور

تغییرات بارهای حرارتی (kW)		اجزای سیستم
تحت دمای ثابت ژنراتور	تحت دماهای بهینه ژنراتور	
۳/۷-۸۱/۷۷	۳/۴-۸۱/۹۴	ابزوربر
۱/۴-۳۱/۴۳	۱/۲-۳۱/۷۴	کندانسور
۶/۹-۹۳/۵۶	۶/۵-۹۳/۷۴	ژنراتور
۱/۴-۳۱/۴۱	۱/۲-۳۱/۷۲	اوپراتور



شکل ۹- تغییرات ضریب عملکرد سیستم بر حسب فشار پایین - تحت دمای ژنراتور ثابت و دماهای بهینه ارزیابی شده

۵-۵- داده‌ها

مطابق با فرضیات ارائه شده در بخش (۴)، فشار پایین بهینه سیستم با تمرکز بر کیفیت اشباع مبرد در ورودی-خروجی اواپراتور و ورودی ابزوربر به موازات بررسی عملکرد سیستم برابر با ۲/۲۸ بار برآورد می‌گردد که تحت فشار مذکور، کیفیت اشباع مبرد ورودی-خروجی اواپراتور بترتیب برابر با ۰/۰۶۶ و ۰/۹۵۱ بوده و مبرد در حالت بخار مافوق گرم به ابزوربر وارد می‌گردد. مقادیر ارزیابی شده برای پارامترهای عملکردی سیستم تحت حالت بهینه و دیگر حالات بررسی شده در جدول (۸) ارائه گردیده است.

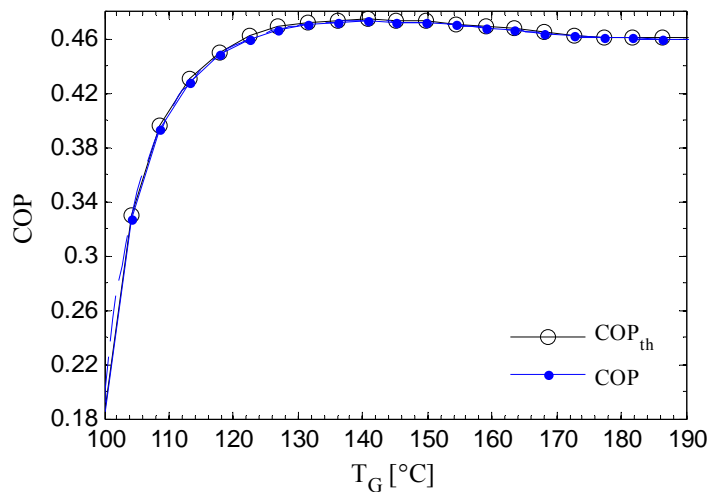
لازم به ذکر است که نتایج حاصل از شبیه سازی سیستم برپایه فرضیات رایج در ادبیات تحقیق به شدت متاثر از شرایط عملکردی سیستم و پارامترهای ثابت شبیه سازی می‌باشد بنابراین ضروری است که در تعیین مقدار بهینه این پارامتر، به موازات بررسی عملکرد سیستم، کیفیت اشباع مبرد در نقاط مذکور با بررسی تغییرات فشار پایین در بازه قابل قبول این پارامتر نیز مورد توجه قرار گیرد.

جدول ۸- مقایسه پارامترهای عملکردی سیستم تحت فشار پایین بهینه و حالات ۱ و ۲

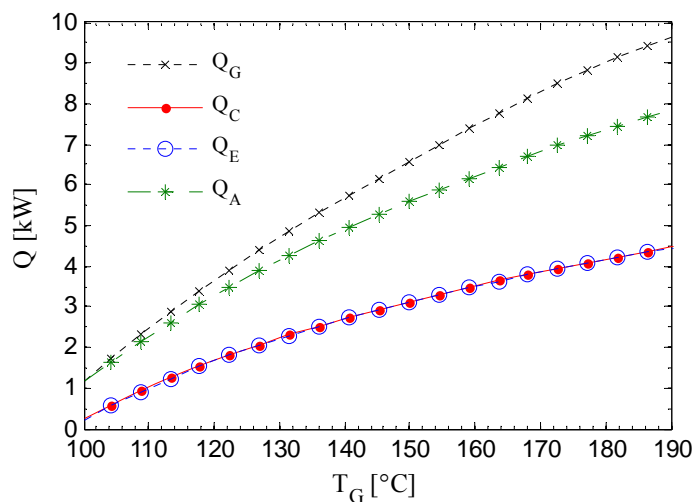
پارامتر	حالت بهینه	حالت ۱	حالت ۲
فشار پایین (بار)	۲/۲۸	۰/۳۱	۲/۳۲
ضریب عملکرد سیستم	۰/۴۷۳	۰/۱۲	۰/۴۷۷
دمای ژنراتور (سانتیگراد)	۱۳۹/۳	۱۶۶/۵	۱۳۸/۴
ضریب عملکرد ترمودینامیکی	۰/۴۷۵	۰/۱۲۵	۰/۴۷۸
ضریب عملکرد کارنو	۱/۳۰۸	۱/۵۴۴	۱/۲۹۷
نسبت چرخش	۳/۳۷	۳۳/۷۶	۳/۳۸
راندمان سیکل	۰/۳۶۲	۰/۰۸۰	۰/۳۶۷

ملاحظه می‌گردد که اختلاف مقادیر پارامترهای عملکردی سیستم در حالات بهینه نسبت به حالتی که مبرد خروجی اواپراتور بخار اشباع فرض گردد به مراتب قابل توجه می‌باشد و با اینکه مقادیر مربوط به شبیه‌سازی با فرض ورود مبرد به اواپراتور در حالت مایع اشباع حاکی از بهبود عملکرد سیستم تحت شرایط و پارامترهای مفروض در مطالعه حاضر می‌باشد ولی به علت خروج مبرد از اواپراتور در حالت دوفازی با کیفیت اشباع پایین نمی‌تواند به عنوان فشار بهینه در نظر گرفته شود. منحنی تغییرات ضریب عملکرد و بارهای حرارتی اجزای مختلف سیستم بر حسب دمای ژنراتور تحت فشار پایین بهینه برابر با ۲/۲۸ بار بترتیب در شکل (۱۰) و (۱۱) نمایش داده شده است.

ملاحظه می‌گردد که تحت فشار پایین بهینه، ماکزیمم ضریب عملکرد سیستم برابر با ۰/۴۷۳ و مربوط به دمای ژنراتور ۱۳۹/۳ درجه سانتیگراد می‌باشد. خصوصیات جریان در نقاط مختلف سیکل تحت این مقادیر بهینه تعیین شده در جدول (۹) و بارهای حرارتی اجزای مختلف سیستم در جدول (۱۰) ارائه گردیده است.



شکل ۱۰- تغییرات ضریب عملکرد سیستم بر حسب دمای ژنراتور تحت فشار پایین بهینه



شکل ۱۱- تغییرات بارهای حرارتی اجزای مختلف سیستم بر حسب دمای ژنراتور تحت فشار پایین بهینه

جدول ۹- خصوصیات جریان در نقاط مختلف سیکل تحت عملکرد سیستم در حالت بهینه

نقاط سیکل	درجه حرارت	فشار	غلظت آمونیاک	کیفیت اشباع	انرژی درونی	آنتالپی	آنتروپی	حجم مخصوص
	K	bar	%	%	kJ/kg	kJ/kg	kJ/kg-K	m ³ /kg
۱	۳۰۸/۲	۲/۲۷۷	۰/۳۸۷	۰/۰۰۰	-۶۹/۸۸	-۶۹/۶۲	۰/۳۹	۰/۰۰۱۱۶
۲	۳۰۸/۳	۱۳/۴۸	۰/۳۸۷	-۰/۰۰۱	-۶۹/۵۶	-۶۷/۹۹	۰/۴۰	۰/۰۰۱۱۶
۳	۳۶۳/۹	۱۳/۴۸	۰/۳۸۷	-۰/۰۰۱	۱۷۸/۱۲	۱۷۹/۷۹	۱/۱۳	۰/۰۰۱۲۴
۴	۴۱۲/۵	۱۳/۴۸	۰/۲۰۷	۰/۰۰۰	۴۶۳/۱۲	۴۶۴/۷۷	۱/۷۶	۰/۰۰۱۲۲
۵	۳۹۹/۵	۱۳/۴۸	۰/۲۰۷	-۰/۰۰۱	۱۴۲/۳۸	۱۴۳/۸۸	۰/۹۱	۰/۰۰۱۱۱
۶	۳۳۹/۷	۲/۲۷۷	۰/۲۰۷	-۰/۰۰۱	۱۴۳/۶۳	۱۴۳/۸۸	۰/۹۱	۰/۰۰۱۱۲
۷	۳۲۶/۱	۱۳/۴۸	۰/۹۹۸	۱/۰۰۰	۱۲۰۰/۷۹	۱۳۴۰/۶۵	۴/۳۷	۰/۱۰۳۷۳
۸	۳۰۸/۲	۱۳/۴۸	۰/۹۹۸	۰/۰۰۰	۱۶۲/۵۱	۱۶۴/۸۱	۰/۵۸	۰/۰۰۱۷۱
۹	۲۷۶/۶	۱۳/۴۸	۰/۹۹۸	-۰/۰۰۱	۱۱/۴۴	۱۳/۵۶	۰/۰۶	۰/۰۰۱۵۷
۱۰	۲۵۷/۴	۲/۲۷۷	۰/۹۹۸	۰/۰۶۶	۵/۳۵	۱۳/۵۶	۰/۰۸	۰/۰۳۶۰۲
۱۱	۲۵۸/۲	۲/۲۷۷	۰/۹۹۸	۰/۹۵۱	۱۰۶۹/۱۰	۱۱۸۳/۳۵	۴/۶۰	۰/۵۰۱۴۰
۱۲	۲۹۳/۲	۲/۲۷۷	۰/۹۹۸	۱/۰۰۱	۱۱۹۵/۳۸	۱۳۳۴/۶۱	۵/۱۶	۰/۶۱۱۰۴
۱۳	۳۶۳/۹	۱۳/۴۸	۰/۹۷۱	۱/۰۰۰	۱۳۱۷/۶۲	۱۴۸۱/۸۷	۴/۷۹	۰/۱۲۱۸۲
۱۴	۳۲۶/۱	۱۳/۴۸	۰/۶۶۸	۰/۰۰۰	۳۵/۹۴	۳۷/۷۹	۰/۶۶	۰/۰۰۱۳۸

جدول ۱۰- بارهای حرارتی اجزای مختلف سیستم برحسب دبی جرمی ۰/۰۱ کیلوگرم بر ثانیه برای محلول غلیظ آمونیاک

اجزای مختلف سیستم	ابزوربر	ژنراتور	رکتیفایر	کندانسور	اوپراتور	کار پمپ
بار حرارتی (کیلووات)	۴/۸۵	۵/۶۱	۰/۷۷	۲/۶۸	۲/۶۷	۰/۰۲

۶- نتیجه گیری

در کار حاضر شبیه سازی یک سیستم جذبی آب-آمونیاک تک-اثره تحت حالات و فرضیات مختلف انجام گردید و نتایج حاصل مورد مقایسه قرار گرفت. همچنین تاثیر فشار پایین بر عملکرد و پارامترهای عملکردی سیستم تحت یک دمای ثابت و دماهای بهینه ژنراتور مورد مطالعه قرار گرفت و با توجه به کیفیت اشباع مبرد در نقاط مختلف سیکل و عملکرد سیستم، مقدار بهینه این پارامتر تعیین گردید. به عنوان مهمترین نتایج حاصل از مطالعه حاضر می توان به موارد زیر اشاره کرد:

- تحت شرایط عملکردی و پارامترهای مفروض در مطالعه حاضر، با فرض خروج مبرد از اوپراتور در حالت بخار اشباع مقدار فشار پایین برابر ۰/۳۱ بار برآورد گردید که به علت عدم لزوم ورود مبرد به ابزوربر در حالت بخار مافوق گرم، ورود مبرد به اوپراتور در حالت دوفازی با کیفیت اشباع نسبتا بالا (برابر با ۰/۲۳۵) و همچنین بهبود عملکرد سیستم با افزایش فشار پایین، فشار مذکور فشار مطلوبی نمی باشد.
- تحت فشار ۲/۳۲ بار، مبرد ورودی اوپراتور و ابزوربر، بترتیب مایع اشباع و بخار مافوق گرم بوده و مبرد خروجی اوپراتور، مخلوط دوفازی با کیفیت اشباع نسبتا بالا (برابر با ۰/۸۸۳) بوده است که افزایش

جزئی فشار موجب تقلیل قابل توجه کیفیت اشباع مبرد خروجی اواپراتور می‌گردد بنابراین فشارهای بالاتر از ۲/۳۲ بار نمی‌تواند بعنوان فشار مطلوبی مد نظر قرار گیرد.

- پارامترهای عملکردی سیستم به شدت متأثر از فشار پایین می‌باشد و افزایش فشار پایین سیستم از ۰/۲-۳۱/۳۲ بار، منجر به افزایش ضریب عملکرد سیستم از ۰/۴۷۷-۰/۱۲۴ و کاهش درجه حرارت ژنراتور از ۵/۴-۱۸۸/۱۳۸ درجه سانتیگراد گردید.
- تحت دماهای کاری ۳۵، ۳۵ و ۱۵- درجه سانتیگراد به ترتیب برای ابزوربر، کندانسور و اواپراتور، مقدار فشار پایین بهینه، دمای ژنراتور بهینه و ضریب عملکرد سیستم به ترتیب ۲/۲۸ بار، ۱۳۹/۳ درجه سانتیگراد و ۰/۴۷۳ تعیین گردید.
- روند کاهش دمای بهینه ژنراتور و افزایش ضریب عملکرد سیستم با افزایش فشار پایین حتی تا مقادیری بالاتر از ماکزیمم فشار مجاز نیز تداوم دارد و به لحاظ تئوری منجر به بهبود کارایی سیستم می‌گردد.
- با توجه به حساسیت شدید این سیستم به شرایط عملکردی و پارامترهای مفروض مسأله، در تعیین مقدار بهینه این پارامتر بایستی به موازات عملکرد سیستم، کیفیت اشباع مبرد در ورودی-خروجی اواپراتور و همچنین ورودی ابزوربر نیز مورد توجه قرار گیرد و به تعیین این پارامتر برحسب فرضیات رایج ساده کننده شبیه‌سازی بسنده نگردد.

مراجع

- [1] Wang, R.Z., Ge, T.S., Chen, C.J., Ma, Q., and Xiong, Z.Q., "Solar Sorption Cooling Systems for Residential Applications: Options and Guidelines", *International Journal of Refrigeration*, Vol. 32, No. 4, pp. 638-660, (2009).
- [2] Hassan, H.Z., and Mohamad, A.A., "A Review on Solar Cold Production through Absorption Technology", *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, Vol. 16, No. 7, pp. 5331-5348, (2012).
- [3] Farshia, L.G., Seyed Mahmoudi, S.M., and Rosen, M.A., "Analysis of Crystallization Risk in Double Effect Absorption Refrigeration Systems", *Applied Thermal Engineering*, Vol. 31, No. 10, pp. 1712-1717, (2011).
- [4] Kim, D.S., "Solar Absorption Cooling", Ph.D. Thesis, Delft University of Technology, Delft, (2007).
- [5] Manzela, A.A., Hanriot, S.M., Cabezas-Gómez, L., and Sodr , J.R., "Using Engine Exhaust Gas as Energy Source for an Absorption Refrigeration System", *Applied Energy*, Vol. 87, No. 4, pp. 1141-1148, (2010).
- [6] Vargas, J.V.C., Ordonez, J.C., Dilay, E., and Parise, J.A.R., "Modeling, Simulation and Optimization of a Solar Collector Driven Water Heating and Absorption Cooling Plant", *Solar Energy*, Vol. 83, No. 8, pp. 1232-1244, (2009).

- [7] Chua, H.T., Toh, H.K., and Ng, K.C., "Thermodynamic Modeling of an Ammonia–water Absorption Chiller", *International Journal of Refrigeration*, Vol. 25, No. 7, pp. 896-906, (2002).
- [8] Kaynakli, O., and Yamankaradeniz, R., "Effect of the Heat Exchangers used in Absorption Refrigeration Systems on Performance of the Cycle", *University of Uludag, J. Faculty Eng. Archives*, Vol. 8, No. 1, pp. 111-120, (2003).
- [9] Lavanya, R.S., and Murthy, B.S.R., "Design of Solar Water Cooler using Aqua-ammonia Absorption Refrigeration System", *International Journal of Advanced Engineering Research and Studies*, Vol. 2, No. 2, pp. 20-24, (2013).
- [10] Abdulateef, J., Sopian, K., Yahya, M., Zaharim, A., and Alghoul, M.A., "Optimization of the Thermodynamic Model of a Solar Driven Aqua-ammonia Absorption Refrigeration System", *Second WSEAS/IASME International Conference on Renewable Energy Sources Corfu, Greece*, pp. 112-118, (2008).
- [11] Kim, B., and Park, J., "Dynamic Simulation of a Single-effect Ammonia–water Absorption Chiller", *International Journal of Refrigeration*, Vol. 30, No. 3, pp. 535-545, (2007).
- [12] Lostec, B.L., Galanis, N., and Millette, J., "Experimental Study of an Ammonia-water Absorption Chiller", *International Journal of Refrigeration*, Vol. 35, No. 8, pp. 2275-2286, (2012).
- [13] Lostec, B.L., Galanis, N., and Millette, J., "Simulation of an Ammonia–water Absorption Chiller", *Renewable Energy*, Vol. 60, pp. 269-283, (2013).
- [14] Ouadha, A., and El-Gotni, Y., "Integration of an Ammonia-water Absorption Refrigeration System with a Marine Diesel Engine: A Thermodynamic Study", *Procedia Computer Science*, Vol. 19, pp. 745-761, (2013).
- [15] Táboas, F., Bourouis, M., and Vallès, M., "Analysis of Ammonia/Water and Ammonia/Salt Mixture Absorption Cycles for Refrigeration Purposes in Fishing Ships", *Applied Thermal Engineering*, Vol. 66, No. 1-2, pp. 603-611, (2014).
- [16] Goyal, A., Staedter, M.A., Hoysall, D.C., Ponkala, M.J., and Garimella, S., "Experimental Evaluation of a Small-capacity, Waste-heat Driven Ammonia-water Absorption Chiller", *International Journal of Refrigeration*, Vol. 79, pp. 89-100, (2017).
- [17] Caciula, B., Popa, V., and Costiuc, L., "Theoretical Study on Solar Powered Absorption Cooling System", *Termotehnica*, Vol. 1, pp. 130-134, (2013).
- [18] Aman, J., Ting, D.K., and Henshaw, P., "Residential Solar Air Conditioning: Energy and Exergy Analyses of an Ammonia–water Absorption Cooling System", *Applied Thermal Engineering*, Vol. 62, No. 2, pp. 424-432, (2014).
- [19] Chen, X., Wang, R.Z., and Du, S., "An Improved Cycle for Large Temperature Lifts Application in Water-ammonia Absorption System", *Energy*, Vol. 118, pp. 1361-1369, (2017).

- [20] Chen, X., Wang, R.Z., and Du, S., "Heat Integration of Ammonia-water Absorption Refrigeration System through Heat-exchanger Network Analysis", *Energy*, Vol. 141, pp. 1585-1599, (2017).
- [21] Triché, D., Bonnot, S., Perier-Muzet, M., Boudéhenn, F., Demasles, H., and Caney, N., "Modeling and Experimental Study of an Ammonia-water Falling Film Absorber", *Energy Procedia*, Vol. 91, pp. 857-867, (2016).
- [22] Triché, D., Bonnot, S., Perier-Muzet, M., Boudéhenn, F., Demasles, H., and Caney, N., "Experimental and Numerical Study of a Falling Film Absorber in an Ammonia-water Absorption Chiller", *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol. 111, pp. 374-385, (2017).
- [23] Kalogirou, S.A., "*Solar Energy Engineering: Processes and Systems*", 1st Edition, Elsevier Ltd. Inc., New York, USA, (2013).
- [24] Romero, R.J., Rivera, W., Gracia, J., and Best, R., "Theoretical Comparison of Performance of an Absorption Heat Pump System for Cooling and Heating Operating with an Aqueous Ternary Hydroxide and Water/Lithium Bromide", *Applied Thermal Engineering*, Vol. 21, No. 11, pp. 1137-1147, (2001).
- [25] Chahartaghi, M., Golmohammadi, H., Faghih-Shojaei, A., "Performance Analysis and Optimization of New Double Effect Lithium Bromide-water Absorption Chiller with Series and Parallel Flows", *International Journal of Refrigeration*, Vol. 97, pp. 73-87, (2019).
- [26] Saravanan, R., and Maiya, M.P., "Thermodynamic Comparison of Water Based Working Fluid Combinations for a Vapor Absorption Refrigeration System", *Applied Thermal Engineering*, Vol. 18, No. 7, pp. 553-568, (1998).
- [27] Klein, S.A., *Engineering Equation Solver, Version 9.478, F-Chart Software*, (2014).
- [28] Patek, J., and Klomfar, J., "Simple Functions for Fast Calculations of Selected Thermodynamic Properties of the Ammonia-water System", *International Journal of Refrigeration*, Vol. 18, No. 4, pp. 228-234, (1995).
- [29] Lostec, B.L., Galanis, N., and Millette, J., "Finite Time Thermodynamics Study and Exergetic Analysis of Ammonia-water Absorption Systems", *International Journal of Thermal Sciences*, Vol. 49, No. 7, pp. 1264-1276, (2010).

فهرست نمادهای انگلیسی

ضریب عملکرد سیستم	COP
نسبت گردش سیال در سیکل جذبی	C.R
آنتالپی (kJ/kg)	h
دبی جرمی (kg/s)	m

فشار (bar)	P
آهنگ انتقال حرارت (kW)	\dot{Q}
دما (°C)	T
حجم مخصوص (m ³ /kg)	v
کار (kW)	\dot{W}
غلظت جرمی	x

نمادهای یونانی

بازده	ε, η
-------	---------------------

زیرنویسها

ابزوربر	A
سیستم تبرید جذبی	ARS
کندانسور	C
کارنو	Car
ثابت	cte
رکتیفایر	d
اوپراتور	E
ژنراتور	G
جریان ورودی	i
پایین	Low
جریان خروجی	o
بهینه	opt
پمپ	P
حرارتی	th

Abstract

In this paper, modeling of ammonia-water absorption refrigeration system has been carried out by EES software with mass and energy balances in all system components. Then, a computer program has been developed to examine the system's performance by coupling the MATLAB and EES softwares. The effect of low pressure on performance and operating parameters of the system under two different conditions are investigated. These conditions include operation at a constant generator temperature and operation at optimum obtained values for generator temperature proportional to low pressure variations. The investigated parameters are concentration of weak and strong solutions, mass flow rates of weak solution and refrigerant, enthalpy variations at different points of the system, generator temperature, thermal loads of all components, coefficient of performance and absorption cycle efficiency.

Also, the variations of saturation quality at inlet-outlet the evaporator and inlet the absorber are considered in terms of low pressure. The optimal value of low pressure is determined by focusing on the performance of system and refrigerant saturation quality at mentioned points. As obtained results, coefficient of performance, optimal value of low pressure and generator temperature are evaluated equal to 0.473, 2.28 bar and 139.3 °C, respectively at temperatures of 35, 35 and -15 ° C for absorber, condenser and evaporator, and also it was shown that in determining the optimal value of the parameters, it is necessary to consider the refrigerant saturation quality at mentioned points as well as performance investigation as essential constraints of simulation and optimization process.