

تحلیل انرژی و انرژی چرخه‌های تبرید جذبی تک اثره و ترکیبی جذبی-اجکتور حاوی محلول آبی لیتیوم بروماید

کارشناسی ارشد، مرکز تحقیقات انرژی و توسعه پایدار، واحد سمنان، دانشگاه آزاد اسلامی، سمنان، ایران
استادیار، مرکز تحقیقات انرژی و توسعه پایدار، واحد سمنان، دانشگاه آزاد اسلامی، سمنان، ایران
استادیار، گروه مهندسی شیمی، واحد تهران مرکزی، دانشگاه آزاد اسلامی، تهران، ایران

سید رضا فخری
هادی کارگر شریف آباد*
حسین سخائی نیا

چکیده

در این مقاله، انرژی و انرژی چرخه‌های تبرید جذبی تک اثره و ترکیبی جذبی-اجکتور به صورت تحلیلی انجام شده است. پس از تحلیل چرخه‌ها و ارائه معادلات حاکم و بسط معادلات در نرم افزار EES. به تحلیل انرژی و انرژی (از دیدگاه قانون اول و دوم ترمودینامیک) و محاسبه خروجی‌ها و نتایج حاصله برای چرخه تبرید جذبی تک اثره و چرخه تبرید ترکیبی جذبی اجکتور (اجکتور مابین چگالنده و ژنراتور قرار گرفته است) پرداخته شده است. همچنین تأثیر تغییرات دمای تبخیر کننده و ژنراتور بر میزان بازگشت ناپذیری، ضریب عملکرد، اتلاف انرژی و بازده انرژی چرخه‌های مورد اشاره، بررسی گردیده است. ملاحظه شد که برای شرایط یکسان (دمای تبخیر کننده و چگالنده یکسان) ضریب عملکرد چرخه تبرید ترکیبی جذبی-اجکتور نسبت به چرخه تبرید جذبی تک اثره بیشتر از ۳۰ درصد افزایش نشان می‌دهد اما تفاوت چشمگیری در بازده انرژی این دو چرخه نسبت به هم وجود ندارد. **واژه‌های کلیدی:** چرخه تبرید جذبی تک اثره، چرخه تبرید ترکیبی جذبی اجکتور، انرژی، انرژی، ضریب عملکرد.

Energy and Exergy Analysis of Single Effect Absorption and Combined Ejector-Absorption Refrigeration include Aqueous Lithium Bromide Solution

S. R. Fakheri

Energy and Sustainable Development Research Center, Semnan Branch, Islamic Azad University, Semnan, Iran

H. Kargarsharifabad

Energy and Sustainable Development Research Center, Semnan Branch, Islamic Azad University, Semnan, Iran

H. Sakhaeinia

Department of Chemical Engineering, Central Tehran Branch, Islamic Azad University, Tehran, Iran

Abstract

In this paper, the energy and exergy of single effect absorption and combined ejector-absorption refrigeration cycles are carried out analytically. Having analyzed the cycles and presented the governing equations with their expansion in EES software, we analyze the energy and exergy (from the viewpoint of the first and second law of thermodynamics) of both single effect absorption and combined ejector-absorption refrigeration cycles (while the ejector is located between the condenser and the generator) and calculate the value of output variables. Furthermore, the effects of evaporator and generator temperature on irreversibility, coefficient of performance, exergy loss and exergy efficiency of the aforementioned cycles have been investigated. We observe that, under identical conditions (i.e. equal temperature of evaporator and condenser), the efficiency of the combined ejector-absorption refrigeration cycle relative to the single effect absorption refrigeration cycle can be increased by more than 30%, but there is not a significant difference in the exergy efficiency of the two cycles.

Keywords: Single-effect Absorption Refrigeration System, Combined Ejector-Absorption, Energy, Exergy, Coefficient of performance.

استفاده از سیستم‌های تبرید جذبی و بهینه نمودن آن‌ها افزوده است [۱-۳]. چرخه تبرید اجکتوری می‌تواند از منابع انرژی مثل انرژی خورشیدی، انرژی زمین گرمایی و گرمای هدر رفته استفاده نماید. اجکتورها می‌توانند بدون مصرف سیستم انرژی مکانیکی، فشار را افزایش دهند و ترکیب آن با سایر دستگاه سهل می‌باشد. وانگ^۲ و همکاران [۴] ترکیب چرخه قدرت رانکین با چرخه تبرید اجکتور-جذبی به صورت پارامتری بررسی کردند. در این مطالعه مشخص شد

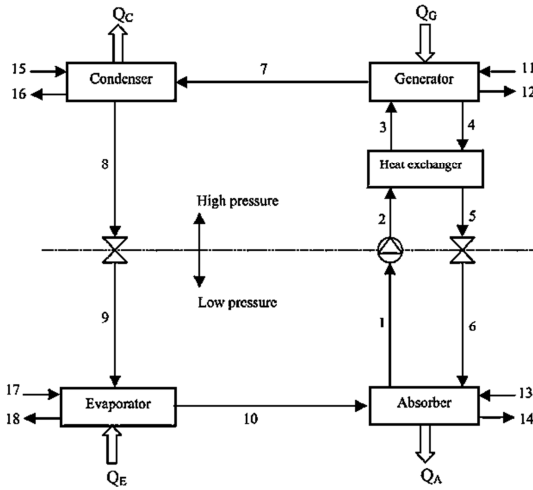
۱- مقدمه

بحران انرژی و مسائل زیست محیطی از قبیل گرم شدن کره زمین و تخریب لایه اوزون از مسائل مهم جهان امروز می‌باشد. محدودیت‌های زیست محیطی در استفاده از مبردهای کلروفلوروکربن^۱، بالا بودن هزینه‌های استفاده از انرژی الکتریکی، محدودیت‌های فنی در استفاده بهینه از انرژی الکتریکی و ... از جمله مواردی است که بر اهمیت

^۲Wang

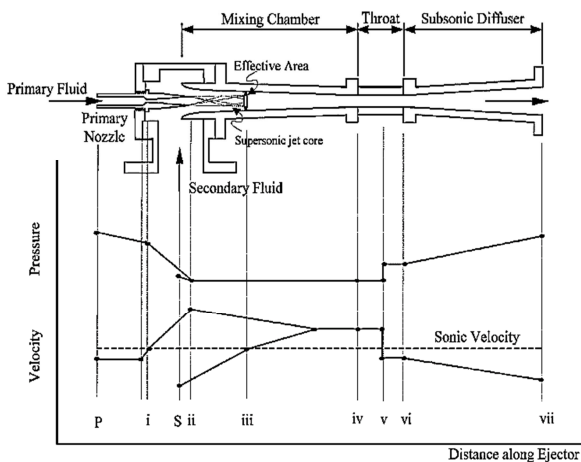
^۱ CFCs

می‌کند که با جریان ثانویه مخلوط نمی‌شود. در یک سطح مقطع از این جریان خروجی همگرا، سرعت جریان ثانویه نیز تا سرعت صوت بالا رفته و خفه می‌شود (iii). این سطح مقطع، "سطح مؤثر" نامیده می‌شود [۶].



شکل ۱- چرخه تبرید جذبی تک اثره

اختلاط دو جریان پس از خفکان جریان ثانوی اتفاق می‌افتد. این اختلاط باعث کند شدن جریان اولیه و در عین حال سرعت گرفتن جریان ثانویه می‌شود. در انتهای بخش اختلاط، دو جریان کاملاً باهم مخلوط شده‌اند. فشار در بخش اختلاط ثابت در نظر گرفته می‌شود (iv). اندازه فشار در بخش اختلاط تابعی از جریان اولیه، جریان ثانویه و فشار پشت اجکتور می‌باشد. به علت وجود یک منطقه پرفشار در پایین دست منطقه اختلاط، یک موج ضربه با ضخامت تقریباً صفر اتفاق می‌افتد. این ضربه باعث تغییرات بزرگ فشار و افت ناگهانی سرعت از فرا بحرانی به فرو بحرانی^۹ می‌شود.



شکل ۲- طرحواره اجکتور و تغییرات سرعت و فشار در طول آن [۵]

دماهای منبع گرم، تبخیر کننده، چگالنده و ورودی توربین و فشار ورودی توربین تأثیر بسزایی بر توان خروجی سیستم دارد. طرح‌های مختلفی توسط محققین [۵-۱۰] برای ترکیب چرخه تبرید جذبی با اجکتور ارائه شده است که بهبود خوبی در ضریب عملکرد سیستم‌های تبرید جذبی حاصل شده است. همچنین در مطالعاتی آنالیز اقتصادی این چرخه‌ها نسبت به چرخه‌های معمولی بررسی شده است [۱۱]. هدف از ترکیب چرخه‌های مختلف، کاهش بازگشت ناپذیری و کسب ضریب عملکرد بالاتر است. بدین منظور در مقاله حاضر سعی گردیده است با توجه به شناخت کافی از هر یک از چرخه‌ها، با ترکیب این چرخه‌ها با استفاده از مزایای هر یک از چرخه‌ها از معایب دیگر چرخه‌ها بکاهیم. در مرجع [۹] چرخه تبرید ترکیبی جذبی- اجکتور معرفی و آنالیز انرژی چرخه به‌همراه بررسی شرایط عملکرد مناسب و داده‌های طراحی اجکتور بررسی شده است. با توجه به اینکه آنالیز انرژی یا بررسی قانون دوم ترمودینامیک از اهمیت زیادی برخوردار است در این مقاله تحلیل انرژی و انرژی چرخه‌های تبرید جذبی تک اثره و ترکیبی جذبی با اجکتور تحت شرایط یکسان با استفاده از نرم‌افزار EES انجام شده است و تأثیر پارامترهای ترمودینامیکی مختلف بررسی شده تا مقدار و یا محدوده بهینه آن‌ها مشخص شود. همچنین بررسی انرژی و انرژی چرخه ترکیبی جذبی-اجکتور در شرایط کاری متعدد و متفاوت با مرجع [۹] انجام شده است.

۲- بیان مسئله

سیستم‌های تبرید جذبی تک اثره از پنج جزء اصلی تشکیل شده‌اند: تبخیر کننده^۱، جذب کننده^۲، ژنراتور^۳، چگالنده^۴ و مبادله کن گرم. شکل ۱ طرحواره‌ای از چرخه تبرید جذبی تک اثره را نشان می‌دهد. در تبخیر کننده، میرد انرژی لازم برای تبخیر شدن را از سیال یا محفظه‌ای که با هدف سرد شدن با میرد در ارتباط است گرفته و در قسمت جذب کننده به سمت ژنراتور هدایت شده و پس از عبور از لوله‌های آب داغ یا بخار داغ ژنراتور، بخار میرد از آن جدا می‌شود. بخار میرد خروجی از ژنراتور در چگالنده تقطیر شده و به سمت تبخیر کننده باز می‌گردد. شکل ۲ طرحواره‌ای از یک اجکتور بخار معمول را با تغییرات سرعت و فشار در طول آن نشان می‌دهد. در شکل ۳ که تغییرات آنتالپی- آنترپنی سیال در طول اجکتور ارائه شده، در نقطه (p) سیال در حالت بخار فشار بالا قرار دارد که به آن "سیال اولیه"^۵ نیز می‌گویند. این سیال در نازل اولیه (i) منبسط شده و شتاب می‌گیرد جریان به صورت فرا بحرانی^۶ از نازل خارج می‌شود تا فشار بسیار پایین را در خروجی نازل (ii) ایجاد کند، این امر خود باعث ایجاد فشار پایین در بخش اختلاط^۷ می‌شود. با توجه به فشار بالای "سیال ثانویه"^۸ ورودی و اختلاف فشار آن با جریان خروجی از نازل، جریان ثانویه به داخل مکیده می‌شود. سیال اولیه در خروج از نازل یک جریان همگرا ایجاد

¹Evaporator
²Absorber
³Generator
⁴Condensor
⁵Primary Fluid
⁶Supercritical
⁷Mixing chamber
⁸Secondary fluid

⁹Subsonic

۲-۱- تحلیل ترمودینامیکی

تحلیل ترمودینامیکی در این تحقیق بر مبنای فرضیات زیر انجام شده است:

- ۱- کارایی مبادله کن گرما ۷۰٪ در نظر گرفته شده است.
 - ۲- بار برودتی تبخیر کننده ۳۰۰ کیلو وات می باشد.
 - ۳- کارایی پمپ ۹۵٪ در نظر گرفته شده است.
 - ۴- سیال کاری لیتیوم بروماید است.
 - ۵- خواص لیتیوم بروماید از روابط مرجع [۳] محاسبه شده است.
- تحلیل انرژی و انرژی بر اساس قوانین اول و دوم ترمودینامیک می باشد. در مرجع [۱۳] دو مفهوم انرژی و انرژی از دیدگاه های مختلف مقایسه گردیده است.
- پارامتر انرژی جریانی به صورت زیر تعریف می شود.

$$\psi = (h - h_0) - T_0(s - s_0) \quad (1)$$

پارامترهای h و s به ترتیب آنتالپی و انتروپی سیال بوده و s_0, h_0 بیانگر آنتالپی و انتروپی سیال در دمای محیط ($T_0 = 25^\circ\text{C}$) می باشد. معادلات مربوطه شامل معادلات موازنه جرمی، موازنه انرژی و موازنه انرژی برای تک تک اجزاء سیستم به منظور محاسبه ضریب عملکرد و بازده انرژی (E) سیستم می باشد [۱۴].

معادلات موازنه جرمی مبرد و محلول:

$$\sum \dot{m}_i - \sum \dot{m}_o = 0 \quad (2)$$

$$\sum \dot{m}_i x_i - \sum \dot{m}_o x_o = 0 \quad (3)$$

به طوریکه i و o به ترتیب بیانگر جریان ورودی و خروجی از اجزاء سیستم است. \dot{m} ، آهنگ جریان عبوری از اجزاء سیستم و x غلظت محلول چرخه می باشد.

معادله موازنه انرژی:

$$\sum (\dot{m}h)_i - \sum (\dot{m}h)_o + \sum (\dot{Q}) + \sum (\dot{W}) = 0 \quad (4)$$

معادله موازنه انرژی:

$$I = \sum (\dot{m}\psi)_i - \sum (\dot{m}\psi)_o + \sum \dot{Q} \left(1 - \frac{T_0}{T_i}\right) + \dot{W}_{act} \quad (5)$$

I ، برگشت ناپذیری سیستم می باشد و ψ پارامتر انرژی جریانی می باشد. مقدار ضریب عملکرد سیستم را به صورت نسبت گرمای انتقالی به تبخیر کننده به نسبت گرمای انتقالی از ژنراتور تعریف می کنیم:

$$\text{COP} = \frac{Q_{Evap}}{Q_{Gen}} \quad (6)$$

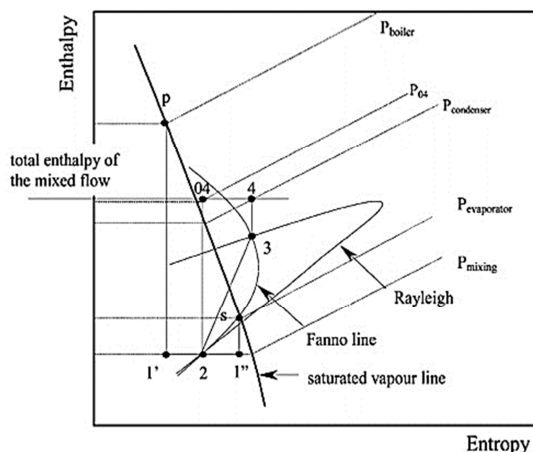
نسبت انرژی مفید خروجی به انرژی ورودی به سیستم را تحت عنوان بازده انرژی سیستم (E) تعریف می کنند که با توجه به ناچیز بودن کار داریم:

$$E = \frac{\Delta\psi_{evap}}{\Delta\psi_{gen}} \quad (7)$$

مقدار انرژی برای خروجی از اجکتور عبارت است از:

$$\psi_2 = (h_2 - h_0) - [(T_0 + 273.15) \times (S_2 - S_0)] \quad (8)$$

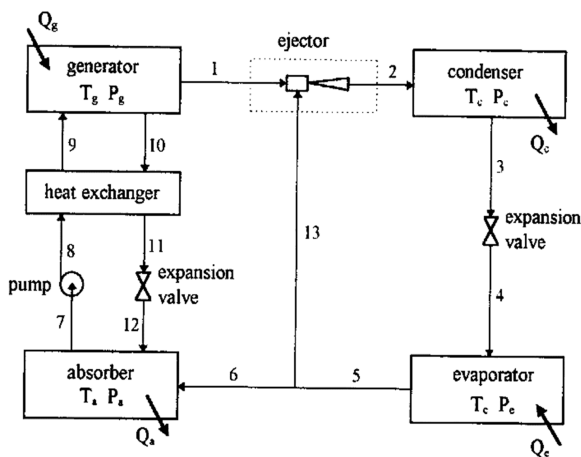
بخار داغ اولیه از ژنراتور در فشار بالای P_{gen} و دمای T_{gen} و سرعت صفر (حالت ۱) وارد اجکتور شده و با بازده آیزنتروپیک η_{1a1} تا حالت (a1) منبسط می شود. جریان ثانویه نیز از تبخیر کننده در فشار P_{evap} و سرعت صفر (حالت ۱۳) به داخل اجکتور مکیده می شود و تا حالت



شکل ۳- تغییرات آنتالپی- آنتروپی در یک اجکتور [۷]

معمولاً دو نوع طراحی بر اساس مکان نازل برای اجکتور وجود دارد که عبارتند از اجکتور با اختلاف فشار ثابت و اجکتور با اختلاف سطح مقطع ثابت. آزمایشات نشان می دهد که اجکتور با اختلاف فشار ثابت کارکرد بهتری نسبت به اجکتور با اختلاف سطح مقطع ثابت دارد [۹].

ترکیب چرخه تبرید جذبی با اجکتور برای بهبود چرخه تبرید جذبی تک اثره استفاده می شود. یکی از راه های مناسب جهت بهبود کارایی این سیستم ها، افزایش فشار جذب کننده به سطح فشار تبخیر کننده جهت کاهش غلظت محلول است. طرحواره چرخه تبرید جذبی با اجکتور در شکل ۴ نشان داده شده است که اجکتور مابین چگالنده و ژنراتور در چرخه تبرید جذبی تک اثره قرار گرفته است [۹].



شکل ۴- طرحواره چرخه تبرید جذبی- اجکتور [۹]

مزایای سیستم تبرید جذبی با اجکتور عبارتند از [۱۲]:

- ۱- عدم نیاز به نگهداری و تعمیر سیستم
- ۲- استفاده در جاهایی که دیگ بخار دارند.
- ۳- استفاده از بخار گرم به جای نیروی برق
- ۴- کاهش ابعاد سیستم تبرید
- ۵- افزایش ضریب عملکرد سیستم تبرید
- ۶- حمل و نقل آسان تر نسبت به سایر سیستم های تبرید

(a13) به صورت آیزنتروپیک منبسط می‌شود.

خواص بخار در حالت (۱) به صورت زیر تعیین می‌گردند:

$$P_1 = P_{gen} \quad (9)$$

$$T_1 = T_{gen} \quad (10)$$

$$h_1 = h_{sat}('water', T_1, P_1) \quad (11)$$

خواص بخار مکیده شده از تبخیر کننده در حالت (۱۳) نیز از روابط زیر به دست می‌آیند:

$$T_{13} = T_{evap} \quad (12)$$

$$P_{13} = P_{sat}('water', T_{13}) \quad (13)$$

$$h_{13} = h_{sat}('water', T_{13}, P_{13}) \quad (14)$$

همچنین فشار پشت اجکتور نیز از رابطه زیر به دست می‌آید:

$$P_2 = P_{sat}('water', T_{cond}) \quad (15)$$

با محاسبه نسبت مکش (ω) که به صورت زیر تعریف می‌گردد می‌توان خواص دیگر نقطه (۲) را به دست آورد:

$$\omega = \frac{\dot{m}_{13}}{\dot{m}_1} \quad (16)$$

$$\dot{m}_2 = (1 + \omega)\dot{m}_1 \quad (17)$$

$$h_2 = \frac{h_1 + \omega h_{13}}{1 + \omega} \quad (18)$$

$$T_2 = T_{sat}('water', P_2, h_2) \quad (19)$$

با در دست داشتن نسبت مکش (ω) می‌توان با ترکیب اجکتور در چرخه تبرید جذبی که آنالیز ترمودینامیکی آن در ابتدای این بخش ارائه گردید به ضریب عملکرد بالاتری دست یافت.

۲-۲- مدل‌سازی اجکتور

اجکتور جزء کلیدی چرخه ترکیبی جذبی-اجکتور می‌باشد. ضریب عملکرد سیستم وابستگی زیادی به عملکرد اجکتور دارد. گرچه طراحی اجکتور روش جدیدی نمی‌باشد، عملکرد اجکتور توسط نسبت مکش سنجیده می‌شود. به دلیل کارایی بهتر اجکتورهایی که اساس عملکرد آنها فشار ثابت می‌باشد، در این مقاله از این نوع اجکتور استفاده گردیده است. شایان ذکر است فرضیه‌هایی در مورد چرخه ترکیبی با اجکتور وجود دارد که به شرح زیر است:

- جریان های اولیه و ثانویه دارای سرعت صفر هستند (سرعت سکون)
- در خطوط ارتباطی (لوله‌ها) از تبادل گرما با محیط صرفنظر می‌شود.
- جریان داخل اجکتور به صورت یک بعدی و حالت پایا می‌باشد.
- افت فشار و افت مومنتوم جریان بخار میرد ناچیز و جزئی می‌باشد.
- جریان در اجکتور به صورت آدیاباتیک می‌باشد.
- از اصطکاک دیواره لوله‌ها در خطوط ارتباطی صرفنظر می‌شود.
- اختلاط در داخل اجکتور در محفظه اختلاط و در فشار ثابت صورت می‌گیرد.
- همه خواص سیال در سطح مقطع خروجی محفظه اختلاط بعد از اختلاط کامل یکنواخت هستند.
- انرژی پتانسیل در داخل اجکتور خیلی ناچیز و قابل صرفنظر کردن

است.

- شوک های متقاطع ممکن است بین (a) تا (c) رخ دهد.
 - در خروجی اجکتور سرعت سکون صفر است.
 - بازده نازل و دیفیوزر اجکتور هر دو ۰٫۸۵ در نظر گرفته شده است.
- با فرض ثابت بودن مومنتوم در بخش اختلاط، روابط به این شکل خواهند بود:

$$V_{a1} + \omega V_{a13} = (1 + \omega)V_b \quad (20)$$

روابط برای هر بخش از اجکتور به شکل زیر خواهد بود:
الف - نازل :

از موازنه انرژی بین نقاط (۱) و (a1) داریم:

$$\frac{V_{a1}^2}{2} = h_1 - h_{a1} \quad (21)$$

آنتالپی h_{a1} با حل زمان مجموعه روابط زیر محاسبه می‌شود:

$$s_1 = s(T_1, P_1) = s_{as} = x_{as}s_{gas} + (1 - x_{as})s_{fas} \quad (22)$$

$$h_{as} = x_{as}h_{gas} + (1 - x_{as})h_{fas} \quad (23)$$

$$\eta_{1a1} = \frac{h_1 - h_{a1}}{h_1 - h_{as}} \quad (24)$$

ب - لوله ورودی:

موازنه انرژی بین نقاط (۱۳) و (a13) :

$$\frac{V_{a13}^2}{2} = h_{13} - h_{a13} \quad (25)$$

آنتالپی h_{a2} از مجموعه روابط زیر بدست می‌آید:

$$s_{13} = s(T_{13}, P_{13}) = s_{a13} = x_{a13}s_{ga13} + (1 - x_{a13})s_{fa13} \quad (26)$$

$$h_{a13} = x_{a13}h_{ga13} + (1 - x_{a13})h_{fa13} \quad (27)$$

پ - بخش مخروطی همگرا:

با در دست داشتن ω ، (0 < ω < 1) آنتالپی h_2 محاسبه می‌شود. از موازنه انرژی بین نقاط (۲) و (b) خواهیم داشت :

$$\frac{V_b^2}{2} = h_2 - h_b \quad (28)$$

آنتالپی h_b از روابط (۲۰) و (۲۸) به دست می‌آید. با فرض مقداری برای P_x ($P_b < P_x < P_3$) و یا مقداری برای عدد ماخ هنگام موج ضربه (M)، آنتالپی h_c و حجم مخصوص v_c از مجموعه روابط زیر به دست می‌آیند:

$$s_b = x_b s_{gb} + (1 - x_b) s_{fb} \quad (29)$$

$$h_b = x_b h_{gb} + (1 - x_b) h_{fb} \quad (30)$$

$$s_{cs} = s_b = x_{cs} s_{gcs} + (1 - x_{cs}) s_{fcs} \quad (31)$$

$$h_{cs} = x_{cs} h_{gcs} + (1 - x_{cs}) h_{fcs} \quad (32)$$

$$\eta_{bc} = \frac{h_b - h_{cs}}{h_b - h_c} \quad (33)$$

$$h_c = x_c h_{gc} + (1 - x_c) h_{fc} \quad (34)$$

$$v_c = x_c v_{gc} + (1 - x_c) v_{fc} \quad (35)$$

ت - بخش سطح مقطع ثابت:

با فرض مقدار ثابتی برای نسبت $\frac{\dot{m}}{A}$ که $\dot{m} = \dot{m}_e + \dot{m}_g$ ، شرایط

پس از موج ضربه یعنی فشار P_d و دمای T_d از حل همزمان این روابط

به دست می آید:

$$h_d + v_d^2 \left(\frac{\dot{m}}{A}\right)^2 / 2 = c_1 \quad (36)$$

$$P_d + v_d \left(\frac{\dot{m}}{A}\right)^2 = c_2 \quad (37)$$

$$h_d = h(T_d, P_d) \quad (38)$$

$$v_d = v(T_d, P_d) \quad (39)$$

مقادیر ثابت c_1 و c_2 از حل روابط (36) و (37) برای مقطع (c)

محاسبه می شوند.

ج - دیفیوزر:

با به دست آمدن مقادیر در مقطع d، حالت جریان برای مقطع ۲ از

روابط زیر محاسبه می شود:

$$s_d = s(T_d, P_d) \quad (40)$$

$$s_{2s} = s_d = s(T_{2s}, P_d) \quad (41)$$

$$h_{2s} = h(T_{2s}, P_d) \quad (42)$$

$$\eta_{d2} = \frac{h_d - h_{2s}}{h_d - h_2} \quad (43)$$

$$h_2 = h(T_2, P_2) \quad (44)$$

با در دست داشتن فشار در حالات (۱)، (۱۳) و (۲) و انجام

محاسبات تکرار، حداکثر مقدار نسبت ω قابل محاسبه است.

مقدار انرژی برای خروجی از دیفیوزر عبارت است از:

$$\psi_2 = (h_2 - h_0) - [(T_0 + 273.15) \times (s_2 - s_0)] \quad (45)$$

با در نظر گرفتن اجکتور به عنوان حجم کنترل تغییرات انرژی

چنین محاسبه می شود [۱۵]:

$$\Delta\psi_{Ejector} = \dot{m}_1\psi_1 + \dot{m}_{13}\psi_{13} - \dot{m}_2\psi_2 \quad (46)$$

همچنین بازگشت ناپذیری در اجکتور از رابطه زیر به دست می

آید [۱۶]:

$$I_{Ejector} = (T_0 + 273.15)(\dot{m}_2s_2 - \dot{m}_1s_1 - \dot{m}_{13}s_{13}) \quad (47)$$

از طرفی بازده قانون دوم برای اجکتور عبارت است از [۱۷]:

$$\epsilon_{Ejector} = 1 - \frac{I_{Ejector}}{\dot{m}_1(\psi_1 - \psi_2)} \quad (48)$$

۳- نتایج

۳-۱- اعتبار سنجی

جهت بررسی صحت مدل سازی و روابط استفاده شده، نتایج

مطالعه حاضر برای یک حالت با نتایج مرجع [۹] مقایسه شده است.

تغییرات ضریب عملکرد برحسب دمای ژنراتور بررسی شده است. در

شکل ۵، مدل سازی چرخه تبرید جذبی تک اثره مطالعه حاضر با مرجع

[۹] و در شکل ۶، مدل سازی چرخه ترکیبی جذبی با اجکتور مطالعه

حاضر با مرجع [۹] مقایسه شده است. همچنان که در شکل ۵ مشاهده

می شود علیرغم متفاوت بودن دماهای چگالنده در دو مطالعه، روند

تغییرات ضریب عملکرد چرخه تک اثره با افزایش دمای ژنراتور در این

مطالعه مانند نتایج مرجع [۹] می باشد. بدیهی است اختلاف ضریب

عملکرد در این حالت ناشی از متفاوت بودن دماهای چگالنده می باشد.

این موضوع نیز برای مقایسه مدل سازی چرخه ترکیبی جذبی با اجکتور

در مطالعه حاضر با مرجع [۹] که در شکل ۶ نشان داده شده است،

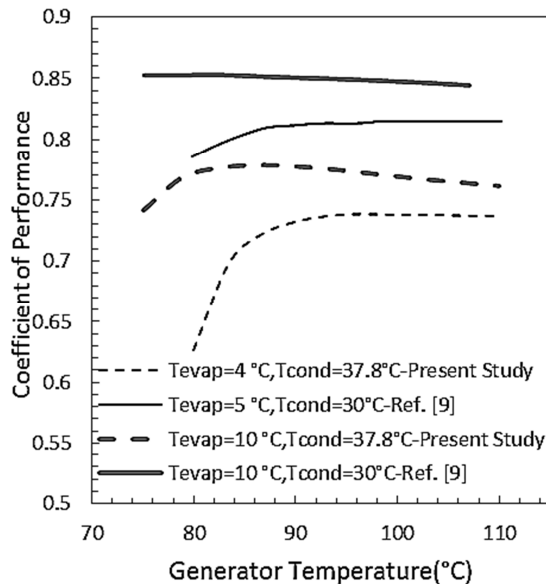
مشاهده می شود. با وجود تفاوت در شرایط کارکرد دو چرخه، حداکثر

خطای محاسبه شده کمتر از ۱۰ درصد می باشد که در زمینه مدل سازی

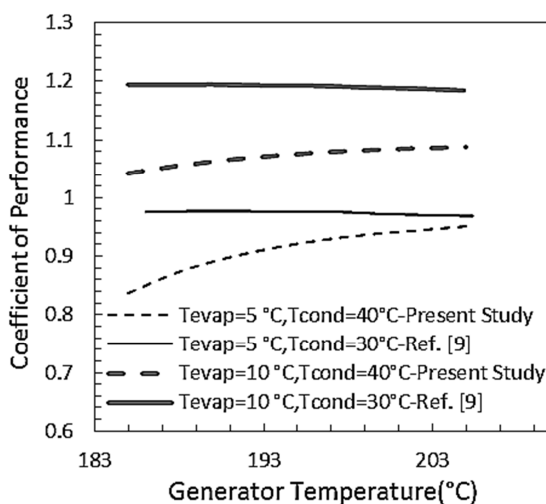
چرخه های ترمودینامیکی، قابل قبول است. بررسی شکل های ۵ و ۶

نشان می دهد مدل سازی انجام شده برای دو چرخه با دقت خوبی می

تواند تاثیر پارامترهای مختلف را بررسی نماید.



شکل ۵- مقایسه مدل سازی چرخه تبرید جذبی تک اثره مطالعه حاضر با مرجع [۹]



شکل ۶- مقایسه مدل سازی چرخه ترکیبی جذبی با اجکتور مطالعه حاضر با مرجع [۹]

۳-۲- نتایج مدل سازی

در این بخش با توجه به پیش فرض های گفته شده، تاثیر

پارامترهای ترمودینامیکی روی عملکرد چرخه های تبرید جذبی تک

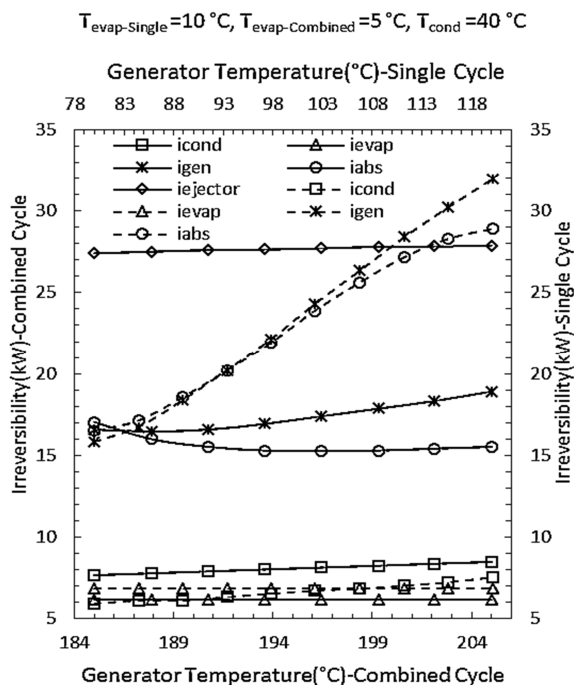
اثره و چرخه تبرید ترکیبی جذبی با اجکتور بررسی شده است. با توجه

به اینکه در چرخه تبرید ترکیبی جذبی-اجکتور ضریب عملکرد سیستم

تابعی از ضریب مکش اجکتور است و ضریب مکش نیز تابعی از فشار و

بقیه نمودارها کاهش در بازگشت‌ناپذیری اجکتور و جذب‌کننده در چرخه تبرید جذبی ترکیبی بیشتر است. دما در چگالنده معادل و یا نزدیک دمای محیط فرض می‌شود و فشار در آن معادل فشار بخار آب در آن دما است و در تمام حالات یکسان است. با افزایش دمای تبخیرکننده فشار پایین چرخه افزایش می‌یابد بنابراین افت فشار مورد نیاز در جریان اولیه کمتری برای افزایش فشار جریان ثانویه مورد نیاز است در نتیجه فشار و به تبع آن دما در ژنراتور کاهش می‌یابد. کاهش اندک بازگشت‌ناپذیری در ژنراتور ناشی از این می‌باشد و همچنین اختلاف فشار کمتر در اجکتور، باعث کاهش بازگشت‌ناپذیری در اجکتور می‌گردد.

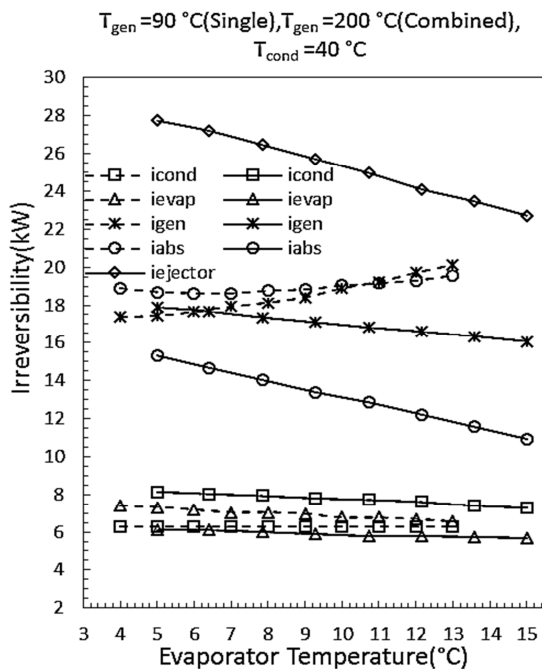
در شکل ۸ بازگشت‌ناپذیری اجزای مختلف با تغییر دمای ژنراتور مورد بررسی قرار گرفته است. توضیحات قسمت قبل در مورد این شکل نیز قابل تعمیم است. در مورد هر دو چرخه مورد بررسی دمای چگالنده و تبخیر کننده ثابت هستند و دمای ژنراتور تغییر می‌کند، به همین دلیل تغییراتی در بازگشت‌ناپذیری در چگالنده و تبخیرکننده در هر دو چرخه مشاهده نمی‌شود. بازگشت‌ناپذیری‌های ژنراتور و جذب‌کننده در چرخه تبرید جذبی تک اثره بر اثر افزایش دمای ژنراتور افزایش می‌یابند که در مورد ژنراتور همانگونه که در قسمت قبل اشاره شد، کاملاً واضح و روشن است و در مورد جذب‌کننده نیز به علت افزایش مقدار مبرد حل‌شده در محلول، افزایش می‌یابد؛ اما در چرخه تبرید جذبی ترکیبی این اتفاق نمی‌افتد چرا که با افزایش دمای ژنراتور نقش اجکتور افزایش می‌یابد (در توضیحات شکل ۱۰ به آن پرداخته شده است)، به عبارتی کاهش دبی در ژنراتور و جذب‌کننده اثر افزایش دما را جبران می‌کند و به همین دلیل تغییرات زیادی اتفاق نمی‌افتد.



شکل ۸- تأثیر تغییرات دمای ژنراتور بر بازگشت‌ناپذیری اجزای چرخه تبرید جذبی تک اثره (خط چین) و چرخه تبرید ترکیبی جذبی-اجکتور (خط توپر)

دمای سیال ورودی به اجکتور می‌باشد لازم است دمای ژنراتور افزایش یابد تا اجکتور تأثیر مثبت خود را در ضریب عملکرد چرخه نشان دهد. در هر دو چرخه تبرید جذبی تک اثره و چرخه تبرید جذبی ترکیبی، شرایط چگالنده با هم یکسان هستند. اجکتور وسیله‌ای است که با کاهش فشار جریان اولیه، فشار جریان ثانویه را به صورت آدیاباتیک افزایش می‌دهد، به عبارتی کاری که برای افزایش فشار جریان ثانویه مورد نیاز است از افت فشار جریان اولیه تامین می‌کند پس در چرخه تبرید جذبی ترکیبی فشار در ژنراتور در مقایسه با چرخه تبرید تک اثره باید بیشتر باشد و از طرفی دما در ژنراتور دمای اشباع محلول در فشار ژنراتور است که با توجه به بالاتر بودن فشار در ژنراتور در چرخه تبرید جذبی ترکیبی، دمای بالاتری خواهد داشت.

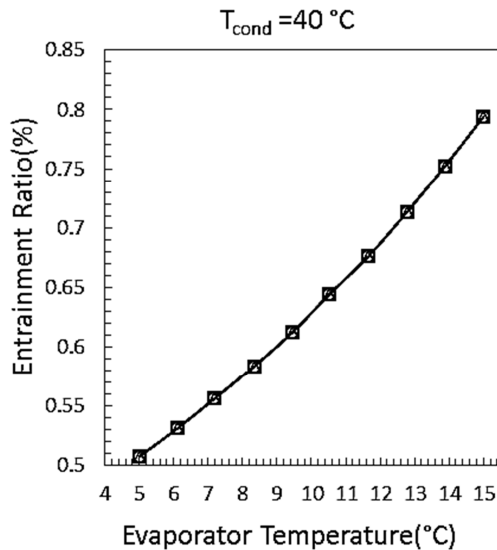
شکل ۷ تأثیر تغییرات دمای تبخیر کننده بر بازگشت‌ناپذیری اجزای سیستم در هر دو چرخه را نشان می‌دهد. بازگشت‌ناپذیری در انتقال گرما، انتقال جرم و انتقال ممتوم در اثر عامل محرکه غیر از صفر بوجود می‌آید و هرچه این عامل محرکه از صفر فاصله بگیرد بازگشت‌ناپذیری‌ها بزرگتر می‌گردند. همانگونه که در شکل ۷ مشاهده می‌شود در هر دو حالت، بازگشت‌ناپذیری جذب‌کننده و ژنراتور بیشتر از تبخیرکننده و چگالنده می‌باشد. در جذب‌کننده انحلال دو سیال با غلظت‌های مختلف عامل بازگشت‌ناپذیری است و انتقال گرما در ژنراتور به وسیله یک منبع گرم با دمای بالا انجام می‌شود که اختلاف دمای بالا، بازگشت‌ناپذیری بزرگی را رقم می‌زند.



شکل ۷- تأثیر تغییرات دمای تبخیر کننده بر بازگشت‌ناپذیری اجزای چرخه تبرید جذبی تک اثره (خط چین) و چرخه تبرید ترکیبی جذبی-اجکتور (خط توپر)

بازگشت‌ناپذیری اجکتور نیز در مقایسه با بقیه اجزا بدلیل اختلاط دو سیال با شرایط عملیاتی مختلف (دما) بالا است. تغییرات بازگشت‌ناپذیری‌ها در اثر افزایش دمای تبخیرکننده ناچیز هستند زیرا عوامل تأثیرگذار بر بازگشت‌ناپذیری تغییر چندانی نمی‌کنند اما در مقایسه با

بالاتری نیاز دارد، افزایش سرمایه‌ش در ازای بالا بردن دمای ژنراتور به اندازه بالا رفتن قابلیت کاردهی سیال داخل ژنراتور نیست، به عبارتی با بالاتر رفتن دمای ژنراتور از دمای بهینه، اتلافات گرمایی به گونه‌ای افزایش می‌یابد که در حالی که سرمایه‌ش افزایش می‌یابد اما ضریب عملکرد چرخه کاهش خواهد یافت. این تحلیل برای دمای ثابت ژنراتور و دماهای متغیر تبخیرکننده نیز صادق است و یک دمای بهینه برای تبخیرکننده به ازای هر دمای ژنراتور وجود دارد. کلیه نمودارهایی که از این به بعد ارائه می‌گردند از این تحلیل تبعیت می‌کنند.

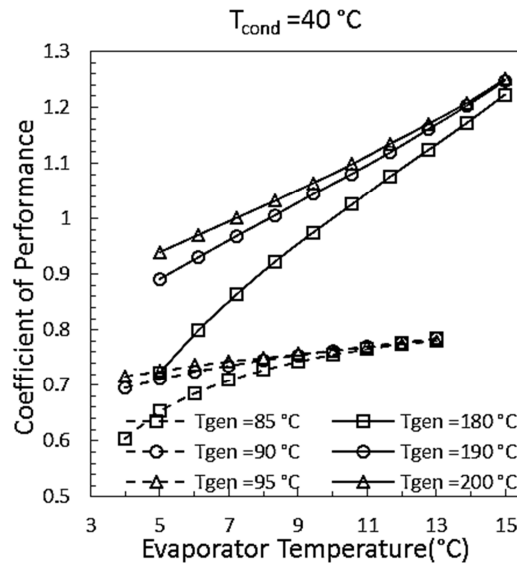


شکل ۱۰- تأثیر تغییرات دمای تبخیرکننده بر نسبت مکش چرخه تبرید ترکیبی جذبی- اجکتور

شکل ۱۱، تأثیر تغییرات دمای تبخیرکننده بر اتلاف انرژی کل در هر دو چرخه را نشان می‌دهد. به طور کلی با توجه به بحث ارائه شده در دمای بهینه تبخیرکننده اتلاف انرژی حداقل می‌باشد و این دمای بهینه در دماهای مختلف ژنراتور متفاوت است. برخی از این نمودارها صرفاً صعودی هستند که با توجه به تحلیل ارائه شده دمای بهینه مقدار کمتری از دماهای نمایش داده خواهد بود، در بازه‌های دمایی رسم شده اتلاف انرژی چرخه تبرید جذبی تک اثره دارای اتلاف کمتری از چرخه تبرید جذبی ترکیبی است، اما در دماهای بالاتر جای این دو عوض می‌شود.

شکل ۱۲، تأثیر تغییرات دمای تبخیرکننده بر بازده انرژی را در هر دو چرخه نشان می‌دهد. با توجه به تعریف درصد اتلاف انرژی و راندمان انرژی، علت تغییرات راندمان انرژی بر حسب تغییرات دمای تبخیرکننده، مانند تحلیل شکل ۱۱ می‌باشد.

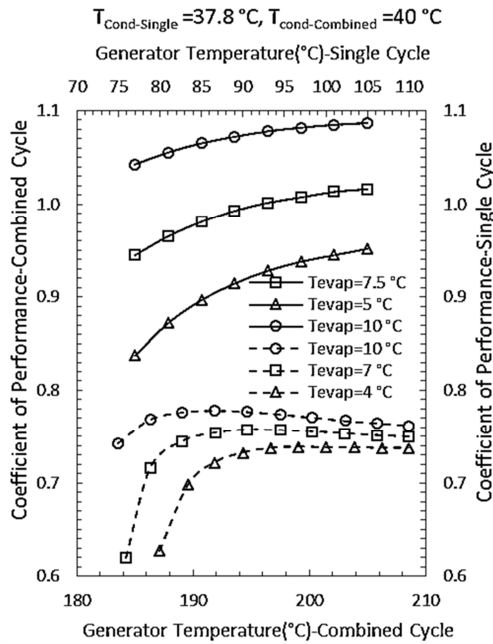
در شکل ۹ اثر افزایش دمای تبخیرکننده و همچنین دمای ژنراتور روی ضریب عملکرد چرخه‌ها نمایش داده شده است، در مرجع [۹] تأثیر دمای تجهیزات مختلف در چرخه تبرید جذبی تک اثره و ترکیبی در صورتی که این چرخه‌ها کارنو باشند ارائه گردیده است، واضح و روشن است که وجود بازگشت‌ناپذیری‌ها روی ضریب عملکرد چرخه‌ها اثر می‌گذارد اما روند تغییرات آنها تغییر نخواهد کرد، برای مثال در دمای ثابت ژنراتور و چگالنده در صورتیکه دمای تبخیرکننده افزایش یابد ضریب عملکرد افزایش خواهد یافت.



شکل ۹- تأثیر تغییرات دمای تبخیرکننده بر ضریب عملکرد چرخه تبرید جذبی تک اثره (خط چین) و چرخه تبرید ترکیبی جذبی- اجکتور (خط توپر)

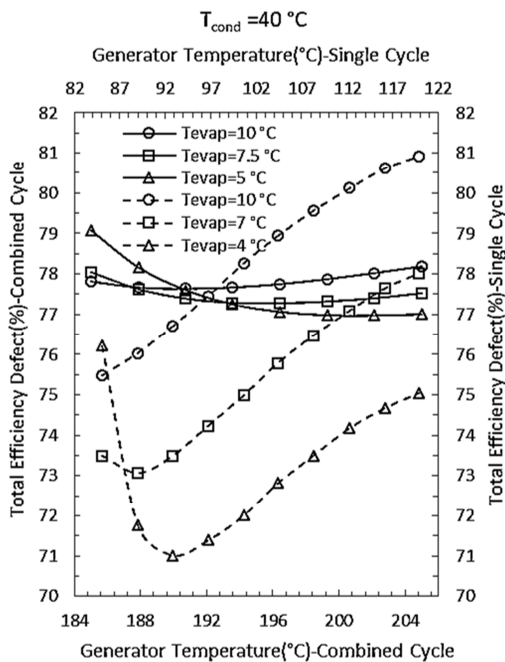
در شکل ۱۰ تأثیر تغییرات دمای تبخیرکننده بر نسبت مکش چرخه تبرید جذبی ترکیبی نشان داده شده است. افزایش دمای تبخیرکننده باعث کاهش اختلاف فشار بین دو قسمت کم فشار و پر فشار چرخه می‌گردد که این نشان‌دهنده کاهش کار مورد نیاز برای افزایش فشار است، بنابراین سهم اجکتور از این افزایش فشار افزایش می‌یابد و این مورد در عمل با افزایش دبی جریان ثانویه و کاهش دبی جریان اولیه در اجکتور اتفاق می‌افتد.

همانگونه که در مراجع معتبر مختلف از جمله [۹ و ۱۸] در مورد اثر تغییرات دمای ژنراتور روی عملکرد چرخه تبرید جذبی تک اثره و چرخه تبرید جذبی ترکیبی بحث گردیده است، برای دمای مشخص تبخیرکننده یک دمای بهینه برای ژنراتور وجود دارد که اگر ضریب عملکرد بر حسب دمای ژنراتور رسم گردد ابتدا نمودار صعودی بوده و بعد از رسیدن به یک نقطه ماکزیمم نزولی می‌گردد. علت این پدیده این است که برای دماهای کمتر از دمای بهینه، افزایش دما در ژنراتور باعث می‌شود مقدار بیشتری از میرد جداسازی گردد و به عبارتی دبی میرد در بخش چگالنده و تبخیرکننده افزایش یافته و باعث افزایش ضریب عملکرد چرخه می‌گردد، اما برای دماهای بالاتر از دمای بهینه، می‌توان اینگونه تحلیل نمود که گرما با دمای بالا قابلیت کاردهی بالاتری دارد و همچنین آماده‌سازی جریانی با دمای بالا نیز انرژی

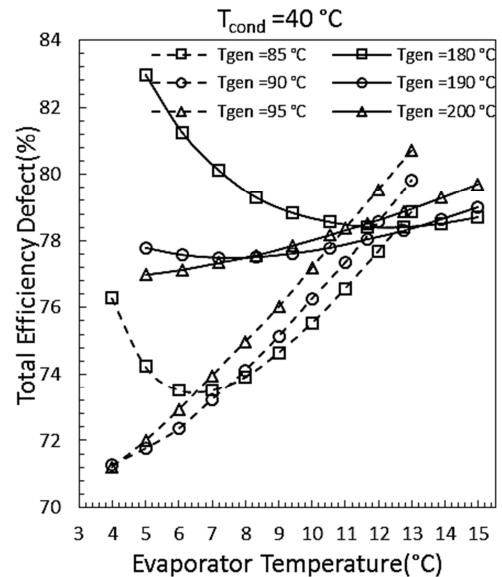


شکل ۱۳- تأثیر تغییرات دمای ژنراتور بر ضریب عملکرد چرخه تبرید جذبی تک اثره (خط چین) و چرخه تبرید ترکیبی جذبی-اجکتور (خط توپر)

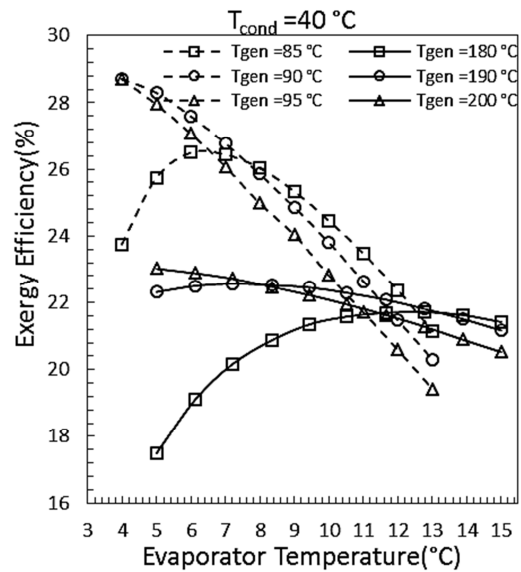
در شکل ۱۴، تأثیر تغییرات دمای ژنراتور بر اتلاف اگزرژی کل و در شکل ۱۵، تأثیر تغییرات دمای ژنراتور بر بازده اگزرژی (بازده قانون دوم) در هر دو چرخه نشان داده شده است. تحلیل شکل‌های ۱۴ و ۱۵ مانند شکل‌های ۱۱ و ۱۲ است. در دمای بهینه ژنراتور اتلاف اگزرژی حداقل و به تبع آن بازده اگزرژی حداکثر است و مقدار دمای بهینه ژنراتور در دماهای مختلف تبخیرکننده، متفاوت است.



شکل ۱۴- تأثیر تغییرات دمای ژنراتور بر اتلاف اگزرژی کل چرخه تبرید جذبی تک اثره (خط چین) و چرخه تبرید ترکیبی جذبی-اجکتور (خط توپر)



شکل ۱۱- تأثیر تغییرات دمای تبخیرکننده بر اتلاف اگزرژی کل چرخه تبرید جذبی تک اثره (خط چین) و چرخه تبرید ترکیبی جذبی-اجکتور (خط توپر)



شکل ۱۲- تأثیر تغییرات دمای تبخیرکننده بر بازده اگزرژی چرخه تبرید جذبی تک اثره (خط چین) و چرخه تبرید ترکیبی جذبی-اجکتور (خط توپر)

تأثیر تغییرات دمای ژنراتور بر ضریب عملکرد سیستم در هر دو چرخه در شکل ۱۳ نشان داده شده است. رفتار چرخه‌ها در این نمودار در اثر تغییر دمای ژنراتور، پیش از این توضیح داده شده است. در هر دمای معین از تبخیرکننده یک دمای بهینه برای ژنراتور برای رسیدن به بالاترین ضریب عملکرد وجود دارد. نکته مهم، بالاتر بودن ضریب عملکرد چرخه تبرید جذبی ترکیبی نسبت به چرخه تبرید جذبی تک اثره بعلت انجام بخشی از کار پمپ توسط اجکتور است.

کریستال در چرخه‌ها می‌گردند عبارتند از: حضور گازهای غیر قابل تقطیر مانند هیدروژن و هوا در محلول، این گازها ممکن است نتیجه فرآیندهای خوردگی باشند، وجود این گازها باعث می‌شود غلظت محلول غلیظ افزایش یابد و با تشکیل محلول فوق اشباع احتمال کریستالیزاسیون افزایش می‌یابد، اگر به طور مقطعی آب خنک کننده، محلول داخل جذب کننده را سردتر از حد معمول کند، این محلول خروجی در مبادله کن گرما دمای سیال غلیظ را بیشتر از حد معمول کاهش خواهد داد و تشکیل کرسیتا محتمل خواهد بود، گرمای بیش از حد لحظه‌ای در ژنراتور، باعث خروج محلول فوق اشباع از ژنراتور خواهد شد که این مورد نیز احتمال تشکیل کریستال را افزایش خواهد داد، قطع برق ناگهانی نیز از جمله عواملی است که احتمال تشکیل کریستال در محلول غلیظ موجود در مبادله کن گرما بین سیال غلیظ و رفیق را افزایش می‌دهد [۲۷]. تحقیقات بسیاری به منظور حذف این معضل از چرخه‌های تبرید جذبی انجام شده است، استفاده از ممانت-کننده‌های شیمیایی، بهبود و بهینه‌سازی فرآیندهای انتقال گرما و جرم درون چرخه، اصلاح ساختار ترمودینامیکی چرخه، استفاده از کنترلر موثر و حتی استفاده از حلال‌های جایگزین مانند مایعات یونی از جمله روش‌های ارائه شده می‌باشند [۲۷-۳۶ و ۱۸].

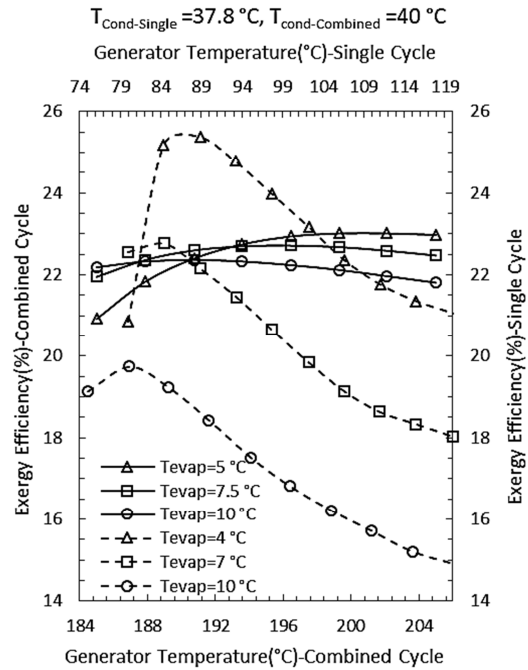
۴- نتیجه گیری

در دماهای یکسان تبخیرکننده، دمای ژنراتور در چرخه تبرید جذبی ترکیبی بزرگتر از دمای ژنراتور در چرخه تبرید تک اثره می‌باشد که علت آن در قسمت قبل شرح داده شده است. در دماهای تبخیرکننده یکسان ضریب عملکرد چرخه تبرید ترکیبی بیش از ۳۰ درصد از ضریب عملکرد چرخه تبرید جذبی تک اثره بیشتر است که نتیجه تاثیر اجکتور در صرفه‌جویی انرژی است، اما با بررسی بازده انرژی (قانون دوم) در حالات مختلف مورد بررسی در این تحقیق، می‌توان نتیجه گرفت که بازده انرژی در این دو چرخه نزدیک به یکدیگر بوده و در برخی از دماهای تبخیرکننده و دمای متناسب با آن در ژنراتور، چرخه تبرید جذبی تک اثره و در برخی دماهای دیگر چرخه تبرید جذبی ترکیبی بازده انرژی بیشتری دارد.

به طور کلی می‌توان دریافت که در مقایسه این دو چرخه از منظر قانون اول ترمودینامیک، چرخه تبرید جذبی ترکیبی ترجیح داده می‌شود و از منظر قانون دوم ترمودینامیک، تفاوت چشمگیری وجود ندارد، اما می‌توان در صورت نبود محدودیت دمایی در دمای منبع گرمایی سرد (محیطی که باید سرد گردد)، می‌توان دمایی برای تبخیرکننده و به تبع آن برای ژنراتور انتخاب نمود که علاوه بر ضریب عملکرد، بازده انرژی چرخه تبرید جذبی ترکیبی نیز بیشتر باشد.

۵- مراجع

- [1] Kang Y., Kunugi Y., Kashiwagi T., Review of advanced absorption cycles: performance improvement and temperature lift enhancement, *International journal of refrigeration*, Vol. 23, No. 5, pp. 388-401, 2000.
- [2] Foley G., DeVault R., Sweetser R., The future of absorption technology in America: a critical look at the impact of BCHP and innovation, in *Proceeding of*. 2000
- [3] Patek J., Klomfar J., A computationally effective formulation of the thermodynamic properties of LiBr-H₂O solutions



شکل ۱۵- تأثیر تغییرات دمای ژنراتور بر بازده انرژی (بازده قانون دوم) چرخه تبرید جذبی تک اثره (خط چین) و چرخه تبرید ترکیبی جذبی-اجکتور (خط توپر)

مطالعات بسیاری در مورد خوردگی فلزات مختلف مخصوصاً فولاد در محلول آبی لیتیوم بروماید انجام گرفته است. بررسی‌ها نشان می‌دهد که سرعت خوردگی با دما رابطه مستقیم دارد [۱۹]، به عبارتی با افزایش دما، خوردگی فولاد در حضور محلول آبی لیتیوم بروماید افزایش می‌یابد بنابراین مسئله خوردگی در کنار مصرف انرژی در محاسبات اقتصادی واحد تاثیر مستقیم دارد، مطالعاتی توسط محققین در مورد خوردگی فولاد کربنی [۲۰-۲۳] و انواع فولاد ضدزنگ [۲۶-۲۴ و ۱۹] در محلول آبی لیتیوم بروماید انجام گرفته است که می‌توان از نتایج کار آنها در طراحی یک واحد صنعتی با توجه به شرایط اقتصادی و محاسبات هزینه سرمایه‌گذاری اولیه و هزینه تعمیر و نگهداری، فلز مناسب برای ساخت واحد مطلوب را انتخاب نمود.

یکی دیگر از مشکلات مهم در مورد چرخه‌های تبرید حاوی لیتیوم بروماید، مسئله کریستالیزاسیون است. محلول غلیظ خروجی از ژنراتور وقتی از مبادله کن گرما می‌گذرد، دمای آن کاهش می‌یابد و پس از گذر از شیر اختناق دوباره افت دما اتفاق می‌افتد. بنابراین جریان غلیظ با دمای پایین در ورودی جذب کننده وجود خواهد داشت. این نقطه آسیب‌پذیرترین نقطه از نظر کریستالیزاسیون می‌باشد. البته چرخه را در حالت پایدار به نحوی تنظیم می‌کنند تا این پدیده اتفاق نیفتد اما عواملی ممکن است در چرخه روی دهد که احتمال کریستالیزاسیون را افزایش دهد. به طور کلی می‌توان گفت شرایط احتمال تشکیل کریستال در چرخه تبرید جذبی تک اثره با چرخه تبرید ترکیبی یکسان است ولی بازه دمایی ژنراتور به منظور عملکرد چرخه بدون تشکیل کریستال در چرخه تبرید جذبی ترکیبی کمتر از چرخه تبرید جذبی تک اثره است و این به علت دمای پایین‌تر محلول در ورودی جذب کننده اتفاق می‌افتد [۱۸]. به طور خلاصه عواملی که باعث ایجاد

- [21] Sarmiento E., González-Rodríguez J. G., Uruchurtu J., A study of the corrosion inhibition of carbon steel in a bromide solution using fractal analysis, *Surface and Coatings Technology*, Vol. 203, No. 1–2, pp. 46-51, 2008.
- [22] Tanno K., Itoh M., Takahashi T., Yashiro H., Kumagai N., The corrosion of carbon steel in lithium bromide solution at moderate temperatures, *Corrosion Science*, Vol. 34, No. 9, pp. 1441-1451, 1993.
- [23] Hu X.-q., Liang C.-h., Huang N.-b., Anticorrosion Performance of Carbon Steel in 55% LiBr Solution Containing PMA/SbBr₃ Inhibitor, *Journal of Iron and Steel Research, International*, Vol. 13, No. 4, pp. 56-60, 2006.
- [24] Leiva-García R., Muñoz-Portero M. J., García-Antón J., Corrosion behaviour of sensitized and unsensitized Alloy 900 (UNS 1.4462) in concentrated aqueous lithium bromide solutions at different temperatures, *Corrosion Science*, Vol. 52, No. 3, pp. 950-959, 2010.
- [25] Iguál Muñoz A., García Antón J., López Nuévalos S., Guiñón J. L., Pérez Herranz V., Corrosion studies of austenitic and duplex stainless steels in aqueous lithium bromide solution at different temperatures, *Corrosion Science*, Vol. 46, No. 12, pp. 2955-2974, 2004.
- [26] Castellon-Urbe J., Cuevas-Arteaga C., Trujillo-Estrada A., Corrosion monitoring of stainless steel 304L in lithium bromide aqueous solution using transmittance optical detection technique, *Optics and Lasers in Engineering*, Vol. 46, No. 6, pp. 469-476, 2008.
- [27] Wang K., Abdelaziz O., Kisari P., Vineyard E. A., State-of-the-art review on crystallization control technologies for water/LiBr absorption heat pumps, *International Journal of Refrigeration*, Vol. 34, No. 6, pp. 1325-1337, 2011.
- [28] Sun J., Fu L., Zhang S., Experimental study of large temperature lift heat pump (LTLHP) in CHP system, *Energy and Buildings*, Vol. 149, pp. 73-82, 2017.
- [29] Nasser A. E., Osman T. R., Simple LiBr/Water absorption cycle limitations, *Applied Energy*, Vol. 17, No. 4, pp. 251-262, 1984.
- [30] Zhang X., Hu D., Performance analysis of the single-stage absorption heat transformer using a new working pair composed of ionic liquid and water, *Applied Thermal Engineering*, Vol. 37, pp. 129-135, 2012.
- [31] Shi Y.-J., Wells K. M., Pye P. J., Choi W.-B., Churchill H. R. O., Lynch J. E., Maliakal A., Sager J. W., Rossen K., Volante R. P., Reider P. J., Crystallization-induced asymmetric transformation: Stereospecific synthesis of L-768,673, *Tetrahedron*, Vol. 55, No. 4, pp. 909-918, 1999.
- [32] Ring T. A., Dirksen J. A., Duvall K. N., Jongen N., LiBr · 2H₂O Crystallization Inhibition in the Presence of Additives, *Journal of Colloid and Interface Science*, Vol. 239, No. 2, pp. 399-408, 2001.
- [33] Garousi Farshi L., Seyed Mahmoudi S. M., Rosen M. A., Analysis of crystallization risk in double effect absorption refrigeration systems, *Applied Thermal Engineering*, Vol. 31, No. 10, pp. 1712-1717, 2011.
- [34] Liao X., Radermacher R., Absorption chiller crystallization control strategies for integrated cooling heating and power systems, *International Journal of Refrigeration*, Vol. 30, No. 5, pp. 904-911, 2007.
- [35] Gilani S. I.-u.-H., Ahmed M. S. M. S., Solution Crystallization Detection for Double-effect LiBr-H₂O Steam Absorption Chiller, *Energy Procedia*, Vol. 75, pp. 1522-1528, 2015.
- [36] Dirksen J. A., Ring T. A., Duvall K. N., Jongen N., Testing of crystallization inhibitors in industrial LiBr solutions, *International Journal of Refrigeration*, Vol. 24, No. 8, pp. 856-859, 2001.
- from 273 to 500 K over full composition range, *International Journal of Refrigeration*, Vol. 29, No. 4, pp. 566-578, 2006.
- [4] Wang J., Dai Y., Zhang T., Ma S., Parametric analysis for a new combined power and ejector-absorption refrigeration cycle, *Energy*, Vol. 34, No. 10, pp. 1587-1593, 2009.
- [5] Chunnanond K., Aphornratana S., Ejectors: applications in refrigeration technology, *Renewable and sustainable energy reviews*, Vol. 8, No. 2, pp. 129-155, 2004.
- [6] Pilatowsky I., Rivera W., Romero R., Thermodynamic analysis of monomethylamine–water solutions in a single-stage solar absorption refrigeration cycle at low generator temperatures, *Solar energy materials and solar cells*, Vol. 70, No. 3, pp. 287-300, 2001.
- [7] Munday J. T., Bagster D. F., A new ejector theory applied to steam jet refrigeration, *Industrial & Engineering Chemistry Process Design and Development*, Vol. 16, No. 4, pp. 442-449, 1977.
- [8] Chen L.-T., A new ejector-absorber cycle to improve the COP of an absorption refrigeration system, *Applied energy*, Vol. 30, No. 1, pp. 37-51, 1988.
- [9] Sun D.-W., Eames I. W., Aphornratana S., Evaluation of a novel combined ejector-absorption refrigeration cycle—I: computer simulation, *International Journal of Refrigeration*, Vol. 19, No. 3, pp. 172-180, 1996.
- [10] Alexis G., Thermodynamic analysis of ejector-absorption refrigeration cycle using the second thermodynamic law, *International Journal of Exergy*, Vol. 14, No. 2, pp. 179-190, 2014.
- [11] Jiang L., Gu Z., Feng X., Li Y., Thermo-economical analysis between new absorption–ejector hybrid refrigeration system and small double-effect absorption system, *Applied Thermal Engineering*, Vol. 22, No. 9, pp. 1027-1036, 2002.
- [12] Prasad M., Refrigeration and air conditioning: New Age International, 2011.
- [13] Aly N. H., Karameldin A., Shamloul M., Modelling and simulation of steam jet ejectors, desalination, Vol. 123, No. 1, pp. 1-8, 1999.
- [14] Şencan A., Yakut K. A., Kalogirou S. A., Exergy analysis of lithium bromide/water absorption systems, *Renewable energy*, Vol. 30, No. 5, pp. 645-657, 2005.
- [15] Chou S., Yang P., Yap C., Maximum mass flow ratio due to secondary flow choking in an ejector refrigeration system, *International journal of refrigeration*, Vol. 24, No. 6, pp. 486-499, 2001.
- [16] Rogdakis E., Alexis G., Investigation of ejector design at optimum operating condition, *Energy Conversion and Management*, Vol. 41, No. 17, pp. 1841-1849, 2000.
- [17] Kotas T. J., The exergy method of thermal plant analysis: Elsevier, 2013.
- [18] Garousi Farshi L., Mosaffa A. H., Infante Ferreira C. A., Rosen M. A., Thermodynamic analysis and comparison of combined ejector-absorption and single effect absorption refrigeration systems, *Applied Energy*, Vol. 133, pp. 335-346, 2014.
- [19] Muñoz A. I., Antón J. G., Guiñón J. L., Herranz V. P., Effects of solution temperature on localized corrosion of high nickel content stainless steels and nickel in chromated LiBr solution, *Corrosion Science*, Vol. 48, No. 10, pp. 3349-3374, 2006.
- [20] Tanno K., Itoh M., Sekiya H., Yashiro H., Kumagai N., The corrosion inhibition of carbon steel in lithium bromide solution by hydroxide and molybdate at moderate temperatures, *Corrosion Science*, Vol. 34, No. 9, pp. 1453-1461, 1993.