

## تحلیل انرژی و انرژی تبدیل کننده گرمایی جذبی با بکارگیری لوله گرمایی حلقوی

**چکیده:** روند رو به رشد نیاز جوامع بشری به مصرف انرژی و مشکلات موجود در امر تولید انرژی، منجر به توجه پژوهشگران به امر بازیافت و ارتقای کیفیت منابع گرمایی هدر رفته شده است. در این راستا، تبدیل کننده گرمایی جذبی یکی از جذاب ترین فناوری های صرفه جویی در مصرف انرژی است. همچنین، لوله گرمایی حلقوی یک وسیله ساده است که قادر به انتقال گرما در فواصل طولانی می باشد. استفاده از لوله گرمایی حلقوی به عنوان مبادله کن گرمایی در سیستم تبدیل کننده گرمایی جذبی می تواند منجر به بهبود عملکرد آن شود. بنابراین امکان سنجی و بررسی تأثیر بکارگیری لوله گرمایی حلقوی، در سیستم تبدیل کننده گرمایی جذبی امری ضروری و حائز اهمیت می باشد. در این پژوهش، در ابتدا هر یک از سیستم های مذکور به طور مجزا از دیدگاه ترمودینامیکی تحلیل و اعتبارسنجی شدند. سپس به تحلیل ترمودینامیکی سیستم تبدیل کننده گرمایی جذبی ادغام شده با لوله گرمایی حلقوی پرداخته شد و عملکرد آن با چرخه متداول تبدیل کننده گرمایی جذبی مقایسه گردید. تمامی بررسی ها در نرم افزار EES انجام گرفته و سیال عامل چرخه LiBr-H<sub>2</sub>O می باشد. نتایج نشان می دهد COP و ECOP چرخه ترکیبی بالاتر از چرخه تبدیل کننده گرمایی جذبی تک اثره معمولی می باشد.

**واژه های راهنما:** تبدیل کننده گرمایی جذبی، لوله گرمایی حلقوی، تحلیل ترمودینامیکی، ضریب عملکرد، بازده قانون دوم

سمیه زارع قوزلوجه  
کارشناسی ارشد

لیلی گروسی فرشی\*  
دانشیار

فaramarz Talati  
دانشیار،  
دانشکده مهندسی مکانیک،  
دانشگاه تبریز، تبریز

مقاله علمی پژوهشی  
دریافت: ۱۴۰۲/۰۶/۰۲  
بازنگری: ۱۴۰۲/۱۱/۱۱  
پذیرش: ۱۴۰۲/۱۲/۲۶

Somayyeh Zare  
Quzlujeh  
MSc.

Leili Garousi  
Farshi\*  
Associate professor

Faramarz Talati  
Associate professor,  
Faculty of Mechanical  
Engineering, Tabriz  
university, Tabriz

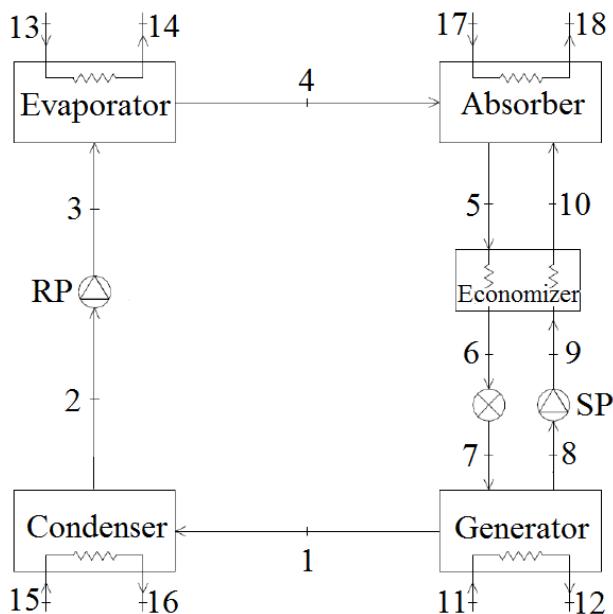
## Energy and exergy analysis of an absorption heat transformer by using loop heat pipe

**Abstract:** The growing trend of human society's need for energy consumption and the problems in energy production, leads to paying attention of researchers to recycle and improve the quality of waste heat sources. In this regard, an absorption heat transformer is one of the most attractive energy-saving technologies. Also, the loop heat pipe is a simple device that is able to transfer heat over long distances. Using the loop heat pipe as heat exchangers inside the absorption heat transformer system can lead to improving its performance. Therefore, it is necessary and important to assess the feasibility and effect of using the loop heat pipe in the absorption heat transformer system. In this study, at first, both of the mentioned systems were analyzed and validated separately from the thermodynamic point of view. Then, the thermodynamic analysis of the absorption heat transformer system integrated with the loop heat pipe was done and its performance was compared with the conventional absorption heat transformer cycle. All investigations are done in the EES software and the working fluid of the cycle is LiBr-H<sub>2</sub>O. The results show that the COP and ECOP of the combined cycle are higher than the conventional absorption heat transformer cycle.

**Keywords:** Absorption heat transformer, Loop heat pipe, Thermodynamic analysis, Coefficient of performance, Second-law efficiency

## ۱- مقدمه

عرضه می‌شود. مبرد تبخیر شده، در چگالنده در دمای ( $T_{CO}$ ) و فشار پایین ( $P_{CO}$ ) تبدیل به مایع می‌شود و گرما ( $\dot{Q}_{CO}$ ) را به یک محیط خنک‌کننده دفع می‌کند و در ادامه از چگالنده به تبخیرکن که در فشار بالای چرخه ( $P_{EV}$ ) قرار دارد، پمپ می‌شود، جایی که با دریافت گرمای ( $\dot{Q}_{EV}$ ) از منبع گرمای هدر رفت در دمای ( $T_{EV}$ ) تبخیر می‌شود. سپس بخار آب توسط محلول غلیظ (غلظت لیتیوم برماید) در جاذب با دمای بالای ( $T_{AB}$ ) طی یک فرایند گرمازا جذب شده و گرمای حاصل به عنوان گرمای مفید از چرخه خارج می‌گردد. در نهایت، محلول رقیق شده از جاذب خارج شده و در صرفه‌جو گرما مبادله می‌کند تا محلول غلیظ پمپ شده از ژنراتور به جاذب قبل از تکرار مجدد چرخه، پیش‌گرم شود و بعد از آن از طریق شیر خفانش به ژنراتور بازگردانده شده و چرخه تکرار می‌گردد.



شکل ۱ نقاط کارکردی چرخه تبدیل‌کننده گرمایی جذبی تک اثره

عملکرد کلی سیستم‌های گرمایی جذبی تحت تأثیر بسیاری از پارامترها قرار دارد. به عنوان نمونه، عملکرد AHT به انتخاب جفت جاذب/مبرد مناسب بستگی دارد. دو مورد از متداول‌ترین سیالات کاری مورد استفاده در سیستم‌های مذکور محلول آب و لیتیوم بروماید ( $\text{LiBr-H}_2\text{O}$ ) و آب و آمونیاک ( $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$ ) می‌باشد [۵]. کورم و هوروز [۶]، تبدیل‌کننده‌های گرمایی جذبی را با سیال‌های عامل آب و لیتیوم بروماید و آب و آمونیاک تجزیه و تحلیل کردند. نتایج آن‌ها نشان داد، سیستم AHT با استفاده از محلول آب و لیتیوم بروماید عملکرد بهتری نسبت به سیستم

با توجه به رشد سریع اقتصاد، افزایش روز افزون مصرف انرژی به شکل‌های مختلف و به وجود آمدن بحران انرژی به علت تمام‌پذیر بودن سوخت‌های فسیلی و تولید آلودگی زیاد ناشی از استفاده از این قبیل سوخت‌ها، استفاده از انرژی‌هایی با دمای پایین برای جهان اهمیت بیشتری پیدا می‌کند. روزانه مقادیر بالایی از انرژی مورد استفاده در صنعت در نهایت به صورت گرما به محیط پیرامون دفع می‌گردد [۱]. از آن جایی که بخش صنعت بعد از حمل و نقل بزرگ‌ترین بخش مصرف‌کننده انرژی در جهان می‌باشد، می‌توان نتیجه گرفت در هر لحظه بخش قابل توجهی از انرژی تولیدشده بدون هیچ استفاده‌ای تلف می‌گردد [۲]. بنابراین بازیابی این گرمای هدر رفته می‌تواند کمک بزرگی در صرفه‌جویی در مصرف انرژی و به تبع آن کاهش انتشار گازهای گلخانه‌ای و افزایش بهره‌وری انرژی ارائه نماید.

به منظور استحصال توان از گرمای هدر رفته صنایع، فناوری‌های متعددی توسعه یافته است [۱]. در این راستا، تبدیل‌کننده گرمایی جذبی ( $\text{AHT}^1$ ) وسیله‌ای است که انرژی گرمایی دما پایین و یا متوسط ( $80\text{-}100^\circ\text{C}$ ) را با مصرف مقدار ناچیزی توان مکانیکی به انرژی گرمایی دما بالای قابل استفاده در سایر فرایندها، تبدیل می‌نماید [۳] و [۴]. چرخه عملکردی تبدیل‌کننده گرمایی جذبی برعکس چرخه پمپ گرمایی جذبی می‌باشد، از اینرو تبدیل‌کننده گرمایی جذبی با نام پمپ گرمایی جذبی نوع II نیز شناخته می‌شود. تبدیل‌کننده‌های گرمایی جذبی را می‌توان به سه نوع تک اثره، دو اثره و سه اثره تقسیم‌بندی نمود. سیستم تک اثره AHT در دو سطح فشار شامل فشار بالا که فشار اشیاع دمای تبخیرکن و فشار پایین که فشار اشیاع دمای چگالنده می‌باشد، عمل می‌کند. معمولاً دمای تبخیرکن و ژنراتور یکسان است، زیرا هر دو از یک منبع گرمای اتلافی استفاده می‌کنند. از این رو، سه سطح دما در سیستم AHT تک اثره وجود خواهد داشت (دمای جاذب، دمای چگالنده و دمای تبخیرکن که برابر با دمای ژنراتور است). نحوه عملکرد تبدیل‌کننده گرمایی جذبی تک اثره به طور خلاصه به شرح زیر می‌باشد:

یک AHT شامل پنج دستگاه مبادله‌کن گرمایی اصلی (تبخیرکن، چگالنده، ژنراتور، جاذب و یک صرفه‌جو) می‌باشد (شکل ۱). مقدار مشخصی از منابع گرمای اتلافی به ژنراتور ( $\dot{Q}_{GE}$ )، جهت تبخیر مبرد (آب) از محلول در دمای ( $T_{GE}$ )

<sup>1</sup> Absorption Heat Transformer (AHT)

این تحقیق نشان داد، با بکارگیری ۷ لوله گرمایی استوانه‌ای مابین فرایندهای تبخیر و میعان، نزدیک به یک سوم گرمای کل مورد نیاز سیستم تأمین می‌گردد. بنابراین، ضریب عملکرد حدود ۲۰ درصد بهبود می‌یابد. این روش علاوه بر کاهش منبع گرمای اولیه و در پی آن افزایش COP، سبب کاهش اندازه سیستم AHT نیز می‌گردد.

با توجه به این نکته که در زمینه سیستم تبدیل‌کننده گرمایی جذبی مطالعات محدودی با بکارگیری لوله گرمایی صورت گرفته است، نیاز به بررسی و امکان‌سنجی از نقطه نظر ترمودینامیکی این چرخه و کار بر روی انواع لوله گرمایی از جمله بررسی بکارگیری لوله گرمایی حلقوی که تاکنون صورت نپذیرفته، شدیداً احساس می‌شود.

در این پژوهش، سعی بر آن است، ترکیب تبدیل‌کننده گرمایی جذبی تک اثره (سیال عامل آب و لیتیوم برماید) و لوله گرمایی حلقوی (سیال عامل آب) از دیدگاه ترمودینامیکی مورد مطالعه قرار گیرد. مدل‌های ترمودینامیکی تبدیل‌کننده گرمایی جذبی و لوله گرمایی برای مدلسازی عملکرد این سیستم ترکیبی ارائه و تجزیه و تحلیل انرژی و انرژی برای هر یک از اجزای سیستم انجام خواهد شد. تمامی تلفات انرژی موجود در این سیستم محاسبه و بازده‌های انرژی و انرژی برآورد خواهد شد. همچنین، اثرات برخی پارامترها، نظیر دمای جاذب، چگالنده، ژنراتور و تبخیرکن بر عملکرد چرخه مورد مطالعه قرار خواهد گرفت.

## ۲- روش تحقیق

### ۲-۱- توصیف چرخه لوله گرمایی حلقوی

لوله گرمایی حلقوی (LHP)<sup>۱</sup> یک دستگاه انتقال گرمای دو فازی است که با استفاده از اثر موینگی گرما را از منبع خارجی دریافت کرده و به چگالنده منتقل می‌کند. اهمیت استفاده از نوع حلقوی در این است که از آن‌ها می‌توان در فواصل طولانی بدون توجه به موقعیت قرارگیری و با انواع بارهای گرمایی با راندمان گرمایی بسیار بالا (بالتر از ۹۵ درصد) استفاده نموده و کنترل دمایی بسیار دقیقی را از آن‌ها انتظار داشت. از نقطه نظر طراحی، LHP شامل لوله‌های مهر و موم شده است که یک تبخیرکن (چشمه گرما) و یک چگالنده (چاه گرمایی) را به یکدیگر متصل می‌کند [۱۰]. قسمت تبخیرکن لوله گرمایی شامل سه بخش محفظه جبران، فیتیله اولیه و ثانویه و بخش تبخیر می‌باشد، اما قسمت

با سیال عامل آب و آمونیاک در استفاده از منابع دما پایین دارد. با وجود این، محلول آب و لیتیوم بروماید برای استفاده در AHTها دارای معایبی مثل خوردگی، لزجت بالا، حلالیت محدود و محدودیت دمای بالا چرخه می‌باشد. مطالعات ساچدوا و همکاران [۷]، در زمینه بررسی تأثیر پارامترهای مختلف بر عملکرد سیستم AHT نشان داد، افزایش دمای تبخیرکن و ژنراتور سبب افزایش ضریب عملکرد می‌شود، اما افزایش دمای چگالنده، منجر به کاهش ضریب عملکرد می‌شود.

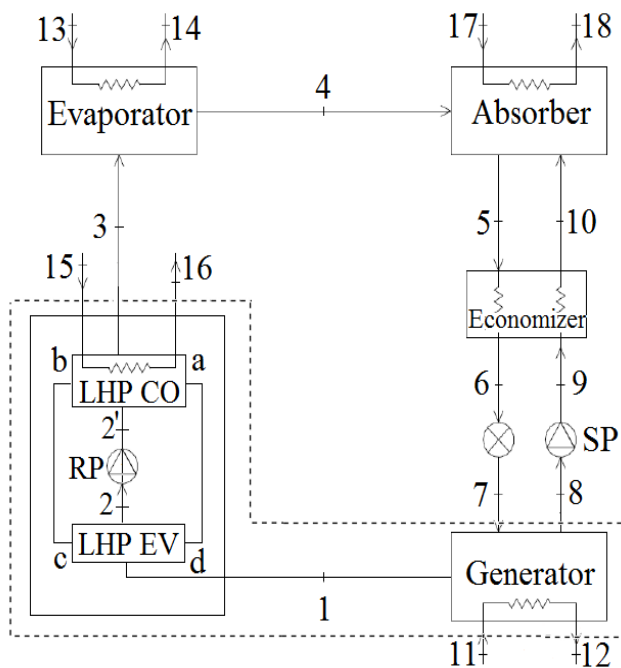
بهبود عملکرد چرخه‌های تبدیل‌کننده گرمایی جذبی همواره برای پژوهشگران چالش برانگیز بوده و مطالعات متعددی در این رابطه صورت گرفته است. یکی از راهکارها برای بیشینه سازی ضریب عملکرد سیستم، بکارگیری لوله‌های گرمایی در سیستم تبدیل‌کننده گرمایی جذبی می‌باشد. لوله‌های گرمایی، لوله‌هایی هستند که با مایع پر شده‌اند و با جذب یا دفع گرما و تغییر فاز سیال عامل، امکان انتقال گرما در فواصل طولانی را بدون نیاز به توان ورودی فراهم می‌سازند. در واقع لوله گرمایی از لحاظ ظاهری یک لوله باریک و بلند است که هیچ قطعه متحرکی در آن به کار گرفته نشده و کاملاً عایق‌بندی شده است. لایه داخلی این لوله، ساختاری موئین و فیتیله‌ای دارد و درون این ساختار، جریان اندکی از آب در حالت اشباع برقرار است. در یک انتهای این لوله، قسمت تبخیرکن قرار دارد. در این قسمت، گرما جذب شده و سیال (که معمولاً آب است) تبخیر می‌شود. قسمت چگالنده، در انتهای دیگر لوله گرمایی قرار دارد. تغییر فاز بخار به مایع و آزاد شدن گرما در این قسمت انجام می‌شود. در بین دو انتهای لوله، قسمت آدیاباتیک قرار می‌گیرد. در قسمت آدیاباتیک، فازهای بخار و مایع در جهت‌هایی خلاف یکدیگر، یکی از قسمت مرکزی لوله و دیگری از قسمت فیتیله‌ای، در حرکت هستند تا با کمترین میزان اتلاف انرژی، چرخه لوله گرمایی کامل شود. لوله‌های گرمایی بر اساس ساختارشان به پنج نوع استوانه‌ای، دوار، حلقوی، رسانایی متغیر و ضربانی تقسیم‌بندی می‌شوند [۸].

هردیا و همکاران [۹]، به منظور به بیشینه سازی ضریب عملکرد سیستم AHT، امکان استفاده از لوله گرمایی استوانه‌ای به عنوان مبادله‌کن گرما داخل سیستم AHT را از نقطه نظر قوانین انتقال گرما بررسی کردند. بدین صورت که، به کمک لوله‌های گرمایی امکان مبادله گرمایی بین فرآیندهای چگالنده و تبخیرکن سیستم AHT فراهم شد. ظرفیت گرمایی سیستم ۰/۷ کیلووات و سیال عامل آن آب و لیتیوم بروماید بوده است.

<sup>۱</sup> Loop Heat Pipe (LHP)

چگالنده و جاذب گرما را انتقال می‌دهند. مشروط بر اینکه قوانین ترمودینامیکی نقض نشوند، می‌توان گرما را بین اجزاء منتقل کرد و تقاضای گرمای اولیه برای AHT را کاهش داد. اگر گرمای چگالنده به کمک LHP برای تامین گرمای مورد نیاز تبخیرکن بازیابی شود، عملکرد AHT بهبود می‌یابد، زیرا با وجود ثابت ماندن گرمای خروجی جاذب، مصرف گرمای اولیه کاهش یافته است. در مورد AHT، بخار فوق گرم خروجی از ژنراتور، به قسمت تبخیرکن LHP گرمای خود را منتقل کرده و مایع می‌شود. مبرد مایع برای دریافت گرما از LHP و پیش گرم شدن به فشار بالا (PEV) پمپ می‌شود.

در مورد LHP، مبرد آن با فشار کم تبخیر می‌شود، زمانی که به حالت بخار اشباع رسید، به چگالنده می‌رود تا گرما را برای تبخیرکن در AHT بازیابی نماید. مبرد در حالت مایع مترکم به دلیل اثرات موینگی و گرانش برای تکرار مجدد چرخه LHP، از چگالنده به منطقه تبخیرکن باز می‌گردد. برای سادگی مدلسازی چرخه ترکیبی اجزای داخل خط چین شکل (۳) یک حجم کنترل در نظر گرفته شده است.



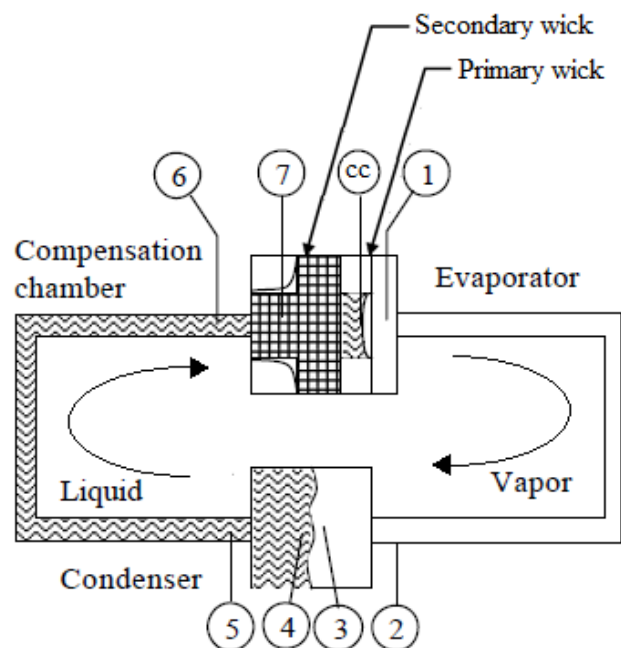
شکل ۳ نقاط کارکردی چرخه ترکیبی AHT-LHP

### ۲-۳- فرضیات مدلسازی

جهت مدلسازی چرخه مذکور، فرض‌های زیر لحاظ می‌گردد:  
 (۱) سیال عامل در تمام حالات پایدار می‌باشد و شرایط تعادل ترمودینامیکی در کل سیستم برقرار خواهد بود. (۲) سیال خروجی از چگالنده AHT در حالت مایع اشباع و از تبخیرکن،

چگالنده اجزای پیچیده دیگری نداشته و صرفاً در آن قسمت تبادل گرما صورت گرفته و سیال عامل دچار تغییر فاز می‌گردد. بنابراین، جریان سیال عامل در داخل لوله گرمایی حلقوی را می‌توان به چهار جزء شامل جریان بخار در بخش انتقال (خط بخار)، جریان مایع در بخش انتقال (خط مایع)، جریان بخار در تبخیرکن و چگالنده و جریان مایع در تبخیرکن و چگالنده تقسیم نمود [۱۱].

گرما در بخش تبخیرکن وارد شده، سیال عامل در نتیجه دریافت گرمای نهان تبخیر، تبدیل به بخار اشباع شده و باعث ایجاد گرادیان فشار در لوله می‌شود. بخار اشباع حاصل به علت وجود اختلاف فشار به ناحیه چگالنده در انتهای دیگر لوله گرمایی منتقل می‌شود. در واقع، نیروی پیشران در لوله گرمایی، اختلاف فشار مابین بخش تبخیرکن و بخش چگالنده می‌باشد. قرارگیری چگالنده در بخش خنک‌تر، سبب انتقال گرمای نهان تبخیر از بخار اشباع به قسمت دما پایین شده و بخار اشباع تغییر فاز داده، به حالت مایع در می‌آید. مایع اشباع حاصل، به کمک نیروی موینگی از طریق ساختار فتیله‌ای به بخش تبخیرکن برمیگردد. این چرخه مجدداً تکرار می‌شود و پیوسته گرما از بخش گرم به سرد منتقل می‌شود (شکل ۲).



شکل ۲ نقاط کارکردی لوله گرمایی حلقوی [۱۲]

### ۲-۲- توصیف چرخه AHT-LHP

یک AHT دارای چهار نقطه برای تبادل گرما با مدارهای خارجی می‌باشد، جایی که ژنراتور و تبخیرکن گرما را دریافت می‌کنند و

جدول ۲ شرایط مبنایی جهت مدلسازی چرخه LHP

پارامتر	مقدار	واحد
سیال عامل	آب	-
<b>تبخیرکن</b>		
مساحت مؤثر	۱	cm <sup>2</sup>
تخلخل فیتیله	۲۰٪	-
ضخامت فیتیله	۲۰۰	μm
رسانایی گرمایی سیلیکون	۱۴۰	W/m.K
<b>خط بخار</b>		
شعاع	۰٫۳۵	mm
طول	۳۰۰	mm
<b>خط مایع</b>		
شعاع	۰٫۳۵	mm
طول	۲۰۰	mm

بخار اشباع می‌باشد. (۳) محلول خروجی از جاذب و ژنراتور در حالت اشباع قرار دارد. (۴) دماهای خروجی ژنراتور و تبخیرکن به دلیل دریافت نمودن گرما از یک منبع مشترک، یکسان می‌باشد. (۵) میزان جذب و دفع گرما و افت فشار ناشی از اصطکاک در اجزای مختلف سیستم ناچیز می‌باشد. (۶) محفظه جبران LHP در شرایط اشباع قرار دارد. (۷) مایع در حالت تک فاز محفظه جبران را ترک می‌کند. (۸) در LHP سطح مشترک بخار و مایع در ورودی چگالنده قرار دارد. به عبارت دیگر، به دلیل ناچیز بودن گرمای محسوس بخار در مقایسه با گرمای خارج شده توسط قسمت دیگر چگالنده، میتوان از طول ورودی بخار در چگالنده در مقایسه با طول چگالنده چشم‌پوشی کرد. (۹) فیتیله همواره خیس می‌باشد. (۱۰) خط بخار و مایع کاملاً عایق می‌باشند. (۱۱) در بخش LHP تمامی خواص سیال عامل به جز چگالی، در کل چرخه ثابت فرض شده است. (۱۲) اختلاف دمای ناچیزی برای فرایند انتقال گرما در LHP و AHT در نظر گرفته شده است.

## ۲-۴- آنالیز انرژی

بر اساس معادلات (۱) تا (۳)، تحلیل انرژی سیستم‌های AHT، LHP و AHT-LHP انجام می‌شود.

معادله موازنه جرم:

$$\sum \dot{m}_i = \sum \dot{m}_e \quad (1)$$

معادله موازنه جرم لیتیوم برماید:

$$\sum \dot{m}_{in} \dot{X}_{in} = \sum \dot{m}_{out} \dot{X}_{out} \quad (2)$$

معادله موازنه انرژی:

$$\sum \dot{Q} - \sum \dot{W} = \sum \dot{m}_{in} h_{in} - \sum \dot{m}_{out} h_{out} \quad (3)$$

جهت مدل‌سازی کل لوله گرمایی حلقوی به عنوان یک چرخه، باید فیزیک جریان در گردش را درک کرد. برای داشتن یک LHP در حال کار سیال عامل باید به حالت ترمودینامیکی مایع متراکم به محفظه جبران برسد تا از تشکیل حباب در ورودی محفظه جبران یا در لوله‌ها جلوگیری کند (نقطه ۵ با

جدول ۱ شرایط مبنایی و بازه مقادیر پارامترهای عملکردی چرخه AHT

پارامتر	مقدار
دمای جاذب	$T_{AB} = 105 - 135 \text{ }^\circ\text{C}$
دمای ژنراتور = دمای تبخیرکن	$T_{GE} = T_{EV} = 75 - 85 \text{ }^\circ\text{C}$
دمای چگالنده	$T_{CO} = 26 - 35 \text{ }^\circ\text{C}$
کارایی صرفه‌جو	$\varepsilon_{EC} = 80 \%$
بازده آیزنتروپیک پمپ‌ها	$\varepsilon_p = 80 \%$
دبی جرمی میرد (آب)	$\dot{m}_r = 0.003 \text{ kg/s}$
دمای ورودی آب خنک‌کن چگالنده	$T_{CO} - 8 \text{ }^\circ\text{C}$
دمای خروجی آب خنک‌کن چگالنده	$T_{CO} - 3 \text{ }^\circ\text{C}$
دمای ورودی آب جاذب	$T_{AB} - 8 \text{ }^\circ\text{C}$
دمای خروجی آب جاذب	$T_{AB} - 3 \text{ }^\circ\text{C}$
دمای ورودی بخار اشباع گرم‌کن ژنراتور و تبخیرکن	$T_{GE} + 10 \text{ }^\circ\text{C}$
دمای خروجی مایع اشباع گرم‌کن ژنراتور و تبخیرکن	$T_{GE} + 10 \text{ }^\circ\text{C}$

چرخه ترمودینامیک LHP از چهار فرآیند اصلی تشکیل شده است که عبارتند از: (۱) افزایش گرمای فشار ثابت در تبخیرکن، (۲) آنتالپی ثابت در لوله مایع عایق شده، (۳) دفع گرما با فشار ثابت در چگالنده و (۴) آنتالپی ثابت در لوله بخار عایق شده. نمودار دما- آنترپی و فرایندهای ترمودینامیکی داخل لوله گرمایی حلقوی در شکل (۴) ارائه شده است. با استفاده از موازنه انرژی برای بخش تبخیرکن و چگالنده می‌توان کل گرمای ورودی و خروجی LHP را تعیین نمود.

$$\dot{Q}_{in} = \dot{m}(h_1 - h_6) \quad (4)$$

$$\dot{Q}_{out} = \dot{m}(h_2 - h_5) \quad (5)$$

با توجه به فرضیات مدلسازی، لوله‌ها عایق هستند و محفظه جبران در حالت تعادل قرار دارد. بدین معنا که گرمای ورودی در تبخیرکن باید برابر با گرمای خروجی در چگالنده باشد.

$$\dot{Q}_{LHP} = \dot{Q}_{in} = \dot{Q}_{out} \quad (6)$$

از طرف دیگر کل گرمای دریافتی در تبخیرکن شامل گرمای محسوس، گرمای نهان و گرمای نشت (به صورت انتقال گرمای همرفتی) می‌باشد.

$$\dot{Q}_{leak} = h_{cc}A(T_{cc} - T_{cc,sat}) \quad (7)$$

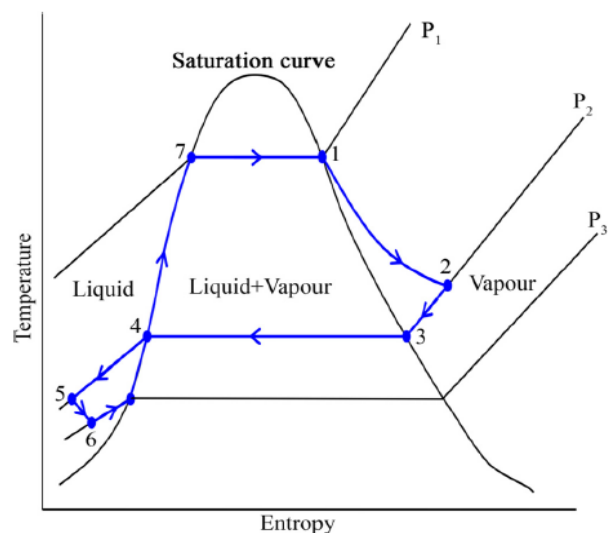
$$\dot{Q}_{in} = \dot{m}Cp_{l,c}(T_1 - T_{cc}) + \dot{m}h_{fg,h} + h_{cc}A(T_{cc} - T_{cc,sat}) \quad (8)$$

در بخش چگالنده LHP نیز گرمای خروجی از سه قسمت شامل گرمای محسوس جهت خنک کردن بخار از دمای  $T_2$  تا دمای  $T_c$ ، گرمای نهان برای تغییر فاز بخار به مایع و در نهایت گرمای محسوس برای خنک کردن مایع از دمای  $T_c$  به  $T_5$  می‌باشد.

$$\dot{Q}_{out} = \dot{m}[Cp_{v,c}(T_2 - T_c) + h_{fg,c} + Cp_{l,c}(T_c - T_5)] \quad (9)$$

جهت نوشتن یک مدل حالت پایدار جامع برای LHP، باید نحوه انتقال گرما در تبخیرکن را درک کرد. بنابراین درک

دمای  $(T_5)$ . اگر یک حباب در داخل سیستم لوله‌کشی یا درست قبل از ورودی محفظه جبران تشکیل شود، می‌تواند جریان را مسدود کند و باعث حرکت جریان حجیم شود. این نوع حرکت عملکرد لوله گرمایی حلقوی را کاهش می‌دهد زیرا جریان قطع می‌شود و عملکرد LHP رفتار دوره‌ای و متناوب خواهد داشت. در ادامه سیال عامل از حالت مایع متراکم به دمای اشباع محفظه جبران  $T_{cc,sat}$  می‌رسد. در نتیجه، سطح انرژی مایع افزایش می‌یابد. فیتیله ثانویه، که در محفظه جبران قرار دارد، مایع اشباع شده را به فیتیله اولیه می‌رساند (فقط مایع اشباع داخل فیتیله اولیه جذب می‌شود). سپس مایع اشباع شده نسبت به سطح داغ پایین فیتیله اولیه گرم‌تر می‌شود و به علت اثر موینگی از محفظه جبران به سمت بالای فیتیله انتقال می‌یابد. در آن نقطه مایع تا دمای  $T_1$  گرم می‌شود و سطح انرژی سیال افزایش می‌یابد. مایع اشباع در فشار تبخیرکن در فصل مشترک بخار-مایع تغییر فاز می‌دهد و انرژی سیال از مایع اشباع به بخار اشباع در همان دمای  $T_1$  به سطح بالاتری می‌رود. فشار بخار در اثر حرکت در خط بخار به دلیل وجود اصطکاک و فرایند تغییر فاز بخار به مایع در چگالنده، افت می‌کند. جریان بخار در داخل خط بخار به عنوان جریان داخل یک مجرای عایق در نظر گرفته می‌شود. برای جریان در داخل مجرای عایق، آنتالپی ثابت می‌ماند و جریان را آنتالپی ثابت می‌نامند. همچنین سطح مجرا در کل سیستم یکسان می‌باشد. افت فشار در خط مایع کم است زیرا سرعت جریان کم است، یعنی جریان آرام می‌باشد. بنابراین، می‌توان فرض کرد که سیال کار در طول خط مایع همواره به شکل مایع ادامه می‌یابد و به حالت بخار تبدیل نمی‌شود.



- 1-2 Isenthalpic process
- 2-3-4-5 Constant pressure process
- 5-6 Isenthalpic process
- 7-1 Constant pressure process

شکل ۴ نمودار ترمودینامیکی دما- آنترپی چرخه LHP [۱۳]

$$T_5 = T_c - \frac{h_{cc}A}{\dot{m} C_{p_{l,c}}} (T_{cc} - T_{cc,sat}) - (T_1 - T_{cc}) + \frac{(h_{fg,c} - h_{fg,h})}{C_{p_{l,c}}} + \frac{C_{p_{v,c}}}{C_{p_{l,c}}} (T_2 - T_c) \quad (16)$$

به کمک روابط (۸) و (۱۱) می‌توان دمای محفظه جبران را محاسبه کرد.

$$T_{cc} = T_1 - \left( \frac{\dot{Q}_{LHP} - \dot{m} h_{fg,c}}{\dot{m} C_{p_{l,c}}} \right) \times (1 - e^{-\left( \frac{\dot{m} C_{p_{l,c}} L}{k_{eff} A} \right)}) \quad (17)$$

با استفاده از روابط (۱۳) تا (۱۵) رابطه (۱۸) برای محاسبه دمای نقطه ۱ حاصل می‌شود.

$$T_1 = T_{cc,sat} + \left( \frac{\nu_{fg,c} T_c}{h_{fg,c}} \right) \left( \frac{8\mu_{l,c} \dot{m} (l - l_v)}{\pi \rho_{l,c} R^4} + \frac{8\mu_{v,c} \dot{m} l_v}{\pi (\rho_{v,c} + \rho_{v,e}) R^4} \right) \quad (18)$$

برای اینکه LHP عملکردی بدون وقفه داشته باشد، بایستی محفظه جبران همواره در حالت تعادل باشد. برای دستیابی به حالت تعادل و برای جبران نشت گرما به محفظه جبران، باید سیال عامل در خروجی چگالنده در حالت مایع متراکم باشد ( $\dot{Q}_{leak} = \dot{Q}_{sub-cooled}$ ). بنابراین جهت محاسبه  $T_6$  رابطه (۱۹) به کار می‌رود.

$$T_6 = T_{cc,sat} + \frac{\dot{Q}_{leak}}{\dot{m} C_{p_{l,c}}} \quad (19)$$

گرمای مبرد خروجی ژنراتور چرخه AHT به طور کامل توسط بخش تبخیرکن لوله‌های گرمایی دریافت می‌شود. تعداد لوله‌های گرمایی (N) مورد نیاز از رابطه زیر محاسبه می‌شود.

$$N = \frac{\dot{Q}_{CO,AHT}}{\dot{Q}_{EV,LHP}} \quad (20)$$

چگونگی انتقال گرما در فیتیله بسیار مهم است. رابطه توزیع دما داخل فیتیله به صورت زیر می‌باشد [۱۰].

$$T(x) = T_{cc} + \left( \frac{\dot{Q}_{LHP}}{\dot{m} C_p} - \frac{h_{fg}}{C_p} \right) e^{-\frac{\dot{m} C_p}{k_{eff} A} L} \left( e^{\frac{\dot{m} C_p}{k_{eff} A} x} - 1 \right) \quad (10)$$

با استفاده از معادله توزیع دما برای فیتیله، می‌توان گرمای نشت شده به محفظه جبران را محاسبه کرد [۱۰].

$$\dot{Q}_{leak} = \dot{m} C_p e^{-\frac{\dot{m} C_p}{k_{eff} A} L} \left( \frac{\dot{Q}_{LHP}}{\dot{m} C_p} - \frac{h_{fg}}{C_p} \right) \quad (11)$$

که  $k_{eff}$  رسانایی گرمایی موثر فیتیله می‌باشد و بر اساس میزان تخلخل فیتیله ( $\varepsilon: 0-1$ ) تعیین می‌گردد [۱۴].

$$k_{eff} = \varepsilon k_s + (1 - \varepsilon) k_l \quad (12)$$

به دلیل بالا بودن گرمای نهان تبخیر آب، مقدار جریان گرمی کوچکی در LHP به گردش در می‌آید. کم بودن دبی گرمی با کوچک بودن مقدار نسبت قطر لوله به طول لوله، فرض جریان کاملاً توسعه یافته لایه‌ای را برای جریان مایع و بخار توجیه می‌کند. برای جریان کاملاً توسعه یافته لایه‌ای، تلفات فشار در خط لوله مایع و بخار را می‌توان به کمک معادله مومنتم بیان کرد (اثرات مفاصل و خمیدگی‌ها در نظر گرفته نشده است).

$$\Delta P_l = P_c - P_6 = \frac{8\mu_{l,c} \dot{m} (l - l_v)}{\pi \rho_{l,c} R^4} \quad (13)$$

$$\Delta P_v = P_1 - P_c = \frac{8\mu_{v,c} \dot{m} l_v}{\pi \left( \frac{\rho_{v,c} + \rho_{v,e}}{2} \right) R^4} \quad (14)$$

هم‌چنین به دلیل وجود شرایط اشباع در بخش تبخیرکن و چگالنده LHP می‌توان رابطه کلاپیرون را نوشت.

$$P_h - P_c = \frac{h_{fg,c}}{\nu_{fg,c} T_c} (T_1 - T_c) \quad (15)$$

به کمک روابط (۶) تا (۹) می‌توان رابطه‌ای برای محاسبه دمای  $T_5$  به دست آورد.

که در آن  $e_{LiBr}^{0,ch}$  و  $e_{H_2O}^{0,ch}$  اگزرژی شیمیایی استاندارد آب و لیتیوم برماید است و  $a_{LiBr}$  و  $a_{H_2O}$  فعالیت شیمیایی آب و لیتیوم برماید می‌باشند که از مرجع [۱۵] استخراج گردیده‌اند. کل تخریب و تلفات اگزرژی از طریق رابطه (۲۷) محاسبه می‌شوند.

$$\dot{E}x_D + \dot{E}x_L = \sum \dot{E}x_{in} - \sum \dot{E}x_{out} + \sum \dot{Q}(1 - \frac{T_0}{T}) + \sum \dot{W} \quad (27)$$

در سیستم‌های AHT و AHT-LHP بازده قانون دوم و یا ضریب عملکرد اگزرژی (ECOP) به صورت نسبت اگزرژی جریان محصول (جریان دما بالای تولیدی جاذب) به اگزرژی جریان سوخت (جریان دما پایین ورودی تبخیرکن و ژنراتور) تعریف می‌شود.

$$ECOP_{AHT} = \frac{\dot{Q}_{AB}(1 - \frac{T_0}{T_{AB}})}{\dot{Q}_{EV}(1 - \frac{T_0}{T_{EV}}) + \dot{Q}_{GE}(1 - \frac{T_0}{T_{GE}})} \quad (28)$$

$$ECOP_{AHT-LHP} = \frac{\dot{Q}_{AB}(1 - \frac{T_0}{T_{AB}})}{(\dot{Q}_{EV} - \dot{Q}_{rec})(1 - \frac{T_0}{T_{EV}}) + \dot{Q}_{GE}(1 - \frac{T_0}{T_{GE}})} \quad (29)$$

### ۳- اعتبارسنجی مدلسازی

برای اعتبارسنجی مدلسازی تبدیل‌کننده گرمایی جذبی تک اثره، از نتایج پژوهش تجربی ریورا و همکاران [۱۶] استفاده شده است. شکل (۵) مقایسه بین ضریب عملکرد به دست آمده از کار حاضر را با آنچه توسط ریورا و همکاران گزارش شده است نشان می‌دهد. داده‌های نمودار حاکی از وجود یک تطابق عالی بین دو نتیجه می‌باشد.

مقایسه نتایج مدلسازی ترمودینامیکی لوله گرمایی با مطالعه تجربی هم‌دان [۱۰] در شکل (۶) نشان داده شده است. در اعتبارسنجی مذکور، سیال عامل لوله گرمایی حلقوی، آب در نظر گرفته شده است، همچنین دمای چگالنده و ابعاد لوله گرمایی حلقوی مطابق با کار هم‌دان انتخاب شدند. با توجه به نمودار می

گرمای بازیاب شده برای تبخیرکن AHT از طریق رابطه (۲۱) محاسبه می‌شود.

$$\dot{Q}_{rec} = NU_{LHP}A_{LHP}(T_3 - T_2') \quad (21)$$

U ضریب عمومی انتقال حرارت لوله گرمایی  $160 \text{ W/m}^2\text{K}$  در نظر گرفته می‌شود [۹]. برای نشان دادن نتایج تحلیل انرژی لازم است COP سیستم محاسبه گردد.

$$COP_{AHT} = \frac{\dot{Q}_{AB}}{\dot{Q}_{EV} + \dot{Q}_{GE}} \quad (22)$$

$$COP_{AHT-LHP} = \frac{\dot{Q}_{AB}}{\dot{Q}_{GE} + \dot{Q}_{EV} - \dot{Q}_{rec}} \quad (23)$$

### ۲-۴- آنالیز اگزرژی

به کمک قانون دوم ترمودینامیک می‌توان عملکرد چرخه را با استفاده از مقادیر اگزرژی بررسی و باهم مقایسه نمود. مقدار اگزرژی از رابطه ذیل قابل حصول است.

$$\dot{E}x = \dot{E}x_{ph} + \dot{E}x_{ch} \quad (24)$$

با بکارگیری مقادیر آنتالپی و آنتروپی ویژه اگزرژی فیزیکی از رابطه ذیل قابل محاسبه است.

$$\dot{E}x_{ph} = \dot{m}[(h - h_0) - T_0(s - s_0)] \quad (25)$$

اگزرژی شیمیایی از طریق رابطه (۲۶) محاسبه می‌گردد [۱۵].

$$\begin{aligned} \dot{E}x_{ch} &= \dot{E}x_{ch}^0 + \dot{E}x_{ch}^{dis} \\ &= \dot{m} \left[ \left( \frac{1-x}{M_{H_2O}} \right) e_{H_2O}^{0,ch} + \left( \frac{x}{M_{LiBr}} \right) e_{LiBr}^{0,ch} \right] \\ &+ \dot{m} \cdot T_0 \left[ \left( \frac{\bar{R} \cdot (1-x)}{M_{H_2O}} \right) \ln(a_{H_2O}) + \left( \frac{\bar{R} \cdot x}{M_{LiBr}} \right) \ln(a_{LiBr}) \right] \end{aligned} \quad (26)$$

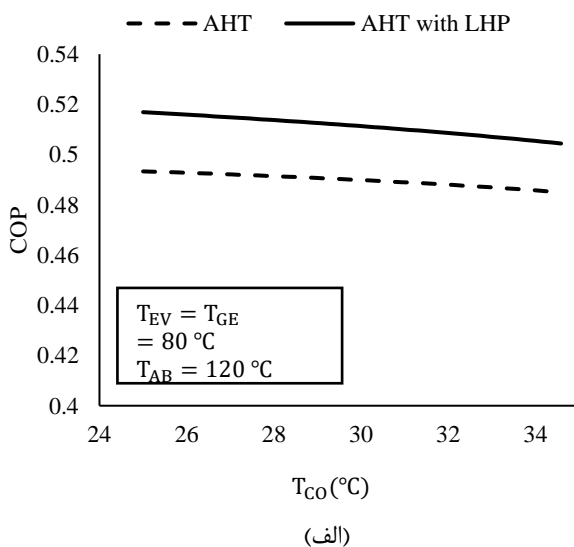


(۱) می‌باشد  $T_{AB} = 105 - 135 \text{ }^\circ\text{C}$ ,  $T_{CO} = 26 - 35 \text{ }^\circ\text{C}$  و  $(T_{GE} = T_{EV} = 75 - 85 \text{ }^\circ\text{C})$ .

نمودار مقایسه‌ای روند تغییر ضریب عملکرد چرخه تبدیل‌کننده گرمایی جذبی با و بدون بکارگیری لوله گرمایی حلقوی بر اساس دمای چگالنده، جاذب و تبخیرکن به ترتیب در شکل (۷) نشان داده شده است.

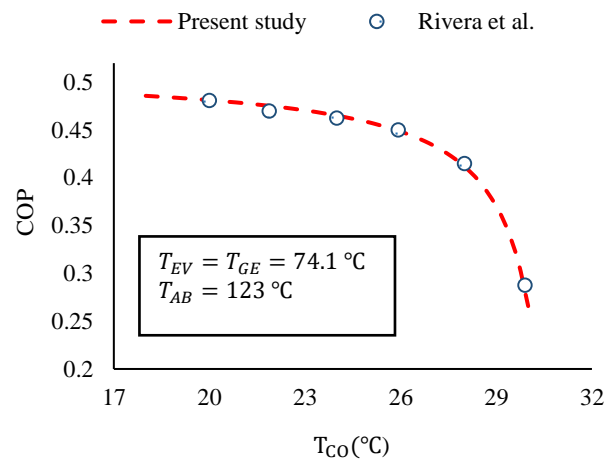
با توجه به نمودارها بکارگیری لوله گرمایی حلقوی در چرخه تبدیل‌کننده گرمایی جذبی تک اثره موجب افزایش ۶ تا ۸ درصدی ضریب عملکرد نسبت به چرخه AHT متداول شده است. همچنین نتایج نشان می‌دهد، افزایش دمای چگالنده منجر به کاهش جزئی ضریب عملکرد در هر دو سیستم شده است. همچنین با افزایش دمای جاذب COP در ابتدا به آرامی کاهش یافته و در شرایط عملکردی مشخص شده بر روی شکل (۷) دمای جاذب بالاتر از ۱۲۸ درجه سلسیوس، به سرعت کم می‌شود.

این امر به این دلیل است که با افزایش دمای جاذب غلظت محلول رقیق (شکل (۳) نقطه ۵) بیشتر شده و بنابراین به تبع آن نسبت جریان جرمی محلول غلیظ به مبرد نیز افزایش یافته و نهایتاً منجر به کاهش ظرفیت گرمایی جاذب می‌گردد. اما افزایش دمای تبخیرکن منجر به افزایش گرمای ورودی به ژنراتور و خروجی از جاذب گشته که برآیند این دو عامل سبب افزایش ضریب عملکرد سیستم می‌شود و یا به عبارت دیگر افزایش دمای منبع گرمایی منجر به کاهش غلظت محلول رقیق (شکل (۳) نقطه ۵) و در واقع کاهش نسبت دبی جرمی محلول به مبرد می‌گردد و در نتیجه ضریب عملکرد و ظرفیت گرمایی جاذب افزایش می‌یابد. روند تغییرات COP با آنچه در تحقیقات قبلی گزارش شده است، مطابقت دارد.

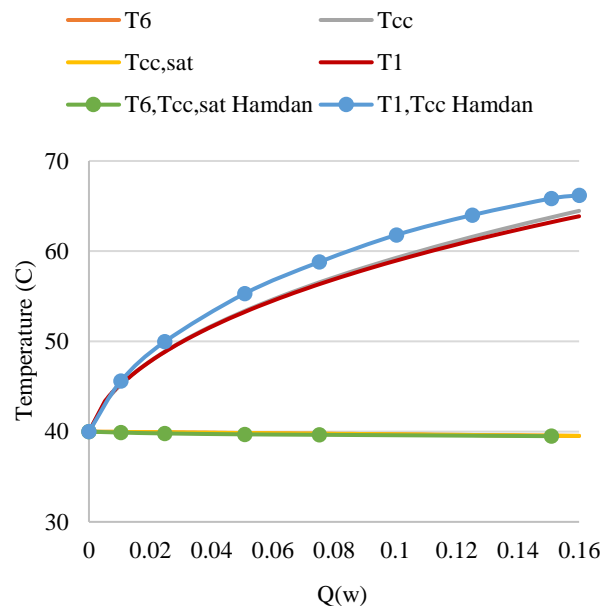


(الف)

توان دریافت که نتایج حاصل از مطالعه حاضر با نتایج کار هم‌دان تطابق خوبی داشته و حداکثر اختلاف نسبی ۳/۲ درصد است.



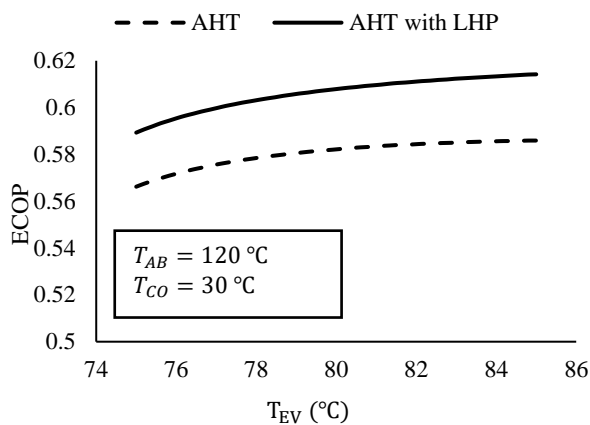
شکل ۵ اعتبارسنجی نتایج مدل‌سازی AHT توسط نتایج مطالعه ریورا و همکاران [۱۶]



شکل ۶ اعتبارسنجی نتایج مدل‌سازی LHP توسط نتایج مطالعه هم‌دان [۱۰]

#### ۴- نتایج

در این پژوهش، امکان‌سنجی استفاده از گروه لوله‌های گرمایی حلقوی در چرخه تبدیل‌کننده گرمایی جذبی تک اثره مورد مطالعه قرار گرفت و میزان تأثیر آن از لحاظ انرژی و انرژی روی چرخه ساده تبدیل‌کننده گرمایی جذبی تک اثره بررسی گردید. محدوده داده‌های ورودی به نرم‌افزار EES مطابق جدول



(ج)

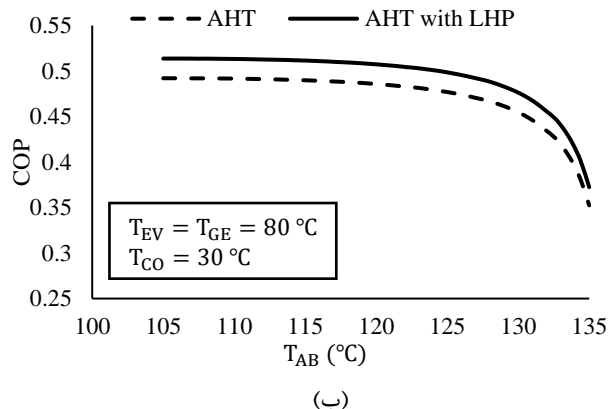
شکل ۸ تغییرات ECOP بر حسب دما الف- چگالنده ب- جاذب ج- تبخیرکن

بکارگیری لوله گرمایی حلقوی در چرخه تبدیل‌کننده گرمایی جذبی سبب کاهش تلفات اگزرژی چرخه می‌شود که در نتیجه آن ضریب عملکرد اگزرژی چرخه تبدیل‌کننده گرمایی جذبی تک اثره افزایش می‌یابد.

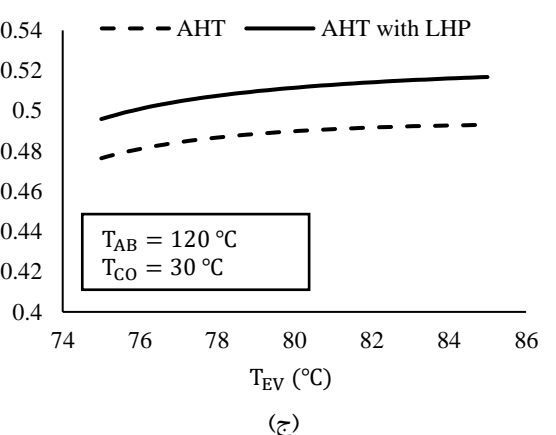
در شکل (۸) مقایسه تغییرات ضریب عملکرد اگزرژی (ECOP) چرخه AHT با و بدون بکارگیری LHP بر حسب دمای چگالنده، جاذب و تبخیرکن گزارش شده است. در پی افزایش دمای چگالنده، تلفات اگزرژی ناشی از گرمای خروجی از چگالنده بیشتر شده و ECOP چرخه کاهش می‌یابد. همچنین، ECOP بر حسب دمای جاذب در ابتدا با افزایش دمای جاذب به آرامی افزایش یافته و به یک مقدار بیشینه رسیده و بعد از آن با افزایش بیشتر دما به سرعت کاهش یافته است. از طرف دیگر افزایش دمای تبخیرکن سبب بیشتر شدن ECOP چرخه شده است. روند تغییرات ECOP با آنچه در تحقیقات قبلی گزارش شده است، مطابقت دارد.

### ۵- جمع‌بندی و نتیجه‌گیری

بر اساس نتایج مذکور در قسمت‌های پیشین، بکارگیری لوله گرمایی حلقوی در چرخه تبدیل‌کننده گرمایی جذبی تک اثره مفید واقع شده و موجب بهبود عملکرد ترمودینامیکی چرخه گشته است. با توجه به بهبود عملکرد ترمودینامیکی حاصل از به کارگیری LHP در چرخه AHT امید است که این تغییر بهبود چرخه از نظر ترمواقتصادی را نیز در پی داشته باشد. جهت اطمینان از این مساله تحلیل ترمواقتصادی چرخه‌های مورد مطالعه ضروری است که نویسندگان در حال کار بر روی آن می‌باشند.

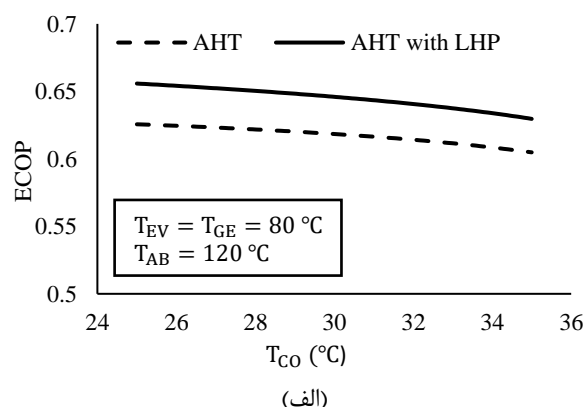


(ب)

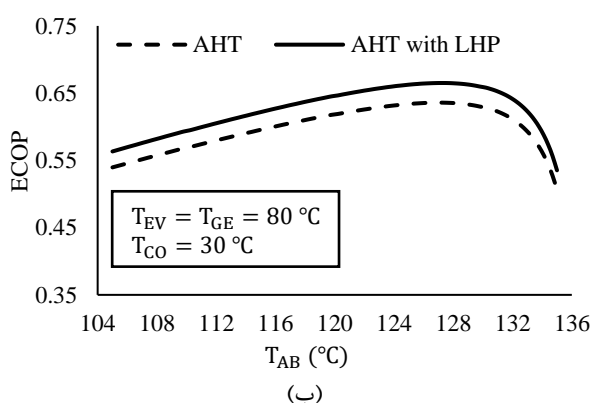


(ج)

شکل ۷ تغییرات COP بر حسب دما الف- چگالنده ب- جاذب ج- تبخیرکن



(الف)



(ب)

## ۶- فهرست علائم و اختصارات

## علائم انگلیسی

l	مایع
out	خروجی
P	پمپ
r	مبرد
rec	بازیابی شده
s	جامد
sat	اشباع
v	بخار

## ۷- مراجع

- [1] E. Garofalo, M. Bevione, L. Cecchini, F. Mattiussi, and A. Chiolerio, "Waste heat to power: Technologies, current applications, and future potential," *Energy Technology*, vol. 8, no. 11, p. 2000413, 2020, doi: <https://doi.org/10.1002/ente.202070113>.
- [2] I. E. Agency. World energy balances [Online] Available: <https://www.oecd-ilibrary.org/content/data/data-00512-en>.
- [3] Ji, L., Shukla, S., Zuo, Z., Lu, X., Ji, X., & Wang, C. (2023). An overview of the progress of new working pairs in absorption heat pumps. *Energy Reports*, 9, 703–729. <https://doi.org/10.1016/j.egy.2022.11.143>.
- [4] Cudok, F., Giannetti, N., Ciganda, J. L. C., Aoyama, J., Babu, P. D., Coronas, A., Fujii, T., Inoue, N., Saito, K., Yamaguchi, S., & Ziegler, F. (2021). Absorption heat transformer - state-of-the-art of industrial applications. *Renewable & Sustainable Energy Reviews*, 141, 110757. <https://doi.org/10.1016/j.rser.2021.110757>.
- [5] Ansari, K. A., Azhar, & Siddiqui, M. R. (2020). Exergy Analysis of Single-Effect Vapor Absorption System using design parameters. *Journal of Energy Resources Technology-transactions of the Asme*, 143(6). <https://doi.org/10.1115/1.4048594>.
- [6] Kurem, E., & Horuz, I. (2001). A comparison between ammonia-water and water-lithium bromide solutions in absorption heat transformers. *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 28(3), 427–438. [https://doi.org/10.1016/s0735-1933\(01\)00247-0](https://doi.org/10.1016/s0735-1933(01)00247-0).
- [7] Sachdeva, G., Rohilla, N., Kumar, M., & Khatak, P. (2023). Thermodynamic analysis of Absorption Heat Transformer. *ResearchGate*. [https://www.researchgate.net/publication/369660989\\_Thermodynamic\\_analysis\\_of\\_Absorption\\_Heat\\_Transformer](https://www.researchgate.net/publication/369660989_Thermodynamic_analysis_of_Absorption_Heat_Transformer).
- [8] Jose, J., & Hotta, T. K. (2023). A comprehensive review of heat pipe: Its types, incorporation

A	مساحت (m <sup>2</sup> )
AHT	تبدیل کننده گرمایی جذبی
COP	ضریب عملکرد
C <sub>p</sub>	گرمای ویژه (kJ/kgK)
Ẋ	آهنگ انرژی (kW)
ECOP	بازده قانون دوم
h	آنالتپی مخصوص (kJ/kg)
h <sub>cc</sub>	ضریب همرفت در محفظه جبران (W/m <sup>2</sup> K)
h <sub>fg</sub>	آنالتپی تبخیر (kJ/kg)
k	رسانایی گرمایی (kW/mK)
L	طول لوله (m)
LHP	لوله گرمایی حلقوی
M	جرم مولی (g/mol)
ṁ	آهنگ جریان جرمی (kg/s)
N	تعداد لوله گرمایی
P	فشار (kPa)
Q̇	آهنگ انتقال گرما (kW)
R	شعاع لوله (m)
R̄	ثابت عمومی گازها (8.314 J/mol.K)
s	آنترپپی ویژه (kJ/kgK)
T	دما (°C یا K)
U	ضریب عمومی انتقال گرما (kW/m <sup>2</sup> K)
Ẇ	توان (kW)
X	غلظت جرمی لیتیوم بروماید (wt %)

## علائم یونانی

ε	کارایی یا تخلخل فیتیله
μ	لزجت دینامیکی (kg/s.m)
ρ	چگالی (kg/m <sup>3</sup> )
ν	لزجت سینماتیکی (m <sup>2</sup> /s)

## زیرنویس‌ها

0	محیط
AB	جاذب
c	چگالنده لوله گرمایی حلقوی
cc	سطح پایین فیتیله
cc, sat	شرایط اشباع محفظه جبران
CO	چگالنده
D	تخریب
e	تبخیرکن لوله گرمایی حلقوی
EC	صرفه جو
EV	تبخیرکن
GE	ژنراتور
in	ورودی
L	تلفات

- [13] Tharayil, T., Asirvatham, L. G., Dau, M. J., & Wongwises, S. (2017). Entropy generation analysis of a miniature loop heat pipe with graphene–water nanofluid: Thermodynamics model and experimental study. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 106, 407–421. <https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2016.08.035>.
- [14] Tharayil, T., Asirvatham, L. G., Dau, M. J., & Wongwises, S. (2017). Entropy generation analysis of a miniature loop heat pipe with graphene–water nanofluid: Thermodynamics model and experimental study. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 106, 407–421. <https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2016.08.035>.
- [15] Palacios-Bereche, R., Gonzales, R., & Nebra, S. A. (2010). Exergy calculation of lithium bromide-water solution and its application in the exergetic evaluation of absorption refrigeration systems LiBr-H<sub>2</sub>O. *International Journal of Energy Research*, 36(2), 166–181. <https://doi.org/10.1002/er.1790>.
- [16] Rivera, W., Cerezo, J., Rivero, R., Cervantes, J., & Best, R. (2003). Single stage and double absorption heat transformers used to recover energy in a distillation column of butane and pentane. *International Journal of Energy Research*, 27(14), 1279–1292. <https://doi.org/10.1002/er.943>.
- techniques, methods of analysis and applications. *Thermal Science and Engineering Progress*, 42, 101860. <https://doi.org/10.1016/j.tsep.2023.101860>.
- [9] Heredia, M., Siqueiros, J., Hernández, J., Juárez-Romero, D., Huicochea, A., & Gonzalez-Rodriguez, J. (2018). Energy saving into an absorption heat transformer by using heat pipes between evaporator and condenser. *Applied Thermal Engineering*, 128, 737–746. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2017.09.017>.
- [10] Hamdan, M. O., & Elnajjar, E. (2009). Thermodynamic analytical model of a loop heat pipe. *Heat and Mass Transfer*, 46(2), 167–173. <https://doi.org/10.1007/s00231-009-0555-0>.
- [11] Pastukhov, V. G., & Maydanik, Y. F. (2019). Development and Study of a Loop Heat Pipe with Several Heat Sources of Different Power. *High Temperature*. <https://doi.org/10.1134/s0018151x19050122>.
- [12] M. Hamdan, F. M. Gerner and H. T. Henderson, "Steady state model of a loop heat pipe (LHP) with coherent porous silicon (CPS) wick in the evaporator," Nineteenth Annual IEEE Semiconductor Thermal Measurement and Management Symposium, 2003., San Jose, CA, USA, 2003, pp. 88-96. <https://ieeexplore.ieee.org/document/1194344>.