ماهنامه علمى پژوهشى





mme.modares.ac.ir

تحلیل ترمودینامیکی پمپ حرارتی جدید ترکیبی – اجکتوری و مقایسه با پمپ حرارتی تركيبي

سعيد خليلى ساريانقلى¹، ليلى گروسى فرشى^{2*}

1- دانشجوی کارشناسی ارشد، مهندسی مکانیک، دانشگاه تبریز، تبریز 2- استادیار، مهندسی مکانیک، دانشگاه تبریز، تبریز * تېرېز، كديستى tabrizu.ac.ir ،51666-16471 ا

چکیدہ	اطلاعات مقاله
یکی از روشهای متداول جهت استفاده بهینه از منابع حرارتی موجود، به کارگیری پمپهای حرارتی است که از منابع حرارتی اتلافی با دمای پایین به عنوان ورودی استفاده کرده و دما و در نتیجه کیفیت آن منبع حرارتی را افزایش میدهند. در این مقاله تاثیر افزودن اجکتور بر عملکرد ترمودینامیکی پمپ حرارتی ترکیبی مورد بررسی قرار گرفت. با شبیهسازی سیکل جدید پمپ حرارتی ترکیبی- اجکتوری در نرمافزار EES، ابتدا	مقاله پژوهشی کامل دریافت: 15 خرداد 1396 پذیرش: 04 مرداد 1396 ارائه در سایت: 03 شهریور 1396
تاثیر قطر محفظه اختلاط اجکتور در نتایج حاصله تحلیل شده و مشخص گردید که با انتخاب قطری در حدود mm 15 نسبت انرژی اولیه (PER، نسبت انرژی حرارتی مفید خروجی به کل انرژی حرارتی اولیه ورودی) و نیز بازده قانون دوم پمپ حرارتی بیشینه گشته و دمای خروجی کمپرسور کمینه میشود. سپس، نسبت انرژی اولیه، بازده قانون دوم ترمودینامیک و دمای خروجی کمپرسور پمپ حرارتی جدید با نتایج حاصل برای پمپ حرارتی ترکیبی در مقدار و دمای یکسان گرمای ورودی مقایسه گردید. نتایج نشان داد که عملکرد آرایش جدید حداکثر 10 درصد از نظر نسبت انرژی اولیه و نیز در حدود 18 درصد از نظر بازده قانون دوم بالاتر از پمپ حرارتی ترکیبی است. همچنین با در نظر گرفتن محدودیت	<i>کلید واژگان:</i> پمپ حرارتی ترکیبی بازیابی حرارت اتلافی دمای خروجی کمپرسور آمونیاک/آب
دمای خروجی تمپرسور امکان رساندن دمای منابع خراری موجود به دماهای با در در سیستم معرفی سده جدید بیستر بوده و این اختلاف بین دو سیستم به C5 میرسد. سرانجام، تحلیل میزان تلفات اگزرژی در اجزای سیستمها نشان داد که در پمپ حرارتی معرفی شده، تلفات اگزرژی شیر انبساط، واجاذب، کمپرسور و جاذب کاهش پیدا کرده و باعث افزایش عملکرد سیستم پمپ حرارتی گردیده است.	

Thermodynamic analysis of a new hybrid-ejector heat pump and comparison with the hybrid heat pump

Saeed Khalili Sarbangoli, Leili Garousi Farshi*

Department of Mechanical Engineering, Tabriz University, Tabriz, Iran * P.O.B. 51666-16471, Tabriz, Iran, l.garousi@tabrizu.ac.ir

ARTICLE INFORMATION

ABSTRACT

One of the conventional methods to improve the heat source utilization is using heat pumps that Original Research Paper Received 05 June 2017 consume low temperature waste heat sources as the input and increase their temperature and so, the Accepted 26 July 2017 quality. In this article the effect of using ejector on the thermodynamic performance of the hybrid heat Available Online 25 August 2017 pump is evaluated. With simulation of the new hybrid-ejector heat pump in the EES software, first the effect of the ejector mixing section diameter on the results is analyzed and it is concluded that a diameter of about 15 mm leads to the primary energy ratio (PER, the ratio of useful thermal energy Hybrid heat pump output to the total initial heat energy input) and second law efficiency of the heat pump to reach Waste heat recovery Compressor exit temperature maximum and the exit temperature of the compressor to remain minimum. Next, PER, second law Compressor exit pressure efficiency and the compressor exit temperature of new heat pump are compared with those of the Ammonia/water conventional hybrid heat pump at the same amount and temperature as the input heat. The results showed that the PER and second law efficiency of the new layout is maximum 10 percent and about 18 percent higher than those of the hybrid cycle respectively. It is also observed that with considering the restriction in compressor exit temperature, in new system, it is possible to increase the temperature of input heat 35°C more compared to the increase that can occur in the hybrid system. Finally, the analysis of the relative exergy losses in the components of the systems revealed that in the new layout, the relative exergy losses of throttling valve, desorber, compressor and absorber were reduced and improved the performance of this cycle.

1- مقدمه

روشهای استفاده بهینه از انرژی و نیز کاهش انتشار آلایندههایی نظیر

Please cite this article using:

Vol. 17, No. 8, pp. 423-432, 2017 (in Persian)

Keywords:

مصرف شده در این صنایع به صورت گرمای اتلافی به هدر میرود. به منظور استفاده از این انرژی در فرآیندهای صنعتی دیگر میتوان از یک پمپ حرارتی استفاده نمود. پمپهای حرارتی در کاربردهای مختلفی نظیر صنایع رنگ، روغن، استرلیزاسیون و غیره به کار میروند [3].

پمپهای حرارتی ساده شامل پمپهای حرارتی تراکمی و جذبی آ مى اشند [4]. در حالتى كه اختلاف دمايى بين منابع گرمايى دما بالا و دما پایین زیاد باشد، پمپهای حرارتی تراکمی دارای معایبی از جمله بازده پایین، فشار کاری بالا، نسبت تراکم بالا، و دمای زیاد در خروجی کمپرسور میباشند [5]. از طرف دیگر، اختلاف دمای بین منابع در پمپهای حرارتی جذبی محدود می باشند. به منظور برطرف کردن مشکلات و افزایش بازده پمپهای حرارتی ساده، تغییرات مختلفی بر روی آنها انجام یافته است. در بسیاری از سیستمهای اصلاح شده از یک کمپرسور در پمپ حرارتی جذبی استفاده می شود که تحت عنوان پمپ حرارتی ترکیبی^۳ شناخته می گردند. آرایش های متفاوتی از پمپهای حرارتی ترکیبی ارائه شده است. در یکی از آرایشها، کمپرسور در مسیر مبرد مابین اواپراتور و جاذب ٔ قرار داده می شود [6]؛ بهبودهای حاصل شده در این پمپ حرارتی ترکیبی که از سه سطح فشار تشکیل شده است بیشتر در دماهای پایین اواپراتور میباشد. همچنین در این پمپ حرارتی ترکیبی به دلیل استفاده از ژنراتور، گرمای ورودی با دمای نسبتا بالا مورد نیاز میباشد که کاربرد آن را در استفاده از حرارت اتلافی محدود می سازد. در یک آرایش دیگر، برای غلبه بر مشکل گرمای ورودی ژنراتور، از یک کمپرسور بهصورت موازی با قسمت محلول سیکل جذبی استفاده می شود [7]. در این آرایش، گرمای موردنیاز ژنراتور از طریق بخار مافوق گرم خروجی کمپرسور تامین می گردد. این سیکل نیز دارای دو اشکال عمده می باشد از جمله این که ضریب عملکرد به شدت به تغییرات دمایی اواپراتور، جاذب و ژنراتور وابسته است و همچنین بهدلیل محدودیت در دمای خروجی كمپرسور، دامنه دمايي اين سيكل محدود ميباشد.

با توجه به مشکلات اشاره شده در پمپهای حرارتی ترکیبی پیشین، سیستم ترکیبی جدیدی تحت عنوان پمپ حرارتی ترکیبی تراکمی-جذبی^۵ ابداع گردید [3،2]. در این نوع پمپهای حرارتی ترکیبی اجزای اواپراتور و کندانسور حذف شده و نقش آنها را واجاذب² و جاذب ایفا میکنند (شکل 1.الف). در این اجزا از مخلوطهای دوگانه زئوتروپیک^۷ استفاده میشود. با میدهد که منجر به افزایش بازده و نیز کاهش بازگشت ناپذیریها در سیستم میگردد. پمپ حرارتی ترکیبی مورد مطالعه در کار حاضر، نوع اخیر بوده و در متن مقاله از آن تحت عنوان پمپ حرارتی ترکیبی یاد خواهد شد. یکی از مخلوطهای رایج استفاده شده در پمپهای حرارتی ترکیبی، مخلوط آب-مونیاک است که دارای خواص گرمایی و جرمی مناسبی میباشد [8] و در کار حاضر نیز مورد استفاده قرار گرفته است.

در سال 1994 ایتارد و ماکیلسن [9] آب و آمونیاک را در سیستم پمپ حرارتی ترکیبی استفاده کردند و نشان دادند که این سیال کاری دوگانه دارای پروفیل دمایی غیرخطی است که میتواند با تغییر ترکیب کنترل گردد. برون و همکاران [10] در سال 1997 دامنه کاری یک سیستم ترکیبی را مورد مطالعه قرار دادند. در سیستم آنها از سیال کاری آب و آمونیاک

استفاده شده بود و دمای منبع انرژی گرمایی را تا 2°120 افزایش میداد. آنها بازده سیستم ترکیبی در غلظت آمونیاک 0.35 را بهدست آورده و آن را با مقادیر سیستم تراکمی مقایسه کردند. نتایج به دست آمده حاکی از این بود که پمپ حرارتی ترکیبی دارای دامنه کاری وسیعتر و عملکردی قابل رقابت با پمپ حرارتی تراکمی است.

در سال 2013 کیم و همکاران [11] به صورت تجربی تاثیر غلظت آمونیاک را بر روی مشخصه های عملکردی پمپ حرارتی تراکمی- جذبی مورد مطالعه قرار دادند. آن ها پی بردند که مقادیر مختلف دما و ظرفیت را می توان با کنترل غلظت آمونیاک به دست آورد.

جنسن و همکاران [13،12] در سالهای 2014 و 2015 سیستم ترکیبی را از جنبههای مختلف ترمودینامیکی مورد بررسی قرار دادند و نتایج خود را به حداکثر دمای 2°180 در خروجی کمپرسور محدود نمودند.

در اکثر سیستمهای بررسی شده، تجهیزات اختناق^۸ مانند لولههای مویین و شیرهای انبساط به عنوان روشهایی مرسوم و کم هزینه برای کاهش فشار مبرد مورد استفاده قرار می گیرند. با این حال، استفاده از این تجهیزات یک عامل کاهش بازده قانون دوم در فرآیند می باشد به دلیل این که این تجهیزات قابلیت انجام کار سیال فشار بالا را بدون هیچ گونه استفاده از بین می برند.

به منظور غلبه بر این مشکل، ایده استفاده از اجکتور میتواند به عنوان راهی مفید برای بهبود عملکرد سیستم تلقی شود که از اتلاف انرژی زیاد در فرآیند شیر انبساط جلوگیری میکند. اجکتورها با ساختار ساده، نصب آسان و هزینههای اولیه و نگهداری پایین شناخته میشوند [14].

اجکتور نخستین بار توسط سر کارلز پارسونز در سال 1901 برای استفاده در چگالندهها^۹ ابداع گردید. ماریس لبناس در سال 1910 از اجکتور در سیستم تبرید استفاده نمود. به کارگیری اجکتور در اوایل 1930 برای استفاده در تهویه مطبوع رواج یافت. پس از آن، بیشتر مطالعات مربوط به اجکتور بر روی استفاده از آن در چرخههای تراکم بخار^{۱۰} تمرکز یافت.

در تحقیق حاضر برای نخستین بار ایده استفاده از اجکتور در سیستم پمپ حرارتی ترکیبی ارائه گردیده است. در ابتدا تاثیر هندسه اجکتور در نتایج حاصله بررسی شده و سیستم از نظر کارکرد اجکتور بهینه شده است. در ادامه، نتایج عملکرد آرایش جدید با مقادیر حاصل برای سیستم ترکیبی مورد مقایسه قرار گرفته است.

بسیاری از مطالعات پیشین انجام گرفته بر روی پمپهای حراتی ترکیبی تنها بر قانون اول ترمودینامیک تمرکز داشتهاند. از اینرو، در کار حاضر، سیستمها علاوه بر قانون اول، از نظر قانون دوم ترمودینامیک نیز مطالعه گردیده و بازده قانون دوم و تلفات اگزرژی اجزای سیستمها مقایسه شده است.

2- معرفی آرایش جدید پمپ حرارتی ترکیبی با اجکتور

طرحواره پمپ حرارتی ترکیبی در "شکل 1. الف" نشان داده شده است. سیال کاری سیستم، محلول آب و آمونیاک می باشد که در آن آمونیاک به عنوان مبرد و آب بهعنوان سیال جاذب عمل می کنند. سیستم ترکیبی از شش جزء اصلی تشکیل شده است که شامل واجاذب، کمپرسور، پمپ، مبادله کن حرارتی، شیر انبساط، و جاذب می باشد. در سیکل ترکیبی دو سطح فشار کلی وجود دارد: فشار پایین در واجاذب و فشار بالا در جاذب. در

¹ compression ² absorption

³ hybrid heat pump

⁵ compression-absorption hybrid heat pump (CAHP)

⁵ desorber

⁷ Zeotropic mixture

⁸ Throttling components

⁹ Condenser

¹⁰ Vapor compression

واجاذب، گرمای اتلافی جذب گردیده و بخار آمونیاک به سمت کمپرسور کشیده میشود، در عین حال، محلول رقیق (محلولی با مقدار کمتر آمونیاک) از طریق پمپ و مبادله کن حرارتی به سمت جاذب جریان مییابد. فشار بخار مبرد توسط کمپرسور تا فشار جاذب افزایش مییابد. در جاذب، بخار مبرد و محلول رقیق که دارای فشار بالایی میباشند دوباره با هم ترکیب میگردند. در نتیجه، گرمای ارتقا یافته در دمای بالای جاذب آزاد میشود. درنهایت، محلول غلیظ با عبور از مبادله کن حرارتی و شیر انبساط به سمت واجاذب برمیگردد.

مبادله کن حرارتی قرار داده شده در سیکل به منظور پیش گرم کردن محلول رقیق قبل از ورود به جاذب و خنک کردن محلول غلیظ قبل از ورود به شیر انبساط میباشد که در افزایش مقدار گرمای آزاد شده در جاذب و کاهش تلفات شیر انبساط مفید میباشد [15]. با این حال، در سیکل ترکیبی به دلیل بازگشتناپذیری زیاد در شیر انبساط همچنان بازده قانون دوم ترمودینامیک پایین است. همچنین در این سیکل محدودیتهایی از جمله دمای خروجی کمپرسور وجود دارد که باعث محدود شدن دامنه کاری سیکل میگردد.

به منظور کاهش تلفات بالای سیکل ترکیبی بدون اجکتور و نیز کاهش محدودیت در دمای خروجی کمپرسور، به کارگیری اجکتور و استفاده از دو کمپرسور در سیستم پمپ حرارتی ترکیبی پیشنهاد میگردد. طرحواره سیکل ترکیبی جدید در "شکل ۱. ب" نشان داده شده است. در آرایش جدید، دو جزء اجکتور و جداکن^۱ به سایر اجزای سیکل ترکیبی اضافه گردیدهاند و فرآیند افزایش فشار بخار مبرد طی دو مرحله تراکم انجام میگیرد. محلول غلیظ پس از عبور از مبادله کن حرارتی در نقطه 7 به عنوان سیال محرک⁷ وارد اجکتور میشود؛ از طرف دیگر بخار مبرد خارج شده از واجاذب به عنوان با فشاری مایین فشارهای سیالهای محرک و ثانویه از اجکتور خارج شده و وارد جداکن می گردد. در قسمت جداکن، قسمتی از گرمای مورد نیاز با خنک اتلافی خارجی تامین می گردد. و در نتیجه بخار مبرد و محلول مایع از هم اتلافی خارجی تامین می گردد. و در نتیجه بخار مبرد و محلول مایع از هم جدا میشوند. بخار مبرد در نقطه ۱۱ وارد کمپرسور اول شده و بعد از افزایش جدا میشوند. بخار مبرد در نقطه ۱۱ وارد کمپرسور اول شده و بعد از افزایش

بخار مبرد پس از کاهش دما در جداکن، وارد کمپرسور شماره 2 گردیده و پس از افزایش فشار، در نقطه 2 وارد جاذب می گردد. محلول مایع خارج شده از جداکن نیز در نقطه 9 به سمت شیر انبساط رفته و پس از کاهش فشار اندک در نقطه 10 وارد واجاذب می شود. کاهش فشار ایجاد شده به وسیله شیر انبساط در این آرایش بسیار کمتر از مقدار آن در سیکل بدون اجکتور است که باعث کاهش تلفات در این جزء می گردد.

3- شبیه سازی و تحلیل سیستم ها

1-3- فرضيات

به منظور شبیهسازی سیستمها و تحلیل عملکرد هر یک از پمپهای حرارتی، فرضیات زیر در نظر گرفته شدهاند:

- تحلیلها در شرایط پایا انجام یافتهاند.
- بخار در خروجی واجاذب و جداکن به صورت مبرد خالص و دردمای
 یکسان با محلول رقیق خارج شده از آن جزء در نظر گرفته شده



Fig. 1 Layouts of the analyzed systems a) hybrid heat pump b) hybrid-

ejector heat pump شکل 1 طرحواره سیستمهای مورد بررسی الف) پمپ حرارتی ترکیبی ب) پمپ

مدل کے طرحورہ سیسمہانی مورہ بررسی میں چنہ عواری طرحینی جا پنچ حرارتی ترکیبی- اجکتوری

است

 محلولها در خروج از واجاذب، جاذب، و جداکن بهصورت اشباع در نظر گرفته شدهاند.

separator

² primary flow ³ secondary flow

- تبادل حرارت بین اجزاء و محیط پیرامون آنها، به جز در موارد اشاره شده در واجاذب، جاذب، و جداکن ناچیز فرض شده است.
- دما و فشار حالت مرجع به ترتیب برابر $T_0 = 20^{\circ}$ و $P_0 = 101 \text{ kPa}$
- فرآیند در شیر انبساط به صورت آنتالپی ثابت در نظر گرفته شده است.
- شبیهسازی برای هر دو سیکل در شرایط گرمای اتلاقی یکسان و با مقدار ثابت kW 100 انجام یافته است. مقدار گرمای اتلافی استفاده شده در محدوده کاربردهای صنعتی میباشد [16].

سایر شرایط استفاده شده برای سیستمها (و محدوده تغییرات آنها) در جدول 1 توضیح داده شده است.

در تحلیل سیستمها، تمام پارامترهای کارکردی، به جز آنهایی که به صراحت ذکر شود، ثابت و برابر مقادیر جدول 1 میباشند.

3-2- مدلسازی ترمودینامیکی اجکتور

در تحقیق حاضر، عملکرد اجکتور براساس مدل جریان تک بعدی مدلسازی شده است. اصول اولیه این مدل به وسیله چن [19] معرفی گردیده است.

فرضیاتی که در شبیه سازی اجکتور در نظر گرفته شده است به صورت زیر می اشد:

- هیچگونه انتقال حرارت خارجی وجود ندارد.
- سیالهای اولیه و ثانویه در شرایط سکون وارد اجکتور می گردند.
- بازدههای به کار رفته در قسمتهای مختلف جهت منظور نمودن
 افتهای اصطکاک و مخلوط شدن می باشند. (جدول 1)
- سیال به دلیل عدد ماخ پایین بخار آمونیاک در داخل اجکتور به صورت تراکمناپذیر در نظر گرفته شده است.

طرحواره چگونگی جریان سیالها در داخل اجکتور در "شکل 2" نشان داده شده است. همانگونه که مشاهده می شود، اجکتور از سه بخش نازل^۱، محفظه اختلاط^۲و پخش کن^۳ تشکیل شده است. سیال اولیه یا محرک وارد

جدول 1 پارامترهای کارکردی سیستمها

Table 1 Operating parameters of the systems [9,12,17,18]			
سيكل مورد استفاده	مقدار		پارامتر
هر دو سيکل	50°C	T _{source,in}	
هر دو سيکل	60-180°C	$T_{\rm sink,out}$	
آرايش موجود	20%C	$\Delta T_{\rm sink} = T_9 - T_{10}$	
آرایش جدید	- 20°C	$\Delta T_{\rm sink} = T_{15} - T_{16}$	
آرايش موجود	10%	$\Delta T_{\rm source} = T_{12} - T_{11}$	
آرایش جدید	- 10°C	$\Delta T_{\rm source} = T_{18} - T_{17}$	
هر دو سيکل	0.8	x _s	
هر دو سيکل	0.2	$x_{\rm s} - x_{\rm w}$	
هر دو سيکل	0.9	$\eta_{ m HE}$	
هر دو سيکل	0.8	$\eta_{ m is,p}$	
هر دو سيکل	0.95	$\eta_{ m el,p}$	
هر دو سيکل	0.95	$\eta_{ m el,com}$	
آرایش جدید	0.85	$\eta_{ m N}$	
آرایش جدید	0.9	$\eta_{ m M}$	
آرایش جدید	0.8	$\eta_{ m D}$	

1 Nozzle

² Mixing chamber

³ Diffuser

اجکتور شده و پس از عبور از نازل سرعت آن افزایش پیدا کرده و فشار آن به شدت افت میکند. کاهش فشار سیال اولیه به فشار پایین تر از فشار سیال ثانویه سبب کشیده شدن سیال ثانویه به داخل اجکتور می گردد. سپس دو سیال در داخل محفظه اختلاط با هم مخلوط شده و پس از عبور از پخش کن، فشار آنها بازیابی می گردد.

روابط حاکم بر جریان سیال در گذر از اجکتور در جدول 2 طبق "شکل ۱. ب" خلاصه شده است. همان گونه که مشاهده می گردد، قطر نازل در شرایط عملکردی مختلف از طریق روابط موجود قابل محاسبه است. قطر خروجی پخش کن تاثیر چندانی بر نتایج حاصله ندارد و 2.5 برابر قطر محفظه



Fig. 2 Layout of ejector used in the new heat pump شکل 2 طرحواره اجکتور استفاده شده در پمپ حرارتی جدید

از اجکتور	جدول 2 روابط حاکم بر تحلیل جریان در گذر
Table 2 Governing equations for	r the analysis of flow passing the
ejector	

بخش موردنظر و رابطه [18]		
نازل		
$V_{\rm N} = \left[\eta_{\rm N} \times 2 \left(\frac{p_7 \times 1000 - p_1 \times 1000}{\rho_7} \right) \right]^{0.5}$		
$A_{\rm N} = \frac{m_7}{\rho_7 \times V_{\rm N}}$		
$A_{\rm N}=\pi\frac{d_{\rm N}^2}{4}$		
محفظه اختلاط		
$V_{\rm M} = \frac{m_7 + m_1}{A_{\rm M} \times \rho_{\rm M}}$		
$A_{\rm M} = \pi \frac{a_{\rm M}}{4}$		
$\rho_{\rm M} = \frac{\dot{m}_7 + \dot{m}_1}{\frac{\dot{m}_7}{2} + \frac{\dot{m}_1}{2}}$		
$p_{\rm M} \times 1000 = p_1 \times 1000 + \eta_{\rm M} \times \left[\frac{\overset{\rho_7 \to \rho_1}{\dot{m}_7 \times V_{\rm N}} - (\dot{m}_7 + \dot{m}_1) \times V_{\rm M}}{A_{\rm M}}\right]$		
پخشکن		
$p_{\rm D} \times 1000 = p_{\rm M} \times 1000 + 0.5 \times \rho_{\rm M} \times (V_{\rm M}^2 - V_{\rm D}^2) \times \eta_{\rm D}$		
$V_{\rm D} = \frac{\dot{m}_7 + \dot{m}_1}{1}$		

$$V_{\rm D} = \frac{m_7 + m_1}{\rho_{\rm M} \times A_{\rm D}}$$
$$A_{\rm D} = \pi \frac{d_{\rm D}^2}{t}$$

مهندسی مکانیک مدرس، آبان 1396، دورہ 17 شمارہ 8

DOR: 20.1001.1.10275940.1396.17.8.21.5

اختلاط در نظر گرفته شده است (بخش 4-1). نتایج شبیهسازی نشان دادند که در شرایط کارکردی مختلف، یک مقدار بهینه برای قطر محفظه اختلاط وجود دارد که مقدار نسبت انرژی اولیه (نسبت انرژی حرارتی مفید خروجی به کل انرژی حرارتی اولیه ورودی) و بازده قانون دوم در آن قطر بیشینه میشود. جزئیات چگونگی تاثیر این پارامتر و نحوه انتخاب مقدار آن در قسمت 4-1 بررسی گردیده است.

3-3- تحلیل ترمودینامکی و روابط حاکم بر مسئله

بهمنظور شبیه سازی پمپهای حرارتی، قوانین بقای جرم و بقای انرژی استفاده شدهاند. با صرفنظر کردن از انرژیهای جنبشی و پتانسیل، این قوانین به هر کدام از اجزای سیستمها به صورت زیر اعمال شدهاند:

بقای جرم:

$$\dot{m}_{\rm i} = \sum \dot{m}_{\rm e} \tag{1}$$

$$\sum \dot{m}_{i}X_{i} = \sum \dot{m}_{e}X_{e} \tag{2}$$

بقای انرژی:

$$\sum \dot{Q} - \sum \dot{W} = \sum \dot{m}_{e}h_{e} - \sum \dot{m}_{i}h_{i}$$
(3) در رابطه (3), \dot{Q} به ترتیب نرخ انتقال حرارت و کار را نشان میدهند.

از آنجایی که در پمپهای حرارتی ترکیبی انرژیهای ورودی در دو نوع کار و حرارت به سیستمها داده میشود، در تحلیل عملکرد سیستمها از نظر قانون اول ترمودینامیک بهتر است از پارامتر PER' استفاده گردد. این پارامتر افتهای مربوط به تولید توان را نیز به حساب میآورد. عبارت PER پمپهای حرارتی مورد بررسی به صورت زیر تعریف گردیده است:

$$PER = \frac{Q_{abs}}{\frac{\dot{W}_{com}}{n \times n_{ab}} + \frac{\dot{W}_{p}}{n \times n_{ab}} + \dot{Q}_{waste}}$$
(4)

در رابطه (4)، *η* بازده مربوط به تبدیل گرما به کار میباشد. این مقدار طبق مرجع [16] برابر 0.4 در نظر گرفته شده است.

تحلیل قانون دوم ترمودینامیک به منظور محاسبه برگشت ناپذیریهای اجزای مختلف پمپهای حرارتی و نیز سهم هر کدام از اجزا در نابودی اگزرژی انجام یافته است. رابطه نرخ بازگشت ناپذیری استفاده شده برای هر کدام از اجزای سیستمهای مورد بررسی بهصورت زیر میباشد [20،13]:

$$\dot{I} = \sum_{i} \dot{m}_{i} \psi_{i} - \sum_{i} \dot{m}_{e} \psi_{e} + \sum_{i} \dot{Q}_{i} \left(1 - \frac{T_{0}}{T_{i}} \right) - \sum_{i} \dot{W}$$
(5)

دو عبارت نخست در سمت راست رابطه (5) به ترتیب نرخ اگزرژی جریآنهای وارد شده و خارج شده از هر جزء و عبارت سوم اگزرژی مربوط به انتقال گرمای حجم کنترل در دمای *T*_i را نشان میدهد.

یکی از پارامترهای مهم در تعیین سهم هر کدام از اجزا در تلفات اگزرژی سیستم، پارامتر تلفات اگزرژی نسبی^۲ میباشد. این پارامتر، در هر جزء به صورت سهمی از کل اگزرژی ورودی به سیستم که در آن جزء تحت عنوان بازگشت ناپذیری به هدر رفته است تعریف میشود:

برای هر کدام از اجزای پمپ حرارتی ترکیبی داریم:

$$\delta_{i} = \frac{I_{i}}{\dot{W}_{com} + \dot{W}_{p} + (\dot{\psi}_{9} - \dot{\psi}_{10})}$$
(6)

$${}_{e} \epsilon_{i} \sum_{j=1}^{n} \frac{I_{i}}{\dot{W}_{com I} + \dot{W}_{com II} + \dot{W}_{p} + (\dot{\psi}_{15} - \dot{\psi}_{16}) + (\dot{\psi}_{19} - \dot{\psi}_{20})}$$
(7)

¹ primary energy ratio ² Relative exergy loss

شکل 3 تغییرات بازده آیزنتروپیک کمپرسور با نسبت فشار

با استفاده از تلفات اگزرژی نسبی اجزا، بازده قانون دوم سیستمها نیز به صورت زیر بیان میشود [20-22]:

$$\eta_{\rm II} = 1 - \sum \delta_{\rm i}$$
 (8) در رابطه (8)، عبارت $\Sigma \delta_{\rm i}$ برابر مجموع تمام تلفات اگزرژی نسبی اجزای سیستم میباشد.

4-3- بازدہ آیزنتروپیک کمپرسور

در بیشتر مراجع بازده آیزنتروپیک کمپرسور برابر مقداری ثابت فرض می شود. با این وجود، فرض ثابت بودن بازده آیزنتروپیک به ویژه هنگامی که اختلاف فشارهای زیاد و متغیر در سیستم وجود دارد سبب به وجود آمدن خطاهایی در نتایج تحلیل ترمودینامیکی می گردد. به طور کلی بازده آیزنتروپیک کمپرسور تابعی از نسبت فشار آن می باشد و در کار حاضر از رابطه به دست آمده در مراجع [23-25] برای کمپرسور با بخار آمونیاک به عنوان سیال کاری استفاده گردیده است. این رابطه به صورت زیر ارائه شده است:

(9) η_{ise} = 0.976695 - 0.0366432 Pr + 0.0013378Pr² (9) در رابطه (9)، Pr نسبت فشار یا نسبت تراکم بین خروجی و ورودی کمپرسور میباشد. نمودار تغییرات بازده آینتروپیک با نسبت فشار یا نسبت تراکم طبق رابطه (9) در "شکل 3" ترسیم شده است.

4- نتايج و بحث

Σ

به منظور شبیه سازی سیستمها و انجام تحلیل های جامع از دیدگاه قانون اول و دوم ترمودینامیک، نرمافزار EES^۳ [26] به کار گرفته شده است. خواص سیال کاری (محلول آب و آمونیاک) به کار رفته در سیستمهای مورد بررسی از توابع داخلی موجود در نرمافزار به دست می آید.

به منظور بررسی صحت مدل سازی، نتایج عملکرد سیستم پمپ حرارتی ترکیبی با مقادیر مدل جنسن و همکاران [12] در شرایط مشابه مقایسه گردید (جدول 3). با توجه به نتایج نشان داده شده در جدول 3، تطابق مناسبی بین نتایج به دست آمده و مقادیر مرجع [12] مشاهده می شود.

نتایج بهدست آمده از تحلیلها در دو بخش ارائه میشود. ابتدا تاثیر اندازه قسمتهای مختلف اجکتور در نتایج حاصله بررسی شده و مقدار بهینه آنها مشخص میشود. در قسمت دوم، عملکرد سیستم جدید با سیستم پمپ حرارتی ترکیبی از نقطه نظر قانون اول و دوم ترمودینامیک مقایسه میگردد.



Fig. 3 Variation of the isentropic efficiency of compressor with pressure ratio

³ Engineering Equation Solver

جدول 3 مقایسه بین نتایج مدلسازی پمپ حرارتی ترکیبی در مطالعه حاضر با مقادیر به دست آمده توسط جنسن و همکاران

Table 3 Comparison of the simulation results of hybrid heat pump in present study with those of Jensen et al [12]

کمیت	جنسن و همکاران [10]	مطالعه حاضر	اختلاف٪
نرخ انتقال حرارت در جاذب Q _{abs} , kW	1000	1009	+0.9
دبی جرمی محلول غلیط ش _s , kg s ⁻¹	1.929	1.948	+0.98
نرخ کار ورودی کمپرسور <i>W</i> _{com} , kW	192.7	192.2	-0.26
ضریب عملکرد $COP = \frac{\dot{q}_{abs}}{\frac{\dot{W}_{com}}{\eta_{el, com}} + \frac{\dot{W}_{p}}{\eta_{el, p}}}$	5.122	5.184	+1.21

4-1- بررسی تاثیر هندسه اجکتور در نتایج

ابعاد اجکتور دارای سه قسمت اصلی می، باشد: قطر نازل، قطر محفظه اختلاط و قطر خروجی پخش کن. همان گونه که اشاره گردید، در تعیین هندسه اجکتور، قطر قسمت نازل از طریق روابط جدول 2 قابل محاسبه می، باشد؛ از مرف دیگر، به دلیل این که قطر قسمت خروجی پخش کن نسبت به قطر می، باشد، با توجه به رابطه مربوط به فشار پخش کن در جدول 2، قطر خروجی می باشد، با توجه به رابطه مربوط به فشار پخش کن در جدول 2، قطر خروجی پخش کن تاثیر چندانی در نتایج حاصل شده نخواهد داشت و در مراجع برای قطر قسمت خروجی پخش کن ، مقداری در حدود 2 تا 3 برابر قطر محفظه اختلاط پیشنهاد شده است [28،27،18]. در تحقیق حاضر نیز مقدار 2.5 برابر قطر محفظه اختلاط برای قسمت پخش کن در نظر گرفته شده است [17]؛ با این حال، عملکرد اجکتور را می توان با تغییر قطر محفظه اختلاط بهینه نمود. به همین منظور، تغییرات عملکرد پمپ حرارتی جدید با تغییر در قطر محفظه اختلاط بررسی می گردد.

جهت مطالعه تاثير قطر محفظه اختلاط، نتايج عملكرد سيستم جديد در شرایط یکسان از نظر سایر پارامترها با تغییر $d_{
m M}$ مورد مطالعه قرار گرفته است. نمودار تغییرات نسبت انرژی اولیه نسبت به تغییر قطر محفظه اختلاط (d_M) در "شکل 4" و همچنین تغییرات بازده قانون دوم نسبت به تغییر قطر محفظه اختلاط (d_M) در "شکل 5" در سه دمای خروجی مختلف رسم شده است. چگونگی تغییر نسبت انرژی اولیه و بازده قانون دوم با قطر محفظه در سایر دماها نیز مشابه نمودارهای مذکور می باشد. همان گونه که در شکلها دیده می شود، مقدار بهینه ای برای $d_{
m M}$ وجود دارد که در آن قطر، نسبت انرژی اولیه و بازده قانون دوم بیشینه می گردند و این مقدار در حدود قطر 15 قرار می گیرد. با توجه به روابط (4) تا (8)، مقدار PER و $\eta_{
m II}$ به کار mm ورودي در كمپرسور وابسته است؛ از اين رو هر چه اختلاف فشار بين نقاط 11 و 2 کمتر باشد، کار ورودی کمپرسورها کمتر شده و در نتیجه مقادیر نسبت انرژی اولیه و بازده قانون دوم افزایش پیدا خواهد نمود. فشار بیشینه یعنی فشار نقطه 2 در دمای مشخص $T_{\mathrm{sink,out}}$ ثابت بوده و با تغییر قطر محفظه اختلاط تغییر نمی کند، در حالی که فشار نقطه 11، طبق روابط جدول 2 (بخصوص دو رابطه مربوط به فشار محفظه اختلاط و فشار خروجی پخش کن) تغییر می کند. این مورد در "شکل 6" نشان داده شده است. نحوه تغییرات فشار خروجي اجكتور با قطر محفظه اختلاط بدين صورت است كه با افزايش قطر، سرعت جریان در محفظه اختلاط کاهش یافته و مساحت محفظه اختلاط افزایش می یابد و در کل سبب افزایش فشار محفظه اختلاط می گردد.

فشار خروجی پخش کن وابسته به دو پارامتر فشار محفظه اختلاط و سرعت محفظه اختلاط میباشد (سایر پارامترهای موجود در رابطه تغییر محسوسی پیدا نمی کنند)، که با افزایش قطر محفظه اختلاط به ترتیب افزایش و کاهش مییابند. وابستگی فشار خروجی پخش کن به دو پارامتر اشاره شده و تغییرات متفاوت این دو پارامتر، سبب پدیدار شدن روند افزایشی و کاهشی در فشار خروجی پخش کن می گردند. به تبع آن توان مصرفی کمپرسور کاهش و سپس افزایش مییابد. در "شکل 7" تغییرات دمای خروجی مشاهده میشود، با افزایش قطر محفظه اختلاط دمای خروجی کمپرسور مشاهده میشود، با افزایش قطر محفظه اختلاط، دمای خروجی کمپرسور ابتدا کاهش یافته و پس از آن روند افزایشی به خود می گیرد. نقطه بهینهای که در آن دمای خروجی کمپرسور به کمترین مقدار می سد در همان حدود The sec می از مان به دلیل کمینه بودن موان مصرفی کمپرسور در این مطابقت دارد. این امر به دلیل کمینه بودن توان مصرفی کمپرسور در این شرایط بوده و دمای خروجی کمپرسور را کمینه می کند.

4-2- مقایسه عملکرد آرایش جدید با پمپ حرارتی ترکیبی

در این قسمت عملکرد آرایش جدید از نظر مقادیر نسبت انرژی اولیه، گرمای ارتقا یافته خروجی، توان مورد نیاز، بازده قانون دوم ترمودینامیک و نیز دمای



Fig. 4 effect of mixing section diameter of ejector on PER شکل 4 تأثیر قطر محفظه اختلاط اجکتور در PER



Fig. 5 effect of mixing section diameter of ejector on the second law efficiency شکل 5 تأثیر قطر محفظه اختلاط اجکتور در بازده قانون دوم



Fig. 6 effect of mixing section diameter of ejector on the exit pressure of ejector





Fig. 7 effect of mixing section diameter of ejector on the compressor exit temperature

شکل 7 تأثیر قطر محفظه اختلاط اجکتور در دمای خروجی کمپرسور

خروجی کمپرسور با پمپ حرارتی ترکیبی مقایسه میگردد؛ همچنین در ادامه تلفات اگزرژی نسبی اجزای سیستمهای مطالعه شده نیز بررسی می گردند. نمودار تغییرات PER سیستمها با تغییر دمای گرمای خروجی در "شکل 8" ترسیم شده است. همان گونه که مشاهده می گردد، $T_{
m sink.out}$ تغییر آرایش سیکل ترکیبی و افزودن اجکتور باعث بهبود عملکرد سیستم از نظر نسبت انرژی اولیه گردیده است به طوری که مقدار PER سیستم جدید بین 2 تا 10 درصد بیشتر از سیکل ترکیبی است.

مشاهده می گردد که هرچه دمای خروجی $T_{
m sink,out}$ افزایش می یابد بهبود عملکرد پمپ حرارتی جدید بیشتر میشود به گونهای که در دمای خروجی مقدار PER آرایش جدید 10 درصد بالاتر از سیکل $T_{\rm sink.out} = 160^\circ C$ تركيبي است. اين امر به دليل افزايش بيشتر گرماي ارتقا يافته خروجي (شکل 9) نسبت به توان موردنیاز در پمپ حرارتی جدید نسبت به آن در سیکل ترکیبی میباشد (شکل 10). منظور از گرمای ارتقا یافته، مقدار گرمای مطلوب خروجی در جاذب است که دارای دمای بالایی میباشد.

در "شکل 11" تغییرات بازده قانون دوم ترمودینامیک در دو پمپ حرارتی با تغییر دمای خروجی $T_{\mathrm{sink,out}}$ ترسیم شده است. مشابه نسبت انرژی اولیه، بازده قانون دوم نیز در آرایش جدید بالاتر از سیکل ترکیبی میباشد و این افزایش بازده قانون دوم با به کارگیری پمپ حرارتی جدید به

18 درصد نيز مىرسد.

در سیستمهایی که از کمپرسور به عنوان وسیله افزایش فشار استفاده می شود، دمای خروجی کمیرسور یکی از پارامترهای مهم و تعیین کننده در تعیین دامنه کاری سیستم میباشد؛ محدودیت دمای خروجی کمپرسور به دلیل کنترل پایداری حرارتی روغن روانکار و نیز کاهش سایش به دلیل تنش حرارتی می باشد. این اثرات می تواند منجر به خرابی و از کار افتادگی کمپرسور و در نتیجه کل سیستم گردد.

کمپرسورهای مختلف با تکنولوژیهای گوناگون در دسترس میباشند. در تحقیق حاضر، به منظور افزایش فشار سیال کاری، یکی از بهترین تکنولوژیهای موجود یعنی کمپرسور فشار بالای آمونیاک^۱ انتخاب گردیده است [12]. دمای خروجی این کمپرسور بایستی تا حداکثر دمای $^{\circ}$ C محدود گردد.

جديد خروجی کمپرسور دما بالای پمپ حرارتی دمای (Compressor II) و کمپرسور سیکل ترکیبی در "شکل 12" ترسیم شده است. محدودیت حداکثر دمای خروجی کمپرسور نیز در شکل اعمال گردیده است. با توجه به "شکل 12"، روشن است که دمای خروجی در آرایش جدید یایین تر از سیکل ترکیبی است که سبب افزایش دامنه کاری آن می گردد. به



Fig. 8 comparison of the primary energy ratio of new layout and the hybrid heat pump

شکل 8 مقایسه نسبت انرژی اولیه آرایش جدید و پمپ حرارتی ترکیبی



Fig. 9 comparison of the output upgraded heat of new layout and the hybrid heat pump

شکل 9 مقایسه گرمای ارتقا یافته خروجی آرایش جدید و پمپ حرارتی ترکیبی

429

¹ high pressure ammonia

اجکتور در پمپ حرارتی ترکیبی کاهش تلفات اگزرژی مربوط به شیر انبساط میباشد. نمودارهای میلهای "شکل 13" تلفات اگزرژی نسبی اجزای دو پمپ حرارتی مورد بررسی را در دو دمای خروجی $T_{
m sink,out}$ نشان میدهند. همان گونه که در "شکل 13. الف" دیده می شود، در سیستم جدید آنچه که با تلفات اگزرژی نسبی کمپرسور مشخص شده است مربوط به مجموع تلفات اگزرژی هردو کمپرسور است. در دمای خروجی $T_{
m sink,out} = 90^{\circ}
m C$ بیشترین مقدار تلفات در سیکل ترکیبی به ترتیب مربوط به کمیرسور، جاذب، واجاذب و سپس شیر انبساط میباشد. این روند با افزایش دمای خروجی کمی تغییر $T_{
m sink,out} = 120^{\circ}
m C$ مى كند. در "شكل 13. ب" ديده مى شود كه در دماى شیر انبساط پس از کمپرسور بیشترین سهم را در کاهش بازده سیستم دارد. در سیستم جدید تلفات اگزرژی نسبی مجموع دو کمپرسور و سیس اجکتور بیشترین مقدار را دارند، اما استفاده از اجکتور در سیستم جدید سبب کاهش چشمگیر تلفات اگزرژی نسبی سایر اجزای سیستم (جاذب، کمپرسور، واجاذب و شیر انبساط) شده و در مجموع، با وجود اضافه شدن اجزای جدید اجکتور و جداکن، مجموع تلفات اگزرژی نسبی در سیستم جدید در دو دمای T_{sink.out} برابر با 2°90 و 120°C به ترتيب در حدود 33 و 24 درصد نسبت به سیکل ترکیبی کمتر میشود.

در سیستم پمپ حرارتی جدید کاهش بازگشتناپذیری شیر انبساط به دلیل کاهش اختلاف فشار بین ورودی و خروجی آن و در دو کمپرسور به دلیل کاهش نسبت فشار و افزایش بازده آیزونتروپیک آنهاست.

5- نتیجه گیری و جمع بندی

پمپهای حرارتی متداول شامل پمپهای حرارتی جذبی و تراکمی است که هر یک دارای مزایا و معایب خاص خود میباشند. جهت به کارگیری مزایای هر دو سیکل و تعدیل معایب آنها پمپهای حرارتی ترکیبی ارائه شدهاند.

در کار حاضر پمپ حرارتی ترکیبی تراکمی-جذبی که در آن یک کمپرسور موازی با مسیر جاذب-واجاذب به کار گرفته شده مطالعه گردیده و راهکاری جهت بهبود هرچه بیشتر عملکرد سیستم ارائه شده است. از آن جایی که در این سیستمها شیر انبساط دارای تلفات اگزرژی بالایی است و بالا بودن دمای خروجی کمپرسور، دمای انرژی حرارتی خروجی سیکل را محدود می کند، استفاده از اجکتور به جای شیر انبساط و استفاده از جداکن که نقش میان خنککن را برای کمپرسور دارد پیشنهاد شده است. سیکل ترکیبی و سیکل جدید از دیدگاه قانون اول و دوم ترمودینامیک مطالعه شده و مورد مقایسه قرار گرفتهاند. نتایج حاصل به شرح زیر است:

در بین ابعاد قسمتهای مختلف اجکتور، قطر محفظه اختلاط تاثیر قابل توجهی در عملکرد سیستم دارد به طوری که میتوان مقدار بهینهای برای این قطر تعیین نمود که در آن نسبت انرژی اولیه و بازده قانون دوم ترمودینامیک بیشینه بوده و دمای خروجی کمپرسور به کمترین مقدار خود برسد. در شرایط کارکردی مورد بررسی، قطر بهینه محفظه اختلاط اجکتور در حدود mm 15 است.

تغییر آرایش سیکل ترکیبی سبب افزایش نسبت انرژی اولیه تا حداکثر 10 درصد و نیز افزایش بازده قانون دوم تا حدود 18 درصد گردید.

یکی از محدودیتهای اساسی در کارکرد پمپهای حرارتی، دمای خروجی کمپرسور است که سبب محدود شدن دامنه کاری پمپ حرارتی شده و دمای انرژی حرارتی خروجی از سیستم را کاهش میدهد. در آرایش جدید، دامنه کاری پمپ حرارتی در حدود 2°35 بیشتر از پمپ حرارتی ترکیبی است.



Fig. 10 comparison of the required power of new layout and the hybrid heat pump $% \left[{{\left[{{{\rm{D}}_{\rm{T}}} \right]}_{\rm{T}}}} \right]$





Fig. 11 comparison of the second law efficiency of new layout and the hybrid heat pump $% \left({{{\bf{F}}_{{\rm{B}}}} \right)$

شکل 11 مقایسه بازده قانون دوم ترمودینامیک آرایش جدید و پمپ حرارتی ترکیبی



Fig. 12 comparison of the exit temperature of the compressor of new layout with that of the hybrid heat pump $% \left({{{\rm{D}}_{\rm{B}}}} \right)$

شکل 12 مقایسه دمای خروجی کمپرسور در آرایش جدید و پمپ حرارتی ترکیبی

عبارت دیگر در سیستم جدید امکان افزایش دمای منابع انرژی حرارتی در حدود 30 تا 35 درجه بیشتر از سیکل ترکیبی وجود دارد.

همان گونه که در قسمت مقدمه اشاره گردید، مهم ترین تاثیر به کارگیری



Fig 13 comparison of the relative exergy loss in two analyzed heat pumps a) at the $T_{\text{sink,out}} = 90^{\circ}C$ b) at the $T_{\text{sink,out}} = 120^{\circ}C$ $T_{\text{sink,out}} = 120^{\circ}C$ مشكل 13 مقايسه تلفات اگزرژی نسبی در دو پمپ حرارتی مورد بررسی الف) در دمای $T_{\text{sink,out}} = 90^{\circ}C$ ب در دمای $T_{\text{sink,out}} = 120^{\circ}C$

به منظور تعیین دقیق نقش هر یک از اجزاء در کاهش بازده قانون دوم سیستمها، تلفات اگزرژی نسبی تک تک اجزای پمپهای حرارتی مورد مطالعه، محاسبه شده و مورد مقایسه قرار گرفته است. استفاده از اجکتور در سیستم جدید سبب کاهش تلفات اگزرژی نسبی سایر اجزای سیستم (جاذب، کمپرسور، واجاذب و شیر انبساط) شده و بازده قانون دوم سیستم جدید را بهبود بخشیده است.

6- فهرست علايم

d	فطر (m)
h	آنتالپی مخصوص (kJ kg ⁻¹)
İ	نرخ بازگشتناپذیری (kW)
'n	دبی جرمی جریان (kg s ⁻¹)
p	فشار (kPa)
PER	نسبت انرژی اولیه
Ż	نرخ انتقال حرارت (kW)
$\dot{Q}_{ m waste}$	نرخ گرمای اتلافی دریافتی (kW)
S	آنتروپی مخصوص (kJ kg ⁻¹ K ⁻¹)
sink	منبع دما بالا

منبع دما پايين	source
دما (C°)	Т
سرعت (m s ⁻¹)	V
توان (kW)	Ŵ
غلظت آمونياک (%)	x
نانی	علايم يو
اگزرژی جریانی	ψ
بازده	η
تلفات اگزرژی نسبی	δ
چگالی (kg m ⁻³)	ρ
زيرنويسها	
شرايط مرجع	0
قانون دوم	II
جاذب	abs
كمپرسور	com
پخشكن اجكتور	D
واجاذب	des
خروجى	e

compression heat pumps and a compression-absorption heat pump, *International Journal of Refrigeration*, Vol. 20, No. 5, pp. 308–318, 1997. [11] J. Kim, S. Park, Y. Baik, K. Chang, H. Ra, M. Kim, Y. Kim, Experimental

- study of operating characteristics of compression/absorption hightemperature hybrid heat pump using waste heat, Renewable Energy, Vol. 54, No. 1, pp. 13-19, 2013.
- [12] J. K. Jensen, T. Ommen, W. B. Markussen, L. Reinholdt, B. Elmegaard, Technical and economic working domains of industrial heat pumps: Part 2 Ammonia-water hybrid absorption-compression heat pumps, International Journal of Refrigeration, Vol. 55, No. 1, pp. 183-200, 2014.
- [13] J. K. Jensen, W. B. Markussen, L. Reinholdt, B. Elmegaard, On the development of high temperature ammonia-water hybrid absorptioncompression heat pumps, International Journal of Refrigeration, Vol. 58, No. 1, pp. 79–89, 2015.
- [14] C. Wang, L. Wang, H. Zhao, Z. Du, Z. Ding, Effects of superheated steam on non-equilibrium condensation in ejector primary nozzle, International Journal of Refrigeration, Vol. 67, No. 1, pp. 214-226, 2016.
- [15] A. S. Elbel, N. Lawrence, Review of recent developments in advanced ejector technology, International Journal of Refrigeration, Vol. 62, No. 1, pp. 1-18, 2015.
- [16] I. Dincer, M. Kanoglu, Refrigeration Systems and Applications, pp. 39-40, England, Wiley, 2010.
- [17] T. Ommen, J. Kj, W. Brix, L. Reinholdt, B. Elmegaard, Technical and economic working domains of industrial heat pumps: Part 1 - Single stage vapour compression heat pumps, International Journal of Refrigeration, Vol. 55, No. 1, pp. 168-182, 2015.
- [18] L. G. Farshi, A. H. Mosaffa, C. A. I. Ferreira, M. A. Rosen, Thermodynamic analysis and comparison of combined ejector - absorption and single effect absorption refrigeration systems, Applied Energy, Vol. 133, No. 1, pp. 335-346, 2014
- [19] L. Chen, A new ejector-absorber cycle to improve the COP of an absorption refrigeration system, Applied Energy, Vol. 30, No. 1, pp. 37-51, 1988.
- [20] A. Bejan, G. Tsatsaronis, M. J. Moran, Thermal Design and Optimization, pp. 149-150, New York, Wiley, 1996.
- [21] A. Dikici, A. Akbulut, Performance characteristics and energy exergy analysis of solar-assisted heat pump system, Building and Environment, Vol. 43, No. 11, pp. 1961–1972, 2008.
- [22] H. Cho, Comparative study on the performance and exergy efficiency of a solar hybrid heat pump using R22 and R744, Energy, Vol. 93, No. 2, pp. 1267-1276, 2015
- [23] K. Gupta, Numerical estimation of main parameters for realistic two-stage ammonia refrigerating systems, Journal of the Indian Institute of Science, Vol. 64, No. 10, pp. 219–227, 1983.
- [24] P. B. Christensen, (ASRE) Air Conditioning Refrigerating Data Book, pp. 136-137, New York, The American Society of Refrigerating, 1957.
- [25] S. M. Tarique, M. A. Siddiqui, Performance and economic study of the combined absorption/compression heat pump, Energy Conversion and Managment, Vol. 40, No. 6, pp. 575–591, 1999. [26] Engineering Equation Solver, Accessed
- on 16 June 2013; http://www.fchart.com/ees/ EES software ver. 9.43.
- [27] S. Wu, Investigation of Ejector Re-Compression Absorption Refrigeration Cycle, PhD Thesis, University of Nottingham, 1999.
- [28] L. Wang, J. Yan, C. Wang, X. Li, Numerical study on optimization of ejector primary nozzle geometries, International Journal of Refrigeration, Vol. 76, No. 1, pp. 219-229, 2017.

اجكتور	eje
الكتريكي	el
شیر انبساط	EV
مبادلهكن حرارتي	HE
ورودى	i
آيزنتروپيک	ise
محفظه اختلاط اجكتور	М
نازل اجكتور	Ν
پمپ	р
محلول غلیظ در ترکیب آب و آمونیاک	S
جداکن	sep

محلول رقیق در ترکیب آب و آمونیاک w

7- مراجع

- [1] G. Oluleye, M. Jobson, R. Smith, Process integration of waste heat upgrading technologies, Process Safety and Environmental Protection, Vol. 103, No. 2, pp. 315-333, 2016.
- M. Hulte'n, T. Berntsson, The compression/absorption heat pump cycle conceptual design improvements and comparisons with the compression cycle, International Journal of Refrigeration, Vol. 25, No. 4, pp. 487-497, 2002
- [3] J. Zhang, H. H. Zhang, Y. L. He, W. Q. Tao, A comprehensive review on advances and applications of industrial heat pumps based on the practices in China, Applied Energy, Vol. 178, No. 1, pp. 800-825, 2016.
- M. G. Bergland, Optimizing the Compression/Absorption Heat Pump System at High Temperatures, PhD Thesis, Norwegian University of Science and Technology, 2015.
- [5] P. K. Satapathy, M. R. Gopal, R. C. Arora, Studies on a compressionabsorption heat pump for simultaneous cooling and heating, *International Journal of Energy Research*, Vol. 28, No. 7, pp. 567–580, 2004.
- W. Wu, W. Shi, J. Wang, B. Wang, X. Li, Experimental investigation on NH3-H2O compression-assisted absorption heat pump (CAHP) for low temperature heating under lower driving sources, Applied Energy, Vol. 176, No. 1, pp. 258-271, 2016.
- [71 C. L. Heard, F. A. Holland, Ammonia/lithium nitrate absorption/compression refrigeration part I: Simulation, Applied Thermal Engineering, Vol. 17, No. 3, pp. 223–233, 1997. M. Stokar, C. Trepp, Compression heat pump with solution circuit Part 1:
- design and experimental results, International Journal of Refrigeration, Vol. L. C. Itard, C. H. Machielsen, Considerations when modelling
- compression/resorption heat pumps, International Journal of Refrigeration, Vol. 17, No. 7, pp. 453-460, 1994.
- [10] O. Brunin, M. Feidt, B. Hivet, Comparison of the working domains of some