



## بررسی مقایسه‌ای میزان تولید همزمان بار سرمایش و آب آشامیدنی با چیدمان‌های مختلفی از سیستم‌های تبرید جذبی و تراکمی

آرمین خزاعی نام

کارشناسی ارشد، دانشکده مهندسی مکانیک، دانشگاه محقق اردبیلی

عسگر مینایی

دانشیار، دانشکده مهندسی مکانیک، دانشگاه محقق اردبیلی

هادی غائبی

استاد، دانشکده مهندسی مکانیک، دانشگاه محقق اردبیلی

### چکیده:

هدف از پژوهش حاضر، مقایسه میزان تولید آب آشامیدنی و بار سرمایش توسط سه چیدمان مختلف سیستم‌های تبرید تراکمی و تبرید جذبی بصورت تک اثره، دو اثره و ترکیبی متصل به واحد هواساز در شرایط طرح خارج فصل تابستان برای شهرهای اهواز، اردبیل، تبریز و تهران است. مطالعه پارامتری تاثیر دمای مولد بر روی متغیر بازده انرژی، دمای فراهم شده برای خانه و سردخانه و دبی جرمی آب آشامیدنی تولیدی توسط واحد هواساز برای سیستم‌های مورد بررسی انجام شده است. مطالعه پارامتری نشان داد که با افزایش دمای مولد، میزان تولید آب آشامیدنی و بازده انرژی سیستم کاهش می‌یابد در حالیکه دمای فراهم شده برای سردخانه افزایش می‌یابد. شهر اهواز بهترین شهر به منظور تولید آب آشامیدنی و دارای بازده انرژی بالاتر نسبت به شهرهای دیگر انتخاب شد. بازده انرژی برای سیستم‌های A، B و C در حالت پایه به ترتیب ۷۴.۸۱٪، ۵۹.۹۶٪ و ۷۹.۵۶٪ و میزان دبی آب آشامیدنی تولیدی توسط این سیستم‌ها به ترتیب ۵۹.۷۹، ۵۴.۸۲، ۶۲.۳۷ کیلوگرم بر ثانیه بدست آمد. نتایج تحلیل انرژی نشان داد که سیستم C بهترین سیستم با بیشترین بازده انرژی می‌باشد.

**واژگان کلیدی:** سیستم تبرید جذبی، تولید آب آشامیدنی، شرایط طرح خارج، واحد هواساز، دو اثره

### مقدمه

تولید مکرر آب شیرین از دریا به وسیله تجهیزات آب شیرین‌کن نیازمند انرژی قابل توجه و هزینه زیاد است. بنابراین تولید آب شیرین حتی در مقیاس کم به وسیله سیستم‌های ترمودینامیکی ارزشمند است (Karagiannis & Soldatos, 2008). سیستم تبرید جذبی با قابلیت تولید بار سرمایش با استفاده از منابع حرارتی با دمای متوسط یا کم، می‌تواند منجر به صرفه جویی در مصرف برق و کاهش انتشار آلاینده‌ها شود. این فناوری گزینه‌ی مقرون به صرفه‌ای برای خنک‌سازی ساختمان‌های بزرگ و سیستم‌های خنک‌کننده است. در جهت اینکه این سیستم‌ها از نظر زیست محیطی بی‌خطر شوند امکان استفاده از انرژی‌های تجدیدپذیر به عنوان منابع انرژی این نوع سیستم‌ها فراهم است. مزیت عمده‌ای که این نوع سیستم‌ها دارا هستند توانایی آنها در به کارگیری از انرژی‌های اتلافی سایر سیستم‌ها و انرژی‌های تجدیدپذیر است (Garousi Farshi et al., 2012). از دیگر مزایایی که این چرخه دارد، به دلیل استفاده از مواد طبیعی به



عنوان سیال عامل، باعث تخریب لایه ازون و گرم شدن کره زمین نمی‌شوند (Jradi & Riffat, 2014) سیستم تبرید جذبی یک سیستم خنک کننده محبوب می‌باشد و ترکیب آن با یک رطوبت گیر افزایش بازده خنک کننده هوا را شامل می‌شود (Misenheimer & Terry, 2017) امروزه سیستم‌های تولید همزمان که یکی از فن‌آوری‌های امیدبخش با مزایای فنی، اقتصادی و زیست محیطی است، توجه ویژه‌ای به خود جلب کرده و تحقیقات گسترده‌ای در جهت بهینه سازی این سامانه‌ها انجام شده است (Jradi & Riffat, 2014). سیستم‌های تبرید جذبی-تراکمی آبشاری یک سیستم تولید همزمان می‌باشد که این سیستم علاوه بر ساختار پیچیده‌ای که دارد فناوری جایگزینی نسبت به سیستم‌های تبرید جذبی می‌باشد و به لحاظ صرفه جویی در انرژی الکتریکی در مقایسه با سیستم‌های تبرید تراکمی بخار از مزیت های استفاده از ۲ سامانه ترکیبی تبرید جذبی و تبرید تراکمی بخار با استفاده از برق و گرما بهره می‌برد.

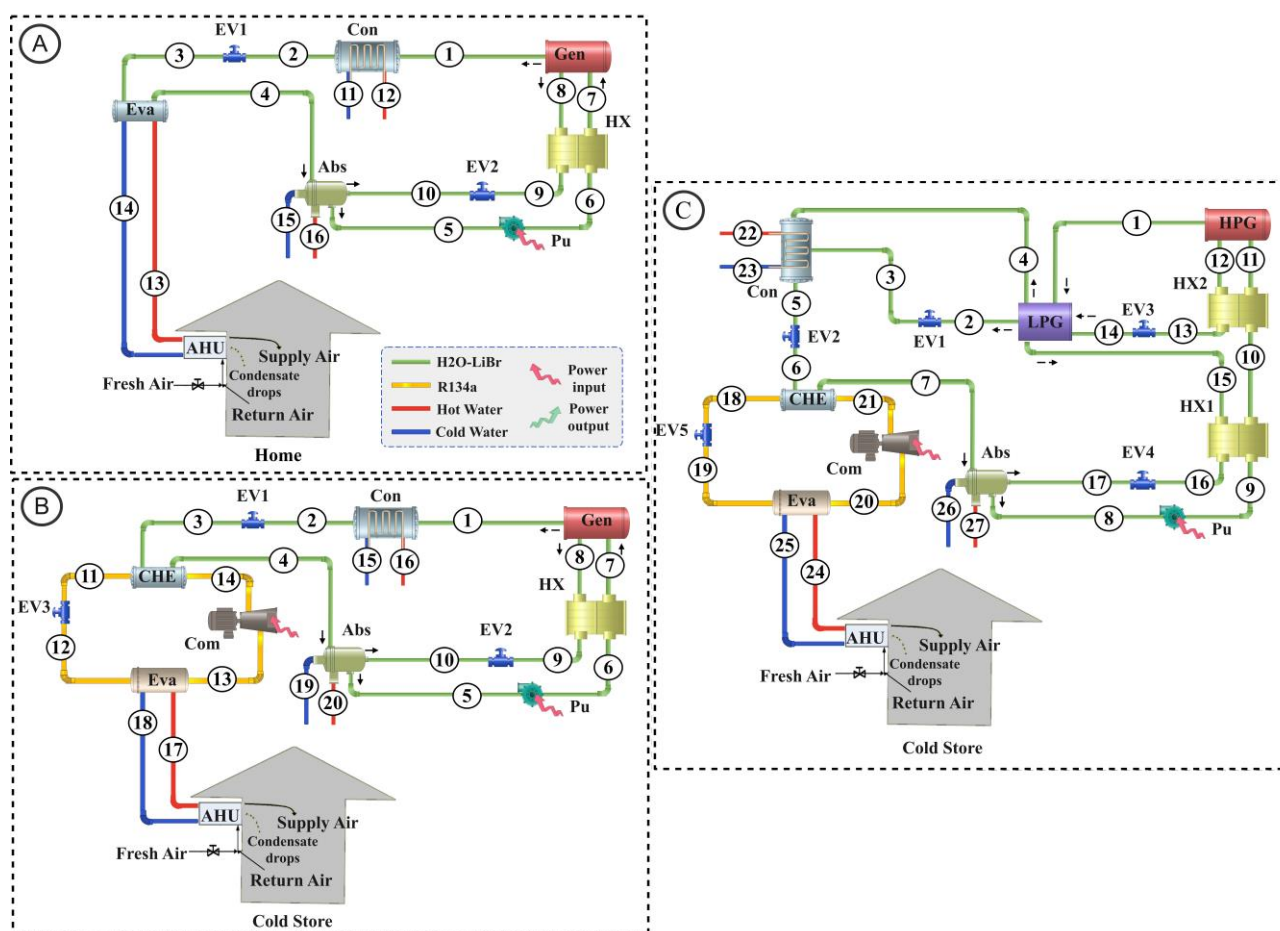
پژوهشگران زیادی در زمینه‌ی تحلیل و مدلسازی سیستم‌های تولید همزمان تحقیق کرده‌اند. عبید اوستاوغلو (Ustaoglu, 2020) با مقایسه مبردهای مختلف در مطالعه‌ای که بر روی یک سیستم تبرید تراکمی-جذبی تک اثره آبشاری انجام داد، بهترین ضریب عملکرد را متعلق به سیال عامل  $R134a-NH_3H_2O$  یافت. گمری (Gomri, 2009) در یک بررسی مقایسه‌ای، سیستم تبرید جذبی آبشاری تک اثره و دو اثره که سیال عامل لیتیم بروماید-آب داشتند را مورد تحلیل قرار داد. نتایج نشان داد که ضریب عملکرد سیستم دو اثره تقریباً دو برابر ضریب عملکرد سیستم تک اثره می‌باشد. غائبی و همکاران (Ghaebi, Shekari Namin, & Rostamzadeh, 2018) نیز یک چرخه تبرید جذبی تولید سه گانه گرمایش، سرمایش و توان بر پایه منبع انرژی زمین گرمایی را مطالعه کردند. طبق این مطالعه در حالت بهینه، بازده انرژی، بازده انرژی و مجموع هزینه محصولات به ترتیب برابر با  $94/84\%$ ،  $47/89\%$  و  $89/95$  دلار بر گیگاژول بدست آمد. جین و همکاران (Jain et al., 2013) تاثیر پارامترهای مختلف بر روی عملکرد سیستم تبرید تراکمی-جذبی را بررسی کردند و به این نتیجه رسیدند که دمای چگالنده و تبخیرکننده تاثیر زیادی بر روی متغیرهای اساسی دارد و به این دلیل باید بیش از پارامترهای دیگر مورد توجه قرار گیرند. با توجه به نیاز اساسی کشور در کاهش مصرف انرژی، استفاده از این نوع سیستم‌ها به عنوان راهکاری مثبت در نظر گرفته می‌شود. در این تحقیق، تحلیل مقایسه‌ای از دیدگاه ترمودینامیکی سه سیستم سرمایشی به منظور تولید همزمان بار سرمایش و آب آشامیدنی مورد مطالعه قرار گرفته است. شرایط آب و هوایی این تحقیق برای شهرهای اهواز، اردبیل، تبریز و تهران در نظر گرفته شده است. تاثیر پارامتر دمای مولد بر روی متغیرهای خروجی انجام شده است. برنامه‌نویسی پژوهش حاضر در نرم افزار EES نوشته شده است.

## توصیف فرآیند

طرحواره سیستم‌های مقایسه‌ای پژوهش حاضر در شکل ۱ ارائه شده است. سیال عامل سیستم تبرید تراکمی  $R134a$ ، مبرد سیستم تبرید جذبی آب و جاذب آن لیتیم بروماید می‌باشد. شکل ۱ قسمت A یک سیستم تبرید جذبی تک اثره متصل به واحد هواساز را نشان می‌دهد. نحوه عملکرد این سیستم به این شکل است که آب با دریافت حرارت در تجهیز مولد در حالت ۱ با فشار بالا وارد چگالنده شده و با از دست دادن گرما در حالت ۲ سرد می‌شود. آب در فاز مایع نسبتاً سرد وارد شیر اختناق ۱ می‌شود تا به فشار تبخیرکننده برسد. سپس آب در حالت ۳ وارد تبخیرکننده می‌شود تا گرما را از واحد هواساز دریافت کند. مبرد با دریافت گرما در تبخیرکننده وظیفه تولید بار سرمایش سیستم را بر عهده دارد. سپس آب در حالت ۴ وارد جاذب می‌شود تا محلول غنی لیتیم بروماید-آب را تشکیل دهد. این محلول غنی از حالت ۵ به ۶ پمپاژ شده و با گذر از مبدل حرارتی گرمای محلول ضعیف را که از حالت ۸ به ۹ در جریان هست را دریافت می‌کند. سپس محلول غنی در حالت ۷ وارد مولد می‌شود. در این تجهیز، محلول ضعیف آب آمونیاک وارد محفظه مبدل حرارتی در حالت ۸ شده و گرمای خودش را به محلول غنی می‌دهد و سپس از طریق شیر اختناق به سمت جاذب حرکت می‌کند. واحد هواساز جهت تولید آب آشامیدنی به تجهیز تبخیرکننده سیستم تبرید جذبی متصل شده. آب در حالت ۱۳ با گذر از تجهیز تبخیرکننده گرمای خود را به مبرد گذرا از سیستم تبرید جذبی می‌دهد و وارد فن کویل واحد هواساز در حالت ۱۴ می‌شود. در واحد هواساز هوای برگشتی از داخل ساختمان با هوای تازه محیط بیرون با یک نسبت مشخص باهم ترکیب شده و از روی کویل سرد عبور می‌کنند. هوای ترکیبی



ضمن عبور از کویل سرد به دلیل بالا بودن دمایش نسبت به دمای حالت ۱۴ مقداری از گرمای خود را به آب ورودی به تبخیرکننده در حالت ۱۳ می‌دهد و برای سرمایش به داخل ساختمان فرستاده می‌شود. دمای موثر سطح کویل سرمایش به شکلی انتخاب شده که دمای آن از دمای نقطه شبنم هوا پایین تر باشد، در این صورت علاوه بر کاهش دمای هوا، مقداری از بخار آب موجود در هوا نیز چگالیده شده و به صورت آب آشامیدنی برداشت می‌شود. شکل ۱ قسمت B طرحواره سیستم تبرید تراکمی-جذبی تک اثره آبشاری متصل به واحد هواساز و شکل ۱ قسمت C طرحواره سیستم تبرید تراکمی-جذبی دو اثره آبشاری متصل به واحد هواساز را نشان می‌دهد. تفاوت سیستم A و B در سیستم تبرید تراکمی است که به سیستم تبرید جذبی تک اثره متصل شده است و تفاوت سیستم B و C در سیستم تبرید جذبی است که از یک اثره به دو اثره تغییر یافته است.



شکل ۱) طرحواره سیستم‌های مقایسه مقاله حاضر

## روش تحقیق

جهت انجام شبیه‌سازی یک سری فرضیات ابتدا باید اعمال شود. فرضیات در نظر گرفته شده برای پژوهش حاضر عبارتند از:

- تحلیل سیستم در حالت پایا انجام شده است.
- دمای خروجی از جاذب و مولدها به ترتیب با شرایط تعادل اختلاط و جداسازی مطابقت دارد.
- افت فشار در خطوط لوله و مبادله‌کن‌های گرمایی ناچیز است.
- توربین، کمپرسور و پمپ‌ها دارای بازده آیزنتروپیک می‌باشند.
- وضعیت محیطی مرجع بر اساس داده‌های آب و هوایی کشور (نشریه ۲۷۱ دفتر تدوین ضوابط و معیارهای فنی سازمان مدیریت و برنامه ریزی کشور) برای شرایط طرح خارج فصل تابستان شهرهای اهواز، اردبیل، تهران و تبریز در حالت پایه



انتخاب شده است. جدول ۱ پارامترهای فرضی ورودی جهت شبیه سازی سیستم های مورد نظر را نشان می دهد. این جدول بر اساس شماره حالت های سیستم C نوشته شده است. برای هر سه سیستم فرضیات مشابه در نظر گرفته شده و دمای مولد فشار قوی در سیستم C برابر دمای مولد در سیستم های A و B می باشد.

جدول ۱- پارامترهای ثابت در حالت پایه (سیستم C)

توضیح	پارامتر	مقدار
دمای شهر اهواز	$T_0 (^{\circ}\text{C})$	۴۶.۳۹
دمای شهر اردبیل	$T_0 (^{\circ}\text{C})$	۲۹.۷۲
دمای شهر تبریز	$T_0 (^{\circ}\text{C})$	۳۳.۸۹
دمای شهر تهران	$T_0 (^{\circ}\text{C})$	۳۸.۶۱
دمای مولد فشار قوی	$T_1 (^{\circ}\text{C})$	۱۰۰
دمای مولد فشار ضعیف	$T_2 (^{\circ}\text{C})$	۸۰
دمای چگالنده	$T_5 (^{\circ}\text{C})$	۳۵
دمای مبادله کننده	$T_7 (^{\circ}\text{C})$	۵
دمای هوای برگشتی از سردخانه	$T_R (^{\circ}\text{C})$	۵
دمای هوای برگشتی از خانه	$P_0 (\text{kPa})$	۲۵
فشار شهر اهواز	$P_0 (\text{kPa})$	۸۷۰.۳
فشار شهر اردبیل	$P_0 (\text{kPa})$	۸۷۰.۳
فشار شهر تبریز	$P_0 (\text{kPa})$	۸۶.۴۸
فشار شهر تهران	$\eta_{Pu} (\%)$	۸۸.۵۴
بازده آیزوتروپیک پمپ	$\eta_{com} (\%)$	۸۵
بازده آیزوتروپیک کمپرسور	$\epsilon_{HX}$	۸۵
ضریب اثر بخش مبدل حرارتی	$\phi_0 (\%)$	۰.۷
رطوبت نسبی شهر اهواز	$\phi_0 (\%)$	۳۰
رطوبت نسبی شهر اردبیل	$\phi_0 (\%)$	۵۲
رطوبت نسبی شهر تبریز	$\phi_0 (\%)$	۲۵.۵
رطوبت نسبی شهر تهران	$\phi_R (\%)$	۲۷
رطوبت نسبی هوای برگشتی	$R (\%)$	۷۰
نسبت هوای تازه	$\dot{V}_{mix} (\text{m}^3/\text{s})$	۴۰-۶۵
دبی حجمی هوای ترکیبی	$T_0 (^{\circ}\text{C})$	۳

تجزیه و تحلیل ترمودینامیکی شامل تحلیل قانون اول و دوم ترمودینامیک برای سیستم پیشنهادی می شود. روابط عمومی برای انرژی، غلظت و جرم در حالت پایه برای مدلسازی ترمودینامیکی به صورت زیر نوشته می شود (Ghaebi, Namin, & Rostamzadeh, 2018):

$$\sum(\dot{m}h)_{in} - \sum(\dot{m}h)_{out} + \dot{Q} - \dot{W} = 0 \quad (۱)$$

$$\sum(\dot{m}X)_{in} - \sum(\dot{m}X)_{out} = 0 \quad (۲)$$

$$\sum \dot{m}_{in} - \sum \dot{m}_{out} = 0 \quad (۳)$$

در معادلات بالا،  $\dot{m}$  دبی جرمی سیال،  $X$  غلظت لیتیم بروماید،  $\dot{Q}$  گرمای ورودی و  $\dot{W}$  کار خروجی حجم کنترل می باشند. همچنین،  $h$  آنالپی و  $\dot{m}$  زیروند in و out نشان دهنده ورودی و خروجی بودن است.

جدول ۲، جدول ۳ و جدول ۴ به ترتیب روابط انرژی برای تجهیزات سیستم پیشنهادی A، B و C را نشان می‌دهند. روابط تعادل انرژی واحد هواساز بدلیل اینکه در تمام سیستم‌های مورد بررسی به شکل مشابه است، رابطه آن فقط در جدول ۲ ارائه شده است.

جدول ۲- روابط انرژی برای تجهیزات سیستم A

نام تجهیز	روابط انرژی
مولد	$\dot{Q}_{Gen} = \dot{m}_8 h_8 + \dot{m}_1 h_1 - \dot{m}_7 h_7;$ $\dot{m}_7 = \dot{m}_{12} + \dot{m}_1; \dot{m}_7 x_7 = \dot{m}_8 x_8 + \dot{m}_1 x_1$
چگالنده	$\dot{m}_1 h_1 + \dot{m}_{11} h_{11} = \dot{m}_2 h_2 + \dot{m}_{12} h_{12}$
شیر اختناق ۱	$h_2 = h_3$
تبخیر کننده	$\dot{Q}_{Eva} = \dot{m}_4 (h_4 - h_3) = \dot{m}_{13} (h_{13} - h_{14})$
جاذب	$\dot{m}_4 h_4 + \dot{m}_{15} h_{15} = \dot{m}_5 h_5 + \dot{m}_{10} h_{10} + \dot{m}_{16} h_{16}$
پمپ	$\dot{W}_{Pu} = \dot{m}_6 (h_6 - h_5)$
مبدل حرارتی	$\dot{m}_6 (h_6 - h_7) = \dot{m}_9 (h_9 - h_8)$
شیر اختناق ۲	$h_9 = h_{10}$
واحد هواساز	$\dot{Q}_{AHU} = \dot{Q}_{Eva} = \dot{m}_m (h_m - h_s)$ $\dot{m}_m h_m = \dot{m}_f h_f + \dot{m}_r h_r$ $\dot{m}_f = R \times \dot{m}_m$ $\epsilon_{fAHU} = \frac{(\omega_m - \omega_s)}{(\omega_m - \omega_d)} = \frac{(h_m - h_s)}{(h_m - h_d)}$ $\dot{m}_{water} = \dot{m}_m (\omega_m - \omega_s)$

جدول ۳- روابط انرژی برای تجهیزات سیستم B

نام تجهیز	روابط انرژی
مولد	$\dot{Q}_{Gen} = \dot{m}_8 h_8 + \dot{m}_1 h_1 - \dot{m}_7 h_7;$ $\dot{m}_7 = \dot{m}_{12} + \dot{m}_1; \dot{m}_7 x_7 = \dot{m}_8 x_8 + \dot{m}_1 x_1$
چگالنده	$\dot{m}_1 h_1 + \dot{m}_{11} h_{11} = \dot{m}_2 h_2 + \dot{m}_{12} h_{12}$
شیر اختناق ۱	$h_2 = h_3$
مبادله کننده	$\dot{Q}_{CHE} = \dot{m}_4 (h_4 - h_3) = \dot{m}_{14} (h_{14} - h_{11})$
جاذب	$\dot{m}_4 h_4 + \dot{m}_{19} h_{19} = \dot{m}_5 h_5 + \dot{m}_{10} h_{10} + \dot{m}_{20} h_{20}$
پمپ	$\dot{W}_{Pu} = \dot{m}_6 (h_6 - h_5)$
مبدل حرارتی	$\dot{m}_6 (h_6 - h_7) = \dot{m}_9 (h_9 - h_8)$
شیر اختناق ۲	$h_9 = h_{10}$
شیر اختناق ۳	$h_{11} = h_{12}$
تبخیر کننده	$\dot{Q}_{Eva} = \dot{m}_{13} (h_{13} - h_{12}) = \dot{m}_{17} (h_{17} - h_{18})$
متراکم کننده	$\dot{W}_{Com} = \dot{m}_{14} (h_{14} - h_{13})$

جدول ۴- روابط انرژی برای تجهیزات سیستم C

نام تجهیز	روابط انرژی
-----------	-------------

$\dot{Q}_{HPG} = \dot{m}_{12}h_{12} + \dot{m}_1h_1 - \dot{m}_{11}h_{11};$ $\dot{m}_{11} = \dot{m}_{12} + \dot{m}_{11}; \dot{m}_{11}x_{11} = \dot{m}_{12}x_{12} + \dot{m}_1x_1$	مولد فشار قوی
$\dot{m}_1h_1 + \dot{m}_{14}h_{14} = \dot{m}_2h_2 + \dot{m}_4h_4 + \dot{m}_{15}h_{15}$	مولد فشار ضعیف
$h_2 = h_3$	شیر اختناق ۱
$\dot{m}_3h_3 + \dot{m}_4h_4 + \dot{m}_{22}h_{22} = \dot{m}_5h_5 + \dot{m}_{23}h_{23}$	چگالنده
$h_5 = h_6$	شیر اختناق ۲
$\dot{Q}_{Eva} = \dot{m}_7(h_7 - h_6) = \dot{m}_{18}(h_{21} - h_{18})$	مبادله کننده
$\dot{m}_7h_7 + \dot{m}_{26}h_{26} = \dot{m}_8h_8 + \dot{m}_{17}h_{17} + \dot{m}_{27}h_{27}$	جاذب
$\dot{W}_{Pu} = \dot{m}_9(h_9 - h_8)$	پمپ
$\dot{m}_9(h_9 - h_{10}) = \dot{m}_{16}(h_{16} - h_{15})$	مبدل حرارتی ۱
$\dot{m}_{10}(h_{10} - h_{11}) = \dot{m}_{13}(h_{13} - h_{12})$	مبدل حرارتی ۲
$h_{13} = h_{14}$	شیر اختناق ۳
$h_{16} = h_{17}$	شیر اختناق ۴
$h_{18} = h_{19}$	شیر اختناق ۵
$\dot{Q}_{Eva} = \dot{m}_{20}(h_{20} - h_{19}) = \dot{m}_{24}(h_{24} - h_{25})$	تبخیر کننده
$\dot{W}_{Com} = \dot{m}_{21}(h_{21} - h_{20})$	متراکم کننده

ضریب عملکرد سیستم A، سیستم B و سیستم C به ترتیب عبارتند از:

$$COP_{system.a} = \dot{Q}_{Eva} / (\dot{Q}_{Gen} + \dot{W}_{Pu}) \quad (4)$$

$$COP_{system.b} = \dot{Q}_{Eva} / (\dot{Q}_{Gen} + \dot{W}_{Pu} + \dot{W}_{Com}) \quad (5)$$

$$COP_{system.c} = \dot{Q}_{Eva} / (\dot{Q}_{HPG} + \dot{W}_{Pu} + \dot{W}_{Com}) \quad (6)$$

بازده انرژی سیستم‌های مورد بررسی از طریق رابطه (۷) محاسبه می‌شود:

$$\eta_{energy} = (Production / \dot{Q}_{HPG}) \times 100 \quad (7)$$

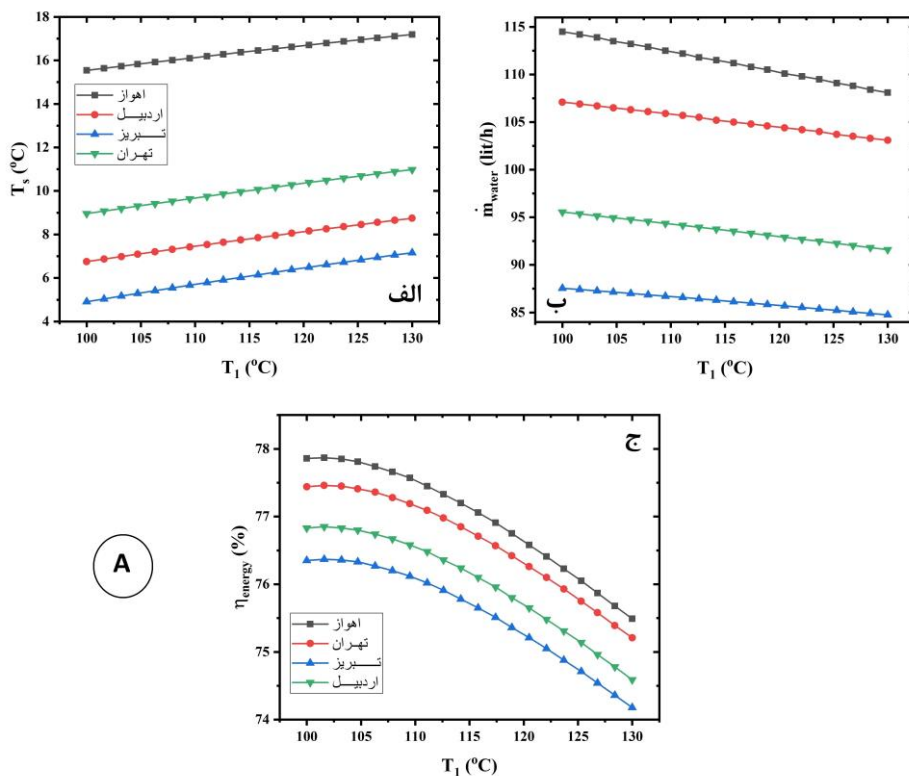
Production به معنای محصولات تولیدی توسط سیستم‌های مورد بررسی می‌باشد. محصولات تولیدی شامل آب آشامیدنی و بار سرمایش است که بایستی توان مصرفی توسط تجهیزات کمپرسور و پمپ از این محصولات کاسته شود.

## یافته ها

تاثیر دمای مولد بر روی میزان تولید آب آشامیدنی، دمای فراهم شده برای خانه (سیستم A) و سردخانه (سیستم B و C) و بازده انرژی سیستم‌های مورد بررسی برای چهار شهر اهواز، اردبیل، تبریز و تهران در این پژوهش مورد تحقیق قرار گرفته است. نمودار تاثیر این پارامتر بر روی خروجی‌های سیستم A در شکل ۲، سیستم B در شکل ۳ و سیستم C در شکل ۴ ارائه شده است. با افزایش دمای مولد، آنتالپی حالت ۱ افزایش می‌یابد اما بدلیل اینکه مقدار حرارت دریافتی در مولد طبق فرضیات جدول ۱ ثابت در نظر گرفته شده است، بنابراین دبی جرمی سیستم تبرید جذبی کاهش می‌یابد. با کاهش دبی جرمی سیستم، مقدار بار سرمایش تولیدی در تجهیز تبخیرکننده کاهش یافته و منجر به کاهش دبی جرمی آب آشامیدنی تولیدی می‌شود. بنابراین پائین بودن دمای مولد از دیدگاه انرژی بهتر است و

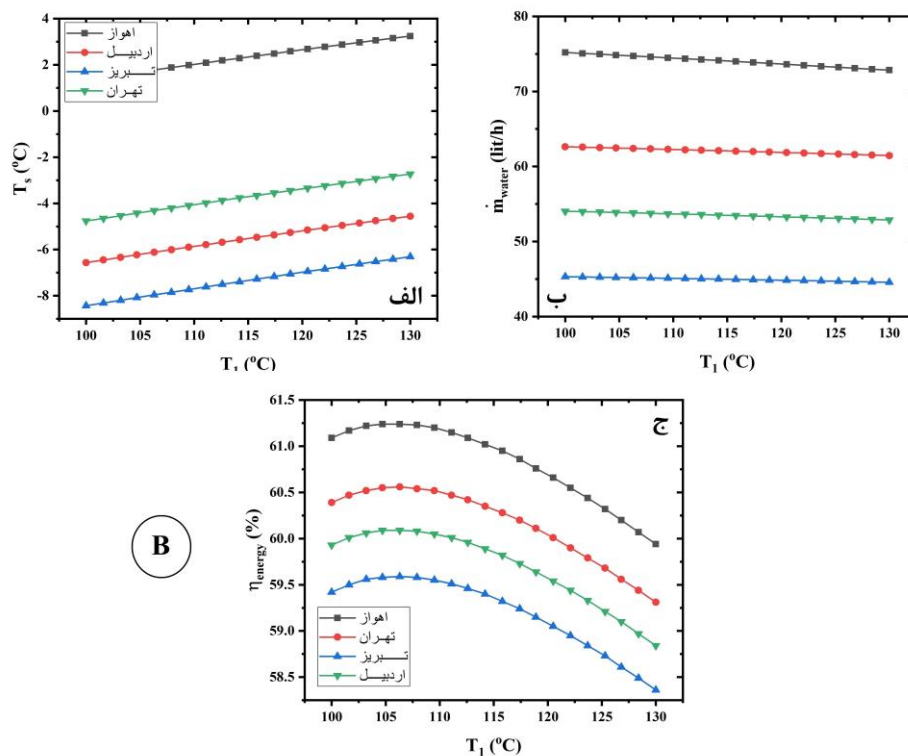


بازدهی بالایی دارد. با توجه به شکل ۱ قسمت ج مشاهده می شود که روند تغییرات متغیر بازده انرژی با افزایش دمای مولد بصورت نزولی می باشد. همچنین شکل ۱ قسمت ب نیز نشان می دهد که میزان تولید آب آشامیدنی با افزایش دمای مولد نیز روند نزولی را تجربه می کند. میزان تولید بار سرمایش رابطه معکوسی را با دمای فراهم شده برای سردخانه دارد. به این معنی که هر چه میزان تولید بار سرمایش بیشتر شود، دمای فراهم شده برای سردخانه توسط سیستم بیشتر کاهش داده می شود. با افزایش دمای مولد بعلاوه کاهش تولید بار سرمایش، سیستم دمای فراهم شده برای خانه را افزایش می دهد. بنابراین طبق شکل ۲ قسمت الف مشاهده می شود که نمودار دمای خانه اکیدا صعودی می باشد. در سیستم های B و C رفتار مشابهی با مقادیر متفاوت دیده می شود. از دیدگاه انرژی، شهر اهواز در بین شهرهای مورد بررسی، بهترین شهر برای پیاده سازی و عملیاتی کردن این سیستم محاسبه شد. همچنین شهر تبریز از نظر آب و هوایی، این امکان را دارد تا دمای فراهم شده برای خانه یا سردخانه را به میزان بیشتری نسبت به شهرهای دیگر کاهش دهد.

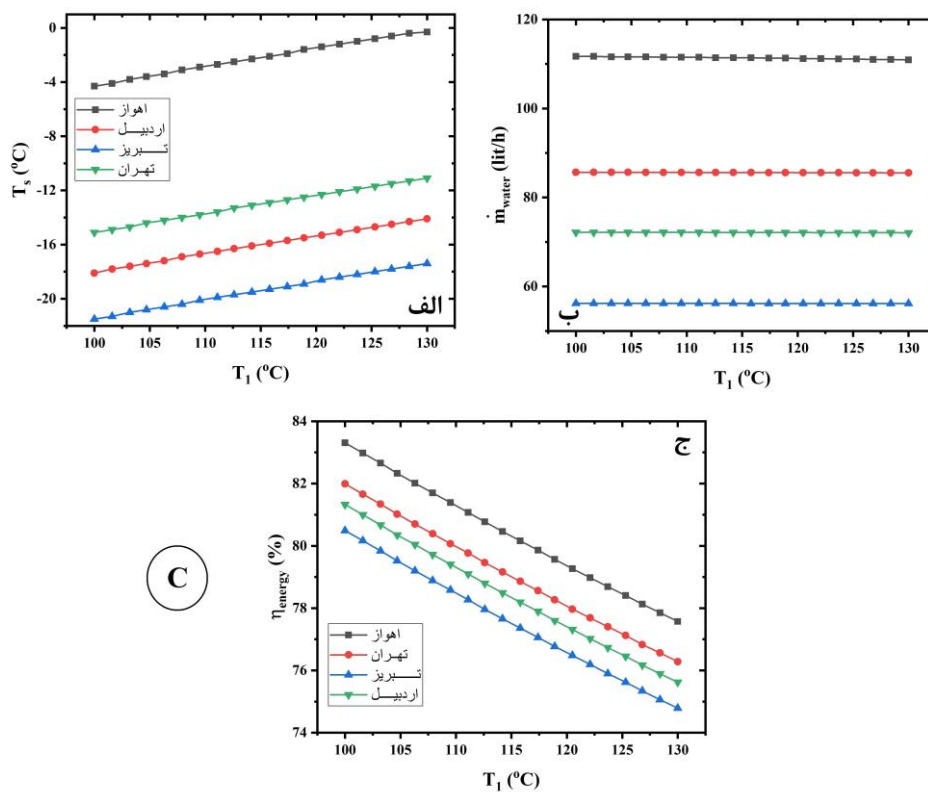


شکل ۲) نمودار تاثیر دمای مولد بر روی الف) دمای فراهم شده برای سردخانه، ب) دبی جرمی آب تولیدی و ج) بازده انرژی در سیستم A





شکل ۳) نمودار تاثیر دمای مولد بر روی الف) دمای فراهم شده برای سردخانه، ب) دبی جرمی آب تولیدی و ج) بازده انرژی در سیستم B

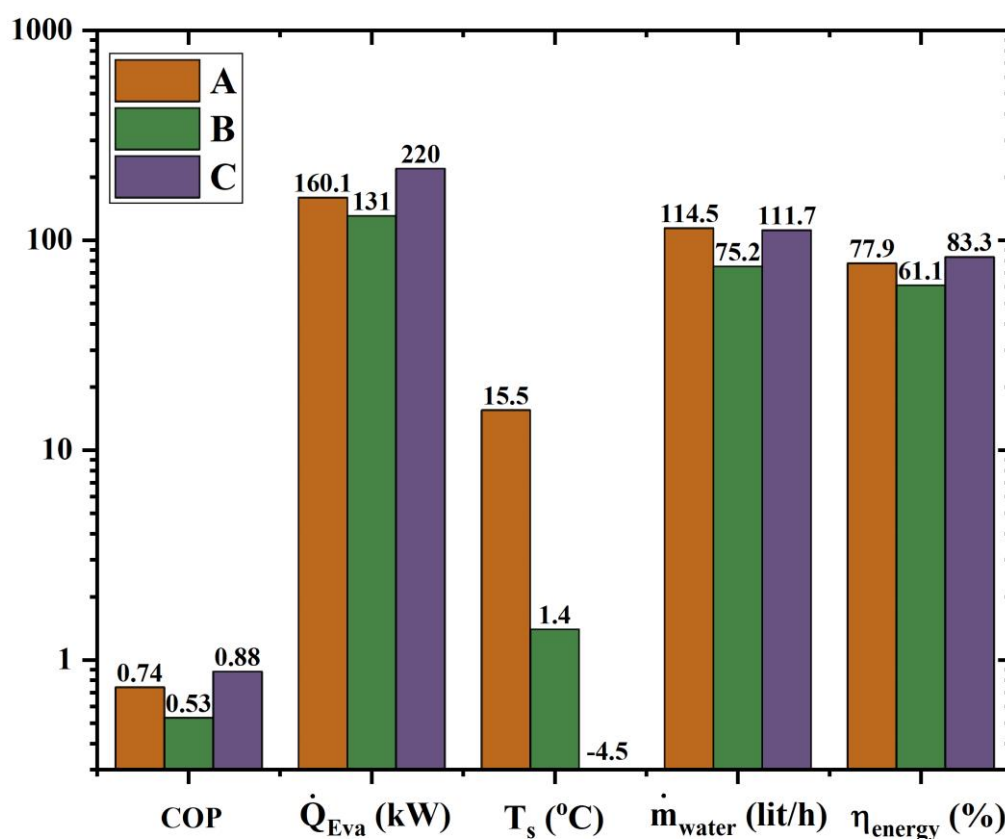


شکل ۴) نمودار تاثیر دمای مولد بر روی الف) دمای فراهم شده برای سردخانه، ب) دبی جرمی آب تولیدی و ج) بازده انرژی در سیستم C





نمودار مقایسه‌ای خروجی‌های سیستم‌های مورد بررسی در شکل ۵ ارائه شده است. خروجی‌های سیستم شامل بازده انرژی، دمای فراهم شده برای خانه یا سردخانه، دبی جرمی آب آشامیدنی تولیدی، ضریب عملکرد و مقدار تولید بار سرمایش در تجهیزت خیرکننده می‌باشند. مقدار ضریب عملکرد سیستم A، B و C به ترتیب ۰.۷۴، ۰.۵۳ و ۰.۸۸، میزان تولید بار سرمایش ۱۶۰.۱، ۱۳۱ و ۲۲۰ کیلووات، مقدار دبی جرمی آب شیرین تولیدی ۱۱۴.۵، ۷۵.۲ و ۱۱۱.۷ لیتر بر ساعت و بازده انرژی ۷۷.۹٪، ۶۱.۱٪ و ۸۳.۳٪ محاسبه شد. همچنین دمای فراهم شده برای خانه در سیستم A، ۱۵.۵ درجه سلسیوس و دمای فراهم شده برای سردخانه در سیستم B و سیستم C به ترتیب ۱.۴ درجه سلسیوس و -۴.۵ درجه سلسیوس بدست آمد. از دیدگاه انرژی، سیستم C، بهترین سیستم برای تولید همزمان بار سرمایش و آب آشامیدنی بین سیستم‌های مورد بررسی انتخاب شد.



شکل ۵) نمودار مقایسه‌ای متغیرهای خروجی سیستم‌های مورد بررسی در حالت پایه

جدول مشخصات ترمودینامیکی شامل فشار، دما، آنتالپی، آنتروپی و دبی جرمی برای تمام حالت‌های سیستم A، B و C به ترتیب در جدول ۶، ۷ و ۸ ارائه شده است. از طریق اعداد درون جداول و روابط موجود در بخش معادلات حاکم، متغیرهای خروجی سیستم که در شکل ۵ بدست آمده است.



جدول ۶- جدول مشخصات ترمودینامیکی حالت‌های سیستم A

حالت	دما (°C)	فشار (kPa)	آنتالپی (kJ/kg)	آنتروپی (kJ/kg.K)	دبی جرمی (kg/s)
۱	۱۰۰	۵.۶۲۹	۲۶۸۸	۸.۷۱۵	۰.۰۶۷۷۵
۲	۳۵	۵.۶۲۹	۱۴۶.۶	۰.۵۰۵۱	۰.۰۶۷۷۵
۳	۵	۰.۸۷۲۵	۱۴۶.۶	۰.۵۲۷۹	۰.۰۶۷۷۵
۴	۵	۰.۸۷۲۵	۲۵۱.۰	۹.۰۲۵	۰.۰۶۷۷۵
۵	۳۵	۰.۸۷۲۵	۸۹.۳۲	۰.۲۲	۰.۳۵۱۳
۶	۵۵.۴۹	۵.۶۲۹	۱۳۸.۲	۰.۳۵۰۵	۰.۳۵۱۳
۷	۵۵.۴۹	۵.۶۲۹	۱۸۱.۲	۰.۳۵۰۵	۰.۳۵۱۳
۸	۱۰۰	۵.۶۲۹	۲۸۷.۵	۰.۵۱۰۶	۰.۲۸۳۶
۹	۶۸.۸۴	۵.۶۲۹	۲۳۴.۳	۰.۳۶۱۶	۰.۲۸۳۶
۱۰	۱۱۱.۷	۰.۸۷۲۵	۲۳۴.۳	۰.۵۶۳۵	۰.۲۸۳۶
۱۱	۲۵	۸۷.۰۳	۱۰۴.۹	۰.۳۶۷۲	۸.۲۳۷
۱۲	۳۰	۸۷.۰۳	۱۲۵.۸	۰.۴۳۶۷	۸.۲۳۷
۱۳	۳۰	۸۷.۰۳	۱۲۵.۸	۰.۴۳۶۷	۹.۸۱۵
۱۴	۳۵	۸۷.۰۳	۱۴۶.۷	۰.۵۰۵۱	۹.۸۱۵
۱۵	۱۵	۸۷.۰۳	۶۳.۰۶	۰.۲۲۴۵	۷.۶۴
۱۶	۱۰	۸۷.۰۳	۴۲.۱	۰.۱۵۱۱	۷.۶۴

جدول ۷- جدول مشخصات ترمودینامیکی حالت‌های سیستم B

حالت	دما (°C)	فشار (kPa)	آنتالپی (kJ/kg)	آنتروپی (kJ/kg.K)	دبی جرمی (kg/s)
۱	۱۰۰	۵.۶۲۹	۲۶۸۸	۸.۷۱۵	۰.۰۶۷۷۵
۲	۳۵	۵.۶۲۹	۱۴۶.۶	۰.۵۰۵۱	۰.۰۶۷۷۵
۳	۵	۰.۸۷۲۵	۱۴۶.۶	۰.۵۲۷۹	۰.۰۶۷۷۵
۴	۵	۰.۸۷۲۵	۲۵۱.۰	۹.۰۲۵	۰.۰۶۷۷۵
۵	۳۵	۰.۸۷۲۵	۸۹.۳۲	۰.۲۲	۰.۳۵۱۳
۶	۵۵.۴۹	۵.۶۲۹	۱۳۸.۲	۰.۳۵۰۵	۰.۳۵۱۳
۷	۵۵.۴۹	۵.۶۲۹	۱۸۱.۲	۰.۳۵۰۵	۰.۳۵۱۳
۸	۱۰۰	۵.۶۲۹	۲۸۷.۵	۰.۵۱۰۶	۰.۲۸۳۶
۹	۶۸.۸۴	۵.۶۲۹	۲۳۴.۳	۰.۳۶۱۶	۰.۲۸۳۶
۱۰	۱۱۱.۷	۰.۸۷۲۵	۲۳۴.۳	۰.۵۶۳۵	۰.۲۸۳۶
۱۱	۲۰	۵۷۲.۱	۷۹.۳۲	۰.۳۰۰۶	۰.۸۲۳۳
۱۲	-۲۰	۱۳۲.۸	۷۹.۳۲	۰.۳۱۷۳	۰.۸۲۳۳
۱۳	-۲۰	۱۳۲.۸	۲۳۸.۴	۰.۹۴۵۶	۰.۸۲۳۳
۱۴	۳۲.۴۴	۵۷۲.۱	۲۷۳.۸	۰.۹۶۳۲	۰.۸۲۳۳
۱۵	۲۵	۸۷.۰۳	۱۰۴.۹	۰.۳۶۷۲	۸.۲۳۷
۱۶	۳۰	۸۷.۰۳	۱۲۵.۸	۰.۴۳۶۷	۸.۲۳۷



۹.۸۱۵	۰.۴۳۶۷	۱۲۵.۸	۸۷.۰۳	۳۰	۱۷
۹.۸۱۵	۰.۵۰۵۱	۱۴۶.۷	۸۷.۰۳	۳۵	۱۸
۶.۰۹۹	-۰.۱۵۸۴	۴۲.۳۸-	۸۷.۰۳	-۱۰	۱۹
۶.۰۹۹	-۰.۲۴۰۸	۶۳.۸۵-	۸۷.۰۳	-۱۵	۲۰

جدول ۸- جدول مشخصات ترمودینامیکی حالت‌های سیستم C

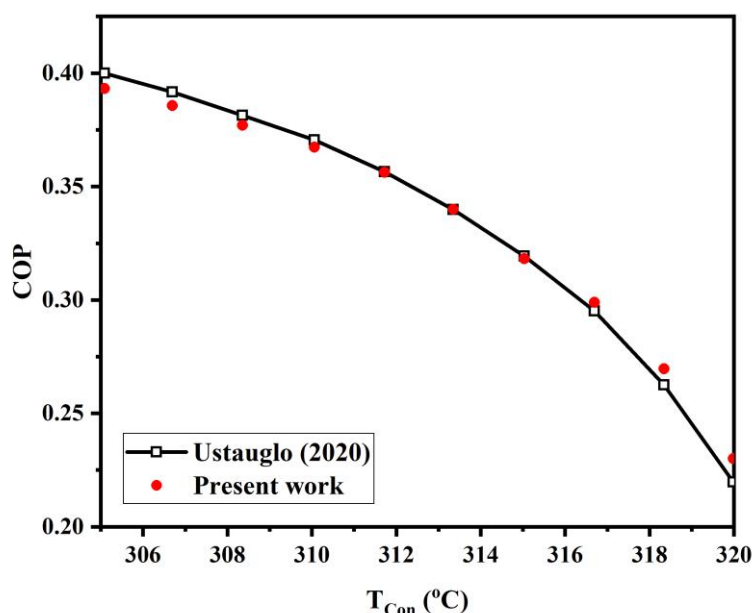
حالت	دما (°C)	فشار (kPa)	آنتالپی (kJ/kg)	آنتروپی (kJ/kg.K)	دبی جرمی (kg/s)
۱	۱۰۰	۱۷.۱۹	۲۶۸۷	۸.۱۹۷	۰.۰۶۲۶۶
۲	۵۶.۸	۱۷.۱۹	۲۳۷.۹	۰.۷۹۱۱	۰.۰۶۲۶۶
۳	۳۵	۵۶۲۹	۲۳۷.۹	۰.۸۰۱۱	۰.۰۶۲۶۶
۴	۸۰	۵۶۲۹	۲۶۵۰	۸.۶۱۱	۰.۰۵۰۸
۵	۳۵	۵۶۲۹	۱۴۶.۶	۰.۵۰۵۱	۰.۱۱۳۵
۶	۹.۹	۱.۲۲۸	۱۴۶.۶	۰.۵۲۰۶	۰.۱۱۳۵
۷	۱۰	۱.۲۲۸	۲۵۱۹	۸.۹	۰.۱۱۳۵
۸	۳۵	۱.۲۲۸	۸۸.۹۳	۰.۲۲۰۶	۱.۳۴۶
۹	۳۵	۱۷.۱۹	۸۸.۹۴	۰.۲۲۰۶	۱.۳۴۶
۱۰	۶۲.۱	۱۷.۱۹	۱۴۴.۳	۰.۳۹۲۶	۱.۳۴۶
۱۱	۸۶.۶	۱۷.۱۹	۱۹۴.۸	۰.۵۳۸	۱.۳۴۶
۱۲	۱۰۰	۱۷.۱۹	۲۲۸.۹	۰.۵۸۵۹	۱.۲۸۴
۱۳	۷۳.۵	۱۷.۱۹	۱۷۶	۰.۴۳۸۶	۱.۲۸۴
۱۴	۷۳.۵	۵۶۲۹	۱۷۶	۰.۴۳۸۶	۱.۲۸۴
۱۵	۸۰	۵۶۲۹	۱۹۸.۵	۰.۴۵۷	۱.۲۳۳
۱۶	۴۸.۵	۵۶۲۹	۱۳۸.۱	۰.۲۷۷۸	۱.۲۳۳
۱۷	۴۸.۵	۱.۲۲۸	۱۳۸.۱	۰.۲۷۷۸	۱.۲۳۳
۱۸	۲۰	۵۷۲.۱	۷۹.۳۲	۰.۳۰۰۶	۱.۳۸۴
۱۹	-۲۰	۱۳۲	۷۹.۳۲	۰.۳۱۷۴	۱.۳۸۴
۲۰	-۲۰	۱۳۲	۲۳۸.۳	۰.۹۴۵۸	۱.۳۸۴
۲۱	۳۲.۵	۵۷۲.۱	۲۷۳.۹	۰.۹۶۳۴	۱.۳۸۴
۲۲	۲۵	۸۷.۰۳	۱۰۴.۹	۰.۳۶۷۲	۶.۳۵۸
۲۳	۳۰	۸۷.۰۳	۱۲۵.۸	۰.۴۳۶۷	۶.۳۵۸
۲۴	۳۰	۸۷.۰۳	۱۲۵.۸	۰.۴۳۶۷	۱۶.۰۹
۲۵	۳۵	۸۷.۰۳	۱۴۶.۷	۰.۵۰۵۱	۱۶.۰۹
۲۶	-۱۰	۸۷.۰۳	-۴۲.۳۸	-۰.۱۵۸۴	۱۰.۲۴
۲۷	-۱۵	۸۷.۰۳	-۶۳.۸۵	-۰.۲۴۰۸	۱۰.۲۴



## بحث و نتیجه گیری

در این پژوهش، یک بررسی مقایسه‌ای برای تولید همزمان آب آشامیدنی و بار سرمایش توسط سیستم‌های تبرید جذبی تک اثره، تبرید تراکمی-جذبی تک اثره آبشاری و تبرید تراکمی-جذبی دو اثره آبشاری انجام شد. تاثیر دمای مولد بر روی متغیرهای خروجی انجام شد و مشاهده شد که کاهش این پارامتر منجر به افزایش بازده انرژی و دبی جرمی آب آشامیدنی تولیدی می‌شود. در بین سیستم‌های مورد بررسی از دیدگاه انرژی نیز سیستم C، با بیشترین بازده انرژی (۰.۸۳۸) بهترین سیستم بدست آمد. شهر اهواز به عنوان مناسب‌ترین شهر برای عملیاتی کردن این سیستم انتخاب شد و شهر تبریز نیز از لحاظ اینکه امکان کاهش بیشتر دمای فراهم شده برای سردخانه را نسبت به شهرهای دیگر دارد، مناسبترین شهر برای کاهش دمای سردخانه محاسبه شد.

به منظور تأیید صحت و اعتبار پژوهش حاضر، اعتبارسنجی با کارهای مشابه صورت پذیرفته است. شکل ۶ نمودار اعتبارسنجی سیستم تبرید جذبی-تراکمی تک اثره مورد استفاده در کار حاضر را با مقاله مرجع (Ustaoglu, 2020) نشان می‌دهد. همچنین، جدول ۹، جدول اعتبارسنجی سیستم تبرید جذبی دو اثره آبشاری با مقاله مرجع (Gomri & Hakimi, 2008) می‌باشد.



شکل ۶) نمودار اعتبارسنجی سیستم تبرید تراکمی-جذبی تک اثره آبشاری کار حاضر با مقاله مرجع (Ustaoglu, 2020)

جدول ۹) جدول اعتبارسنجی سیستم تبرید جذبی دو اثره کار حاضر با مقاله مرجع (Gomri & Hakimi, 2008)

پارامتر	نام تجهیز	کار کنونی	مقاله مرجع
$\dot{Q}_{HPG}$ (kW)	مولد فشاری قوی	۲۴۰/۷	۲۵۲/۴۰۷
$\dot{Q}_{Con}$ (kW)	چگالنده	۱۶۵/۹	۱۶۷/۲۰۵
$\dot{Q}_{Eva}$ (kW)	تبخیرکننده	۲۹۸/۹	۳۰۰
$\dot{Q}_{Abs}$ (kW)	جاذب	۳۷۳/۸	۳۸۵/۲۳۶
COP	ضریب عملکرد	۱/۰۰۶	۱/۰۳۹



سیستم‌های تبرید جذبی به لحاظ اینکه امکان به‌کارگیری از انرژی‌های اتلافی سایر سیستم‌ها و انرژی‌های تجدیدپذیر را دارا هستند، می‌توان از انرژی‌های تجدیدپذیر نظیر انرژی خورشیدی و زمین گرمایی به عنوان منابع انرژی این نوع سیستم‌ها بکار برد و سپس بررسی مقایسه‌ای را انجام داد. همچنین علاوه بر تحلیل ترمودینامیکی امکان تحلیل از دیدگاه‌های اقتصادی و زیست محیطی نیز برای سیستم‌های مورد نظر فراهم است.

## منابع

- نشریه ۲۷۱ دفتر تدوین ضوابط و معیارهای فنی سازمان مدیریت و برنامه ریزی کشور، شرایط طراحی زمستانی و تابستانی شهرهای ایران.
- Garousi Farshi, L., Seyed Mahmoudi, S., Rosen, M., & Yari, M. (2012). A comparative study of the performance characteristics of double-effect absorption refrigeration systems. *International journal of energy research*, 36(2), 182-192.
- Ghaebi, H., Namin, A. S., & Rostamzadeh, H. (2018). Exergoeconomic optimization of a novel cascade Kalina/Kalina cycle using geothermal heat source and LNG cold energy recovery. *Journal of Cleaner Production*, 189, 279-296. <https://doi.org/10.1016/j.jclepro.2018.04.049>
- Ghaebi, H., Shekari Namin, A., & Rostamzadeh, H. (2018). Performance assessment and optimization of a novel multi-generation system from thermodynamic and thermoeconomic viewpoints. *Energy Conversion and Management*, 165, 419-439. <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2018.03.055>
- Gomri, R. (2009). Second law comparison of single effect and double effect vapour absorption refrigeration systems. *Energy Conversion and Management*, 50(5), 1279-1287. <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2009.01.019>
- Gomri, R., & Hakimi, R. (2008). Second law analysis of double effect vapour absorption cooler system. *Energy Conversion and Management*, 49(11), 3343-3348.
- Jain, V., Kachhwaha, S. S., & Sachdeva, G. (2013). Thermodynamic performance analysis of a vapor compression-absorption cascaded refrigeration system. *Energy Conversion and Management*, 75, 685-700. <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2013.08.024>
- Jradi, M., & Riffat, S. (2014). Tri-generation systems: Energy policies, prime movers, cooling technologies, configurations and operation strategies. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 32, 396-415.
- Karagiannis, I. C., & Soldatos, P. G. (2008). Water desalination cost literature: review and assessment. *Desalination*, 223(1-3), 448-456. <https://doi.org/10.1016/j.desal.2007.02.071>
- Misenheimer, C. T., & Terry, S. D. (2017). The development of a dynamic single effect, lithium bromide absorption chiller model with enhanced generator fidelity. *Energy Conversion and Management*, 150, 574-587.
- Ustaoglu, A. (2020). Parametric study of absorption refrigeration with vapor compression refrigeration cycle using wet, isentropic and azeotropic working fluids: Conventional and advanced exergy approach. *Energy*, 201, 117491.



## A comparative study of co-generation of cooling load and potable water with various configurations of ABS and VCR systems for Iranian cities

**Armin Khazaei Nam, M.Sc. Student, Department of Mechanical Engineering, Faculty of Engineering, University of Mohaghegh Ardabili, Ardabil, Iran**

**Asgar Minaei, Associate Professor, Department of Mechanical Engineering, Faculty of Engineering, University of Mohaghegh Ardabili, Ardabil, Iran**

**Hadi Ghaebi, Professor, Department of Mechanical Engineering, Faculty of Engineering, University of Mohaghegh Ardabili, Ardabil, Iran**

### 1-1-

#### Abstract - ۱-۲-

The purpose of the research is to compare mass flow rate of potable water production and cooling load by three various configurations of compression and absorption refrigeration systems connected to the air conditioning unit in the conditions of the outside design in summer season for the cities of Ahvaz, Ardabil, Tabriz and Tehran. The effect of generator's temperature on the energy efficiency, the temperature of supply air to home or cold store and the mass flow rate of potable water produced by the air handling unit for the investigated systems has been carried out. A parametric study showed that with the increase in the generator's temperature, the amount of potable water production and the energy efficiency of the system decreases, while the temperature supplied for the cold store increases. Ahvaz city was chosen as the best city for potable water production with higher energy efficiency than other cities. The energy efficiency for systems A, B and C in the base mode calculated by 74.81%, 59.96% and 79.56%, respectively, and the amount of potable water production 59.79, 54.82, 62.37 kg/s, respectively. The results of energy analysis showed that system C is the best system with the highest energy efficiency.

**Keywords:** absorption chiller, potable water production, outside design, air handling unit, double-effect. - ۱-۳-