

# مدل سازی ترمودینامیکی و بررسی تأثیر نوع مبرد بر عملکرد سیستم جریان مبرد متغیر (VRF)

بهزنگ سجادی\* (استادیار)

دانشکده مهندسی مکانیک، دانشگاه تهران

رضا دلیلی (دانشجوی کارشناسی ارشد)

پردیس البرز، دانشگاه تهران

محمدعلی اخوان بهابادی (استاد)

دانشکده مهندسی مکانیک، دانشگاه تهران

مهندسی مکانیک شریف، (پاییز ۱۳۹۵)  
دوری ۲ - ۳، شماره ۲، ص. ۱۲۵-۱۳۳، (پادداشت ثنی)

این مطالعه با هدف بررسی سیستم جریان مبرد متغیر از دیدگاه قانون دوم ترمودینامیک، و نیز بررسی تأثیر متغیرهای طراحی و نوع مبرد بر کارایی آن انجام شده است. نتایج نشان دهنده تأثیر قابل توجه نوع مبرد بر کارکرد سیستم است. همچنین در بین اجزاء سیستم، بیشترین سهم تلفات اگزرژی به کمپرسور و کندانسور اختصاص می‌یابد، در حالی که این سهم در مبدل حرارتی مادون سرد و شیر انبساط کمینه است. با توجه به اهمیت مبدل حرارتی مادون سرد در عملکرد چرخه، تأثیر وجود مبدل حرارتی بر عملکرد سیستم نیز مورد بررسی قرار گرفته است. مطابق نتایج به دست آمده تأثیر مبدل حرارتی به نوع مبرد وابسته است، به نحوی که مبردهای R-۴۱۰a و R-۴۰۷c عملکرد سیستم را بهبود می‌بخشند، در حالی که مبردهای R-۲۲ و R-۴۱۰a از کارایی آن می‌کاهند. نتایج به دست آمده به شناخت بهتر سیستم‌های جریان مبرد متغیر و طراحی سیستم‌هایی با کارایی بالاتر کمک می‌کند.

واژگان کلیدی: سیستم جریان مبرد متغیر، مدل سازی ترمودینامیکی، تحلیل

اگزرژی، کارایی اگزرژی، تلفات اگزرژی.

bsajadi@ut.ac.ir  
r.dalili@alumni.ut.ac.ir  
akhavan@ut.ac.ir

## ۱. مقدمه

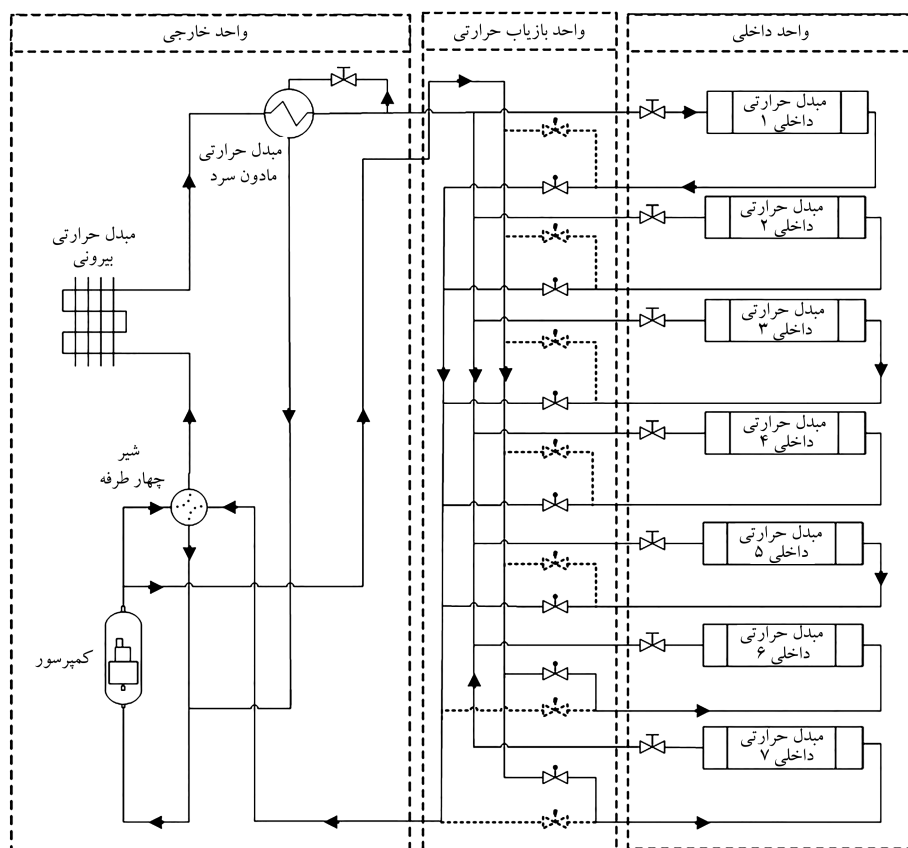
نتایج تحقیقات مفصل در خصوص تاریخچه و کاربرد سیستم‌های جریان مبرد متغیر<sup>[۵]</sup> نشان داد که با رفع معایب این سیستم، نظیر تأمین هوای تازه، در سال‌های اخیر سیستم‌های جریان مبرد متغیر به گزینه‌ی مناسبی برای جایگزینی و استفاده در بسیاری از ساختمان‌های تجاری تبدیل شده است.

سیستم‌های جریان مبرد متغیر در حقیقت نوعی سیستم انبساط مستقیم‌اند که اجازه می‌دهند واحدهای داخلی بیشتری به هر واحد خارجی متصل شود. همچنین امکان گرمایش و سرمایش همزمان و بازیابی انرژی را نیز فراهم می‌کنند. در شکل ۱ نمایی از سیستم تهویه مطبوع جریان مبرد متغیر با هفت واحد داخلی نشان داده شده است. این سیستم دارای یک شیر چهارطرفه است که عملکرد آن سیستم را از حالت سرمایشی به گرمایشی یا بالعکس تغییر می‌دهد. در شکل ۱ سیستم در حالت کلی سرمایش قرار دارد ولی قابلیت گرمایش همزمان را نیز دارد. گرمایش یا سرمایش هر یک از واحدهای داخلی توسط شیرهای کنترلی واقع در دو سر آن تنظیم می‌شود. واحدهای داخلی ۱ تا ۵ در حالت سرمایشی، و واحدهای ۶ و ۷ در حالت گرمایشی‌اند. در این حالت جریان پرفشار و دمابالای خروجی از کمپرسور به دو مسیر هدایت می‌شود: یکی به سمت مبدل حرارتی بیرونی برای کاهش دمای مبرد، و دیگری به سمت واحد بازیاب حرارتی برای فراهم کردن امکان گرمایش در واحدهای داخلی. در این شکل، در واحد بازیاب حرارتی مسیرهای رفت و برگشت

با استناد به آمار آژانس بین‌المللی انرژی، بخش قابل توجهی از کل مصرف انرژی سالانه‌ی کشور در ساختمان‌ها مصرف می‌شود، که سهم بیشتری نسبت به حمل و نقل و صنعت را به خود اختصاص داده است. بیشتر انرژی مصرفی در ساختمان‌ها صرف گرمایش، سرمایش و تأمین آبگرم می‌شود به نحوی که طبق آمارها، سیستم‌های تهویه مطبوع بیش از ۵۰ درصد مصرف انرژی ساختمان را به خود اختصاص می‌دهند.<sup>[۱]</sup> به همین دلیل بازده سیستم‌های تهویه مطبوع نقش به‌سزایی در صرفه‌جویی مصرف انرژی دارد. در سال‌های اخیر استفاده از سیستم‌های جریان مبرد متغیر<sup>[۲]</sup> به دلیل قابلیت تأمین همزمان گرمایش و سرمایش در ساختمان‌های اداری، تجاری و مسکونی مورد توجه قرار گرفته است.<sup>[۱]</sup> تفاوت اصلی این نوع سیستم نسبت به سیستم رایج انبساط مستقیم<sup>[۲]</sup>، تغییر جریان مبرد در واحدهای داخلی به‌طور مجزا است که باعث می‌شود سیستم علاوه بر تأمین بارهای متغیر، از امکان سرمایش و گرمایش همزمان نیز برخوردار باشد. همین امر موجب می‌شود که این سیستم در مقایسه با سایر سیستم‌های تهویه مطبوع متداول از پتانسیل قابل توجهی برای کاهش مصرف انرژی ساختمان برخوردار باشد.<sup>[۳]</sup>

\* نویسنده مسئول

تاریخ دریافت: ۱۳۹۴/۳/۵، اصلاحیه ۱۳۹۴/۹/۹، پذیرش ۱۳۹۴/۹/۱۷.



شکل ۱. شماتیک از سیستم تهویه مطبوع جریان مبرد متغیر.

متغیر و فن کویل با هوای تازه مقایسه کردند<sup>[۷]</sup> و نشان دادند که بازده انرژی در سیستم‌های جریان مبرد متغیر بیشتر است. در تحقیقی دیگر<sup>[۸]</sup> سیستم‌های جریان مبرد متغیر با سیستم‌های حجم هوای متغیر مقایسه، و نشان داده شد که سیستم‌های جریان مبرد متغیر می‌توانند ۲۷ تا ۵۷/۹ درصد در مصرف انرژی صرفه‌جویی ایجاد کنند. در مقایسه‌ی نتایج حاصل از مدل شبیه‌سازی شده‌ی سیستم‌های جریان مبرد متغیر توسط نرم‌افزار انرژی پلاس<sup>۴</sup> با نتایج واقعی<sup>[۹]</sup> میانگین خطای شبیه‌سازی آنها ۲۸/۳ درصد بود. از آنجا که مهم‌ترین نقطه ضعف سیستم‌های جریان مبرد متغیر، ناتوانی‌شان در تأمین هوای تازه است، ترکیب این سیستم‌ها با سیستم تهویه هوای تازه به صورت تجربی مورد بررسی قرار گرفت.<sup>[۱۰، ۱۱]</sup> تحقیقات در زمینه‌ی مذکور نشان داد که با استفاده از سیستم تأمین هوای تازه، آسایش حرارتی بهتری تأمین می‌شود اگرچه مصرف انرژی تا ۲۶/۳ درصد افزایش می‌یابد. محققین با استفاده از مبدل حرارتی مادون سرد<sup>۵</sup> برای بارگذاری در حالت سرمایشی در سیستم‌های جریان مبرد متغیر<sup>[۱۲]</sup> نشان دادند که استفاده از این مبدل ضریب عملکرد سرمایشی را حدود ۸/۵ درصد افزایش می‌دهد. آنان در تحقیقی دیگر<sup>[۱۳]</sup> در سال ۲۰۱۴ عملکرد سیستم جریان مبرد متغیر در حالت گرمایشی را در یک واحد آموزشی به صورت تجربی بررسی کردند، و با استفاده از بازیابی حرارت در هنگام فرایند گرمایش و افزایش کارایی کمپرسور، عملکرد سیستم را بهبود بخشیدند.

تحلیل انرژی بر مبنای قانون دوم ترمودینامیک یکی از ابزارهای قوی برای بررسی عملکرد چرخه‌های ترمودینامیکی -- نظیر سیستم‌های تهویه مطبوع و تبرید -- به شمار می‌رود. در یکی از اولین مطالعات انجام شده<sup>[۱۴]</sup> یک سیستم تبرید تراکمی با مبرد R-۱۱ و R-۱۲ با استفاده از مفهوم انرژی بررسی شد. همچنین رفتار یک سیکل

مبرد به واحدهای داخلی وجود دارد. مسیر رفت جریان مبرد فشار بالا با دمای میانی است که پس از عبور از مبدل حرارتی بیرونی و مبدل حرارتی مادون سرد وارد واحد بازیاب حرارتی می‌شود. سپس مبرد به سمت هریک از واحدهای داخلی می‌رود و با عبور از شیر انبساط و کاهش دما، بار سرمایشی محیط را در واحد داخلی جذب می‌کند. در مسیر برگشت جریان مبرد کم‌فشار و دمایی پایین خروجی از واحد داخلی با عبور از واحد بازیاب حرارتی به سمت کمپرسور می‌رود تا چرخه کامل شود. در این چرخه مبدل حرارتی مادون سرد نیز وجود دارد که بر سر راه جریان مبرد پرفشار با دمای میانی خروجی از مبدل حرارتی بیرونی قرار دارد. در این مسیر انشعابی وجود دارد که دمای آن پس از عبور از شیر انبساط کاهش می‌یابد. انتقال حرارت بین جریان انشعابی و جریان اصلی در مبدل حرارتی مادون سرد موجب کاهش دمای جریان اصلی قبل از ورود به واحد بازیاب حرارتی می‌شود. جریان انشعابی پس از افزایش دما به سمت کمپرسور می‌رود.

در سال‌های اخیر تحقیقات تجربی و تحلیلی زیادی در خصوص سیستم‌های جریان مبرد متغیر انجام شده است. در گزارشی که پس از بررسی و مرور کارهای انجام شده روی این سیستم‌ها از لحاظ ساختار، عملکرد، هزینه و کاربرد ارائه شده<sup>[۶]</sup> سیستم‌های جریان مبرد متغیر نه تنها انرژی کمتری نسبت به سایر سیستم‌های رایج تهویه مطبوع، مانند حجم هوای متغیر<sup>۳</sup> و فن کویل با هوای تازه، مصرف می‌کنند بلکه به دلیل امکان کنترل مجزای فضاها، آسایش حرارتی بهتری در داخل ساختمان فراهم می‌آورند. همچنین با وجود هزینه‌ی اولیه‌ی بالا، این سیستم‌ها در مقایسه با سایر سیستم‌های متداول، به دلیل صرفه‌جویی در مصرف انرژی، دوره برگشت سرمایه کوتاهتری دارند. پژوهش‌گران این سیستم‌ها را با دو سیستم رایج حجم هوای

واکنش‌های شیمیایی و با چشم‌پوشی از مؤلفه‌های آگزروی پتانسیل و جنبشی در فرایندهای چرخه‌ی تبرید، تحلیل آگزروی سیستم جریان مبرد متغیر در ادامه مورد ارزیابی قرار می‌گیرد.

در حالت کلی معادله‌ی آگزروی برای حجم کنترل در فرایند پایا چنین بیان می‌شود:<sup>[۱۹]</sup>

$$\dot{E}_{d,x} = \sum \dot{m}_i \xi_i - \sum \dot{m}_e \xi_e + \sum \left(1 - \frac{T_o}{T_j}\right) \dot{Q}_j - \dot{W} \quad (۱)$$

که در آن  $\dot{E}_{d,x}$  اتلاف آگزروی در جزء  $x$  چرخه است. دو عبارت اول جریان آگزروی ورودی و خروجی را نشان می‌دهد. بخش سوم معرف آگزروی ناشی از انتقال حرارت  $\dot{Q}_j$  در دمای  $T_j$  و برابر کار انجام شده توسط یک موتور کارنو است که بین دمای  $T_j$  و دمای مرده،  $T_o$ ، کار می‌کند. در نهایت عبارت چهارم معرف کار خالص انجام شده است.

با توجه به شکل ۲، اتلاف آگزروی در هر یک از اجزای سیستم جریان مبرد متغیر براساس معادلات ۲ تا ۶ به دست می‌آید.

اوپراتور:

$$\begin{aligned} \dot{E}_{d,evap} = \dot{E}_{x,6} - \dot{E}_{x,7} + \left(1 - \frac{T_o}{T_e}\right) \dot{Q}_e = \dot{m}(h_6 - T_o s_6) \\ - \dot{m}(h_7 - T_o s_7) + \left(1 - \frac{T_o}{T_e}\right) \dot{Q}_e \end{aligned} \quad (۲)$$

کمپرسور:

$$\dot{E}_{d,comp} = \dot{E}_{x,1} - \dot{E}_{x,2} + \dot{W}_c = \dot{m}T_o(s_2 - s_1) \quad (۳)$$

کندانسور:

$$\dot{E}_{d,cond} = \dot{E}_{x,2} - \dot{E}_{x,3} = \dot{m}(h_2 - T_o s_2) - \dot{m}(h_3 - T_o s_3) \quad (۴)$$

شیر انبساط:

$$\dot{E}_{d,txv} = \dot{E}_{x,5} - \dot{E}_{x,6} = \dot{m}T_o(s_6 - s_5) \quad (۵)$$

مبدل حرارتی مادون سرد:

$$\begin{aligned} \dot{E}_{d,schx} = \dot{E}_{x,4} - \dot{E}_{x,5} - \dot{E}_{x,i} - \dot{E}_{x,e} = \dot{m}[(h_4 - h_5 + h_i - h_e) \\ - T_o(s_4 - s_5 + s_i - s_e)] \end{aligned} \quad (۶)$$

که در آن زیرنویس‌های  $i$  و  $e$  به ترتیب نشان‌دهنده‌ی شرایط نقاط ورودی و خروجی جریان انشعابی مبرد از مبدل حرارتی است.

بخشی از اتلاف آگزروی نیز ناشی از بازگشت ناپذیری خارجی به دلیل اختلاف دما بین واحدهای حرارتی و محیط است که از رابطه‌ی ۷ قابل محاسبه است:

$$\dot{E}_{L,i} = \left(1 - \frac{T_o}{T_i}\right) \dot{Q}_i \quad (۷)$$

و در آن انتقال حرارت جزء  $i$  و  $T_i$  دمای آن است.

عملکرد سیستم از دیدگاه قانون دوم ترمودینامیک می‌تواند با استفاده از کارایی آگزروی و نسبت اتلاف آگزروی بررسی شود.<sup>[۲۰]</sup> کارایی آگزروی<sup>۶</sup> نسبت آگزروی محصول به آگزروی سوخت و نسبت اتلاف آگزروی<sup>۷</sup> نسبت اتلاف آگزروی کل به آگزروی محصول است.<sup>[۲۱]</sup> آگزروی سوخت برابر است با:

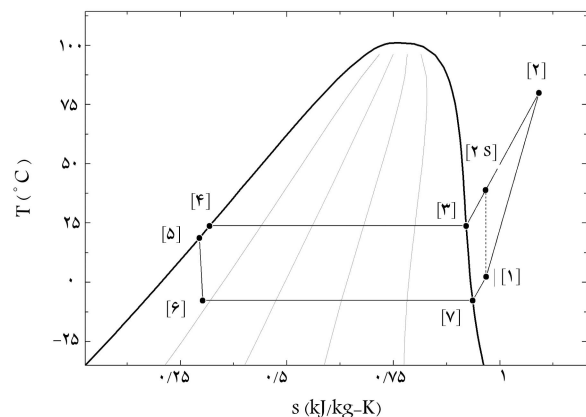
$$\dot{E}_F = \dot{E}_P + \sum_i \dot{E}_{d,i} + \sum_i \dot{E}_{L,i} \quad (۸)$$

تبرید تراکمی دومرحله‌ی R-۲۲ با خنک‌کن میانی، با تحلیل آگزروی مورد ارزیابی قرار گرفت<sup>[۱۵]</sup> و طی آن، تأثیر دمای اشباع اوپراتور و کندانسور بر تغییرات اتلاف آگزروی کل و اتلاف آگزروی در کندانسور بررسی شد. در ادامه، محققین یک مدل محاسباتی بر مبنای تحلیل آگزروی برای ارزیابی اثر دمای اشباع اوپراتور و کندانسور بر افت فشار، اتلاف آگزروی، بازدهی قانون دوم و ضریب عملکرد سیکل تبرید تراکمی بخار ارائه کردند؛<sup>[۱۶]</sup> این مدل نشان داد که تغییر دمای اشباع کندانسور و اوپراتور تأثیر قابل توجهی بر اتلاف آگزروی کمپرسور، کندانسور و ضریب عملکرد چرخه دارد به نحوی که با کاهش اختلاف دمای اوپراتور و محیط یا اختلاف دمای کندانسور و محیط، اتلاف آگزروی کل کاهش و بازدهی قانون دوم و ضریب عملکرد افزایش می‌یابد. در مطالعه‌ی دیگر<sup>[۱۷]</sup> تأثیر نوع مبرد بر عملکرد یک سیکل تبرید تراکمی بخار را مورد تحلیل آگزروی قرار گرفت. مطالعات انجام شده برای گستره‌ی دمای اشباع اوپراتور ۵- تا صفر درجه سلسیوس و دمای اشباع کندانسور ۴۰ تا ۵۵ درجه سلسیوس انجام شد. نتایج نشان داد که مبرد R-۵۰۷a عملکرد بهتری نسبت به سایر مبردها دارد. همچنین اتلاف آگزروی در کندانسور نسبت به سایر اجزای سیستم بیشتر است.

با توجه به اهمیت تحلیل آگزروی در بررسی عملکرد سیستم‌های ترمودینامیکی و شناسایی عوامل اتلاف قابلیت کاردهی در آنها، در این مطالعه سیستم جریان مبرد متغیر به صورت ترمودینامیکی مدل‌سازی شده و عملکرد آن با استفاده از تحلیل آگزروی مورد بررسی قرار گرفته است. به دلیل جدید بودن سیستم‌های جریان مبرد متغیر، نتایج این تحقیق به درک بهتر عملکرد این نوع از سیستم‌های تهویه مطبوع و شناخت تأثیر متغیرهای عملکردی، به ویژه اثر نوع مبرد و مبدل حرارتی مادون سرد، بر کارایی این نوع سیستم کمک می‌کند.

## ۲. مدل‌سازی ترمودینامیکی

نمودار دما - آنترپوی چرخه‌ی سیستم جریان مبرد متغیر در شکل ۲ نشان داده شده است. چنان که در بخش مقدمه توضیح داده شد، انشعابی از جریان مبرد با دمای نقطه‌ی ۵ گرفته می‌شود و دمای آن با عبور از شیر انبساط تا نقطه‌ی ۶ کاهش می‌یابد. این جریان انشعابی در مبدل حرارتی مادون سرد، جریان اصلی مبرد را از دمای نقطه‌ی ۴ تا دمای نقطه‌ی ۵ سرد می‌کند و خود به شرایط نقطه‌ی ۱ می‌رسد. آگزروی کمی ترمودینامیکی است که قابلیت کارایی سیستم را نشان می‌دهد و به دلیل بازگشت ناپذیری‌های موجود در سیستم کاهش می‌یابد.<sup>[۱۸]</sup> در غیاب



شکل ۲. نمودار دما - آنترپوی چرخه‌ی سیستم جریان مبرد متغیر.

که در آن  $\dot{E}_P$  آگزرژی سوخت و  $\dot{E}_P$  آگزرژی محصول است.

در سیستم‌های تبرید محصول بار سرمایشی جذب شده در اواپراتورهاست. لذا آگزرژی محصول ( $\dot{E}_P$ ) به صورت رابطه‌ی ۹ به دست می‌آید:

$$\dot{E}_P = \dot{Q}_e \left| 1 - \frac{T_s}{T_{evap}} \right| \quad (9)$$

بنابراین کارایی آگزرژی و نسبت اتلاف آگزرژی عبارت‌اند از:

$$\eta_{ex} = \frac{\dot{E}_P}{\dot{E}_F} = 1 - \frac{\sum_i \dot{E}_{d,i} + \sum_i \dot{E}_{L,i}}{\dot{E}_F} \quad (10)$$

$$EDR = \frac{\sum_i \dot{E}_{d,i}}{\dot{E}_P} = \frac{1}{\eta_{ex}} - 1 \quad (11)$$

جدول ۱. مشخصات سیستم مورد مطالعه.

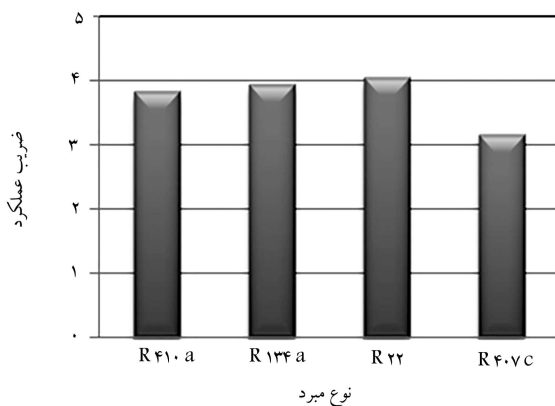
واحد	ظرفیت گرمایشی (kW)	ظرفیت سرمایشی (kW)
۱	۲٫۵	۲٫۲
۲ و ۳	۴٫۰	۳٫۶
۴ و ۵	۶٫۳	۵٫۶
۶ و ۷	۲٫۵	۲٫۲
خارجی	۳۹٫۶	۳۵٫۲

جدول ۲. شرایط مورد استفاده برای مطالعه‌ی سیستم. [۲۲]

شرایط آزمایشگاهی	دمای اواپراتور (°C)	دمای کندانسور (°C)	بازده کمپرسور
(الف)	۳	۳۱	۰٫۶۵
(ب)	۲	۳۷	۰٫۶۵

جدول ۳. مقایسه‌ی نتایج ضریب عملکرد حاصل از مدل‌سازی ترمودینامیکی با داده‌های تجربی.

شرایط آزمایشگاهی	نتیجه‌ی مدل‌سازی	نتیجه‌ی تجربی [۲۲]	مقدار خطا (%)
(الف)	۳٫۷۳	۳٫۶۷	۱٫۵
(ب)	۲٫۶۲	۲٫۵۷	۲٫۱



شکل ۳. تأثیر نوع مبرد بر ضریب عملکرد سیستم.

جدول ۴. سهم تلفات آگزرژی در اجزای چرخه.

جزء	R410a (%)	R134a (%)	R22 (%)	R407c (%)
کمپرسور	۳۲	۳۲	۳۱	۳۱
کندانسور	۳۱	۲۹	۳۱	۳۳
اواپراتور	۲۰	۲۳	۲۲	۱۸
شیر انبساط	۹	۷	۷	۱۱
مبدل حرارتی	۸	۹	۹	۷

### ۳. اعتبارسنجی مدل

در سال ۲۰۱۳ عملکرد یک سیستم جریان مبرد متغیر توسط ون در دانشگاه مرلند به صورت تجربی مطالعه شد. [۲۲] سیستم مورد نظر از مبرد R410a استفاده می‌کرد و مشابه آنچه در شکل ۱ نشان داده شده، دارای هفت واحد داخلی بود که سه واحد آن در حالت سرمایشی و چهار واحد دیگر در حالت گرمایشی قرار داشت. در جدول ۱ ظرفیت واحدهای داخلی و خارجی سیستم ارائه شده است. سایر مشخصات سیستم در منابع دیگر [۲۲] ارائه شده است.

سیستم جریان مبرد متغیر فوق تحت دو شرایط آزمایشگاهی الف و ب (جدول ۲)، توسط ون مورد بررسی قرار گرفت. در جدول ۳ مقادیر ضریب عملکرد حاصل از مدل‌سازی ترمودینامیکی این تحقیق با مقادیر تجربی به دست آمده توسط ون مقایسه شده است. تطابق مناسب نتایج به دست آمده با داده‌های تجربی نشان‌دهنده‌ی دقت کافی روش به کار رفته است، اگرچه دلایلی مانند صرف‌نظر کردن از افت فشار در لوله‌ها می‌تواند منجر به اندکی خطا در مدل‌سازی ترمودینامیکی سیستم شود.

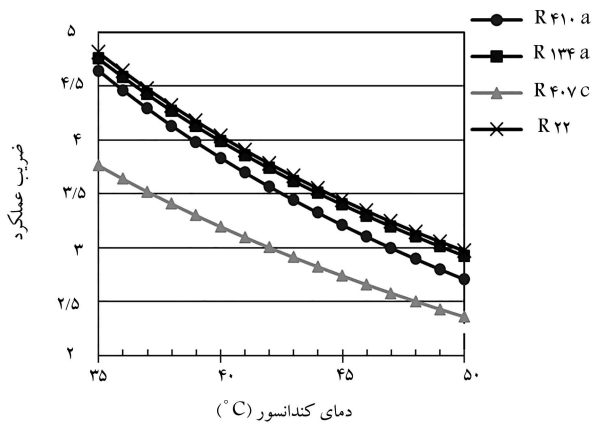
### ۴. نتایج

پس از اطمینان از صحت روش مورد استفاده، تأثیر متغیرهای عملکردی بر کارایی سیستم مورد بررسی قرار می‌گیرد. سیستم جریان متغیر مورد بررسی مشابه شکل ۱ است و با توجه به اهمیت بیشتر حالت سرمایشی در ایران، تمام واحدها در حالت سرمایشی قرار دارد. دمای اواپراتور و کندانسور در حالت پایه به ترتیب ۵ و ۴۰ درجه سلسیوس و بازده آیزنتروپیک کمپرسور با توجه به نتایج مطالعات پیشین [۲۲] برابر ۰٫۶۵ در نظر گرفته می‌شود.

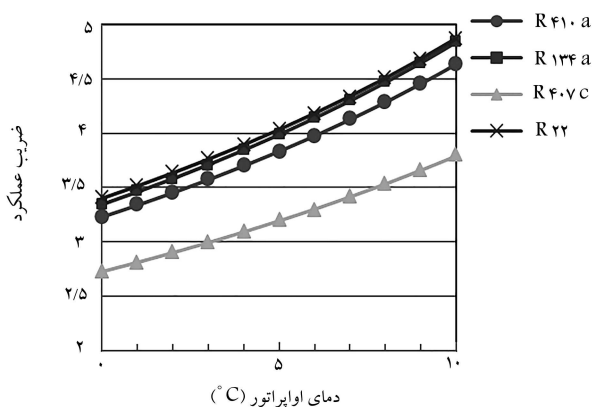
#### ۱.۴. تأثیر نوع مبرد

در شکل ۳ تأثیر نوع مبرد بر ضریب عملکرد چرخه نشان داده شده است. با توجه به نتایج حاصله، بیشترین ضریب عملکرد با استفاده از مبرد R-22 و کم‌ترین آن با استفاده از مبرد R-407c حاصل می‌شود به طوری که ۲۸ درصد اختلاف در ضریب عملکرد بین این دو مبرد مشاهده می‌شود.

در جدول ۴ درصد تلفات آگزرژی در اجزای چرخه و تأثیر نوع مبرد بر آن ارائه شده است. چنان‌که مشاهده می‌شود، اتلاف آگزرژی ناشی از اصطکاک در کمپرسور بیشترین سهم را در اتلاف آگزرژی به خود اختصاص می‌دهد و پس از آن انتقال



شکل ۶. تأثیر دمای کندانسور بر ضریب عملکرد سیستم.

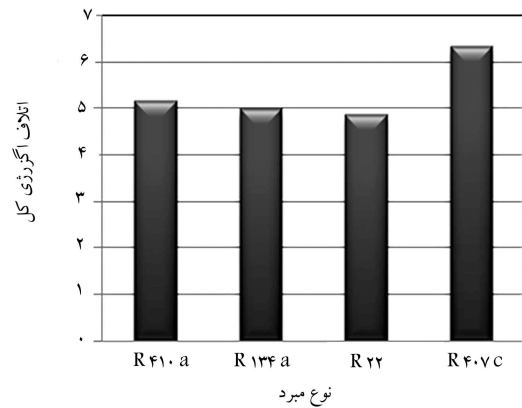


شکل ۷. تأثیر دمای اواپراتور بر ضریب عملکرد سیستم.

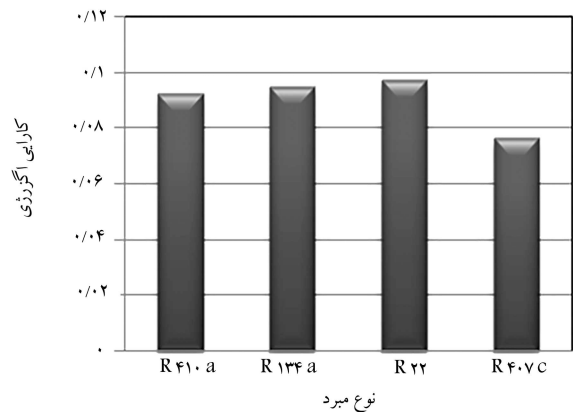
تبرید افزایش و کار مخصوص کمپرسور کاهش می‌یابد و در نتیجه ضریب عملکرد سیستم بهبود خواهد یافت، اما میزان این اثربخشی به نوع مبرد بستگی دارد. مطابق نتایج به دست آمده، ضریب عملکرد سیستم در کارکرد با مبرد R-22 از سایر انواع مبردها بالاتر است، اما تفاوت قابل توجهی بین ضریب عملکرد سیستم در کارکرد با مبردهای R-22 و R-134a وجود ندارد. همچنین با توجه به نتایج ارائه شده در شکل ۷، در صورت استفاده از مبرد R-407c، ضریب عملکرد سیستم کاهش چشمگیری خواهد داشت.

یکی از نتایج قابل تأکید در مقایسه‌ی نمودارهای شکل‌های ۶ و ۷، شیب تغییرات ضریب عملکرد سیستم نسبت به دمای اواپراتور و کندانسور است. با توجه به نتایج به دست آمده، تأثیر تغییر دمای اواپراتور به مراتب بیشتر از دمای کندانسور است به نحوی که در گستره‌ی دمایی مورد بررسی، برای مبرد R-22 به ازای ۱۰ درجه سلسیوس افزایش دمای اواپراتور ضریب عملکرد سیستم ۴۰ درصد افزایش می‌یابد در صورتی که این میزان بهبود به ازای ۱۰ درجه سلسیوس کاهش دمای کندانسور تنها ۳۰ درصد است.

در شکل ۸ تأثیر دمای کندانسور بر نسبت انالاف آگزرژی و بازده آگزرژی سیستم نشان داده شده است. چنان که مشاهده می‌شود، با افزایش دمای کندانسور انالاف آگزرژی افزایش و بازده آگزرژی کاهش می‌یابد. این رفتار عمدتاً به دلیل افزایش انالاف آگزرژی ناشی از دفع حرارت در کندانسور است. همچنین مطابق نتایج شکل ۸، انالاف آگزرژی سیستم در کارکرد با مبرد R-22 نسبت به سایر مبردها کم‌تر و بازده آگزرژی آن بالاتر است، هرچند نحوه‌ی عملکرد سیستم در صورت استفاده از مبردهای



شکل ۴. تأثیر نوع مبرد بر انالاف آگزرژی سیستم.



شکل ۵. تأثیر نوع مبرد بر بازده آگزرژی سیستم.

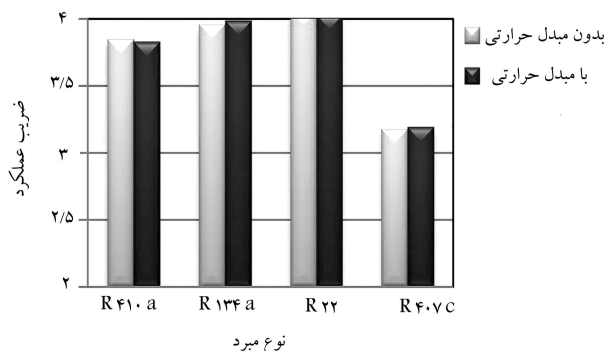
حرارت در کندانسور بیشترین تأثیر را دارد. بنابراین بهبود عملکرد این دو جزء نقش به‌سزایی در کاهش انالاف آگزرژی کل سیستم دارد. همچنین با توجه به نوع مبرد، بیشترین و کم‌ترین انالاف آگزرژی در بخش‌های مختلف چرخه تغییر می‌کند.

در شکل‌های ۴ و ۵ به ترتیب تأثیر نوع مبرد بر انالاف آگزرژی کل و کارایی آگزرژی سیستم جریان مبرد متغیر نشان داده شده است. با توجه به نتایج به دست آمده، کم‌ترین انالاف و بیشترین کارایی آگزرژی در صورت استفاده از مبرد R-22 به دست می‌آید و در مقابل با استفاده از مبرد R-407c انالاف سیستم افزایش و کارایی آگزرژی آن کاهش می‌یابد.

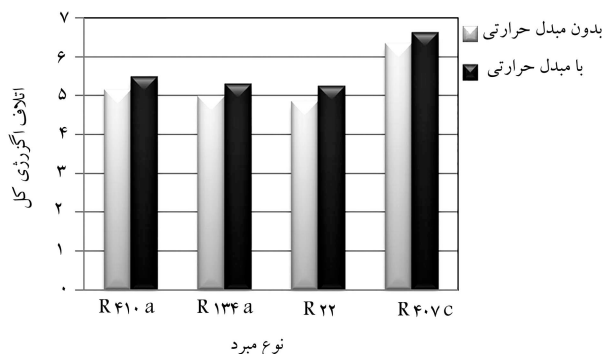
#### ۲.۴. تأثیر دمای کندانسور و اواپراتور

در شکل ۶ تأثیر دمای کندانسور بر ضریب عملکرد سیستم بررسی شده است. مطابق انتظار، با افزایش دمای کندانسور به دلیل کاهش اثر تبرید و افزایش کار مخصوص کمپرسور، ضریب عملکرد سیستم کاهش می‌یابد. اما رفتار سیستم کاملاً به نوع مبرد وابسته است. همانطور که در شکل مشاهده می‌شود، ضریب عملکرد سیستم با مبرد R-22 از سایر مبردها بالاتر است هرچند تفاوت قابل توجهی بین عملکرد سیستم با مبردهای R-22 و R-134a وجود ندارد. با توجه به نتایج به دست آمده، ضریب عملکرد سیستم در کارکرد با مبرد R-407c حدود ۲۶ درصد کاهش می‌یابد.

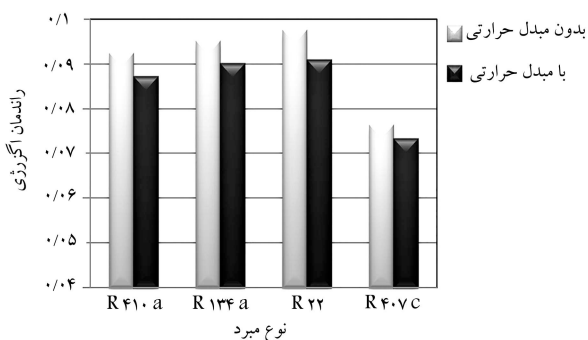
در شکل ۷ تغییر ضریب عملکرد سیستم به دلیل دمای اواپراتور و تأثیر نوع مبرد بر آن نشان داده شده است. چنان که مشاهده می‌شود، با افزایش دمای اواپراتور اثر



شکل ۱۰. تأثیر مبدل حرارتی بر ضریب عملکرد سیستم.



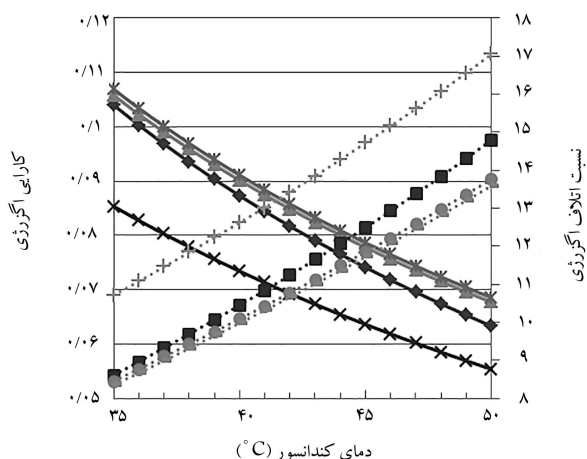
شکل ۱۱. تأثیر مبدل حرارتی بر اتلاف اگزرژی سیستم.



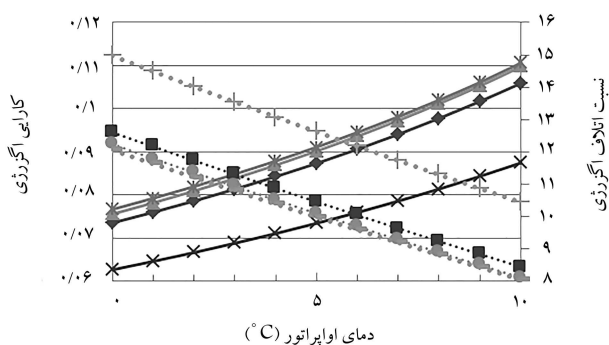
شکل ۱۲. تأثیر مبدل حرارتی بر کارایی اگزرژی سیستم.

نتایج مدل سازی ترمودینامیکی، در شکل ۱۰ تأثیر اضافه شدن مبدل حرارتی مادون سرد بر ضریب عملکرد سیستم جریان مبرد متغیر نشان داده شده است. چنان که مشاهده می شود با توجه به نوع مبرد، استفاده از مبدل حرارتی می تواند باعث افزایش یا کاهش ضریب عملکرد سیستم شود به نحوی که در صورت استفاده از مبردهای R-134a یا R-407c وجود مبدل حرارتی مادون سرد از نظر ترمودینامیکی مفید است. به علاوه استفاده از مبدل حرارتی در سیستمی که با مبرد R-134a کار می کند ضریب عملکرد را در مقایسه با سیستمی که با مبرد R-407c کار می کند بیشتر افزایش می دهد. مطابق نتایج به دست آمده در صورت استفاده از مبردهای R-22 یا R-410a اضافه کردن مبدل حرارتی مادون سرد ضریب عملکرد سیستم جریان مبرد متغیر را کم می کند.

چنان که در شکل های ۱۱ و ۱۲ مشاهده می شود، استفاده از مبدل حرارتی مادون سرد، صرف نظر از نوع مبرد، باعث افزایش اتلاف اگزرژی کل و به تبع



شکل ۸. تأثیر دمای کندانسور بر کارایی و نسبت اتلاف اگزرژی.



شکل ۹. تأثیر دمای اواپراتور بر کارایی و نسبت اتلاف اگزرژی.

R-22 و R-134a بسیار به هم نزدیک است. به علاوه استفاده از مبرد R-407c به میزان قابل توجهی از عملکرد سیستم می کاهد.

در شکل ۹ تأثیر دمای اواپراتور بر اتلاف اگزرژی و بازده اگزرژی سیستم جریان مبرد متغیر نشان داده شده است. چنان که مشاهده می شود، افزایش دمای اواپراتور به دلیل کاستن از اتلاف اگزرژی ناشی از انتقال حرارت در اواپراتور و کاهش کار کمپرسور، موجب بهبود بازده اگزرژی سیستم می شود. به علاوه کارایی اگزرژی سیستم با مبرد R-22 از سایر مبردها بالاتر است، هرچند تفاوت چندانی با مبرد R-134a ندارد. مشابه نتایج بخش های قبل، استفاده از مبرد R-407c موجب افزایش چشمگیر اتلاف اگزرژی سیستم و کاهش بازده اگزرژی آن می شود.

### ۳.۴. تأثیر مبدل حرارتی مادون سرد

پیشنهاد استفاده از مبدل حرارتی مادون سرد برای افزایش ضریب عملکرد سیستم جریان مبرد متغیر اولین بار در سال ۲۰۱۲ توسط ون [۱۲] مطرح شد. با توجه به

اتلاف انرژی افزایش و کارایی انرژی کاهش می‌یابد. در مقابل برای سیستم‌های با مبرد R-۱۳۴a یا R-۴۰۷c نسبت اتلاف انرژی کم و بنابراین کارایی انرژی بیشتر می‌شود.

## ۵. نتیجه‌گیری

در این مطالعه سیستم جریان مبرد متغیر از دیدگاه قانون دوم ترمودینامیک مورد بررسی قرار گرفت و تأثیر متغیرهای طراحی و نوع مبرد بر عملکرد آن ارزیابی شد. نتایج به دست آمده به‌طور خلاصه عبارت است از:

۱. مقایسه‌ی نتایج مدل‌سازی با نتایج تجربی نشان داد که مدل ارائه شده از دقت مناسبی برخوردار است و می‌توان از آن برای تحلیل و بررسی چرخه‌ی ترمودینامیکی سیستم استفاده کرد.
۲. از نظر ضریب عملکرد و کارایی انرژی، مبردهای R-۲۲، R-۱۳۴a، R-۴۱۰a و R-۴۰۷c به‌ترتیب مناسب‌ترین عملکرد را دارند.
۳. بیشترین اتلاف انرژی در چرخه‌ی مربوط به کمپرسور و پس از آن کندانسور است. مبدل حرارتی مادون سرد و شیرانبساط کم‌ترین نقش را در اتلاف انرژی سیستم دارند.
۴. با افزایش دمای اواپراتور یا کاهش دمای کندانسور ضریب عملکرد و بازده انرژی چرخه افزایش می‌یابد اما میزان اثربخشی به‌شدت به نوع مبرد وابسته است.
۵. استفاده از مبدل حرارتی مادون سرد در سیستم‌هایی که از مبردهای R-۱۳۴a یا R-۴۰۷c استفاده می‌کنند ضریب عملکرد و کارایی انرژی را افزایش می‌دهد. در مقابل در صورت استفاده از مبرد R-۲۲ یا R-۴۱۰a، اضافه کردن مبدل حرارتی ضریب عملکرد و بازده انرژی سیستم را کاهش می‌دهد.

## فهرست علائم

$\dot{E}$ : انرژی (kW)

$\dot{E}_d$ : اتلاف انرژی (kW)

$\dot{E}_F$ : انرژی سوخت (kW)

$\dot{E}_L$ : انرژی حرارتی از دست رفته (kW)

$\dot{E}_P$ : انرژی محصول (kW)

EDR: نسبت اتلاف انرژی

$h$ : آنتالپی (kJ/kg)

$\dot{m}$ : گذر جرمی (kg/s)

$\dot{Q}$ : نرخ انتقال حرارت (kW)

$s$ : انتروپی (kJ/kgK)

$T$ : دما (K)

$\dot{W}$ : نرخ کار (kW)

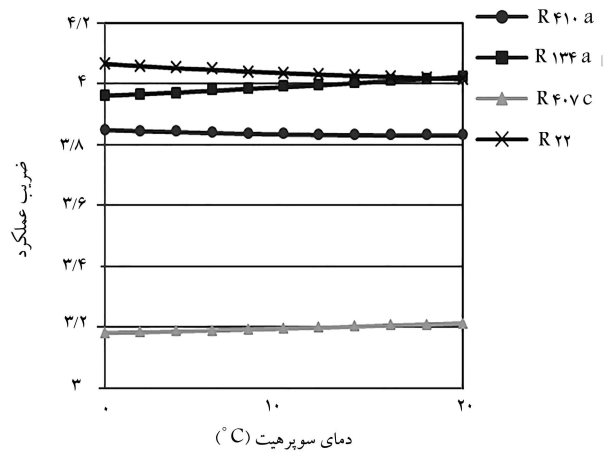
## علائم یونانی

$\eta_{ex}$ : کارایی انرژی

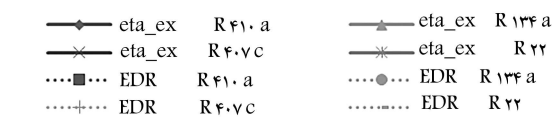
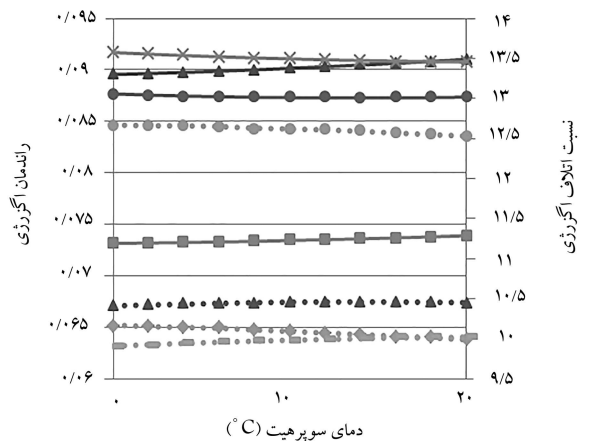
آن کاهش بازده انرژی سیستم می‌شود. البته میزان این تغییرات به نوع مبرد وابسته است. اتلاف انرژی در صورت استفاده از مبرد R-۲۲ به میزان ۸/۵ درصد و پس از آن در سیستم‌های با مبرد R-۴۱۰a، R-۱۳۴a یا R-۴۰۷c به‌ترتیب ۶/۵، ۶/۱ و ۴/۴ درصد افزایش می‌یابد. به‌همین ترتیب کارایی انرژی هنگام استفاده از مبرد R-۲۲ تا ۶/۷ درصد و پس از آن برای مبردهای R-۴۱۰a، R-۱۳۴a یا R-۴۰۷c به‌ترتیب به‌میزان ۵/۶، ۵/۲ و ۳/۹ درصد کم می‌شود.

برای اطمینان از حفاظت کمپرسور در مقابل ورود مایع مبرد، طراحی مبدل حرارتی مادون سرد معمولاً با توجه به میزان مافوق گرم بودن بخار ورودی به کمپرسور صورت می‌گیرد. با توجه به نتایج ارائه شده در شکل ۱۳، مافوق گرم بودن مبرد ضریب عملکرد سیستم را برای مبردهای R-۲۲ یا R-۴۱۰a کاهش و برای مبردهای R-۱۳۴a و R-۴۰۷c افزایش می‌دهد.

در شکل ۱۴ روند تغییر نسبت تلفات انرژی و کارایی انرژی نسبت به مافوق گرم بودن مبرد نشان داده شده است. چنان که بیان شد، با افزایش میزان مافوق گرم شدن در سیستم‌هایی که از مبرد R-۲۲ یا R-۴۱۰a استفاده می‌کنند، نسبت



شکل ۱۳. تأثیر میزان مافوق گرم بر ضریب عملکرد سیستم.



شکل ۱۴. تأثیر میزان مافوق گرم بر کارایی و نسبت اتلاف انرژی سیستم.

زیرنویس ها

°: محیط مرده؛

comp: کمپرسور؛

cond: کندانسور؛

evap: اواپراتور؛

o: محیط؛

schx: مدل حرارتی مادون سرد؛

txv: شیر انبساط.

## پانوشتها

1. variable refrigerant flow (VRF)
2. DX system
3. variable air volume (VAV)
4. Energy Plus
5. sub cooling heat exchanger
6. exergy efficiency
7. exergy destruction ratio (EDR)

## منابع (References)

1. Korolija, I., Marjanovic-Halburd, L., Zhang, Y. and Hanby, V.I. "Influence of building parameters and HVAC systems coupling on building energy performance", *Energy and Buildings*, **43**(6), pp. 1247-1253 (2011).
2. Amarnath, A. and Blatt, M. "Variable refrigerant flow: Where, why, and how", *Engineered Systems*, **25**, pp. 54-60 (2008).
3. Li, Y.M., Wu, J.Y. and Shiochi, S. "Modeling and energy simulation of the variable refrigerant flow air conditioning system with water-cooled condenser under cooling conditions", *Energy and Buildings*, **41**, pp. 949-957 (2009).
4. Liu, X.B. and Hong, T.Z. "Comparison of energy efficiency between variable refrigerant flow systems and ground source heat pump systems", *Energy and Buildings*, **42**, pp. 584-589 (2010).
5. Goetzler, W. "Variable refrigerant flow systems", *ASHRAE Journal*, pp. 24-31 (April 2007).
6. Aynur, T.N. "Variable refrigerant flow systems: A review", *Energy and Buildings*, **42**(7), pp. 1106-1112 (2010).
7. Zhou, Y.P., Wu, J.Y., Wang, R.Z. and Shiochi, S. "Energy simulation in the variable refrigerant flow air-conditioning system under cooling conditions", *Energy and Buildings*, **39**(2), pp. 212-220 (2007).
8. Aynur, T.N., Hwang, Y. and Radermacher, R. "Simulation comparison of VAV and VRF air conditioning systems in an existing building for the cooling season", *Energy and Buildings*, **41**(11), pp. 1143-1150 (2009).
9. Zhou, Y.P., Wu, J.Y., Wang, R.Z., Shiochi, S. and Li, Y.M. "Simulation and experimental validation of the variable-refrigerant-volume (VRV) air-conditioning system in energy plus", *Energy and Buildings*, **40**(6), pp. 1041-1047 (2008).
10. Aynur, T.N., Hwang, Y.H. and Radermacher, R. "The effect of the ventilation and the control mode on the performance of a VRV system in cooling and heating mode", *International Refrigeration and Air Conditioning Conference* (2008).
11. Aynur, T.N., Hwang, Y.H. and Radermacher, Y.R. "Field performance measurements of a heat pump desiccant unit in dehumidification mode", *Energy and Buildings*, **40**(12), pp. 2141-2147 (2008).
12. Kwon, L., Hwang, Y., Radermacher, R. and Kim, B. "Field performance measurements of a VRF system with sub-cooler in educational offices for the cooling season", *Energy and Buildings*, **49**, pp. 300-305 (2012).
13. Kwon, L., Lee, H., Hwang, Y., Radermacher, R. and Kim, B. "Experimental investigation of multifunctional VRF system in heating and shoulder seasons", *Applied Thermal Engineering*, **66**(1-2), pp. 355-364 (2014).
14. Kumar, S., Prevost, M. and Bugarel, R. "Exergy analysis of a compression refrigeration system", *Heat Recovery System and CHP*, **9**(2), pp. 151-157 (1989).
15. Probert, D. and Nikolaidis, C. "Exergy-method analysis of a two-stage vapor-compression refrigeration-plants performance", *Applied Energy*, **60**(4), pp. 241-256 (1998).
16. Yumrutas, R., Kunduz, M. and Kanoglu, M. "Exergy analysis of vapor compression refrigeration systems", *Exergy*, **2**(4), pp. 266-272 (2002).
17. Kaushik, S.C. and Arora, A. "Energy and exergy analysis of single effect and series flow double effect water-lithium bromide absorption refrigeration systems", *International Journal of Refrigeration*, **32**(6), pp. 1247-1258 (2009).
18. Dincer, I. and Kanoglu, M., *Refrigeration Systems and Applications*, 2nd ed., Wiley (2003).
19. Lee, S.F. and Sherif, S.A. "Second law analysis of various double effect lithium bromide/water absorption chillers", *ASHRAE Transactions*, **107**, pp. 664-673 (2001).
20. Bejan, A., Tsatsaronis, G. and Moran, M., *Thermal Design and Optimization*, Wiley (1996).
21. Said, S.M. and Ismail, B. "Exergetic assessment of the coolants HCFC123, HFC134a, CFC11 and CFC12", *Energy*, **19**(11), pp. 1181-1186 (1994).
22. Kwon, L. "Experimental evaluation of a multifunctional variable refrigerant flow system in an educational office building", MSc. Thesis, University of Maryland (2013).