

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

Research Note

پهنگ سجادی\* (استادیار)

دانشکده مهندسی مکانیک، دانشگاه تهران

رضا دلیلی (دانشجوی کارشناسی ارشد)

پردیس الیز، دانشگاه تهران

محمدعلی اخوان بهابادی (استاد)

دانشکده مهندسی مکانیک، دانشگاه تهران

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 نشان‌دهنده تأثیر قابل توجه نوع مبرد بر کارکرد سیستم است. همچنین در بین اجزاء سیستم، بیشترین سهم تلفات انرژی 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-۴۰۷c و R-۱۳۴a 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 می‌کنند.

واژگان کلیدی: سیستم جریان مبرد متغیر، مدل‌سازی ترمودینامیکی، تحلیل

انرژی، کارایی انرژی، تلفات انرژی.

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

### ۱. مقدمه

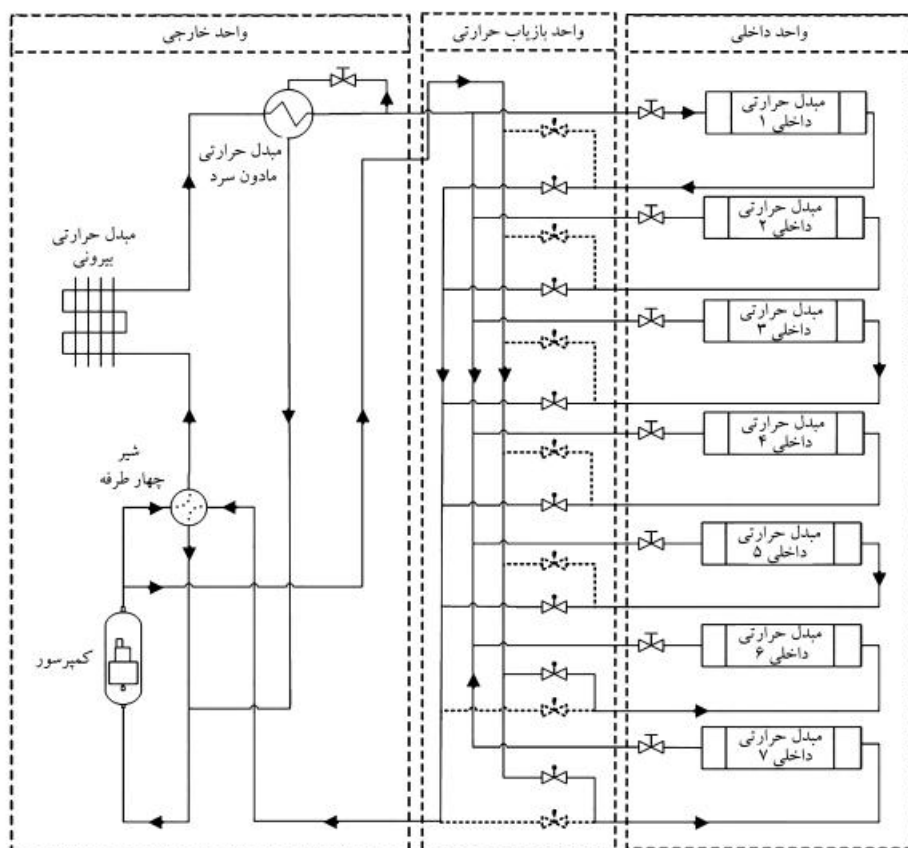
نتایج تحقیقات مفصل در خصوص تاریخچه و کاربرد سیستم‌های جریان مبرد متغیر<sup>[۵]</sup> نشان داد که با رفع معایب این سیستم، نظیر تأمین هوای تازه، در سال‌های اخیر سیستم‌های جریان مبرد متغیر به گزینه‌ی مناسبی برای جایگزینی و استفاده در بسیاری از ساختمان‌های تجاری تبدیل شده است.

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 مسیره‌های رفت و برگشت

با استناد به آمار آوانس بین‌المللی انرژی، بخش قابل توجهی از کل مصرف انرژی سالاته‌ی 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>۱</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 مجزاست 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>[۲]</sup>

\* نویسنده مسئول

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



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

متغیر و فن کویل با هوای تازه مقایسه کردند<sup>[۴]</sup> و نشان دادند که بازده انرژی در سیستم‌های جریان میرد متغیر بیشتر است. در تحقیقی دیگر<sup>[۵]</sup> سیستم‌های جریان میرد متغیر با سیستم‌های حجم هوای متغیر مقایسه، و نشان داده شد که سیستم‌های جریان میرد متغیر می‌توانند ۲۷ تا ۵۷/۹ درصد در مصرف انرژی صرفه‌جویی ایجاد کنند. در مقایسه‌ی نتایج حاصل از مدل شبیه‌سازی شده‌ی سیستم‌های جریان میرد متغیر توسط نرم‌افزار انرژی پلاس<sup>۲</sup> با نتایج واقعی<sup>[۶]</sup> میانگین خطای شبیه‌سازی آنها ۲۸/۳ درصد بود. از آنجا که مهم‌ترین نقطه ضعف سیستم‌های جریان میرد متغیر، ناتوانایی‌شان در تأمین هوای تازه است، ترکیب این سیستم‌ها با سیستم تهویه هوای تازه به صورت تجربی مورد بررسی قرار گرفت.<sup>[۱۱،۱۲]</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 میرد 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 میرد 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>[۱۳]</sup> یک سیستم تبرید تراکمی با میرد R-۱۲ و R-۱۱ با استفاده از مفهوم انرژی بررسی شد. همچنین رفتار یک سیکل

میرد به واحدهای داخلی وجود دارد. مسیر رفت جریان میرد فشار بالا با دمای میانی است که پس از عبور از مبدل حرارتی بیرونی و مبدل حرارتی مادون سرد وارد واحد بازتاب حرارتی می‌شود. سپس میرد 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 میرد کم‌فشار و دمایی خروجی از واحد داخلی با عبور از واحد بازتاب حرارتی به سمت کمپرسور می‌رود تا چرخه کامل شود. در این چرخه مبدل حرارتی مادون سرد نیز وجود دارد که بر سر راه جریان میرد 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 بازتاب حرارتی می‌شود. جریان انشعابی پس از افزایش دما به سمت کمپرسور می‌رود.

در سال‌های اخیر تحقیقات تجربی و تحلیلی زیادی در خصوص سیستم‌های جریان میرد 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 میرد 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 تریید، 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: [۱۹]

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

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  $T_c$  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:

$$\begin{aligned} \dot{E}_{d,evap} = \dot{E}_{x,6} - \dot{E}_{x,7} + \left(1 - \frac{T_c}{T_e}\right) \dot{Q}_e = \dot{m}(h_6 - T_c s_6) \\ - \dot{m}(h_7 - T_c s_7) + \left(1 - \frac{T_c}{T_e}\right) \dot{Q}_e \end{aligned} \quad (2)$$

کمپرسور:

$$\dot{E}_{d,comp} = \dot{E}_{x,1} - \dot{E}_{x,2} + \dot{W}_c = \dot{m}T_c(s_2 - s_1) \quad (3)$$

کندانسور:

$$\dot{E}_{d,cond} = \dot{E}_{x,2} - \dot{E}_{x,3} = \dot{m}(h_2 - T_c s_2) - \dot{m}(h_3 - T_c s_3) \quad (4)$$

شیر انبساط:

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

مبدل حرارتی مادون سرد:

$$\begin{aligned} \dot{E}_{d,schx} = \dot{E}_{x,2} - \dot{E}_{x,5} - \dot{E}_{x,i} - \dot{E}_{x,e} = \dot{m}[(h_2 - h_5 + h_i - h_e) \\ - T_c(s_2 - s_5 + s_i - s_e)] \end{aligned} \quad (6)$$

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 بازگشت‌ناپذیری خارجی به دلیل اختلاف دما بین واحدهای حرارتی و محیط است که از رابطه‌ی ۷ قابل محاسبه است:

$$\dot{E}_{L,i} = \left(1 - \frac{T_o}{T_i}\right) \dot{Q}_i \quad (7)$$

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. [۲۰] کارایی آگزروی  $\eta$  نسبت آگزروی محصول به آگزروی سوخت و نسبت اتلاف آگزروی  $\gamma$  نسبت اتلاف آگزروی کل به آگزروی محصول است. [۲۱] آگزروی سوخت برابر است با:

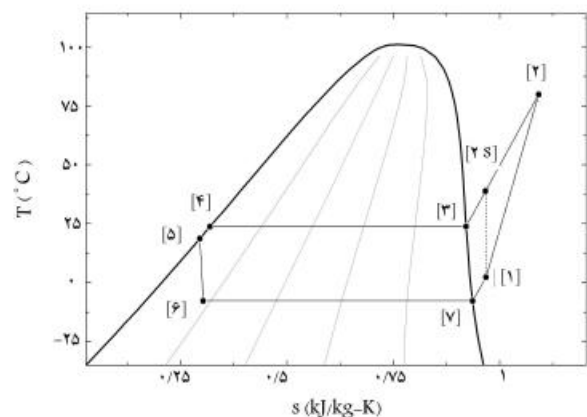
$$\dot{E}_F = \dot{E}_P + \sum_i \dot{E}_{d,i} + \sum_i \dot{E}_{L,i} \quad (8)$$

تریید تراکمی دو مرحله‌ی R-۲۲ با خنککن میانی، با تحلیل آگزروی مورد ارزیابی قرار گرفت [۱۵] 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 تریید تراکمی بخار ارائه کردند [۱۶]. 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 [۱۷] تأثیر نوع مبرد بر عملکرد یک سیکل تریید تراکمی بخار را مورد تحلیل آگزروی قرار گرفت. مطالعات انجام شده برای گستره‌ی دمای اشباع اوپراتور  $5^\circ$  تا صفر درجه سلسیوس و دمای اشباع کندانسور  $40^\circ$  تا  $55^\circ$  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 قابلیت‌کاردهی 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 - آنترپی 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 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 بازگشت‌ناپذیری‌های موجود در سیستم کاهش می‌یابد. [۱۸] در غیاب



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

جدول ۱. مشخصات سیستم مورد مطالعه.

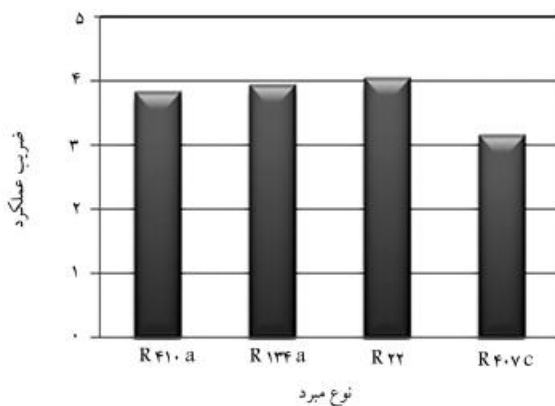
واحد	ظرفیت گرمایشی (kW)	ظرفیت سرمایشی (kW)
۱	۲٫۵	۲٫۲
۲ و ۳	۴٫۰	۳٫۶
۴ و ۵	۶٫۳	۵٫۶
۶ و ۷	۲٫۵	۲٫۲
خارجی	۳۹٫۶	۳۵٫۲

جدول ۲. شرایط مورد استفاده برای مطالعه‌ی سیستم. [۲۶]

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 [۲۶]	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 انرژی 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

که در آن  $\dot{E}_F$  انرژی سوخت و  $\dot{E}_P$  انرژی محصول است. در سیستم‌های تبرید محصول بار سرمایشی جذب شده در اواپراتورهاست. لذا انرژی محصول ( $\dot{E}_P$ ) به صورت رابطه‌ی ۹ به دست می‌آید:

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

بنابراین کارایی انرژی و نسبت اتلاف انرژی عبارتند از:

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

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

### ۳. اعتبارسنجی مدل

در سال ۱۳۲۰ عملکرد یک سیستم جریان مبرد متغیر توسط ون در دانشگاه مریلند به صورت تجربی مطالعه شد. [۲۶] 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 [۲۶] 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 نشان‌دهنده دقت کافی روش به کار رفته است، اگرچه دلایلی مانند صرف نظر کردن از افت فشار در لوله‌ها می‌تواند منجر به اندکی خطا در مدل‌سازی ترمودینامیکی سیستم شود.

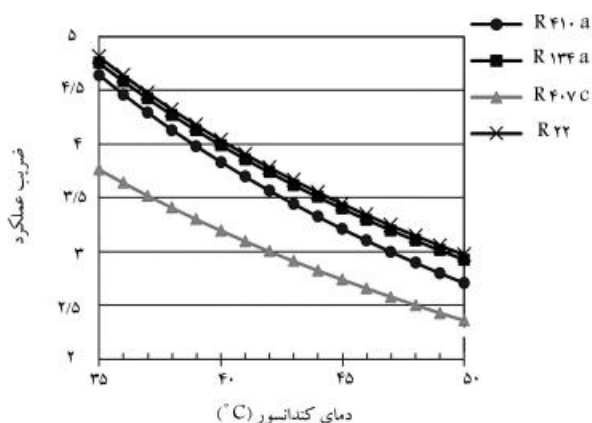
### ۴. نتایج

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 کمپرسور با توجه به نتایج مطالعات پیشین [۲۶] برابر ۰٫۶۵ در نظر گرفته می‌شود.

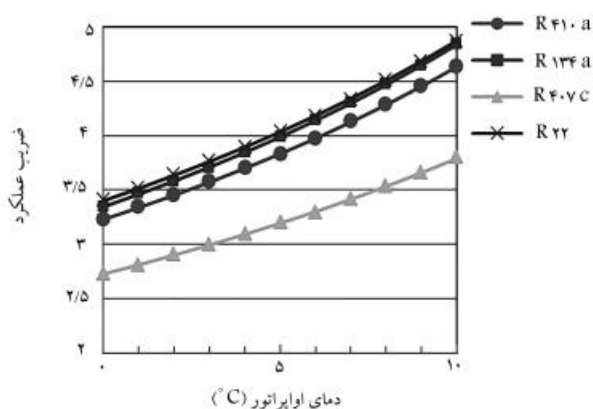
#### ۱.۴. تأثیر نوع مبرد

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



شکل ۶. تأثیر دمای کندانسور بر ضریب عملکرد سیستم.

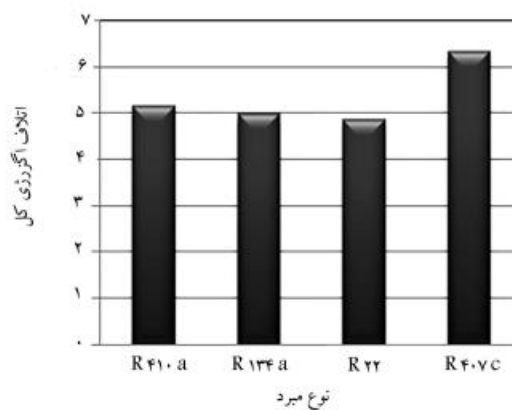


شکل ۷. تأثیر دمای اواپراتور بر ضریب عملکرد سیستم.

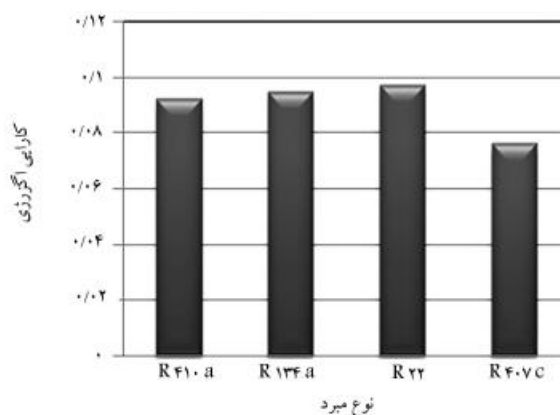
تبرید افزایش و کار مخصوص کمپرسور کاهش می‌یابد و در نتیجه ضریب عملکرد سیستم بهبود خواهد یافت، اما میزان این اثربخشی به نوع مبرد بستگی دارد. مطابق نتایج به دست آمده، ضریب عملکرد سیستم در کارکرد با مبرد R-22 از سایر انواع مبرد بالاتر است، اما تفاوت قابل توجهی بین ضریب عملکرد سیستم در کارکرد با مردهای R-22 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 اتلاف انرژی و بازده انرژی سیستم نشان داده شده است. چنان که مشاهده می‌شود، با افزایش دمای کندانسور اتلاف انرژی افزایش و بازده انرژی کاهش می‌یابد. این رفتار عمدتاً به دلیل افزایش اتلاف انرژی ناشی از دفع حرارت در کندانسور است. همچنین مطابق نتایج شکل ۸، اتلاف انرژی سیستم در کارکرد با مبرد R-22 نسبت به سایر مردها کم‌تر و بازده انرژی آن بالاتر است؛ هرچند نحوه‌ی عملکرد سیستم در صورت استفاده از مردهای



شکل ۴. تأثیر نوع مبرد بر اتلاف انرژی سیستم.



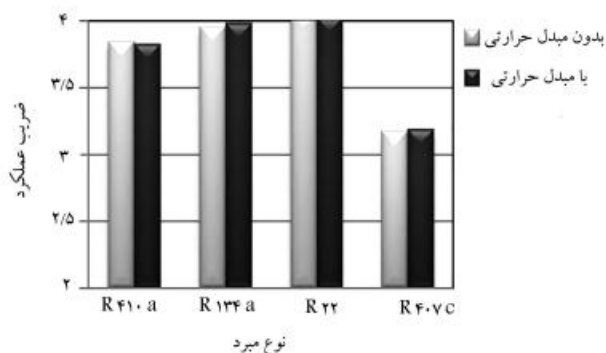
شکل ۵. تأثیر نوع مبرد بر بازده انرژی سیستم.

حرارت در کندانسور بیشترین تأثیر را دارد. بنابراین بهبود عملکرد این دو جزء نقش به‌سزایی در کاهش اتلاف انرژی کل سیستم دارد. همچنین با توجه به نوع مبرد، بیشترین و کمترین اتلاف انرژی در بخش‌های مختلف چرخه تغییر می‌کند. در شکل‌های ۴ و ۵ به ترتیب تأثیر نوع مبرد بر اتلاف انرژی کل و کارایی انرژی سیستم جریان مبرد متغیر نشان داده شده است. با توجه به نتایج به دست آمده، کمترین اتلاف و بیشترین کارایی انرژی در صورت استفاده از مبرد R-22 به دست می‌آید و در مقابل با استفاده از مبرد R-407c اتلاف سیستم افزایش و کارایی انرژی آن کاهش می‌یابد.

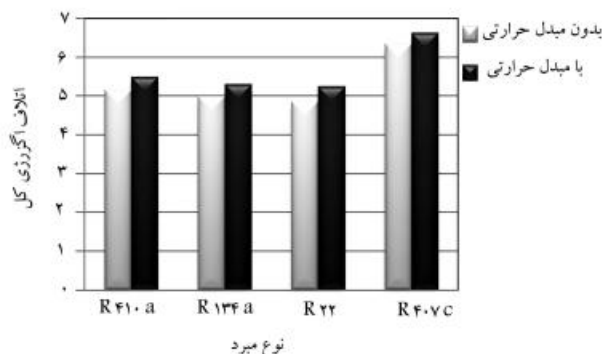
#### ۲.۴. تأثیر دمای کندانسور و اواپراتور

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 مردها بالاتر است هرچند تفاوت قابل توجهی بین عملکرد سیستم با مردهای 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

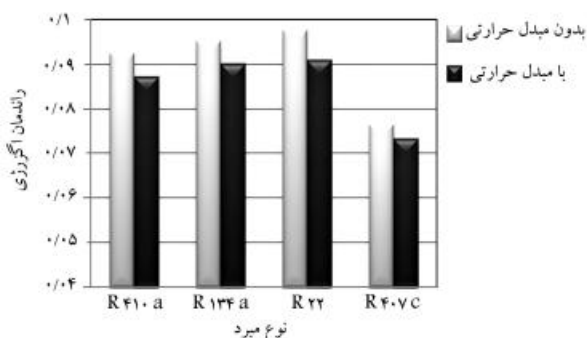




شکل ۱۰. تأثیر مبدل حرارتی بر ضریب عملکرد سیستم.



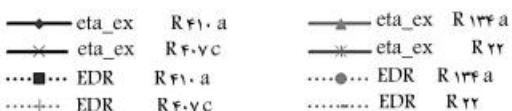
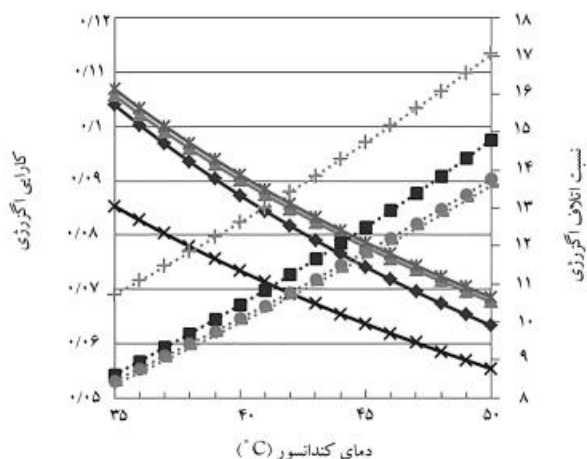
شکل ۱۱. تأثیر مبدل حرارتی بر اتلاف انرژی کل سیستم.



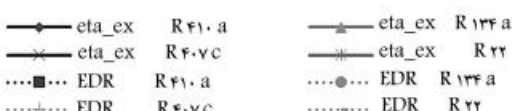
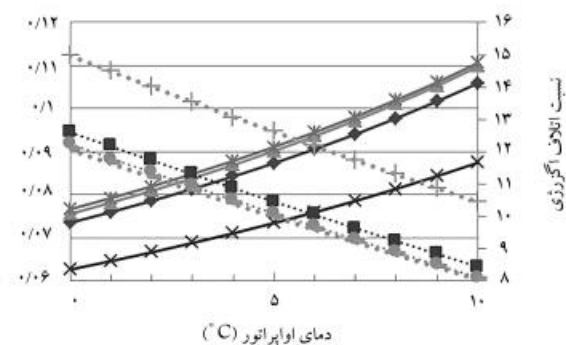
شکل ۱۲. تأثیر مبدل حرارتی بر کارایی انرژی سیستم.

نتایج مدل‌سازی ترمودینامیکی، در شکل ۱۰ تأثیر اضافه شدن مبدل حرارتی مادون سرد بر ضریب عملکرد سیستم جریان میرد متغیر نشان داده شده است. چنان که مشاهده می‌شود با توجه به نوع میرد، استفاده از مبدل حرارتی می‌تواند باعث افزایش یا کاهش ضریب عملکرد سیستم شود به نحوی که در صورت استفاده از میردهای 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 میرد R-134a کار می‌کند ضریب عملکرد را در مقایسه با سیستمی که با میرد R-407c کار می‌کند بیشتر افزایش می‌دهد. مطابق نتایج به دست آمده در صورت استفاده از سیستم از میردهای R-22 یا R-410a اضافه کردن مبدل حرارتی مادون سرد ضریب عملکرد سیستم جریان میرد متغیر را کم می‌کند.

چنان که در شکل‌های ۱۱ و ۱۲ مشاهده می‌شود، استفاده از مبدل حرارتی مادون سرد، صرف‌نظر از نوع میرد، باعث افزایش اتلاف انرژی کل و به تبع



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



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

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

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

### ۳.۴. تأثیر مبدل حرارتی مادون سرد

پیشنهاد استفاده از مبدل حرارتی مادون سرد برای افزایش ضریب عملکرد سیستم جریان میرد 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 میرد R-۱۳۴a یا R-۴۰۷c نسبت اتلاف انرژی کم و بنابراین کارایی انرژی بیشتر می‌شود.

## ۵. نتیجه‌گیری

در این مطالعه سیستم جریان میرد متغیر از دیدگاه قانون دوم ترمودینامیک مورد بررسی قرار گرفت و تأثیر متغیرهای طراحی و نوع میرد 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، میردهای R-۲۲، R-۱۳۴a، R-۴۱۰a و R-۴۰۷c به ترتیب مناسب‌ترین عملکرد را دارند.
۳. بیشترین اتلاف انرژی در چرخه‌ی مربوط به کمپرسور و پس از آن کندانسور است. مدل حرارتی مادون سرد و شیر انبساط 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 میرد وابسته است.
۵. استفاده از مدل حرارتی مادون سرد در سیستم‌هایی که از میردهای R-۱۳۴a یا R-۴۰۷c استفاده می‌کنند ضریب عملکرد و کارایی انرژی را افزایش می‌دهد. در مقابل در صورت استفاده از میرد R-۲۲ یا R-۴۱۰a، اضافه کردن مدل حرارتی ضریب عملکرد و بازده انرژی سیستم را کاهش می‌دهد.

## فهرست علائم

$\dot{E}$ : انرژی (kW)

$\dot{E}_a$ : 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)

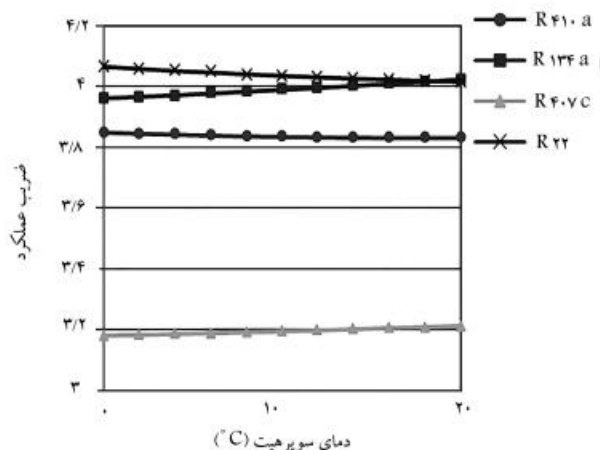
## علائم یونانی

$\eta_{ex}$ : کارایی انرژی

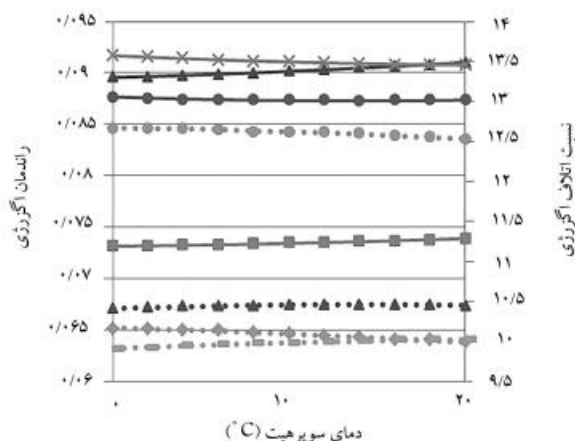
آن کاهش بازده انرژی سیستم می‌شود. البته میزان این تغییرات به نوع میرد وابسته است. اتلاف انرژی در صورت استفاده از میرد R-۲۲ به میزان ۸٪ درصد و پس از آن در سیستم‌های با میرد R-۴۱۰a، R-۱۳۴a یا R-۴۰۷c به ترتیب ۶/۵٪، ۶/۱٪ و ۴/۴٪ درصد افزایش می‌یابد. به همین ترتیب کارایی انرژی هنگام استفاده از میرد R-۲۲ تا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

برای اطمینان از حفاظت کمپرسور در مقابل ورود مایع میرد، طراحی مدل 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 میرد ضریب عملکرد سیستم را برای میردهای R-۲۲ یا R-۴۱۰a کاهش و برای میردهای R-۱۳۴a و R-۴۰۷c افزایش می‌دهد.

در شکل ۱۴ روند تغییر نسبت تلفات انرژی و کارایی انرژی نسبت به مافوق گرم بودن میرد نشان داده شده است. چنان که بیان شد، با افزایش میزان مافوق گرم شدن در سیستم‌هایی که از میرد 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.

evap: اواپراتور  
o: محیط!  
schx: مدل حرارتی مادون سرد!  
txv: شیر انبساط.

زیرنویس‌ها  
°: محیط مرده!  
comp: کمپرسور!  
cond: کندانسور!

### پانوشته‌ها

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).