

شبیه‌سازی ریاضی سیستم‌های سرمایش دسیکنت و تأثیر پارامترهای مختلف بر عملکرد آن از نظر قانون اول و دوم

مرتضی یاری
فریدون مولانی

دانشیار گروه مهندسی مکانیک، دانشکده فنی، دانشگاه محقق اردبیلی
کارشناس ارشد مهندسی مکانیک، دانشکده فنی، دانشگاه محقق اردبیلی

چکیده

در کار حاضر، تحلیل ترمودینامیکی سیستم‌های سرمایش دسیکنت در دو حالت تهویه‌ای و بازگشتی به صورت شبیه‌سازی انجام شده است. انتقال انرژی بین مولفه‌ها و اتلاف انرژی در هر یک از آنها و همچنین بازده انرژی برای کل سیستم و هر یک از اجزای آن محاسبه شده است. در نهایت، تأثیر شرایط محیط و دمای احیا بر ضریب عملکرد و بازده انرژی این سیستم‌ها بررسی شده است. در دو حالت تهویه‌ای و بازگشتی سیستم‌های سرمایش دسیکنت نتایج این بررسی نشان می‌دهد که با افزایش دما و رطوبت نسبی هوای محیط، در هر دو حالت ضریب عملکرد گرمایی کاهش و بازده انرژی در حالت تهویه‌ای افزایش و در حالت بازگشتی کاهش یافته است. دمای احیای بهینه‌ای وجود دارد که در آن ضریب عملکرد و بازده انرژی سیستم بیشینه است.

کلمات کلیدی: سرمایش دسیکنت، ضریب عملکرد، بازده انرژی، شرایط هوای محیط، دمای احیا

Mathematical Simulation of Desiccant Cooling Systems and Effect of Various Parameters on the First and Second Law Performance

M. Yari Associate Professor, Faculty of Engineering, University of Mohaghegh Ardabili
F. Meulany M.Sc., Faculty of Engineering, University of Mohaghegh Ardabili

Abstract

In this paper, a thermodynamic analysis of the desiccant cooling system is performed and applied to the ventilation and recirculation modes of the system operation. The exergy transport between the components and the destructions in each of the components of the desiccant cooling system are determined. Exergy efficiencies of the system and system components are determined. The effects of ambient conditions and regeneration temperature on the first and second law performance of desiccant cooling systems are investigated. It is determined that with increasing ambient temperature and relative humidity for both modes, the COP decrease and exergy efficiency of the cycles in mode ventilation and recirculation are increase and decrease, respectively. There are optimums regeneration temperatures that COP and exergy efficiency of desiccant cooling systems has maximum value.

Keywords: Desiccant cooling, COP, Exergy efficiency, Ambient condition, Regeneration temperature

۱- مقدمه

با پیشرفت صنعت و افزایش جمعیت، بشر امروزی از یک طرف با دو نگرانی اساسی مشکلات زیست محیطی و مصرف بالای انرژی در حقیقت بحران انرژی روبروست و از طرف دیگر با تلاش برای بهبود شرایط آسایش این مشکلات را دو چندان نموده است. در بخش ساختمان سیستم‌های تهویه مطبوع و تبرید در هر دو مورد سهم قابل توجهی دارند. در حدود ۱۵ درصد انرژی مصرفی در جهان صرف تهویه مطبوع ساختمان‌ها و تبرید می‌شود [۱]. به لحاظ آلاینده‌گی، سیستم‌های تهویه مطبوع و تبرید با استفاده از مبردهای ناسازگار با محیط زیست به طور مستقیم و با مصرف انرژی الکتریکی نیز به صورت غیرمستقیم باعث آلاینده‌گی می‌شوند. سیستم سرمایه‌گذاری دسیکنت به علت سازگاری با محیط زیست و مصرف پایین انرژی می‌تواند جایگزین مناسبی برای سیستم‌های تهویه متداول باشد.

تحقیقات گسترده در مورد سیستم‌های سرمایه‌گذاری دسیکنت براساس شبیه‌سازی ریاضی، بررسی تجربی، تحلیل ترمودینامیکی و کاربردهای مفید آن انجام شده است. یاری و مولانی [۱]، به کمک شبیه‌سازی ریاضی چرخ دسیکنت مرکب، قابلیت استفاده از انرژی خورشیدی را در سیستم‌های سرمایه‌گذاری دسیکنت مورد ارزیابی قرار داده و تأثیر شرایط هوای محیط بر عملکرد این سیستم‌ها را از نظر قانون اول و دوم ترمودینامیک بررسی کرده‌اند. مازی و همکاران [۲]، در یک بررسی اقتصادی نشان داده‌اند که در سیستم‌های سرمایه‌گذاری دسیکنت هزینه‌های جاری در مقایسه با سیستم‌های سرمایه‌گذاری تراکمی کاهش می‌یابد و بیان کرده‌اند که دوره بازپرداخت این سیستم‌ها ۲-۳ سال است. هردوگان و همکاران [۳] عملکرد یک سیستم سرمایه‌گذاری دسیکنت جدید را به صورت تجربی مورد ارزیابی قرار داده و تحلیل انرژی آن را بیان کرده‌اند. ژیا و همکاران [۴] بهبود عملکرد سیستم سرمایه‌گذاری دسیکنت را با به کارگیری چرخ دسیکنت مرکب جدید بررسی کردند. حیدرنژاد و پاسدارشهری [۵] و [۶] تأثیر پارامترهای عملکرد چرخه سرمایه‌گذاری دسیکنت بر شرایط هوا در ورود به محیط تهویه و ضریب عملکرد چرخه سرمایه‌گذاری دسیکنت در آرایش‌های مختلف بررسی کرده و پتانسیل سیستم‌های سرمایه‌گذاری دسیکنت و سیستم‌های سرمایه‌گذاری تبخیری را در شرایط مختلف طراحی خارج، جهت فراهم کردن شرایط آسایش گرمایی مورد ارزیابی قرار داده‌اند. نتایج نشان می‌دهد که سیستم سرمایه‌گذاری دسیکنت نسبت به سیستم سرمایه‌گذاری تبخیری مستقیم و غیرمستقیم کاربردی‌تر است و برای کشورهای چند آب و هوایی مانند ایران شرایط آسایش گرمایی را بهتر فراهم می‌کند. کانوگلو و همکاران [۷]، آنالیز انرژی و انرژی بر روی یک چرخه باز سرمایه‌گذاری دسیکنتی صورت داده‌اند.

با توجه به این نکته که در بررسی‌های قبلی مدل ریاضی برای تحلیل انرژی چرخه‌های سرمایه‌گذاری دسیکنت ارائه نشده است، در کار حاضر بناست که در یک مدل ترمودینامیکی به کمک شبیه‌سازی ریاضی چرخ دسیکنت مرکب، سیستم‌های سرمایه‌گذاری دسیکنت را تحلیل نموده و معادلات مربوط به تحلیل انرژی نیز به مدل اضافه شود. تحلیل انرژی بر اساس انرژی ترمو- مکانیکی و انرژی شیمیایی هوا انجام خواهد شد. جریان انرژی و اتلاف انرژی به کمک نمودار گراسمن به صورت گرافیکی نشان داده و بازده انرژی کل سیستم و مولفه‌های آن را محاسبه می‌شود. در نهایت، تأثیر شرایط هوای محیط و دمای احیای چرخ دسیکنت بر پارامترهای عملکردی سیستم‌های سرمایه‌گذاری دسیکنت مورد بررسی قرار خواهد گرفت.

۲- سیکل‌های مختلف دسیکنت سرمایه‌گذاری

سیستم سرمایه‌گذاری دسیکنت شامل دو جریان هوای مصرفی و هوای احیا می‌باشد. در مسیر هوای مصرفی رطوبت هوا توسط چرخ دسیکنت جذب می‌شود. هوای خشک خروجی از چرخ دسیکنت در مبادله کن گرما تاحدی خنک شده و سپس در خنک کننده تبخیری کاملاً خنک می‌شود. هوای خنک حاصل به داخل ساختمان هدایت می‌شود. در مسیر هوای احیا، ابتدا با انجام فرایند سرمایه‌گذاری تبخیری روی هوا دمای آن کاهش می‌یابد تا در مبادله کن گرما برای پیش سرد کردن هوای خروجی از چرخ دسیکنت استفاده شود. دمای هوای خروجی از مبادله کن گرما با عبور از گرمکن تا رسیدن به دمای احیای چرخ دسیکنت افزایش می‌یابد. گرمای مورد نیاز این سیستم را می‌توان از انرژی‌های تجدیدپذیر مانند انرژی خورشیدی و زمین گرمایی و همچنین از گرمای اتلافی در سیستم‌ها با سوخت فسیلی و یا از مصرف مستقیم سوخت فسیلی تأمین کرد.

با توجه به منبع تأمین هوای مورد استفاده در سیستم سرمایه‌گذاری دسیکنت می‌توان چرخه‌های مختلفی را تعریف کرد. در کار حاضر دو چرخه متداول تهویه‌ای و بازگشتی بررسی می‌شود [۸]. در چرخه تهویه‌ای هوای مصرفی از هوای محیط و هوای احیا از هوای برگشتی تأمین می‌شود (شکل ۱) در حالی که در چرخه بازگشتی هوای مصرفی از هوای برگشتی و هوای احیا از هوای محیط تأمین می‌شود (شکل ۲).

عبارت‌های گرمای جذب، نسبت رطوبت هوا در مجاورت دسیکنت و فشار اشباع بخار آب، شرایط مرزی و ضرایب موجود در مرجع [۹] آمده است و برای محاسبه عدد ناسلت در کانال سینوسی شکل از روابط [۱۰] استفاده شده است.

روابط مربوط به سایر اجزای سیستم با فرض عدم وجود نشستی در جریان هوا به صورت خلاصه در جدول ۱ ارائه شده است.

جدول ۱- روابط قانون اول حاکم بر سیستم سرمایش دسیکنت

جزء	اگرزری داده شده
HX	$\omega_2 = \omega_3 \quad , \quad \omega_6 = \omega_7$ $\epsilon_{HX} = \frac{(\dot{m}c_p)_{pro} (T_2 - T_3)}{(\dot{m}c_p)_{min} (T_2 - T_6)}$ $(\dot{m}c_p)_2 (T_2 - T_3) = (\dot{m}c_p)_6 (T_7 - T_6)$
DEC1,2	$\epsilon_{DEC} = \frac{T_{in} - T_{out}}{T_{in} - T_{wb,in}}$ $T_{wb,in} = T_{wb,out}$ $T_4 = T_3 - \epsilon_{DEC1} (T_3 - T_{wb,3}) \quad , \quad T_{wb,3} = T_{wb,4}$ $T_6 = T_5 - \epsilon_{DEC2} (T_5 - T_{wb,5}) \quad , \quad T_{wb,5} = T_{wb,6}$
Heater	$\omega_7 = \omega_8 \quad , \quad T_8 = T_{reg}$ $\dot{Q}_{reg} = \dot{m}_{reg} (h_8 - h_7)$
sys	$COP = \frac{\dot{Q}_{cool}}{\dot{Q}_{reg}} = \frac{\dot{m}_{pro} (h_5 - h_4)}{\dot{m}_{reg} (h_8 - h_7)}$

۴- تحلیل قانون دوم

از تحلیل قانون اول میزان تبادل گرما بین محیط و سیستم سرمایش دسیکنت مشخص شد. در اثر وجود برگشت‌ناپذیری در یک فرایند یا سیستم اتلاف اگرزری به وجود می‌آید. با تحلیل قانون دوم میزان اتلاف اگرزری، برگشت‌ناپذیری نسبی، بازده اگرزری تعیین می‌شود. در این سیستم سیال عامل هوای تر و آب است. اگرزری ویژه آب از رابطه زیر حاصل می‌شود.

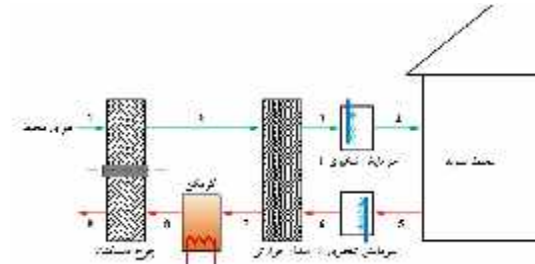
$$\psi_w = (h - h_0) - T_0(s - s_0) \quad (5)$$

با در نظر گرفتن مخلوط هوای خشک و بخار آب به عنوان گاز کامل، اگرزری کل هوای تر به ازای یک کیلوگرم هوای خشک به صورت زیر بیان می‌شود [۳]. این رابطه بر اساس اگرزری ویژه ترمومکانیکی و اگرزری ویژه شیمیایی هوای تر و با فرض عدم تغییر فشار حاصل شده است.

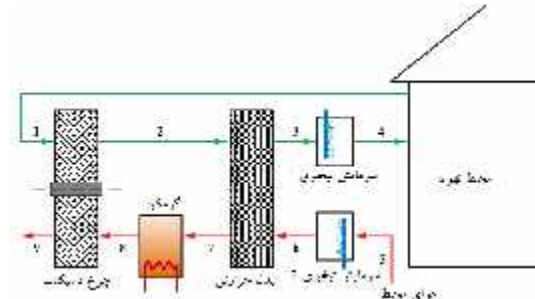
$$\psi_a = (c_{p,a} + \omega.c_{p,v})T_0 \left[\left(\frac{T}{T_0} \right) - 1 - \ln \left(\frac{T}{T_0} \right) \right] + R_a T_0 \left[\left(1 + 1.6078\omega \right) \ln \left(\frac{1 + 1.6078\omega_0}{1 + 1.6078\omega} \right) + 1.6078\omega \ln \left(\frac{\omega}{\omega_0} \right) \right] \quad (6)$$

۴-۱- بازده اگرزری

بازده اگرزری معیار مناسب برای مقایسه سیستم‌های سرمایشی است و به شیوه‌های مختلفی تعریف می‌شود. دو تعریف متداول آن، بازده اگرزری ساده یا جهانی و بازده اگرزری



شکل ۱- طرحواره چرخه تهویه‌ای



شکل ۲- طرحواره چرخه بازگشتی

۳- تحلیل قانون اول

سیستم سرمایش دسیکنت دارای اجزای مختلفی است. در این بخش با نوشتن روابط پایستگی جرم و انرژی حاکم بر اجزای سیستم، مدل ترمودینامیکی مناسبی برای سیستم سرمایش دسیکنت ارائه خواهد شد. در سیستم‌های سرمایش دسیکنت، شاخص‌ترین جزء چرخ دسیکنت می‌باشد. چرخ دسیکنت با حرکت دورانی بین دو جریان مختلف الجهد هوای مصرفی و هوای احیا بار نهان سیستم را کنترل می‌کند. مقطع چرخ دسیکنت شامل کانال‌های کوچک و موازی محور چرخ است و مواد جاذب روی دیواره کانال‌ها قرار دارد. در این مقاله، از مدل ریاضی ژانگ و همکاران [۹] به منظور تحلیل عملکرد چرخ دسیکنت مرکب استفاده می‌شود. با در نظر گرفتن یکی از کانال‌های چرخ دسیکنت که متناوباً بین هوای مصرفی و هوای احیا در حال چرخش است و نوشتن روابط حاکم بر آن می‌توان مدل ریاضی مناسب را برای چرخ دسیکنت ارائه کرد. پایستگی جرم بین جریان هوا و دیوار دسیکنت:

$$\frac{\partial \omega}{\partial t} + v \frac{\partial \omega}{\partial z} + c_1 \frac{\partial W}{\partial t} = 0 \quad (1)$$

انتقال جرم روی دیوار دسیکنت:

$$\frac{\partial W}{\partial t} + c_2 (\omega_w - \omega) = 0 \quad (1)$$

پایستگی انرژی بین جریان هوا و دیوار دسیکنت:

$$\frac{\partial T}{\partial t} + v \frac{\partial T}{\partial z} + c_3 \frac{\partial T_d}{\partial t} = c_4 (\omega - \omega_w) \quad (3)$$

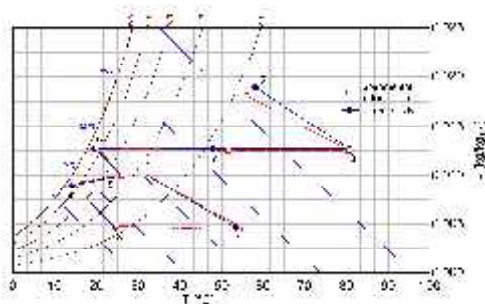
انتقال گرما روی دیوار دسیکنت:

$$\frac{\partial T_d}{\partial t} + c_5 (T_d - T) + c_6 (\omega_w - \omega) + c_7 (\omega_w - \omega)(T - T_d) = 0 \quad (4)$$

به

جدول ۳- پارامترهای مورد استفاده در شبیه‌سازی [۱، ۳، ۵، ۱۴]

پارامتر	مقدار	واحد	پارامتر	مقدار	واحد
P	۱۰۱,۳۲۵	kPa	Tambient	۳۵	°C
εDEC1,2	۰,۸۵		Tindoor	۲۶,۷	°C
εHX	۰,۸		Treg	۸۰	°C
φambient	۴۰	%	Ts	Treg +5	°C
φindoor	۵۰	%			



شکل ۳- مقایسه نتایج کار حاضر و اندازه‌گیری‌های آزمایشگاهی

دست می‌آید. نتایج حاصل از تحلیل قانون دوم نیز در جدول ۴ آورده شده است. در تحلیل قانون دوم شرایط حالت مرده گرفته شده‌اند [۳]. در تحلیل انرژی سیستم‌های مختلف نمودار گراسمن ابزاری مفید به منظور نشان دادن پایستگی انرژی است. نمودار گراسمن چرخه سرمایش دسیکنت در حالت تهویه-ای در شکل ۴ نشان داده شده، در این شکل مکان‌های سیاه رنگ اتلاف انرژی در هر مولفه را نشان می‌دهد.

همانطور که از جدول ۴ استنباط می‌شود در هر دو سیکل بیشترین برگشت‌ناپذیری در گرمکن رخ می‌دهد و کمترین مقدار آن به نوع چرخه وابسته است. بازده انرژی برای سیکل‌های سرمایش تهویه‌ای و بازگشتی به ترتیب ۷۰,۹۷٪ و ۶۴,۸۱٪ به دست می‌آید. بنابراین، اتلاف انرژی کمتری در چرخه تهویه‌ای اتفاق می‌افتد و از نظر تحلیل قانون دوم بر چرخه بازگشتی برتری دارد، این در حالی است که چرخه بازگشتی دارای ضریب عملکرد گرمایی بهتری است.

۶-۱- اثر شرایط هوای محیط بر عملکرد سیکل

در این بخش تاثیر شرایط محیط بر ضریب عملکرد سیستم‌های سرمایش دسیکنت در دو حالت تهویه‌ای و بازگشتی با در نظر گرفتن سه مقدار رطوبت نسبی ثابت $\phi=40$ ، $\phi=20$ و $\phi=60$ و تغییرات دما در بازه ۲۰ تا ۴۵ درجه سانتیگراد برای هوای محیط بررسی می‌شود. شکل‌های ۵ و ۶ اثر شرایط محیط بر ضریب عملکرد گرمایی سیستم‌های سرمایش دسیکنت در دو حالت تهویه‌ای و بازگشتی را نشان می‌دهد. در هر دو حالت

منطقی است. با توجه به درست‌تر بودن تعریف بازده انرژی منطقی در کار حاضر از آن استفاده می‌شود، که عبارت است از نسبت انرژی بازگشتی به کل انرژی داده شده [۳]:

$$\eta_{II} = \frac{\text{Exergetic}_{\text{produce}}}{\text{Exergetic}_{\text{fuel}}} = \frac{\dot{P}}{\dot{F}} \quad (7)$$

انرژی داده شده و انرژی بازگشتی به کل سیستم و مؤلفه‌های آن به صورت خلاصه در جدول ۲ آورده شده است [۳].

جدول ۲- روابط قانون دوم حاکم بر سیستم سرمایش دسیکنت

جزء	انرژی داده شده	انرژی بازگشتی شده
DW	$\dot{F}_{DW} = \dot{E}x_8 - \dot{E}x_9$	$\dot{P}_{DW} = \dot{E}x_2 - \dot{E}x_1$
HX	$\dot{F}_{HX} = \dot{E}x_2 - \dot{E}x_3$	$\dot{P}_{HX} = \dot{E}x_7 - \dot{E}x_6$
DEC1	$\dot{F}_{DEC1} = \dot{E}x_3 + \dot{E}x_{w,DEC1}$	$\dot{P}_{DEC1} = \dot{E}x_4$
DEC2	$\dot{F}_{DEC2} = \dot{E}x_7 + \dot{E}x_{w,DEC2}$	$\dot{P}_{DEC2} = \dot{E}x_6$
Heater	$\dot{F}_{Heater} = \left(1 - \frac{T_0}{T_s}\right) \times \dot{Q}_{reg}$	$\dot{P}_{Heater} = \dot{E}x_8 - \dot{E}x_7$
sys	$\dot{F}_{sys} = \sum \dot{F}_i$	$\dot{P}_{sys} = \sum \dot{P}_i$

۵- روش حل و ارزیابی درستی

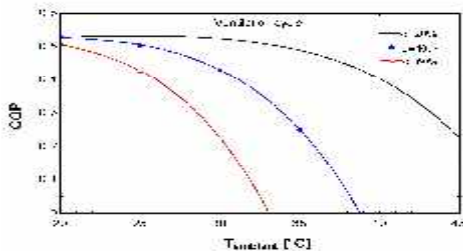
در شبیه‌سازی ریاضی سیستم سرمایش دسیکنت ابتدا لازم است معادلات حاکم بر چرخه دسیکنت حل شوند، به این منظور برنامه کامپیوتری مجزای جهت حل عددی معادلات حاکم بر چرخه دسیکنت تهیه شد. سپس، با در نظر گرفتن شرایط ARI [۱۲] و دمای احیا مشخص، چرخه سرمایش دسیکنت به کمک برقراری ارتباط برنامه تهیه شده با نرم افزار EES و داده‌های جدول ۳ شبیه‌سازی شد [۱۳]. خصوصیات ترمودینامیکی هوای-تر در دمای متوسط جریان‌های هوای ورودی به چرخه دسیکنت محاسبه شده‌اند و با توجه به ناچیز بودن مورد نیاز چرخه دسیکنت در تحلیل چرخه، از آن چشم‌پوشی شده است [۵].

شکل ۳ مقایسه نتایج کار حاضر و اندازه‌گیری‌های آزمایشگاهی کوداما و همکاران [۱۴] در سیستم سرمایش دسیکنت را نشان می‌دهد. میزان سازگاری بالای این نتایج درستی کار حاضر را نشان می‌دهد. وجود خطا در بررسی دیگران نیز دیده شده که آنها علت آن را فرض عدم وجود نشتی هوا در اجزا مانند چرخه دسیکنت و مبادله کن‌گرما و ناچیز بودن تبادل گرما با محیط می‌دانند [۵ و ۶]. همچنین، می‌توان گفت، مقداری از خطا ناشی از ابزار به کار برده شده در اندازه‌گیری آزمایشگاهی می‌باشد.

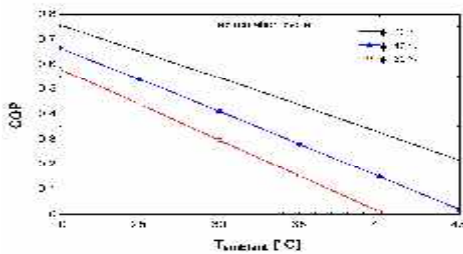
۶- نتایج و بحث

با در نظر گرفتن شرایط ARI و حل معادلات حاکم بر اجزای سیستم سرمایش دسیکنت ضریب عملکرد برای چرخه-های سرمایش تهویه‌ای و بازگشتی به ترتیب ۰,۲۴۹۶ و ۰,۲۸۰۱

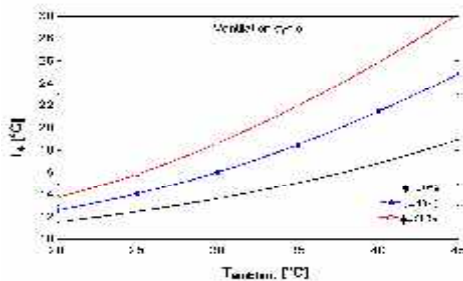
بازگشتی به ترتیب در شکل‌های ۷ و ۸ نشان داده شده است. مقایسه این نمودارها نشان می‌دهد که همواره دمای هوای ورودی به محیط تهویه (نقطه ۴) در چرخه بازگشتی کمتر از سیکل تهویه‌ای است و با توجه به مناسب بودن رطوبت نسبی هوا در هر دو حالت، چرخه بازگشتی شرایط آسایش گرمایی در محیط تهویه را بهتر فراهم می‌کند.



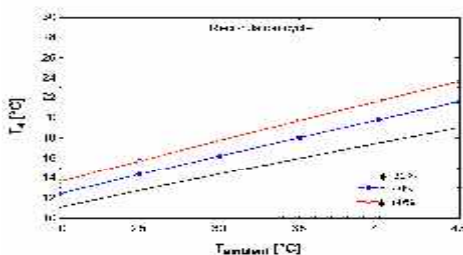
شکل ۵- اثر شرایط محیط بر ضریب عملکرد گرمایی چرخه سرمایش دسیکنت در حالت تهویه‌ای



شکل ۶- اثر شرایط محیط بر ضریب عملکرد گرمایی چرخه سرمایش دسیکنت در حالت بازگشتی



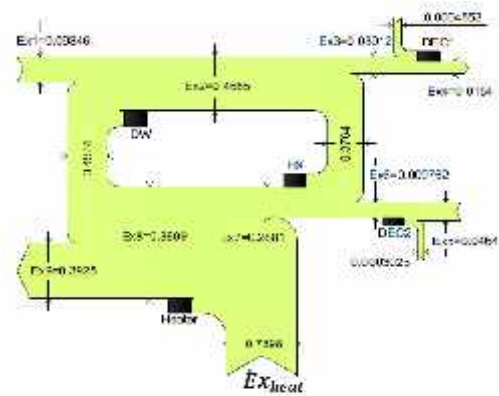
شکل ۷- اثر شرایط محیط بر دمای هوای نقطه ۴ در چرخه سرمایش دسیکنت در حالت تهویه‌ای



شکل ۸- اثر شرایط محیط بر دمای هوای نقطه ۴ در چرخه سرمایش دسیکنت در حالت بازگشتی

تغییرات بازده اگزرژی چرخه سرمایش دسیکنت در هر دو حالت تهویه‌ای و بازگشتی در شرایط مختلف هوای محیط که به

با افزایش دما و رطوبت نسبی هوای محیط، ضریب عملکرد



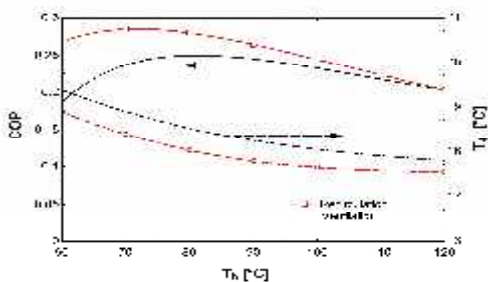
شکل ۴- نمودار گراسمن چرخه سرمایش دسیکنت در حالت تهویه‌ای

جدول ۴- نتایج تحلیل قانون دوم چرخه‌های دسیکنت

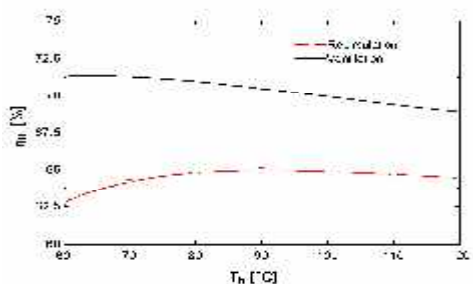
اجزا	\dot{P} kW	\dot{F} kW	η_{II} %
چرخه تهویه‌ای			
DW	۰٫۳۷۲	۰٫۴۹۷۴	۷۴٫۷۹
HX	۰٫۲۷۸۳	۰٫۳۷۶۴	۷۲٫۹۵
DEC1	۰٫۰۱۵۴	۰٫۰۸۹۵۷	۱۷٫۱۹
DEC2	۰٫۰۰۹۷۶	۰٫۰۴۶۷۱	۲۰٫۹
Heater	۰٫۶۰۱۹	۰٫۷۸۹۸	۷۶٫۲۱
sys	۱٫۲۷۷	۱٫۸	۷۰٫۹۷
چرخه بازگشتی			
DW	۰٫۳۰۱۸	۰٫۴۶۹۳	۶۴٫۳۲
HX	۰٫۱۷۰۴	۰٫۲۰۹۹	۸۱٫۱۸
DEC1	۰٫۰۲۱۱۴	۰٫۱۲۹۵	۱۵٫۱۵
DEC2	۰٫۰۲۹۶۶	۰٫۰۹۵۱۱	۳۱٫۱۸
Heater	۰٫۷۰۸۹	۰٫۹۸۷۱	۷۱٫۸۱
sys	۱٫۲۳۲	۱٫۹۰۱	۶۴٫۸۱

گرمایی کاهش می‌یابد. این نتیجه با توجه فرایندهای که در هر حالت اتفاق می‌افتد، قابل توجیه است. با در نظر گرفتن شرایط ARI در حالت تهویه‌ای شرایط نقطه ۵ و در حالت بازگشتی شرایط نقطه ۱ همواره معلوم، پس ظرفیت سرمایش آنها فقط تابع شرایط نقطه ۴ که دارای کمترین دمای چرخه است، می‌باشد. در حالت تهویه‌ای با افزایش دمای محیط در رطوبت نسبی ثابت و همچنین افزایش رطوبت نسبی محیط در دمای ثابت، دمای نقطه ۴ افزایش و در نتیجه آن ظرفیت سرمایش چرخه کاهش می‌یابد، از طرفی دیگر این تغییرات کاهش گرمای احیا را به دنبال دارد که این امر باعث به وجود آمدن مقدار ضریب عملکرد گرمایی بهینه شده است. در حالت بازگشتی با افزایش دمای محیط در رطوبت نسبی ثابت و همچنین افزایش رطوبت نسبی محیط در دمای ثابت، دمای نقطه ۴ و گرمای احیا هر دو افزایش یافته که در نتیجه آن ضریب عملکرد کاهش می‌یابد. اثر پذیری دمای نقطه ۴ از تغییرات شرایط هوای محیط در چرخه‌های سرمایش تهویه‌ای و

همواره از نظر قانون اول چرخه بازگشتی دارای عملکرد بهتری بوده و شرایط آسایش گرمایی را بهتر تامین می‌کند. شکل ۱۲ نشان می‌دهد که در هر دو حالت دمای احیای بهینه وجود دارد که در آن دما، بازده انرژی گرمایی بیشتر است. با افزایش دمای چرخ دسیکنت انرژی گرمایی داده شده به چرخه و در نتیجه آن انرژی داده شده افزایش می‌یابد. بنابراین با افزایش انرژی گرمایی داده شده در گرمکن اتلاف انرژی نیز افزایش می‌یابد. تغییرات انرژی گرمایی در اتلاف انرژی گرمایی موجب به وجود آمدن مقدار بازده انرژی بیشتر شده است.



شکل ۱۱- اثر دمای احیا بر ضریب عملکرد و دمای هوای نقطه ۴ چرخه‌های سرمایش دسیکنت

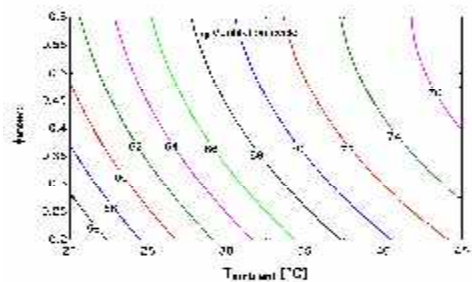


شکل ۱۲- اثر دمای احیا بر بازده انرژی چرخه‌های سرمایش دسیکنت

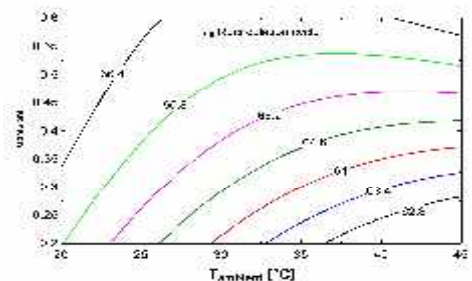
۷- نتیجه‌گیری

در این مقاله، پس از اطمینان از درستی نتایج عددی به دست آمده از مدل ریاضی، تحلیل ترمودینامیکی سیستم‌های سرمایش دسیکنت در دو حالت تهویه‌ای و بازگشتی به مدل افزوده می‌شود. با در نظر گرفتن شرایط ARI ضریب عملکرد برای چرخه‌های سرمایش تهویه‌ای و بازگشتی به ترتیب ۰٫۲۴۹۶ و ۰٫۲۸۰۱ و بازده انرژی نیز به ترتیب ۷۰٫۹۷٪ و ۶۴٫۸۱٪ به دست می‌آید. بررسی شرایط محیط نشان می‌دهد که با افزایش دما و رطوبت نسبی هوای محیط، ضریب عملکرد گرمایی در هر دو حالت تهویه‌ای و بازگشتی کاهش و دمای هوای ورودی به محیط تهویه افزایش می‌یابد. در حالت تهویه‌ای با افزایش دمای محیط در رطوبت نسبی ثابت و همچنین افزایش رطوبت نسبی

صورت کانتور در شکل‌های ۹ و ۱۰ آورده شده، می‌توان گفت که در حالت تهویه‌ای با افزایش دمای محیط در رطوبت نسبی ثابت و همچنین افزایش رطوبت نسبی محیط در دمای ثابت بازده انرژی افزایش می‌یابد، که این امر ناشی از کاهش اتلاف انرژی است. در حالت بازگشتی با افزایش دمای محیط در رطوبت نسبی ثابت اتلاف انرژی افزایش پس بازده انرژی کاهش می‌یابد.



شکل ۹- اثر شرایط محیط بر بازده انرژی چرخه سرمایش دسیکنت در حالت تهویه‌ای



شکل ۱۰- اثر شرایط محیط بر بازده انرژی چرخه سرمایش دسیکنت در حالت بازگشتی

۶-۲- اثر دمای احیای چرخ دسیکنت بر عملکرد چرخه

اثر دمای احیا چرخ دسیکنت بر ضریب عملکرد و بازده انرژی سیستم‌های سرمایش در دو حالت تهویه‌ای و بازگشتی در شکل‌های ۱۱ و ۱۲ نشان داده شده است. تغییرات ضریب عملکرد با توجه فرایندهای که در هر حالت اتفاق می‌افتد، قابل توجه است. با در نظر گرفتن شرایط ARI در هر دو حالت ظرفیت سرمایش چرخه فقط تابع شرایط هوای ورودی به محیط تهویه (نقطه ۴) می‌باشد. تأثیر دمای احیا بر دمای نقطه ۴ نیز در شکل ۱۱ آورده شده است. با افزایش دمای احیا دمای نقطه ۴ کاهش و ظرفیت سرمایشی چرخه افزایش می‌یابد، از طرف دیگر با افزایش دمای احیای چرخ دسیکنت انرژی گرمایی مورد نیاز چرخه افزایش می‌یابد که این امر باعث به وجود آمدن دمای احیای بهینه شده که به ازای آن مقدار ضریب عملکرد بیشینه می‌گردد. این مقدار بهینه برای چرخه‌های مختلف متفاوت است. تغییرات ضریب عملکرد و دمای نقطه ۴ سیستم‌های سرمایش دسیکنت در دو حالت تهویه‌ای و بازگشتی نشان می‌دهد که

مراجع

[۱] یاری، م.، مولانی، ف. "پتانسیل به‌کارگیری انرژی خورشیدی در سیستم‌های سرمایش دسیکنت و تحلیل انرژی آن در شرایط مختلف هوای محیط"، اولین همایش ملی اصلاح الگوی تولید و مصرف، ۱۳۹۰.

[2] Mazzei, P., Minichiello, F., Palma, D. "HVAC dehumidification systems for thermal comfort: a critical review", *Applied Thermal Engineering*, vol. 25, pp. 677–707, 2005.

[3] Hurdogan, E., Buyukalaca, O., Hepbasli, A., Yilmaz, T. "Exergetic modeling and experimental performance assessment of a novel desiccant cooling system", *Energy and Buildings*. Vol. 43, pp. 1489–1498, 2011.

[4] Jia, C.X., Dai, Y.J., Wu, J.Y., Wang, R.Z., "Use of compound desiccant to develop high performance desiccant cooling system", *International Journal of Refrigeration*, vol. 30, pp. 345–353, 2007.

[5] Heidarinejad, G., Pasharshahi, H. "The effects of operational conditions of the desiccant wheel on the performance of desiccant cooling cycles", *Energy and Buildings*, vol. 42, pp. 2416–2423, 2010.

[6] Heidarinejad, G., Pasharshahi, H. "Potential of a desiccant-evaporative cooling system performance in a multi-climate country", *International Journal of Refrigeration*, vol. 34, pp. 1251–1261, 2011.

[7] Kanoglu, M., Carpinliolu, M.O., Yildirim, M. "Energy and exergy analyses of an experimental open-cycle desiccant cooling system", *Applied Thermal Engineering*, vol. 24, pp. 919–932, 2004.

[8] La, D., Dai, Y.J., Li, Y., Wang, R.Z., Ge, T.S. "Technical development of rotary desiccant dehumidification and air conditioning: A review", *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, vol. 14, pp. 130–147, 2010.

[9] Zhang, X.J., Dai, Y.J., Wang, R.Z. "A simulation study of heat and mass transfer in a honeycomb structure rotary desiccant dehumidifier", *Applied Thermal Engineering*, vol. 23, pp. 989–1003, 2003.

[10] Antonellis D.S., Joppolo, C.M., Molinaroli, L. "Simulation, performance analysis and optimization of desiccant wheels", *Energy and Buildings*, vol. 42, pp. 1386–1393, 2010.

[11] Hepbasli, A. "A key review on exergetic analysis and assessment of renewable energy resources for a sustainable future", *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, vol. 12, pp. 593–661, 2008.

[12] ARI. Standard for desiccant dehumidification components, Standard 940–998, American Air-Conditioning and Refrigeration Institute, Arlington, VA, 1998.

[13] Klein, S.A., 2010. Engineering Equation Solver (EES) manual. F-Chart Software. <http://www.fchart.com/>

[14] Kodama, A., Hirayama, T., Goto, M., Hirose, T., Critoph, R.E. "The use of psychometric charts for the optimization of a thermal swing desiccant wheel", *Applied Thermal Engineering*, vol. 21, pp. 1657–1674, 2001.

محیط در دمای ثابت بازده انرژی افزایش می‌یابد و در حالت بازگشتی با افزایش دمای محیط در رطوبت نسبی ثابت اتلاف انرژی افزایش پس بازده انرژی کاهش می‌یابد. با افزایش دمای احیا چرخ دسیکنت، دمای هوای ورودی به محیط تهویه کاهش و ظرفیت سرمایشی چرخه افزایش می‌یابد، از طرف دیگر با افزایش دمای احیای انرژی گرمایی داده شده به چرخه و در نتیجه آن انرژی داده شده در گرمکن اتلاف انرژی نیز افزایش یافته، که این امر باعث به وجود آمدن دمای احیای بهینه شده که به ازای آن مقدار ضریب عملکرد و بازده انرژی بیشینه می‌گردد. در یک دمای احیای مشخص، همواره ضریب عملکرد گرمایی چرخه بازگشتی بیشتر از چرخه تهویه‌ای بوده و بازده انرژی چرخه تهویه‌ای بیشتر از چرخه بازگشتی می‌باشد. به صورت کلی، اثر شرایط محیط بر ضریب عملکرد گرمایی و بازده انرژی سیستم سرمایش دسیکنت در حالت تهویه‌ای نسبت به حالت بازگشتی محسوس‌تر است.

نمادها

C_i	ضرایب
\dot{E}_x	آهنگ انرژی (kW)
h	آنتالپی ویژه (kJ kg^{-1})
\dot{Q}_{reg}	گرمای احیا (kW)
s	آنتروپی ویژه ($\text{kJ kg}^{-1} \text{K}^{-1}$)
T	دما ($^{\circ}\text{C}$)
t	زمان (s)
V	سرعت (m s^{-1})
W	کسر رطوبت موجود در دسیکنت (kg kg^{-1})

علائم یونانی

ε	کارایی
η_{II}	بازده انرژی (/.)
ϕ	رطوبت نسبی (/.)
ψ	انرژی ویژه (kJ kg^{-1})
ω	نسبت رطوبت (kg kg^{-1})

زیرنویس

a	هوا
DEC1,2	سرمایش تبخیری مستقیم
DW	چرخ دسیکنت
HX	مبادله کن گرما
pro	فرایند
reg	احیا
s	منبع گرمایی
w	دیوار
w_b	حباب خیس