

## بررسی اثر بار برودتی و نسبت بار محسوس در کارایی سیکل‌های سرمایشی دسیکنت

قاسم حیدری‌نژاد<sup>۱</sup>، هادی پاسدار شهری<sup>۲</sup>

<sup>۱</sup>دانشیار، دانشگاه تربیت مدرس - دانشکده فنی مهندسی؛ [gheidari@modares.ac.ir](mailto:gheidari@modares.ac.ir)  
<sup>۲</sup>دانشجوی دکتری، دانشگاه تربیت مدرس - دانشکده فنی مهندسی؛ [hadi.pasdar@gmail.com](mailto:hadi.pasdar@gmail.com)

### چکیده

در این مقاله به بررسی نحوه عملکرد سیکل‌های سرمایش جذبی دسیکنت پرداخته شده است. پس از معرفی انواع سیکل‌های رایج که تلفیقی از چرخ دسیکنت، مبدل حرارتی و سیستم تبخیری مستقیم است، معادلات حاکم و برنامه کامپیوتری برای شبیه‌سازی آن‌ها ارائه می‌شود. نتایج شبیه‌سازی عددی با مطالعات تجربی سازگار است. از آنجا که دمای هوای برگشتی و میزان بار محسوس فضای تهویه، اثر مستقیم بر کارایی سیکل‌های سرمایشی دسیکنت دارد، در این تحقیق به بررسی اثر این پارامترها بر کارایی سیکل، دمای خروجی و میزان آب مصرفی پرداخته شده است. نتایج نشان می‌دهد در تمامی سیکل‌ها، افزایش اختلاف دمای فضای تهویه باعث افزایش ضریب کارایی و دمای خروجی سیکل می‌شود. این در حالی است که افزایش نسبت بار محسوس، موجب کاهش ضریب کارایی و دمای خروجی سیکل می‌شود. به طور کلی در مکان‌هایی که میزان بار محسوس فضای تهویه کمتر باشد و یا به عبارت دیگر بار رطوبتی بیشتر باشد، سیکل‌های سرمایش دسیکنت می‌توانند با مصرف انرژی کمتر، رطوبت را تنظیم کنند.

**کلمات کلیدی:** سرمایش دسیکنت، شبیه‌سازی عددی، سرمایش تبخیری، ضریب کارایی

### مقدمه

سیستم‌های سرمایشی دسیکنت، با استفاده از چرخ رطوبت‌گیر و تلفیق با مبدل حرارتی و سیستم تبخیری مستقیم توانایی بالایی برای تامین آسایش حرارتی و سرمایش لازم برای مصارف تهویه مطبوع دارند. مطالعات صورت گرفته روی سیکل سرمایشی دسیکنت عمدتاً به اثرات کارایی اجزای سیکل معطوف بوده است. هنینگ و همکارانش، استفاده از انرژی خورشیدی برای تامین انرژی احیا در سیستم‌های سرمایش دسیکنت را بررسی کردند. نتایج آن‌ها نشان می‌دهد استفاده از این سیستم‌ها بخصوص در مناطق گرم و خشک مصرف انرژی را به شدت کاهش می‌دهد [۱]. دای و همکارانش، با مقایسه بین سیستم‌های تبرید تراکمی، تبرید تراکمی به همراه دسیکنت و تبرید تراکمی به همراه دسیکنت و سرمایش تبخیری، نشان دادند که افزایش سرمایش تولیدی بین ۰/۷۶-۰/۳۸٪ و نیز افزایش ضریب عملکرد ۳۰٪-۲۰٪ حاصل می‌شود [۲]. حیدری‌نژاد و

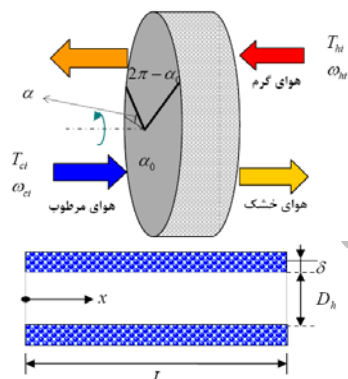
همکاران نیز مطالعات تجربی و شبیه‌سازی عددی سیستم‌های سرمایشی دسیکنت در حالات تهویه‌ای و بازگشتی را انجام داده‌اند. نتایج تحقیقات ایشان نشان می‌دهد که این سیستم‌ها در مقایسه با سیستم‌های تبخیری مستقیم دامنه وسیع‌تری از شرایط آب و هوایی را برای دستیابی به آسایش حرارتی پوشش می‌دهند [۳]. همچنین شبیه‌سازی عددی مستقلی توسط حیدری‌نژاد و همکارانش [۴] برای چرخ دسیکنت صورت گرفته است که در آن اثر پارامترهای هندسی چرخ دسیکنت بر کارایی چرخ بررسی شده است. با توجه به نتایج بدست آمده برای شرایط مختلف عملکردی، حالت راه‌اندازی بهینه چرخ دسیکنت بدست می‌آید. پاسدارشهری و همکارانش نیز به بررسی ترمودینامیکی سیکل‌های دسیکنت ساده تهویه‌ای و بازگشتی پرداختند. در بررسی ایشان امکان‌سنجی استفاده از این سیکل‌ها در مناطق مختلف آب و هوایی ایران تعیین و اثر پارامترهای عملکردی سیکل در کارایی آن مورد بررسی قرار گرفته است [۵]. ماروداکی و همکارانش و نیز هالیدی و همکارانش، به طور مجزا به بررسی امکان‌سنجی استفاده از انرژی خورشیدی در سیستم‌های جذبی جامد (سرمایشی دسیکنت) در شهرهای مختلف اروپا پرداختند. نتیجه تحقیقات آنها نشان می‌دهد که با استفاده از انرژی خورشیدی صرفه جویی انرژی در تمام شرایط آب و هوایی حاصل می‌شود. در مناطقی که رطوبت هوا خیلی زیاد باشد میزان کاهش مصرف انرژی در مقایسه با آب و هوایی با رطوبت پایین، کمتر بود. این امر به دلیل دمای بالا مورد نیاز برای احیای چرخ دسیکنت در این مناطق بوده است [۷۰۶]. مازی و همکارانش، سیستم‌های سرمایش دسیکنت را برای کشور ایتالیا از لحاظ هزینه اولیه و راه‌اندازی بررسی و نشان دادند که به کمک سرمایش دسیکنت می‌توان هزینه‌های جاری را تا ۳۵ درصد در مقایسه با سیستم‌های تبرید تراکمی کاهش داد. همچنین استفاده از انرژی‌های اتلافی ساختمان نیز در برخی مناطق هزینه‌های انرژی مصرفی را تا ۸۷ درصد کاهش می‌دهد [۸]. ژانگ و نیو، کاربرد جدیدی از چرخ دسیکنت را با اضافه کردن سیستم سقف سرد معرفی کردند. نتایج بررسی‌های آنها برای مناطق آب و هوایی جنوب شرق چین نشان می‌دهد که اضافه کردن سقف سرد به سیستم‌های سرمایش دسیکنت، مصرف انرژی را تا ۴۰ درصد در مقایسه با سیستم‌های تبرید تراکمی کاهش می‌دهد. همچنین این سیستم، توانایی کنترل مجزای بار نهان و محسوس را دارد [۹]. سند

خشک شدن آن و فراهم شدن مواد جاذب برای ادامه فرآیند رطوبت-گیری می‌شود.

سیکل معرفی شده در شکل ۱ به عنوان سیکل سرمایش دسیکنت ترکیبی<sup>۱</sup> شناخته می‌شود. اگر در قسمت هوای مصرفی، از هوای محیط به طور مستقیم استفاده شود و هوای احیا به طور کامل از هوای برگشتی باشد ( $R_1 = 0$ )، سیکل مورد نظر را تهویه‌ای<sup>۲</sup>، و اگر هوای مصرفی از هوای برگشتی باشد و هوای احیا مستقیماً از محیط تامین شود ( $R_2 = 0$ )، سیکل را بازگشتی<sup>۳</sup> و در صورتی که هم هوای احیا و هم هوای مصرفی از محیط تامین شود، سیکل را تهویه کامل<sup>۴</sup> می‌گویند.

### معادلات حاکم و روش حل عددی

شکل ۲ چرخ دسیکنت با جهت‌گیری مخالف جریان‌های هوای مصرفی و هوای احیاکننده را نشان می‌دهد. هوای فرآیند در دما و نسبت رطوبت  $\omega_{ci}, T_{ci}$  برای رطوبت زدایی وارد چرخ دسیکنت می‌شود و برای احیای چرخ نیز از هوای گرم با فشار بخار کم در دما و رطوبت  $\omega_{hi}, T_{hi}$  استفاده می‌شود. در این چرخ، رطوبت‌زدایی از هوا در زاویه‌ای به میزان  $\alpha_0$  صورت می‌گیرد و در  $2\pi - \alpha_0$  چرخ احیا می‌شود.  $\alpha$  زاویه کانال نسبت به موقعیت آن در ابتدای مرحله رطوبت‌زدایی است. فرض بر این است که چرخ دسیکنت با سرعت زاویه‌ای  $N(rpm)$  در چرخش است.



شکل ۲: چرخ دسیکنت و کانال انتخابی برای شبیه‌سازی

برای مدل‌سازی یکی از کانال‌های هوای داخل چرخ را مطابق شکل ۲ در نظر گرفته می‌شود که متناوباً بین هوای مصرفی (برای رطوبت-زدایی) و هوای احیا در حال چرخش است. معادلات حاکم برای این کانال به صورت زیر است:

معادله بقای انرژی و جرم برای جریان هوا:

$$\rho_g C_{pg} \frac{\partial T_g}{\partial t} + u_g \rho_g C_{pg} \frac{\partial T_g}{\partial x} = \frac{4h_c}{D_h} (T_d - T_g) \quad (1)$$

$$\rho_g \frac{\partial \omega_g}{\partial t} + \rho_g u_g \frac{\partial \omega_g}{\partial x} = \frac{4h_m}{D_h} (\omega_{eq} - \omega_g) \quad (2)$$

<sup>1</sup> Mix mode

<sup>2</sup> Ventilation mode

<sup>3</sup> Recirculation mode

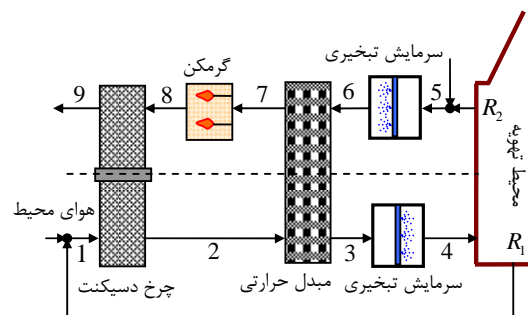
<sup>4</sup> Makeup mode

و فیشر، با اضافه کردن چرخ دسیکنت به سیستم‌های تهویه مطبوع سقفی (توزیع هوا از سقف) نشان دادند استفاده از چرخ دسیکنت علاوه بر اقتصادی بودن و کاربری آسان، امکان افزایش کیفیت هوای داخل را فراهم می‌کند [۱۰]. کامارگو و همکارانش، نشان دادند با افزایش نسبت هوای احیا به هوای برگشتی رطوبت هوای خروجی از چرخ دسیکنت کاهش می‌یابد در حالی که دمای هوای خروجی افزایش می‌یابد. همچنین افزایش دمای احیا باعث کاهش رطوبت هوای خروجی از دسیکنت می‌شود.

از آنجا که در سیکل سرمایشی دسیکنت از هوای برگشتی هم در قسمت احیا و هم در قسمت هوای مصرفی استفاده می‌شود، اثر شرایط داخل بر عملکرد سیکل حائز اهمیت است. به همین دلیل در این تحقیق، اثر تغییرات هوای داخل که شامل اختلاف دمای فضای تهویه و میزان نسبت بار محسوس است، بررسی می‌شود.

### سیکل‌های سرمایشی دسیکنت

در شکل ۱ شمای سیستم سرمایشی دسیکنت نشان داده شده است. هوای گرم و مرطوب محیط خارج پس از اختلاط با درصدی از هوای برگشتی، وارد چرخ دسیکنت می‌شود. با عبور از چرخ دسیکنت رطوبت هوا کاهش یافته و دمای آن افزایش می‌یابد. این هوای گرم و خشک وارد مبدل حرارتی هوا به هوا می‌شود و با تبادل حرارت با هوای برگشتی دمای آن با ثابت ماندن میزان رطوبت آن کاهش می‌یابد. هوای این نقطه در مقایسه با هوای محیط دارای رطوبت کمتر و دمای تر کمتری می‌باشد. حال اگر بر روی این هوا سرمایش تبخیری صورت گیرد، هوای خروجی به دمای کمتری نسبت به حالتی که مستقیماً از هوای محیط استفاده شود، خواهد رسید.



شکل ۱: طرحواره سیکل دسیکنت در حالت ترکیبی

به منظور احیا مواد جاذب در چرخ دسیکنت در اینجا از اختلاط هوای برگشتی از ساختمان با هوای بیرون استفاده شده است. ابتدا طی یک فرآیند سرمایش تبخیری دمای این هوا کاهش یافته و رطوبت آن افزایش می‌یابد. از این هوا به منظور پیش سردکردن هوای خروجی از چرخ دسیکنت استفاده می‌شود. بدین ترتیب این هوا پس از عبور از مبدل حرارتی با ثابت ماندن رطوبت دمایش افزایش می‌یابد. جریان هوای مورد نظر از کویل حرارتی که انرژی آن توسط احتراق سوخت، انرژی خورشید و دیگر منابع حرارتی تامین می‌شود عبور داده می‌شود تا دمای آن تا رسیدن به دمای احیا چرخ دسیکنت افزایش یابد. این هوا پس از عبور از چرخ دسیکنت موجب

معادلات بقای انرژی دسیکنت و نیز رطوبت موجود در فاز مایع به صورت زیر نوشته می‌شود.

$$\rho_f C_{pf} \frac{\partial T_d}{\partial t} = \frac{\partial}{\partial x} (k_{eff} \frac{\partial T_d}{\partial x}) + \quad (3)$$

$$\frac{h_c}{\delta} (T_g - T_d) + \frac{Q_{sor} h_m}{\delta} (\omega_g - \omega_{eq})$$

$$\varepsilon_r \rho_a \frac{\partial \omega_d}{\partial t} + \rho_d \frac{\partial W_d}{\partial t} = \rho_a \frac{\partial}{\partial x} (D_{A,eff} \frac{\partial \omega_d}{\partial x}) + \rho_d \frac{\partial}{\partial x} (D_{s,eff} \frac{\partial W_d}{\partial x}) + \frac{h_m}{\delta} (\omega_g - \omega_d) \quad (4)$$

سایر جزئیات حل معادلات حاکم در مرجع [۴] آورده شده است.

سیستم سرمایش تبخیری مستقیم یا رطوبت‌زن جزئی از سیکل است که وظیفه خنک کردن هوا را چه در مسیر هوای مصرفی و چه در مسیر هوای احیا به عهده دارد. فرآیند سرمایش تبخیری در حالت ایده‌آل بر روی یک خط دمای تر ثابت در نمودار سایکرومتریک روی می‌دهد و در حالت ایده‌آل خنک کردن هوا تا دمای تر آن امکان‌پذیر است. برای این سیستم‌ها کارایی اشباع به صورت زیر تعریف می‌شود.

$$\varepsilon_{EC} = \frac{T_{DB3} - T_{DB4}}{T_{DB3} - T_{WB3}} \quad (5)$$

از برابری دمای تر هوای ورودی به رطوبت‌زن و خروجی از آن می‌توان نتیجه گرفت:

$$T_{WB4} = T_{WB3} \quad (6)$$

روابط مشابهی را می‌توان برای سیستم تبخیری هوای برگشت نوشت.

$$\varepsilon_{EC} = \frac{T_{DB5} - T_{DB6}}{T_{DB5} - T_{WB5}} \quad (7)$$

$$T_{WB6} = T_{WB5} \quad (8)$$

در سیستم‌های سرمایشی دسیکنت از مبدل حرارتی به منظور پیش سرد کردن هوای خروجی از چرخ دسیکنت استفاده می‌شود. بدین منظور عموماً سه نوع مبدل حرارتی صفحه‌ای، چرخ مبدل حرارتی و لوله‌های حرارتی در این سیکل‌ها کاربرد دارند. در یک مبدل حرارتی ایده‌آل با فرض آنکه نشتی هوا بین دو جریان صفر باشد و با صرف نظر از انتقال حرارت مبدل حرارتی و محیط می‌توان نوشت:

$$\varepsilon_{HE} = \frac{(\dot{m}c_p)_2 (T_{DB2} - T_{DB3})}{(\dot{m}c_p)_{\min} (T_{DB2} - T_{DB6})} \quad (9)$$

در رابطه فوق  $(\dot{m}c_p)_{\min}$  کمترین مقدار  $\dot{m}c_p$  بین دو جریان هوا است. همچنین با توجه به بقای انرژی در مبدل حرارتی داریم:

$$\dot{m}_2 c_{p2} (T_2 - T_3) = \dot{m}_6 c_{p6} (T_6 - T_7) \quad (10)$$

و با فرض عدم نشتی در جریان هوا می‌توان نوشت:

$$\omega_2 = \omega_3 ; \omega_6 = \omega_7 \quad (11)$$

بدین ترتیب با معلوم بودن دما و رطوبت جریان‌های هوای ورودی به مبدل حرارتی دما و رطوبت جریان‌های هوای خروجی از آن بدست می‌آید.

برای گرم کردن هوا در بخش احیا تا دمای احیای چرخ دسیکنت از یک گرمکن استفاده می‌شود که می‌تواند انرژی خود را از طریق انرژی الکتریکی، گاز، انرژی خورشیدی و دیگر منابع انرژی حرارتی

با توجه به محیط کارکرد تامین کند. باید توجه داشت که انتقال حرارت مستقیم به هوای برگشتی موجب حضور گازهای حاصل از احتراق در هوای برگشتی می‌شود و این امر احتمال واکنش شیمیایی بین گازهای احتراقی و مواد جاذب رطوبت را افزایش داده که نهایتاً موجب کاهش راندمان چرخ دسیکنت و حضور گازهای حاصل از احتراق در هوای رفت می‌گردد. برای جلوگیری از این کار، حرارت به طور غیر مستقیم به سیکل داده می‌شود.

در یک گرمکن ایده‌آل فرض می‌شود نشتی هوای محیط با جریان هوا وجود ندارد و بنابراین رطوبت هوا در اثر گذر از گرمکن تغییر نمی‌کند و تنها دمای آن بر اساس میزان حرارت ورودی تغییر می‌کند. به این ترتیب:

$$\omega_8 = \omega_7 ; T_8 = T_{regeneration} \quad (12)$$

ضریب عملکرد سیکل سرمایشی دسیکنت به صورت نسبت بار سرمایشی ایجاد شده توسط سیکل به انرژی حرارتی مصرفی تعریف می‌شود.

$$COP = \frac{Q_{cool}}{Q_{Reg}} = \frac{\dot{m}_p (h_5 - h_4)}{\dot{m}_R (h_8 - h_7)} \quad (13)$$

در رابطه فوق  $\dot{m}_p$  و  $\dot{m}_R$  دبی هوای مصرفی و هوای احیای دسیکنت است.

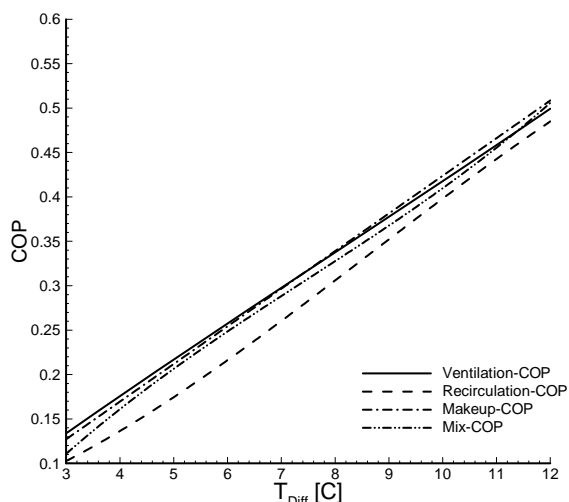
#### الگوریتم مدل‌سازی سیکل سرمایشی دسیکنت

در بخش‌های قبل روابط حاکم بر اجزای سیکل را بررسی شد. در اینجا با در نظر گرفتن سیکل سرمایشی دسیکنت در حالت تهویه‌ای، الگوریتم مورد استفاده برای شبیه‌سازی سیکل ارائه می‌شود.

- ۱- شروع
- ۲- شرایط محیطی (نقطه ۱)، مشخصات چرخ دسیکنت، اجزای سیکل، اختلاف دمای ورودی و خروجی محیط تهویه و نسبت بار محسوس را وارد کن.
- ۳- دمای خشک و تر هوای برگشتی (نقطه ۵) را حدس بزن.
- ۴- با کمک روابط ۷ و ۸ دمای خشک و تر نقطه ۶ را محاسبه کن.
- ۵- با توجه به برابری نسبت رطوبت هوای نقطه ۶ و ۸ و معلوم بودن دمای چرخ دسیکنت، معادلات حاکم بر چرخ دسیکنت را حل و دما و رطوبت هوای نقطه ۲ را محاسبه کن.
- ۶- با معلوم بودن دما و رطوبت نقاط ۲ و ۶، دما و رطوبت هوا در نقاط ۳ و ۷ را محاسبه کن.
- ۷- به کمک روابط ۶ و ۶ دما و رطوبت در نقطه ۴ (ورود به محیط تهویه) را محاسبه کن.
- ۸- دمای نقاط ۴ و ۵ را با توجه به اختلاف دمای ورودی و نسبت بار محسوس معلوم مقایسه کن. در صورتی که  $|SHR_{cal} - SHR_{act}| \leq 0.001$  و  $|T_{DB5} - T_{DB4} - T_{Diff}| \leq 0.01$  برو به ۹ در غیر این صورت  $T_{DB5} = T_{DB4} + T_{Diff}$  و انتالیی نقطه ۵ را با توجه به نسبت بار محسوس ورودی محاسبه کن، برو به ۳
- ۹- نتایج را چاپ کن.

حرارتی افزایش یافته است در حالی که در فرضیات ما نشتی هوا با محیط بیرون در نظر گرفته نشده است. به این ترتیب با توجه به خطای ناچیز محاسبات می‌توان فرضیات اولیه را قابل قبول دانست. لازم به توضیح است که در صورت شناخت کامل‌تری از سیکل آزمایشگاهی و در نظر گرفتن ملاحظات عملی می‌توان نتایجی با خطای کمتر بدست آورد.

یکی از پارامترهای مهم بر عملکرد سیکل سرمایشی دسیکنت، اختلاف دمای هوای ورودی و خروجی فضای تهویه است. این اختلاف دما در حقیقت تعیین کننده مقدار بار سرمایشی سیکل است. هر چه این اختلاف دما بیشتر باشد در واقع بار سرمایشی فضای تهویه بیشتر است. البته در مصارف تهویه مطبوع در انتخاب این اختلاف دما با توجه به شرایط کاربری و نیز استانداردهای آسایش حرارتی در سرمایش تبخیری محدودیت داریم. اختلاف دمای هوای فضای تهویه می‌تواند در ضریب کارایی، دمای ورودی به فضا و نیز مقدار آب مصرفی موثر باشد. اثر اختلاف دمای ورودی و خروجی فضا بر ضریب کارایی و نیز دمای ورودی به فضای تهویه برای چهار حالت سیکل - های مورد بررسی در شکل‌های ۴ و ۵ نشان داده شده است.



شکل ۴: اثر اختلاف دمای فضای تهویه بر کارایی سیکل

مشاهده می‌شود که در تمامی سیکل‌ها، ضریب کارایی سیکل دسیکنت با افزایش اختلاف دمای هوای ورودی و خروجی فضای تهویه، افزایش یافته که البته این افزایش در تمامی حالات تقریباً به صورت خطی می‌باشد. دلیل این افزایش، را می‌توان افزایش بار سرمایشی ایجاد شده توسط سیکل دانست. هرچه مقدار بار سرمایشی افزایش یابد، ضریب کارایی سیکل هم افزایش پیدا می‌کند. از سوی دیگر با افزایش اختلاف دما در فضای تهویه، دمای هوای ورودی به فضا هم افزایش می‌یابد.

برای سیکل‌های تهویه‌ای و ترکیبی می‌توان اینگونه برداشت نمود که افزایش اختلاف دما در فضای تهویه، یعنی هوای اولیه با دمای بیشتر برای احیای چرخ دسیکنت استفاده می‌شود. این هوای با دمای بالاتر در اثر عبور از خنک‌کننده تبخیری قسمت احیا به مقدار کمتری خنک می‌شود. پس در اثر عبور از مبدل حرارتی، دمای هوای

الگوریتم‌های مشابه برای دیگر انواع سیکل‌ها برای شبیه‌سازی استفاده شد. لازم به ذکر است که برای انجام محاسبات سایکرومتریک، توابعی نوشته شد که با داشتن فشار محیط و دو مشخصه مستقل دیگر هوا، بقیه مشخصات را می‌توان بدست آورد.

## نتایج

برای تعیین درستی کد کامپیوتری نوشته شده نتایج بدست آمده را با نتایج آزمایشگاهی موجود توسط کوداما و همکارانش [۱۱]، مقایسه کردیم. در کار آزمایشگاهی سیکل تهویه‌ای در نظر گرفته شده است. دما و رطوبت هوای ورودی به چرخ دسیکنت  $31^{\circ}\text{C}$  و  $10.3\text{ gr/kg}$  و نیز دمای احیای چرخ دسیکنت  $80^{\circ}\text{C}$  می‌باشد. دیگر مشخصات اجزا و سیکل در کار آزمایشگاهی در جدول ۱ آورده شده است.

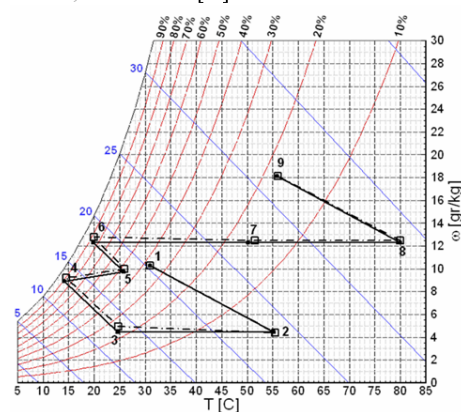
جدول ۱ داده‌های آزمایشگاهی و ورودی کد کامپیوتری برای مقایسه نتایج

پارامتر	مقدار
نسبت بار محسوس	۰/۸۵۳
اختلاف دمای ورودی و خروجی فضای تهویه	۱۱/۵
کارایی اشباع سیستم تبخیری هوای مصرفی	۰/۹۰۳
کارایی اشباع سیستم تبخیری هوای احیا	۰/۷۸
بازده مبدل حرارتی	۰/۸۵

مقایسه نتایج شبیه‌سازی عددی و نتایج تجربی در شکل ۳ نشان داده شده است.

Current Study

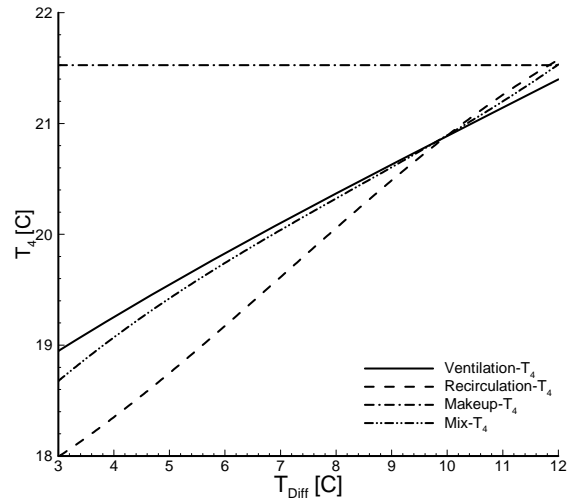
Experimental, Kodama et. al. [11]



شکل ۳: مقایسه نتایج شبیه‌سازی عددی و نتایج تجربی

با توجه به شکل ۳ مشاهده می‌شود که نتایج شبیه‌سازی با توجه به فرضیات ذکر شده با داده‌های آزمایشگاهی تطابق خوبی دارند. بیشترین میزان میزان خطا در تخمین دما،  $2/54$  درصد و در تخمین رطوبت  $7/0$  درصد است. این خطا به دلیل فرض ایده‌آل گرفتن تمام فرآیندها و عدم نشتی و انتقال حرارت با محیط در مبدل حرارتی و دیگر اجزای سیکل است. به عنوان مثال با مقایسه نقاط ۲ و ۳ مشاهده می‌شود که در کار تجربی رطوبت هوا در اثر عبور از مبدل

مصرفی خروجی از چرخ دسیکنت را به میزان کمتری کاهش می‌دهد. بنابراین هوای مصرفی قبل از خنک‌کننده تبخیری دارای دمای تر کمتری است و به میزان کمتری هم خنک می‌شود.

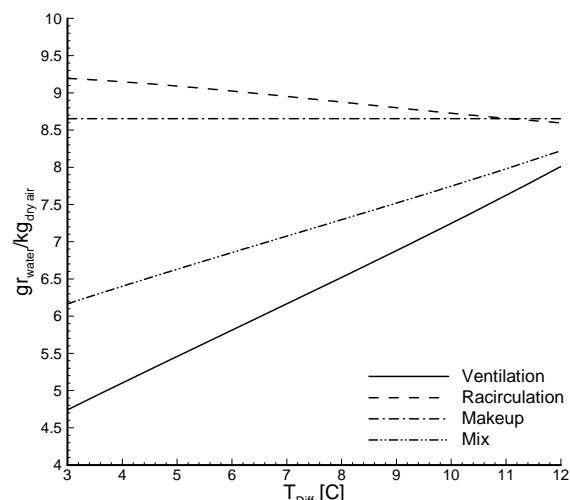


شکل ۵: اثر اختلاف دمای فضای تهویه بر دمای خروجی سیکل

در مورد سیکل تهویه‌ای کامل چون هوای مصرفی و احیا مستقیماً از هوای محیط تامین می‌شوند، اختلاف دمای ورودی و خروجی فضای تهویه، اثری بر دمای هوای ورودی به فضای تهویه ندارد و تنها باعث افزایش بار سرمایشی و ضریب کارایی سیکل می‌شود.

در مورد سیکل بازگشتی، چون از هوای برگشتی به عنوان هوای مصرفی مستقیماً در ورود به چرخ دسیکنت استفاده می‌شود، هرچه اختلاف دما بیشتر شود، هوای ورودی چرخ و در نتیجه خروجی آن هم بیشتر است و مشابه توضیحات قبل دمای ورودی به فضا هم افزایش می‌یابد.

اثر اختلاف دمای هوای ورودی و خروجی فضای تهویه بر مقدار آب مصرفی در شکل ۶ نشان داده شده است. در سیکل تهویه‌ای کامل، همانطور که قبلاً نیز گفته شد دما و رطوبت فضای تهویه در میزان آب مصرفی سیکل، اثری ندارد و عملکرد اجزاء مستقل از شرایط داخل است.

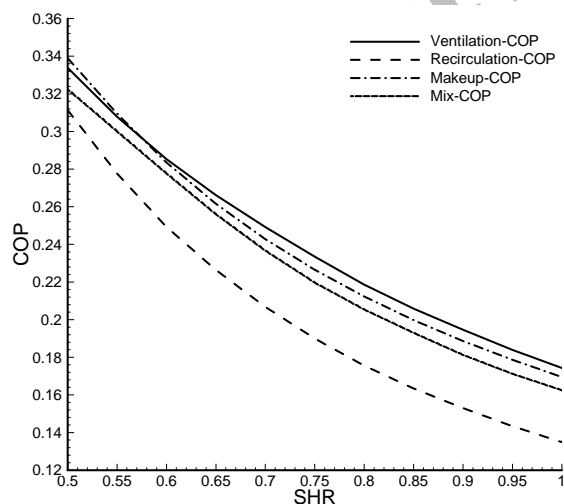


شکل ۶: اثر اختلاف دمای فضای تهویه بر آب مصرفی سیکل

در سیکل‌های تهویه‌ای و ترکیبی با افزایش اختلاف دمای هوای ورودی و خروجی فضای تهویه مقدار آبی که توسط سیکل مصرف می‌شود، افزایش می‌یابد. این افزایش آب مصرفی به دلیل افزایش دمای خروجی از میبدل حرارتی است که در عین حال که دمای بیشتری دارد، پتانسیل پذیرش رطوبت بیشتری دارد. چنین روندی برای هوای برگشتی از ساختمان در خنک‌کننده تبخیری هوای احیا نیز صادق است.

همچنین در مورد سیکل بازگشتی با افزایش اختلاف دمای هوای ورودی و خروجی فضای تهویه، میزان آب مصرفی سیکل، کاهش می‌یابد. همان‌طور که بیان شد در سیکل بازگشتی، شرایط فضای تهویه اثری در میزان آب مصرفی خنک‌کننده تبخیری قسمت احیا ندارد زیرا هوای ورودی به آن مستقیماً از محیط تامین می‌شود. اما با افزایش اختلاف دما، هوای خروجی از فضای تهویه که مستقیماً وارد چرخ دسیکنت می‌شود در خروج از چرخ، هوایی با رطوبت و دمای بیشتر حاصل می‌شود که پس از عبور از میبدل حرارتی با توجه به اینکه کارایی اشباع سیستم خنک‌کننده تبخیری ثابت در نظر گرفته شده است، رطوبت کمتری به هوا داده می‌شود و بنابراین آب کمتری هم مصرف می‌شود.

نسبت بار محسوس در واقع مشخص کننده سهم بار محسوس و بار نهان از کل بار فضای تهویه است. هرچه این نسبت بیشتر باشد، در واقع سهم بار محسوس بیشتر است و رطوبت کمتری به هوای داخل فضای تهویه اضافه می‌شود. از طرفی در یک اختلاف دمای یکسان هرچه این نسبت کمتر باشد، مقدار بار کل و نیز بار نهان فضا بیشتر است. اثر نسبت بار محسوس بر کارایی سیکل دسیکنت و دمای هوای ورودی به فضا در حالات مختلف در شکل ۷ و ۸ نشان داده شده است.



شکل ۷: اثر نسبت بار محسوس فضای تهویه بر کارایی سیکل

با توجه به فرض اختلاف دمای ثابت فضای تهویه هرچه نسبت بار محسوس کمتر باشد، بار نهان، بیشتر و البته کل بار فضا بیشتر خواهد بود. بنابراین با توجه با افزایش بار برودتی اخذ شده از فضای تهویه، ضریب عملکرد سیکل با کاهش نسبت بار محسوس، افزایش

توضیح داده شد که افزایش نسبت بار محسوس موجب کاهش رطوبت هوای برگشتی می‌شود و بنابراین هوا رطوبت بیشتری در خنک‌کننده‌های تبخیری جذب کرده و در نتیجه مقدار آب مصرفی سیکل افزایش می‌یابد. در سیکل بازگشتی که هوای برگشتی مستقیماً وارد چرخ دسیکنت می‌شود، از آنجایی که در نسبت بار محسوس‌های بالاتر این هوا رطوبت کمتری دارد در خروج از چرخ دسیکنت نیز دارای رطوبت کمتری بوده و می‌تواند در خنک‌کننده تبخیری رطوبت بیشتری را جذب کند و در نتیجه میزان آب مصرفی سیکل افزایش می‌یابد.

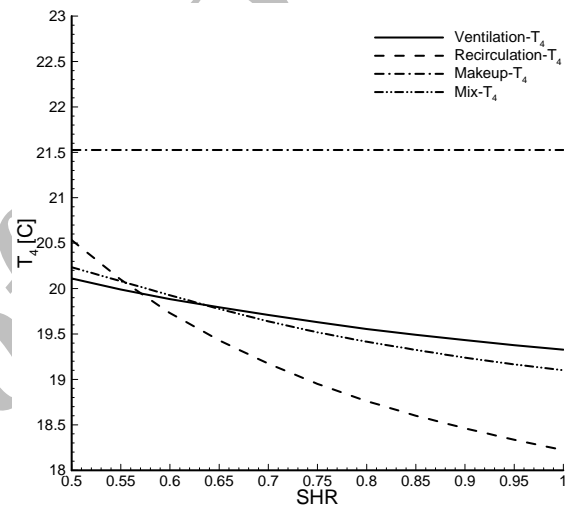
### جمع‌بندی

سیکل سرمایشی دسیکنت در چهار حالت مختلف تهویه‌ای، بازگشتی، تهویه‌ای کامل و ترکیبی شبیه‌سازی شد. نتایج شبیه‌سازی عددی با نتایج تجربی مطالعات گذشته سازگاری قابل قبولی دارد. مشاهده شد که سیکل سرمایشی دسیکنت توانایی تامین آسایش حرارتی را دارد. از جمله عوامل موثر در عملکرد سیکل میزان بار سرمایشی فضای تهویه و نسبت بار محسوس آن است. این دو عامل به طور مستقیم در عملکرد چرخ دسیکنت و سایر اجزای سیکل اثر دارند. نتایج نشان می‌دهد در شرایط یکسان با افزایش اختلاف دمای فضای تهویه، ضریب کارایی سیکل افزایش یافته و دمای خروجی هم افزایش می‌یابد البته در مورد سیکل تهویه‌ای کامل این افزایش دما اثری در دمای خروجی ندارد. همچنین با افزایش نسبت بار محسوس، کارایی سیکل و دمای ورودی به فضای تهویه هر دو کاهش می‌یابد. کاهش دمای ورودی به فضای تهویه (خروجی سیکل) نشان دهنده کارآمد بودن سیکل دسیکنت در فضاهایی با بار نهان زیاد است.

### فهرست علائم

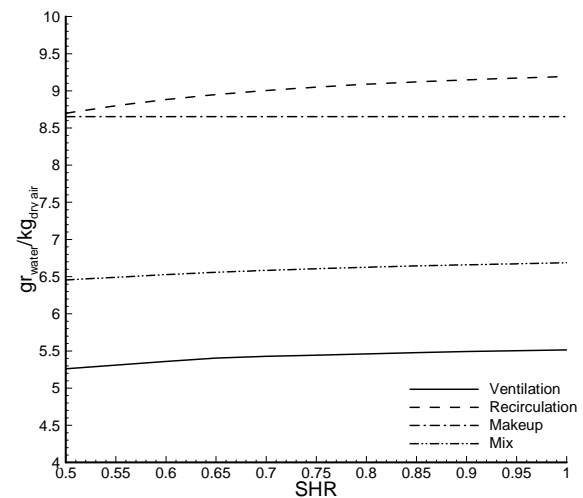
$C_p$	گرمای ویژه ( $\text{kJ kg}^{-1} \text{K}^{-1}$ )
$COP$	ضریب عملکرد
$D_A$	ضریب معادل نفوذ نادن و معمولی ( $\text{m}^2 \text{s}^{-1}$ )
$D_h$	قطر هیدرولیکی (m)
$D_s$	ضریب نفوذ سطحی ( $\text{m}^2 \text{s}^{-1}$ )
$f$	درصد جرمی ماده دسیکنت موجود در چرخ دسیکنت
$h_c$	ضریب انتقال حرارت جابجایی ( $\text{W m}^{-2} \text{K}^{-1}$ )
$h_m$	ضریب انتقال جرم ( $\text{kg m}^2 \text{s}^{-1}$ )
$k$	ضریب هدایت حرارتی ( $\text{W m}^{-1} \text{K}^{-1}$ )
$L$	طول چرخ دسیکنت (m)
$\dot{m}$	دبی جرمی هوا ( $\text{kg s}^{-1}$ )
$N$	سرعت دورانی چرخ دسیکنت (rpm)
$Q_{cool}$	توان سرمایشی سیکل (kwat)
$Q_{Reg}$	توان لازم برای احیای چرخ دسیکنت (kwat)
$SHR$	نسبت بار محسوس
$t$	زمان (s)

می‌یابد. به جز سیکل تهویه‌ای کامل که عملکردش وابسته به فضای داخل نیست، در دیگر سیکل‌ها با افزایش نسبت بار محسوس، دمای هوای ورودی به فضای تهویه کاهش می‌یابد. توضیح آنکه، هرچه نسبت بار محسوس افزایش یابد، رطوبت هوای خروجی از فضای داخل هم کاهش می‌یابد. در سیکل‌های تهویه‌ای و ترکیبی که از هوای برگشتی برای احیای چرخ دسیکنت استفاده می‌شود، کاهش رطوبت هوای برگشتی موجب می‌شود که این هوا در خنک‌کننده تبخیری قسمت احیا توانایی جذب رطوبت بیشتر و رسیدن به دمای پایین‌تر را داشته باشد. هرچه دمای هوای خروجی از سیستم خنک-کننده تبخیری هوای احیا بیشتر باشد، پیش سرد کردن هوای مصرفی خروجی از چرخ دسیکنت نیز بهتر صورت گرفته و دمای آن در ورود به فضای تهویه به میزان بیشتری کاهش می‌یابد.



شکل ۸: اثر نسبت بار محسوس فضای تهویه بر دمای خروجی سیکل

اثر نسبت بار محسوس فضای تهویه بر میزان آب مصرفی سیکل در شکل ۹ نشان داده شده است. مشابه حالت قبل، نسبت بار محسوس فضای تهویه بر میزان آب مصرفی سیکل تهویه‌ای کامل اثری ندارد.



شکل ۹: اثر نسبت بار محسوس فضای تهویه بر آب مصرفی سیکل

[4]- Heidarinejad, G., Pashdar Shahri, H., and Delfani, S., "The effect of geometrical characteristics of desiccant wheel on its performance" International journal of engineering, Vol. 22, No.1, pp.63-75, 2009.

[۵]- پاسدارشهری، هادی، حیدری نژاد، قاسم، دلفانی، شهرام، " بررسی ترمودینامیکی سیکل سرمایشی دسیکنت و پارامترهای موثر بر عملکرد آن"، پانزدهمین کنفرانس سالانه و هشتمین کنفرانس بین‌المللی مهندسی مکانیک، تهران، دانشگاه صنعتی امیرکبیر، ۱۳۸۶.

[6]- Mavroudaki, P., Beggs, C.B., Sleigh, P.A., and Haliiday, S.P., "The potential for Solar powered single-stage desiccant cooling in southern Euro" Applied Thermal Engineering, Vol. 22, pp.1129-40, 2002

[7]- Halliday, S.P., Beggs, C.B., and Sleigh, P.A., "The use of solar desiccant cooling in the UK: a feasibility study" Applied Thermal Engineering, Vol. 22, pp.1327-1338, 2002.

[8]- Mazzei, P., Minichiello, F., and Palma, D., "HVAC dehumidification system for thermal comfort: a critical review" Applied Thermal Engineering, Vol. 30, pp.677-707, 2005.

[9]- Zhang, L.Z., and Niu, J.L., "A pre-cooling Munters environmental control desiccant cooling in combination with chilled-ceiling panels" Journal of Energy" Vol. 28, pp.275-292, 2003.

[10]- Sand, J.R., and Fischer, J.C., "Active desiccant integration with packed rooftop HVAC equipment" Applied thermal Engineering, Vol.25, pp.3138-3148, 2005.

[11]- 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.1657-74 2001.

$T$	دمای ( $^{\circ}\text{C}$ )
$T_{Diff}$	اختلاف دمای هوای ورودی و خروجی فضای تهویه ( $^{\circ}\text{C}$ )
$T_{DB}$	دمای خشک ( $^{\circ}\text{C}$ )
$T_{WB}$	دمای تر ( $^{\circ}\text{C}$ )
$u$	سرعت هوا ( $\text{ms}^{-1}$ )
<b>علائم یونانی</b>	
$\alpha$	زاویه کانال نسبت به شروع رطوبت زدایی از هوا (rad)
$\alpha_0$	زاویه چرخ برای گذر هوای مصرفی (rad)
$\varepsilon_{EC}$	کارایی اشباع سیستم تبخیری
$\varepsilon_{HE}$	بازده مبدل حرارتی
$\phi$	رطوبت نسبی
$\delta$	نصف ضخامت ماده دسیکنت دیواره کانال (m)
$\omega$	نسبت رطوبت ( $\text{gr}_{\text{water}} \text{gr}_{\text{dry air}}^{-1}$ )
<b>زیر نویس</b>	
<i>actual</i>	مقدار واقعی
<i>cal</i>	مقدار محاسباتی
<i>ci</i>	هوای مصرفی ورودی به چرخ دسیکنت
<i>d</i>	ماده دسیکنت
<i>DA</i>	هوای خشک
<i>eff</i>	مقدار موثر (مقدار اصلاح شده)
<i>f</i>	دسیکنت و هوای مرطوب موجود در فضای تخلخل
<i>g</i>	محیط گازی (هوا)
<i>HA</i>	هوای مرطوب
<i>hi</i>	هوای احیای ورودی به چرخ دسیکنت
<i>max</i>	مقدار بیشینه
<i>min</i>	مقدار کمینه
<i>out</i>	مقدار خروجی نهایی
<i>outdoor</i>	محیط بیرون
<i>p</i>	هوای مصرفی
Regeneration	احیا
<i>s</i>	محیط جامد (دسیکنت)
<i>v</i>	بخار
<i>vs</i>	بخار اشباع

### مراجع

- [1]- Henning, H. M., Erpenbeck, T., Hindenberg, C., and Santamiria, I.S., "The potential of solar energy use in desiccant cooling cycles" International journal of Refrigeration, Vol. 24, pp. 220-229, 2001.
- [2]- Dai, Y. J., Wang, R. Z., Zhang H. F., and Yu, J. D., "Use of desiccant cooling to improve the performance of vapor compression air conditioning" Applied Thermal Engineering, Vol. 21, pp.1185-1105, 2001.
- [3]- Heidarinejad, G., Heidarinejad, M., Delfani, S., Esmaeilian, J., "Feasibility of using various kinds of cooling systems in a multi-climates country" Energy and Building, Vol. 40, pp.1946-1953, 2008.