

بررسی اثر ظرفیت گرمایی سیال و NTU بر هر سه کارایی مبدل انرژی غشایی چرخشی

امیرعلی کوهستانی: دانشجوی کارشناسی ارشد، دانشگاه آزاد اسلامی واحد مشهد

سید رضا صالح: استادیار گروه مکانیک، دانشگاه آزاد اسلامی واحد مشهد

amirali.kuhestani@gmail.com

چکیده

امروزه بهینه سازی مصرف انرژی در ساختمان ها سخن اصلی محافل علمی می باشد. در مطالعه حاضر به تأثیر نسبت ظرفیت گرمایی و همچنین تعداد واحدهای انتقال حرارت (NTU) بر کارایی محسوس، نامحسوس و کل مبدل انرژی غشایی چرخشی (RAMEE) به عنوان تجهیزاتی جهت کاهش مصرف انرژی پرداخته گردیده است. با فرض آرام بودن جریان در کد نوشته شده از مقایسه نتایج عددی حاضر با داده های آزمایشگاهی فهمیده می شود که کارایی محسوس آزمایشگاهی به اندازه نتایج عددی به تغییر NTU حساس نیست. با توجه به نتایج به دست آمده با افزایش NTU کارایی کل، محسوس و نهان مبدل انرژی غشایی افزایش می یابد. همچنین با افزایش نسبت ظرفیت گرمایی کارایی به ماکزیمم مقدار خود در حال صعود می باشد.

واژگان کلیدی: جریان متقاطع - معکوس، NTU، RAMEE، LAMEE



www.Mobadel.ir

مجموعه مقالات ششمین کنفرانس ملی مبدل های گرمایی

تلفن تهران: ۸۸۶۷۱۶۷۶

تهران، ۲۹ آبان ۱۳۹۳

مجریان: هم اندیشان انرژی کیمیا، انجمن علمی مهندسی حرارتی و برودتی ایران

۱- مقدمه

حفظ کیفیت هوای داخل ساختمان (Indoor Air Quality) IAQ که به طور مستقیم بر سلامتی افراد مستقر در آن تأثیر دارد هدف طرح اولیه مهندسان تهویه مطبوع می‌باشد [۱]. آسایش حرارتی انسان به دمای هوا، نسبت رطوبت، دمای تشعشع مؤثر، نوع لباس و متابولیک بدن بستگی دارد [۲]. تهویه هوا یا هوای تهویه شده یعنی این که هوای تازه فیلتر شده را جایگزین هوای آلوده داخل ساختمان کردن که این در ساختمان‌ها تجاری بسیار حائز اهمیت است [۳].

براساس استاندارد حدوداً ۲۰٪ تا ۴۰٪ کل انرژی سیستم‌های تهویه مطبوع صرف تهویه می‌شود [۲]. در طی "بحران انرژی" (Energy Crisis) سال ۱۹۷۰، نگرانی اصلی مهندسان تهویه مطبوع، کاهش جریان تهویه مطبوع خارج به حداقل جهت کاهش مصرف انرژی و هزینه عملیاتی برای ساختمان‌ها بود. در نتیجه استاندارد ASHRAE68 (American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers) نسبت تهویه حداقل استاندارد قبلی را فقط به ۲/۵ لیتر بر ثانیه برای هر نفر در ساختمان‌های اداری کاهش داد [۳].

بازایاب انرژی هواکش (Energy Recovery Ventilator) ERV که انتقال انرژی بین جریان هوای ورودی و خروجی است راهی برای کاهش مصرف انرژی در تهویه مطبوع ساختمان است. به طور کلی، ERV می‌تواند به دو گروه سیستم بازایاب گرما که فقط انرژی محسوس را منتقل می‌کند و سیستم‌های بازایاب حرارت و رطوبت که هم انرژی محسوس (Sensible) و هم انرژی نهان (Latent) را منتقل می‌کنند دسته بندی گردد. مطالعات نشان داد که ERV به طور قابل توجهی مصرف انرژی و حرارت سالانه را کاهش می‌دهد.

لیو (liu) و همکارانش مطالعه در مورد کاربرد و ذخیره انرژی با مبدل آنتالپی را در ۵ شهر چین انجام دادند. مطالعات آنها فقط به فصل گرم محدود بود و نتایج نشان داد که انرژی حرارتی تا ۲۰٪ کاهش پیدا می‌کند وقتی که ۷۵٪ اثر کلی ERV مورد استفاده قرار می‌گیرد [۴].

رسولی و همکارانش کاربرد ERV را در اقلیم‌های مختلف شمال آمریکا مورد مطالعه قرار دادند و یک راهکار کنترل که وابسته به نسبت اثر بخشی پنهان و محسوس ERV است ارائه دادند [۵].

ژو (Zhou) و همکارانش شبیه سازی یک سیستم ERV را در دو موقعیت با آب و هوای مختلف در چین را با یک ساختمان پویا انجام دادند. آنها گزارش دادند که یک ERV مصرف انرژی را در طول زمستان کاهش می‌دهد [۶]. ERV هایی که در دسترس هستند نیاز دارند تا کانال ورودی و خروجی آنها در مجاورت هم باشند که این باعث تحمیل هزینه‌های بالایی می‌شود. مبدل انرژی غشایی چرخشی (Run_Around Membrane Energy Exchanger) RAMEE قادر است که انتقال حرارت و رطوبت بین سیال ورودی و خروجی را از راه دور (جدا بودن کانال ورودی و خروجی از هم) انجام دهد که این امر بسیاری از مشکلات را به حداقل می‌رساند. مبدل انرژی غشایی چرخشی شامل دو مبدل (Liquid to Air) LAMEE (Membrane Energy Exchanger) (مبدل انرژی غشایی مایع-هوا) جداگانه که یکی برای کانال ورودی و دیگری برای کانال خروجی در ساختمان استفاده می‌شود و محلول نمکی که در یک حلقه بسته بین این دو مبدل LAMEE در جریان است. هر یک از این دو مبدل دارای یک غشاء نیمه تراوا هستند که علاوه بر انتقال حرارت، انتقال رطوبت را نیز انجام می‌دهند که در این صورت هم بازیافت انرژی محسوس و هم بازیافت انرژی نهان را در واقع انجام می‌دهند [۷].

فان یک مدل عددی را برای یک سیستم RAMEE متشکل از دو مبدل جریان متقاطع توسعه داد. توسعه این مدل عددی با وجود مشخصات طراحی مناسب، کارایی کل ۷۰٪ را برای سیستم RAMEE به دست آورد [۸].

ارب پیش الگوی تستی RAMEE را براساس یافته‌های قبلی ساخت. پیش الگو تحت شرایطی مشابه با شرایط تست زمستان و تابستان (Air-Conditioning Heating and Refrigerating Institute) AHRI در آزمایشگاه تست شد و نتایج با نتایج پیش‌بینی شده از مدل عددی سید احمدی مقایسه گردید. توافق کاملاً خوبی بین مدل عددی و آزمایشگاهی گزارش گردید [۹].

برگرو و همکارانش، عملکرد حالت پایدار جریان متقاطع غشاء صفحه تخت با استفاده از مدل ریاضی دو بعدی را بررسی کردند. انتقال جرم توأم با حرارت مبدل به صورت عددی برای جریان‌های محلول نمک و هوا حل شد. نتایج مدل با داده‌های منتخب تست شده در شرایط آزمایشگاهی برای این غشاء مقایسه گردید. آنها با نرم‌افزار Simulink عملکرد این سیستم ترکیبی را با استفاده از مدل ریاضی شبیه سازی نمودند [۱۰].

هیوانگ (Huang) و همکارانش مدل عددی انتقال حرارت و جرم در مبدل انرژی غشایی مایع- هوا با غشاء تخت و جریان متقاطع جهت رطوبت‌زدایی هوا را بررسی کردند. آنها سمت هوا و محلول را در مبدل، یک کانال صاف ایده‌آل فرض کردند، در صورتی که هوا و محلول به صورت هیدرولیکی کاملاً توسعه یافته فرض گردیده شده بود اما حرارت در حال توسعه بود [۱۱].

سید احمدی و همکاران، یک مدل عددی برای شبیه سازی عملکرد ناپایدار یک سیستم RAMEE مشابه با استفاده از روش تفاضل محدود برای حل معادلات انتقال حرارت و جرم برای سمت هوا و محلول برای دو LAMEE جریان متقاطع با مستلزم بودن انفصال آنها معرفی کردند. مدل عددی مشابه توسط ارب و همکارانش استفاده شد و نتایج عددی با داده‌های آزمایشگاهی برای یک سیستم RAMEE با دو LAMEE جریان متقاطع مقایسه گردید [۱۲-۱۴].

ولی و همکارانش، بررسی توسعه مدل عددی دو بعدی عملکرد حالت پایدار یک سیستم RAMEE که شامل دو LAMEE با جریان متقاطع - معکوس برای هوا و محلول نمک بود را انجام دادند. نتایج نشان داد که عملکرد LAMEE جریان متقاطع - معکوس بین LAMEE جریان معکوس و جریان متقاطع است [۷].

همینگسون و همکارانش با استفاده از همان مدل عددی ولی عملکرد یک سیستم RAMEE حالت پایدار، تحت طیف گسترده‌ای از شرایط هوای بیرون را محاسبه نمودند [۱۵].

جی و همکارانش از مدل تحلیلی ژانگ استفاده کردند تا عملکرد یک LAMEE جریان معکوس را ارزیابی کنند [۱۶]. اکبری و همکارانش یک مدل عددی برای پیش‌بینی عملکرد حالت پایدار و گذرا یک سیستم RAMEE برای یک طیف گسترده‌ای از پارامترهای عملیاتی و طراحی توسعه دادند [۱۷].

اخیراً قدیری مقدم و همکارانش با استفاده از تست یک مبدل تک پانل امکان ارزیابی عملکرد یک LAMEE تک پانل جدید در مقیاس کوچک را برای شرایط عملیاتی مختلف برآورده کردند. آنها انتقال حرارت و رطوبت را به صورت کوپل در هوا، مایع و غشاء برای یک LAMEE تک پانل مقیاس کوچک به صورت عددی مدل کردند و کارایی حالت پایدار LAMEE را تحت شرایط عملیاتی مختلف محاسبه نمودند. همچنین اثرات مقاومت غشاء در برابر نفوذ بخار آب و افزایش ضریب انتقال حرارت هدایتی هوا در مدل عددی برای کارایی حالت پایدار LAMEE تحت شرایط هوای سرد و رطوبت‌زدا بررسی شد و در نتیجه مدل عددی اصلاح شده برای LAMEE تک پانل مقیاس کوچک ارائه گردید [۱۹].

۲- شرایط مرزی

شرایط مرزی لازم برای تحلیل معادلات حاکم که برای حل میدان جریان، سرعت در ورودی و خروجی هر LAMEE یکنواخت فرض می‌شود و مؤلفه سرعت در جهت y می‌تواند از نرخ جریان جرمی مایع محاسبه گردد.

$$\frac{\partial \psi}{\partial x} (0 \leq x \leq x_i, y = 0) = -v_{Sol} = \frac{\dot{m}_L}{\rho_L x_L d_L} \quad (1)$$

$$\frac{\partial \psi}{\partial x}(x - x_i \leq x \leq x_0, y = y_0) = -v_{sol} = \frac{\dot{m}_L}{\rho_L x_L d_L} \quad (2)$$

چون هیچ جریانی در دیواره‌های جانبی مبدل وجود ندارد، هر دیواره جانبی یک خط جریان می‌باشد. بنابراین براساس شرایط مرزی بدنه، تابع جریان در دیواره‌های LAMEE ثابت می‌باشد [۲۰].

$$\psi(x_i \leq x \leq x_0, y = 0) = \text{const} \quad (3)$$

$$\psi(x = x_0, y) = \text{const} \quad (4)$$

$$\psi(0 \leq x \leq x_0 - x_i, y = y_0) = \text{const} \quad (5)$$

$$\psi(x = 0, y) = \text{const} \quad (6)$$

برای حل معادلات انتقال حرارت و رطوبت کوپل شده، شرایط مرزی به کار رفته نسبت رطوبت و دمای ثابت هوا در ورودی مبدل در سمت کانال هوا می‌باشد. ورودی کانال هوا در $x = x_0$ واقع می‌باشد.

$$T_{Air}(x = x_0, y) = T_{Air, in} \quad (7)$$

$$W_{Air}(x = x_0, y) = W_{Air, in} \quad (8)$$

برای کانال‌های مایع، حجم و دمای محلول نمکی در ورودی ثابت می‌باشند. لذا در ورودی وجه مایع ($x \leq x_0, y = 0$) داریم:

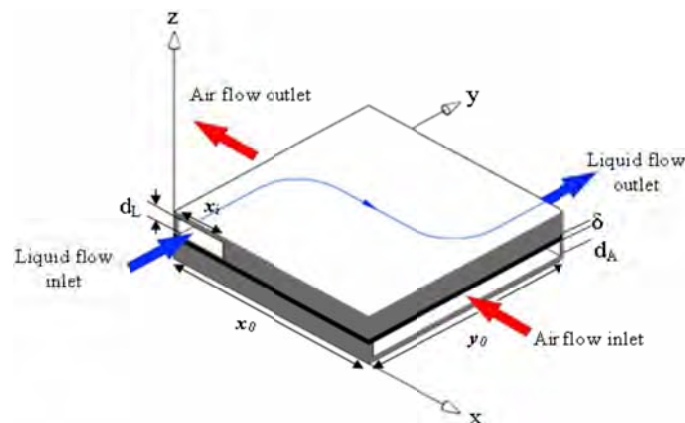
$$T_{Sol}(0 \leq x \leq x_i, y = 0) = T_{Sol, in} \quad (9)$$

$$X_{Sol}(0 \leq x \leq x_i, y = 0) = X_{Sol, in} \quad (10)$$

$T_{Sol, in}$ دمای ورودی محلول، $X_{Sol, in}$ غلظت ورودی محلول ($\frac{Kg_w}{Kg_{sal}}$). دیواره‌های مبدل، عایق و نفوذناپذیر فرض می‌شوند، یعنی شرایط مرزی در دیواره‌ها، عدم وجود شار حرارتی و شار جرمی باشد.

۳- معادلات حاکم و روش حل عددی

الگوی شماتیک یک واحد از LAMEE جریان متقاطع- معکوس، دارای یک جفت کانال جریان می‌باشد. یک کانال هوا که مجاور یک کانال مایع می‌باشد و در شکل ۱ نشان داده شده است. همچنین سیستم مختصات به کار رفته برای مدل ریاضی و مسیرهای جریان مایع و هوا در شکل به نمایش در آمده است. غشاء شبه نفوذپذیر جداکننده، پروپر است که توسط لارسون ارائه گردیده است.



شکل ۱: شماتیکی از یک LAMEE

مدل عددی، خطوط جریان سیال را تحلیل کرده و توزیع جریان متوسط در هر LAMEE را تعیین می‌کند. پس، سرعت متوسط سیال در هر جهت برای حل معادلات انتقال حرارت و جرم باهم در هر LAMEE استفاده می‌شود. با جفت شدن دو LAMEE در یک حلقه بسته، سیستم RAMEE به وجود می‌آید. فرضیات زیر برای بسط مدل عددی در سیستم RAMEE ارائه و به کار برده می‌شود [۹].

- (۱) جریان هوا و مایع، خطی، آرام و کاملاً توسعه فرض می‌شوند.
- (۲) انتقال حرارت و انتقال جرم نیز یکنواخت و کاملاً توسعه یافته فرض گردیده‌اند.
- (۳) جریان هوا و جریان مایع مستقل از انتقال حرارت و انتقال رطوبت هستند.
- (۴) غشاء نفوذپذیر که جریان هوا و مایع را در هر LAMEE از هم تفکیک می‌کند، فقط انتقال بخار آب را ممکن می‌سازد و آب مایع بین دو جریان منتقل نمی‌شود.
- (۵) انتقال حرارت و انتقال رطوبت فقط در جهت Z در هر غشاء امکان پذیر است.
- (۶) اتلاف یا افزایش حرارت به واسطه ی تغییر فاز آب، فقط در وجه مایع روی می‌دهد.
- (۷) کانال‌های جریان مشابه هستند. تنها یک کانال هوا و یک کانال مایع برای هر مبدل در مدل عددی شبیه سازی می‌شود.
- (۸) فرض بر این است که هوا و محلول نمک ترکیبی یکنواخت دارند و در ورودی‌های مبدل، دارای خواص یکنواخت هستند.
- (۹) لوله‌های اتصالی کاملاً عایق و نفوذناپذیر می‌باشند و انتقال حرارت و انتقال رطوبت فقط بین هوا و مایع در LAMEE اتفاق می‌افتد.

(۱۰) مقاومت انتقال رطوبت محلول نمکی ($1/h_{m,Sol}$) ناچیز فرض گردیده است و نسبت رطوبت می‌تواند از روابط تعادلی تعیین شود.

در هر LAMEE، مایع در عدد Re (Reynolds) پایین از طریق کانال‌های مایع نازک جاری می‌شود و این سبب یک جریان دو بعدی سطح می‌گردد که معادلات ناویراستوکس می‌توانند به معادلات لاپلاس درجه دو برای تابع جریان Ψ ساده شوند. بنابراین معادلات حاکم برای تعیین الگوی جریان مایع با استفاده از تابع جریان عبارت است از [۹]:

$$\nabla^2 \psi = 0 \quad (11)$$

$$u = \frac{\partial \psi}{\partial y} \quad (12)$$

$$v = -\frac{\partial \psi}{\partial x} \quad (13)$$



. تحت شرایط عملیاتی در حالت پایدار، شار بخار آب از طریق سطح غشاء با کاهش یا افزایش جرم در هوا موازنه می-شود [۲۱].

$$\frac{2U_m y_0}{\dot{m}_{Air}} (W_{Air} - W_{Sol}) = - \frac{\partial W_{Air}}{\partial x} \quad (14)$$

U_m ضریب انتقال حرارت کلی است. برای جریان آرام کاملاً توسعه یافته، عدد ناسلت در زمانی ثابت است که شار حرارتی ثابتی وجود داشته باشد. ضریب انتقال حرارت جابه‌جایی برای جریان آرام کاملاً توسعه یافته بین صفحات موازی مستطیلی نامحدود با یک شرط مرزی شار حرارت یکنواخت، می‌تواند از معادله زیر به دست آید [۲۲].

$$Nu = \frac{h D_h}{k_f} \quad (15)$$

k_f رسانندگی حرارتی سیال، D_h قطر هیدرولیکی کانال و h ضریب انتقال حرارت جابه‌جایی می‌باشد. برای به دست آوردن ضریب انتقال جرم کل، ضرایب انتقال جرم هوا و نفوذپذیری غشاء لازم می‌باشد. ضریب انتقال جرم هوا می‌تواند مستقیماً از یک مقایسه بین ضرایب انتقال جرم و انتقال حرارت جابه‌جایی به دست آید.

$$\frac{h}{h_f} = \rho C_p Le^{\frac{2}{3}} \quad (16)$$

Le عدد لوئیس است. برای داشتن شرایط پایدار در هر نقطه در مبدل، افزایش یا کاهش جرم در مایع باید با شار بخار آب از طریق غشاء موازنه شود [۹].

$$2U_m (W_{Air} - W_{Sol}) = \rho_{Salt} d_{Sol} (u_{Sol} \frac{\partial X_{Sol}}{\partial x} + v_{Sol} \frac{\partial X_{Sol}}{\partial y}) \quad (17)$$

ρ_{Salt} چگالی نمک خالص می‌باشد. معادله انرژی برای وجه مایع شامل شار حرارتی عبوری از طریق غشاء، عبارت ناشی از تغییر درجه حرارت و تغییر انرژی نامحسوس وابسته به تغییر فاز می‌باشد.

$$2U (T_{Air} - T_{Sol}) + 2U_m h_{fg} (W_{Air} - W_{Sol}) = (\rho C_p d)_{Sol} (u_{Sol} \frac{\partial T_{Sol}}{\partial x} + v_{Sol} \frac{\partial T_{Sol}}{\partial y}) \quad (18)$$

در مدل عددی حالت پایدار این مقاله، انتقال حرارت و جرم فقط بین هوا و مایع در هر LAMEE روی می‌دهد. بنابراین خواص محلول نمک در خروجی یک LAMEE مثل خواص محلول ورودی برای LAMEE دیگر در سیستم RAMEE می‌باشد. شرایط خروجی و ورودی هر LAMEE در یک سیستم از طریق معادلات زیر تعیین می‌شود.

$$T_{Sol, in, S} = T_{Sol, Out, E} \quad (19)$$

$$X_{Sol, in, S} = X_{Sol, Out, E} \quad (20)$$

$$T_{Sol, in, E} = T_{Sol, Out, S} \quad (21)$$

$$X_{Sol, in, E} = X_{Sol, Out, S} \quad (22)$$

معادلات زیر برای محاسبه دماهای متوسط خروجی هوا و محلول نمک مایع در یک LAMEE جریان متقاطع-معکوس به کار برده شده‌اند.

$$T_{Air, Out} = \frac{1}{\dot{m}_{Air} C_{p, Air} y_0} \int_{y_0} \dot{m}_{Air} C_{p, Air} T_{Air} dy \quad (23)$$

$$T_{Sol, Out} = \frac{1}{\dot{m}_{Sol} C_{p, Sol} X_i} \int_{X_i} \dot{m}_{Sol} C_{p, Sol} T_{Sol} dx \quad (24)$$

و برای نسبت رطوبت متوسط خروجی هوا و کسر آب متوسط خروجی محلول نمک مایع به این صورت می‌باشد.

$$W_{Air, Out} = \frac{1}{y_0} \int_{y_0} W_{Air} dy \quad (25)$$

$$X_{Sol, Out} = \frac{1}{x_i} \int_{x_i} X_{Sol} dx \quad (26)$$

برای شبیه سازی نیاز به شرایط ورودی هوا می باشد. در این مقاله شرایط تست تابستانی AHRI اساساً به عنوان شرایط ورودی هوای هر LAMEE در یک سیستم گردش استفاده می شود.

$$T_{Air, in, S} = 308 \text{ K}$$

$$W_{Air, in, S} = 17.5 \text{ g/Kg}$$

$$T_{Air, in, E} = 297.15 \text{ K}$$

$$W_{Air, in, E} = 9.3 \text{ g/Kg}$$

برای حل معادلات لازم است که نسبت رطوبت تعادلی هوا در تماس با محلول نمک در وجه مشترک محلول و هوا به دست آید تا تعداد معادلات و مجهولات با هم برابر گردد. در هنگام تعادل، فشار جزئی بخار آب در قسمت هوا با فشار جزئی بخار آب در قسمت محلول نمک با یکدیگر برابر است و برای نسبت رطوبت محلول داریم:

$$W_{Sol} = 0.62198 \frac{P_v}{P - P_v} \quad (27)$$

P_v فشار جزئی بخار آب است. در این مطالعه، گره های گسسته 200×200 در جهت های x و y برای حل معادلات انتقال حرارت و جرم در هر مبدل استفاده می شوند. مطالعات حساسیت نشان می دهد که اثر افزایش تعداد گره ها تا 300×300 روی کارایی پیش بینی شده سیستم، ناچیز است.

انتقال حرارت در مبدل ها از معادلات زیر محاسبه می شوند:

$$q_S = \dot{m}_{Air} (H_{A, in, S} - H_{A, out, S}) = C_{L, out, S} T_{L, out, S} - C_{L, in, S} T_{L, in, S} \quad (28)$$

$$q_E = \dot{m}_{Air} (H_{A, out, E} - H_{A, in, E}) = C_{L, in, E} T_{L, in, E} - C_{L, out, E} T_{L, out, E} \quad (29)$$

$$H_A = C_{p, Air} (T - 273/15) + w(h_{fg} + C_p (T - 273/15)) \quad (30)$$

q_S انتقال حرارت در مبدل ورودی و q_E انتقال حرارت در مبدل خروجی، H نماینده آنتالپی و C نشان دهنده نرخ ظرفیت گرمایی می باشند. انتقال رطوبت در LAMEE های خروجی و ورودی می تواند از معادلات زیر تعیین شود.

$$m_S = \dot{m}_{Salt} (X_{L, out, S} - X_{L, in, S}) = \dot{m}_{Air} (W_{A, in, S} - W_{A, out, S}) \quad (31) \quad m_E = \dot{m}_{Salt} (X_{L, in, E} - X_{L, out, E}) = \dot{m}_{Air} (W_{A, out, E} - W_{A, in, E}) \quad (32)$$

و از پارامترهای بی بعد زیر برای بررسی اثر مشخصات طراحی نیز استفاده گردیده است.

$$NTU = \frac{2 U x_0 y_0}{C_{min}} \quad (33)$$

$$NTU_m = \frac{2 U x_0 y_0}{C_{min}} \quad (34)$$

$$Cr^* = \frac{C_{Sol}}{C_{Air}} = \left(\frac{\dot{m}_{Sol} C_{p, Sol}}{\dot{m}_{Air} C_{p, Air}} \right) \quad (35)$$

$$m^* = \frac{\dot{m}_{Sol}}{\dot{m}_{Air}} \quad (36)$$

Cr^* نسبت ظرفیت گرمایی محلول نمک به هوا، m^* نسبت دبی محلول نمک به دبی هوا و پارامترهای بی بعد کارایی:

$$\varepsilon_{O,S} = \frac{T_{Air,in,S} - T_{Air,out,S}}{T_{Air,in,S} - T_{Air,in,E}} = \frac{T_{Air,out,E} - T_{Air,in,E}}{T_{Air,in,S} - T_{Air,in,E}} \quad (37)$$

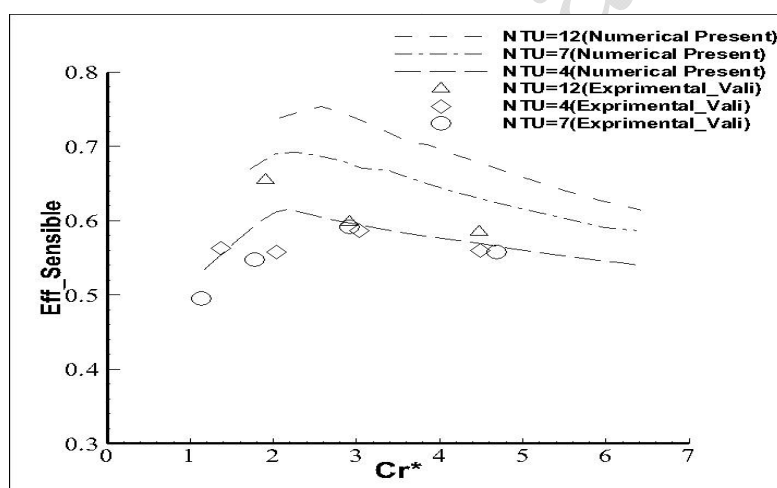
$$\varepsilon_{O,L} = \frac{W_{Air,in,S} - W_{Air,out,S}}{W_{Air,in,S} - W_{Air,in,E}} = \frac{W_{Air,out,E} - W_{Air,in,E}}{W_{Air,in,S} - W_{Air,in,E}} \quad (38)$$

$$\varepsilon_{O,t} = \frac{H_{Air,in,S} - H_{Air,out,S}}{H_{Air,in,S} - H_{Air,in,E}} = \frac{H_{Air,out,E} - H_{Air,in,E}}{H_{Air,in,S} - H_{Air,in,E}} \quad (39)$$

۴- مقایسه و صحنه گذاری

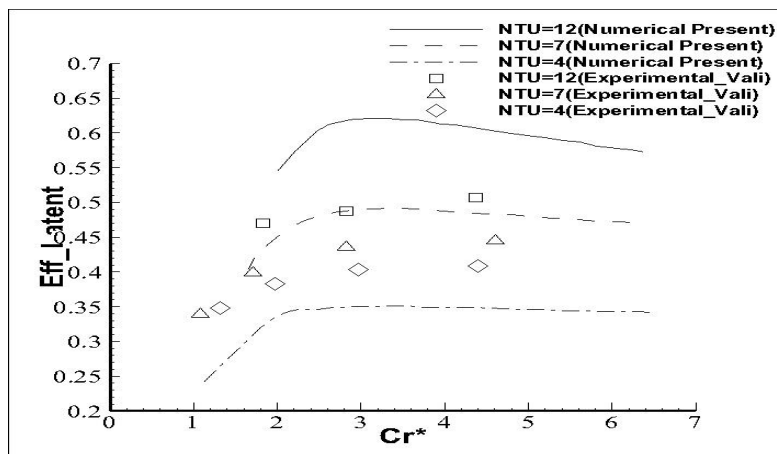
شایان ذکر است که به خاطر محدودیت‌های کنترل شرایط هوای ورودی در طی آزمایشات، نسبت‌های رطوبت و دماهای ورودی هوا در مدل آزمایشگاهی کمی متفاوت از شرایط تابستانی AHRI استفاده گردیده است ولی برای شبیه سازی عددی، شرایط AHRI مدنظر قرار گرفته شده است.

مقایسه بین داده‌های آزمایشگاهی و عددی برای نمونه آزمایشگاهی سیستم RAMEE در شکل ۲ ارائه شده و کارایی‌های عددی و آزمایشگاهی به عنوان تابعی از Cr^* مقایسه گردیده‌اند.

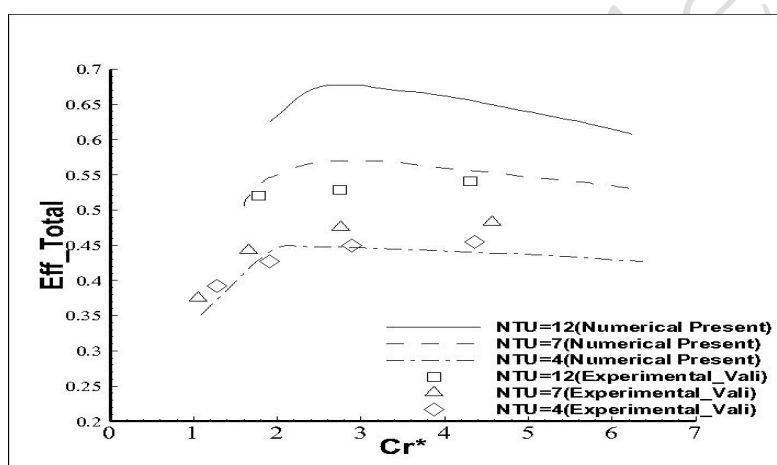


شکل ۲: مقایسه کارایی محسوس بین نتایج عددی و آزمایشگاهی سیستم RAMEE

داده‌های عددی و آزمایشگاهی در مقادیر معینی از Cr^* افزایش می‌یابند ولی مقادیر کارایی متفاوت است. این تفاوت‌ها در محدوده‌های ۰/۹٪ تا ۱۵٪ برای کارایی محسوس، ۴٪ تا ۱۵٪ برای کارایی نامحسوس و ۳٪ تا ۱۴٪ برای کارایی کل سیستم RAMEE، واقع شده‌اند.



شکل ۳: مقایسه کارایی نامحسوس بین نتایج عددی حاضر و آزمایشگاهی سیستم RAMEE



شکل ۴: مقایسه کارایی کل بین نتایج عددی و آزمایشگاهی سیستم RAMEE

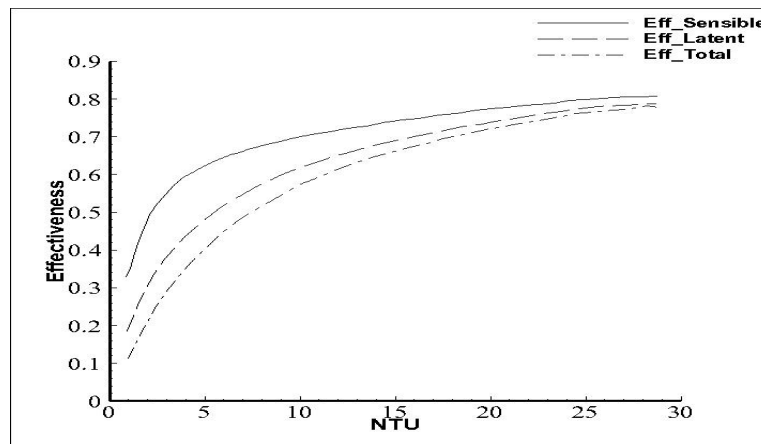
طبق شکل ۲ تا ۴ کارایی شبیه سازی شده در این مقاله بیش از ۱۵٪ با داده‌های آزمایشگاهی در NTUهای بزرگ فرق دارد. می‌توان گفت کارایی محسوس آزمایشگاهی RAMEE به اندازه نتایج عددی به تغییر NTU حساس نیست. طبق شکل نتایج عددی و آزمایشگاهی در NTUهای پایین‌تر مطابقت دارند. مثلاً در شکل ۴ تفاوت بین شبیه سازی‌ها و آزمایشات ۰/۳٪ تا ۰/۳٪ است که اکثراً در محدوده خطای آزمایشگاهی قرار دارد. به محض افزایش NTU، تفاوت‌ها بین کارایی کل عددی و آزمایشگاهی افزایش می‌یابد.

۵- نتایج

برای سیستم RAMEE، تغییرات کارایی‌های کل در $Cr^* = 3$ در NTUهای مختلف در شکل ۵ ارائه شده‌اند. نتایج برای شرایط تابستانی AHRI می‌باشند. طبق شکل، کارایی کل، محسوس و نامحسوس سیستم RAMEE با افزایش NTU، افزایش می‌یابد.

همان گونه که در شکل ۵ نشان داده شده است، با افزایش NTU مقادیر کارایی محسوس و نامحسوس و کارایی کل به یکدیگر نزدیک می‌شوند و به مقدار کارایی ۸۰٪ می‌رسند. با توجه به روابط، کاهش دبی جریان هوا معادل افزایش NTU می‌-

باشد، پس با کاهش دبی جریان هوا می‌توان کارایی را افزایش داد زیرا با کاهش جریان میزان انتقال حرارت و انتقال جرم در تماس با مایع بهتر صورت می‌پذیرد. لازم است گفت که دبی مایع از یک حد مجاز نمی‌تواند کمتر باشد چرا که منجر به کاهش شدید کارایی می‌گردد.



شکل ۵: کارایی محسوس، نهان و کارایی کل سیستم RAMEE

با افزایش Cr^* ، کارایی به مقدار ماکزیمم افزایش می‌یابد و لذا Cr^* به مقدار بحرانی می‌رسد که در شرایط عملیاتی تابستانی با توجه به شکل ۴ مقدار بحرانی Cr^* بین ۲ و ۳ واقع می‌شود. علیرضا ولی دریافت که ماکزیمم کارایی کل، تقریباً در $Cr^* = 3$ روی می‌دهد که با نتایج حاصله در این مقاله تطابق خوبی دارد. با افزایش Cr^* بیش از مقدار بحرانی کارایی تقریباً در حد ثابتی برای NTUهای کمتر از ۵ باقی می‌ماند. اما در NTUهای بالاتر با افزایش Cr^* به بیش از مقدار بحرانی کارایی به صورت محسوس کاهش می‌یابد.

افزایش NTU معادل کاهش دبی جرمی هوا می‌باشد که با توجه به تأمین میزان دبی ثابت مربوط به هوای تازه ساختمان، کاهش دبی جریان هوا در هر پانل منجر به، به کارگیری پانل‌های بیشتری می‌باشد که هم از نظر حجم و هم از نظر اقتصادی به صرفه نمی‌باشد. در اکثر شرایط، نگه داشتن سیستم در Cr^* نزدیک به مقدار بحرانی مطلوب به نظر می‌رسد. برای NTU ثابت میزان جریان جرمی محلول نمکی می‌تواند با سرعت خطی پمپ یا باز کردن دریچه خروجی پمپ، تنظیم گردد، به طوری که Cr^* با مقدار بحرانی اش تقریباً برابر شود و لذا حداکثر کارایی به دست آید.

منحنی شیب کارایی در شکل ۴ برای Cr^* کوچکتر مساوی مقدار بحرانی در مقادیر NTU بالاتر، بیشتر است. این بدین معناست که کارایی مبدل جریان متقاطع- معکوس به تغییرات Cr^* به محض افزایش NTU سیستم، حساس تر می‌باشد.

۶- معرفی علائم و اندیس‌ها

Ψ تابع جریان، X_i طول سرانداز ورودی (۰،۱mm)، v_{Sol} سرعت محلول نمک در جهت y ، $\dot{m}_L$ نرخ جریان جرم مایع (۰،۰۳ کیلوگرم بر ثانیه)، ρ_L چگالی مایع، d_L ضخامت کانال مایع (۲،۷ میلیمتر)، X_0 طول مبدل (۱۰۰۰ میلیمتر)، y_0 ارتفاع مبدل (۵۰۰ میلیمتر)، $T_{Air,in}$ دمای هوای ورودی (۲۹۷،۱۵ کلوین)، $W_{Air,in}$ نسبت رطوبت هوای ورودی (۱۷،۵ گرم بر کیلوگرم)، u سرعت سیال در جهت محور x

- [1] ANSI/ASHRAE Standard 55-2004, Thermal environmental conditions for human occupancy, ASHRAE, Atlanta.
- [2] ASHRAE, 2009, ASHRAE Handbook-Fundamentals, ASHRAE, Atlanta.
- [3] ANSI/ASHRAE Standard 62.1-2004, Ventilation for acceptable indoor air quality, ASHRAE, Atlanta.
- [4] J. Liu., W. Li., J. Liu., B. Wang., 2010. "Efficiency of energy recovery ventilator with various weathers and its energy saving performance in a residential apartment", *Energy and Buildings*, 42, January, pp. 43-49.
- [5] M. Rasouli., 2010. "Building Energy Simulation of a Run-Around Membrane Energy Exchanger (RAMEE)". MS Thesis, University of Saskatchewan, Saskatoon, <http://www.usask.ca/>.
- [6] Y.P. Zhou., J.Y. Wu., R.Z. Wang., 2007. "Performance of energy recovery ventilator with various weathers and temperature set-points". *Energy and Buildings*, 39, December, pp. 1202-1210
- [7] A. Vali., C.J. Simonson., R.W. Besant., G. Mahmood., 2009. "Numerical model and effectiveness correlations for a run-around heat recovery system with combined counter and cross flow exchangers". *Heat and Mass Transfer*, 52, December, pp. 5827-5840.
- [8] H. Fan, C.J. Simonson, R.W. Besant, W. Shang., 2006. "Performance of a run-around system for HVAC heat and moisture transfer applications using cross-flow plate exchangers coupled with aqueous lithium bromide". *HVAC&R Research*, 12, pp. 313-336.
- [9] B. Erb., 2007. "Run-around membrane energy exchanger prototype 2testing". MS Thesis, University of Saskatchewan, Saskatoon, <http://www.usask.ca/>.
- [10] S. Bergero., A. Chiari., 2011. "Performance analysis of a liquid desiccant and membrane contactor hybrid air-conditioning system". *Energy Build*, 42, November, pp. 1976-1986.
- [11] S.M. Huang., L.Z. Zhang., K. Tang., L.X. Pei., 2012. "Fluid flow and heat mass transfer in membrane parallel-plates channels used for liquid desiccant air humidification". *Heat and Mass Transfer*, 55, April, pp. 2571-2580.
- [12] M. Seyed-Ahmadi., B. Erb., C.J. Simonson., R.W. Besant., 2009. "Transient behavior of run-around heat and moisture exchanger system". Part 1: model formulation and verification, *Heat and Mass Transfer*, 52, December, pp. 6000-6011.
- [13] M. Seyed-Ahmadi., B. Erb., C.J. Simonson., R.W. Besant., 2009. "Transient behavior of run-around heat and moisture exchanger system". Part 2: sensitivity studies for a range of initial conditions, *Heat and Mass Transfer*, 52, December, pp. 6012-6020.
- [14] B. Erb., M. Seyed-Ahmadi., C.J. Simonson., R.W. Besant., 2009. "Experimental measurements of a run-around membrane energy exchanger (RAMEE) with comparison to a numerical model". *ASHRAE Trans*, 115, 689-705.
- [15] H.B. Hemingson., C.J. Simonson., R.W. Besant., 2011. "Steady-state performance of a run-around membrane energy exchanger (RAMEE) for a range of outdoor air conditions". *Heat and Mass Transfer*, 54, April, pp. 1814-1824.
- [16] G. Ge., D. Ghadiri Moghaddam., R. Namvar., R.W. Besant., C.J. Simonson., 2012. "Analytical model based performance evaluation and optimization of run-around membrane energy exchanger systems". *Energy Build*, 62, July, pp. 248-257.
- [17] S. Akbari., B.H. Hemingson., D. Beriault., C.J. Simonson., R.W. Besant., 2012. "Application of neural networks to predict the steady state performance of a run-around membrane energy exchanger". *Heat and Mass Transfer*, 55, February, pp. 1628-1641.
- [18] D. Ghadiri Moghaddam., A. Oghabi., G. Ge., R.W. Besant., C.J. Simonson., 2013. "Numerical model of a small-scale liquid-to-air membrane energy exchanger: Parametric study of membrane resistance and air side convective heat transfer coefficient". *Thermal Engineering*, 61, November, pp. 245-258.
- [19] F.M. White., 2003. *Fluid Mechanics*, Mc Graw-Hill.
- [20] A.D. Larson., C.J. Simonson., R.W. Besant., P.W. Gibson., 2007. "The elastic and moisture transfer properties of polyethylene and polypropylene membranes for use in liquid-to-air energy exchangers". *Membrane Science*, 302, pp. 136-149.

[۲۱] ف.پ. اینکروپرا، د.پ. دویت، مقدمه ای بر انتقال گرما، ترجمه ب. پوستی، ۱۳۸۵، نشر کتاب دانشگاهی.