



مدل‌سازی سه‌بعدی سیستم سرمایش تبخیری نقطه‌شبینی با شرط مرزی ارتقاء یافته و در نظر گرفتن اثر ناحیه ورودی

همون جعفریان^۱, حسین صیادی^{۲*}, فرشاد ترابی^۳

۱- دانشجوی دکتری، مهندسی سیستم‌های انرژی، دانشگاه صنعتی خواجه نصیرالدین طوسی، تهران

۲- دانشیار، مهندسی مکانیک، دانشگاه صنعتی خواجه نصیرالدین طوسی، تهران

۳- استادیار، مهندسی مکانیک، دانشگاه صنعتی خواجه نصیرالدین طوسی، تهران

* تهران، صندوق پستی 19395-1999، sayyaadi@kntu.ac.ir

چکیده

در مقاله حاضر به مدل‌سازی عددی سیستم نقطه‌شبینی به عنوان یک جایگزین برای سیستم‌های سرمایشی موجود پرداخته شده است. برخلاف مدل‌های متدالوی پیشین که با فرض دما ثابت یا شارثابت بر روی دیواره جداکننده توسعه یافته‌اند در مدل حاضر شرط مرزی واقعی محاسبه می‌شود. محاسبه شرط مرزی واقعی منجر به یافتن توزیع حقیقی دما و نسبت رطوبت بر روی دیواره می‌گردد به طوری که در هر نقطه روی دیواره مجموع شار حرارتی جریان‌های دو کانال برابر با گرمای نهان تبخیر باشد. شرط مرزی واقعی با حل هم‌زنمان معادلات مومنتوم، انرژی و انتقال جرم به صورت کویل شده بر روی دیواره جداکننده حاصل می‌شود. همچنین با توسعه مدل سه‌بعدی و در نظر گرفتن اثر ناحیه ورودی، دقت مدل افزایش یافته است. مدل توسعه یافته با استفاده از شرط مرزی ارتقاء یافته توزیع دما و نسبت رطوبت را در کل سیستم تخمین می‌زند. تخمین بهدست آمده از دمای عرضه سیستم در شرایط محيطی مختلف با داده‌های آزمایشگاهی مقایسه شده و نتایج نشان می‌دهد پیشنهاد خطاً موجود 3.3٪ است. سپس به تحلیل پارامتریک سیستم پرداخته شده و اثر سرعت هوای ورودی، نسبت هوای بازگشتی، ضخامت و طول کانال بر دمای عرضه، کارایی نقطه‌شبینی، ظرفیت سرمایشی و افت فشار سیستم مطالعه گردید. نتایج نشان می‌دهد افزایش طول کانال و نسبت هوای بازگشتی و کاهش ضخامت کانال و سرعت ورودی هوا موجب بهبود کارایی نقطه‌شبینی سیستم شده ولی افت فشار و هزینه اولیه را افزایش داده و ظرفیت سرمایشی را کاهش می‌دهد.

اطلاعات مقاله

مقاله پژوهشی کامل

دربافت: ۰۴ اردیبهشت ۱۳۹۶

پذیرش: ۱۱ خرداد ۱۳۹۶

ارائه در سایت: ۲۲ تیر ۱۳۹۶

کلید واژگان:

سرمایش تبخیری غیرمستقیم

سرمایش تبخیری نقطه‌شبینی

مدل‌سازی عددی

انتقال جرم و حرارت

Three-dimensional modeling of a dew-point evaporative cooler using a modified boundary condition and considering effects of channels' entrance regions

Hamoon Jafarian¹, Hoseyn Sayyaadi^{2*}, Farschad Torabi²

1- Faculty of Energy Systems Engineering, K.N. Toosi University of Technology, Tehran, Iran

2- Faculty of Mechanical Engineering, K.N. Toosi University of Technology, Tehran, Iran

* P.O.B. 19395-1999, Tehran, Iran, sayyaadi@kntu.ac.ir

ARTICLE INFORMATION

Original Research Paper

Received 24 April 2017

Accepted 01 June 2017

Available Online 13 July 2017

Keywords:

Indirect evaporative cooling

Dew-point coolers

Numerical modeling

Heat transfer

Mass transfer

ABSTRACT

This paper presents a numerical modeling of dew-point counter-flow indirect evaporative coolers as a potential alternative to the conventional cooling systems. Unlike the conventional method of assuming constant surface heat (mass) flux or constant surface temperature boundary condition on the separating wall, the present article calculated real boundary conditions. Real boundary conditions were obtained by simultaneous solving of momentum, energy and mass transfer equations of the two flows coupled on the wall. Calculating real boundary conditions led to a real distribution of humidity ratio and temperature on the separating wall where at each point, the summation of heat fluxes from air streams in adjacent channels is equal to the latent heat of evaporation at that point. Moreover, the model accuracy was increased through considering hydrodynamic and thermal developing flows of two air streams. The model predicted supply air temperature under different conditions, and the results were compared against experimental data as well as previous numerical models. It was shown that the maximum deviation of the supply air temperature was under $\pm 3.3\%$. Then, a parametric analysis was conducted that studies the effects of the inlet air velocity, channel gap, channel length and returned air ratio on the supply air temperature, dew-point effectiveness, cooling capacity and pressure drop. The results indicated that increasing channel length and returned air ratio, and reducing channel gap and inlet air velocity improved the dew-point effectiveness but increased the initial cost and pressure drop and decreased the cooling capacity.

تراکمی^۱ است. این سیکل سرمایش بیش از 100 سال است که مورد استفاده

۱- مقدمه

در حال حاضر بازار تهویه مطبوع بیشتر متعلق به سیستم‌های سرمایش

¹ Vapor Compression Refrigeration Cycle

Please cite this article using:

H. Jafarian, H. Sayyaadi, F. Torabi, Three-dimensional modeling of a dew-point evaporative cooler using a modified boundary condition and considering effects of channels' entrance regions, *Modares Mechanical Engineering*, Vol. 17, No. 7, pp. 68-78, 2017 (in Persian)

برای ارجاع به این مقاله از عبارت ذیل استفاده نمایید:

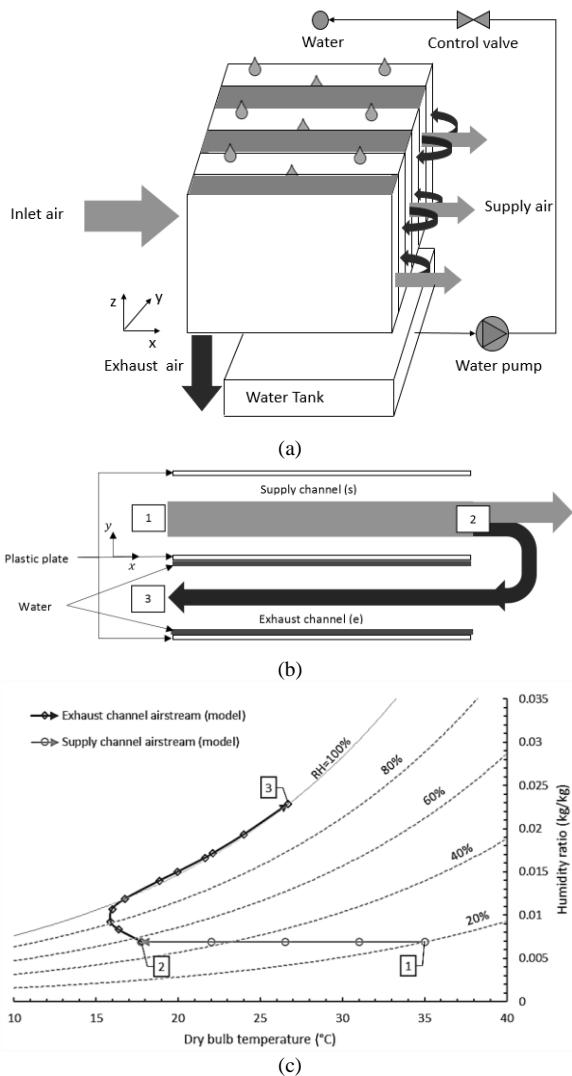


Fig. 1 Dew-point evaporative cooler a) Stack schematic b) Top view of a channel pair schematic c) Airstreams on the psychrometric chart
شکل ۱ سیستم سرمایش نقطه‌شبیمی جریان مخالف (الف) شماتیک سیستم ب) نمای بالای یک جفت کانال (ج) وضعیت جریان‌ها در نمودار سایکومتری

درنتیجه پتانسیل سرمایشی بالاتری دارد. در کanal خروجی هوا در تماس با آب موجود بر روی دیواره حرکت می‌کند و تبخیری سطحی موجب سرد شدن جریان‌ها می‌گردد.

پیش‌تر پژوهش‌هایی در مورد مطالعه آزمایشگاهی سیستم انجام شده است[6-8]. در این زمینه مدل‌های عددی محبوبیت بیشتری دارند چون هزینه اولیه پژوهش‌های آزمایشگاهی را نداشته و امکان بررسی سیستم در شرایط مختلف را دارند. از طرفی مدل عددی تنها در صورتی مفید خواهد بود که دقت

پیش‌بینی آن توسط داده‌های آزمایشگاهی تائید شده باشد. یکی از مهم‌ترین موارد در مدل‌سازی عددی سیستم نقطه‌شبیمی شرط مرزی بر روی دیواره جداکننده کانال‌های خشک و مرتبط است. ریانگویلایکول و همکاران [9] در پژوهش خود به مدل‌سازی عددی سیستم نقطه‌شبیمی جریان مخالف پرداخته و نتایج را با داده‌های آزمایشگاهی مقایسه کردند. ضرایب انتقال جرم و حرارت با فرض شار ثابت بر روی دیواره جداکننده محاسبه شدند. همچنین جریان‌ها کاملاً توسعه یافته در نظر گرفته شدند. برای محاسبه توزیع دما و

می‌باشد و به دلیل پیشینه تولید طولانی و حجم بالای تولید دارای مزایای بسیاری از جمله پایداری مناسب، هزینه اولیه پایین، عمر طولانی و ضریب عملکرد مناسب^۱ (2-4) است. اگرچه این فناوری نقطه‌ضعف بزرگی نیز دارد و آن مصرف بالای برق می‌باشد که در کمپرسور سیستم اتفاق می‌افتد. همین امر این فناوری را به سیستمی نامناسب برای محیط‌زیست تبدیل می‌کند. سیستم‌های سرمایش جذبی^۲ یکی از گزینه‌ها برای جایگزینی سیکل‌های تراکمی می‌باشند که نیاز به مصرف الکتریسیته بالا در کمپرسور را با بخار یا آب با دمای بالا و یا گازهای احتراقی جایگزین می‌نمایند. برای این کار از محلول جاذب و بازیاب استفاده می‌شود. به دلیل نیاز به محلول جاذب گران قیمت و خورنده، ساختار سیستم پیچیده و درنتیجه هزینه اولیه سیستم بالا می‌باشد. این سیستم‌ها ضریب عملکرد حرارتی پایین‌تری در بازه ۰.۴ تا ۱.۲ دارند که موجب مصرف بالای انرژی گرمایی می‌شود. همچنین ساختار پیچیده شامل فشار بالا و فشار پایین در سیکل‌ها از جذبیت آن می‌کاهد. در طول دهه‌های گذشته سرمایش تبخیری با استفاده از قانون جذب حرارت هنگام تبخیر آب و به دلیل استفاده از انرژی طبیعی (حرارت نهان تبخیر) و سادگی ساختار، محبوبیت در حال توسعه‌ای درزمنه تهویه مطبوع به دست آورده است. ضریب عملکرد بالای این سیستم در بازه ۰.۱۵ تا ۰.۲۰ می‌باشد که به مراتب از رقبای خود بالاتر است. در سرمایش تبخیری مستقیم، هوا مستقیماً با آب در تماس می‌باشد و با عبور از روی آن موجب تبخیر آب و درنتیجه سرد شدن هوا و همچنین مرتبط شدن آن می‌گردد. رطوبت بالای هوا عرضه هوا موجب نارضایتی ساکنین است. برای حل این مشکل از سرمایش تبخیری غیرمستقیم استفاده می‌گردد. در این روش هوا در تماس با آب هم‌زمان با سرد شدن با جریان هوا از محیط در مبدل تبادل حرارت انجام می‌دهد و درنتیجه هوا مطبوع بدون این که مرتبط شود، سرد می‌شود. بزرگ‌ترین مشکل سرمایش تبخیری وابستگی بالای آن به شرایط محیطی می‌باشد. اختلاف دمای خشک و مرتبط هوا محیط، نیروی محرك سیستم سرمایش تبخیری است که در محیط‌های مرتبط یا معدن بسیار کم است و ظرفیت سرمایش سیستم را بهشت کاهش می‌دهد[1]. با ادامه تحقیقات در این زمینه و توسعه سیستم سرمایش نقطه‌شبیمی، مشکل ظرفیت سرمایش سیستم‌های سرمایش تبخیری نیز تا حد زیادی حل شده و سیستم سرمایش نقطه‌شبیمی خلاف جهت^۳ به یکی از کارآمدترین سیستم‌های سرمایش تبدیل شده است که در این مقاله موربررسی قرار خواهد گرفت.

همان‌طور در "شکل ۱ (الف)" نمایش داده شده است، سیستم نقطه‌شبیمی مجموعه‌ای از جفت کانال‌ها است. "شکل ۱ (ب)" نمای بالای یک جفت کانال را نمایش می‌دهد. در "شکل ۱ (ج)" نیز وضعیت جریان‌ها بر روی نمودار سایکومتری نشان داده شده است. هر جفت کانال از یک کانال هوای عرضه (کانال خشک) و یک کانال خروجی (کانال تر) تشکیل شده است. آب از بالا به دیواره‌های کانال تر وارد می‌شود تا تمامی سطح دیواره را خیس نماید. از یک پمپ آب برای تأمین آب بر روی دیواره استفاده می‌شود. هوای محیط در حالت ۱ وارد کانال عرضه شده و حین حرکت توسط هوای کانال خروجی خنک می‌شود. در انتهای کانال عرضه (حالت ۲) بخشی از جریان عرضه به کانال خروجی برمی‌گردد و مابقی به سمت محل استفاده هدایت می‌شود. هوا در حالت ۲ دمای تر پایین‌تری نسبت به حالت ۱ و

¹ Coefficient Of Performance

² Absorption Cooling Cycle

³ Dew point counter flow evaporative cooler

و چگالی را ثابت فرض نمود.

✓ **فرض جریان آرام**

با توجه به سرعت پایین‌ها در کانال‌ها و ضخامت کم کانال و درنتیجه آن عدد رینولدز پایین می‌توان جریان را آرام فرض کرد [21].

✓ **فرض صرف‌نظر از اتلاف ویسکوز**

اتلاف ویسکوز معمولاً در جریان‌ها با سرعت بالا (مانند جت) و بخصوص برای سیال‌های لزج (مانند جریان روغن در یاتاقان) درنظر گرفته می‌شود. با توجه به سرعت پایین (بیشینه 6 m s^{-1} ، آرام بودن جریان و ویسکوزیته پایین‌ها $10^{-5} \times 1.81 \text{ Pa s}$) می‌توان از اتلاف ویسکوز صرف‌نظر نمود.

✓ **فرض دیواره کاملاً مرطوب**

با استفاده از دبی مناسب آب می‌توان از پخش یکنواخت آب مطمئن بود. وودز و همکاران [10] نشان دادند در نظر گرفتن ظرفیت حرارتی آب به دلیل ناچیز بودن دبی آن تأثیر چندانی بر دقت مدل‌سازی سرمایش تبخیری نقطه‌شبیمی نخواهد داشت. بنابراین در این پژوهش نیز از آن صرف‌نظر می‌شود.

✓ **فرض تعادل ترمودینامیکی در تماس با آب**

در کانال‌تر، که هوا در تماس مستقیم با آب می‌باشد فرض شده است که در نقطه تماس تعادل ترمودینامیکی برقرار است. بدین معنی که فشار بخار آب در مرز تماس، برابر با فشار اشباع آب در آن دمای خاص است. رابطه گاف-گرج [22] برای محاسبه فشار اشباع به صورت تابعی از دما مورد استفاده قرار گرفته است.

2- معادلات حاکم

برای کم کردن حجم محاسبات از تقارن موجود در سیستم استفاده می‌شود و دامنه محاسباتی کوچک‌تری انتخاب می‌گردد تا تعداد سلول‌های محاسباتی کم‌تر شود. سیستم در دو جهت عمود بر جهت جریان هوا تقارن دارد. "شکل 2" دامنه محاسباتی و محورهای مختصات را نمایش می‌دهد که مطابق آن، در جهت z دیواره و نیمی از کانال خشک و مرطوب و در جهت x نیز نیمی از عرض کانال به عنوان دامنه محاسباتی در نظر گرفته می‌شود. در کانال عرضه جریان در جهت x و در کانال خروجی در جهت $-x$ می‌باشد.

با استفاده از فرضیات بخش 1-3 معادلات پیوستگی، بقاع مومنتوم و انرژی برای جریان هوا در کانال عرضه به صورت روابط (1) تا (5) ساده می‌شوند که در آن‌ها u_s ، v_s و w_s به ترتیب سرعت هوا (m s^{-1}) در جهت x ، y و z است. P_s فشار (Pa)، μ لزجت دینامیکی هوا (Pa s)، ρ برابر با چگالی هوا (W m⁻³ K⁻¹ kg m⁻³)، T_s دمای هوا (K)، k ضریب انتقال حرارت هدایتی (W m⁻¹ K⁻¹) و c_p ظرفیت گرمایی ویژه هوا (kJ kg⁻¹ K⁻¹) می‌باشد.

$$\frac{\partial u_s}{\partial x} + \frac{\partial v_s}{\partial y} + \frac{\partial w_s}{\partial z} = 0 \quad (1)$$

$$\begin{aligned} \rho u_s \frac{\partial u_s}{\partial x} + \rho v_s \frac{\partial u_s}{\partial y} + \rho w_s \frac{\partial u_s}{\partial z} \\ = - \frac{\partial P_s}{\partial x} + \mu \left(\frac{\partial^2 u_s}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u_s}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 u_s}{\partial z^2} \right) \end{aligned} \quad (2)$$

$$\begin{aligned} \rho u_s \frac{\partial v_s}{\partial x} + \rho v_s \frac{\partial v_s}{\partial y} + \rho w_s \frac{\partial v_s}{\partial z} \\ = - \frac{\partial P_s}{\partial y} + \mu \left(\frac{\partial^2 v_s}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v_s}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 v_s}{\partial z^2} \right) \end{aligned} \quad (3)$$

نسبت رطوبت، از رویکرد تفاضل محدود با روش تکرار نیوتینی استفاده شده بود.

وودز و همکاران [10] نیز مدل عددی سیستم نقطه‌شبیمی جریان مخالف را توسعه داده و از نتایج آزمایشگاهی برای اعتبارسنجی مدل استفاده نمودند. ابتدا ضرایب انتقال حرارت و جرم براساس فرض شار ثابت محاسبه شد، سپس ضرایب انتقال جرم و حرارت براساس شرط دما ثابت بر روی دیواره محاسبه گشت، در آخر با میانگین‌گیری از مقادیر محاسبه شده، مقدار نهایی ضرایب انتقال حرارت و جرم حاصل شده است. مشابه پژوهش ریانگویلایکول و همکاران جریان‌ها توسعه یافته در نظر گرفته شده است و رویکرد تفاضل محدود با روش تکرار نیوتینی برای حل استفاده شد. بهطور مشابه پژوهش‌های دیگری نیز در این زمینه صورت پذیرفته است [17-18]. در این موارد نیز با استفاده از فرض شار ثابت یا دما ثابت بر روی دیواره ضرایب انتقال جرم و حرارت مطابق با متابع کلاسیک [19] انتقال جرم و حرارت محاسبه شده‌اند. اما به دلیل کویل بودن جریان‌ها بر روی دیواره و همچنین تغییر فاز در کانال خروجی، شرایط متفاوت است و شرط مرزی نه کاملاً شار ثابت و نه دما ثابت می‌باشد. هوانگ و همکاران در پژوهش خود [20] برای سیستمی مشابه (رطوبت‌گیر غشایی) نشان دادند با محاسبه شرط مرزی واقعی می‌توان دقت مدل‌سازی را افزایش داد. شرط مرزی واقعی با حل هم‌زمان معادلات مومنتوم، انرژی و انتقال جرم برای دو جریان که بر روی دیواره کویل شده‌اند حاصل می‌گردد. همچنین با در نظر گرفتن جریان‌ها به صورت در حال توسعه می‌توان به دقت بالاتری دست یافت.

ناآوری مقاله حاضر مدل‌سازی دقیق‌تر سیستم سرمایش تبخیری نقطه‌شبیمی جریان مخالف نسبت به مدل‌های پیشین با در نظر گرفتن سه تغییر اساسی است: (1) مدل‌سازی سه‌بعدی سیستم (2) در نظر گرفتن اثر طول ورودی مرزی واقعی بر روی دیواره (3) در نظر گرفتن اثر طول ورودی هیدرودینامیکی، حرارتی و جرمی. بدین منظور ابتدا فرضیات مورداستفاده، معادلات حاکم، شرایط مرزی و روش حل بیان می‌گردد. سپس با اعتبارسنجی مدل نتایج مدل عددی ارائه می‌گردد.

2- مدل‌سازی

2-1- فرضیات

هر مدل‌سازی نیازمند فرضیات ساده کننده‌ای است. البته این فرضیات ممکن است با هزینه کاهش دقت مدل همراه باشند. بنابراین انتخاب فرضیات مناسب که ضمن فراهم کردن امکان مدل‌سازی باعث کاهش دقت مدل‌سازی نشوند امری بسیار مهم است که در این بخش بررسی می‌گردد.

✓ **فرض جریان پایا**

در سیستم موردا بررسی عملکرد پایای سیستم اهمیت دارد بنابراین مدل‌سازی برای شرایط پایا انجام می‌شود.

✓ **فرض گاز کامل**

به طور کلی گازهای حقیقی در فشارها و دمای‌های نزدیک به شرایط استاندارد را می‌توان گاز کامل فرض نمود. در سیستم‌های سرمایش تبخیری نیز با توجه به بازه تغییرات دما و فشار آن‌ها منطقی است که از این فرض استفاده شود.

✓ **فرض سیال نیوتینی**

سیال مورداستفاده در این سیستم (هو) نیوتینی است.

✓ **فرض ثابت بودن مشخصات ترمودینامیکی**

در سیستم‌های سرمایش تبخیری نیز با توجه به بازه تغییرات دما و فشار آن‌ها می‌توان مشخصات سیال مانند ضریب ویسکوزیته، ظرفیت حرارتی ویژه

¹ Goff-Gratch

است (رابطه (14) و (15)). برای درک بهتر "شکل 3" شرط مرزی بر روی خط تقارن برای سرعت را نمایش می‌دهد. همچنین به دلیل شرط عدم لنزش، سرعت بر روی دیوارهای برابر با صفر خواهد بود (رابطه (16) و رابطه (17)).

$$x = 0, \quad T_s = T_{am} \quad \text{و} \quad \omega_s = \omega_{am} \quad (12)$$

$$x = L, \quad T_e = T_s \quad \text{و} \quad \omega_e = \omega_s \quad (13)$$

$$\begin{aligned} y = 0, \quad y = 2b, \quad \frac{\partial u_s}{\partial y} &= \frac{\partial u_e}{\partial y} = \frac{\partial v_s}{\partial y} = \frac{\partial w_e}{\partial y} = \frac{\partial w_s}{\partial y} \\ &= \frac{\partial v_e}{\partial y} = \frac{\partial T_s}{\partial y} = \frac{\partial T_e}{\partial y} = \frac{\partial \omega_e}{\partial y} = 0 \end{aligned} \quad (14)$$

$$\begin{aligned} z = c, \quad \frac{\partial u_s}{\partial z} &= \frac{\partial u_e}{\partial z} = \frac{\partial v_s}{\partial z} = \frac{\partial v_e}{\partial z} = \frac{\partial w_e}{\partial z} = \frac{\partial w_s}{\partial z} \\ &= \frac{\partial T_s}{\partial z} = \frac{\partial T_e}{\partial z} = \frac{\partial \omega_e}{\partial z} = 0 \end{aligned} \quad (15)$$

$$y = b, \quad u_s = u_e = v_s = v_e = w_s = w_e = 0 \quad (16)$$

$$z = 0, \quad u_s = u_e = v_s = v_e = w_s = w_e = 0 \quad (17)$$

شرط مرزی حرارتی بر روی دیواره در رابطه (18) نمایش داده شده است که در آن q'' شار حرارتی (W m^{-2}) است. همان‌طور که پیش‌تر اشاره شد شرط مرزی بر روی دیواره نه شار ثابت و نه دما ثابت است. تبخیر آب از جریان‌ها در هر دو کانال حرارت جذب می‌کند، یعنی مجموع شار حرارتی از دو کانال بر روی دیواره ($q_s'' + q_e''$) برابر با گرمایی نهان تبخیر (q_{latent}'') می‌باشد. این شرط مرزی واقعی بر روی دیواره است که می‌تواند منجر به توزیع غیریکنواخت دما، نسبت رطوبت، شار حرارتی و جرمی بر روی دیواره گردد. مقاومت حرارتی دیواره باعث ایجاد اختلاف دما در دو طرف دیواره می‌گردد که می‌توان با رابطه فوریه مطابق (22) محاسبه گردد. در این رابطه σ_w ضخامت دیواره (m) است.

$$y = b, \quad q_{\text{latent}}'' = q_s'' + q_e'' \quad (18)$$

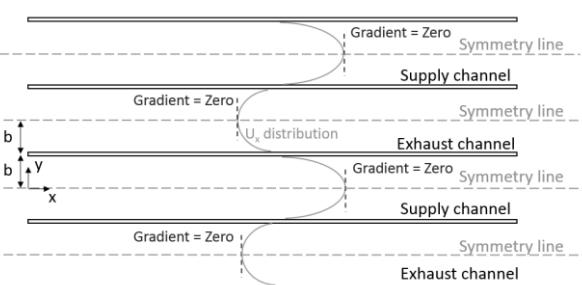
$$q_{\text{latent}}'' = \rho D h_{fg} \frac{\partial \omega_e}{\partial y} \quad (19)$$

$$q_s'' = k \frac{\partial T_s}{\partial y} \quad (20)$$

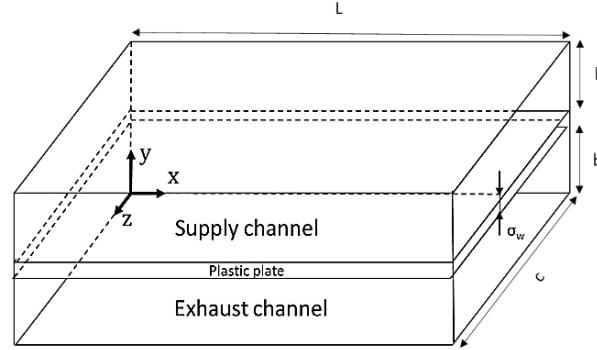
$$q_e'' = k \frac{\partial T_e}{\partial y} \quad (21)$$

$$q_w'' = \frac{T_s - T_e}{\frac{\sigma_w}{k_w}} = q_s'' \quad (22)$$

در کانال خروجی، هوا در تماس مستقیم با آب قرار دارد و فرض شد تعادل ترمودینامیکی برقرار است. فشار جزئی بخار آب در هوا مطابق رابطه گاف-گرج (رابطه (23)) محاسبه می‌گردد. سپس با استفاده از رابطه ترمودینامیکی



شکل 3 شرط مرزی گرادیان صفر بر روی خطوط تقارن برای سرعت



شکل 2 دامنه محاسباتی و محورهای مختصات

$$\begin{aligned} \rho u_s \frac{\partial w_s}{\partial x} + \rho v_s \frac{\partial w_s}{\partial y} + \rho w_s \frac{\partial w_s}{\partial z} \\ = - \frac{\partial P_s}{\partial z} + \mu \left(\frac{\partial^2 w_s}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 w_s}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 w_s}{\partial z^2} \right) \end{aligned} \quad (4)$$

$$\begin{aligned} u_s \frac{\partial T_s}{\partial x} + v_s \frac{\partial T_s}{\partial y} + w_s \frac{\partial T_s}{\partial z} \\ = \frac{k}{\rho c_p} \left(\frac{\partial^2 T_s}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T_s}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 T_s}{\partial z^2} \right) \end{aligned} \quad (5)$$

برای جریان در کانال خروجی معادله انتقال جرم (رابطه (11)) نیز اضافه می‌شود که در آن ω_e نسب رطوبت هوا (kg kg^{-1}) و D (kg kg^{-1}) و ضریب نفوذ رطوبت در هوا ($\text{m}^2 \text{s}^{-1}$) است. زیرنویس s مربوط به هوای کانال عرضه و e نماد هوای کانال خروجی است.

$$\frac{\partial u_e}{\partial x} + \frac{\partial v_e}{\partial y} + \frac{\partial w_e}{\partial z} = 0 \quad (6)$$

$$\begin{aligned} \rho u_e \frac{\partial u_e}{\partial x} + \rho v_e \frac{\partial u_e}{\partial y} + \rho w_e \frac{\partial u_e}{\partial z} \\ = - \frac{\partial P_e}{\partial x} + \mu \left(\frac{\partial^2 u_e}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u_e}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 u_e}{\partial z^2} \right) \end{aligned} \quad (7)$$

$$\begin{aligned} \rho u_e \frac{\partial v_e}{\partial x} + \rho v_e \frac{\partial v_e}{\partial y} + \rho w_e \frac{\partial v_e}{\partial z} \\ = - \frac{\partial P_e}{\partial y} + \mu \left(\frac{\partial^2 v_e}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v_e}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 v_e}{\partial z^2} \right) \end{aligned} \quad (8)$$

$$\begin{aligned} \rho u_e \frac{\partial w_e}{\partial x} + \rho v_e \frac{\partial w_e}{\partial y} + \rho w_e \frac{\partial w_e}{\partial z} \\ = - \frac{\partial P_e}{\partial z} + \mu \left(\frac{\partial^2 w_e}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 w_e}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 w_e}{\partial z^2} \right) \end{aligned} \quad (9)$$

$$\begin{aligned} u_e \frac{\partial T_e}{\partial x} + v_e \frac{\partial T_e}{\partial y} + w_e \frac{\partial T_e}{\partial z} \\ = \frac{k}{\rho c_p} \left(\frac{\partial^2 T_e}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T_e}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 T_e}{\partial z^2} \right) \end{aligned} \quad (10)$$

$$\begin{aligned} u_e \frac{\partial \omega_e}{\partial x} + v_e \frac{\partial \omega_e}{\partial y} + w_e \frac{\partial \omega_e}{\partial z} \\ = D \left(\frac{\partial^2 \omega_e}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 \omega_e}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 \omega_e}{\partial z^2} \right) \end{aligned} \quad (11)$$

2- شرایط مرزی

شرایط هوای ورودی به کانال عرضه، همان شرایط هوای محیط است (رابطه (12)). مشخصات هوای ورودی به کانال خروجی نیز برابر با مشخصات هوای خروجی کانال عرضه است (رابطه (13)). خط تقارن مانند آینه عمل می‌نماید و در نتیجه بر روی آن و در جهت عمود تغییرات در پارامترها ایجاد نمی‌شود. به عبارت دیگر نرخ تغییرات نرمال پارامترها بر روی خطوط تقارن برای صفر

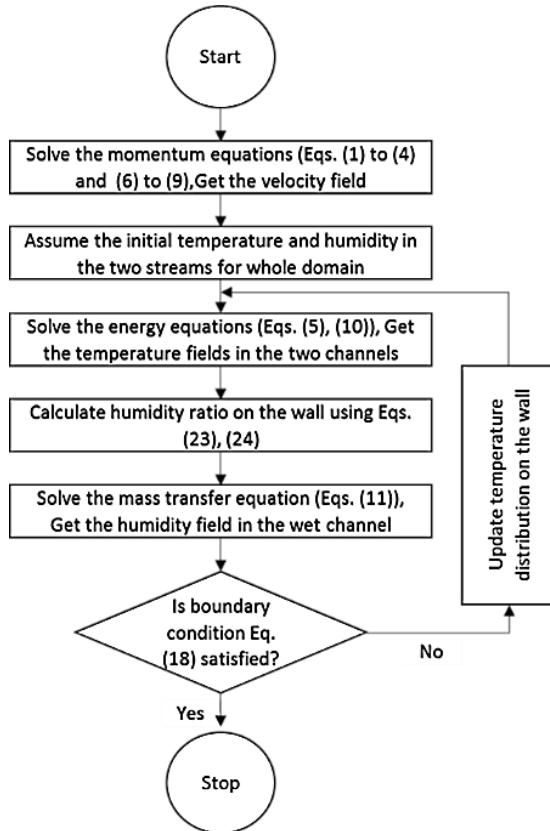


Fig. 4 Flow chart of solution procedure

شکل 4 فلوچارت روش حل

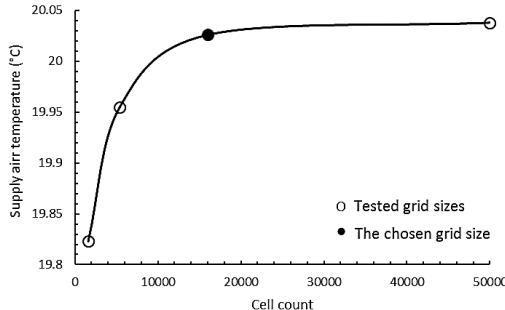


Fig. 5 Mesh independence check

شکل 5 بررسی استقلال مش

جدول 1 اندازه ابعاد نمونه مورد بررسی [9]

Table 1 System dimensions [9]

واحد	مقدار	سمبل	بعد
mm	5	δ_s	ضخامت کanal عرضه
mm	5	δ_e	ضخامت کanal خروجی
mm	1200	L	طول کanal
mm	80	W	عرض کanal
mm	0.5	σ_w	ضخامت دیواره

5- نتایج

5-۱- اعتبارسنجی مدل

همان‌طور که در بخش 4 توضیح داده شد مطالعه موردی که اعتبارسنجی مدل براساس آن صورت می‌پذیرد مربوط به پژوهش ریانگویاکول و همکاران [9] است. ابعاد و مشخصات نمونه آزمایشگاهی توسعه یافته در جدول 1 ذکر

(24) نسبت رطوبت بر روی دیواره حساب می‌شود. P_{wv} فشار جزئی بخار آب و P_a فشار کل جریان هوا می‌باشد.

$$\log(P_{wv}) = C_1(T^* - 1) + C_2 \log(T^*) + C_3 \left(10^{C_4\left(\frac{1}{T^*}\right)} - 1\right) + C_5 \left(10^{C_6(T^*-1)} - 1\right) + C_7 \quad (23)$$

که در آن $T = 373.16/T$, $T^* = 373.16/T$, دما براساس کلوین (K) و فشار بر حسب کیلو پاسکال (kPa) بوده و ثابت به صورت زیر می‌باشد:

$$\begin{aligned} C_1 &= -7.90298 & C_2 &= 5.02808 \\ C_3 &= -1.3816 \times 10^{-7} & C_4 &= 11.344 \\ C_5 &= 8.1328 \times 10^{-3} & C_6 &= -3.49149 \\ C_7 &= \log(1013.246) & \omega &= 0.62198 \frac{P_{wv}}{P_a - P_{wv}} \end{aligned} \quad (24)$$

3- روش حل

معادلات حاکم با استفاده از کتابخانه کدباز C++ این فوم¹ حل شدند. این نرم-افزار برایه روش حجم محدود عمل می‌نماید. در این مقاله از حل گر توسعه یافته ایکوفوم² استفاده شده است. معادلات انتقال حرارت و جرم و همچنین قابلیت درنظر گرفتن دو سیال به طور همزمان به این حل گر اضافه شده است. ابتدا برای یافتن توزیع سرعت و فشار معادلات (1), (2), (3), (4), (6), (7), (8), (9) با استفاده از الگوریتم پیسو³ حل شدند. پیسو یک روش حل فشار-سرعت است که برای حل تکرارشونده مسائل پایا مورداً استفاده قرار می‌گیرد. پیسو یک گام حدس و دو گام اصلاح کننده دارد. اطلاعات بیشتر در مورد این روش در [23] موجود است. با توجه به شرایط ورودی و مرزی مقدار اولیه منطقی برای دما، فشار، نسبت رطوبت، و سرعت برای کل دامنه محاسباتی فرض می‌گردد. سپس معادله انرژی برای دو جریان (معادلات (5) و (10)) حل می‌شود تا توزیع دما و شار بر روی دیواره حاصل گردد. در آدامه معادله (11) انتقال جرم در کanal خروجی حل می‌شود. در آخر شرط مرزی (18) بررسی می‌شود چنان‌چه شرط ارضانشود توزیع دمای جدید بر روی دیواره حدس زده می‌شود و مراحل تکرار می‌شود. این تکرار تا همگرایی دما و نسبت رطوبت در سراسر دامنه محاسباتی ادامه می‌یابد. "شکل 4" مراحل حل معادلات را نمایش می‌دهد. معیار همگرایی⁴ 10⁻⁶ برای متغیرها در نظر گرفته شد. همان‌طور که "شکل 5" نشان می‌دهد برای مطالعه موردی، شبکه مش 40×40×40 مناسب است. اختلاف نتایج این شبکه مش و مش 20×20×50 در دمای عرضه کمتر از 0.02 °C است.

4- مطالعه موردی

ریانگویاکول و همکاران در پژوهش خود [9] به بررسی سیستم سرمایش تبخیری نقطه‌شبیمی جریان مخالف پرداختند. برای اعتبارسنجی مدل یک نمونه آزمایشگاهی توسعه یافت و آزمایش‌هایی روی آن انجام شد. نمونه توسعه یافته شامل چهار کanal خشک است که توسط پنج کanal مرتبط در برگرفته شده‌اند. ابعاد سیستم در جدول 1 ثبت شده است. دیواره‌ها از صفحات نازک کتان پوشیده شده که با پالی‌پورتین⁵ جهت جلوگیری از نفوذ رطوبت ساخته شده است.

¹ OpenFOAM 2.3.0.

² icoFoam

³ PISO (Pressure Implicit with Splitting of Operators)

⁴ Polyurethane

جدول 2 اطلاعات آزمایش‌ها [9]

Table 2 Test data [9]

u_e (m/s)	u_s (m/s)	$\omega_{s,in}$ (kg/kg)	$T_{s,in}$ (°C)	تست #
0.8	2.4	0.0069	25	1
0.8	2.4	0.0069	35	2
0.8	2.4	0.0069	45	3
0.8	2.4	0.0112	25	4
0.8	2.4	0.0112	35	5
0.8	2.4	0.0112	45	6
0.8	2.4	0.02	30	7
0.8	2.4	0.02	40	8
0.8	2.4	0.02	45	9
0.8	2.4	0.0264	32.3	10
0.8	2.4	0.0264	40.3	11
0.8	2.4	0.0264	45	12
0.5	1.5	0.0112	34	13
1.08	3.25	0.0112	34	14
1.95	5.85	0.0112	34	15
0.5	1.5	0.019	34	16
1.08	3.25	0.019	34	17
2	6	0.019	34	18

$T_{s,in}$: دمای هوای ورودی کانال عرضه
 $\omega_{s,in}$: نسبت رطوبت هوای ورودی کانال عرضه
 u_s : سرعت هوای ورودی کانال عرضه
 u_e : سرعت هوای ورودی به کانال خروجی

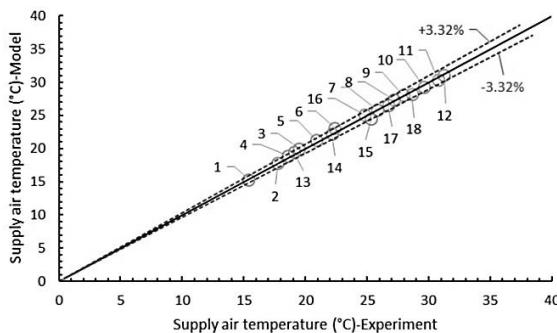


Fig. 6 Numerical model validation

شکل 6 اعتبارسنجی مدل عددی

مطابق جدول 2 نشان می‌دهند. همان‌طور که در "شکل 7 (الف)" نشان داده شده است هوای کانال عرضه ضمن حرکت در جهت x توسط هوای خروجی که در هر مقطع دمای پایین‌تری دارد خنک می‌شود. باندلهای رنگی اختلاف دمایی 3°C را نشان می‌دهند. در ورودی و خروجی کانال‌ها این عرضه تغییرات شدید دمایی به دلیل اختلاف دمای هوای محیط ورودی به سیستم با هوای خروجی کانال تر است.

همان‌طور که پیش‌تر توضیح داده شد در انتهای کانال عرضه بخشی از هوای کانال خروجی بر می‌گردد و به دلیل اختلاف نسبت رطوبت هوای خشک ورودی و هوای در تعادل با آب، نرخ تبخیر بالایی در ابتدای کانال ورودی رخ می‌دهد. نتیجه آن افت دمای شدید است. در حین حرکت هوای خروجی در کانال، دما افزایش یافته که نتیجه آن افزایش نسبت رطوبت تعادلی در مرز است. در انتهای کانال خروجی به دلیل افزایش دمای ناگهانی، نسبت رطوبت

شده است. دمای هوای خروجی کانال عرضه، مهم‌ترین پارامتر سیستم است که عملکرد و پتانسیل سرمایش را تعیین می‌نماید. پس از یکسان‌سازی شرایط مدل عددی با نمونه آزمایشگاهی توسعه یافته، اعتبارسنجی مدل با مقایسه تخمین مدل از دمای خروجی کانال عرضه و مقدار اندازه‌گیری شده آن در آزمایشگاه، انجام می‌شود.

برای اطمینان از توانایی مدل در شبیه‌سازی عملکرد سیستم، هجده آزمایش توسط ریانگوپلایکول و همکاران در دما، نسبت رطوبت و دی‌های مختلف هوای ورودی انجام شده و دمای هوای عرضه در خروجی سیستم اندازه‌گیری و ثبت شده است [9]. جزئیات آزمایش‌ها در جدول 2 نمایش داده شده است. روند آزمایش‌ها بدین ترتیب است که ابتدا دما، نسبت رطوبت، سرعت هوای ورودی و سرعت هوای بازگشتی به کانال تر اندازه‌گیری و ثبت می‌شود و پس از پایا شدن سیستم، دمای هوای عرضه در خروجی اندازه‌گیری می‌گردد. فشار استاندارد محیط 101 kPa بوده است. دی‌جیریان هوا توسط پادسنچ سیم داغ¹ (±5%) و دمای هوای ورودی و خروجی سیستم با ترموموپل‌های نوع k (±0.2 °C) اندازه‌گیری شده است. اطلاعات بیشتر در مورد نمونه آزمایشگاهی توسعه یافته در [9] موجود است.

همان‌طور که در "شکل 6" نمایش داده شده است مقدار پیش‌بینی شده توسط مدل عددی توسعه یافته در این پژوهش با بیشینه خطای ±3.32% عملکرد واقعی سیستم را به خوبی پیش‌بینی می‌نماید. مقدار میانگین خطای در هجده آزمایش بررسی شده حدود 1.27% است. مقایسه این مقادیر با مدل سازی براساس مدل دو بعدی با جریان‌های کاملاً توسعه یافته و استفاده از شرط دیواره شار ثابت با خطای بیشینه 6% و خطای میانگین 2.35% تائید می‌نماید محاسبه شرط مرزی واقعی و جریان‌های در حال توسعه به میزان قابل توجهی بر کاهش خطای مؤثر بوده است.

جهت بررسی تأثیر هر یک از تغییرات مدل در افزایش دقت، ابتدا به مدل سازی دو بعدی با جریان هیدرودینامیکی توسعه یافته پرداخته شد. سپس جریان دو بعدی و در حال توسعه فرض شد و در آخر نتایج با مدل سازی سه بعدی و جریان‌های در حال توسعه مقایسه گردید. جدول 3 دقت مدل در شرایط مختلف را نشان می‌دهد. همان‌طور که مشهود است هر سه تغییر نسبت به مدل‌های پیشین شامل: (1) حل سه بعدی مدل (2) جریان در حال توسعه و (3) شرط مرزی ارتقاء یافته بر روی دیواره به افزایش دقت مدل کمک کرده و تأثیرگذار بوده‌اند. بیشترین اثرگذاری بر دقت مدل مربوط به اصلاح شرط مرزی بر روی دیواره است. با اصلاح این شرط، دما و نسبت رطوبت بر روی دیواره براساس حل همزمان معادلات کوپل شده حاصل می‌گردد که در توزیع دما و نسبت رطوبت در کل سیستم بسیار مؤثر است. کمترین اثر به واسطه ساختار جریان مخالف سیستم مربوط به حل سه بعدی معادلات حاکم بر سیستم است. با توجه به پیچیدگی بیشتر و افزایش قابل توجه حجم محاسبات در حل سه بعدی سیستم برای مسائلی مانند بهینه‌سازی که نیازمند فراخوانی مکرر مدل می‌باشند می‌توان از مدل دو بعدی توسعه یافته استفاده نمود.

5-2-نتایج عددی

براساس "شکل 2"، نتایج بر روی صفحه $z = c$ نمایش داده شده است که به دلیل تقارن موجود، صفحه مرکزی سیستم سرمایش است. "شکل 7 (الف)" و "شکل 7 (ب)" کانتور دما و نسبت رطوبت را برای آزمایش

¹ Hot-wire anemometer

² Type-k thermocouple

جدول ۳ خطای مدل با فرضیات مختلف

Table 3 Model's error under different assumptions

فرضیات	جدول ۲ (٪)	متوجه خطا مدل براساس آزمایش‌های بیشینه خطا مدل براساس آزمایش‌های جدول ۲ (٪)
مدل دوبعدی با جریان کاملاً توسعه یافته [9]	6	2.35
مدل دوبعدی با جریان توسعه یافته هیدرودینامیکی و در حال توسعه حرارتی	5.16	1.84
مدل دوبعدی با جریان در حال توسعه هیدرودینامیکی و حرارتی	3.6	1.61
مدل سه‌بعدی با جریان در حال توسعه هیدرودینامیکی و حرارتی	3.32	1.27

انتظار می‌رود روند افت فشار در جریان آرام و داخلی ثابت بوده و متناسب با دبی است. چون کanal عرضه دبی بالاتری نسبت کanal خروجی دارد افت فشار بیشتری نیز خواهد داشت. توزیع سرعت در "شکل ۷ (د)" نمایش داده شده است. پروفیل سرعت بعد از حدوداً طی 200 mm ثابت شده در نتیجه طول ورودی هیدرودینامیکی حدوداً 16.6% کل طول کanal است.

"شکل ۸ (الف)" دما و شار حرارتی را در دو طرف دیواره جداکننده مطابق "شکل ۲" در محل تلاقی دو صفحه $y = b$ و $z = c$ و $y = a$ نمایش می‌دهد. اختلاف دما به دلیل مقاومت حرارتی دیواره است. مقدار مثبت و منفی شار حرارتی به معنای دریافت و خروج گرماست. در ابتدای کanal خروجی شار در هر دو کanal منفی است که به دلیل نرخ تبخیر بالا، گرما از هر دو کanal گرفته شده است و در ادامه هوای کanal خروجی (شار مثبت) هوای کanal عرضه (شار منفی) را خنک می‌نماید.

نسبت رطوبت و انتقال جرم در امتداد مرز کanal خروجی در "شکل ۸ (ب)" نمایش داده شده است. نسبت رطوبت تعادلی در محل تماس هوا با آب تابعی از دما است. در ابتدای کanal خروجی به دلیل اختلاف نسبت رطوبت تعادلی و هوای ورودی، شار جرمی بالا است و دما افت شدید داشته که منجر به پایین بودن نسبت رطوبت می‌شود. در ادامه افزایش دمای هوای خروجی، نسبت رطوبت تعادلی را افزایش داده که اثر منفی افزایش نسبت رطوبت هوا بر نرخ تبخیر را جبران می‌نماید. به عبارت دیگر هوای کanal خروجی با حرکت در امتداد کanal و دریافت رطوبت از آب موجود بر روی دیواره به تدریج اشاعر می‌شود اما افزایش دمایی که در این کanal به واسطه سرد کردن کanal مجاور حاصل می‌گردد نسبت رطوبت تعادلی بر روی دیواره را افزایش داده که نتیجه آن امکان ادامه تبخیر سطحی است. در انتهای کanal خروجی به دلیل افزایش دما، نسبت رطوبت تعادلی افزایش یافته که نتیجه آن افزایش شار جرمی است. همچنین "شکل ۸ (الف)" و "شکل ۸ (ب)" نشان می‌دهند فرض شرط مرزی دما ثابت و یا شار ثابت که پیش‌تر در بسیاری از پژوهش‌ها بر روی دیواره جداکننده در نظر گرفته می‌شد دقیق نبوده است.

عدد نوسلت و شروود مطابق رابطه (25) و (26) نسبت انتقال حرارت و جرم جابجایی به هدایتی می‌باشد. همان‌طور که در "شکل ۹" نمایش داده شده است در منطقه ورودی کanal‌ها به واسطه درحال توسعه بودن جریان‌ها، نوسلت و شروود مقادیر بیشتری دارند و با توسعه یافتن جریان‌ها این مقادیر کاهش یافته و تقریباً ثابت می‌مانند. عدد نوسلت برای کanal عرضه پس از طی 200 mm (کل طول کanal) به 8 میل نموده و عدد شروود برای کanal خروجی پس از طی 150 mm (کل طول کanal) به عدد 7.86 می‌رسد.

$$Nu = \frac{hD_h}{k} \quad (25)$$

$$Sh = \frac{h_m D_h}{D} \quad (26)$$

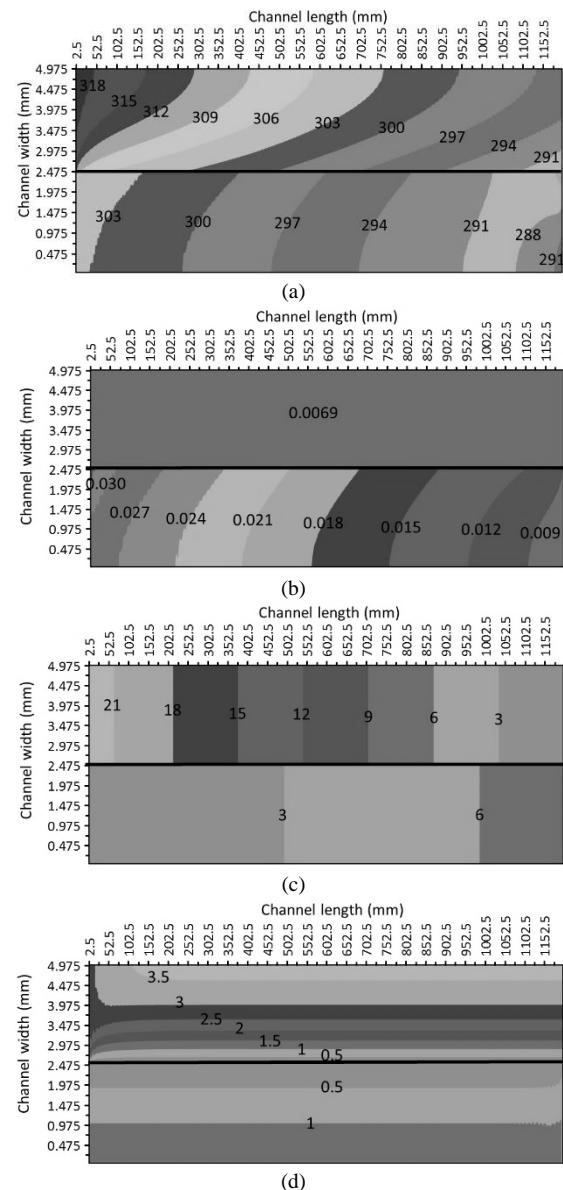


Fig. 7 کانتور بر روی دامنه محاسباتی (الف) دما (K) (ب) نسبت رطوبت (ج) (kg/kg) (c) فشار (m²/s²) (d) سرعت (m/s)

شکل 7 کانتور بر روی دامنه محاسباتی (الف) دما (K) (ب) نسبت رطوبت (ج) (kg/kg) (c) فشار (m²/s²) (d) سرعت (m/s)

تعادلی در دیواره افزایش می‌یابد و اختلاف بیشتر نسبت رطوبت موجب افزایش نرخ تبخیر و نسبت رطوبت هوای خروجی می‌شود (مطابق "شکل 7 (ب)".) به دلیل همین تبخیر افزایش دمای هوای خروجی کanal تر، کمتر است. "شکل 7 (ج)" کانتور فشار در سیستم را نمایش می‌دهد. همان‌طور که

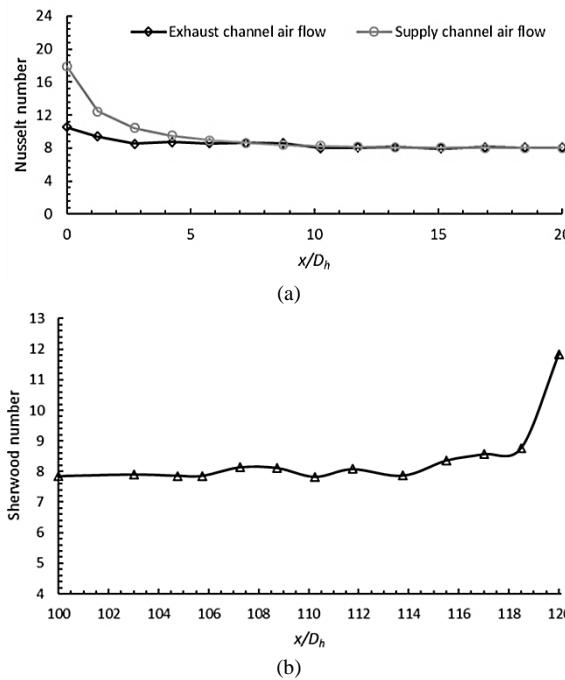


Fig. 9 Parameters of the two streams a) Nusselt number b) Sherwood number

شکل 9 مشخصات جریان‌ها (الف) عدد نوسلت (ب) عدد شروود

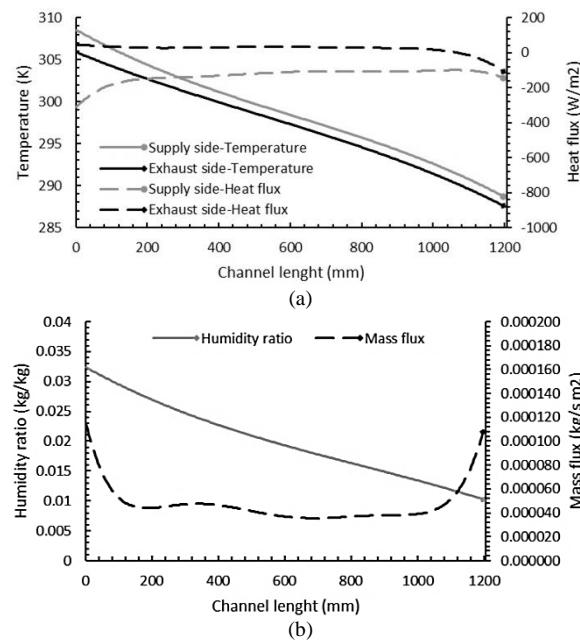


Fig. 8 Distribution of parameters on the separating wall a) Temperature and heat flux b) Humidity ratio and mass flux

شکل 8 توزیع بر روی دیواره جداکننده (الف) دما و شار حرارتی (ب) نسبت رطوبت

و شار جرمی

5-3-آنالیز پارامتریک

با بررسی تأثیر تغییر پارامترها در ک بهتری نسبت به عملکرد سیستم حاصل می‌گردد. بنابراین در این بخش به آنالیز پارامتریک سیستم نقطه‌شبینی پرداخته می‌شود. کارایی نقطه‌شبینی^۱ همان‌طور که در (27) تعریف شده است نسبت تغییر دمای واقعی هوای عرضه به اختلاف دمای خشک و دمای شبین هوای محیط است. در حالت ایده‌آل دمای عرضه سیستم نقطه‌شبینی به دمای شبین هوای محیط می‌رسد. بنابراین کارایی نقطه‌شبینی معیار بسیار مناسبی برای بررسی وضعیت سیستم است که به نوعی اختلاف بین سیستم موجود و حالت ایده‌آل را نمایش می‌دهد. دمای عرضه نیز خود به تنها یکی می‌تواند معیاری برای قضاوت بر عملکرد سیستم باشد. همچنین ظرفیت سرمایشی و ضریب عملکرد^۲ به عنوان متاداول ترین معیارها در سیستم‌های سرمایشی در این بخش مورد بررسی قرار گرفته‌اند. همان‌طور که در (29) نشان داده شده است ضریب عملکرد نسبت ظرفیت سرمایشی به توان مصرفی سیستم است. مطابق (30) توان مصرفی سیستم به دو بخش توان مصرفی فن برای جبران افت فشار جریان هوا در دو کanal و توان مصرفی پمپ آب برای تأمین آب مصرفی تقسیم می‌شود.

تغییر پارامترهای مورد بررسی تنها بر عملکرد فن تأثیر دارد، بجای ضریب عملکرد تأثیر تغییرات بر افت فشار بررسی می‌گردد.

$$\varepsilon_{dp} = \frac{T_{db,s,i} - T_{db,s,o}}{T_{db,am} - T_{dp,am}} \quad (27)$$

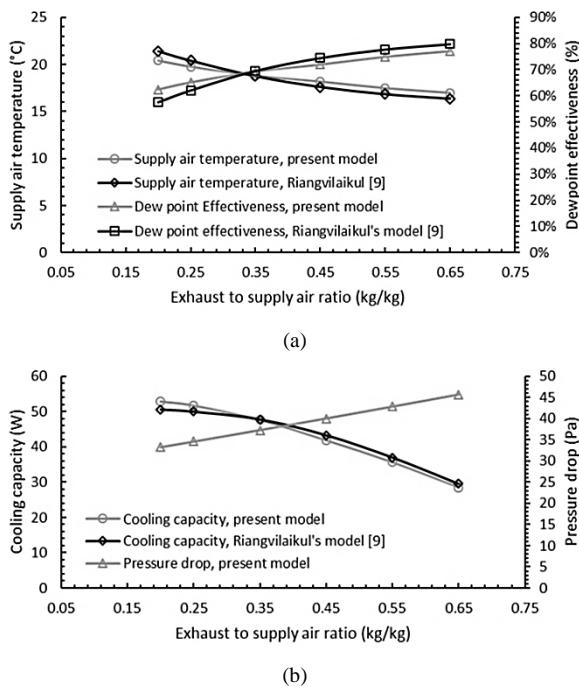
$$Ca = \dot{m}_s(1-r)c_p(T_{s,in} - T_{s,out}) \quad (28)$$

$$COP = \frac{Ca}{Pw} \quad (29)$$

$$Pw = Pw_f + Pw_p \quad (30)$$

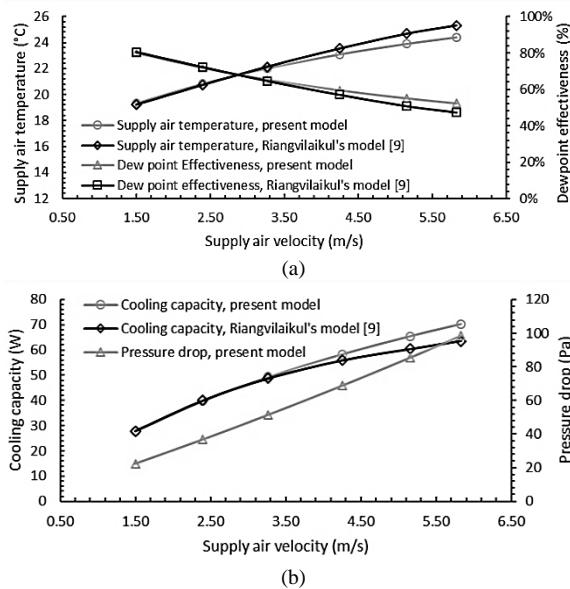
¹ Dew-point effectiveness

² Coefficient of performance



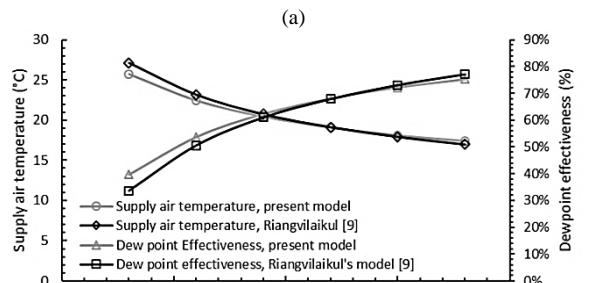
شکل 11 تأثیر نسبت هوای برگشتی بر (الف) دمای عرضه و کارایی نقطه شبنمی (ب) ظرفیت سرمایشی و افت فشار

نسبت از 35.0 بیشتر می شود شبیه کاهش یافته در حالی که در "شکل 11 (ب)" شبیه بیشتر شده است. بنابراین نسبت کمتر از 35.0 برای این سیستم می تواند مناسب باشد.



شکل 10 تأثیر سرعت هوای ورودی بر (الف) دمای عرضه و کارایی نقطه شبنمی (ب) ظرفیت سرمایشی و افت فشار

"شکل 10 (ب)" شبیه بیشتر شده است. بنابراین نسبت کمتر از 35.0 برای این سیستم می تواند مناسب باشد.



شکل 12 تأثیر طول کanal بر (الف) دمای عرضه و کارایی نقطه شبنمی (ب) ظرفیت سرمایشی و افت فشار

ممکن است با کاهش ضخامت سیستم به تعادل جرمی حرارتی برسد. به عبارت دیگر با کاهش ضخامت و انتقال جرم مناسب حاصل از آن، در کanal هوای خروجی، هوای اشباع شده و دیگر امکان دریافت و حفظ رطوبت را نداشته

"شکل 12 (الف)" رابطه بین طول کanal با دمای عرضه و کارایی نقطه شبنمی را برای شرایط ورودی (°C) $T_{s,in} = 35$ و (kg kg⁻¹) $\omega_{s,in} = 0.00857$ نشان می دهد. می توان نتیجه گرفت دمای عرضه با افزایش طول کanal کاهش یافته و کارایی نقطه شبنمی افزایش می یابد. دلیل این امر می تواند افزایش سطح و زمان انتقال حرارت با افزایش طول کanal باشد. اما افزایش طول کanal به معنی افزایش هزینه اولیه و افت فشار نیز می باشد (شکل 12 (ب)). براساس "شکل 12 (ب)" ظرفیت سرمایشی سیستم با افزایش طول کanal به دلیل کاهش دمای عرضه، افزایش می یابد. با افزایش طول کanal به پیش از 900 mm نرخ تغییر پارامترهای کاهش یافته و می توان این مقدار را به عنوان مقدار مناسب بیشینه در نظر گرفت. با کاهش طول کanal نسبت طول ورودی به طول کanal کاهش یافته و درنتیجه تأثیر حذف اثر طول ورودی بیشتر خواهد بود که موجب افزایش خطای مدل ریانگویلایکول می شود.

5-3-3- طول کanal

"شکل 12 (الف)" رابطه بین طول کanal با دمای عرضه و کارایی نقطه شبنمی را برای شرایط ورودی (°C) $T_{s,in} = 35$ و (kg kg⁻¹) $\omega_{s,in} = 0.00857$ نشان می دهد. می توان نتیجه گرفت دمای عرضه با افزایش طول کanal کاهش یافته و کارایی نقطه شبنمی افزایش می یابد. دلیل این امر می تواند افزایش سطح و زمان انتقال حرارت با افزایش طول کanal باشد. اما افزایش طول کanal به معنی افزایش هزینه اولیه و افت فشار نیز می باشد (شکل 12 (ب)). براساس "شکل 12 (ب)" ظرفیت سرمایشی سیستم با افزایش طول کanal به دلیل کاهش دمای عرضه، افزایش می یابد. با افزایش طول کanal به پیش از 900 mm نرخ تغییر پارامترهای کاهش یافته و می توان این مقدار را به عنوان مقدار مناسب بیشینه در نظر گرفت. با کاهش طول کanal نسبت طول ورودی به طول کanal کاهش یافته و درنتیجه تأثیر حذف اثر طول ورودی بیشتر خواهد بود که موجب افزایش خطای مدل ریانگویلایکول می شود.

5-4- ضخامت کanal

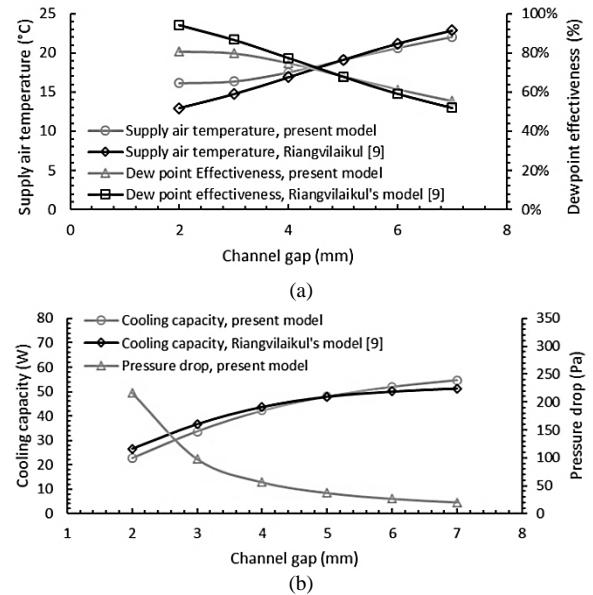
با کاهش ضخامت کanal انتقال جرم و حرارت راحت تر صورت می پذیرد. همان طور که در "شکل 13 (الف)" مشاهده می شود کاهش ضخامت کanal موجب افزایش کارایی نقطه شبنمی و کاهش دمای عرضه می شود. در "شکل 13 (ب)" برای (°C) $T_{s,in} = 35$ و (kg kg⁻¹) $\omega_{s,in} = 0.00857$ می توان نتیجه گرفت ضخامت کanal به کمتر از 4 mm افت فشار را به شدت افزایش می دهد همچنین ضخامت کanal به کمتر از 4 mm کاهش دبی کاهش می دهد. می توان نتیجه گرفت ضخامتی بین 4 mm و 5 mm می تواند مقداری مناسب با توجه به تغییرات شبیه در "شکل 13" باشد.

یافت. بررسی نتایج نشان داد فرض ساده کننده شار ثابت و یا دما ثابت بر روی دیواره دقیق نمی‌باشد و در واقع شار و دما بر روی دیواره جداکننده سیستم متغیر است. عدد نوسلت و شروود در منطقه ورودی کانال‌ها مقادیر بیشتری دارند و با توسعه یافتن جریان‌ها این مقادیر کاهش یافته و تقریباً ثابت می‌مانند. محاسبه شرط مرزی واقعی بر روی دیواره بیشترین تأثیر در افزایش دقت را داشته است درحالی‌که حل سه‌بعدی سیستم با توجه به ساختار جریان مخالف سیستم تأثیر کمتری نشان داد.

آنالیز پارامتریک سیستم نشان داد کاهش سرعت هوای ورودی و افزایش نسبت هوای برگشتی عملکرد سیستم سرمایش را به قیمت کاهش ظرفیت سرمایشی بهبود می‌بخشد. کاهش نسبت ضخامت به طول کانال منجر به کاهش دمای عرضه و افزایش کارایی نقطه‌شنبنی می‌شود اگرچه افزایش افت فشار و هزینه اولیه را به همراه خواهد داشت. همچنین مشخص شد با کاهش طول کانال، ضخامت کانال و افزایش سرعت، بهدلیل افزایش طول ورودی کانال‌ها و عدم توانایی مدل‌های پیشین در پیش‌بینی موقع تعادل حرارتی و چرمی سیستم، خطای آن‌ها نسبت به مدل حاضر افزایش می‌یابد.

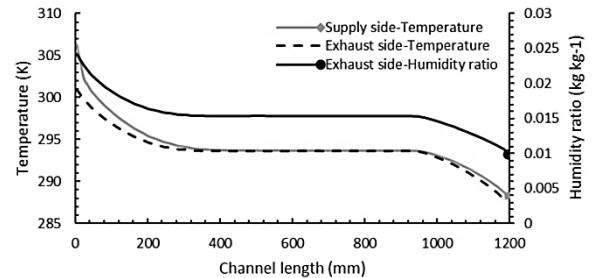
7- فهرست علائم

نیمی از ضخامت کانال (m)	b
نیمی از عرض کانال (m)	c
ظرفیت سرمایشی (W)	Ca
ظرفیت گرمایی ویژه ($J \text{ kg}^{-1} \text{ K}^{-1}$)	c_p
ضریب عملکرد	COP
ضریب نفوذ ($\text{m}^2 \text{ s}^{-1}$)	D
قطر هیدرولیک (m)	D_h
گرمای نهان تبخیر (J kg^{-1})	h_{fg}
ضریب انتقال حرارت جابجا (W $\text{m}^{-2} \text{ K}^{-1}$)	h
ضریب انتقال جرم (m s^{-1})	h_m
ضریب انتقال حرارت هدایتی (W $\text{m}^{-1} \text{ K}^{-1}$)	k
طول کانال (m)	L
دبی جرمی (kg s^{-1})	m
عدد نوسلت	Nu
فشار (Pa)	P
مصرف برق (W)	P_w
شار حرارتی (W m^{-2})	\hat{q}
نسبت هوای برگشتی	r
عدد شروود	Sh
(K)	T
سرعت در جهت x (m s^{-1})	u
سرعت در جهت y (m s^{-1})	v
عرض کانال (m)	W
مختصات (m)	x, y
سمبل‌های یونانی	
ضخامت کانال (m)	δ
لزجت دینامیکی (Pa s)	μ
کارایی	ϵ
چگالی (kg m^{-3})	ρ
ضخامت دیواره (m)	σ



شکل 13 تأثیر ضخامت کانال بر (الف) دمای عرضه و کارایی نقطه‌شنبنی (ب)

ظرفیت سرمایشی و افت فشار



شکل 14 توزیع دما و نسبت رطوبت در دو طرف دیواره جداکننده باضخامت کانال ($\delta=2\text{mm}$)

باشد. در نتیجه فرآیند تبخیر سطحی متوقف و پس از مدتی دمای دو کانال یکسان شده و انتقال حرارتی نیز نخواهد بود. "شکل 14" نشان می‌دهد برای ضخامت 2 mm این اختلاف در سیستم افتاده و سیستم به تعادل رسیده است. پس از نقطه تعادل به‌واسطه عدم وجود اختلاف دما و نسبت رطوبت شار حرارتی و چرمی برابر با صفر است. در این شرایط شار چرمی و حرارتی در کل طول کانال تغییرات زیادی داشته و مدل‌هایی که با فرض شار ثابت توسعه یافته‌اند قابلیت تخمین دقیق را از دست می‌دهند. به همین دلیل مطابق "شکل 13" اختلاف بین مدل توسعه یافته در مقاله حاضر و مدل توسعه یافته توسط ریانگویلاکول و همکاران [9] که براساس فرض شار ثابت بر روی دیواره در طول کانال توسعه یافته است با کاهش ضخامت کانال، افزایش می‌یابد.

6- نتیجه‌گیری

در این مقاله به توسعه مدل عددی سیستم سرمایش تبخیری نقطه‌شنبنی پرداخته شد. در مدل حاضر با در نظر گرفتن سه تغییر اساسی (1) مدل‌سازی سه‌بعدی سیستم (2) در نظر گرفتن شرط مرزی واقعی بر روی دیواره جداکننده و (3) در نظر گرفتن اثر طول ورودی هیدرودینامیکی، حرارتی و چرمی نسبت به مدل‌های پیشین، خطای پیشینه از $\pm/3.3$ به $\pm/3.3$ کاهش

- computational evaluation of a Maisotsenko evaporative cooler at Greek climate, *Energy and Buildings*, Vol. 70, No. 1, pp. 497-506, 2014.
- [9] B. Rianguilaikul, S. Kumar, Numerical study of a novel dew point evaporative cooling system, *Energy and Buildings*, Vol. 42, No. 11, pp. 2241-2250, 2010.
- [10] J. Woods, E. Kozubal, A desiccant-enhanced evaporative air conditioner: Numerical model and experiments, *Energy Conversion and Management*, Vol. 65, No. 1, pp. 208-220, 2013.
- [11] A. Hasan, Indirect evaporative cooling of air to a sub-wet bulb temperature, *Applied Thermal Engineering*, Vol. 30, No. 16, pp. 2460-2468, 2010.
- [12] X. Zhao, J. M. Li, S. B. Riffat, Numerical study of a novel counter-flow heat and mass exchanger for dew point evaporative cooling, *Applied Thermal Engineering*, Vol. 28, No. 14-15, pp. 1942-1951, 2008.
- [13] C. Zhan, X. Zhao, S. Smith, S. B. Riffat, Numerical study of a M-cycle cross-flow heat exchanger for indirect evaporative cooling, *Building and Environment*, Vol. 46, No. 3, pp. 657-668, 2011.
- [14] M. Jradi, S. Riffat, Experimental and numerical investigation of a dew-point cooling system for thermal comfort in buildings, *Applied Energy*, Vol. 132, No. 1, pp. 524-535, 2014.
- [15] J. Lin, K. Thu, T. D. Bui, R. Z. Wang, K. C. Ng, K. J. Chua, Study on dew point evaporative cooling system with counter-flow configuration, *Energy Conversion and Management*, Vol. 109, No. 1, pp. 153-165, 2016.
- [16] Z. Duan, *Investigation of a Novel Dew Point Indirect Evaporative Air Conditioning System for Buildings*, Thesis, University of Nottingham, 2011.
- [17] W. Gao, W. Worek, V. Konduru, K. Adensin, Numerical study on performance of a desiccant cooling system with indirect evaporative cooler, *Energy and Buildings*, Vol. 86, No. 1, pp. 16-24, 2015.
- [18] R. K. Shah, A. L. London, *Laminar Flow Forced Convection in Ducts*, pp. 53-71, New York: Academic Press Inc., 1978.
- [19] W. M. Kays, M. E. Crawford, *Convective Heat and Mass Transfer*, pp. 48-63, New York: McGraw-Hill, 1990.
- [20] S. M. Huang, L. Z. Zhang, K. Tang, L. X. Pei, Fluid flow and heat mass transfer in membrane parallel-plates channels used for liquid desiccant air dehumidification, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol. 55, No. 9, pp. 2571-2580, 2012.
- [21] Y. A. Cengel, *Heat Tranfer a Practical Approach*, pp. 422-423, New York: McGraw-Hill, 2003.
- [22] X. Junzeng, W. E. I. Qi, P. Shizhang, Y. U. Yanmei, Error of saturation vapor pressure calculated by different formulas and its effect on calculation of reference evapotranspiration in high latitude cold region, *Procedia Engineering*, Vol. 28, No. 1, pp. 43-48, 2012.
- [23] H. K. Versteeg, W. Malalasekera, *An Introduction to Computational Fluid Dynamics, the finite volume method*, Second ed, pp. 193-196, United Kingdom: Pearson Education Limited, 2007.

زیرنویس‌ها	(kg kg ⁻¹)	نسبت رطوبت (ω)
هو	a	
محیط	am	
حباب خشک	db	
حباب تر	dp	
کanal خروجی	e	
فن	f	
ورودی	i	
خروجی	o	
پمپ	p	
کanal عرضه	s	
دیواره	w	
بخار آب	Wv	

8- مراجع

- [1] Z. Duan, C. Zhan, X. Zhang, M. Mustafa, X. Zhao, B. Alimohammadiagvand, A. Hasan, Indirect evaporative cooling: Past, present and future potentials, *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, Vol. 16, No. 9, pp. 6823-6850, 2012.
- [2] C. Zhan, Z. Duan, X. Zhao, S. Smith, H. Jin, S. Riffat, Comparative study of the performance of the M-cycle counter-flow and cross-flow heat exchangers for indirect evaporative cooling—paving the path toward sustainable cooling of buildings, *Energy*, Vol. 36, No. 12, pp. 6790-6805, 2011.
- [3] C. Q. Ren, M. Tu, H. H. Wang, An analytical model for heat and mass transfer processes in internally cooled or heated liquid desiccant-air contact units, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol. 50, No. 17, pp. 3545-3555, 2007.
- [4] P. M. Cuce, S. Riffat, A state of the art review of evaporative cooling systems for building applications, *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, Vol. 54, No. 1, pp. 1240-1249, 2016.
- [5] H. Caliskan, I. Dincer, A. Hepbasli, Exergoeconomic, enviroeconomic and sustainability analyses of a novel air cooler, *Energy and Buildings*, Vol. 55, No. 1, pp. 747-756, 2012.
- [6] F. Bruno, On-site experimental testing of a novel dew point evaporative cooler, *Energy and Buildings*, Vol. 43, No. 12, pp. 3475-3483, 2011.
- [7] B. Rianguilaikul, S. Kumar, An experimental study of a novel dew point evaporative cooling system, *Energy and Buildings*, Vol. 42, No. 5, pp. 637-644, 2010.
- [8] E. D. Rogdakis, I. P. Koronaki, D. N. Tertipis, Experimental and