ماهنامه علمى پژوهشى



مهندسی مکانیک مدرس

mme.modares.ac.ir

DOR: 20.1001.1.10275940.1396.17.7.50.2

مدلسازی سهبعدی سیستم سرمایش تبخیری نقطهشبنمی با شرط مرزی ارتقاءیافته و در نظر گرفتن اثر ناحیه ورودی

هامون جعفريان¹، حسين صيادي^{2*}، فرشاد ترابي³

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

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

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

* تھران، صندوق پستى 1939-1935، savyaadi@kntu.ac.ir

چکیدہ	اطلاعات مقاله
در مقاله حاضر به مدلسازی عددی سیستم نقطهشبنمی بهعنوان یک جایگزین برای سیستمهای سرمایشی موجود پرداخته شده است. برخلاف مدلهای متداول پیشین که با فرض دما ثابت و یا شار ثابت 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 بهطوریکه در هر نقطه روی دیواره	مقاله پژوهشی کامل دریافت: 04 اردیبهشت 1396 پذیرش: 11 خرداد 1396 ارائه در سایت: 22 تیر 1396
مجموع شار حرارتی جریانهای دو کانال برابر با گرمای نهان تبخیر باشد. شرط مرزی واقعی با حل همزمان معادلات مومنتوم، انرژی و انتقال جرم بهصورت کوپل 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 توسعهیافته با استفاده از شرط مرزی ارتقاءیافته توزیع دما و نسبت رطوبت را در کل سیستم تخمین میزند. تخمین بهدست آمده از دمای عرضه سیستم در شرایط محیطی مختلف با دادههای آزمایشگاهی مقایسه شده و نتایج نشان میدهد بیشینه خطای 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 نقطه شبنمی، ظرفیت سرمایشی و افت فشار سیستم مطالعه گردید. نتایج نشان میدهد افزایش طول کانال و نسبت هوای	<i>کلید واژگان:</i> سرمایش تبخیری غیرمستقیم سرمایش تبخیری نقطهشبنمی مدلسازی عددی انتقال جرم و حرارت
بازگشتی و کاهش ضخامت کانال و سرعت ورودی هوا موجب بهبود کارایی نقطه شبنمی سیستم شده ولی افت فشار و هزینه اولیه را افزایش داده و ظرفیت سرمایشی را کاهش میدهد.	

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	ABSTRACT
Original Research Paper Received 24 April 2017 Accepted 01 June 2017 Available Online 13 July 2017	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
Keywords: Indirect evaporative cooling Dew-point coolers Numerical modeling Heat transfer Mass transfer	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.

تراكمي است. اين سيكل سرمايش بيش از 100 سال است كه مورد استفاده

1- مقدمه

¹ Vapor Compression Refrigeration Cycle

Please cite this article using:

برای ارجاع به این مقاله از عبارت ذیل استفاده نمایید:

در حال حاضر بازار تهویه مطبوع بیشتر متعلق به سیستمهای سرمایش

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)

میباشد و بهدلیل پیشینه تولید طولانی و حجم بالای تولید دارای مزایای



Fig. 1 Dew-point evaporative cooler a) Stack schematic b) Top view of a channel pair schematic c) Airstreams on the psychrometric chart شكل 1 سيستم سرمايش نقطهشبنمي جريان مخالف الف) شماتيك سيستم ب) نمای بالای یک جفت کانال ج) وضعیت جریان ها در نمودار سایکومتری

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

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 نقطهشبنمی شرط مرزی بر روی دیواره جداکننده کانالهای خشک و مرطوب است. ریانگویلایکول و همکاران [9] در پژوهش خود به مدلسازی عددی سیستم نقطه شبنمی 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

بسیاری از جمله پایداری مناسب، هزینه اولیه پایین، عمر طولانی و ضریب عملكرد مناسب ((2-4) است. اگرچه این فناوري نقطهضعف بزرگي نيز دارد و آن مصرف بالای برق می باشد که در کمپرسور سیستم اتفاق می افتد. 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 بازياب استفاده مىشود. بەدلىل نياز بە محلول جاذب گران قیمت و خورنده، ساختار سیستم پیچیده و درنتیجه هزینه اولیه سیستم بالا میباشد. این سیستمها ضریب عملکرد حرارتی پایین تری در بازه 0.4 تا 1.2 دارند که موجب مصرف بالای انرژی گرمایی می شود. همچنین ساختار پیچیده شامل اجزای فشار بالا و فشار پایین در سیکلها از جذابیت آن می کاهد. 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 درحال توسعهای درزمینه تهویه مطبوع به دست آورده است. ضریب عملکرد بالای این سیستم در بازه 15 الی 20 میباشد که بهمراتب 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 مرطوب شدن آن می گردد. رطوبت بالای هوای عرضه موجب نارضایتی ساکنین است. برای حل این مشکل از سرمایش تبخیری غیرمستقیم استفاده می گردد. در این روش هوای در تماس با آب همزمان با سرد شدن با جریان هوای تازه از محیط در مبدلی تبادل حرارت انجام میدهد و در نتیجه هوای محیط بدون این که مرطوب شود، سرد می شود. بزرگترین مشکل سرمایش تبخیری وابستگی بالای آن به شرایط محیطی می باشد. اختلاف دمای خشک و مرطوب هوای محیط، نیروی محرکه سیستم سرمایش تبخیری است که در محیطهای مرطوب یا معتدل بسیار کم است و ظرفیت سرمایش سیستم را به شدت کاهش می دهد[1]. با ادامه تحقیقات در این زمینه و توسعه سیستم سرمایش نقطه شبنمی، مشکل ظرفیت سرمایش سیستمهای سرمایش تبخیری نیز تا حد زیادی حل شده و سیستم سرمایش نقطهشبنمی خلاف جهت ً به یکی از کارآمدترین سیستمهای سرمایش تبدیل شده است [5-2] که در این مقاله موردبررسی قرار خواهد گرفت.

همان طور در "شكل 1 (الف)" نمايش داده شده است، سيستم نقطه شبنمی مجموعه ای از جفت کانال ها است. "شکل 1 (ب)" نمای بالای یک جفت کانال را نمایش میدهد. در "شکل 1 (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 می شود تا تمامی سطح دیواره را خیس نماید. از یک پمپ آب برای تأمین آب بر روی دیواره استفاده میشود. هوای محیط در حالت 1 وارد کانال عرضه شده و حین حرکت توسط هوای کانال خروجی خنک می شود. در انتهای کانال عرضه (حالت 2) بخشی از جریان عرضه به کانال خروجی برمی گردد و مابقی به سمت محل استفاده هدایت می شود. هوا در حالت 2 دمای تر پایین تری نسبت به حالت 1 و

¹ Coefficient Of Performance

 ² Absorption Cooling Cycle
 ³ Dew point counter flow evaporative cooler

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

وودز و همکاران [10] نیز مدل عددی سیستم نقطه شبنمی 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 میانگین گیری 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 نیوتنی برای حل استفاده شد. بهطور مشابه پژوهشهای دیگری نیز در این زمینه صورت پذیرفته است[17-11]. در این موارد نیز با استفاده از فرض شار ثابت یا دما ثابت بر روی دیواره ضرایب انتقال جرم و حرارت مطابق با منابع كلاسيك [18,19] انتقال جرم و حرارت محاسبه شدهاند. اما بهدلیل کوپل بودن جریان ها بر روی دیواره و همچنین تغییر فاز در کانال خروجی، شرایط متفاوت است و شرط مرزی نه کاملاً شار ثابت و نه دما ثابت می باشد. هوانگ و همکاران در پژوهش خود [20] برای سیستمی مشابه (رطوبت گیر 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 کوپل شدهاند حاصل می گردد. همچنین با در نظر گرفتن جریانها به صورت در حال توسعه می توان به دقت بالاتری دست یافت.

نوآوری مقاله حاضر مدلسازی دقیقتر سیستم سرمایش تبخیری نقطه شبنمی جریان مخالف نسبت به مدلهای پیشین با در نظر گرفتن سه تغییر اساسی است: (1) مدلسازی سه بعدی سیستم (2) در نظر گرفتن شرط 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 می گردد. سپس با اعتبار سنجی مدل نتایج مدل عددی ارائه می گردد.

2- مدلسازی

1-2- فرضيات

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 جريان پايا

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

√ فرض گاز کامل

- سیال مورداستفاده در این سیستم (هوا) نیوتنی است.
 - 🗸 🛛 فرض ثابت بودن مشخصات ترموديناميكي

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

- و چگالی را ثابت فرض نمود.
 - 🗸 فرض جريان آرام

با توجه به سرعت پایین هوا 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 می شود. با توجه به سرعت پایین (بیشینه¹-6 m s)، آرام بودن جریان و ویسکوزیته پایین هوا (18 Pa s) × 1.81) می توان از اتلاف ویسکوز صرفنظر نمود.

فرض ديواره كاملاً 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 سیستم سرمایش تبخیری نقطه شبنمی نخواهد داشت. بنابراین در این پژوهش نیز از آن صرفنظر میشود.

🗸 🛛 فرض تعادل ترموديناميكي در تماس با آب

در کانال تر، که هوا در تماس مستقیم با آب می باشد 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-گرچ^۱ [22] برای محاسبه فشار اشباع به صورت تابعی از دما مورداستفاده قرار گرفته است.

2-2- معادلات حاكم

برای کم کردن حجم محاسبات از تقارن موجود در سیستم استفاده می شود و دامنه محاسباتی کوچک تری انتخاب می گردد تا تعداد سلول های محاسباتی کم تر شود. سیستم در دو جهت عمود برجهت جریان هوا تقارن دارد. "شکل 2" دامنه محاسباتی و محورهای مختصات را نمایش می دهد که مطابق آن، در جهت x دیواره و نیمی از کانال خشک و مرطوب و در جهت z نیز نیمی از عرض کانال به عنوان دامنه محاسباتی در نظر گرفته می شود. در کانال عرضه جریان در جهت x و در کانال خروجی در جهت x – می باشد.

با استفاده از فرضیات بخش 3–1 معادلات پیوستگی، بقای مومنتوم و انرژی برای جریان هوا در کانال عرضه بهصورت روابط (1) تا (5) ساده می شوند که در آنها v_s ، u_s و v_s به ترتیب سرعت هوا (m s⁻¹) در جهت x، y و zاست. P_s فشار (Pa)، μ لزجت دینامیکی هوا (Pa s)، η برابر با چگالی هوا (W m⁻¹K⁻¹)، r_s دمای هوا (K) k ضریب انتقال حرارت هدایتی (W m⁻¹K⁻¹) می باشد.

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

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

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

70

¹ Goff–Gratch



Fig. 2 Calculation domain and coordinate system

شکل 2 دامنه محاسباتی و محورهای مختصات

$$\rho u_{s} \frac{\partial w_{s}}{\partial x} + \rho v_{s} \frac{\partial w_{s}}{\partial y} + \rho w_{s} \frac{\partial w_{s}}{\partial z}$$

$$= -\frac{\partial P_{s}}{\partial z} + \mu \left(\frac{\partial^{2} w_{s}}{\partial x^{2}} + \frac{\partial^{2} w_{s}}{\partial y^{2}} + \frac{\partial^{2} w_{s}}{\partial z^{2}} \right)$$

$$u_{s} \frac{\partial T_{s}}{\partial x} + v_{s} \frac{\partial T_{s}}{\partial y} + w_{s} \frac{\partial T_{s}}{\partial z}$$
(4)

$$= \frac{k}{\rho c_p} \left(\frac{\partial^2 T_s}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T_s}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 T_s}{\partial z^2} \right)$$
(5)

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

$$\frac{\partial u_e}{\partial x} + \frac{\partial v_e}{\partial y} + \frac{\partial w_e}{\partial z} = 0$$

$$\rho u_e \frac{\partial u_e}{\partial x} + \rho v_e \frac{\partial u_e}{\partial y} + \rho w_e \frac{\partial u_e}{\partial z}$$

$$\frac{\partial P_e}{\partial z} \left(\frac{\partial^2 u_e}{\partial z} - \frac{\partial^2 u_e}{\partial z} - \frac{\partial^2 u_e}{\partial z} \right)$$
(6)

$$= -\frac{\partial T_e}{\partial x} + \mu \left(\frac{\partial T_e}{\partial x^2} + \frac{\partial T_e}{\partial y^2} + \frac{\partial T_e}{\partial z^2} \right)$$
(7)
$$\frac{\partial v_e}{\partial x} + \rho v_2 \frac{\partial v_e}{\partial z} + \rho w_2 \frac{\partial v_e}{\partial z}$$

$$\partial x \qquad \partial y \qquad \partial z \\ = -\frac{\partial P_e}{\partial y} + \mu \left(\frac{\partial^2 v_e}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v_e}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 v_e}{\partial z^2} \right)$$
(8)

ρu_e

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

$$u_{e} \frac{c}{\partial x} + v_{e} \frac{c}{\partial y} + w_{e} \frac{c}{\partial z}$$
$$= \frac{k}{\rho c_{p}} \left(\frac{\partial^{2} T_{e}}{\partial x^{2}} + \frac{\partial^{2} T_{e}}{\partial y^{2}} + \frac{\partial^{2} T_{e}}{\partial z^{2}} \right)$$
(10)

$$\frac{\partial \omega}{\partial x} + v_e \frac{\partial \omega}{\partial y} + w_e \frac{\partial \omega}{\partial z}$$
$$= D\left(\frac{\partial^2 \omega_e}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 \omega_e}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 \omega_e}{\partial z^2}\right)$$
(11)

3-2- شرايط مرزى

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 درنتیجه بر روی آن و در جهت عمود تغییری در پارامترها ایجاد نمی شود. بهعبارت دیگر نرخ تغییرات نرمال پارامترها بر روی خطوط تقارن برابر با صفر

سرعت بر روی دیوارهها برابر با صفر خواهد بود (رابطه (16) و رابطه (17)).

$$x = 0, T_s = T_{am}$$
 و $\omega_s = \omega_{am}$ (12)
 $x = L, T_e = T_s$ و $\omega_e = \omega_s$ (13)

است (رابطه (14) و (15)). برای درک بهتر "شکل 3" شرط مرزی بر روی خط تقارن برای سرعت را نمایش میدهد. همچنین بهدلیل شرط عدم لغزش،

$$y = 0$$
, $y = 2b$, $\frac{\partial u_s}{\partial y} = \frac{\partial u_e}{\partial y} = \frac{\partial v_s}{\partial y} = \frac{\partial w_e}{\partial y} = \frac{\partial w_e}{\partial y}$
 $-\frac{\partial v_e}{\partial y} = \frac{\partial T_s}{\partial y} = \frac{\partial T_e}{\partial y} = \frac{\partial \omega_e}{\partial y} = 0$

$$z = c, \quad \frac{\partial u_s}{\partial z} = \frac{\partial u_e}{\partial z} = \frac{\partial v_s}{\partial z} = \frac{\partial v_e}{\partial z} = \frac{\partial v_e}{\partial z} = \frac{\partial w_e}{\partial z} = \frac{\partial w_s}{\partial z}$$
(14)

$$= \frac{3}{\partial z} = \frac{1}{\partial z} = \frac{1}{\partial z} = 0$$
(15)
$$y = b, \quad u_s = u_e = v_s = v_e = w_s = w_e = 0$$
(16)

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

شرط مرزی حرارتی بر روی دیواره در رابطه (18) نمایش دادهشده است که در آن p شار حرارتی (m^{-2} W) است. همان طور که پیش تر اشاره شد شرط مرزی بر روی دیواره نه شار ثابت و نه دما ثابت است. تبخیر آب از جریان هوا در هر دو کانال حرارت جذب می کند، یعنی مجموع شار حرارتی از دو کانال بر روی دیواره ($q_{s}'' + q_{e}''$) برابر با گرمای نهان تبخیر (q_{iatent}') می باشد. 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 می گردد که میتوان با رابطه فوریه مطابق (22) محاسبه گردد. در این رابطه σ_w

$$y = b, \qquad q''_{\text{latent}} = q''_s + q''_e$$
 (18)

$$q_{\text{latent}}^{\prime\prime} = \rho D h_{\text{fg}} \frac{\partial \omega_e}{\partial \gamma} \tag{19}$$

$$q_s'' = k \frac{\partial T_s}{\partial y} \tag{20}$$

$$q_e^{\prime\prime} = k \frac{\partial T_e}{\partial y} \tag{21}$$

$$q''_{w} = \frac{I_{s} - I_{e}}{\frac{\sigma_{w}}{k_{w}}} = q''_{s}$$
(22)

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



Fig. 3 Zero gradient boundary condition on the symmetry lines for velocity

(24) نسبت رطوبت بر روی دیواره حساب میشود. *P*_{wv} فشار جزئی بخارآب و *P*_a فشار کل جریان هوا میباشد.

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

که در آن T* = 373.16/T ، دما براساس کلوین (K) و فشار برحسب کیلو پاسکال (kPa) بوده و ثوابت بهصورت زیر می باشند:

$$C_{1} = -7.90298 \qquad C_{2} = 5.02808
C_{3} = -1.3816 \times 10^{-7} \qquad C_{4} = 11.344
C_{5} = 8.1328 \times 10^{-3} \qquad C_{6} = -3.49149
\omega = 0.62198 \frac{P_{wv}}{P_{a} - P_{wv}} \qquad (24)$$

3- روش حل

معادلات حاكم با استفاده از كتابخانه كدباز ++C این فوم طحل شدند. این نرم-افزار بر پایه روش حجم محدود عمل مینماید. در این مقاله از حل گر توسعه یافته ایکوفوم^۲ استفاده شده است. معادلات انتقال حرارت و جرم و همچنین قابلیت درنظر گرفتن دو سیال بهطور همزمان به این حل گر اضافه شده است. ابتدا برای یافتن توزیع سرعت و فشار معادلات (1)، (2)، (3)، (6)، (7)، (8) و (9) با استفاده از الگوريتم پيسو^٣ حل شدند. پيسو يک روش حل فشار-سرعت است که برای حل تکرارشونده مسائل پایا مورداستفاده قرار می گیرد. پیسو یک گام حدس و دو گام اصلاح کننده دارد. اطلاعات بیشتر در مورد این روش در [23] موجود است. با توجه به شرايط ورودي و مرزى مقدار اوليه منطقی برای دما، فشار، نسبت رطوبت، و سرعت برای کل دامنه محاسباتی فرض می گردد. سپس معادله انرژی برای دو جریان (معادلات (5) و (10)) حل می شود تا توزیع دما و شار بر روی دیواره حاصل گردد. در ادامه معادله (11) انتقال جرم در کانال خروجی حل می شود. در آخر شرط مرزی (18) بررسی می شود چنان چه شرط ارضا نشود 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 همگرایی ⁶-10 برای متغیرها در نظر گرفته شد. همان طور که "شکل 5 "نشان می دهد برای مطالعه موردی، شبکه مش 10×40×40 مناسب است. اختلاف نتایج این شبکه مش و مش 20×50×50 در دمای عرضه کمتر از C^oC است.

4- مطالعه موردی

ریانگویلایکول و همکاران در پژوهش خود [9] به بررسی سیستم سرمایش تبخیری نقطه شبنمی جریان مخالف پرداختند. برای اعتبار سنجی مدل یک نمونه آزمایشگاهی توسعه یافت و آزمایش هایی روی آن انجام شد. نمونه توسعه یافته شامل چهار کانال خشک است که توسط پنج کانال مرطوب در برگرفته شدهاند. ابعاد سیستم در جدول 1 ثبت شده است. دیواره ها از صفحات نازک کتان پوشیده شده که با پالی یورتین[†] جهت جلوگیری از نفوذ رطوبت ساخته شده است.



Fig. 4 Flow chart of solution procedure



شکل 5 بررسی استقلال مش

جدول 1 اندازه ابعاد نمونه مورد بررسی [9]

Table 1 System di	imensions [9]		
واحد	مقدار	سمبل	بعد
mm	5	δ_s	ضخامت كانال عرضه
mm	5	δ_{e}	ضخامت كانال خروجي
mm	1200	L	طول كانال
mm	80	W	عرض كانال
mm	0.5	σ_{w}	ضخامت ديواره

5- نتايج

5–1– اعتبارسنجی مدل

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

¹ OpenFOAM 2.3.0. ² icoFoam

³ PISO (Pressure Implicit with Splitting of Operators)

⁴ Polyurethane

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 توسعهیافته، اعتبارسنجی مدل با مقایسه تخمین مدل از دمای خروجی کانال عرضه و مقدار اندازه گیری شده آن در آزمایشگاه، انجام می شود.

برای اطمینان از توانایی مدل در شبیه سازی عملکرد سیستم، هجده آزمایش توسط ریانگویلایکول و همکاران در دما، نسبت رطوبت و دبیهای مختلف هوای ورودی انجام شده و دمای هوای عرضه در خروجی سیستم اندازه گیری و ثبت شده است [9]. جزئیات آزمایش ها در جدول 2 نمایش داده شده است. روند آزمایش ها بدین ترتیب است که ابتدا دما، نسبت رطوبت، سرعت هوای ورودی و سرعت هوای بازگشتی به کانال تر اندازه گیری و ثبت می شود و پس از پایا شدن سیستم، دمای هوای عرضه در خروجی اندازه گیری می شود و پس از پایا شدن سیستم، دمای هوای ورودی و خروجی اندازه گیری بادسنج سیم داغ^۱ (50±) و دمای هوای ورودی و خروجی سیستم با ترموکوپلهای نوع ۲(۵°±) و دمای هوای ورودی و خروجی سیستم با ترموکوپلهای نوع ۲(۵°±) اندازه گیری شده است. اطلاعات بیشتر در

همانطور که در "شکل 6" نمایش داده شده است مقدار پیش بینی شده توسط مدل عددی توسعه یافته در این پژوهش با بیشینه خطای %3.22± عملکرد واقعی سیستم را به خوبی پیش بینی می نماید. مقدار میانگین خطا در هجده آزمایش بررسی شده حدود %1.21 است. مقایسه این مقادیر با مدل سازی براساس مدل دوبعدی با جریانهای کاملاً توسعه یافته و استفاده از شرط دیواره شار ثابت با خطای بیشینه %6 و خطای میانگین %2.35 تائید می نماید محاسبه شرط مرزی واقعی و جریانهای در حال توسعه به میزان قابل توجهی بر کاهش خطا مؤثر بوده است.

جهت بررسی تأثیر هر یک از تغییرات مدل در افزایش دقت، ابتدا به مدلسازی دوبعدی با جریان هیدرودینامیکی توسعهیافته پرداخته شد. سپس جریان دوبعدی و درحال توسعه فرض شد و در آخر نتایج با مدلسازی سهبعدی و جریانهای در حال توسعه مقایسه گردید. جدول 3 دقت مدل در شرایط مختلف را نشان میدهد. همان طور که مشهود است هر سه تغییر نسبت به مدلهای پیشین شامل: (1) حل سهبعدی 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 می گردد که در توزیع دما و نسبت رطوبت در کل سیستم بسیار مؤثر است. كمترين اثر بهواسطه ساختار جريان مخالف سيستم مربوط به حل سهبعدى معادلات حاکم بر سیستم است. با توجه به پیچیدگی بیشتر و افزایش قابل توجه حجم محاسبات در حل سهبعدی سیستم برای مسائلی مانند بهینهسازی که نیازمند فراخوانی مکرر مدل میباشند میتوان از مدل دوبعدی توسعه يافته 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 3

جدول 2 اطلاعات آزمایشها [9]

Table 2 Test data [9]

st data [9]				
u_e	u_s	$\omega_{s,in}$	$T_{s.in}$	تست
(11/5)	(11/5)	(Kg/Kg)	(L)	#
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

ω_{s,in} : نسبت رطوبت هوای ورودی کانال عرضه u_s : سرعت هوای ورودی کانال عرضه

سرعت هوای ورودی به کانال خروجی: $u_{
m e}$



شکل 6 اعتبارسنجی مدل عددی

مطابق جدول 2 نشان میدهند. همان طور 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 پایین تری دارد خنک می شود. .باندهای رنگی اختلاف دمایی $^{3^{\circ}}$ را نشان میدهند. در ورودی و خروجی کانال ها این باندها باریک ترند که نشانه تغییرات دمایی سریع تر است. در ورودی کانال عرضه تغییرات شدید دمایی به دلیل اختلاف دمای هوای محیط ورودی به سیستم با هوای خروجی کانال تر است.

همانطور که پیش تر توضیح داده شد در انتهای کانال عرضه بخشی از هوا به کانال خروجی برمی گردد و به دلیل اختلاف نسبت رطوبت هوای خشک ورودی و هوای در تعادل با آب، نرخ تبخیر بالایی در ابتدای کانال ورودی رخ می دهد. 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

¹ Hot-wire anemometer

² Type-k thermocouple

Table 3 Model's error under different	assumptions	
بیشینه خطای مدل براساس آزمایشهای	متوسط خطای مدل براساس آزمایشهای	-1 - 1
جدول 2 (./)	جدول 2 (./)	فرصيات
6	2.35	مدل دوبعدی با جریان کاملاً توسعه یافته [9]
5.16	1.84	مدل دوبعدی با جریان توسعه یافته هیدرودینامیکی و درحال توسعه حرارتی
3.6	1.61	مدل دوبعدي با جريان در حال توسعه هيدروديناميكي و حرارتي
3.32	1.27	مدل سهبعدی با جریان در حال توسعه هیدرودینامیکی و حرارتی



Fig. 7 Contours on calculation domain a) Temperature (K) b) Humidity ratio (kg/kg) c) Pressure (m²/s²) d) Velocity (m/s)

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

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

انتظار می رود روند افت فشار در جریان آرام و داخلی ثابت بوده و متناسب با دبی است. چون کانال عرضه دبی بالاتری نسبت کانال خروجی دارد افت فشار بیشتری نیز خواهد داشت. توزیع سرعت در "شکل 7 (د)" نمایش دادهشده است. يروفيل سرعت بعد از حدوداً طي 200 mm ثابت شده درنتيجه طول ورودى هيدروديناميكى حدوداً %16.6 كل طول كانال است.

"شکل 8 (الف)" دما و شار حرارتی را در دو طرف دیواره جداکننده مطابق "شکل 2" در محل تلاقی دو صفحه z = c و y = b را نمایش مىدهد. اختلاف دما بهدليل مقاومت حرارتى ديواره است. مقدار مثبت و منفی شار حرارتی به معنای دریافت و خروج گرماست. در ابتدای کانال خروجی شار در هر دو کانال منفی است که بهدلیل نرخ تبخیر بالا، گرما از هر دو کانال گرفته شده است و در ادامه هوای کانال خروجی (شار مثبت) هوای کانال عرضه (شار منفی) را خنک مینماید.

نسبت رطوبت و انتقال جرم در امتداد مرز کانال خروجی در "شکل 8 (ب)" نمایش داده شده است. نسبت رطوبت تعادلی در محل تماس هوا با آب تابعی از دما است. در ابتدای کانال خروجی بهدلیل اختلاف نسبت رطوبت تعادلی و هوای ورودی، شار جرمی بالا است و دما افت شدید داشته که منجر به پایین بودن نسبت رطوبت می شود. 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. بهعبارتدیگر هوای کانال خروجی با حرکت در امتداد کانال و دریافت رطوبت از آب موجود بر روی دیواره بهتدریج اشباع می شود اما افزایش دمایی که در این کانال به واسطه سرد کردن کانال مجاور حاصل می گردد نسبت رطوبت تعادلی بر روی دیواره را افزایش داده که نتیجه آن امکان ادامه تبخیر سطحی است. در انتهای کانال خروجی بهدلیل افزایش دما، نسبت رطوبت تعادلی افزایش یافته که نتیجه آن افزایش شار جرمی است. همچنین "شکل 8 (الف) و شکل 8 (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 می شد دقیق نبوده است.

عدد نوسلت و شروود مطابق رابطه (25) و (26) نسبت انتقال حرارت و جرم جابجایی به هدایتی می باشند. همان طور که در "شکل 9" نمایش داده شده است در منطقه ورودی کانالها بهواسطه 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 کانال عرضه پس از طی 200 mm (16.6% کل طول کانال) به 8 میل نموده و عدد شروود برای کانال خروجی پس از طی mm 150 (%12.5 کل طول کانال) به عدد 7.86 میرسد.

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

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

24

20



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-آناليز پارامتريک

با بررسی تأثیر تغییر پارامترها درک بهتری نسبت به عملکرد سیستم حاصل می گردد. بنابراین در این بخش به آنالیز پارامتریک سیستم نقطه شبنمی پرداخته می شود. کارایی نقطه شبنمی ^۱ همان طور که در (27) تعریف شده است نسبت تغییر دمای واقعی هوای عرضه به اختلاف دمای خشک و دمای شبنم هوای محیط است. در حالت ایده آل دمای عرضه سیستم نقطه شبنمی به دمای شبنم هوای محیط می رسد. بنابراین کارایی نقطه شبنمی معیار بسیار مناسبی برای بررسی وضعیت سیستم است که به نوعی اختلاف بین سیستم موجود و حالت ایده آل را نمایش می دهد. دمای عرضه نیز خود به تنهایی می تواند معیاری برای قضاوت بر عملکرد سیستم باشد. همچنین ظرفیت سرمایشی و ضریب عملکرد^۲ به عنوان متداول ترین معیارها در سیستمهای نشان داده شده است ضریب عملکرد نسبت ظرفیت سرمایشی به توان مصرفی نشان داده شده است ضریب عملکرد نسبت ظرفیت سرمایشی به توان مصرفی سرمایشی در این بخش مورد بررسی قرار گرفته اند. همان طور که در (29) نشان داده شده است ضریب عملکرد نسبت ظرفیت سرمایشی به توان مصرفی نشان داده شده است ضریب عملکرد نسبت ظرفیت سرمایشی به توان مصرفی نشان داده شده است ضریب عملکرد نسبت ظرفیت سرمایشی به توان مصرفی نشان داده شده است ضریب عملکرد نسبت ظرفیت سرمایشی به توان مصرفی را سرمایشی رای جبران افت فشار جریان هوا در دو کانال و توان مصرفی پمپ آب برای تأمین آب مصرفی تقسیم می شود.

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

$$\varepsilon_{dp} = \frac{I_{db,s,i} - I_{db,s,o}}{T_{db,am} - T_{dp,am}} \tag{27}$$

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

$$COP = \frac{Ca}{Pw} \tag{29}$$

$$Pw = Pw_f + Pw_p \tag{30}$$

¹ Dew-point effectiveness

² Coefficient of performance



Exhaust channel air flow

شکل 9 مشخصات جریان ها الف) عدد نوسلت ب) عدد شروود

از آنجایی که ظرفیت سرمایشی بهعنوان معیاری جدا در نظر گرفته شده است و پارامترهایی که بر عملکرد سیستم نقطه شبنمی مؤثرند عبارتاند از: الف) سرعت هوای ورودی ب) نسبت هوای برگشتی ج) ضخامت کانال د) طول کانال. در این بخش تأثیر تغییر پارامترهای مذکور بر دمای عرضه، کارایی نقطه شبنمی، ظرفیت سرمایشی و افت فشار بررسی می شود. حالت اولیه متغیرها مطابق با جدول 1 و تست 3 جدول 2 است.

5-3-1- سرعت هوای ورودی

"شكل 10" عملكرد سيستم در سرعتهاى مختلف هواى ورودى را نمايش مىدهد. درحالى كه ($^{\circ}$) $36 = T_{s,in} = 0.0112$ (kg kg⁻¹ و ($T_{s,in} = 0.0112$ (kg kg⁻¹ مىباشند. افزايش سرعت هواى ورودى، دبى هواى عرضه را افزايش مىدهد. بهعبارتديگر با افزايش سرعت هواى ورودى، بدون افزايش هزينه بهواسطه افزايش ابعاد سيستم، ظرفيت سرمايشى افزايش مىيابد. اما افزايش افت فشار تنها اثر منفى آن نيست. دماى عرضه افزايش مىيابد اما افزايش افت فشار كاهش مىيابد. همچنين مطابق "شكل 10" با افزايش سرعت كه نتيجه آن افزايش طول ورودى است اختلاف مدل ريانگويلايكول و همكاران [9] كه جريان را توسعهيافته فرض نموده بود و مدل حاضر افزايش مىيابد.

5-3-2- نسبت هوای برگشتی

تأثیر نسبتهای مختلف هوای برگشتی بر روی دمای عرضه، کارایی نقطه $\omega_{s,in} = 5$ و $T_{s,in} = 35$ (2°) شبنمی، ظرفیت سرمایشی و افت فشار برای (2°) 35 = $T_{s,in}$ و $\omega_{s,in}$ و $m_{s,in}$ و $T_{s,in}$ و $T_{s,in}$ و $T_{s,in}$ (kg kg⁻¹) موای برگشتی کارایی نقطه شبنمی را افزایش و دمای عرضه را کاهش میدهد. دلیل این امر افزایش پتانسیل تبخیر در کانال تر می باشد. اما باید کاهش دبی عرضه (کاهش ظرفیت سرمایشی) که با افزایش نسبت هوای برگشتی رخ می دهد را نیز در نظر گرفت. در "شکل 11 (الف)" زمانی که برگشتی رخ می دهد را نیز در نظر گرفت. در "شکل 11 (الف)" زمانی که



Fig. 10 Effects of the inlet air velocities on: a) Supply air temperature and dew-point effectiveness b) Cooling capacity and pressure drop (شكل 10 تأثير سرعت هواى ورودى بر الف) دماى عرضه و كارايى نقطه شبنمى ب ظرفيت سرمايشى و افت فشار

نسبت از 35.0 بیشتر میشود شیب کاهشیافته درحالی که در "شکل 11 (ب)" شیب بیشتر شده است. بنابراین نسبت کمتر از 35.0 برای این سیستم میتواند مناسب باشد.

5-3-3- طول کانال

(%)

effectiveness

/point

Dev

Pressure drop (Pa)

"شكل 12 (الف)" رابطه بين طول كانال با دماى عرضه و كارايى نقطه شبنمى را براى شرايط ورودى ($^{\circ}$) $T_{s,in} = 35$ و ($^{\circ}$) $T_{s,in} = 300857$ (kg kg⁻¹) مى مىدهد. مى توان نتيجه گرفت دماى عرضه با افزايش طول كانال كاهش يافته و كارايى نقطه شبنمى افزايش مىيابد. دليل اين امر مى تواند افزايش سطح و زمان انتقال حرارت با افزايش طول كانال باشد. اما افزايش طول كانال به معنى افزايش هزينه اوليه و افت فشار نيز مى باشد (شكل 12 (ب)). براساس "شكل 12 (ب)" ظرفيت سرمايشى سيستم با افزايش طول كانال به دليل كاهش دماى عرضه، افزايش مىيابد. با افزايش طول كانال به بيش از 900 تنمين دماى عرضه، افزايش مىيابد. با افزايش طول كانال به دليل مناسب بيشينه در نظر گرفت. با كاهش طول كانال نسبت طول ورودى به مناسب بيشينه در نظر گرفت. با كاهش طول كانال نسبت طول ورودى به بود كه موجب افزايش خطاى مدل ريانگويلايكول مى شود.

5-3-4 ضخامت كانال

با کاهش ضخامت کانال انتقال جرم و حرارت راحت رصورت می پذیرد. همان طور که در "شکل 13 (الف)" مشاهده می شود کاهش ضخامت کانال موجب افزایش کارایی نقطه شبنمی و کاهش دمای عرضه می شود. در "شکل 13 (ب)" برای ($^{\circ}$) 35 $T_{s,in} = 35$ ($^{\circ}$) 7000857 (kg kg⁻¹) و $u_{s,in} = 0.00857$ (kg kg⁻¹) کاهش ضخامت کانال به کمتر از mm 4 افت فشار را به شدت افزایش می دهد همچنین ظرفیت سرمایشی را به دلیل کاهش دبی کاهش می دهد. می توان نتیجه گرفت ضخامتی بین mm 4 و mm 5 می تواند مقداری مناسب با توجه به تغییرات شیب در "شکل 13" باشد.



(b)

Fig. 11 Effects of the return to intake ratio on: a) Supply air temperature and dew-point effectiveness b) Cooling capacity and pressure drop

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



Fig. 12 Effects of the channel length on: a) Supply air temperature and dew-point effectiveness b) Cooling capacity and pressure drop شكل 12 تأثير طول كانال بر الف) دماى عرضه و كارايى نقطه شبنمى ب) ظرفيت سرمايشى و افت فشار

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



Fig. 13 Effects of the channel gap on: a) Supply air temperature and dew-point effectiveness b) Cooling capacity and pressure drop شکل 13 تأثیر ضخامت کانال بر الف) دمای عرضه و کارایی نقطه شبنمی ب)



Fig. 14 Temperature and humidity ratio on both sides of separating wall (δ=2mm)

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

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 اتفاق در سیستم افتاده و سیستم به تعادل رسیده است. یس از نقطه تعادل بهواسطه عدم وجود اختلاف دما و نسبت رطوبت شار حرارتی و جرمی برابر با صفر است. در این شرایط شار جرمی و حرارتی در کل طول کانال تغییرات زیادی داشته و مدل هایی که با فرض شار ثابت توسعه یافته اند قابلیت تخمین دقیق را از دست می دهند. به همین دلیل مطابق "شكل 13" اختلاف بين مدل توسعه يافته در مقاله حاضر و مدل توسعه یافته توسط ریانگویلایکول و همکاران [9] که براساس فرض شار ثابت بر روی دیواره در طول کانال توسعه یافته است با کاهش ضخامت کانال، افزايش مىيابد.

6- نتیجه گیری

در این مقاله به توسعه مدل عددی سیستم سرمایش تبخیری نقطه شبنمی پرداخته شد. در مدل حاضر با در نظر گرفتن سه تغییر اساسی (1) مدل سازی سهبعدی سیستم (2) در نظر گرفتن شرط مرزی واقعی بر روی دیواره جداکننده و (3) در نظر گرفتن اثر طول ورودی هیدرودینامیکی، حرارتی و جرمی نسبت به مدل های پیشین، خطای بیشینه از 6٪± به 3.3٪± کاهش

یافت. بررسی نتایج نشان داد فرض ساده کننده شار ثابت و یا دما ثابت بر روی دیواره دقیق نمی باشد 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 درحالی که 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 نقطه شبنمی می شود اگرچه افزایش افت فشار و هزينه اوليه را به همراه خواهد داشت. همچنين مشخص شد با كاهش طول کانال، ضخامت کانال و افزایش سرعت، بهدلیل افزایش طول ورودی کانالها و عدم توانایی مدلهای پیشین در پیشبینی وقوع تعادل حرارتی و جرمی سیستم، خطای آنها نسبت به مدل حاضر افزایش مییابد.

7- فص ست علائم

الهوست عار	بيكا
b	نیمی از ضخامت کانال (m)
с	نیمی از عرض کانال (m)
Ca	ظرفیت سرمایشی (W)
C_p	ظرفیت گرمایی ویژه (J kg ⁻¹ K ⁻¹)
COP	ضريب عملكرد
D	ضریب نفوذ (m² s-1)
D_h	قطر هيدروليک (m)
$h_{ m fg}$	گرمای نهان تبخیر (J kg ⁻¹)
h	ضریب انتقال حرارت جابجایی (W m ⁻² K ⁻¹)
$h_{ m m}$	ضریب انتقال جرم (m s ⁻¹)
k	ضریب انتقال حرارت هدایتی (W m ⁻¹ K ⁻¹)
L	طول کانال (m)
ń	دبی جرمی (kg s ⁻¹)
Nu	عدد نوسلت
Р	فشار (Pa)
$P_{\rm w}$	مصرف برق (W)
<i>q</i> ̈́	شار حرارتی (W m ⁻²)
r	نسبت هوای بر گشتی
Sh	عدد شروود
Т	دما (K)
и	سرعت در جهت x (m s ⁻¹) x
v	سرعت در جهت m s-1) y)
W	عرض کانال (m)
х, у	مختصات (m)
ىمبلھاى يو	نانى
δ	ضخامت کانال (m)
μ	لزجت دینامیکی (Pa s)
3	کارایی
ρ	چگالی (kg m-3)

σ

Downloaded from mme.modares.ac.ir on 2024-05-06

computational evaluation of a Maisotsenko evaporative cooler at Greek climate, *Energy and Buildings*, Vol. 70, No. 1, pp. 497-506, 2014.

- [9] B. Riangvilaikul, 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 counterflow 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 Mcycle 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. U. 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.

ω	نسبت رطوبت (kg kg-1)
زيرنويسها	
а	هوا
am	محيط
db	حباب خشک
dp	حباب تر
e	كانال خروجي
f	فن
i	ورودى
0	خروجى
р	پمپ
8	کانال عرضه
w	ديواره
Wv	بخار آب

8- مراجع

- Z. Duan, C. Zhan, X. Zhang, M. Mustafa, X. Zhao, B. Alimohammadisagvand, 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 crossflow 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. Riangvilaikul, 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