

نوع مقاله: پژوهشی

تاریخ دریافت: ۱۳۹۷/۸/۱۲ تاریخ پذیرش: ۱۳۹۹/۵/۷

## بررسی تجربی عملکرد کولر تبخیری غیرمستقیم جریان عمود و حل عددی جریان هوا در مبدل حرارت-جرم

میثم سعدی

استادیار دانشکده فنی و مهندسی، دانشگاه آزاد اسلامی واحد شاهرود، شاهرود، ایران

m.sadi@iau-shahrood.ac.ir

**چکیده:** در فصول گرم، به منظور ایجاد آسایش، از تجهیزات سرمایشی مختلفی استفاده می‌شود. در ایران، کولر آبی به دلیل سادگی مکانیزم و قیمت مناسب، استفاده فراوانی دارد. برای مدیریت انرژی با توجه به بروز بحران کم‌آبی و نیز افزایش رطوبت هوای سرد تولیدی این نمونه کولرها، نیاز به سیستم‌های سرمایشی دیگر با همان قیمت و کارایی بهتر احساس می‌شود. خالی بودن بازار سرمایش از محصولات سرمایش تبخیری غیرمستقیم در مقایسه با بازار برخی کشورهای پیشرو، نیاز به تحقیق و توسعه این نمونه کولرها را نشان می‌دهد. در این مقاله، نمونه‌ای از کولر سرمایشی تبخیری غیرمستقیم جریان عمود ساخته و عملکرد سرمایشی آن بررسی شده است. بازده حباب مرطوب و بازده نقطه شبنم برای شرایط آب‌وهوایی مختلف محاسبه شده است. همین‌طور حل عددی با مقادیر تجربی مقایسه شده است. نتایج آزمایش‌ها نشان می‌دهند که مبدل مورد آزمایش دمای ورودی  $23^{\circ}\text{C}$  را به  $19/2^{\circ}\text{C}$  و  $42/3^{\circ}\text{C}$  را به  $24/4^{\circ}\text{C}$  می‌رساند؛ به این معنی که با افزایش دمای هوای ورودی، ظرفیت سرمایشی مبدل افزایش می‌یابد. همچنین بیشترین سرمایش، برای دمای هوای ورودی  $42^{\circ}\text{C}$  و نسبت رطوبت  $10/8 \text{ gr/kg}$  حاصل شده است. با افزایش دبی، دمای هوای خروجی از  $20/1^{\circ}\text{C}$  به  $21/7^{\circ}\text{C}$  می‌رسد و حدود  $1/6^{\circ}\text{C}$  افزایش دما اتفاق می‌افتد؛ یعنی دماهای خروجی کمتر با کم شدن دبی هوای ورودی قابل حصول است. به‌طور خلاصه، نتایج نشان می‌دهند که افزایش دما و کاهش رطوبت نسبی هوای ورودی سبب بهبود عملکرد این نمونه کولر می‌شود. همچنین افزایش دبی هوای ورودی هرچند که باعث افزایش دمای هوای خروجی می‌شود، ظرفیت سرمایش را بهبود می‌بخشد.

**واژه‌های کلیدی:** سیکل سرمایش میسوتسنکو، مبدل جریان عمود، بررسی تجربی، بازده حباب مرطوب، بازده نقطه شبنم.

## ۱. مقدمه

رشد سریع جمعیت جهان به همراه رشد اقتصادی و افزایش کیفیت زندگی، سبب تغییر در شیوه زندگی انسان و بهبود امکانات زندگی شده است. این عوامل موجب افزایش مصرف انرژی در جهان شده و نگرانی‌هایی درباره کاهش منابع انرژی و تأثیرات آن بر تغییرات اقلیمی جهان به وجود آورده است. به دلیل تأثیر مستقیم انرژی مصرفی توسط سیستم‌های تهویه مطبوع بر میزان انتشار دی‌اکسید کربن، بهینه‌سازی انرژی مصرفی در سیستم‌های تهویه مطبوع، از جمله راهکارهای مهم مقابله با تغییرات اقلیمی نامطلوب به شمار می‌آید. در نتیجه به منظور مدیریت مصرف انرژی، فناوری سیستم‌های سرمایشی و تهویه مطبوع با پیشرفت سریعی همراه شده است. در میان سیستم‌های سرمایشی موجود، سیستم‌های سرمایش تبخیری به دلایل مصرف پایین انرژی نسبت به سیستم‌های خنک‌کننده تراکمی، استفاده از مبرد سالم و در دسترس بودن آب، فناوری ساخت ساده و عدم نیاز به پیچیدگی‌های طراحی و ساخت، اهمیت ویژه‌ای دارند؛ به عبارت دیگر، سرمایش تبخیری روشی ساده و مؤثر به منظور ایجاد سرمایش است. در کولرهای سرمایش تبخیری مستقیم، جریان هوا به طور مستقیم با آب در ارتباط بوده و با انجام فرایند تبخیر، دمای حباب خشک جریان هوا کاهش می‌یابد. در این روش، علاوه بر کاهش دمای صورت گرفته، رطوبت جریان هوا افزایش می‌یابد؛ هرچند که دمای حباب مرطوب هوا تقریباً ثابت باقی می‌ماند [۱]. امیدوار و شایانی [۲] نگاهی بر سیستم‌های خنک‌کننده تبخیری مستقیم داشته و مزایا و معایب آن‌ها را در کار خود بیان کرده‌اند. افزایش رطوبت در بسیاری از موارد، مورد نیاز نبوده و اثرات نامطلوبی بر سلامت بدن و به ویژه استخوان‌ها خواهد داشت. در مواردی که عدم افزایش رطوبت مدنظر باشد، می‌توان از سیستم‌های سرمایش تبخیری غیرمستقیم استفاده کرد؛ هرچند این نوع از سیستم‌ها به تنهایی راندمان مطلوبی ندارند. به منظور رفع این مشکل، گونه‌ای از سیستم سرمایش تبخیری غیرمستقیم ابداع شده‌اند که در ساختار کولرهایی با نام تجاری کلردار به کار می‌روند. این نوع کولر بر اساس سیکل ترمودینامیکی که توسط دکتر والرئ میسوتسنکو ابداع شده، کار کرده و قادر به سردسازی هوا تا دمایی نزدیک به دمای نقطه شبنم هوای ورودی است. در این سیستم، دما به کمتر از دمای حباب مرطوب می‌رسد، درحالی که هیچ رطوبتی به هوای ورودی اضافه نمی‌شود.

مبدل انتقال جرم و حرارت برگرفته از سیکل ترمودینامیکی میسوتسنکو را که در سیستم‌های سرمایش تبخیری غیرمستقیم

اصلاح شده به کار گرفته می‌شود، می‌توان بر مبنای جهت جریان هوای موجود در کانال خشک و مرطوب تقسیم‌بندی کرد. نوع دیگری از این نمونه کولرها، دارای مبدل‌هایی موسوم به مبدل‌های جریان مخالف هستند. در نوع مبدل جریان مخالف، جریان هوای موجود در کانال خشک در جهت مخالف جریان سیال عامل موجود در کانال مرطوب حرکت می‌کند، که از نظر ساختاری، خود دارای سه نوع متفاوت است. در پژوهش‌های پیشین، بر روی این نمونه کولرها نیز مطالعات گسترده‌ای انجام شده است. همچنین بین نوع جریان عمود و جریان مخالف، مقایسه‌هایی صورت پذیرفته است [۳-۶]. ژان و همکاران [۶] در مقایسه مبدل جریان مخالف با مبدل جریان عمود بیان کردند که مبدل جریان مخالف عملکرد بهتری در تولید هوای خنک از خود نشان می‌دهد؛ هرچند که پیچیدگی بیشتر ساخت سبب شده است که این برتری کمتر به چشم بیاید.

آلونسو و همکاران [۷] یک مدل ساده انتقال جرم و حرارت را به منظور محاسبه دمای هوای خروجی در مبدل جریان عمود توسعه دادند. مدل آلونسو را می‌توان برای شبیه‌سازی دمای هوای خروجی از مبدل جریان عمود کولرهای تبخیری غیرمستقیم با هندسه و شرایط عملیاتی مختلف به کار برد. در این مطالعه، فرض شده است زمانی که فرایند آدیاباتیک و اشباع کامل است، درجه حرارت آب، برابر با دمای هوای اولیه و ثانویه بوده و مدل با استفاده از داده‌های تجربی تأیید شده است. نتایج رضایت‌بخشی بین داده‌های آزمایشگاهی و مدل به دست آمده است. گوا و ژائو [۸] عملکرد مبدل حرارتی جریان عمود را با توجه به سرعت هوای اولیه و ثانویه مختلف و نیز برای چند عرض کانال، به صورت عددی بررسی کردند. برای حل معادلات دیفرانسیلی، روشی عددی استفاده شد. با این حال، دقت مدل عددی با داده‌های تجربی و سایر مدل‌ها مورد تأیید قرار نگرفت، بنابراین تنها به عنوان یک راهنمای تقریبی برای طراحی این نمونه از سیستم‌ها استفاده می‌شود. در مطالعه مذکور نشان داده شد که کوچک‌تر شدن عرض کانال، کاهش رطوبت نسبی هوای ورودی و افزایش نسبت هوای ثانویه به هوای اولیه می‌تواند موجب عملکرد بهتر سیستم شود. بروکس و فیلد [۹] یک نوع کولر تبخیری غیرمستقیم جریان عمود را اختراع کردند. کولر آن‌ها از ورق‌های پلاستیکی شیردار دوجداره ساخته شده است. شیرها با استفاده از روش اکستروژن ایجاد شده‌اند. ورق‌ها به صورتی که مجراهای آن‌ها با هم عمود هستند، کنار هم قرار می‌گیرند. در مطالعه آن‌ها، عواملی که باعث خنک‌کنندگی می‌شوند، شامل توزیع آب، توزیع هوا در ورودی و انتقال حرارت بین کانال‌ها، مورد بررسی

قرار گرفتند. این مطالعه نشان می‌دهد که انتقال حرارت سطحی را می‌توان با زیر کردن سطح افزایش داد.

استفاده از این نمونه کولرها در سیستم‌های تهویه مطبوع به‌همراه سیستم خشک‌کن نیز کاربردهای فراوانی پیدا کرده است؛ زیرا ترکیب سرمایش تبخیری غیرمستقیم به‌همراه خشک‌کن با سیستم‌های تراکمی و سرمایش مستقیم باعث افزایش بازده سرمایش و کاهش هزینه‌ها می‌شود. پان‌دیلیدیس و همکاران [۱۰] با استفاده از روش عددی، سه نمونه تهویه مطبوع خشک‌کن را که با انواع مبدل‌های جریان عمود و جریان مخالف مجهز شده بودند، مورد مطالعه قرار دادند. آن‌ها این سه سیستم را در شرایط مختلف دما، رطوبت هوای محیط و دمای متفاوت هوای برگشتی بررسی کردند. کومینو و همکاران [۱۱] نیز پتانسیل ذخیره انرژی یک سیستم ترکیبی سرمایش تبخیری غیرمستقیم را با سیستم تهویه مطبوع به‌همراه خشک‌کن، بررسی و بیان کردند که در مناطق آب‌وهوایی بسیار گرم، بیشترین ذخیره انرژی حاصل شده و بالاترین ضریب عملکرد نیز اتفاق می‌افتد.

مطالعات و بررسی‌های متعددی نیز توسط محققان داخلی بر روی سیستم‌های سرمایشی مستقیم یا غیرمستقیم انجام شده است. خانکی و همکاران [۱۲] افزایش کارایی سیستم خنک‌کننده تبخیری مستقیم با استفاده از تلفیق آن با یک مخزن آب ذخیره‌کننده انرژی سرمایشی را مورد مطالعه قرار دادند. آب درون این مخزن در طی ساعات شب، سرما را در خود ذخیره کرده و از آن در طول ساعات روز برای کاهش دمای هوای خروجی کولر استفاده می‌کند. کاهش دامنه تغییرات هوای خروجی از سیستم از حدود  $6^{\circ}\text{C}$  به حدود  $3/5^{\circ}\text{C}$ ، مهم‌ترین مزیت سیستم تلفیقی پیشنهادی ذکر شده است. امیدوار و شایانی [۲] چندین نمونه از سیستم‌های سرمایش تبخیری فعال از جمله کولر آبی، کولر اسلینگر، هواشوی و نظایر آن را معرفی و نحوه عملکرد آن‌ها را مقایسه کردند و پس از آن، به بررسی سیستم‌های سرمایش تبخیری مستقیم غیرفعال پرداختند. سیستم‌های غیرفعال دارای فن نیستند و جریان هوا در آن‌ها یا به‌صورت طبیعی یا از طریق ترکیب با برخی سامانه‌های دیگر نظیر دودکش خورشیدی، بادگیر، دیوار تهویه‌شونده و... تأمین می‌شود. در این نوع سیستم‌ها معمولاً بخش قابل توجهی از انرژی مورد نیاز، از منابع تجدیدپذیر تأمین می‌شود. همان‌گونه که قابل مشاهده است، در حوزه سرمایش تبخیری، در ایران، بازار هنوز در دست سیستم سرمایش تبخیری مستقیم است. اما با توجه به پتانسیل و مزیت‌های سیستم سرمایش تبخیری غیرمستقیم میسوتسنکو و سهم این

تکنولوژی در بازار سرمایش جهانی، این اطمینان وجود دارد که این تکنولوژی قادر به گرفتن بخشی از بازار سرمایش در ایران است. اما از بازار سرمایش ایران به‌روشنی پیداست که چنین امری تاکنون رخ نداده است. به همین منظور، با وجود تمام تلاش‌هایی که تاکنون در این حوزه انجام شده، ضروری است تا تحقیقات گسترده‌تری بر روی سیستم میسوتسنکو صورت پذیرد. این زمینه‌ها می‌توانند شامل ساخت انواع این نمونه کولرها و بررسی عملکرد تجربی آن‌ها در شرایط مختلف آب‌وهوایی ایران، بهینه‌سازی هندسی مبدل، ارزیابی ظرفیت سرمایش و بازده انرژی، و نیز کاهش انتشار گازهای گلخانه‌ای ناشی از استفاده این نمونه کولرها باشند. به همین دلیل در این مقاله یک سیستم خنک‌کننده نقطه شبنم با مبدل جریان عمود، طراحی، ساخته و مورد آزمایش قرار می‌گیرد. سپس به‌منظور بررسی عملکرد آن، آزمایش‌هایی در شرایط مختلف دمایی و رطوبتی انجام می‌پذیرد. همچنین برای بررسی اینکه با استفاده از روابط ترمودینامیکی و معادلات انرژی و انتقال جرم، پیش‌بینی رفتار کولر تا چه حد امکان‌پذیر است، معادلات مربوط حل و با نتایج تجربی مقایسه می‌شوند.

## ۲. ساخت کولر و ملاحظات ساخت

برای تبیین اصول کارکرد سیکل ترمودینامیکی میسوتسنکو و شناخت کامل از چگونگی عملکرد ترمودینامیکی یک کولر تبخیری غیرمستقیم، نمونه آزمایشگاهی این کولر برای بررسی بیشتر ساخته شده است. مراحل ساخت طی چهار مرحله طراحی مبدل، تهیه وسایل مورد نیاز، ساخت مبدل و در نهایت ساخت کولر انجام شده است. مبدل‌های جریان عمود به‌علت مشکل در ساخت، از لحاظ صنعتی مقرون‌به‌صرفه نیستند اما بازده بالای آن‌ها دلیل ادامه تحقیق بر روی این نمونه از کولرهاست. مشکلات دیگر آن‌ها سیستم سخت آبرسانی، سختی هدایت هوای خشک به‌سمت کانال‌های مرطوب و نحوه سوراخ‌کاری صفحات است. تمامی مبدل‌های جریان عمود طراحی شده، دارای سیستم آبرسانی منحصربه‌فردی هستند که فقط مخصوص آن مبدل است. علت منحصربه‌فرد بودن، نحوه تفکیک هوای ورودی از سیال عامل است. برای تعیین موقعیت سوراخ‌های مبدل، ابتدا تعداد کانال‌های افقی و عمودی مبدل را تعیین و با توجه به ابعاد مبدل و ضخامت فاصله‌دهنده‌ها، عرض کانال‌های افقی و عمودی مشخص می‌شود. در مرحله بعد با توجه به عرض فاصله‌دهنده‌ها و ابعاد صفحات مبدل، نقشه یک صفحه مبدل ترسیم و در آن موقعیت فاصله‌دهنده‌های عمودی و افقی تعیین

مشکل، از دو دوش با ظرفیت آب بالا در بخش بالایی مبدل استفاده شده است که با استفاده از یک پمپ تغذیه می‌شود. مازاد آب پس از خیساندن جاذب‌ها به سمت پایین حرکت کرده و در مخزن پایین جمع می‌شود.

برای انتخاب صفحات یک مبدل حرارتی-جرمی باید به برخی خصوصیات توجه کرد تا انتقال حرارت و جرم را به حداکثر میزان خود رسانید: ۱. از دیدگاه انتقال حرارت، ضریب هدایت حرارتی و ضخامت صفحه تأثیر مستقیمی بر مقاومت حرارتی بین دو کانال دارد؛ ۲. از دیدگاه انتقال جرم، صفحات در کانال مرطوب باید توانایی جذب و حفظ فیلم آب را به‌طور مناسب و یکنواخت بر روی خود داشته باشند؛ ۳. از دیدگاه ساختاری باید دارای استحکام کافی باشند تا بتوانند شکل خود را حفظ کرده و در عملکرد مبدل خللی ایجاد نکنند. ژائو و همکاران [۱۳] با بررسی رابطه انتقال حرارت بین دو کانال مجاور به این نتیجه رسیدند که اگر ضخامت صفحه بین دو کانال از مقداری کمتر باشد، تأثیر ضریب هدایت حرارتی قابل صرف‌نظر کردن است. آن‌ها پس از انجام بررسی‌های لازم به صحت فرضیه خود پی بردند و به این نتیجه رسیدند که صفحات با ضخامتی کوچک‌تر یا مساوی با ۰/۵ میلی‌متر، آنقدر نازک هستند که بتوان از ضریب انتقال حرارت آن‌ها در عمل صرف‌نظر کرد. به همین دلیل در این کار نیز این مقدار، به‌عنوان حداکثر ضخامت مجاز در نظر گرفته شده است. این ماده باید توان تحمل نیروهای وزنی و محیطی را داشته تا با چسبیدن صفحات مبدل به یکدیگر به یک جسم صلب تبدیل شود. مواد موجود در بازار که می‌توان برای این صفحات استفاده کرد، عبارت‌اند از: آلومینیوم، پلیمر پروپیلن، پلیمر ای‌بی‌اس و پلیمر پی‌وی‌سی. در این کولر، برای اولین بار از پلیمر ای بی اس با توجه به هدایت حرارتی و مقاومت خوب مکانیکی استفاده شده است. مقاومت شیمیایی و ترک‌خوردگی خوبی در برابر حلال‌های غیرآلی، بازها و اسیدهای معدنی دارد. این ورق به‌راحتی با دقت بالا قابل ماشین‌کاری است، سخت و از لحاظ ابعادی پایدار بوده و قابل شکل‌دهی با حرارت نیز می‌باشد.

الیاف سلولزی از بهترین مواد جاذب رطوبت هستند. با توجه به بررسی مطالعات گذشته و از آنجا که نوع مبدل انتخابی جریان عمود است، در این نوع مبدل آب از بالا به جاذب تزریق می‌شود. پس بیشترین اهمیت را مکش عمودی رو به پایین دارد. از این رو برای اولین بار، پارچه از جنس صددرصد ویسکوز برای لایه جاذب صفحات انتخاب شد. برای عبور هوا در بین صفحات مبدل باید

می‌شوند. حال با توجه به مسیر کانال‌ها و تقاطع کانال‌های عمودی و افقی، موقعیت سوراخ‌ها تعیین می‌شوند. سوراخ‌ها باید در محل تقاطع کانال‌های مرطوب و کانال‌های خشک قرار گیرند.

مبدل از تعدادی کانال‌های خشک و مرطوب تشکیل شده که دیواره این کانال‌ها در یک سمت با مواد جاذب آب و در سمت دیگر با مواد آب‌گریز پوشانده می‌شود. دیواره کانال خشک معمولاً با استفاده از مواد آب‌گریز پوشانده می‌شود تا از ورود آب به داخل کانال خشک جلوگیری شود. همچنین سطح کانال مرطوب با استفاده از مواد جاذب آبی پوشانده می‌شود که دارای خاصیت موینگی بالایی نیز باشد تا بتواند لایه‌ای از آب را بر روی سطح خود به‌طور یکنواخت حفظ کند. در این صورت، آب موجود بر روی دیواره کانال مرطوب تبخیر شده و به سیال عامل (جریان هوای ثانویه) اضافه می‌شود. صفحات تشکیل‌دهنده کانال‌ها با استفاده از هدایت‌گرهایی از یکدیگر جدا می‌شوند. همچنین این هدایت‌گرها به شبکه‌بندی مناسب کانال‌ها برای گذر هوا کمک می‌کنند. همان‌طور که بیان شد، تفاوت نمونه‌های جریان عمود و جریان مخالف، فقط در جانمایی سوراخ‌ها و تفاوت مسیر جریان سیال عامل و جریان هوای اولیه است که باعث تفاوت شکل جریان خواهد شد و می‌تواند لزوماً تفاوتی در جنس مواد تشکیل‌دهنده نداشته باشند.

در کولرهای جریان عمود، فن هوا معمولاً در ورودی مبدل نصب می‌شود و جریان هوا را در هر دو کانال مرطوب و خشک برقرار می‌سازد. به همین منظور، باید توانایی ایجاد جریان هوا با فشار مناسب را دارا باشد تا بتواند با افت فشار هوا در طول مسیر مقابله کند. قابلیت تنظیم سرعت هوای خروجی، یکی از ویژگی‌های این کولر است. در نمونه‌های جریان مخالف معمولاً یک فن دیگر در انتهای مسیر کانال سیال عامل نصب شده تا این فن برای خروج آسان‌تر هوای سیال عامل از مبدل به کار رود. در نمونه ساخته‌شده فقط از یک فن در ابتدای کولر استفاده شده است.

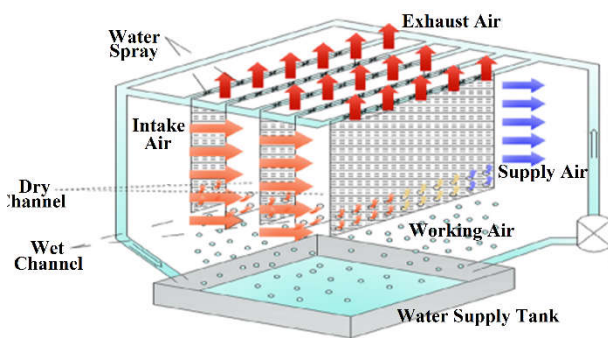
سیستم توزیع آب این نمونه کولرها اغلب شامل تعدادی لوله‌های توزیع‌کننده کوچک جریان آب در بالای مبدل است. به این ترتیب که آب ورودی به این لوله‌ها با استفاده از افشانه‌هایی که روی آن‌ها تعبیه شده است، بر روی کانال‌های مرطوب ریخته می‌شود و بخش اضافی آن مجدداً به مخزن جمع‌کننده آب در پایین مبدل انتقال داده می‌شود. این مخزن دارای یک پمپ است تا گردش آب در کولر به‌طور دائمی صورت گیرد. سیستم توزیع افشانه‌ای به دلیل زیاد ریز کردن آب و کم شدن حجم آب و نیز عدم توزیع خوب، می‌تواند به‌طور کامل جاذب‌ها را خیس نکند. برای رفع

صفحات نسبت به هم فاصله مناسبی داشته باشند. فاصله در نظر گرفته شده ۵ میلی متر لحاظ شد. برای ایجاد این فاصله باید تمهیدی در نظر گرفته شود. در بررسی ها برای ایجاد فاصله بین صفحات، نوعی لاستیک با ارتفاع ۵ و عرض ۵ میلی متر در نظر گرفته شد.

برای اتصال پارچه ها، فاصله دهنده های لاستیکی و صفحات ای بی اسی<sup>۱</sup>، باید نوعی چسب انتخاب شود که علاوه بر قابلیت چسبندگی مناسب، بتواند در برابر رطوبت و آب مقاوم و خاصیت چسبندگی خود را از دست ندهد. از طرفی با لایه بسیار نازکی از آن، بتوان اجزا را به هم چسباند. چسب پاتکس دارای قابلیت چسبندگی خوب در برابر رطوبت بوده و به همین دلیل در این کار از آن استفاده شده است. پس از انتخاب اجزا و مواد، برش کاری، سوراخ کاری و چسباندن صفحات ای بی اسی مبدل حرارتی آماده می شود که در شکل (۱) نمایش داده شده است. در شکل (۲)، نمای کلی کولر مشاهده می شود. فن سانتریفوژ و بدنه در این تصویر دیده می شوند. مبدل حرارتی، درون بدنه کولر جای گرفته است. کانال واگرا فن سانتریفوژ را به بدنه متصل می کند. مخزن آب در بخش پایینی بدنه وجود دارد. کانال بالای بدنه نیز وظیفه هدایت جریان ثانویه به بیرون را انجام می دهد. شکل (۳) به صورت طرحواره، مبدل حرارتی شکل (۱) را نمایش می دهد. در این شکل، راستای دو جریان اولیه و جریان ثانویه (خنک کننده) که عمود بر هم هستند، مشاهده می شود.



شکل (۲): کولر تبخیری غیرمستقیم با مبدل جریان عمود



شکل (۳): طرح واره مبدل جریان عمود [۱۷]

## ۱.۲. تجهیزات اندازه گیری و آنالیز خطا

در این بخش، تجهیزات اندازه گیری معرفی شده و آنالیز خطا برای متغیرهای مسئله انجام می پذیرد. به منظور داده برداری و آزمایش کولر ساخته شده، تجهیزاتی مورد نیاز است تا بتوان پارامترهای عملکرد کولر را اندازه گیری و عملکرد کولر را تجزیه و تحلیل کرد. پارامترهای مهم برای بررسی عملکرد دستگاه عبارتند از: سرعت هوا در کانالها، رطوبت نسبی هوا و دمای هوا. برای اندازه گیری سرعت هوا نوعی دستگاه سرعت سنج که ساخت شرکت پروا با مدل *AVM-301* استفاده می شود. این دستگاه توانایی اندازه گیری سرعت هوا را از ۰ تا ۴۵ متر بر ثانیه دارد. این دستگاه برای اندازه گیری سرعت هوا در خروجی کانالها مناسب است. برای بررسی عملکرد کولر، باید دمای نقطه شبنم، رطوبت نسبی، دمای خشک هوا و همچنین دمای مرطوب هوا اندازه گیری شود. دستگاه رطوبت سنج مورد استفاده ساخت شرکت تس<sup>۲</sup> تایوان است و توانایی اندازه گیری دما، رطوبت نسبی و فشار هوا را دارد. برای اندازه گیری تغییرات دمای هوا دو عدد دماسنج میله ای با محدوده اندازه گیری از ۵۰- تا ۳۰۰ درجه سانتی گراد تهیه شد. در جدول (۱)



شکل (۱): مبدل جریان عمود کولر تبخیری غیرمستقیم

مشخصات تجهیزات ارائه شده است.

جدول (۱): مشخصات تجهیزات اندازه‌گیری

ردیف	ابزار	محدوده	واحد	عدم قطعیت
۱	دماسنج TP3001	۵۰- تا ۳۰۰	°C	۱
۲	رطوبت‌سنج TES-1160	۰ تا ۹۹	%	۳/۰
۳	سرعت‌سنج AVM-301	۰ تا ۴۵	m/s	۰,۲

نظر روی درجه صفر قرار گرفت؛ یعنی دماسنج از نخستین آزمون کالیبره بودن سربلند بیرون آمده است. گام بعدی اطمینان پیدا کردن از درجه‌بندی‌های دماسنج است که برای این کار باید دماسنج را در شرایط استاندارد در آب جوش قرار داد و از آنجا که دمای آب جوش در شهرستان شاهرود، ۹۷ درجه سانتی‌گراد است، درجه‌ای را که دماسنج در این حالت نشان داده، همین دماست. در خصوص کالیبراسیون سرعت‌سنج و رطوبت‌سنج نیز شایان ذکر است که کالیبره کردن این دستگاه‌ها توسط نمایندگی فروش آن‌ها در ایران به‌طور سالانه انجام می‌پذیرد.

### ۳. حل عددی مبدل تبخیری غیرمستقیم جریان عمود

امروزه روش‌های حل عددی و استفاده از نرم‌افزارهای شبیه‌سازی در محاسبات کامپیوتری و علوم مهندسی، کاربرد وسیعی پیدا کرده است و به‌عنوان ابزاری کارآمد در طراحی وسایل مهندسی به کار می‌رود. با توجه به بالا بودن هزینه‌های مربوط به روش‌های تجربی و زمان‌بر بودن این روش‌ها استفاده از روش تجربی در مقایسه با روش‌های عددی محدود می‌شود. نرم‌افزار ایز<sup>۱</sup> یکی از نرم‌افزارهای ترمودینامیکی موجود به‌منظور حل معادلات ترمودینامیکی است. یکی از قابلیت این نرم‌افزار، حل دستگاه معادلات جبری شامل معادلات غیرخطی است. با پردازنده متنی موجود در ایز می‌توان معادلات را بدون توجه به جایگاه متغیرها در برنامه وارد کرد. همچنین ایز می‌تواند معادلات دیفرانسیل و معادلات مختلط را حل کند، محاسبات بهینه‌سازی، رگرسیون خطی و غیرخطی، رسم نمودار با دقت بالا و تحلیل عدم اطمینان را انجام دهد و حتی انیمیشن‌های مهندسی بر پایه محاسبات بسازد.

#### ۱.۳. توصیف ساختار و مدل فیزیکی مبدل

مبدل جریان عمود دارای تعدادی کانال خشک و مرطوب با طول‌های برابر است. در این مبدل، نوارهای پلاستیکی به‌گونه‌ای قرار گرفته‌اند که فواصل بین آن‌ها برابر با فاصله بین دو کانال است. اگر طول هر کانال خشک توسط هدایتگرهای جریان به شش قسمت مساوی تقسیم شود، انتهای سه قسمت از آن کاملاً بسته شده و بر روی سطح این قسمت‌ها تعدادی حفره با فواصل مساوی و قطرهای یکسان تعبیه شده که هوا از طریق آن‌ها از کانال خشک وارد کانال‌های مرطوب مجاور می‌شود.

به‌منظور تحلیل ترمودینامیکی مبدل، اولین قدم در نظر گرفتن المان مورد نظر و یافتن معادلات حاکم بر مسئله است. پس از آن

به‌منظور بررسی اعتبار داده‌ها آنالیز خطا برای اندازه‌گیری‌های دما، رطوبت و سرعت انجام پذیرفته است. خطای بیشینه در پارامترهای مختلف با روش پیشنهادی موفات [۱۴] تخمین زده شده است. اگر یک کمیت تخمین زده شده  $Y$ ، به متغیرهای مستقل  $x$  بستگی داشته باشد، خطا در مقادیر  $Y$  بدین ترتیب تعریف می‌شود.

$$\frac{\partial Y}{Y} = \sqrt{\sum_1^n \left(\frac{\partial x_i}{x_i}\right)^2} \quad (1)$$

که  $\frac{\partial x_i}{x_i}$  خطا در متغیرهای مستقل است. سنسورهای دمایی برای اندازه‌گیری دما مورد استفاده قرار می‌گیرد. دقت اندازه‌گیری این سنسورها ۰/۵ درجه سانتی‌گراد است. ماکزیمم خطای ممکن در اندازه‌گیری دما با استفاده از مقادیر حداقل دمای اندازه‌گیری شده و دقت ابزار اینچنین به دست می‌آید.

$$\frac{\partial T}{T} = \sqrt{\left(\frac{\partial T}{T_{\min}}\right)^2 + \left(\frac{\partial T_{\log}}{T_{\min}}\right)^2} = 0.4\% \quad (2)$$

سنسور رطوبت‌سنج TES1160، برای اندازه‌گیری رطوبت نسبی مورد استفاده قرار می‌گیرد. دقت اندازه‌گیری این سنسور ۳/۰٪ است. ماکزیمم خطای ممکن در اندازه‌گیری رطوبت نسبی با استفاده از مقادیر حداقل رطوبت نسبی اندازه‌گیری شده و دقت ابزار اینچنین به دست می‌آید.

$$\frac{\partial w}{w} = \sqrt{\left(\frac{\partial w_{TESS}}{w_{\min}}\right)^2 + \left(\frac{\partial w_{\log}}{w_{\min}}\right)^2} = 5\% \quad (3)$$

سرعت‌سنج TES1160 برای اندازه‌گیری سرعت مورد استفاده قرار می‌گیرد. دقت اندازه‌گیری آن ۲/۰٪ است. ماکزیمم خطای ممکن در اندازه‌گیری سرعت با استفاده از مقادیر حداقل سرعت اندازه‌گیری شده و دقت ابزار اینچنین به دست می‌آید.

$$\frac{\partial V}{V} = \sqrt{\left(\frac{\partial V_{TESS}}{V_{\min}}\right)^2 + \left(\frac{\partial V_{\log}}{V_{\min}}\right)^2} = 4\% \quad (4)$$

برای کالیبره کردن دماسنج، آن را در شرایط استاندارد در مخلوط آب و یخ مقطر قرار داده، از آنجا که دمای مخلوط آب و یخ مقطر در شرایط استاندارد صفر درجه سانتی‌گراد است، دماسنج مورد

که  $U$  ضریب انتقال حرارت کلی بین فیلم آب و هوای ورودی است و به صورت زیر تعریف می شود [۱۵].

$$U = 1 / \left( h_1 + \frac{\delta}{k_{wall}} + \frac{1}{h_w} \right) \quad (6)$$

که  $h_1$  ضریب انتقال حرارت جابه جایی بین هوای ورودی و دیواره کانال برحسب  $W/(m^2.K)$ ،  $\delta$  ضخامت صفحه جداکننده دو کانال برحسب  $m$  و  $k_{wall}$  ضریب انتقال حرارت هدایت دیواره کانال برحسب  $W/(m.K)$  است. همچنین  $h_w$  ضریب انتقال حرارت بین فیلم آب و دیواره کانال برحسب  $W/(m^2.K)$  است که مقدار آن برای حالتی که فیلم آب در حالت استاتیک است، قابل چشم پوشی و برای حالتی که آب در جریان باشد، تابعی از دبی جرمی فیلم آب روی کانال است. بر اساس این رابطه، زمانی که ضخامت دیواره جداکننده دو کانال کمتر از  $0.5$  میلی متر باشد، اثر ضریب انتقال حرارت هدایت دیواره جداکننده دو کانال قابل چشم پوشی است. در نتیجه، اختلاف دما بین سمت خشک و مرطوب کانال قابل چشم پوشی است. سیال عامل موجود در کانال مرطوب به دلیل تماس مستقیم با فیلم آب روی سطح و قرار گرفتن در معرض فرایند تبخیر مستقیم، همزمان هر دو فرایند انتقال جرم و انرژی را طی می کند. معادله انتقال جرم بین سیال عامل و فیلم آب موجود روی سطح مرطوب به صورت زیر خواهد بود.

$$\dot{m}_{w,a} d\omega = h_m (\rho_{w,s} - \rho_{w,a}) \sigma dA \quad (7)$$

$$d\dot{m}_{water} = -\dot{m}_{w,a} d\omega_{w,a} \quad (8)$$

که  $\rho_{w,s}$  و  $\rho_{w,a}$  به ترتیب بیانگر چگالی سیال عامل در حالت اشباع و چگالی سیال عامل در دمای فیلم آب برحسب  $kg/m^3$  است. عبارت  $\sigma$  در این رابطه بیانگر فاکتور خیزی سطح است که به صورت سطح خیس شده به کل سطح مرطوب مبدل حرارتی تعریف شده و در این مطالعه با توجه به فرض اشباع بودن سطح مرطوب واحد در نظر گرفته می شود. همچنین  $h_m$  بیانگر ضریب انتقال جرم صورت گرفته بین جریان سیال عامل و سطح مرطوب مبدل برحسب  $m/s$  است و با استفاده از تناسب بین انتقال گرما و انتقال جرم به صورت زیر محاسبه می شود [۱۶]:

$$\frac{h}{h_m} = \rho c_p Le^{2/3} \quad (9)$$

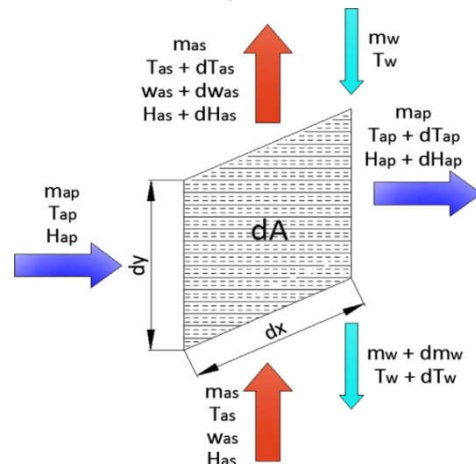
که  $Le$  عدد بی بعد لوییس نام دارد و به صورت پخش گرما به پخش جرم تعریف می شود که در این تحقیق به کمک رابطه زیر محاسبه شد [۱۶]:

$$Le = \frac{k}{\rho c_p D} \quad (10)$$

که  $D$  معرف ضریب نفوذ مولکولی برحسب  $m^2/s$  است و در

فرضیاتی به منظور ساده ساختن فرایند حل در نظر گرفته شده و معادلات حل می شوند. المان در نظر گرفته شده به منظور مدل سازی عددی، شامل نصف ارتفاع یک کانال خشک، نصف ارتفاع یک کانال مرطوب و صفحه جداکننده بین آنهاست. با در نظر گرفتن جریان هوای ورودی، سیال عامل و همچنین فیلم آب موجود بر جداره کانال مرطوب، می توان پی برد که فرایند سرمایش صورت گرفته در مبدل، شامل انتقال هم زمان جرم و انرژی است؛ بنابراین به منظور تحلیل مدل، معادلات انتقال جرم و انرژی با هدف تحلیل رفتار بین هوای موجود در کانال خشک، سیال عامل موجود در کانال مرطوب و فیلم آب روی صفحه جداکننده دو کانال در سمت مرطوب باید به کار گرفته شود.

تجزیه و تحلیل عملکرد حرارتی این نوع کولر تبخیری غیرمستقیم بر اساس این فرضیات انجام شده است. فرایند انتقال جرم و حرارت پایا فرض شده است. هوا گاز تراکم ناپذیر در نظر گرفته شده است. توزیع آب روی سطح کانال مرطوب کاملاً یکنواخت و سطح اشباع فرض می شود. مبادله حرارت با محیط وجود ندارد. ضخامت صفحه جداکننده دو کانال کمتر از  $0.5$  میلی متر است. سایز حفره ها در تمام طول مبدل یکسان است.



شکل (۴): کولر تبخیری غیرمستقیم با مبدل جریان عمود

### ۲.۳. معادلات حاکم

در این بخش، معادلات حاکم بر مبدل انتقال جرم و حرارت میسوتسنکو بررسی می شود. با در نظر گرفتن معادلات بقای جرم و انرژی در المان، فرایند انتقال جرم و حرارت در یک سیستم سرمایش تبخیری غیرمستقیم با معادلات دیفرانسیلی زیر قابل توصیف است. معادله بالانس انرژی برای هوای ورودی به کانال خشک عبارت است از [۱۵]:

$$U(T_{wall} - T_{p,a}) dA = \dot{m}_{p,a} c_{p,a} dT_{p,a} \quad (5)$$

سیالات مختلف با داشتن دما از جداول مربوط محاسبه می‌شود. معادله بالانس انرژی برای سیال عامل موجود در کانال مرطوب و فیلم آب روی سطح، شامل انتقال گرمای صورت گرفته بین سیال عامل و فیلم آب و همچنین هوای موجود در کانال خشک بوده و به صورت زیر است:

$$\frac{l_0}{D_e} = 0.05 Re Pr \quad (19)$$

برای ناحیه ورودی ( $l < l_0$ ) عدد ناسلت به کمک رابطه زیر قابل محاسبه است [۶]:

$$Nu = 1.86 \left( \frac{Re Pr}{1/D_e} \right)^{1/3} \left( \frac{\mu_{a,f}}{\mu_{w,a}} \right)^{0.14} \quad (20)$$

و برای ناحیه کاملاً توسعه یافته ( $l \geq l_0$ ) مقدار عدد ناسلت با توجه به شکل سطح مقطع ورودی کانال از جدول قابل استخراج است.

### ۳.۳. پارامترهای ارزیابی عملکرد کولر

شبیه‌سازی عددی به منظور پیش‌بینی کارایی مدل در نظر گرفته شده از مبدل جرم و حرارت، با تغییر پارامترهای مختلف همانند سرعت هوای ورودی، ابعاد کانال‌ها، نرخ سیال عامل به هوای ورودی و دمای آب اسپری شده روی سطح مرطوب انجام می‌شود. چندین پارامتر مهم به منظور ارزیابی عملکرد مبدل به عنوان نتیجه شبیه‌سازی مطرح شده است. این پارامترهای مهم شامل بازده حباب مرطوب، بازده نقطه شبنم، توان مصرفی سیستم، میزان سرمایش تولیدی و بازده انرژی مبدل است که در ادامه به تعریف آن‌ها پرداخته شده است. کارایی سیستم‌های سرمایش تبخیری به صورت بازده حباب مرطوب تعریف می‌شود. با استفاده از این پارامتر می‌توان سیستم‌های سرمایش تبخیری را طبقه‌بندی کرد. این پارامتر میزان نزدیک شدن دمای هوای فراهم شده توسط مبدل را به دمای حباب مرطوب ورودی بررسی می‌کند [۱۸].

$$\varepsilon_{wb} = \frac{t_{db,in} - t_{db,out}}{t_{db,in} - t_{wb,in}} \quad (21)$$

که در آن،  $\varepsilon_{wb}$  بازده حباب مرطوب،  $t_{db,in}$  دمای حباب خشک هوای ورودی،  $t_{db,out}$  دمای حباب خشک هوای فراهم شده توسط مبدل و  $t_{wb,in}$  دمای حباب مرطوب هوای ورودی هستند. سیستم‌های سرمایش تبخیری غیرمستقیم قابلیت ایجاد سرمایش تا نزدیکی نقطه شبنم را دارند. از این رو به منظور ارزیابی کارایی این سیستم‌ها، بازده نقطه شبنم به صورت زیر تعریف می‌شود؛ که در آن میزان نزدیک شدن دمای هوای فراهم شده توسط مبدل را به دمای نقطه شبنم هوای ورودی می‌توان بررسی کرد [۱۸].

$$\varepsilon_{dp} = \frac{t_{db,in} - t_{db,out}}{t_{db,in} - t_{dp,in}} \quad (22)$$

که در آن،  $\varepsilon_{dp}$  بیانگر بازده نقطه شبنم و  $t_{dp,in}$  دمای نقطه شبنم هوای ورودی به  $\square$  هستند.

$$\dot{m}_{w,a} di_{w,a} = \{i_v h_m (\rho_{w,a} - \rho_{w,s}) s dA + h_2 (T_{wall} - T_{w,a}) dA\} \quad (11)$$

که  $i_v$  آنتالپی بخار آب در دمای فیلم آب و  $i_{w,a}$  آنتالپی سیال عامل موجود در کانال مرطوب برحسب  $KJ/kg$  است و به ترتیب از روابط (۸) و (۹) محاسبه می‌شوند.

$$i_v = cp_v T_w + i_0 \quad (12)$$

که  $i_0$  گرمای نهان تبخیر آب در  $0^\circ C$  برحسب  $KJ/kg$  و  $cp_v$  گرمای ویژه بخار آب برحسب  $KJ/kg.K$  است.

$$i_{w,a} = cp_{w,a} T_{w,a} + \omega_{w,a} i_0 \quad (13)$$

$$cp_{w,a} = cp_{p,a} + \omega_{w,a} cp_v \quad (14)$$

که  $cp_{w,a}$  و  $cp_{p,a}$  به ترتیب گرمای ویژه سیال عامل و گرمای ویژه هوای خشک برحسب  $KJ/kg.K$  است. در نهایت، معادله بالانس انرژی در سطح مشترک صفحه جداکننده دو کانال به صورت زیر است:

$$\dot{m}_{p,a} cp_{p,a} dT_{p,a} + \dot{m}_{w,a} di_{w,a} + \dot{m}_{wat} cp_{wat} dT_{wat} + cp_{wat} T_{wat} + d\dot{m}_{wat} = 0 \quad (15)$$

هنگام بررسی جریان‌های داخلی، اطلاع از وسعت ناحیه ورودی اهمیت دارد. این وسعت به آرام یا متلاطم بودن جریان بستگی دارد. برای مشخص کردن نوع رژیم جریان از عدد بی‌بعد رینولدز استفاده می‌شود که به شکل زیر تعریف می‌شود:

$$Re = \frac{\rho u D_e}{\mu} \quad (16)$$

که  $D_e$  قطر هیدرولیکی کانال برحسب متر است و با تعریف زیر محاسبه می‌شود [۶]:

$$D_e = \frac{4A_c}{P} \quad (17)$$

که در آن،  $A_c$  مساحت مقطع عرضی جریان برحسب  $m^2$  و  $P$  محیط خیس شده برحسب  $m$  است. به منظور تعیین ضریب انتقال حرارت جابه‌جایی در نقطه دلخواهی از کانال رابطه زیر را می‌توان به کار برد [۶].

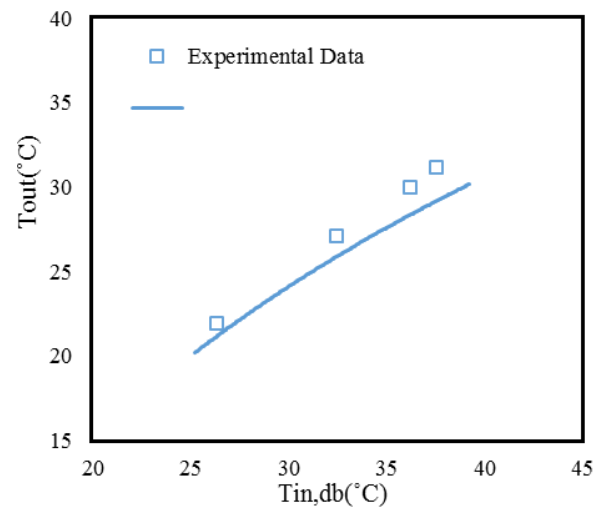
$$h = \frac{Nu D_e}{l} \quad (18)$$

که در آن،  $Nu$  معرف عدد ناسلت جریان هوا بوده و به منظور محاسبه آن در نقطه‌ای معین از کانال، باید به محل قرارگیری نقطه مورد نظر در ناحیه در حال توسعه ( $l < l_0$ ) یا کاملاً توسعه یافته



#### ۴. اعتبارسنجی مدل با داده‌های تجربی

به منظور بررسی صحت و اعتبار مدل در نظر گرفته شده در مطالعه حاضر، نتایج حاصل از مدل‌سازی مبدل با نتایج تجربی مقایسه شد. این بررسی در دماهای مختلف ورودی و مقدار رطوبت نسبی ۳۵٪ انجام پذیرفت. شکل (۵) نشان می‌دهد که مدل‌سازی عددی به خوبی روند تغییرات دمای خروجی بر حسب دمای هوای ورودی را پیش‌بینی می‌کند. حداکثر اختلاف داده‌های تجربی و داده‌های عددی ۶٪ هستند. همان گونه که از شکل (۵) پیداست، مقادیر دمای هوای تولیدی در آزمایش‌ها از مقادیر محاسبه شده از روش عددی، کمی بیشتر است.



شکل (۵): تغییرات دمای خروجی به ورودی برای کار عددی و تجربی

همچنین برای تعیین مقدار انرژی فرایند سرمایش و برای چک کردن دقت آزمایش‌ها، یک آنالیز بالانس انرژی بر مبنای دماهای اندازه‌گیری شده (دمای حباب خشک و مرطوب) و دبی جریان، با دقت بررسی می‌شود. معادله بالانس انرژی برای جریان اول به صورت زیر نوشته می‌شود:

$$Q_1 = \dot{m}_1 c_{p1} (T_{in} - T_{out}) \quad (23)$$

که  $T_{in}$  و  $T_{out}$  به ترتیب دمای جریان هوای ورودی و جریان هوای محصول هستند.  $\dot{m}_1$  هم بخشی از جریان هوای ورودی است که جریان هوای محصول یا تولیدی نامیده می‌شود. معادله بالانس انرژی برای جریان ثانویه به صورت زیر محاسبه می‌شود:

$$Q_2 = \dot{m}_2 (h_{in} - h_{out,wf}) \quad (24)$$

که در آن،  $h_{in}$  و  $h_{out,wf}$  آنالیزی جریان هوای ورودی و آنالیزی جریان هوای سیال عامل خروجی هستند.  $\dot{m}_2$  نیز دبی جریان هوای سیال عامل است. معادله بالانس انرژی برای فیلم آب با استفاده از معادله بالا قابل محاسبه است.

$$Q_w = \dot{m}_w c_w (T_{w,out} - T_{w,in}) \quad (25)$$

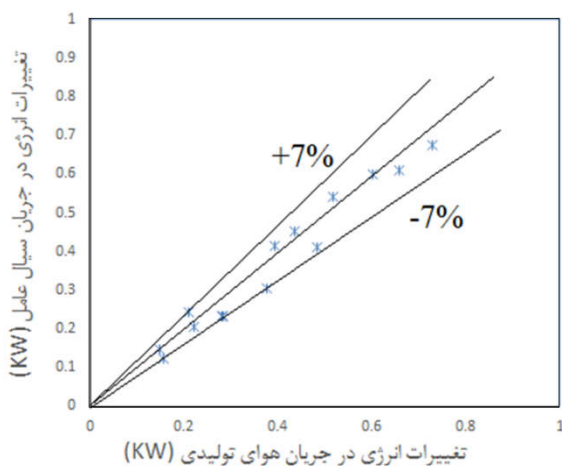
حال معادله بقای انرژی کل برای مبدل حرارتی به صورت زیر قابل تعریف است:

$$Q_1 = Q_w + Q_2 \quad (26)$$

این معادله نشان می‌دهد که مقدار انرژی از دست داده جریان هوای اولیه در کانال خشک می‌بایست با مجموع انرژی جذب شده توسط جریان ثانویه و فیلم نازک آب در کانال مرطوب برابر باشد. این نکته باید مدنظر قرار گیرد که در این مبدل حرارتی که نرخ آب مصرف شده با مقدار تبخیر کاملاً مطابقت و متریبال درون کانال مرطوب در وضعیت اشباع قرار دارد، ظرفیت حرارتی جریان ثانویه یا  $\dot{m}_2 c_{p2}$  نسبت به ظرفیت گرمایی فیلم نازک آب  $\dot{m}_w c_w$  بسیار بزرگ‌تر است. با صرف نظر کردن از حرارت جذب شده توسط فیلم آب در مقایسه با حرارت جذب شده توسط جریان هوای ثانویه، معادله انرژی مطابق رابطه (۲۷) می‌شود:

$$Q_1 \approx Q_2 \quad (27)$$

بررسی اساسی صحت مطالعات تجربی بر مبنای چک معادله انرژی (۲۷) انجام می‌پذیرد. اگر این چک بر حسب تغییر انرژی در جریان اولیه (معادله ۲۳) و نتایج تغییر انرژی برای جریان ثانویه (معادله ۲۴) ارضا گردد، می‌توان از داده‌های تجربی برای آنالیز عملکرد مبدل حرارتی استفاده کرد. نتایج حاضر در شکل (۶) نشان می‌دهد که اغلب حالات این بالانس انرژی با دقت قابل قبول حداکثر حدود ۷٪ ارضا می‌شوند. علاوه بر این، آنالیز خطا برای همه ضرایب بازده تعریف شده بر مبنای روش اختلاف دقیق اجرا شد. نتایج حاصل نشان می‌دهد که عدم قطعیت کلی در حدود ۵٪ برای بازده حباب مرطوب، ۷٪ بازده نقطه شبنم و ۶٪ برای ظرفیت سرمایش مخصوص است.

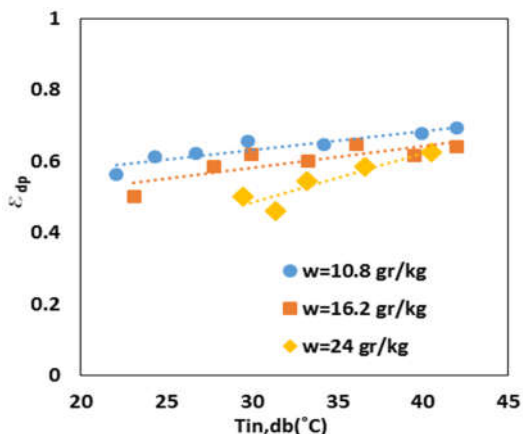


شکل (۶): مقایسه بین تغییرات انرژی سیال عامل و جریان تولیدی

## ۵. بحث و نتیجه گیری

### ۵.۱. بررسی اثرات دما، رطوبت و دبی جریان

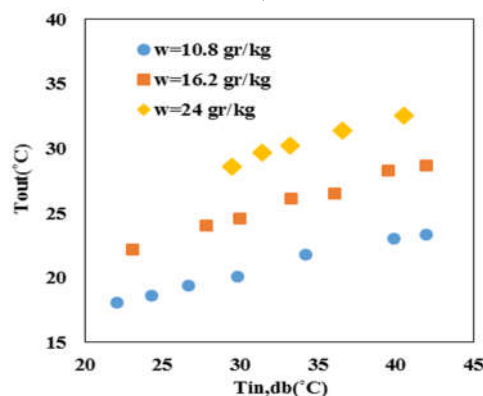
شکل (۷) تا شکل (۱۰) نتایج داده‌های تجربی را نمایش می‌دهند که شامل دمای خروجی، ظرفیت سرمایش مخصوص، بازده حباب مرطوب و بازده نقطه شبنم است. انحراف دمای خروجی جریان هوای اولیه به ۰.۶ می‌رسد. بیشترین اختلاف در دمای خروجی ۱/۳ درجه سانتی‌گراد است. انحراف ظرفیت سرمایش مخصوص تا ۰.۸ و بیشترین اختلاف ظرفیت سرمایش مخصوص بین حل عددی و نتایج تجربی برابر  $2 \text{ KJ}/(\text{kg/s})$  است. ماکزیمم اختلاف نیز برای بازده حباب مرطوب و بازده نقطه شبنم تا مقدار ۰.۷ به دست آمده است.



شکل (۱۰): بازده نقطه شبنم کولر بر حسب دمای ورودی

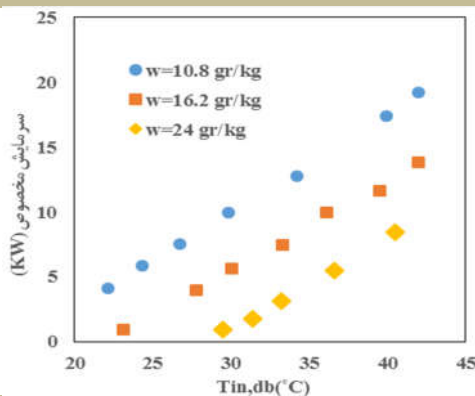
همان گونه که در شکل (۷) دیده می‌شود، رفتار تغییرات دمای هوای خروجی به تغییرات دمای هوای ورودی در نسبت رطوبت‌های ثابت، تقریباً به صورت خطی است. اختلاف دمای بزرگ‌تر بین ورودی و خروجی در دماهای بالاتر جریان هوای ورودی، موجب فرایند تبخیر شدیدتر در کانال مرطوب می‌شود که همین سبب افزایش ظرفیت سرمایش می‌شود. برای مثال مبدل مورد استفاده، دمای ورودی ۲۳ درجه سانتی‌گراد و درصد رطوبت ۵۸٪ را به دمای ۱۹/۲ درجه سانتی‌گراد و هوای ۴۲/۳ درجه سانتی‌گراد و درصد رطوبت ۱۹٪ را به ۲۴/۴ درجه سانتی‌گراد می‌رساند. با مقایسه این دو شرایط می‌توان متوجه شد که اختلاف ۱۹ درجه سانتی‌گراد در دمای هوای ورودی باعث ایجاد اختلاف ۵/۶ درجه سانتی‌گراد در دمای هوای خروجی می‌شود. چنین رفتاری میل افزایشی ظرفیت سرمایشی مخصوص را با افزایش دمای هوای ورودی توضیح می‌دهد.

اما مهم‌ترین فاکتور هوای ورودی که بر عملکرد سرمایشی اثر می‌گذارد رطوبت هوای ورودی است. شکل (۷) و شکل (۸) نشان می‌دهند که افزایش نسبت رطوبت هوای ورودی در شرایط عملکردی مشابه منجر به افزایش دمای محصول خروجی و کاهش عملکرد سرمایشی مبدل حرارتی می‌شود. به روشنی، این مطلب در دیاگرام سایکرومتریک شکل (۱۱) و شکل (۱۲) دیده می‌شود که دو شرایط ورودی با دمای هوای ورودی مشابه ۳۵ درجه سانتی‌گراد ولی با نسبت رطوبت‌های متفاوت  $11/2 \text{ gr/kg}$  و ۲۵ در نظر گرفته شده است. این رفتار به این ترتیب قابل توضیح است که نسبت رطوبت پایین‌تر هوای ورودی، ظرفیت بالاتری در جذب حرارت نهان در کانال مرطوب دارد و لذا شرایط مطلوب‌تری را برای انتقال حرارت محسوس از کانال خشک به کانال مرطوب فراهم می‌آورد. با در نظر گرفتن این نکات، می‌توان بیان کرد که برای دماهای ورودی هوا و نسبت رطوبت هوای ورودی متفاوت، مطلوب‌ترین

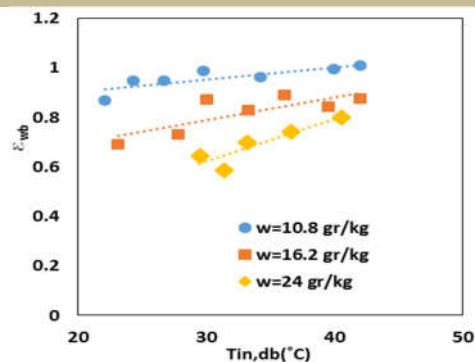


شکل (۷): دمای خروجی کولر بر حسب دمای ورودی برای سه

نسبت رطوبت متفاوت

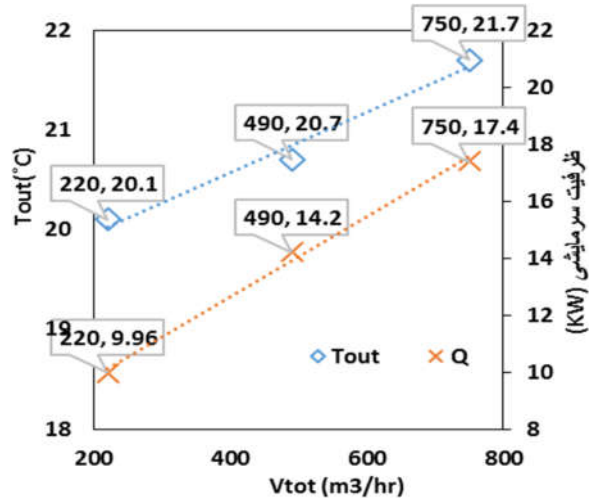


شکل (۸): ظرفیت سرمایش مخصوص کولر بر حسب دمای ورودی



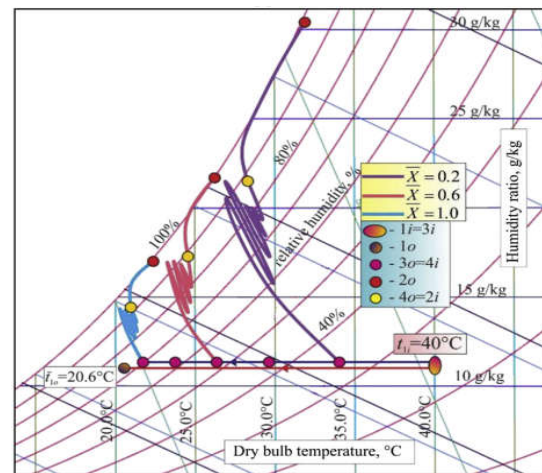
شکل (۹): بازده حباب مرطوب کولر بر حسب دمای ورودی

برای دبی‌های ورودی متفاوت هوای ورودی ارائه می‌دهد. این نتایج نشان می‌دهند که دماهای خروجی کمتری با کم شدن دبی هوای ورودی قابل حصول است. این مسئله می‌تواند مربوط به این حقیقت باشد که سرعت پایین‌تر هوای ورودی، زمان گذر جریان هوا از درون کانال‌های خشک و مرطوب را افزایش می‌دهد و لذا کیفیت انتقال حرارت ارتقا می‌یابد. با افزایش دبی، دمای هوای خروجی از ۲۰/۱ درجه سانتی‌گراد به ۲۱/۷ درجه سانتی‌گراد می‌رسد؛ یعنی حدود ۱/۶ درجه سانتی‌گراد افزایش دما اتفاق می‌افتد. ظرفیت سرمایش با افزایش دبی هوای ورودی به‌طور قابل توجهی از ۹/۹۶ تا ۱۷/۴ کیلووات تغییر می‌کند (شکل (۱۳)). شکل (۱۴) بیانگر بازده حباب مرطوب و بازده نقطه شبنم برای دبی‌های مختلف هوای ورودی است. این شکل نشان می‌دهد که عملکرد بهتری در دبی‌های کمتر هوای ورودی اتفاق می‌افتد. این رفتار به‌وضوح قابل پیش‌بینی بود؛ زیرا دبی‌های ورودی کمتر دارای دمای هوای خروجی پایین‌تری بودند و این کاهش بیشتر دما علت افزایش هرچند ناچیز بازده حباب مرطوب و بازده نقطه شبنم را در دبی‌های کمتر نشان می‌دهد. لازم است به این نکته توجه شود که حساسیت بازده‌های حباب مرطوب و نقطه شبنم به تغییرات دبی هوای ورودی نسبت به ظرفیت سرمایشی بسیار کمتر است. شکل (۱۴) نشان می‌دهد که بازده حباب مرطوب تغییرات زیادی نداشته و بین ۰/۸۹۲ تا ۰/۹۸ تغییر می‌کند و بازده نقطه شبنم بین ۰/۷۱ تا ۰/۷۷ تغییر می‌کند، درحالی‌که ظرفیت سرمایشی در محدوده ۹/۹۶ KW تا ۱۷/۴ تغییر کرده است. به همین منظور این منطقی است که برای کسب ظرفیت سرمایشی بیشتر، دبی هوای ورودی را به قیمت افزایش ناچیز هوای خروجی افزایش دهیم.

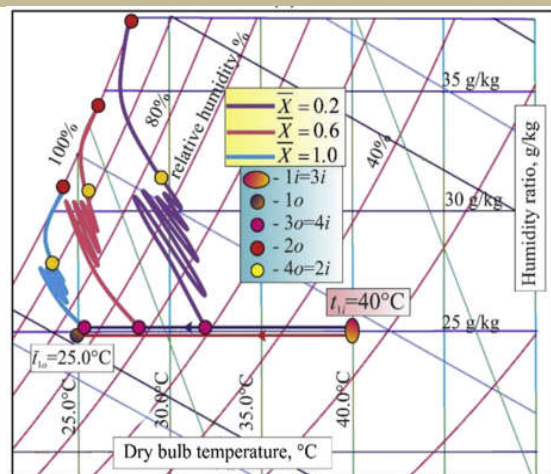


شکل (۱۳): ظرفیت سرمایش مخصوص و دمای خروجی کولر برحسب دمای ورودی برای سه دبی حجمی ورودی

عملکرد سرمایشی مبدل در بالاترین دماها و کمترین نسبت رطوبت‌ها حاصل می‌شود. آنالیز بیشتری برای تعیین ارتباط بین بازده نقطه شبنم، بازده حباب مرطوب و شرایط هوای ورودی لازم است. بر مبنای بیشترین ظرفیت سرمایشی پیش‌بینی‌شده، کولرهای تبخیری برای شرایط آب‌وهوایی گرم و خشک مناسب‌ترین هستند و همان‌طور که در شکل (۹) و شکل (۱۰) مشاهده می‌شود، بازده حباب تر و بازده نقطه شبنم آن‌ها در نواحی خشک بیشتر است. برای مثال برای دمای هوای ورودی ۴۲ درجه سانتی‌گراد و نسبت رطوبت ۱۰/۸ gr/kg، دمای هوای خروجی برابر ۲۳/۵ درجه سانتی‌گراد و ظرفیت سرمایش مخصوص ۱۹/۲ kw/(kg/s) به دست آمد که بیشترین مقدار است.



شکل (۱۱): شبیه‌سازی سرگی آئیزیموف [۱۹] - دمای ورودی ۴۰°C و نسبت رطوبت ۱۱/۲ gr/kg



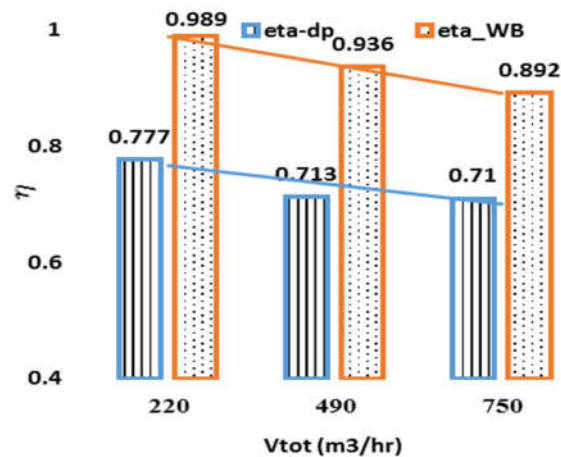
شکل (۱۲): شبیه‌سازی سرگی آئیزیموف [۱۹] - دمای ورودی ۴۰°C و نسبت رطوبت ۲۵ gr/kg

با افزایش دبی هوای ورودی، دبی هوای اولیه و ثانویه نیز به نسبت افزایش می‌یابند. شکل (۱۳) داده‌های تجربی اندازه‌گیری‌شده و نتایج شبیه‌سازی دمای خروجی، ظرفیت سرمایش مخصوص را

### ۶. نتیجه گیری

در این تحقیق، نمونه کولر سرمایش تبخیری غیرمستقیم میسوتسکو ساخته شد و در شرایط مختلف آب و هوایی، در دماهای متفاوت و در چند نسبت رطوبت مختلف آزمایش شد. با ثبت داده‌ها مانند دما، رطوبت نسبی و دبی هوای تأمین و سیال عامل، عملکرد این سیستم مورد بررسی قرار گرفت. نتایج آزمایش‌ها نشان می‌دهند که مبدل مورد آزمایش دمای ورودی  $23^{\circ}\text{C}$  را به  $19/2^{\circ}\text{C}$  و  $42/3^{\circ}\text{C}$  را به  $24/4^{\circ}\text{C}$  می‌رساند. این مقادیر بیانگر افزایش ظرفیت سرمایشی مبدل با افزایش دمای هوای ورودی است. همچنین بیشترین سرمایش برای دمای هوای ورودی  $42^{\circ}\text{C}$  و نسبت رطوبت  $10/8 \text{ gr/kg}$  حاصل شده است. با افزایش دبی، دمای هوای خروجی از  $20/1^{\circ}\text{C}$  به  $21/7^{\circ}\text{C}$  می‌رسد؛ یعنی حدود  $1/6^{\circ}\text{C}$  افزایش دما اتفاق می‌افتد؛ یعنی دماهای خروجی کمتر با کم شدن دبی هوای ورودی قابل حصول است. در آزمایش‌های انجام‌پذیرفته مشاهده شد که افزایش دمای هوای ورودی باعث افزایش مقدار بازده حباب مرطوب و بازده نقطه شبنم می‌شود. کاهش رطوبت نیز اثر مشابهی چون افزایش دما از خود نشان می‌دهد. زمانی که هوای ورودی به کانال‌های مبدل حرارت جرم کولر وارد می‌شوند، با توجه به کم بودن مقدار رطوبت، این جریان هوا پتانسیل بیشتر برای جذب رطوبت در کانال مرطوب دارد. با توجه به افزایش تبخیر آب، حرارت بیشتری از هوا جذب می‌شود و این امر سبب کاهش بیشتر دمای سیال عامل شده و در نهایت موجب سرد شدن بیشتر هوای فراهم‌شده می‌شود. دبی هوای عبوری از مبدل نیز بر عملکرد کولر اثرگذار است. زمانی که جریان هوای بیشتری از درون مبدل عبور می‌کند، به دلیل آنکه بخشی از هوا با توجه به سرعت بیشتری نسبت به گذشته در حال حرکت است، امکان تماس با سطح مرطوب را نداشته و آن بخش از هوا کمتر دچار کاهش دما می‌شود. نتیجه این فرایند می‌شود دمای پایین‌تر سیال عامل و دمای پایین‌تر هوای تولیدی. این افزایش دما در حدود  $1/6$  درجه سانتی‌گراد مشاهده شد. اما ظرفیت سرمایش با توجه به افزایش دبی جریان هوای تولیدی، به‌رغم افزایش دمای هوای تولیدی افزایش می‌یابد. لذا چون در سرمایش محیطی مبنای ظرفیت بیشتر سرمایش است، می‌توان دبی هوای ورودی را افزایش داد؛ هرچند که دمای تولیدی مقداری افزایش می‌یابد.

به نظر نویسنده، برای اجرایی شدن این نمونه از کولرها کماکان نیاز به تحقیق و توسعه در خصوص آن‌ها حس می‌شود تا



شکل (۱۴): بازده حباب مرطوب و بازده نقطه شبنم کولر برحسب دمای ورودی برای سه دبی حجمی ورودی

### ۲.۵. مقایسه نتایج آزمایشگاهی با مطالعات گذشته

در این بخش، عملکرد مبدل حرارتی به‌صورت تجربی تحت شرایط مختلف هوای ورودی بررسی شد. از آنجا که بررسی‌های تجربی این کار مشابه با مطالعات تجربی آنزیموف و همکاران [۱۹] و زوبه و گیلان [۲۰] می‌باشد، مطلوب است که نتایج به‌صورت دقیق‌تری مقایسه شوند. توزیع دمای هوا در کانال‌های خشک و مرطوب سه کار دارای روال‌های مشابهی هستند؛ درحالی‌که مسیر دیاگرام سایکرومتریک جریان هوای سیال عامل در کانال مرطوب، مقداری متفاوت هستند. داده‌های زوبه و گیلان نشان می‌دهند که جریان سیال عامل در کانال مرطوب در ابتدا به‌شدت سرد می‌شود؛ درحالی‌که نسبت رطوبت آن به‌طور چشمگیری افزایش نمی‌یابد و بعد از رسیدن به بخش هوای تولیدی مبدل حرارتی، سیال عامل به شدت مرطوب می‌شود؛ درحالی‌که تبادل حرارت محسوس کمتری را تجربه می‌کند و درست در بخش خروجی کانال مرطوب به حالت اشباع می‌رسد. به نظر می‌رسد که اختلاف این کار با کار آنزیموف و همکاران [۱۹] نکته اساسی نیست و ممکن است مربوط به ویژگی اولیه مطالعه زوبه و گیلان با توجه به تعداد کم نقاط اندازه‌گیری باشد. نتایج کلی این کار را می‌توان با نتایج تجربی گیلان [۲۱] نیز مقایسه کرد. نتایج تجربی مقادیر مشابهی با شاخص‌های عملکرد خروجی کار گیلان نشان می‌دهد. دمای هوای خروجی کار گیلان برای دماهای ورودی مختلف متفاوت از دمای حباب مرطوب جریان هوای ورودی در محدوده  $2/7 \pm 0/55$  - درجه سانتی‌گراد است. این اختلافات ناچیز می‌تواند ناشی از خطای اندازه‌گیری یا تغییرات شرایط محیطی باشد.

با دستیابی به نمونه‌ای کاملاً پربازده، در آینده این سیستم بتواند سهمی از بازار سرمایش را به خود اختصاص دهد.

## سپاسگزاری

نویسنده این مقاله از دانشگاه آزاد اسلامی واحد شاهرود برای حمایت مالی از این طرح پژوهشی، بسیار سپاسگزاری می‌کند.

## فهرست علائم

$U$	سرعت ( $m.s^{-1}$ )
$U$	ضریب انتقال حرارت کلی ( $w.m^{-2}.K^{-1}$ )
$T$	دما (K)

## علائم یونانی

$\epsilon_{dp}$	بازده نقطه شبنم
$\epsilon_{wb}$	بازده حباب مرطوب
$\delta$	ضخامت صفحه جداکننده دو کانال (m)
$\rho$	چگالی ( $kg.m^{-3}$ )
$\mu$	لزجت دینامیکی ( $kg.m^{-1}.s^{-1}$ )
$\sigma$	فاکتور خیسگی سطح
$\omega$	رطوبت نسبی

## زیرنویس‌ها

$db$	حباب خشک
$dp$	نقطه شبنم
$p,a$	هوای تولیدی
$wall$	دیواره
$water$	آب
$w,a$	سیال عامل
$wb$	حباب مرطوب
$w,s$	هوای تولیدی

$A$	سطح مقطع ( $m^2$ )
$Cp$	گرمای ویژه هوای تولیدی ( $J/kg.K$ )
$i_0$	گرمای نهان تبخیر آب در ( $J.kg^{-1}$ )
$I$	آنتالپی ( $J.kg^{-1}$ )
$D$	ضریب نفوذ مولکولی برحسب ( $m^2.s^{-1}$ )
$De$	قطر هیدرولیکی کانال (m)
$h$	ضریب انتقال حرارت جابه‌جایی ( $w.m^{-2}.K^{-1}$ )
$h_m$	ضریب انتقال جرم ( $m.s^{-1}$ )
$K$	ضریب انتقال حرارت هدایت دیواره ( $w.m^{-2}.K^{-1}$ )
$Le$	عدد بی بعد لوییس
$\dot{m}$	دبی ( $kg.s^{-1}$ )
$P$	فشار ( $kg.m^{-1}.s^{-2}$ )
$Pr$	عدد پراوتل
$Re$	عدد رینولدز

## مراجع

- [1] Maerefat, M., Ahmadi, S. and Haghghi, Poshtiri, A., "Investigation and Performance Analysis of a Hybrid Cooling System of Air Underground Channel and Direct evaporative cooler", Modares Mechanical Engineering. Vol. 15, No. 5, pp. 137-144, 2015.
- [2] امیدوار، امیر، شایانی، حامد، «نگاهی بر سیستم‌های خنک‌کننده تبخیری مستقیم فعال و غیرفعال»، دو فصلنامه انرژی‌های تجدیدپذیر و نو، دوره ۱، شماره ۳، صفحه ۲۹-۳۷، ۲۰۱۶.
- [3] Wang, Y., Huang, X. and Li, L., "Comparative Study of the Cross-Flow Heat and Mass Exchangers For Indirect Evaporative Cooling Using Numerical Methods", Energies. Vol. 11, No. 12, pp. 3374, 2018.
- [4] Pandelidis, D., Cichon, A., Pacak, A., Anisimov, S., M. and Drağ, P., "Performance Comparison Between Counter-and Cross-Flow Indirect Evaporative Coolers for Heat Recovery in Air Conditioning Systems in the Presence of Condensation in the Product Air Channels", International Journal of Heat and Mass Transfer. Vol. 130, pp. 757-777, 2019.
- [5] Min, Y., Chen, Y. and Yang, H., "Numerical Study on Indirect Evaporative Coolers Considering Condensation: A Thorough Comparison Between Cross Flow and Counter Flow", International Journal of Heat and Mass Transfer. Vol. 131, pp. 472-486, 2019.
- [6] Zhan, C., Duan, Z., Zhao, X., Smith, S., Jin, H. and Riffat, S., "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.
- [7] Alonso, J.S.J., Rey, F. J., Gomez, E., V. and Plasencia, M., A., "Simulation Model of an Indirect Evaporative Cooler", *Energy and buildings*. Vol. 29, No. 1, pp. 23-27, 1998.
- [8] Guo, X. and Zhao, T., "A Parametric Study of an Indirect evaporative Air Cooler", *International communications in heat and mass transfer*. Vol. 25, No. 2, pp. 217-226, 1998.
- [9] Brooks, B.R. and Field, D.L., *Indirect Evaporative Cooling Apparatus*. 2003, Google Patents.
- [10] Pandelidis, D., Anisimov, S., Worek, W. and Drag, P., "Comparison of Desiccant Air Conditioning Systems with Different Indirect Evaporative Air Coolers", *Energy conversion and management*. Vol. 117, pp. 375-392, 2016.
- [11] Comino, F., de Adana, M.R., and Peci, F., "Energy Saving Potential of a Hybrid HVAC System with a Desiccant Wheel Activated at Low Temperatures and an Indirect Evaporative Cooler in Handling Air in Buildings With High Latent Loads", *Applied Thermal Engineering*. Vol. 131, pp. 412-427, 2018.
- [12] خانکی، منصور، مافی، مصطفی، آجرلو، حمیدرضا، «بهبود عملکرد سیستم سرمایش تبخیری مستقیم با استفاده از مخزن آب ذخیره کننده انرژی»، *مهندسی مکانیک دانشگاه تبریز*، دوره ۴۸، شماره ۱، صفحه ۱۵۹-۱۶۷، ۱۳۹۷.
- [13] Zhao, X., Li, J. and Riffat, S., "Numerical Study of a Novel Counter-Flow Heat and Mass Exchanger for Dew Point Evaporative Cooling", *Applied Thermal Engineering*. Vol. 28, No. 14, pp. 1942-1951, 2008.
- [14] Moffat, R.J., "Describing the Uncertainties in Experimental Results", *Experimental thermal and fluid science*. Vol. 1, No. 1, pp. 3-17, 1988.
- [15] Hasan, A., "Indirect Evaporative Cooling of Air to a Sub-Wet Bulb Temperature", *Applied Thermal Engineering*. Vol. 30, No. 16 pp. 2460-2468, 2010.
- [16] Anisimov, S., Pandelidis, D. and Danielewicz, J., "Numerical Analysis of Selected Evaporative Exchangers With the Maisotsenko Cycle", *Energy Conversion and Management*. Vol. 88, pp. 426-441, 2014.
- [17] Jradi, M. and Riffat, S., "Experimental and Numerical Investigation of a Dew-Point Cooling System for Thermal Comfort in Buildings", *Applied Energy*. Vol. 132, pp. 524-535, 2014.
- [18] Caliskan, H., Hepbasli, A., Dincer, I., and Maisotsenko, V., "Thermodynamic Performance Assessment of a Novel Air Cooling Cycle: Maisotsenko Cycle", *International Journal of Refrigeration*. Vol. 34, No. 4, pp. 980-990, 2011.
- [19] Anisimov, S. and Pandelidis, D., "Numerical Study of the Maisotsenko Cycle Heat and Mass Exchanger", *International Journal of Heat and Mass Transfer*. Vol. 75, pp. 75-96, 2014.
- [20] Zube, D. and Gillan, L., "Evaluating Coolerado Corporation's Heat& mass exchanger performance through experimental analysis", *International Journal of Energy for a Clean Environment*. Vol. 12, No.2-4, 2011.
- [21] Gillan, L., "Maisotsenko Cycle for Cooling Processes", *International Journal of Energy for a Clean Environment*. Vol. 9, No. 1-3, 2008.