

# تحلیل تجربی سرمایش تبخیری مستقیم در یک کانال استوانه ای دوار

وحید صحافی<sup>۱</sup>، علی حیدری<sup>۲\*</sup>

۱- دانشجوی کارشناسی ارشد مهندسی مکانیک، واحد علوم و تحقیقات سمنان، دانشگاه آزاد اسلامی، سمنان، ایران

۲- استادیار، مرکز تحقیقات انرژی و توسعه پایدار، واحد سمنان، دانشگاه آزاد اسلامی، سمنان، ایران

\*سمنان، صندوق پستی: ۱۷۹۰-۳۵۱۴۱ پست الکترونیکی heydary.a@gmail.com

## چکیده

امروزه مصرف بالای انرژی در ساختمان‌ها و کمبود منابع تأمین انرژی، لزوم توجه به استفاده از سیستم‌هایی با کارایی بالاتر را در ساختمان‌ها بیش از پیش ضروری می‌سازد. از طرفی بین سیستم‌ها و تجهیزات تهویه مطبوع سیستم‌های سرمایشی نیز بیشترین درصد مصرف انرژی را به خود اختصاص داده‌اند. به دلیل تغییرات آب و هوایی با توجه به مسئله گرم شدن کره زمین و تقلیل منابع سوخت‌های فسیلی و افزایش آلودگی‌ها، انگیزه جایگزینی منابع انرژی موجود با منابع تولید انرژی تجدید پذیر نیز افزایش یافته که سرمایش تبخیری از جمله روش‌های سرمایش غیرفعال و یکی از قدیمی‌ترین و پرکاربردترین روش سرمایش است؛ که در این تحقیق جهت کاهش مصرف انرژی و صرفه‌جویی در مصرف آب تغییراتی در کولرآبی ایجاد شده است. بطوری که کانال چرخان استوانه ای جایگزین محفظه ثابت شده و این عمل باعث حذف پمپ و افزایش ضریب انتقال حرارت به علت جریان سیال می‌شود. سپس نتایج مورد ارزیابی قرار گرفته و اثر سرعت‌های ورودی هوا و سرعت‌های دورانی متفاوت محفظه به کمک آنالیز انرژی بر نقطه شبنمی مؤثر، ضریب عملکرد، ظرفیت سرمایش و اتلاف اکسرژی مورد بررسی قرار گرفته است.

## کلیدواژه‌ها

کولرآبی، اکسرژی، ضریب عملکرد، ظرفیت سرمایش، کانال استوانه ای دوار

## Experimental analysis of direct evaporative cooling in a rotating cylindrical channel

Vahid Sahafi<sup>1</sup>, Ali Heydari<sup>2\*</sup>

1- Department of Mechanical Engineering, Semnan Branch, Islamic Azad University, Semnan, Iran

2- Strategic research center of energy and sustainable development, Semnan Branch, Islamic Azad University, Semnan, Iran

\* P.O.B. 123456789 Semnan, Iran, [email: heydary.a@gmail.com](mailto:heydary.a@gmail.com)

## Abstract

Paying attention to using systems with higher efficiency in buildings is increasingly necessary due to high energy consumption in buildings and lack of energy sources. On the other hand, air conditioning systems and cooling equipment accounted for the largest percentage of building energy consumption. In this study some changes in direct evaporative cooling has been performed to reduce energy and water consumptions. A rotary cylindrical channel is assumed instead of the fixed evaporating chamber. Thus the pump is eliminated and the heat transfer coefficient is enhanced due to rotational water flow. The results are evaluated by changing input parameters such as different input speeds and different rotational speeds. The energy analysis is done and the effects of input parameters are investigated on cooling capacity, dew point effective, coefficient of performance and exergy loss.

## Keywords

Evaporative cooler, coefficient of performance, cooling capacity, rotating cylindrical channel

اساس کار در کولرهای آبی سرمایش تبخیری مستقیم است در این فرایند رطوبت به هوا اضافه می‌شود یک کولرآبی شامل بدنه، فن، درپوش‌ها، پمپ گردش آب، مخزن آب، شیر شناور، خطوط توزیع آب و موتور الکتریکی است. سیستم کار کولرهای آبی بدین گونه است که آب موجود در مخزن توسط پمپ آب بر روی درپوش‌ها ریخته می‌شود الکتروموتور توسط تسمه فن را به چرخش درمی‌آورد با چرخش فن هوا از فضای بیرون به داخل محفظه کولر کشیده می‌شود و با عبور از سطح پوشال‌های خیس، رطوبت هوا افزایش پیدا کرده و دمای آن نیز کاهش پیدا می‌کند.

همانگونه که بیان شد یکی از پر کاربردترین این وسایل و سیستم‌ها، کولرهای آبی است. لذا در این تحقیق هدف بررسی آزمایشگاهی نسل جدیدی از کولرهای آبی جهت کاهش مصرف آب و افزایش برودت می‌باشد. از جمله پارامترهای مستقل که در این پژوهش به آن پرداخته شده است می‌توان به سرعت‌های ورودی و دورانی اشاره کرد، همچنین دمای خروجی، ضریب عملکرد، ظرفیت سرمایش، ضریب تاثیر حباب تر و نقطه شبنم و اتلاف

## ۱- مقدمه

در دنیای امروز با توجه به افزایش روز به روز جمعیت و سکونت انسانها در مناطق مختلف آب و هوایی استفاده از سیستم‌های تهویه مطبوع امری بدیهی و لازم الاجرا می‌باشد. در همین راستا با توجه به افزایش بی‌رویه استفاده از آب و کمبود این ماده حیاتی و نیز افزایش دمای کره زمین به میزان یک درجه در قرن اخیر لزوم بررسی و پیشنهاد دستگاه‌هایی جهت کاهش و بهینه‌سازی مصرف آب امری حیاتی است.

قبل از ورود سیستم‌های تهویه مطبوع، سرمایش تبخیری، متد مؤثری برای خنک کردن یک خانه به شمار می‌رفت به همین لحاظ سرمایش تبخیری قدمت زیادی دارد. در آب‌وهوای خشک، سرمایش تبخیری، همواره منسوب به کولرآبی است که برای خنک کردن خانه‌ها به‌صورت ارزان قابل‌استفاده می‌باشد.

کاهش بازده حرارتی برای برخی شرایط عملکردی ممکن است به شدت کاهش یابد ولی این کاهش در بیشتر مواقع زیر ۵ درصد است. همچنین نتایج نشان می‌دهند که در برخی شرایط کارایی کولر تا ۱۰ درصد افزایش خواهد یافت.

وو<sup>۵</sup> و همکاران [۴] در پژوهش خود به مطالعه عددی انتقال حرارت و جرم در کولرهای تبخیری مستقیم پرداختند. شرایط جوی مورد مطالعه در ناحیه شمالی کشور چین در نظر گرفته شده است. جهت بررسی مدل مورد مطالعه از روش دینامیک سیالات محاسباتی<sup>۶</sup> و الگوریتم‌های سیمپلر<sup>۷</sup> و کوئیک<sup>۸</sup> استفاده شده است. همچنین تأثیر پارامترهایی چون دمای هوای خیس، دمای هوای خشک ورودی و ضخامت پد در کارایی کولر بررسی شده است.

در تحقیق دیگری وو و همکاران [۴] با بررسی مدلی مشابه تحقیق پیشین خود تأثیر جریان عبوری و ضخامت پد ابعاد بهینه در کولر تبخیری را بررسی کردند. در این تحقیق سرعت بهینه جریان جلویی در کولر ۲/۵ متر بر ثانیه گزارش شده است.

ملکیان و فودا<sup>۹</sup> [۵] با مدل‌سازی ریاضی کولرهای مستقیم و مقایسه آن با نتایج تجربی پرداختند و تأثیر پارامترهایی چون سرعت جریان عبوری، ضخامت پد، دمای هوای حباب خشک ورودی و کارایی حرارتی کولر را بررسی کردند.

مشاری و همکاران [۶] با مطالعه بر روی مدل‌های مختلف کولرهای مستقیم و غیرمستقیم کارایی بهینه و ابعاد بهینه کولرها گزارش شده است. در این تحقیق با در نظر گرفتن کولرهای دومرحله‌ای مستقیم و غیرمستقیم و تغییر پارامترهای ثابت کارایی بهینه گزارش شده و کارایی کولرها بهبود یافته است. در پژوهش انجام شده توسط حیدری نژاد و بزرگمهر [۷] به مطالعه انتقال جرم و حرارت در کولرهای مستقیم و غیرمستقیم دومرحله‌ای و بررسی مصرف انرژی در کولرها پرداخته شده است. همچنین کولرها از لحاظ کارایی بهینه شده‌اند.

پاندلیدیس<sup>۱۰</sup> و انیسیمف<sup>۱۱</sup> [۸] به بررسی و بهینه‌سازی کولرهای غیرمستقیم و تبخیری که با سیکل مایسوت سنکو کار می‌کنند پرداختند. در این تحقیق به بررسی در زمینه پنج فاکتور مؤثر (دمای ورودی، رطوبت نسبی، نرخ جریان جرمی، نرخ هوای گذرا و طول دستگاه) در بهینه کردن کارایی کولرها پرداخته و با تغییر این پارامترها راندمان سیستم بهینه شده است نهایتاً ابعاد هندسی بهینه گزارش شده است. در پژوهش دیگری چن<sup>۱۲</sup> و همکاران [۹] به بررسی پارامترهای مؤثر بر کارایی کولرهای تبخیری غیرمستقیم پرداختند. در این پژوهش با سیستمی با درصد پائین کربن طراحی و جهت خنک کردن سیال از این سیستم استفاده شده است. همچنین از سیستمی جهت خنک کردن مجدد سیال استفاده شده است که منجر به بالا بردن کارکرد سیستم خواهد شد. علاوه بر طراحی سیستم جدید به صورت عددی، ابعاد بهینه گپ کانال گزارش شده است. علاوه بر مطالعات بیان شده مطالعات دیگری در زمینه کولرهای تبخیری مستقیم و غیرمستقیم انجام شده است [۱۰-۱۳] در این تحقیقات تلاش بر بهینه کردن کارکرد و بالا بردن راندمان کولر بوده است.

اکسرژی نیز از جمله پارامترهای وابسته هستند که مورد بررسی قرار گرفته اند.

## ۲- تحقیقات و پژوهش‌های انجام شده

تا به امروز تحقیقات فراوانی در زمینه کولرها انجام شده است. تحقیقات صورت گرفته بر روی سیستم‌های سرمایش را می‌توان به گروه‌های زیر تقسیم نمود:

- شبیه‌سازی عددی
- تحقیقات تجربی و آزمایشگاهی

هرچند مطالعات تجربی روش‌های پرهزینه‌ای جهت بررسی رفتار و تحلیل سیستم‌های ترمودینامیکی است، اما این روش به دلیل دقت بالا و قابل استناد بودن نتایج همواره مورد توجه بوده است.

### ۲-۱- شبیه‌سازی عددی

با توجه به هزینه‌بر بودن تحقیقات تجربی و آزمایشگاهی بسیاری از محققان ترجیح می‌دهند به جای استفاده از روش‌های تجربی، از مدل‌سازی ریاضی جهت تحلیل سیستم‌های سرمایشی استفاده کنند. در مدل‌سازی و تحلیل ریاضی سیستم‌های سرمایشی از معادلات ترمودینامیکی حاکم بر سیستم استفاده شده است.

در طول دهه گذشته افزایش توجهی به استانداردهای زندگی و بهبود و اصلاحشان، وجود داشت؛ بنابراین تهویه‌های راحت باید برای محیط زندگی بهتر، ایجاد شوند. در این باب، سیستم‌های تهویه برای آماده‌سازی محیط راحت، رایج‌تر و معروف‌تر شدند. بخصوص سیستم‌های خنک‌کننده هوای تبخیر شده غیرمستقیم می‌توانند به‌طور گسترده‌ای برای کسب این شرایط با توجه به کارایی‌های بالایشان و قیمت‌های پایین شان، استفاده شوند. سیستم‌های خنک‌کننده هوای تبخیر شده غیرمستقیم، می‌توانند دمای هوا را پایین بیاورند و از رطوبت اضافی هوا جلوگیری کنند. علاوه بر این، آن می‌تواند دمای هوای منبع را در بالای دمای حباب خیس هوای بیرون، محدود کند. در این زمینه، یک نوع از سیستم خنک‌کننده بخار غیرمستقیم جدید وجود دارد که "چرخه مایسوت سنکو"<sup>۱</sup> نامیده شده است. هوای جوی می‌تواند در بسیاری از چرخه‌ها برای کاربردهای مختلف به کار گرفته شود، چرخه مایسوت سنکو از قسمت خیس و قسمت خشک یک صفحه، مثل کولرهای تبخیرکننده غیرمستقیم استفاده می‌کند؛ اما با یک جریان هوای مختلف، یک چرخه ترمودینامیکی جدید تشکیل می‌شود.

در سال ۲۰۰۲ دای<sup>۲</sup> و سوماتی<sup>۳</sup> [۱] به مطالعه در زمینه کولرهای تبخیری مستقیم پرداختند. با توجه به طراحی این سیستم دارای دو حالت رطوبت زن و تبخیری به‌صورت هم‌زمان و در جهت ایجاد آسایش در محیط ایجاد شده است. در این تحقیق طول بهینه کانال هوا که بیانگر پایین‌ترین دما و بالاترین کارایی کولر است محاسبه و گزارش شده است. در سال ۲۰۰۵ زادپورو گلشن [۲] به بهبود بررسی کارایی سیکل توربین پرداختند. در سیکل طراحی شده تلاش برافزایش راندمان با بهبود بخشیدن به سرمایش ورودی بوده است. هیتیاراچی<sup>۴</sup> و همکاران [۳] اثر هدایت حرارتی طولی صفحات را در مبدل حرارتی تبخیری غیرمستقیم جریان متقاطع بررسی کردند. آن‌ها از روش واحد انتقال حرارت و مدل‌سازی عددی نتایج زیر را به دست آوردند.

5 Wu  
6 computational fluid dynamics  
7 SIMPLER  
8 QUICK  
9 Fouda  
10 Pandelidis  
11 Anisimov  
12 Chen

1 maisotsenko cycle  
2 Dai  
3 Sumathy  
4 Hettiarachchi

## ۲-۲- تحقیقات تجربی و آزمایشگاهی

تحقیق تجربی یا آزمایشگاهی یکی از دقیق ترین و کارآمدترین روش های تحقیق است که برای آزمون فرضیه ها مورد استفاده قرار می گیرد هدف این تحقیق بررسی تأثیر محرک ها، روش ها و یا شرایط خاص محیطی بر روی یک گروه آزمودنی می باشد. از خصوصیات روش تجربی این است که ضمن دست کاری یا مداخله در متغیرها و کنترل شرایط نتایج به دست آمده را، مورد مشاهده قرار می دهد.

ارل<sup>۱</sup> و اتزیون<sup>۲</sup> تحقیقات بسیاری در زمینه سرمایه شش شعشی شبانه انجام دادند [۱۴، ۱۵]. آن ها سرمایه ساختمان با روش سرمایه شش شعشی به وسیله کلکتورهای صفحه تخت را بررسی کردند و همچنین بازده ساختارهای شش شعش گره های مختلف در سرمایه شش شبانه مطالعه کردند.

میها لاکاکو<sup>۳</sup> و همکاران [۱۶] بازده پویای سیستم سرمایه شش شعشی را محاسبه کردند و همچنین برای سرد کردن هوا از یک شش شعش گر فلزی سبک وزن به همراه پوشش پلی اتیلنی استفاده کردند. در این پژوهش به بررسی و مطالعه در زمینه سیستم گرین روف<sup>۴</sup> جهت خنک کردن ساختمان یک مدرسه در شهر آتن و کشور یونان پرداخته شده است. النیر<sup>۵</sup> و همکاران [۱۷] سیستم سرمایه شش شعشی متشکل از یک پانل با پوششی پلی اتیلنی و یک مخزن ذخیره را به صورت عملی و تئوری بررسی کردند. در این آزمایش از هوا به عنوان ناقل حرارت استفاده شد. در این پژوهش در ابتدا جهت اعتبار سنجی داده ها مدل مورد مطالعه ساخته و سپس تحلیل شده است. سپس مدل ساخته شده در رطوبت نسبی ۲۸٪ تا ۵۵٪ و دمای ۱۶ تا ۲۲ درجه سلسیوس که دمای محیط است بررسی شده است. نتایج حاکی از مطابقت تحلیل ترمودینامیکی و آزمایشگاهی دارد.

السلیمان<sup>۶</sup> و همکاران [۱۸] به بررسی تحلیلی سیستم کولرهای تبخیری دومرحله ای پرداختند. در این تحقیق آب مورد نیاز کولر توسط سیستم اسمز معکوس<sup>۷</sup> استفاده شده است همچنین انرژی مورد نیاز در سیستم مکانیکی کولر توسط بازیاب کاهش چشم گیری داشته است. بازده سه فیبر طبیعی (فیبر نخل خرما، کنف هندی، لوف) به عنوان پد مرطوب در سیستم تبخیری مستقیم را سنجیده شده است. اسپروکن اسمیت<sup>۸</sup> [۱۹] برای مشخص کردن وضعیت موقعی و تغییرات فضای دمای سطح در هنگام سرمایه شش شعشی، از مدل یک پارک شهری استفاده کرد.

لیانو<sup>۹</sup> و چيو<sup>۱۰</sup> [۲۰] یک تونل باد برای شبیه سازی سیستم پد تبخیری ساختند و دو ماده مختلف را بررسی کردند دو مدل مورد بررسی از جنس الباف درشت پی وی سی بوده و همچنین تأثیر عدد بی بعد لویس در کارایی حرارتی در نظر گرفته شده است. از نتایج آزمایش می توان به بهینه سازی ابعاد کولر و افزایش راندمان اشاره کرد.

کانوقلو<sup>۱۱</sup> و همکاران [۲۱] به تحلیل انرژی و اکسرژی کولرها با سیکل باز پرداختند. در این پژوهش ضریب عملکرد یونیت ۰/۳۵ و ضریب عملکرد بازگشت پذیر ۳/۱۱ در نظر گرفته شده است و با در نظر گرفتن اکسرژی سیستم تلاش بر بالا بردن کارایی یونیت بوده است. در سال ۲۰۰۵ کامارگو<sup>۱۲</sup>

و همکاران [۲۲] به بررسی کولرهای تبخیری در کشور برزیل در فصل تابستان پرداختند. در این تحقیق مدل بررسی شده با ضریب جابجایی حرارتی مختلف بررسی و نتایج حاصل با مطالعات ریاضی مقایسه شده است. در تحقیقی مشابه حیدری نژاد<sup>۱۳</sup> و همکاران [۲۳] به بررسی تجربی کولرهای مستقیم و غیرمستقیم در شرایط آب و هوایی مختلف پرداختند. نتایج حاکی از آن است که تنها با افزایش ۵۵٪ در مصرف آب ۶۰٪ در مصرف انرژی سیستم صرفه جویی می شود. در سال ۲۰۰۸ باگیورگاس<sup>۱۴</sup> و میها لاکاکو<sup>۱۵</sup> [۲۴] در یونان به بررسی تئوری و عملی سرمایه شش شعشی شبانه برای سرمایه محیط با استفاده از شش شعش گر آلومینیوم سفید شده پرداختند. آن ها به این نتیجه رسیدند که سیستم سرمایه شش شعشی شبانه دارای توانایی ایجاد سرمایه قابل توجهی است.

الدوسکی<sup>۱۶</sup> و همکاران [۲۵] دستگاه سرمایه تبخیری دومرحله ای در کشور کویت ساختند و مورد آزمایش قرار دادند. این دستگاه شامل واحد سرمایه تبخیری غیرمستقیم و به دنبال آن واحد سرمایه تبخیری مستقیم بود. این دستگاه در تابستان در هوای بسیار گرم و خشک کار کرد. نتایج نشان دادند که بازده دستگاه سرمایه تبخیری دومرحله ای مستقیم-غیر مستقیم بین ۹۰٪ تا ۱۲۰٪ متغیر است. همچنین بازده دستگاه سرمایه تبخیری مستقیم و غیرمستقیم به ترتیب بین ۲۰٪ تا ۴۰٪ و ۹۶٪ تغییر می کنند.

## ۳- معادلات حاکم

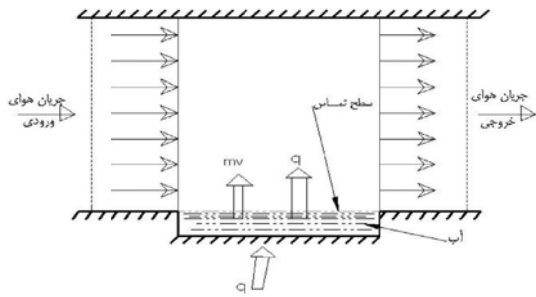
همانگونه که در بخش یک بیان شد سرعت های ورودی و دورانی به عنوان پارامترهای مستقل و دمای خروجی، ضریب عملکرد، ظرفیت سرمایه، ضریب تأثیر حباب تر و نقطه شبنم، اتلاف اکسرژی و ضریب تأثیر اکسرژی به عنوان پارامترهای وابسته می باشد. لذا در ادامه به بحث و فرمولاسیون این موارد پرداخته خواهد شد.

اگر در یک خنک کننده تبخیری هوا، مطابق شکل ۱، هوای محیط خارج با دمای خشک  $t_0$  و رطوبت ویژه  $\omega_0$  از روی سطوح مرطوب (یا با ذرات آب که توسط نازل ها پودر شده اند) با دمای  $t_i$  عبور نماید، دمای نهایی سطح تماس به دمای مرطوب هوای خارج نزدیک تر شده.  $t_i \rightarrow (tWB)_0$  و در عملکرد پایدار دستگاه مقدار آن برابر دمای مرطوب جریان هوای بیرون می شود. لازم به توضیح است بکار بردن اصطلاح "تهویه مطبوع" در مورد خنک کننده های تبخیری هوا درست نیست بلکه یک غلط مصطلح است و این تحول را نمی توان تهویه مطبوع نامید زیرا در این گونه دستگاه ها دمای هوا، اثر سرما گیری و رطوبت آن هیچ کدام قابل کنترل نیستند؛ اما در صورت می توانند در سیستم تهویه مطبوع به عنوان یک جزء مکمل بکار روند. محلی را در نظر می گیریم که حرارت های محسوس  $Q_{sen}$  و نهان  $Q_{let}$  مطابق شکل ۲ به آن اضافه شده و هوای بیرون با شرایط نقطه ۱ وارد خنک کننده شده و مطابق شکل ۳-۳ در نقطه ۲ از خنک کننده خارج و طی گرماگیری به شرایط محیط داخل در نقطه ۳ می رسد. طراحی مسیر هوا و مشخصات آن را می توان به شرح زیر معین نمود:

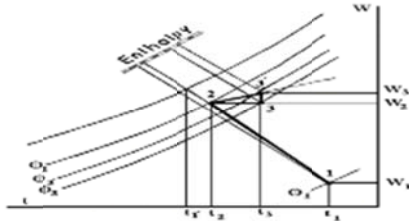
اگر دمای خشک و مرطوب هوای محیط خارج برابر  $T_{wb,SI}$  و  $T_{SI}$  باشند و دمای خشک هوای خروجی از خنک کننده،  $T_{SO}$ ، با توجه به تعریف راندمان آدیاباتیکی خنک کننده،  $\epsilon$  (ضریب عملکرد حباب تر و نقطه شبنم) خواهیم داشت

- 1 Erell
- 2 Etzion
- 3 Mihalakakou
- 4 Green roof
- 5 Al-Nimr
- 6 Al-Sulaiman
- 7 Revers osmosis(RO)
- 8 SPRONKEN-SMITH
- 9 Liao
- 10 Chiu
- 11 Kanoglu
- 12 Camargo

13 Heidarinejad  
14 Bagiorgas  
15 Mihalakakou  
16 El-Dessouky



شکل ۱ انتقال حرارت بین هوا و آب در خنک‌کننده تبخیری مستقیم



شکل ۲ مسیر تحول روی منحنی رطوبت هوا

#### ۴- دستگاه ساخته‌شده

شکل ۳ نشان‌دهنده دستگاه ساخته‌شده می‌باشد. پس از طراحی اولیه و ترسیم توسط نرم‌افزار اتوکد شروع عملیات با ساخت پایه جهت دستگاه آغاز گردید پایه ساخته‌شده به ابعاد ۰٫۶۵\*۱٫۷۵ متر با استفاده از قوطی ۱۴ و ۱۲ میلی‌متر و صفحات با ضخامت ۰٫۵ میلی‌متر جهت نصب بلوئر و موتور و پایه‌هایی جهت نصب ۳ عدد یاتاقان می‌باشد. لوله ۴۰۰ میلی‌متر پلی‌اتیلن را به صورتی که نقشه آن کشیده شده است با استفاده از قوطی ۱۴ میلی‌متر به پایه‌هایی به همین منظور متصل نمودیم تا محل قرارگیری یاتاقان گردد و همان‌طور که در شکل ۳ مشاهده می‌گردد با استفاده از اتصالات مناسب تابلو برق را نیز به آن متصل شده است.

دمنده یا بلوئر با مشخصات ذکر شده در ورودی دستگاه قرار گرفته و با استفاده از برزنت که از الیاف پلاستیکی و نفتی پوشیده شده و عبور جریان باد تولیدشده توسط دمنده را مستقیماً به لوله ۴۰۰ میلی‌متر و سپس به درون استوانه (۲ عدد فن لینک شده کولر ۷۰۰۰) هدایت می‌کند. به‌منظور عبور بهتر جریان هوا و در نتیجه وقوع سرمایه‌ش تبخیری بهتر از برزنت‌های مخصوص که عبور آب را از درون وسیله غیرممکن و عبور و تبادل هوا را به داخل استوانه امکان‌پذیر می‌سازد استفاده شده است. لبه‌هایی به طول ۳ سانتیمتر با استفاده از پارچه‌های برزنتی جهت کارایی بهتر و جلوگیری از خروج آب حین دوران استوانه طراحی و ساخته شده است. در قسمت داخلی استوانه (۲ عدد فن لینک شده کولر ۷۰۰۰) سه عدد پره توسط پارچه برزنتی یکرو پلاستیکی تعبیه گردیده که عمل سرمایه‌ش تبخیری هرچه بهتر صورت پذیرفته و در سه فضای مجزا که باهم در ارتباط بوده آب بر روی پره‌های مذکور پاشیده و در نتیجه تبادل گرمی آب‌وهوا بهتر صورت گیرد.

یک عدد توپیی از جنس تفلون با استفاده از دستگاه تراش ساخته شد که آب را از درون آن و توسط شیر آب به درون شفت وسط کولر هدایت و از آنجا به درون استوانه (۲ عدد فن لینک شده کولر ۷۰۰۰) هدایت نماید. لازم به ذکر است بر روی شفت توسط مته مخصوص سوراخ‌های ریزی در فواصل

$$\epsilon_{wb} = \frac{T_{SI} - T_{SO}}{T_{SI} - T_{wb,SI}} \quad (1)$$

$$\epsilon_{dp} = \frac{T_{SI} - T_{SO}}{T_{SI} - T_{dp,SI}} \quad (2)$$

در ادامه نرخ ظرفیت سرمایه‌ش تعریف می‌شود به‌صورت:

$$\dot{Q}_{cooling} = \dot{M}_{SO}(h_{in} - h_{SO}) \quad (3-5)$$

جایی که  $\dot{M}_{SO}$  نرخ گرمی هوای خروجی  $h_{in}$  آنتالپی هوای ورودی و  $h_{SO}$  آنتالپی هوای خروجی است. در نهایت ضریب عملکرد این سیستم برابر خواهد بود با:

$$COP = \frac{\dot{Q}_{cooling}}{\dot{W}_{Total}} \quad (3)$$

#### ۳-۱- معادلات اکسرژی

معادلات تعادل اکسرژی سیکل مایسوت سنکو برای حجم کنترل به‌صورت زیر قابل بیان است.

$$\dot{E}x_{in} = \dot{E}x_{out} + \dot{E}x_{dest} + \dot{E}x_{loss} \quad (4)$$

که در آن به ترتیب نرخ اکسرژی ورودی، نرخ اکسرژی خروجی، نرخ اضمحلال اکسرژی و اتلاف انرژی هستند. نرخ اکسرژی ورودی به‌صورت زیر قابل بیان است

$$\dot{E}x_{in} = \dot{E}x_{in,da} + \dot{E}x_{in,w} \quad (5)$$

که در آن  $\dot{E}x_{in,da}$  نرخ اکسرژی ورودی هوای خشک و  $\dot{E}x_{in,w}$  نرخ اکسرژی آب است. که به‌صورت زیر قابل بیان است.

$$\dot{E}x_{in,da} = \dot{m}_{da}e_{da} \quad (6)$$

و

$$\dot{E}x_{in,w} = \dot{m}_w e_w = \dot{m}_{da} e_w \omega_{SI} \quad (7)$$

که در آن

$$e_{da} = C_{p,da} T_0 \left[ \frac{T_{SI}}{T_0} - 1 - \ln \frac{T_{SI}}{T_0} \right] + R_a T_0 \ln \frac{P}{P_0} + R_a T_0 \ln(1 - \bar{\omega}_0) \quad (8)$$

و

$$e_w = (h_{f,T_{SI}} - h_{g(T_0)}) - T_0 (s_{f,T_{SI}} - s_{g(T_0)}) + (P - P_{sat(T_{SI})}) v_{f(T_{SI})} - R_{wv} T_0 \ln \Phi \quad (9)$$

می‌باشد. همچنین نرخ فشار در معادله فوق به‌صورت زیر بیان می‌شود.

$$\Phi = \frac{P_0}{P_{Supply}} \quad (10)$$

نرخ اکسرژی خروجی به‌صورت زیر تعریف می‌شود

$$\dot{E}x_{out} = \dot{m}_{da} e_t \quad (11)$$

که در آن

$$e_t = (C_{p,da} + \omega_{SI} C_{p,w}) T_0 \left[ \frac{T_{SO}}{T_0} - 1 - \ln \frac{T_{SO}}{T_0} \right] + (1 + \bar{\omega}_{SI}) R_a T_0 \ln \frac{P}{P_0} + R_a T_0 \left[ (1 + \bar{\omega}_{SI}) \ln \frac{(1 + \bar{\omega}_0)}{(1 + \bar{\omega}_{SI})} + \bar{\omega}_{SI} \ln \frac{\bar{\omega}_{SI}}{\bar{\omega}_0} \right] \quad (12)$$

همچنین نرخ اکسرژی اتلافی برابر است با:

$$\dot{E}x_{loss} = \dot{Q}_{cooling} \left( 1 - \frac{T_0}{T_{SI}} \right) \quad (13)$$

و در نهایت ضریب تاثیر اکسرژی برابر است با:

$$COP_{ex,COP} = \left( 1 - \frac{T_0}{T_{SI}} \right) \quad (14)$$

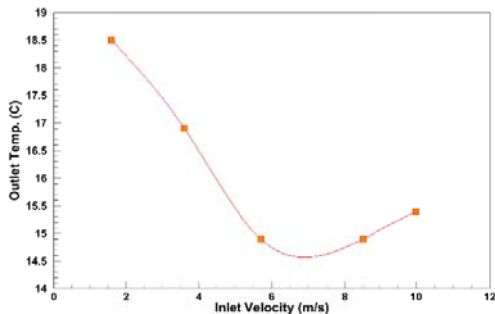
همچنین دمای محیط با استفاده از ترمومتر اندازه‌گیری شده که در زمان شروع آزمایش که ۲۱٫۳ درجه سانتی‌گراد می‌باشد.

سیس دیمر را برای بلوئر (دمنده) تنظیم کرده که از حالت ۵ به بعد نتایج قابل بهره‌برداری می‌باشد. در این حالت سرعت ورودی هوا بعد از روشن شدن بلوئر و سرعت خروجی قبل و بعد از حرکت استوانه (۲ عدد فن لینک شده کولر ۷۰۰۰) با استفاده از سرعت‌سنج اندازه‌گیری و یادداشت گردید. با استفاده از ترمومتر دمای ورودی و خروجی و محیط اندازه‌گیری و یادداشت گردید. رطوبت داخل استوانه با استفاده از مولتی فانکشن اندازه‌گیری و یادداشت گردید. دور استوانه با استفاده از دورسنج اندازه‌گیری و یادداشت گردید. این روند تا تثبیت دما و برقراری حالت پایدار در هر حالت ادامه یافت.

#### ۵- بیان نتایج

همان‌گونه که توضیح داده شد در این پژوهش به ساخت نسل جدیدی از کولر آبی دوار پرداخته شده است. پس از ساخت و اندازه‌گیری پارامترهای قابل اندازه‌گیری نتایج به شرح ذیل می‌باشد.

شکل ۴ نشان‌دهنده دمای خروجی برحسب سرعت ورودی در رطوبت نسبی ۴۳٪ (داخل کولر) و سرعت دورانی ۳۰۲ rpm و دمای ورودی ۲۲٫۲ سانتی‌گراد می‌باشد. همان‌گونه که مشخص است با افزایش سرعت ورودی دمای خروجی یک روند نزولی را طی می‌کند تا اینکه از سرعت ۸ متر بر ثانیه دوباره افزایش می‌یابد.



شکل ۴ دمای خروجی برحسب سرعت ورودی در رطوبت نسبی ۴۳٪ (داخل کولر) و سرعت دورانی ۳۰۲ rpm و دمای ورودی ۲۲٫۲ سانتی‌گراد

به‌منظور بررسی سرعت دورانی بر تغییر دمای خروجی چهار سرعت دورانی مختلف مورد تجزیه و تحلیل قرار گرفته‌اند. شکل ۴-۲ دمای خروجی برحسب سرعت دورانی در رطوبت نسبی ۴۳٪ (داخل کولر) و سرعت ورودی ۱۰ m/s و دمای ورودی ۲۲٫۲ سانتی‌گراد را نشان می‌دهد. همان‌گونه که از شکل مشخص است با تغییر سرعت دورانی از ۱۵۰ تا ۳۰۰ rpm تغییرات محسوسی در دمای خروجی مشاهده نمی‌شود اما با تغییر سرعت دورانی از ۳۰۰ به ۵۰۰ rpm دمای خروجی افزایش می‌یابد. دلیل این امر از آنجایی که فضای داخل کولر محدود است می‌تواند افزایش نیروی گریز از مرکز ناشی از افزایش سرعت دورانی باشد، چراکه باعث خواهد شد آب اسپری شده به داخل کولر به سطح داخلی کولر نزدیک شده و هوای ورودی فرصت تبادل حرارت را با آن نخواهد داشت.

یکسان ایجاد گردید تا آب به درون استوانه هدایت و عمل سرمایش تبخیری بهتر صورت پذیرد.



شکل ۳ نمای دستگاه مورد آزمایش

#### ۱-۴- شرح وسایل اندازه‌گیری

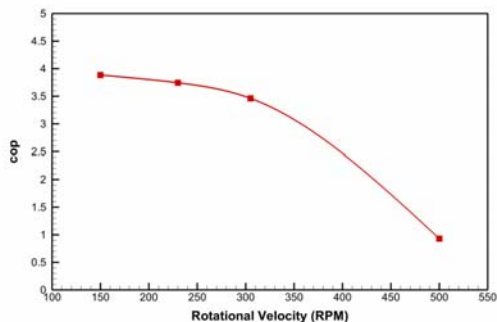
از آنجاکه در هر بررسی آزمایشگاهی تعیین پارامترهای اندازه‌گیری جهت تحلیل نتایج امری لازم و ضروری است لذا جدول ۱ نشان‌دهنده ادوات اندازه‌گیری مورد استفاده در این پژوهش می‌باشد.

جدول ۱ جدول وسایل اندازه‌گیری

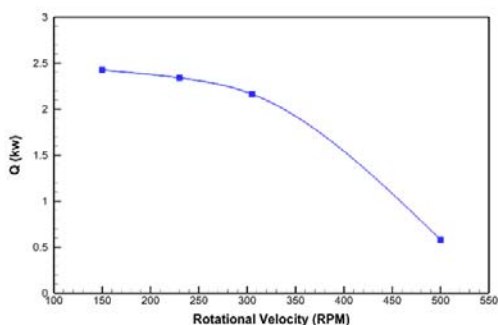
ردیف	نام	محدوده	دقت	عدم قطعیت استاندارد نوع B
۱	دورسنج	۱ تا ۹۹۹۹۹ (rpm)	Digit+۱/۰.۵	۰.۰۳
۲	سرعت‌سنج باد	۰.۸-۳۰ m/s	۱ m/s	۰.۰۶
۳	مولتی فانکشن (دما و رطوبت و فشار)	محدوده اندازه‌گیری دما: C ۵۰~۰	± ۰.۱ C	۰.۴۶
		محدوده اندازه‌گیری رطوبت: RH ۱۵/~۱۰	± ۴% RH	۲/۳
		محدوده اندازه‌گیری فشار: hpa ۱۱۰~۱۰	± ۱/۵ mmhg	۰.۸۷
۴	ترموتر یا ترموستات دما و رطوبت تابلویی samwon	دما: ۵۰ تا ۱۵۰ درجه سانتی‌گراد	۰.۱ c	۰.۰۶
۵	رطوبت از دستگاه testo ۶۰۸-h۲	۲۰~۹۸% RH	± ۰.۲% RH	۰.۱۲

#### ۲-۴- نحوه انجام آزمایش

جهت انجام آزمایش پس از اسمبلی قطعات و آماده سازی در شهرستان سمنان آزمایشات مربوطه انجام گرفته است. شایان ذکر است مختصات محل آزمایش ۳۵٫۵۷ درجه شرقی و ۵۳٫۳۸ درجه شمالی می‌باشد. جهت انجام آزمایش ابتدا رطوبت و فشار محیط را با استفاده از مولتی فانکشن را اندازه‌گیری کرده که به ترتیب برابر ۳۲٫۷٪ و ۸۸۶۵۰ پاسکال می‌باشد.



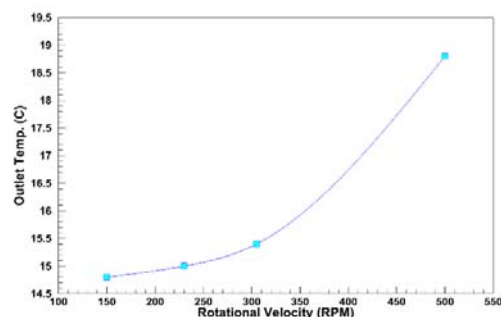
الف



ب

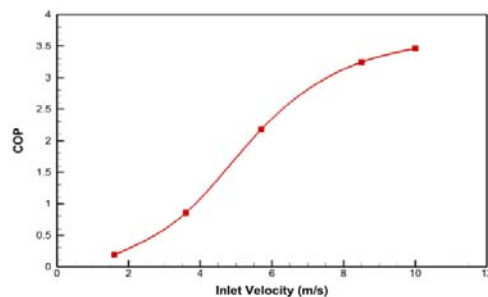
شکل ۷ نسبت الف) ضریب عملکرد و ب) ظرفیت سرمایش برحسب سرعت دورانی در رطوبت نسبی ۴۳٪ (داخل کولر) و سرعت ورودی  $10 \text{ m/s}$  و دمای ورودی  $22.2$  سانتی‌گراد

ضریب تأثیر حباب‌تر می‌تواند بیش از ۱ (یا ۱۰۰٪) تعریف شود و بیانگر توانایی سیکل جهت سرد کردن دمای هوا پایین‌تر از دمای حباب‌تر با حداقل (و یا بدون) اضافه کردن رطوبت به جریان هوای خروجی است. لازم به توضیح است ضریب تأثیر حباب‌تر به دما و رطوبت ورودی وابسته نیست. به‌علاوه ضریب تأثیر نقطه شبنم می‌تواند با توجه به کارایی سیکل توانایی این دستگاه برای خنک کردن هوا در زیر حباب مرطوب در دمای هوای ورودی را بیان کند. شکل‌های ۷ و ۸ به ترتیب نسبت ضریب تأثیر برحسب سرعت ورودی و دورانی را نشان می‌دهد. با توجه به شکل نسبت ضریب تأثیر برحسب سرعت ورودی چه برای ضریب تأثیر حباب‌تر و چه برای نقطه شبنم حاکی از یک‌روند افزایشی و کاهشی است به‌گونه‌ای که هر دوی این مقادیر در سرعت ورودی ۶ متر بر ثانیه به بیشینه مقادیر خود می‌رسند.

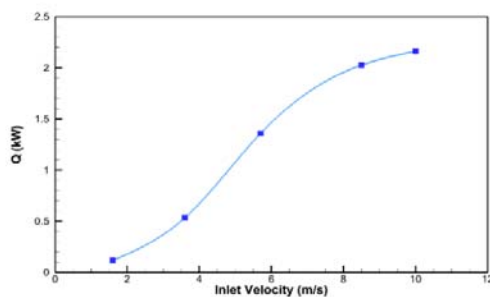


شکل ۵ دمای خروجی برحسب سرعت دورانی در رطوبت نسبی ۴۳٪ (داخل کولر) و سرعت ورودی  $10 \text{ m/s}$  و دمای ورودی  $22.2$  سانتی‌گراد

برآورد ظرفیت سرمایش و ضریب عملکرد از مهم‌ترین عوامل در انتخاب کولر می‌باشد لذا در ادامه به محاسبه این پارامترها پرداخته می‌شود (شکل ۴ و ۵). شایان‌ذکر است شاخص ضریب عملکرد که به‌صورت مخفف با COP نمایش داده می‌شود و به معنی ضریب بازدهی و عملکرد دستگاه می‌باشد، شاخصی است جهت تعیین ضریب بهینه میزان مصرف انرژی در کولر است. همان‌گونه که مشخص است وابستگی این دو پارامتر به یکدیگر می‌باشد لذا با افزایش یا کاهش ظرفیت سرمایش ضریب عملکرد افزایش یا کاهش خواهد داشت. همچنین لازم به ذکر است که با افزایش ضریب عملکرد کارایی سیستم بالا رفته و سیستم عملکرد بهتری خواهد داشت.



الف



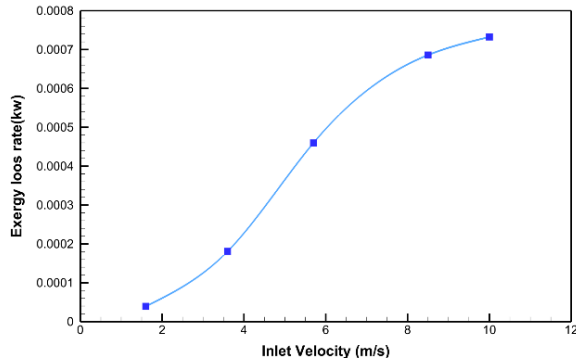
ب

شکل ۶ نسبت الف) ضریب عملکرد و ب) ظرفیت سرمایش برحسب سرعت ورودی در رطوبت نسبی ۴۳٪ (داخل کولر) و سرعت دورانی  $302 \text{ rpm}$  و دمای ورودی  $22.2$  سانتی‌گراد

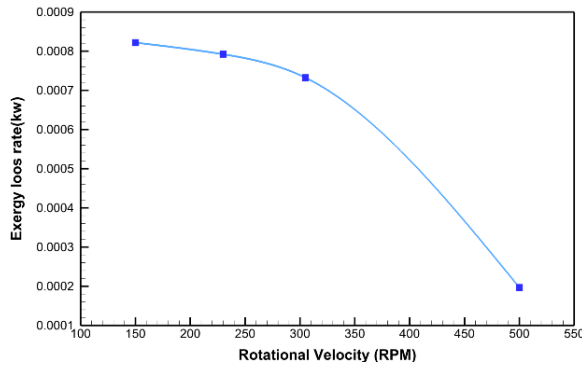
<sup>1</sup> Coefficient Of Performance



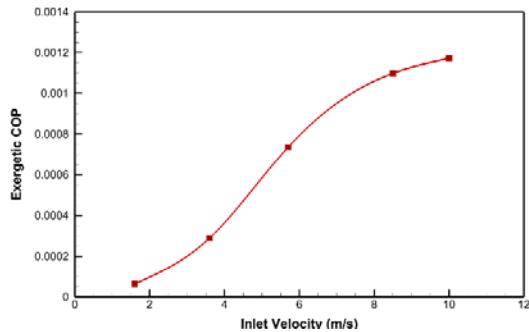
انرژی به شکل‌های مختلف یافت می‌شود (انرژی الکتریکی، انرژی مکانیکی و انرژی گرمایی) که می‌توان آن‌ها را با محدودیت‌هایی به یکدیگر تبدیل کرد (قانون اول ترمودینامیک). پرارزش‌ترین انرژی‌ها انرژی الکتریکی و انرژی مکانیکی هستند و آن‌ها را می‌توان به راحتی کاملاً به انرژی گرمایی تبدیل کرد ضمن آن‌که تبدیل انرژی گرمایی به انرژی الکتریکی یا انرژی مکانیکی ضایعات فراوان دربر دارد. در نتیجه می‌توان گفت، شکل‌های مختلف انرژی دارای کیفیت‌های متغیر هستند. دانش اکسرژی به ما کمک می‌کند تا این کیفیت‌ها را به خوبی تعریف کنیم و بهینه‌سازی بیلان مصرف انرژی را تحت کنترل داشته باشیم.



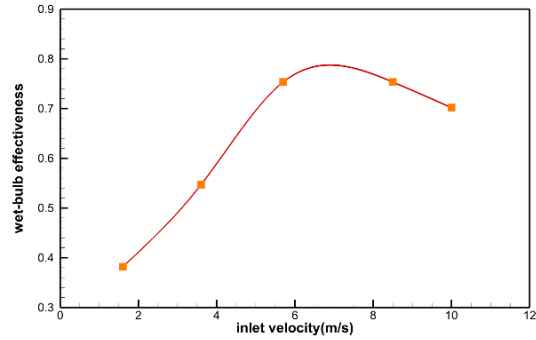
شکل ۱۰ نسبت اتلاف اکسرژی برحسب سرعت ورودی در رطوبت نسبی ۴۳٪ (داخل کولر) و سرعت دورانی ۳۰۲ rpm و دمای ورودی ۲۲٫۲ سانتی‌گراد



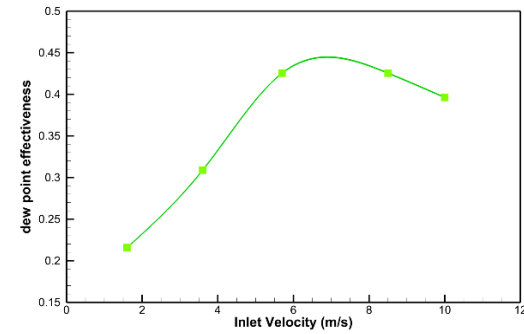
شکل ۱۱ نسبت اتلاف اکسرژی برحسب سرعت دورانی در رطوبت نسبی ۴۳٪ (داخل کولر) و سرعت ورودی ۱۰ m/s و دمای ورودی ۲۲٫۲ سانتی‌گراد



شکل ۱۲ نسبت ضریب تأثیر اکسرژی برحسب سرعت ورودی در رطوبت نسبی ۴۳٪ (داخل کولر) و سرعت دورانی ۳۰۲ rpm و دمای ورودی ۲۲٫۲ سانتی‌گراد

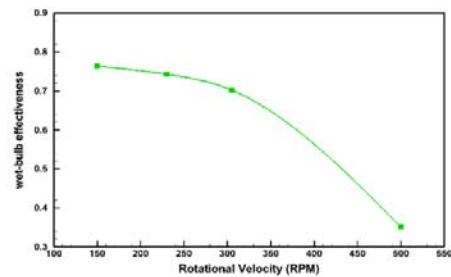


الف

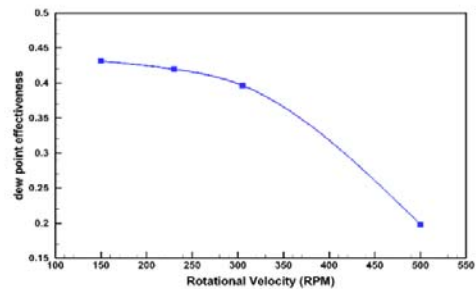


ب

شکل ۸ نسبت ضریب تأثیر الف) حباب‌تر و ب) نقطه شبنم برحسب سرعت ورودی در رطوبت نسبی ۴۳٪ (داخل کولر) و سرعت دورانی ۳۰۲ rpm و دمای ورودی ۲۲٫۲ سانتی‌گراد



الف



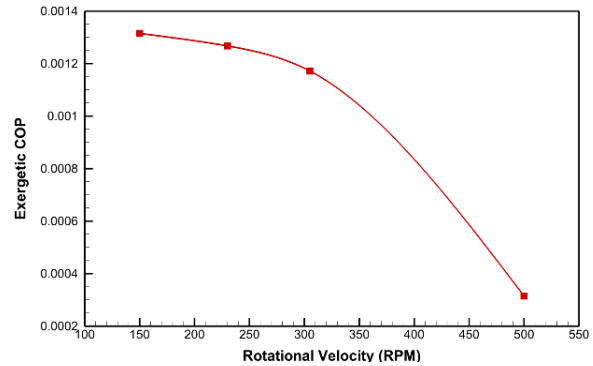
ب

شکل ۹ نسبت ضریب تأثیر الف) حباب‌تر ب) نقطه شبنم برحسب سرعت دورانی در رطوبت نسبی ۴۳٪ (داخل کولر) و سرعت ورودی ۱۰ m/s و دمای ورودی ۲۲٫۲ سانتی‌گراد

$e$	اکسرژی ویژه
$\dot{E}X$	نرخ و میزان اکسرژی
$C_p$	گرمای ویژه
$h$	آنتالپی ویژه
$\dot{m}$	میزان جریان توده
$P$	فشار
$\dot{Q}$	میزان و نرخ ظرفیت خنک کننده
$R$	ثابت ایده آل گاز
$\dot{S}$	میزان تولید آنتروپی
$T$	دما
$\dot{w}$	فشار وزنده
<b>علائم یونانی</b>	
$\epsilon$	حالت موثر
$\eta$	کارایی
$\phi$	نسبت فشار
$\psi$	راندمان اکسرژی
$\omega$	نسبت رطوبت

## ۸- مراجع

- [1] Y. Dai, K. Sumathy, Theoretical study on a cross-flow direct evaporative cooler using honeycomb paper as packing material, Applied thermal engineering, Vol. 22, No. 13, pp. 1417-1430, 2002.
- [2] A. A. Zadpoor, A. H. Golshan, Performance improvement of a gas turbine cycle by using a desiccant-based evaporative cooling system, Energy, Vol. 31, No. 14, pp. 2652-2664, 2006.
- [3] H. M. Hettiarachchi, M. Golubovic, W. Worek, The effect of longitudinal heat conduction in cross flow indirect evaporative air coolers, Applied Thermal Engineering, Vol. 27, No. 11, pp. 1841-1848, 2007.
- [4] J. Wu, X. Huang, H. Zhang, Numerical investigation on the heat and mass transfer in a direct evaporative cooler, Applied Thermal Engineering, Vol. 29, No. 1, pp. 195-201, 2009.
- [5] A. Fouda, Z. Melikyan, A simplified model for analysis of heat and mass transfer in a direct evaporative cooler, Applied Thermal Engineering, Vol. 31, No. 5, pp. 932-936, 2011.
- [6] S. Moshari, G. Heidarinejad, A. Fathipour, Numerical investigation of wet-bulb effectiveness and water consumption in one-and two-stage indirect evaporative coolers, Energy Conversion and Management, Vol. 108, pp. 309-321, 2016.
- [7] G. Heidarinejad, M. Bozorgmehr, Heat and mass transfer modeling of two stage indirect/direct evaporative air coolers, ASHRAE journal Thailand, 2008.
- [8] D. Pandelidis, S. Anisimov, Numerical study and optimization of the cross-flow Maisotsenko cycle indirect evaporative air cooler, International Journal of Heat and Mass Transfer, Vol. 103, pp. 1029-1041, 12//, 2016.
- [9] Y. Chen, H. Yang, Y. Luo, Parameter sensitivity analysis and configuration optimization of indirect evaporative cooler (IEC) considering condensation, Applied Energy.
- [10] A. Alahmer, Thermal analysis of a direct evaporative cooling system enhancement with desiccant dehumidification for vehicular air conditioning, Applied Thermal Engineering, Vol. 98, pp. 1273-1285, 2016.
- [11] X. Cui, M. Islam, B. Mohan, K. Chua, Theoretical analysis of a liquid desiccant based indirect evaporative cooling system, Energy, Vol. 95, pp. 303-312, 2016.



شکل ۱۳ نسبت ضریب تأثیر اکسرژی برحسب سرعت دورانی در رطوبت نسبی ۴۳٪ (داخل کولر) و سرعت ورودی ۱۰ م/ثانیه و دمای ورودی ۲۲٫۲ سانتی گراد

انرژی الکتریکی و مکانیکی را می توان اکسرژی خالص نامید، در صورتی که انرژی گرمایی در راه تبدیل به نوع دیگر انرژی ها، با در نظر گرفتن حرارت اولیه سیستم و اطراف آن، ضایعاتی به همراه دارد. لذا در ادامه بحث خود را با اکسرژی ادامه می دهیم. برگشت ناپذیری یا اتلاف اکسرژی که قابلیت هدررفته تبدیل به کار در طی یک فرآیند بر اثر برگشت پذیری هاست برحسب سرعت ورودی و سرعت دورانی به ترتیب در اشکال ۱۱ و ۱۲ نشان داده شده است. نکته قابل توجه افزایش این اتلاف با افزایش سرعت ورودی و کاهش این اتلاف با افزایش سرعت دورانی در یک سرعت ورودی ثابت است. با توجه به آنچه در فوق در خصوص اهمیت اکسرژی بیان شد در ادامه (شکل های ۴-۹ و ۴-۱۰) ضریب عملکرد اکسرژی سیستم مورد بحث رسم شده است

## ۶- نتیجه گیری

همان گونه که بیان شد با توجه به اهمیت روزافزون منابع انرژی و منابع آبی در این مرزوبوم و لزوم ورود به مباحث توسعه پایدار در این تحقیق سعی شد تا با ساخت نسلی نو از کولرهای آبی جهت نیل به این اهداف گام برداشته شود لذا پس از ساخت و داده برداری پارامترهای مورد بررسی و بررسی پارامترهایی نظیر ظرفیت سرمایش و اتلاف اکسرژی سرعت های ورودی متفاوت سرعت های دورانی متفاوت خلاصه نتایج به شرح ذیل قابل بیان است:

- افزایش سرعت ورودی باعث کاهش دمای خروجی می گردد، البته این روند یک روند پایدار نیست بلکه با افزایش سرعت ورودی امکان افزایش دمای خروجی وجود دارد.
- افزایش سرعت دورانی در یک سرعت ورودی ثابت باعث افزایش دمای خروجی می گردد.
- ضریب عملکرد و ظرفیت سرمایش هر دو با افزایش سرعت ورودی افزایش و با افزایش سرعت دورانی کاهش می یابد.
- ضریب تأثیر حباب تر و ضریب تأثیر نقطه شبنم هر دو با افزایش سرعت ورودی افزایش می یابد تا اینکه در سرعت ورودی ۶ متر بر ثانیه به بیشینه خود رسیده و سپس کاهش می یابد.
- ضریب تأثیر حباب تر و ضریب تأثیر نقطه شبنم هر دو با افزایش سرعت دورانی روندی نزولی را طی خواهند کرد.
- اتلاف اکسرژی برحسب افزایش سرعت ورودی و سرعت دورانی به ترتیب باعث افزایش و کاهش اتلاف اکسرژی می گردد. که نتیجه مشابهی نیز در ضریب تأثیر اکسرژی قابل مشاهده است.

## ۷- فهرست علائم



- [12] 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, pp. 1240-1249, 2016.
- [13] 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.
- [14] E. Erell, Y. Etzion, Heating experiments with a radiative cooling system, *Building and Environment*, Vol. 31, No. 6, pp. 509-517, 1996.
- [15] Y. Etzion, E. Erell, Thermal storage mass in radiative cooling systems, *Building and Environment*, Vol. 26, No. 4, pp. 389-394, 1991.
- [16] H. Bagiorgas, M. Assimakopoulos, D. Theoharopoulos, D. Matthopoulos, G. Mihalakakou, Electricity generation using wind energy conversion systems in the area of Western Greece, *Energy Conversion and Management*, Vol. 48, No. 5, pp. 1640-1655, 2007.
- [17] M. Al-Nimr, Z. Kodah, B. Nassar, A theoretical and experimental investigation of a radiative cooling system, *Solar energy*, Vol. 63, No. 6, pp. 367-373, 1998.
- [18] F. A. Al-Sulaiman, P. Gandhidasan, S. M. Zubair, Liquid desiccant based two-stage evaporative cooling system using reverse osmosis (RO) process for regeneration, *Applied thermal engineering*, Vol. 27, No. 14, pp. 2449-2454, 2007.
- [19] R. Spronken-Smith, T. Oke, Scale modelling of nocturnal cooling in urban parks, *Boundary-Layer Meteorology*, Vol. 93, No. 2, pp. 287-312, 1999.
- [20] C.-M. Liao, K.-H. Chiu, Wind tunnel modeling the system performance of alternative evaporative cooling pads in Taiwan region, *Building and Environment*, Vol. 37, No. 2, pp. 177-187, 2002.
- [21] M. Kanoğlu, M. Ö. Çarpınlioğlu, M. Yıldırım, Energy and exergy analyses of an experimental open-cycle desiccant cooling system, *Applied Thermal Engineering*, Vol. 24, No. 5, pp. 919-932, 2004.
- [22] J. R. Camargo, C. D. Ebinuma, J. L. Silveira, Experimental performance of a direct evaporative cooler operating during summer in a Brazilian city, *International Journal of Refrigeration*, Vol. 28, No. 7, pp. 1124-1132, 2005.
- [23] G. Heidarinejad, M. Bozorgmehr, S. Delfani, J. Esmaeelian, Experimental investigation of two-stage indirect/direct evaporative cooling system in various climatic conditions, *Building and Environment*, Vol. 44, No. 10, pp. 2073-2079, 2009.
- [24] H. Bagiorgas, G. Mihalakakou, Experimental and theoretical investigation of a nocturnal radiator for space cooling, *Renewable Energy*, Vol. 33, No. 6, pp. 1220-1227, 2008.
- [25] H. El-Dessouky, H. Ettouney, A. Al-Zeefari, Performance analysis of two-stage evaporative coolers, *Chemical Engineering Journal*, Vol. 102, No. 3, pp. 255-266, 2004.