تحلیل تجربی سرمایش تبخیری مستقیم در یک کانال استوانه ای دوار

وحید صحافی[۱]، علی حیدری[۲*]

۱- دانشجوی کارشناسی ارشد مهندسی مکانیک، واحد علوم وتحقیقات سمنان، دانشگاه آزاد اسلامی، سمنان، ایران
۲- استادیار، مرکز تحقیقات انرژی و توسعه پایدار، واحد سمنان، دانشگاه آزاد اسلامی، سمنان، ایران
*سمنان، صندوق پستی :۱۷۹-۳۵۱۴۱پست الکترونیکیheydary.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 بیش‌ازپیش 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 افزایش‌یافته که سرمایش تبخیری ازجمله 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 می شود. 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 قرارگرفته است.

کلیدواژگان

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

Experimental analysis of direct evaporative cooling in a rotating cylindrical channel

Vahid Sahafi[1], Ali Heydari[2*]

.
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

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

۱- مقدمه

در دنیای امروز با توجه به افزایش روز به روز جمعیت و سکونت انسانها در مناطق مختلف آب و هوایی استفاده از سیستم های تهویه مطبوع امری بدیهی و لازم الاجرا می باشد. در همین راستا با توجه به افزایش بی رویه 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 دستگاه هایی جهت کاهش و بهینه سازی 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.

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 پیداکرده و دمای آن نیز کاهش پیدا می‌کند.

همانگونه که بیان شد یکی از پر کاربرد ترین این وسایل و سیستم ها، کولرهای آبی است. لذا در این تحقیق هدف بررسی آزمایشگاهی نسل جدیدی از کولرهای آبی جهت کاهش مصرف آب و افزایش برودت می باشد. از جمله پارامترهای مستقل که در این پژوهش به آن پرداخته شده است می توان به سرعت های ورودی و دورانی اشاره کرد، همچنین دمای خروجی، ضریب عملکرد، ظرفیت سرمایش، ضریب تاثیر حباب تر و نقطه شبنم و اتلاف

اکسرژی نیز ازجمله پارامتر های وابسته هستند که مورد بررسی قرار گرفته اند.

۲- تحقیقات و پژوهش‌های انجام‌شده

تا به امروز تحقیقات فراوانی در زمینه کولرها انجام‌شده 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 موردتوجه بوده است.

۲-۱- شبیه‌سازی عددی

با توجه به هزینه‌بر بودن تحقیقات تجربی و آزمایشگاهی بسیاری از محققان ترجیح می‌دهند به‌جای 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 استفاده‌شده 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[1]" 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[2] و سوماتی[3] [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 ایجادشده است. در این تحقیق طول بهینه کانال هوا که بیانگر پایین‌ترین دما و بالاترین کارایی کولر است محاسبه و گزارش‌شده است. در سال ۲۰۰۵ زادپورو گلشن [۲] به بهبود بررسی کارایی سیکل توربین پرداختند. در سیکل طراحی‌شده تلاش برافزایش راندمان با بهبود بخشیدن به سرمایش ورودی بوده است.هیتیاراچی[4] 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.

1 maisotsenko cycle
2 Dai
3 Sumathy
4 Hettiarachchi

کاهش بازده حرارتی برای برخی شرایط عملکردی ممکن است به‌شدت 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[5] و همکاران [۴] در پژوهش خود به مطالعه عددی انتقال حرارت و جرم در کولرهای تبخیری مستقیم پرداختند. شرایط جوی موردمطالعه در ناحیه شمالی کشور چین در نظر گرفته‌شده است. جهت بررسی مدل موردمطالعه از روش دینامیک سیالات محاسباتی[6] و الگوریتم‌های سیمپلر[7] و کوئیک[8] استفاده‌شده است. همچنین تأثیر پارامترهایی چون دمای هوای خیس، دمای هوای خشک ورودی و ضخامت پد در کارایی کولر بررسی‌شده 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 گزارش‌شده است.

ملکیان و فودا[9] [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 بر کارایی حرارتی کولر را بررسی کردند.

مشاری و همکاران [۶] بامطالعه بر روی مدل‌های مختلف کولرهای مستقیم و غیرمستقیم کارایی بهینه و ابعاد بهینه کولرها گزارش‌شده است. در این تحقیق با در نظر گرفتن کولرهای دومرحله‌ای مستقیم و غیرمستقیم و تغییر پارامترهای ثابت کارایی بهینه گزارش‌شده و کارایی کولرها بهبودیافته است. در پژوهش انجام‌شده توسط حیدری نژاد و بزرگمهر [۷] به مطالعه انتقال جرم و حرارت در کولرهای مستقیم و غیرمستقیم دومرحله‌ای و بررسی مصرف انرژی در کولرها پرداخته‌شده است. همچنین کولرها ازلحاظ کارایی بهینه‌شده‌اند.

پاندلیدیس[10] و انیسیمف[11] [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 بهینه‌شده است نهایتاً ابعاد هندسی بهینه گزارش‌شده است.در پژوهش دیگری چن[12] 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 استفاده‌شده است. همچنین از سیستمی جهت خنک کردن مجدد سیال استفاده‌شده است که منجر به بالا بردن کارکرد سیستم خواهد شد. علاوه بر طراحی سیستم جدید به‌صورت عددی، ابعاد بهینه گپ کانال گزارش‌شده است. علاوه بر مطالعات بیان‌شده مطالعات دیگری در زمینه کولرهای تبخیری مستقیم و غیرمستقیم انجام‌شده است [۱۰-۱۳] در این تحقیقات تلاش بر بهینه کردن کارکرد و بالا بردن راندمان کولر بوده است.

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

۲-۲- تحقیقات تجربی و آزمایشگاهی

تحقیق تجربی یا آزمایشگاهی یکی از دقیق‌ترین و کارآمدترین روش‌های تحقیق است که برای آزمون فرضیه‌ها مورداستفاده قرار می‌گیرد هدف این تحقیق بررسی تأثیر محرک‌ها، روش‌ها و یا شرایط خاص محیطی بر روی یک گروه آزمودنی می‌باشد. از خصوصیات روش تجربی این است که ضمن دست‌کاری یا مداخله در متغیرها و کنترل شرایط نتایج به‌دست‌آمده را، مورد مشاهده قرار می‌دهد.

ارل[1] و اتزیون[2] تحقیقات بسیاری در زمینه سرمایش تشعشعی شبانه انجام دادند[۱۴, ۱۵]. آن‌ها سرمایش ساختمان با روش سرمایش تشعشعی به‌وسیله کلکتورهای صفحه تخت را بررسی کردند و همچنین بازده ساختارهای تشعشع گرهای مختلف در سرمایش شبانه مطالعه کردند.

میهالاکاکو[3] و همکاران [۱۶] بازده پویای سیستم سرمایش تشعشعی را محاسبه کردند و همچنین برای سرد کردن هوا از یک تشعشع گر فلزی سبک‌وزن به همراه پوشش پلی‌اتیلنی استفاده کردند. در این پژوهش به بررسی و مطالعه در زمینه سیستم گرین روف[4] جهت خنک کردن ساختمان یک مدرسه در شهر آتن و کشور یونان پرداخته‌شده است. النیمر[5] و همکاران[۱۷] سیستم سرمایشی تشعشعی متشکل از یک پانل با پوششی پلی‌اتیلنی و یک مخزن ذخیره را به‌صورت عملی و تئوری بررسی کردند. در این آزمایش از هوا به‌عنوان ناقل حرارت استفاده شد. در این پژوهش در ابتدا جهت اعتبار سنجی داده‌ها مدل موردمطالعه ساخته و سپس تحلیل‌شده است.سپس مدل ساخته‌شده در رطوبت نسبی ٪۲۸ تا ٪۵۵ و دمای ۱۶تا۲۲ درجه سلسیوس که دمای محیط است بررسی‌شده است.نتایج حاکی از مطابقت تحلیل ترمودینامیکی و آزمایشگاهی دارد.

السلیمان[6] و همکاران [۱۸] به بررسی تحلیلی سیستم کولرهای تبخیری دومرحله‌ای پرداختند. در این تحقیق آب موردنیاز کولر توسط سیستم اسمز معکوس[7] استفاده‌شده است همچنین انرژی موردنیاز در سیستم مکانیکی کولر توسط بازیاب کاهش چشم‌گیری داشته است. بازده سه فیبر طبیعی (فیبر نخل خرما، کنف هندی، لوفا) به‌عنوان پد مرطوب در سیستم تبخیری مستقیم را سنجیده شده است. اسپروکن اسمیت[8][۱۹] برای مشخص کردن وضعیت موقعی و تغییرات فضای دمای سطح در هنگام سرمایش تشعشعی، از مدل یک پارک شهری استفاده کرد.

لیائو[9] و چیو[10] [۲۰] یک تونل باد برای شبیه‌سازی سیستم پد تبخیری ساختند و دو ماده مختلف را بررسی کردند دو مدل موردبررسی از جنس الیاف درشت پی‌وی‌سی بوده و همچنین تأثیر عدد بی‌بعد لویس در کارایی حرارتی در نظر گرفته‌شده است. از نتایج آزمایش می‌توان به بهینه‌سازی ابعاد کولر و افزایش راندمان اشاره کرد.

کانوقلو[11] و همکاران [۲۱] به تحلیل انرژی و اکسرژی کولرها با سیکل باز پرداختند. در این پژوهش ضریب عملکرد یونیت ۰/۳۵ و ضریب عملکرد بازگشت‌پذیر ۳/۱۱ در نظر گرفته‌شده است و با در نظر گرفتن اکسرژی سیستم تلاش بر بالا بردن کارایی یونیت بوده است.در سال ۲۰۰۵ کامارگو[12] و همکاران [۲۲] به بررسی کولرهای تبخیری در کشور برزیل در فصل تابستان پرداختند. در این تحقیق مدل بررسی‌شده با ضریب جابجایی حرارتی مختلف بررسی و نتایج حاصل با مطالعات ریاضی مقایسه شده است. در تحقیقی مشابه حیدری نژاد[13] 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 صرفه‌جویی می‌شود.در سال ۲۰۰۸ باگیورگاس[14] و میهالاکاکو[15][۲۴] در یونان به بررسی تئوری و عملی سرمایش تشعشعی شبانه برای سرمایش محیط با استفاده از تشعشع گر آلومینیوم سفیده شده پرداختند. آن‌ها به این نتیجه رسیدند که سیستم سرمایش تشعشعی شبانه دارای توانایی ایجاد سرمایش قابل‌توجهی است.

الدوسکی[16] و همکاران [۲۵] دستگاه سرمایش تبخیری دومرحله‌ای در کشور کویت ساختند و مورد آزمایش قرار دادند. این دستگاه شامل واحد سرمایش تبخیری غیرمستقیم و به دنبال آن واحد سرمایش تبخیری مستقیم بود. این دستگاه در تابستان در هوای بسیار گرم و خشک کارکرد. نتایج نشان دادند که بازده دستگاه سرمایش تبخیری دومرحله‌ای مستقیم-غیر مستقیم بین ٪۹۰ تا ٪۱۲۰ متغیر است. همچنین بازده دستگاه سرمایش تبخیری مستقیم و غیرمستقیم به ترتیب بین ٪۲۰ تا ٪۴۰ تا ٪۹۶ تغییر می‌کنند.

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 سرمایش، ضریب تاثیر حباب تر و نقطه شبنم، اتلاف اکسرژی و ضریب تاثیر اکسرژی به عنوان پارامترهای وابسته می باشد. لذا در ادامه به بحث و فرمولاسیون این موارد پرداخته خواهد شد.

اگر در یک خنک‌کننده تبخیری هوا، مطابق شکل ۱، هوای محیط خارج با دمای خشک to و رطوبت ویژه ωo از روی سطوح مرطوب (یا با ذرات آب که توسط نازل‌ها پودر شده‌اند) با دمای ti عبور نماید، دمای نهایی سطح تماس به دمای مرطوب هوای خارج نزدیک‌تر شده،ti→(tWB)o و در عملکرد پایدار دستگاه مقدار آن برابر دمای مرطوب جریان هوای بیرون می‌شود. لازم به توضیح است بکار بردن اصطلاح "تهویه مطبوع" در مورد خنک‌کننده‌های تبخیری هوا درست نیست بلکه یک غلط مصطلح است و این تحول را نمی‌توان تهویه مطبوع نامید زیرا در این‌گونه دستگاه‌ها دمای هوا، اثر سرما گیری و رطوبت آن هیچ‌کدام قابل‌کنترل نیستند؛ اما درهرصورت می‌توانند در سیستم تهویه مطبوع به‌عنوان یک جزء مکمل بکار روند. محلی را در نظر می‌گیریم که حرارت‌های محسوس Qsen و نهان Qlet مطابق شکل۲به آن اضافه‌شده و هوای بیرون با شرایط نقطه ۱ وارد خنک‌کننده شده و مطابق شکل ۳-۳ در نقطه ۲ از خنک‌کننده خارج و طی گرماگیری به شرایط محیط داخل در نقطه ۳ می‌رسد. طراحی مسیر هوا و مشخصات آن را می‌توان به شرح زیر معین نمود:

اگر دمای خشک و مرطوب هوای محیط خارج برابر T_{S1} و $T_{wb,S1}$ باشند و دمای خشک هوای خروجی از خنک‌کننده، T_{SO} ، با توجه به تعریف راندمان آدیاباتیکی خنک‌کننده، ε (ضریب عملکرد حباب‌تر 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

$$\epsilon_{wb} = \frac{T_{SI} - T_{SO}}{T_{SI} - T_{wb,SI}} \quad (۱)$$

$$\epsilon_{dp} = \frac{T_{SI} - T_{SO}}{T_{SI} - T_{dp,SI}} \quad (۲)$$

در ادامه نرخ ظرفیت سرمایش تعریف می‌شود به‌صورت:

$$\dot{Q}_{cooling} = \dot{M}_{SO}(h_{in} - h_{SO}) \quad (۳-۵)$$

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

$$COP = \frac{\dot{Q}_{cooling}}{\dot{W}_{Total}} \quad (۳)$$

۱-۳- معادلات اکسرژی

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

$$\dot{Ex}_{in} = \dot{Ex}_{out} + \dot{Ex}_{dest} + \dot{Ex}_{loss} \quad (۴)$$

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

$$\dot{Ex}_{in} = \dot{Ex}_{in,da} + \dot{Ex}_{in,w} \quad (۵)$$

که در آن $\dot{Ex}_{in,da}$ نرخ اکسرژی ورودی هوای خشک و $\dot{Ex}_{in,w}$ نرخ اکسرژی آب است. که به‌صورت زیر قابل‌بیان است.

$$\dot{Ex}_{in,da} = \dot{m}_{da} e_{da} \quad (۶)$$

و

$$\dot{Ex}_{in,w} = \dot{m}_w e_w = \dot{m}_{da} e_w \omega_{SI} \quad (۷)$$

که در آن

$$e_{da} = C_{p_{da}} T_0 \left[\frac{T_{SI}}{T_0} - 1 - ln\frac{T_{SI}}{T_0}\right] + R_a T_0 ln\frac{P}{P_0} + R_a T_0 ln(1 - \overline{\omega_0}) \quad (۸)$$

و

$$e_w = \left(h_{f_{T_{SI}}} - h_{g_{(T_0)}}\right) - T_0\left(s_{f_{T_{SI}}} - s_{g_{(T_0)}}\right) + \left(P - P_{sat(T_{SI})}\right) v_{f(T_{SI})} - R_{wv} T_0 ln\Phi \quad (۹)$$

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

$$\Phi = \frac{P_0}{P_{Supply}} \quad (۱۰)$$

نرخ اکسرژی خروجی به‌صورت زیر تعریف می‌شود

$$\dot{Ex}_{out} = \dot{m}_{da} e_t \quad (۱۱)$$

که در آن

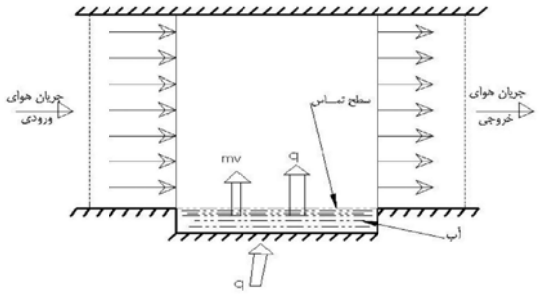
$$e_t = \left(C_{P_{da}} + \omega_{SI} C_{P_w}\right) T_0 \left[\frac{T_{SO}}{T_0} - 1 - ln\frac{T_{SO}}{T_0}\right] + (1 + \overline{\omega_{SI}}) R_a T_0 ln\frac{P}{P_0} + R_a T_0 [(1 + \overline{\omega_{SI}}) ln\frac{(1 + \overline{\omega_0})}{(1 + \overline{\omega_{SI}})} + \overline{\omega_{SI}} ln\frac{\overline{\omega_{SI}}}{\overline{\omega_0}} \quad (۱۲)$$

همچنین نرخ اکسرژی اتلافی برابر است با:

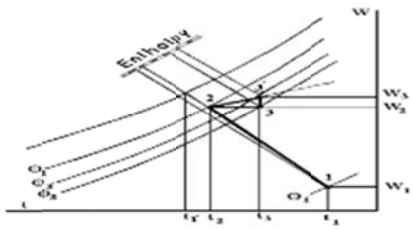
$$\dot{Ex}_{loss} = \dot{Q}_{cooling}(1 - \frac{T_0}{T_{SI}}) \quad (۱۳)$$

و در نهایت ضریب تاثیر اکسرژی برابر است با:

$$COP_{ex} \mathrm{COP} = (1 - \frac{T_0}{T_{SI}}) \quad (۱۴)$$



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 ۱,۷۵*۰,۶۵ متر با استفاده از قوطی ۱۴ و ۱۲ میلی‌متر و صفحات باضخامت 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 ذکرشده در ورودی دستگاه قرارگرفته 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 درنتیجه وقوع سرمایش تبخیری بهتر از برزنت های مخصوص که عبور آب را از درون وسیله غیرممکن و عبور و تبادل هوا را به داخل استوانه امکان‌پذیر می‌سازد استفاده‌شده است. لبه‌هایی به طول ۳ سانتیمتر با استفاده از پارچه‌های برزنتی جهت کارایی بهتر و جلوگیری از خروج آب حین دوران استوانه طراحی و ساخته‌شده است. در قسمت داخلی استوانه (۲ عدد فن لینک شده کولر ۷۰۰۰) سه عدد پره توسط پارچه برزنتی یکرو پلاستیکی تعبیه گردیده که عمل سرمایش تبخیری هرچه بهتر صورت پذیرفته و در سه فضای مجزا که باهم در ارتباط بوده آب بر روی پره‌های مذکور پاشیده و درنتیجه تبادل جرمی آب‌وهوا بهتر صورت گیرد.

یک عدد توپی 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 ازآنجا 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

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

شکل ۳ نمای دستگاه مورد آزمایش

۴-۱- شرح وسایل اندازه‌گیری

ازآنجاکه در هر بررسی آزمایشگاهی تعیین پارامترهای اندازه‌گیری جهت تحلیل نتایج امری لازم و ضروری است لذا جدول ۱ نشان‌دهنده ادوات اندازه‌گیری مورداستفاده در این پژوهش می باشد.

جدول ۱ جدول وسایل اندازه‌گیری

ردیف	نام	محدوده	دقت	عدم قطعیت استاندارد نوعB
۱	دورسنج	۱ تا ۹۹۹۹۹ (rpm)	۰/۰۵+۱Digit	۰/۰۳
۲	سرعت‌سنج باد	m/s۳۰,۰-۰,۸	۰/۱ m/s	۰/۰۶
۳	مولتی فانکشن MHB-۳۸۲SD (دما و رطوبت و فشار)	محدوده اندازه گیری دما : C۵۰~۰	± ۰/۸C	۰/۴۶
		محدوده اندازه گیری رطوبت : RH۹۵٪~۱۰	±۴% RH	۲/۳
		محدوده اندازه‌گیری فشار : hpa۱۱۰۰~۱۰	±۱/۵ mmhg	۰/۸۷
۴	ترمومتر یا ترموستات دما و رطوبت تابلویی samwon	دما : -۵۰ تا ۱۵۰ درجه سانتی‌گراد	۰/۱c	۰/۰۶
۵	رطوبت از دستگاه testo ۶۰۸-h۲	+۲to+۹۸٪ RH	±۰/۲% RH	۰/۱۲

۴-۲- 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 آزمایش۳۵,۵۷ 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٪ و۸۸۶۵۰ پاسکال می‌باشد.

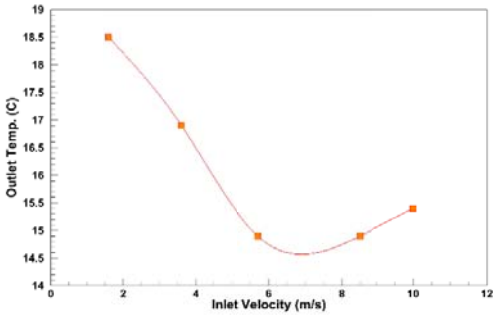
همچنین دمای محیط با استفاده از ترمومتر اندازه‌گیری شده که در زمان شروع آزمایش که ۲۱,۳ درجه سانتی‌گراد می‌باشد.

سپس 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 ترمو متر 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

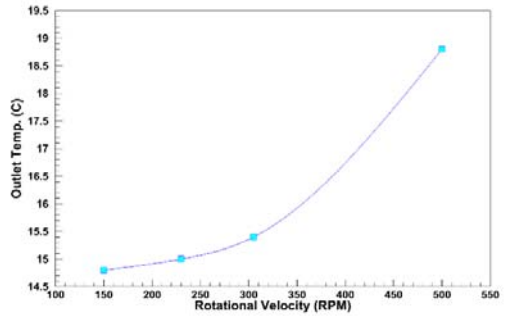
همان‌گونه که توضیح داده شد در این پژوهش به ساخت نسل جدیدی از کولرآبی دوار پرداخته‌شده است. پس از ساخت و اندازه‌گیری پارامترهای قابل‌اندازه‌گیری نتایج به شرح ذیل می‌باشد.

شکل ۴ نشان‌دهنده دمای خروجی برحسب سرعت ورودی در رطوبت نسبی ۴۳٪ (داخل کولر) و سرعت دورانی rpm۳۰۲ 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.



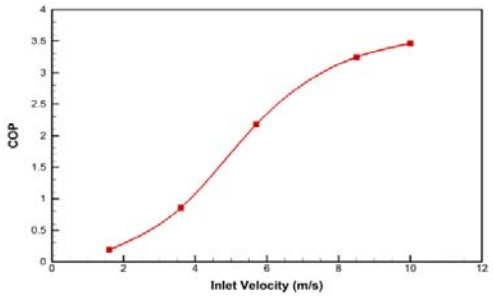
شکل ۴ دمای خروجی برحسب سرعت ورودی در رطوبت نسبی ۴۳٪ (داخل کولر) و سرعت دورانی rpm۳۰۲ و دمای ورودی ۲۲,۲ سانتی‌گراد

به‌منظور بررسی سرعت دورانی بر تغییر دمای خروجی چهار سرعت دورانی مختلف مورد تجزیه‌وتحلیل قرارگرفته‌اند. شکل ۴-۲ دمای خروجی برحسب سرعت دورانی در رطوبت نسبی ۴۳٪ (داخل کولر) و سرعت ورودی m/s۱۰ و دمای ورودی ۲۲,۲ سانتی‌گراد را نشان می‌دهد. همان‌گونه که از شکل مشخص است با تغییر سرعت دورانی از ۱۵۰ تا rpm۳۰۰ تغییرات محسوسی در دمای خروجی مشاهده نمی‌شود اما با تغییر سرعت دورانی از ۳۰۰ به ۵۰۰ rpm دمای خروجی افزایش می‌یابد. دلیل این امر ازآنجایی‌که 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.

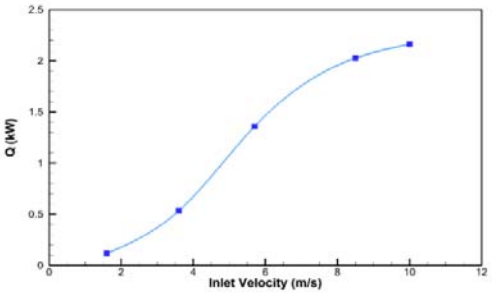


شکل ۵ دمای خروجی برحسب سرعت دورانی در رطوبت نسبی ۴۳٪ (داخل کولر) و سرعت ورودی ۱۰m/s و دمای ورودی ۲۲,۲ سانتی‌گراد

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 مخفّف با COP[1] 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.



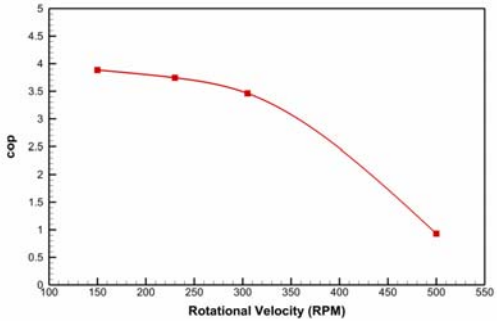
الف



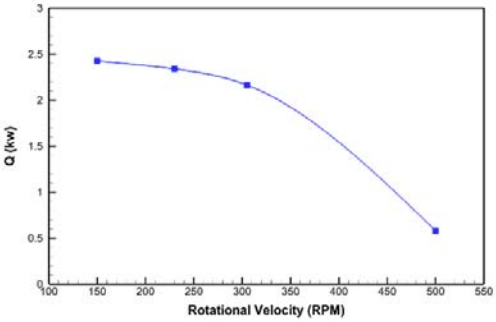
ب

شکل ۶ نسبت الف) ضریب عملکرد و ب) ظرفیت سرمایش برحسب سرعت ورودی در رطوبت نسبی ۴۳٪ (داخل کولر) و سرعت دورانی ۳۰۲rpm و دمای ورودی ۲۲,۲ سانتی‌گراد

[1] Coefficient Of Performance



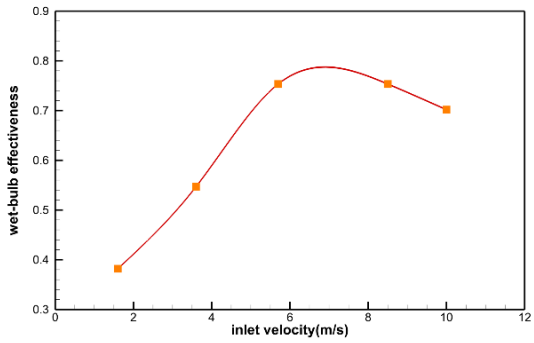
الف



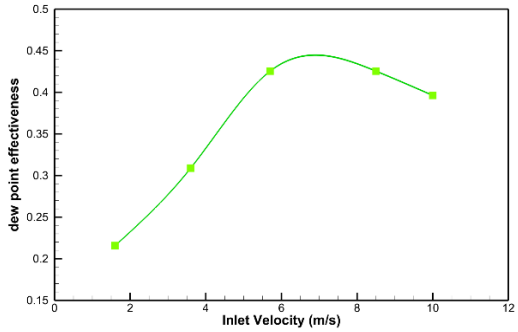
ب

شکل ۷ نسبت الف) ضریب عملکرد و ب) ظرفیت سرمایش برحسب سرعت دورانی در رطوبت نسبی ۴۳٪ (داخل کولر) و سرعت ورودی ۱۰m/s و دمای ورودی ۲۲,۲ 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.

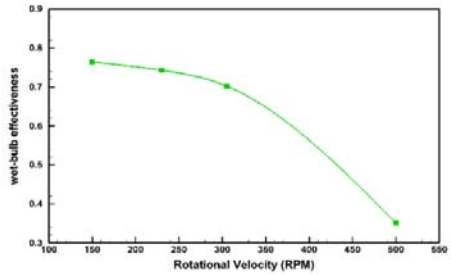


الف

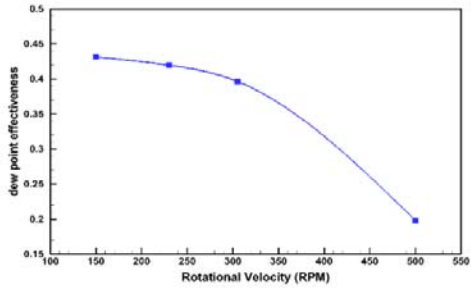


ب

شکل ۸ نسبت ضریب تأثیر الف) حباب‌تر و ب) نقطه شبنم برحسب سرعت ورودی در رطوبت نسبی ۴۳٪ (داخل کولر) و سرعت دورانی rpm۳۰۲ و دمای ورودی ۲۲,۲ سانتی‌گراد



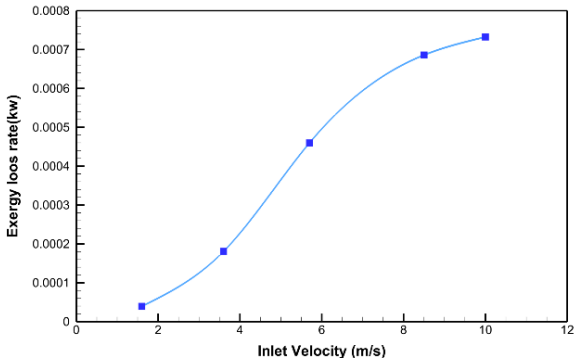
الف



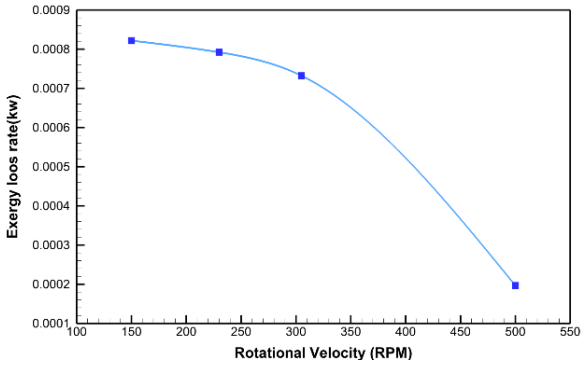
ب

شکل ۹ نسبت ضریب تأثیر الف) حباب‌تر ب) نقطه شبنم برحسب سرعت دورانی در رطوبت نسبی ۴۳٪ (داخل کولر) و سرعت ورودی m/s۱۰ و دمای ورودی ۲۲,۲ سانتی‌گراد

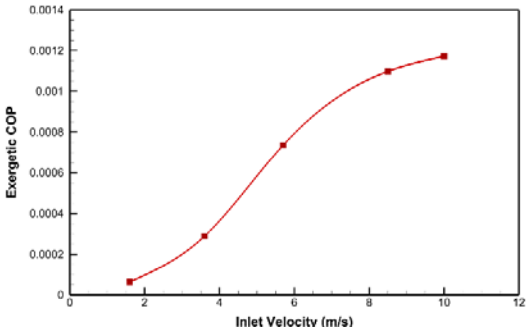
انرژی به شکل‌های مختلف یافت می‌شود (انرژی الکتریکی، انرژی مکانیکی و انرژی گرمایی) که می‌توان آن‌ها را با محدودیت‌هایی به یکدیگر تبدیل کرد (قانون اول ترمودینامیک). پرارزش‌ترین انرژی‌ها انرژی الکتریکی و انرژی مکانیکی هستند و آن‌ها را می‌توان به‌راحتی کاملاً به انرژی گرمایی تبدیل کرد ضمن آن‌که تبدیل انرژی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



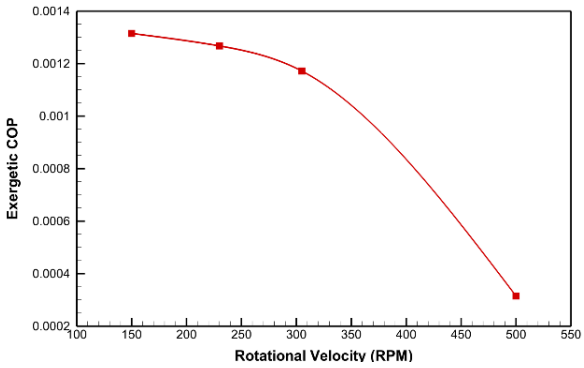
شکل ۱۰ نسبت اتلاف اکسرژی برحسب سرعت ورودی در رطوبت نسبی ۴۳٪ (داخل کولر) و سرعت دورانی rpm۳۰۲ و دمای ورودی ۲۲,۲ سانتی‌گراد



شکل ۱۱ نسبت اتلاف اکسرژی برحسب سرعت دورانی در رطوبت نسبی ۴۳٪ (داخل کولر) و سرعت ورودی m/s۱۰ و دمای ورودی ۲۲,۲ سانتی‌گراد



شکل ۱۲ نسبت ضریب تأثیر اکسرژی برحسب سرعت ورودی در رطوبت نسبی ۴۳٪ (داخل کولر) و سرعت دورانی rpm۳۰۲ و دمای ورودی ۲۲,۲ سانتی‌گراد



شکل ۱۳ نسبت ضریب تأثیر اکسرژی برحسب سرعت دورانی در رطوبت نسبی ۴۳٪ (داخل کولر) و سرعت ورودی ۱۰m/s و دمای ورودی ۲۲٫۲ سانتی‌گراد

انرژی الکتریکی و مکانیکی را می‌توان اکسرژی خالص نامید، درصورتی‌که انرژی گرمایی درراه تبدیل به نوع دیگر انرژی‌ها، با در نظر گرفتن حرارت اولیه سیستم و اطراف آن، ضایعاتی به همراه دارد. لذا در ادامه بحث خود را با اکسرژی ادامه می‌دهیم. برگشت‌ناپذیری یا اتلاف اکسرژی که قابلیت هدررفته تبدیل به کار در طی یک فرآیند براثر برگشت‌پذیری‌هاست برحسب سرعت ورودی و سرعت دورانی به ترتیب در اشکال ۱۱ و ۱۲ نشان داده‌شده است. نکته قابل‌توجه 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 (شکل‌های ۴-۹ و ۴-۱۰) ضریب عملکرد اکسرژی سیستم موردبحث رسم شده است

۶-نتیجه‌گیری

همان‌گونه 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 داده‌برداری پارامترهای موردبررسی و بررسی پارامترهایی نظیر ظرفیت سرمایش و اتلاف اکسرژی سرعت‌های ورودی متفاوت سرعت‌های دورانی متفاوت خلاصه نتایج به شرح ذیل قابل‌بیان است:

- افزایش سرعت ورودی باعث کاهش دمای خروجی می‌گردد، البته این روند یک‌روند 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 می‌گردد.
- ضریب عملکرد و ظرفیت سرمایش هر دو با افزایش سرعت ورودی افزایش و با افزایش سرعت دورانی کاهش می‌یابد.
- ضریب تأثیر حباب‌تر و ضریب تأثیر نقطه شبنم هر دو با افزایش سرعت ورودی افزایش می‌یابد تا اینکه در سرعت ورودی ۶ متر بر ثانیه به بیشینه خود رسیده و سپس کاهش می‌یابد.
- ضریب تأثیر حباب‌تر 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 می‌گردد. که نتیجه مشابه ای نیز در ضریب تأثیر اکسرژیک قابل‌مشاهده است.

۷- فهرست علائم

e	اکسرژی ویژه
$\dot{EX}$	نرخ و میزان اکسرژی
Cp	گرمای ویژه
h	آنتالپی ویژه
$\dot{m}$	میزان جریان توده
P	فشار
$\dot{Q}$	میزان و نرخ ظرفیت خنک کننده
R	ثابت ایده‌آل گاز
$\dot{S}$	میزان تولید آنتروپی
T	دما
$\dot{w}$	فشار وزنده

علائم یونانی

ϵ	حالت موثر
η	کارایی
ϕ	نسبت فشار
ψ	راندمان اکسرژی
ω	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.

[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. Çarpınlıoğlu, 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.