



بررسی آزمایشگاهی تغییر اندازه دریچه‌های ورودی سیستم‌های سرمایش تبخیری بر راندمان و مصرف آب

سیف‌الله سعدالدین^۱؛ الیاس توزنده جانی^۲؛ پدارام علمداری^۲

۱/ استاد، دانشکده مهندسی مکانیک، دانشگاه سمنان

۲/ دانشجوی کارشناسی ارشد، دانشکده مهندسی مکانیک، دانشگاه سمنان

* سمنان، صندوق پستی 35131-19111، s_sadodin@semnan.ac.ir

چکیده

سیستم سرمایش تبخیری مستقیم، سیستمی ارزان قیمت برای فراهم آوردن آسایش حرارتی در مناطق گرم و خشک است. بنابراین تلاش برای افزایش راندمان این سیستم‌ها امری ضروری است. پارامترهای بسیاری مانند ضخامت پد سرمایش تبخیری، دمای آب موجود در فرآیند سرمایش تبخیری بر راندمان سیستم‌های سرمایش تبخیری تأثیر دارند. دبی هوای ورودی به عنوان یکی از مهم‌ترین پارامترهای تأثیرگذار بر راندمان سیستم‌های سرمایش تبخیری قلمداد می‌شود. پارامترهایی همچون سرعت، چگالی و مساحت مقطع ورودی هوا، تعیین کننده دبی جرمی هستند که می‌توان با تغییر و کنترل آن‌ها به راندمان مطلوب در سیستم‌های سرمایش تبخیری دست یافت. در این پژوهش تأثیر مقاطع ورودی هوا و به تبع آن دبی هوای ورودی بر سیستم سرمایش تبخیری مستقیم بررسی شده است. بدین منظور با تغییر مقطع هوای ورودی در کولرهای ترموپلاست از ۴۰۰ میلی‌متر مربع به ۲۰۰۰ مترمربع نحوه تأثیر این پارامتر بر راندمان سیستم‌های سرمایش تبخیری مستقیم در شهر سمنان پرداخته شده است. با افزایش اندازه دریچه کولر ترمو پلاست توان مصرفی ۱۶ وات و راندمان اشباع ۸۵٫۹۸۵٪ افزایش می‌یابد. دمای هوای خشک خروجی به دلیل افزایش سطح تماس آب‌وهوا با افزایش مساحت ورودی کاهش می‌یابد.

کلیدواژگان

کولر ترموپلاست، دریچه‌های ورودی کولر، مصرف آب، توان مصرفی، راندمان اشباع

Experimental Investigation of Inlet Valve Resizing on Evaporative Cooling Systems on Water Efficiency and Consumption

Seyfolah Saedodin¹, Elias Toozandeh jani², Pedram Alamdari²

1- Department of Mechanical Engineering, Semnan University, Semnan, Iran.

2- Department of Mechanical Engineering, Semnan University, Semnan, Iran.

* P.O.B. 35131-19111 Semnan, Iran, s_sadodin@semnan.ac.ir

Abstract

The direct evaporative cooling system is considered as an inexpensive tool for providing thermal comfort in hot and dry climates. Therefore, efforting to increase the efficiency of these systems is essential. Many parameters such as the thickness of the evaporative cooling pad, the water temperature in the evaporative cooling process affect the efficiency of the evaporative cooling systems. Inlet airflow is considered as one of the most important parameters affecting the efficiency of evaporative cooling systems. Parameters such as velocity, density, and area of the inlet section determine the mass flow rate which can be achieved by changing and controlling the optimum efficiency in evaporative cooling systems. In this study, the effect of air inlet sections and consequently inlet airflow on direct evaporative cooling system is investigated. For this purpose, the effect of this parameter on the efficiency of direct evaporative cooling systems in Semnan has been studied by changing the inlet area of air in thermoplastic coolers from 400 mm² to 2000 mm². As the inlet of air in thermoplastic cooler increases, the power consumption of 16 watts and saturation efficiency increase by 85.985%. Outlet dry air temperature decreases with increasing inlet area due to increased contact surface area between air and water.

Keyword

thermoplastic cooler, Cooler inlet duct, Water consumption, Power, Saturation efficiency

۱- مقدمه

در تابستان کمبود منابع آبی در کشور بیشتر از هر زمان دیگری احساس می‌شود. با بهینه سازی اندازه دریچه‌ها، مقدار آب مصرفی در کولرهای آبی قابل کنترل کردن است.

سوهانی و همکاران [2] به بررسی مصرف آب و برق در سیستم‌های تبخیری پرداختند. آن‌ها دریافتند که افزایش ضخامت پد باعث کاهش سرعت هوای ورودی و افزایش راندمان و افزایش مصرف برق و آب می‌گردد.

کامپانی و همکاران [3] آسایش حرارتی را در شبه‌جزیره ابیرین مورد بررسی قرار دادند. آن‌ها راندمان تهویه مطبوع مستقیم و سرمایش تبخیری در ماه اوت را به ترتیب ۲۷ و ۴۰ درصد تقاضا برای خنک کاری ارزیابی کردند. آن‌ها همچنین نشان دادند که عدم تقارن آسایش حرارتی بین شمال و جنوب جزیره وجود دارد و سرمایش تبخیری در شمال جزیره عملکرد بهتری دارد.

منطقه وسیعی از ایران در اقلیم آب‌وهوای خشک و نیمه‌خشک قرار دارد. کولرهای آبی در این نوع اقلیم‌ها بازده بهتری نسبت به دیگر سیستم‌های سرمایشی دارند. کشور ایران در مقابل بلای طبیعی به نام خشکسالی آسیب‌پذیر است، روستاییان به ویژه کشاورزان درخطر آسیب‌های ناشی از خشکسالی قرار دارند. کشاورزی منبع اصلی معیشت ۲٫۵ میلیارد انسانی است که در کشورهای درحال توسعه در روستاها ساکن هستند. همچنین پایه اصلی اقتصاد بیشتر کشورهای درحال توسعه کشاورزی می‌باشد. [۱].



عدد ناسلت: نسبت انتقال حرارت جابجایی به انتقال حرارت هدایتی

$$Nu = \frac{h_c l_e}{k} \quad (2)$$

عدد پرنتل: نسبت ضخامت لایه مرزی سرعت به ضخامت لایه مرزی گرمایی

$$Pr = \frac{c_p \mu}{k} \quad (3)$$

عدد لوئیس: نسبت نفوذ گرمایی به نفوذ جرمی سیال

$$Le = \frac{\alpha}{D} \quad (4)$$

۲-۲ پیوستگی

پیوستگی هوای خشک

$$\dot{m}_{a_{in}} = \dot{m}_{a_{out}} \quad (5)$$

آب تبخیری

$$\dot{m}_w = \dot{m}_a (\omega_2 - \omega_1) \quad (6)$$

نسبت رطوبت

$$\omega = 0.622 \frac{p_{atm}}{p_{atm} - p_v} \quad (7)$$

۳-۲ انتقال حرارت

اصول کار کولرهای آبی بر اساس تبدیل گرمای محسوس به گرمای نهان است که به زبان ریاضی به شکل رابطه (۸) بیان می گردد [۹]:

$$h_c (T_s - T_\infty) dA = \dot{m}_a c_p dT \quad (8)$$

از رابطه (۸) در بازه مشخصی انتگرال گرفته می شود:

$$\frac{h_c}{\dot{m}_a c_p} \int_0^A dA = \int_{T_{in}}^{T_{out}} \frac{dT}{(T_s - T_\infty)} \quad (9)$$

بازده اشباع از دیدگاه انتقال حرارت بر اساس رابطه (۱۰) بیان می گردد:

$$\varepsilon = \frac{T_{db_{in}} - T_{db_{out}}}{T_{db_{in}} - T_{wb_{in}}} = 1 - \exp\left(-\frac{h_c A}{\dot{m}_a c_p}\right) \quad (10)$$

شکل دیگر رابطه (۱۰) به صورت معادله (۱۱) نوشته می شود.

$$\varepsilon = 1 - \exp\left(-\frac{h_c l}{c_p u_a \rho l_e}\right) \quad (11)$$

عدد ناسلت در سیستم های تبخیری به صورت تجربی در رابطه (۱۲) بیان شده است:

کواوویچ و همکاران [4] با نرم افزار MATLAB به مدل سازی سیستم تبخیری پرداختند. مدل آن ها قادر به محاسبه دمای هوای خروجی از پد با خطای حداکثر ۱,۳۳٪ نسبت به داده های تجربی می باشد. آن ها صفحاتی تبخیری از جنس آلومینیم را به شکل موازی ساختند. همچنین آن ها نشان دادند که دمای هوای خشک ورودی با میزان مصرف آب به صورت خطی افزایش می یابد. یویان و چن [5] کلیه عوامل برگشتناپذیری از دیدگاه انتقال حرارت و جرم را در سیستم های تبخیری مورد مطالعه قرار دادند. آن ها با استفاده از برج های خنک کننده تعیین کردند که میزان گردش آب پارامتر مهمی در مبدل های حرارتی آب و هوا می باشد. دسوک و همکاران [6] در کویت آزمایش هایی را به کمک سیستم تهویه مطبوع جدیدی انجام دادند. این سیستم ترکیبی از خشک سازی هوا و خنک کننده تبخیری بود. آن ها توانستند در سیستم های تبخیری مستقیم دمای هوای خشک به ۳۰ درجه سانتی گراد و رطوبت نسبی را ۵۰ درصد برسانند. همچنین در مصرف انرژی برق سالانه ۸۶,۲٪ صرف جویی شد. پروین و همکاران [7] الیاف اکالیپتوس را به عنوان صفحات تبخیری انتخاب کردند. از ویژگی های الیاف اکالیپتوس موارد ذیل عنوان شد: کم هزینه، وزن سبک، طول عمر طولانی، سازگار با محیط زیست و ظرفیت جذب بالای آب. فودا و همکاران [8] در سرعت های هوای ورودی به پد سلولزی ۲,۵ و ۳ متر بر ثانیه به مدل سازی ریاضی کولرهای آبی پرداختند و سرعت ۲,۵ متر بر ثانیه را به عنوان بهترین سرعت انتخاب کردند.

۲-روابط و فرمول های ریاضی

برای نوشتن معادلات سیستم های تبخیری مستقیم از فرضیات زیر استفاده می شود:

۱- فرایند رطوبت زنی به صورت آدیباتیک

۲- ضرایب انتقال حرارت و جرم ثابت بوده و خصوصیات حرارتی هوا ثابت است.

۳- سیستم تبخیری یک بعدی

۴- سطح پد به صورت یکنواخت مرطوب می شود.

۵- هوا با یک لایه فیلم بسیار نازک آب در تعادل است.

۶- عدد لوئیس برابر یک

برای درک بهتر روابط ابتدا به بررسی گروه های بدون بعد، سپس به معادلات حاکم بر مسئله می پردازیم.

۲-۱ گروه اعداد بدون بعد

عدد رینولدز: نسبت نیروی اینرسی به نیروی لزجی است.

$$Re = \frac{u_a \rho l_e}{\mu} \quad (1)$$



Figure. 1 Shape to the Left of the size of the inlets 20 by 20 mm in the thermoplast sheet - The right-hand shape of the inlets is 20 by 80 mm in the thermoplast sheet

شکل ۱ سمت چپ اندازه دریچه‌ها ۲۰ در ۲۰ میلی‌متر در ورق ترموپلاست-

شکل سمت راست اندازه دریچه‌ها ۲۰ در ۸۰ میلی‌متر در ورق ترموپلاست

۴-نتایج

"شکل ۲" مصرف آب در دو آزمایش را مقایسه می‌کند. مقدار آب مصرفی در مساحت ورودی ۴۰۰ میلی‌متر مربع در حالت ۱۵ دریچه در هر درب به میزان ۷۵،۸۴ میلی‌لیتر بر دقیقه و در حالت ۳۰ دریچه در هر درب به میزان ۱۰۶،۶۷ میلی‌لیتر بر دقیقه می‌رسد. مقدار آب مصرفی در مساحت کل ورودی ۲۰۰۰ میلی‌متر مربع در حالت ۱۵ دریچه در هر درب به میزان ۱۰۷،۸ میلی‌لیتر بر دقیقه و در حالت ۳۰ دریچه در هر درب به میزان ۱۴۳،۳۴ میلی‌لیتر بر دقیقه می‌رسد. با بزرگ‌تر شدن اندازه دریچه‌ها به‌طور میانگین آب مصرفی در حالت ۱۵ دریچه در هر درب تا ۴۲،۱۵٪ و در حالت ۳۰ دریچه در هر درب تا ۳۴،۳۸٪ افزایش می‌یابد. معادله (۶) نشان‌دهنده این است که افزایش هوادهی باعث افزایش مصرف آب می‌گردد. در محدوده‌ای از اندازه دریچه‌ها، سرعت ورودی به پوشال نسبتاً بالا است. لذا قطرات آب وارد جریان هوا می‌شوند. قطرات آب آسایش حرارتی افراد داخل ساختمان را سلب می‌کنند و همچنین به سیم‌پیچی موتور الکتریکی آسیب می‌رسانند [11].

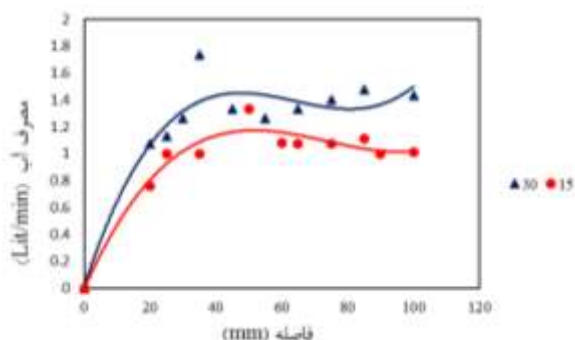


Figure. 2 changes shows the inlet in the direction of the water in terms of size changes

شکل ۲ میزان تغییرات آب مصرفی برحسب تغییرات اندازه دریچه‌ها در راستای طول

$$Nu = 0.1 \left(\frac{l_e}{l} \right)^{0.12} Re^{0.8} Pr^{1/3} \quad (12)$$

$$l_e = \frac{v}{A} \quad (13)$$

سمت چپ معادله (۱۱) در μ ضرب و تقسیم شده است. از رابطه (۲) عدد ناسلت h_c در رابطه (۱۱) قرار داده می‌شود و با ساده‌سازی رابطه (۱۴) حاصل می‌گردد.

$$\varepsilon = 1 - \exp\left(-\frac{Nu}{Re Pr} \left(\frac{l}{l_e}\right)\right) \quad (14)$$

سپس عدد ناسلت از رابطه (۱۲) در رابطه (۱۴) قرار داده می‌شود. پس از

ساده‌سازی بازده اشباع به‌صورت رابطه (۱۵) بیان می‌گردد:

$$\varepsilon = 1 - \exp\left(-0.1 \left(\frac{l_e}{l}\right)^{-0.88} Re^{-0.2} Pr^{-0.67}\right) \quad (15)$$

در رابطه (۱۵) ملاحظه می‌شود که تغییرات عدد رینولدز نسبت به تغییرات عدد پراکتل تأثیر کمتری بر راندمان اشباع دارد. پژوهش‌های کار مارگو و همکاران [۱۰] طی آزمایش‌هایی در برزلی عنوان کردند که افزایش عدد رینولدز باعث کاهش راندمان اشباع می‌گردد.

۳-روش آزمایش

آزمایش‌ها در شهر سمنان انجام شده است. کولر ترموپلاست با دبی خروجی ۳۰۰۰ فوت مکعب بر دقیقه مورد استفاده قرار گرفته است. قدرت موتور کولر $1/3$ اسب بخار می‌باشد. کولر در دور تند قرار داده می‌شود. ابتدا ورق‌هایی به ضخامت ۶ میلی‌متر از جنس پلی کربنات مطابق "شکل ۱" سوراخ شده است. اندازه اولین سوراخ مطابق "شکل ۱" ۲۰ در ۲۰ میلی‌متر مربع می‌باشد. سپس در هر آزمایش در راستای طول ۱۰ میلی‌متر دیگر بزرگ‌تر می‌گردد. تا در نهایت اندازه سوراخ‌ها در راستای طول به ۱۰۰ میلی‌متر و در راستای عرض به ۲۰ میلی‌متر می‌رسد. کولر ترموپلاست ۳ درب دارد. در هر درب کولر ۳۰ دریچه ساخته می‌شود. در آزمایش دیگری در هر درب ۱۵ دریچه ایجاد می‌شود. کولر در محل مناسب که از قبل تراز شده قرار داده می‌شود. در ابتدا ۲۰ لیتر آب داخل کولر آبی ریخته می‌شود. با هر بار آزمایش مقدار آب جبرانی با بشر اندازه‌گیری و تنظیم می‌شود. قبل از انجام آزمایش پوشال‌ها به مدت ۹۰۰ ثانیه در آب غوطه‌ور می‌شوند. تا در این مدت پوشال چوبی از آب اشباع گردد. در فصل تابستان بین ساعت ۱۰ الی ۱۷ آزمایش انجام شد. مدت زمان هر آزمایش ۳۰ دقیقه به طول انجامید و هر آزمایش ۵ بار تکرار شد. پارامترهایی از قبیل ولتاژ، آمپر، توان مصرفی، آب مصرفی، دمای هوای خشک ورودی و خروجی، رطوبت نسبی ورودی و خروجی اندازه‌گیری شد.

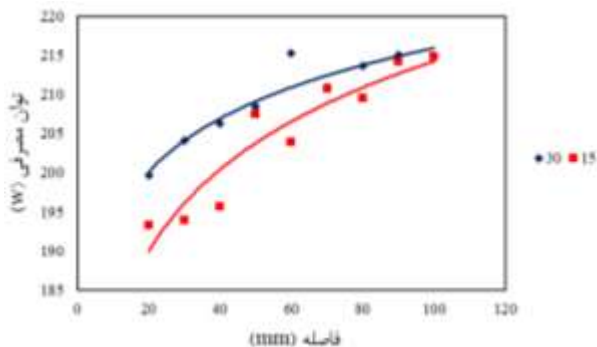


Figure 4. changes Power consumption in terms of inlet size changes along the length

شکل ۴ تغییرات توان مصرفی برحسب تغییرات اندازه دریچه در راستای طول

۵- نتیجه گیری و جمع بندی

سرعت هوا در ورودی پوشال پایین می باشد. با تغییر در اندازه دریچه ها، جریان هوای ورودی به پوشال در ناحیه جریان های گذرا قرار می گیرد. در این مقاله اندازه دریچه ها در راستای طول افزایش می یابد. با افزایش اندازه دریچه ها نتایج به صورت زیر بیان می گردد.

- ۱- با افزایش مساحت، راندمان اشباع نیز افزایش می یابد.
- ۲- توان مصرفی موتور الکتریکی با کاهش مساحت ورودی، کاهش می یابد.
- ۳- مصرف آب به دلیل کاهش مساحت ورودی، کاهش می یابد.

۶- تشکر و قدردانی

از جناب آقای مهندس پایداری، مدیرعامل شرکت سیماب سمنان به دلیل فراهم آوردن شرایط لازم برای ساخت و آزمایش کولر ترموپلاست تشکر و قدردانی می شود.

۷- فهرست علائم

A	مساحت (m^2)
C_p	ظرفیت گرمای ویژه ($Jkg^{-1}K^{-1}$)
D	نفوذپذیری جرمی ($m^2 s^{-1}$)
h_c	ضریب انتقال حرارت جابجایی ($Wm^{-2}K^{-1}$)
k	ضریب انتقال حرارت هدایتی ($Wm^{-1}K^{-1}$)
Le	عدد لوئیس
le	طول مشخصه (m)
\dot{m}_a	دبی جرمی هوا ($Kgs^{-1}m^{-2}$)
\dot{m}_w	شار جرمی تبخیر شده ($Kgs^{-1}m^{-2}$)
Nu	عدد ناسلت
$Patm$	فشار جو ($kgm^{-1}s^{-2}$)
P_v	فشار بخار آب ($kgm^{-1}s^{-2}$)
Pr	عدد پرنتل
Re	عدد رینولدز

در "شکل ۳" تغییرات راندمان اشباع برای دو حالت آزمایش مقایسه می شود. ملاحظه می شود که در مساحت ورودی ۴۰۰ میلی متر مربع راندمان اشباع در حالت ۱۵ دریچه در هر درب به مقدار ۵۳٫۴۷٪ و در حالت ۳۰ دریچه در هر درب به مقدار ۳۶٫۰۵٪ می رسد. در مساحت ورودی ۲۰۰۰ میلی متر مربع راندمان اشباع در حالت ۱۵ دریچه در هر درب به مقدار ۴۴٫۰۵٪ و در حالت ۳۰ دریچه در هر درب به مقدار ۷۰٫۴۶٪ می رسد. با افزایش اندازه دریچه ها در حالت ۱۵ دریچه در هر درب به طور میانگین ۷۷٫۶۶٪ و در حالت ۳۰ دریچه در هر درب به طور میانگین ۹۴٫۳۱٪ راندمان اشباع افزایش می یابد. با در نظر گرفتن دبی خروجی ثابت و افزایش مساحت ورودی، سرعت ورودی کاهش می یابد. بر اساس رابطه (۱۱) با کاهش سرعت ورودی راندمان اشباع افزایش می یابد.

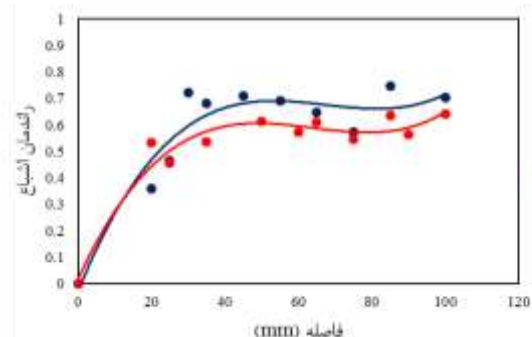


Figure 3 changes Saturation efficiency in terms of inlet size changes along the length

شکل ۳ تغییرات راندمان اشباع برحسب تغییرات اندازه دریچه در راستای طول در "شکل ۴" تغییرات توان مصرفی برای دو حالت آزمایش مقایسه می شود. توان مصرفی در مساحت ۴۰۰ میلی متر مربع در حالت ۱۵ دریچه در هر درب به مقدار ۱۹۳٫۲ وات و در حالت ۳۰ در هر درب به مقدار ۱۹۹٫۶۹ وات می رسد. در مساحت ۲۰۰۰ میلی متر مربع در حالت ۱۵ دریچه در هر درب به مقدار ۲۱۴٫۸۳ وات در حالت ۳۰ دریچه در هر درب به مقدار ۲۱۴٫۶۶ وات می رسد. به طور میانگین اختلاف توان الکتریکی از کوچک ترن دریچه به بزرگ ترین دریچه، ۱۶ وات است. به طور متوسط ولتاژ متناوب اندازه گیری شده ۲۲۰ ولت می باشد.

به صورت متوسط در ورودی، دمای هوای خشک به کولر ۳۳ درجه سانتی گراد و رطوبت نسبی ۱۰٪ می باشد. با افزایش مساحت ورودی، دمای هوای خشک خروجی به طور متوسط از ۳۰ درجه سانتی گراد به ۱۹ درجه سانتی گراد تغییر می کند.



[11] J. Watt, *Evaporative Air Conditioning Handbook*, Second Edition, pp.5-20, New York: Chapman & Hall, 1986

دمای هوای خشک ورودی (K)	T_{dbin}
دمای هوای خشک خروجی (K)	T_{dbout}
دمای هوای مرطوب (K)	T_{wb}
دمای سطح آب (K)	T_s
دمای هوا (K)	T_{∞}
سرعت هوا (ms^{-1})	u_a
حجم پد (m^2)	v
سرعت (ms^{-1})	u_a

علامه یونانی

ضریب نفوذ گرمایی ($m^2 s^{-1}$)	α
بازده اشباع (/.)	ε
نسبت رطوبتی ($kg_{water} Kg_{air}^{-1}$)	ω
لزجت دینامیکی ($kgm^{-1}s^{-1}$)	μ
چگالی (kgm^{-3})	ρ

۸-مراجع

- [1] M. Keshavarz, H. Maleksaeidi, and E. Karami, Livelihood vulnerability to drought: A case of rural Iran, *International Journal of Disaster Risk Reduction*, vol. 21, pp. 223–230, 2017.
- [2] A. Sohani, M. Zabihigivi, M. H. Moradi, H. Sayyaadi, and H. Hasani Balyani, A comprehensive performance investigation of cellulose evaporative cooling pad systems using predictive approaches, *Appl. Therm. Eng.*, vol. 110, pp. 1589–1608, 2017.
- [3] H. Campaniço, P. M. M. Soares, P. Holmuller, and R. M. Cardoso, Climatic cooling potential and building cooling demand savings: High resolution spatiotemporal analysis of direct ventilation and evaporative cooling for the Iberian Peninsula, *Renew. Energy*, vol. 85, pp. 766–776, 2016.
- [4] I. Kovačević and M. Sourbron, The numerical model for direct evaporative cooler, *Appl. Therm. Eng.*, vol. 113, no. November, pp. 8–19, 2017.
- [5] F. Yuan and Q. Chen, A global optimization method for evaporative cooling systems based on the entransy theory, *Energy*, vol. 42, no. 1, pp. 181–191, 2012.
- [6] H. T. El-Dessouky, H. M. Ettouney, and W. Bouhamra, A Novel Air Conditioning System, *Chem. Eng. Res. Des.*, vol. 78, no. 7, pp. 999–1009, 2000.
- [7] P. A. Doğramacı, S. Riffat, G. Gan, and D. Aydın, Energy consumption by human enhanced activities has led to distinctive environmental, *Renew. Energy*, 2018.
- [8] A. Fouda and Z. Melikyan, A simplified model for analysis of heat and mass transfer in a direct evaporative cooler, in *Applied Thermal Engineering*, 2011, vol. 31, no. 5, pp. 932–936.
- [9] A. E. Kabeel and M. M. Bassuoni, Modèle théorique simplifié vérifié expérimentalement pour réduire la consommation d'eau d'un refroidisseur évaporatif direct dans les climats secs, *Int. J. Refrig.*, vol. 82, pp. 487–494, 2017.
- [10] J. R. Camargo, C. D. Ebinuma, and J. L. Silveira, Experimental performance of a direct evaporative cooler operating during summer in a Brazilian city, *Int. J. Refrig.*, vol. 28, no. 7, pp. 1124–1132, 2005.