



# بررسی اثر پیش سرمایش هوای ورودی به کولر تبخیری بر بازدهی تبخیری آن

ثنا حسینی<sup>۱</sup>، قاسم حیدری نژاد<sup>۲\*</sup>، هادی پاسدارشهری<sup>۳</sup>

۱- دانشجوی کارشناسی ارشد مهندسی مکانیک، دانشگاه تربیت مدرس، تهران

۲- استاد مهندسی مکانیک، دانشگاه تربیت مدرس، تهران

۳- دانش‌آموخته دکترای مهندسی مکانیک، دانشگاه تربیت مدرس، تهران

\* تهران، صندوق پستی ۱۴۳-۱۴۱۱۵، gheidari@modares.ac.ir

**چکیده-** در این تحقیق، امکان استفاده از یک سیستم سرمایش ترکیبی، جهت ایجاد آسایش حرارتی در شرایط آب و هوایی نقاط مختلف ایران مورد بررسی قرار گرفته است. این سیستم تلفیقی از خنک‌کننده تبخیری مستقیم با سرمایش تبخیری غیر مستقیم شامل برج خنک‌کننده و کویل سرمایشی می‌باشد. هریک از اجزای سیستم بصورت عددی مدل شده و بطور جداگانه با نتایج آزمایشگاهی اعتبارسنجی شده‌اند. نتایج به دست آمده حاکی از بهبود عملکرد خنک‌کننده تبخیری مستقیم، در صورت به کارگیری پیش‌سرمایش تبخیری غیرمستقیم است. از طرفی ضریب عملکرد سیستم ترکیبی در حدود ۱۰-۲۰ درصد بیشتر از خنک‌کننده تبخیری مستقیم بوده و امکان برقراری آسایش حرارتی را نیز برای گستره آب و هوایی وسیع‌تری فراهم می‌کند. همچنین میزان آب اتلافی سیستم ترکیبی و خنک‌کننده تبخیری مستقیم، در محدوده برقراری آسایش حرارتی و در شرایط آب و هوایی کشور ایران، مورد بررسی قرار گرفته است.

**کلیدواژه‌گان:** سرمایش ترکیبی، برج خنک‌کننده، خنک‌کننده تبخیری مستقیم، کویل سرمایشی، آسایش حرارتی.

## Verification of pre-cooling effects on saturation effectiveness of evaporative coolers

S. Hosseini<sup>1</sup>, G. Heidarinejad<sup>2\*</sup>, H. Pasharshahi<sup>3</sup>

1- MSc Student, Mech. Eng., Tarbiat Modares Univ., Tehran, Iran

2- Prof., Mech. Eng., Tarbiat Modares Univ., Tehran, Iran

3- PhD. Graduate, Mech. Eng., Tarbiat Modares Univ., Tehran, Iran

\*P.O.B. 14115-143 Tehran, Iran, gheidari@modares.ac.ir

**Abstract-** A hybrid cooling system encompassing; cooling tower, cooling coil and evaporative cooler have been discussed in present study. Thereinafter, the hybrid system model is used to predict cooling potential of the system under various operational conditions. In order to have an accurate performance prediction of the hybrid cooling system, a numerical simulation was performed and the results validated using experimental measurements. The presented hybrid cooling system provides the necessary pre-cooling effects, enabling a direct evaporative cooler that cools the air even below outdoor air wet-bulb temperature. Besides, the potential of presented hybrid cooling system to provide thermal comfort in various outdoor design conditions evaluated and compared with conventional direct evaporative cooler. Numerical simulation revealed that the hybrid system complements direct evaporative cooling. Based on the simulation results, the overall cooling effectiveness of hybrid system is tangibly magnified 10%-20% and also it is able to fulfill the comfort condition in extended climate conditions rather than stand-alone direct evaporative coolers. Also in present study water loss amount of hybrid system and direct evaporative cooler were verified in various climate conditions of Iran.

**Keywords:** Hybrid Cooling, Cooling Tower, Direct Evaporative Cooler, Cooling Coil, Comfort Condition.

## ۱- مقدمه

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 [۱]. به دلیل تغییرات آب و هوایی با توجه به مسأله گرم شدن کره زمین، تقلیل منابع سوخت‌های فسیلی و افزایش آلودگی‌ها، انگیزه جایگزینی منابع انرژی موجود با منابع تولید انرژی تجدیدپذیر نیز افزایش یافته است. سرمایش تبخیری از جمله روش‌های سرمایش غیرفعال و یکی از قدیمی‌ترین و پرکاربردترین روش‌های سرمایش است که در شرایط آب و هوایی خاصی نیز قادر به ایجاد آسایش حرارتی می‌باشد [۲، ۳]. در این میان سرمایش تبخیری مستقیم<sup>۱</sup> نیز یکی از پرکاربردترین روش‌های سرمایش محسوب می‌شود که با محدودیت کاربرد در شرایط آب و هوایی مرطوب روبرو است.

ژانگ [۴] انتقال جرم و انرژی را برای یک سیستم سرمایش تبخیری مستقیم با فرض تبخیر کامل آب اسپری شده، مورد بررسی قرار داده و روابط دمای خشک و رطوبت نسبی خروجی را استخراج کرده است. وو و همکاران [۵، ۶] با ساده‌سازی معادلات انتقال جرم و انرژی، بصورت تئوری روابط ریاضی ساده‌ای برای انتقال حرارت و رطوبت در سیستم‌های سرمایش تبخیری مستقیم استخراج کرده و به صورت عددی حل نمودند؛ نتایج مدل‌سازی‌های عددی حاکی از آن است که استفاده از سرمایش تبخیری به‌تنهایی برای ایجاد آسایش حرارتی در شرایط آب و هوایی مرطوب ممکن نمی‌باشد. بنابراین برای ایجاد آسایش حرارتی در اقلیم‌های خاص، سرمایش تبخیری بایستی بصورت تلفیقی با سایر سیستم‌ها بکار گرفته شود. به عنوان نمونه؛ تانگ و اتزیون [۷-۹] بصورت آزمایشگاهی و تحلیلی، سرمایش تبخیری و تشعشعی را در حوضچه‌ای که سطح آب با گونی پوشانده شده باشد، مورد بررسی قرار دادند. بوردوکان و همکاران [۱۰] بازده سیستم سرمایش دسیکنت همراه با تأمین حرارت از طریق کلکتورهای خورشیدی را بصورت تجربی بررسی کردند. حیدری‌نژاد و همکاران [۱۱] کارایی یک سیستم سرمایش ترکیبی متشکل از

سیستم‌های تبخیری مستقیم و غیرمستقیم را بصورت تجربی مورد بررسی قرار دادند. ایشان در تحقیقی دیگر [۱۲] یک سیستم ترکیبی متشکل از سرمایش تبخیری و سرمایش تشعشعی به آسمان شب را بصورت عددی مدل‌سازی کردند. نتایج عددی به دست آمده نشان‌دهنده بهبود عملکرد سرمایش ترکیبی مورد نظر نسبت به سرمایش تبخیری مستقیم می‌باشد. حیدری‌نژاد و همکاران [۳] همچنین یک سیستم ترکیبی از مبدل‌های حرارتی زمینی<sup>۲</sup> و خنک‌کننده تبخیری مستقیم را مدل‌سازی کرده و با نتایج عددی استخراج شده، راندمان اشباع<sup>۳</sup> سیستم را بالای ۱۰۰٪ به دست آوردند.

در این تحقیق به منظور بهبود عملکرد خنک‌کننده تبخیری مستقیم، از یک سیستم پیش‌سرمایش، شامل برج خنک‌کننده و کوپل آب سرد استفاده شده است. هدف از بررسی این سیستم ترکیبی، تعیین کارایی اشباع و پتانسیل-سنجی آن در دستیابی به آسایش حرارتی در شرایط آب و هوایی مختلف ایران، استخراج محدوده عملکرد برای ایجاد شرایط آسایش حرارتی و مقایسه عملکرد آن با خنک‌کننده تبخیری مستقیم است.

## ۲- مدل‌سازی سیستم سرمایش ترکیبی

## ۲-۱- معرفی سیستم سرمایش ترکیبی

سیستم ترکیبی مدل شده در تحقیق حاضر، ترکیبی از سرمایش تبخیری و برج خنک‌کننده تر از نوع جریان مخالف می‌باشد که در شکل ۱ نشان داده شده است. دمای خشک هوای ورودی، با عبور از یک کوپل سرمایشی طی فرایند ۱-۲، در ارتباط غیرمستقیم با آب خنک خروجی از برج خنک‌کننده کاهش می‌یابد، سپس هوای خنک شده (نقطه ۲) ضمن عبور از یک سیستم سرمایش تبخیری مستقیم طی فرایند ۲-۳ بصورت آنتالپی ثابت خنک‌تر می‌شود. سیال عامل برج خنک‌کننده آب است که با دفع حرارت به محیط اطراف خنک می‌شود.

## ۲-۲- مدل‌سازی برج خنک‌کننده

برج خنک‌کننده یک سیستم خنک‌کننده آب از طریق فرایند سرمایش تبخیری است [۱۳]. شکل ۲، فرایند انتقال جرم و

که در رابطه (۱)،  $q_w$  نرخ انتقال حرارت از آب به فیلم هوای اشباع اطراف آن و  $K_L$  ضریب هدایت حرارتی بین آب و فیلم هوای اشباع تعریف می‌شود.

مقدار انتقال انرژی بین فیلم هوای اشباع و هوا نیز بصورت معادله (۲) تعریف می‌شود.

$$dq_s = K_G a (T'' - T_a) dV \quad (2)$$

که در رابطه (۲)،  $q_s$  انتقال حرارت از هوای اشباع به هوای محیط،  $K_G$  ضریب انتقال حرارت کل بین فیلم هوای اشباع و جریان هوا و  $T_a$  نیز دمای هوای خشک می‌باشند.

نرخ انتقال جرم بین فیلم هوای اشباع و هوا بصورت معادله (۳) تعریف می‌شود.

$$dm = K' a (\omega'' - \omega_a) dV \quad (3)$$

که در این معادله  $m$  نرخ جرمی،  $K'$  ضریب انتقال جرم بین هوا و فیلم هوای اشباع تماسی،  $\omega''$  نسبت رطوبت فیلم هوای اشباع تماسی و  $\omega_a$  نیز نسبت رطوبت هوا می‌باشند. نرخ انتقال حرارت از فیلم هوای اشباع تماسی به هوای اطراف نیز بصورت معادله (۴) تعریف می‌شود.

$$dq_L = r dm = r K' a (\omega'' - \omega_a) dV \quad (4)$$

در این معادله  $q_L$  انتقال حرارت نهان بین هوا و فیلم هوای اشباع است، در حالی که  $r$  آنتالپی تبخیر تعریف می‌شود. در فرایند انتقال جرم و انرژی هرگاه دمای هوا به دمای آب و به حالت اشباع برسد، فرایند نیز به حالت تعادل خواهد رسید. در بهترین حالت آب خنک خروجی از برج خنک‌کننده در دمای مرطوب محیط می‌باشد که این خود تابعی از ظرفیت سرمایش برج خنک‌کننده می‌باشد.

طبق تئوری مرکل، عدد لوئیس برابر یک در نظر گرفته شده است [۱۵].

$$Le = \frac{K_G}{K' c_p} = 1 \quad (5)$$

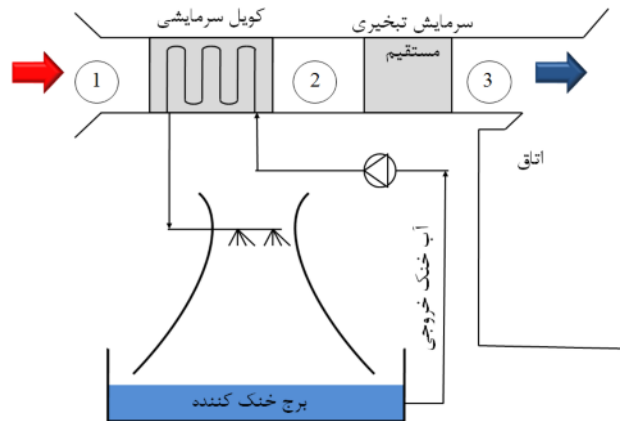
و با برابر قرار دادن افت انرژی حرارتی آب و افزایش انرژی حرارتی هوا، معادله (۶) به دست می‌آید [۱۵].

$$Lc_p dT = Gdh = K' a (h'' - h) dV \quad (6)$$

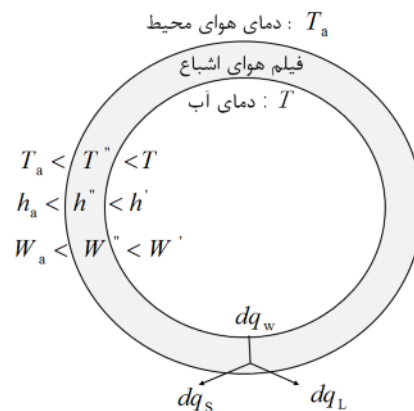
در معادله (۶) با صرف نظر از مقاومت حرارتی فیلم هوای اشباع، دمای سطح آب معادل دمای فیلم اشباع در نظر گرفته می‌شود و با فرض محاسبه  $K'$  بر حسب انتالپی محرک اولیه در دمای آب، معادله بصورت معادله (۷) ساده می‌شود.

$$Lc_p dT = Gdh = K' a (h' - h_a) dV \quad (7)$$

انرژی قطره آب پاششی را با هوای اطراف آن، در مقطع عرضی برج خنک‌کن نشان می‌دهد.



شکل ۱ شماتیک سیستم سرمایش ترکیبی برج خنک‌کننده و سرمایش تبخیری مستقیم



شکل ۲ انتقال جرم و انرژی بین قطره آب پاششی و فیلم هوای اطراف آن در برج خنک‌کننده

با در نظر گرفتن یک متر مربع از سطح مقطع برج خنک‌کننده‌ای به حجم  $V$ ، مساحت سطح تماس قطرات آب پاششی و هوای اشباع اطراف آن در واحد حجم  $a$ ، دبی جرمی آب  $L$  و دبی جرمی هوای ورودی به برج خنک‌کننده  $G$ ، معادلات انتقال جرم و انرژی بصورت زیر به دست می‌آیند. با ثابت در نظر گرفتن گرمای ویژه آب، رابطه انتقال انرژی از آب به فیلم هوای اشباع اطراف آن، بصورت معادله (۱) به دست می‌آید که معادل کاهش انرژی حرارتی آب می‌باشد [۱۴]:

$$dq_w = Lc_p dT = K_L a (T - T'') dV \quad (1)$$

### ۲-۳- مدل سازی کویل سرمایشی

برای مدل سازی کویل سرمایشی از روش معروف  $\varepsilon - NTU$  استفاده شده است. فرایند سرمایشی در طول کویل بر روی نمودار سایکرومتریک در امتداد یک خط  $\omega$  ثابت صورت می گیرد [۱۲]. ضریب انتقال حرارت کلی کویل سرمایشی بر حسب ضرایب انتقال حرارت داخلی و خارجی بصورت معادله (۹) محاسبه می شوند [۱۶].

$$\frac{1}{U} = R_f \frac{1}{h_a} + \frac{A_{out}}{A_{in}} \frac{d_{out}}{2K_{tube}} \ln\left(\frac{d_{out}}{d_{in}}\right) + \frac{1}{h_w} \frac{A_{out}}{A_{in}} \quad (9)$$

که در این معادله  $d_{in}$  و  $d_{out}$  قطر خارجی و قطر داخلی،  $K_{tube}$  و  $A_{in}$  و  $A_{out}$  سطح تماس خارجی و داخلی کویل،  $h_w$  و  $h_a$  ضریب انتقال حرارت هدایتی لوله های کویل و  $h_w$  و  $h_a$  ضریب انتقال حرارت جابجایی به ترتیب در سمت هوا و آب می باشند. در معادله (۹)، مقدار  $R_f$ ، مقاومت حرارتی سمت پردهار کویل نیز بصورت معادله (۱۰) محاسبه می شود [۱۶].

$$R_f = \frac{A_{out} - (\eta A_f + A_p)}{A_{out}} \quad (10)$$

که در این رابطه  $\eta$  بازده پرده،  $A_f$  سطح کل پردها و  $A_p$  سطح کل تبادل حرارت می باشد.

ضرایب انتقال حرارت سمت هوا و آب نیز با روابط (۱۱) و (۱۲) قابل محاسبه می باشند [۱۷، ۱۸].

$$Nu_a = \frac{h_a d}{k_a} = 0.98 Re_{a,max}^{0.4} Pr^{0.36} \left(\frac{Pr}{Pr_w}\right)^{1/4} \quad (11)$$

$$Nu_w = \frac{h_w d_{in}}{k_w} = 0.023 Re_w^{0.8} Pr^{0.3} \quad (12)$$

در رابطه (۱۱) و (۱۲)  $Re_{a,max}$ ، عدد رینولدز سمت هوا و  $Re_w$  عدد رینولدز سمت آب در کویل سرمایشی می باشند. در ادامه با تعریف  $C$  بصورت رابطه (۱۳) و  $NTU$  معادل تعداد واحدهای انتقال حرارت بدون بعد به صورت معادله (۱۴)، راندمان حرارتی کویل بصورت معادله (۱۵) قابل محاسبه می باشد [۱۹].

$$C = \frac{(\dot{m}c_p)_{min}}{(\dot{m}c_p)_{max}} \quad (13)$$

$$NTU = \frac{UA}{(\dot{m}c_p)_{min}} \quad (14)$$

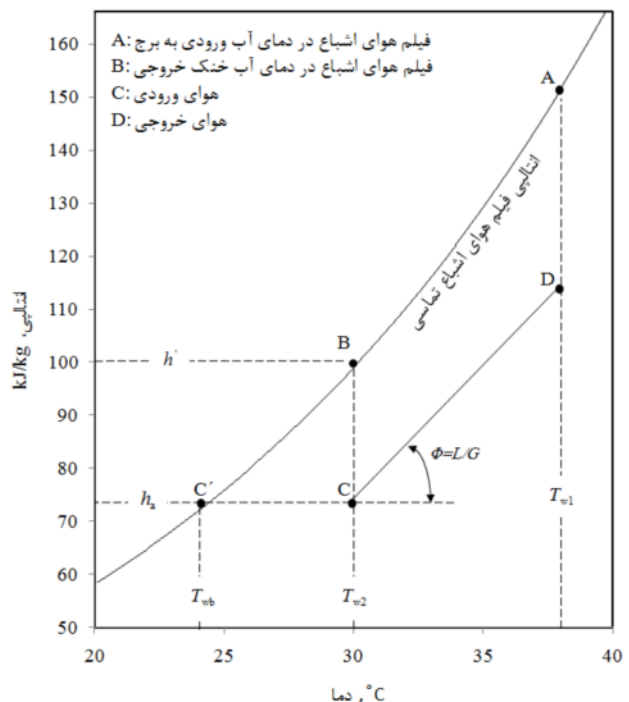
$$\varepsilon_{CCU} = \frac{1 - \exp(-NTU(1-C))}{1 - C \exp(-NTU(1-C))} \quad (15)$$

در نهایت با انتگرال گیری از معادله (۷)، ضریب انتقال جرم  $K'$  نیز مطابق معادله (۸) قابل محاسبه می باشد.

$$\frac{K'aV}{G} = \int_{h_1}^{h_2} \frac{dh}{h' - h_a} \quad (8)$$

در مباحث مطالعاتی برج خنک کننده مقدار انتگرال گیری شده از معادله (۷) بصورت تعداد واحدهای سرمایش برج خنک کننده (NTU) تعریف می شود. دیاگرام سرمایشی برج خنک کننده تر از نوع جریان مخالف در شکل ۳ نشان داده شده است [۱۵].

مطابق شکل ۳، طی فرایند سرمایش آب داخل برج خنک کننده از دمای  $T_{w1}$  به  $T_{w2}$ ، انتقالی فیلم هوای اشباع روی منحنی اشباع از نقطه A تا B محاسبه می شود. هوا در نقطه C با دمای مرطوب محیط وارد برج خنک کننده شده و انرژی گرمایی دفع شده از آب را نیز جذب می کند، بنابراین افزایش انتقالی بر حسب دمای آب بوده و شیب خط CD نیز برابر  $L/G$  تعریف می شود. طی این فرایند تعداد واحدهای سرمایشی برج خنک کننده در هر مرحله محاسباتی به دست آمده و در نهایت نیز انتگرال گیری از آن تعداد کل واحدهای سرمایشی برج را به دست می دهد [۱۵].



شکل ۳ دیاگرام سرمایشی برج خنک کننده با جریان مخالف [۱۵]

برسد؛ در این مرحله محاسبات راندمان کویل سرمایشی و خنک‌کننده تبخیری نیز بصورت جداگانه مطابق روند ارائه شده برای هریک، انجام شده و در نهایت ضریب عملکرد سیستم سرمایش ترکیبی نیز طبق رابطه ۱۶ محاسبه می‌شود. همچنین کد قادر به بررسی امکان ایجاد آسایش حرارتی، طبق معیار بکار گرفته شده در تحقیق حاضر، می‌باشد.

### ۳- نتایج

#### ۳-۱- اعتبارسنجی نتایج

در این تحقیق برای اعتبارسنجی نتایج به دست آمده از مدل‌سازی برج خنک‌کننده، از رابطه تجربی (۱۹) استفاده شده است.

$$NTU_{em} = c \left( \frac{\dot{m}_w}{\dot{m}_a} \right)^{n+1} \quad (19)$$

در این رابطه  $n$  و  $c$  ضرایب تجربی به دست آمده از نتایج تجربی سیمپسون و شروود [۲۱] می‌باشند که برای چهار برج خنک‌کننده در شرایط عملکرد متفاوت [۲۲] استخراج شده‌اند. مطابق جدول ۱ نتایج عددی محاسبه شده برای تعداد واحدهای سرمایشی برج خنک‌کننده، با نتایج آزمایشگاهی مقایسه شده و با تطابق خوبی اعتبارسنجی شده‌اند.

برای اعتبارسنجی و بررسی این که مدل مورد استفاده برای کویل سرمایشی از دقت قابل قبولی برخوردار است، نتایج حاصل از مدل‌سازی با نتایج آزمایشگاهی موجود مقایسه شده‌اند [۱۱]. مشخصات طراحی کویل مورد استفاده نیز در جدول ۲ ارائه شده‌اند. در این اعتبارسنجی دمای آب ورودی به کویل ۲۱/۷ درجه سانتی‌گراد، دبی حجمی آن ۰/۱۹ لیتر بر ثانیه و سرعت هوای ورودی ۱/۲ متر بر ثانیه در نظر گرفته شده‌اند.

نتایج حاصل از مدل‌سازی کویل سرمایشی با شرایط مفروض در جدول ۲، بصورت منحنی دمای خشک هوای ورودی و خروجی از کویل سرمایشی، مطابق شکل ۴ با نتایج آزمایشگاهی [۱۱] اعتبارسنجی شده‌اند.

نتایج مدل‌سازی کویل سرمایشی، با بیشینه خطای نسبی ۲/۲٪ تطابق نسبتاً خوبی با نتایج آزمایشگاهی دارند. با توجه به مشخصات طراحی کویل سرمایشی در جدول ۲ و منحنی صحت‌سنجی نتایج عددی در شکل ۴، کمینه خطای نتایج عددی با نتایج آزمایشگاهی در راندمان ۸۲٪ اتفاق می‌افتد.

#### ۴-۲- مدل‌سازی سیستم سرمایش تبخیری مستقیم

در یک سیستم سرمایش تبخیری مستقیم با فرض عبور هوای گرم از روی یک سطح مرطوب، انتقال جرم و حرارت بین هوا و آب باعث کاهش دمای خشک هوا و افزایش رطوبت هوا می‌شود؛ که در حالت ایده‌آل این فرایند بصورت آنتالپی ثابت انجام می‌شود و در نهایت نیز کمترین دمای قابل دسترس، دمای حباب مرطوب هوای ورودی است. دمای خشک هوای خروجی، با استفاده از معادله راندمان اشباع خنک‌کننده تبخیری مستقیم، بصورت معادله (۱۶) محاسبه می‌شود [۲۰].

$$\varepsilon_{DEC} = \frac{(T_{db})_{out} - T_{wb}}{(T_{db})_{in} - T_{wb}} = e^{\frac{-h_c A}{\dot{m}_a c_p}} \quad (16)$$

دودی و کاراباش [۲۰] یک رابطه برای محاسبه ضریب انتقال حرارت در پدهای به کار رفته در خنک‌کننده‌های تبخیری مستقیم ارائه داده‌اند که بصورت معادله (۱۷) می‌باشد.

$$Nu = 0.1 \left( \frac{l_e}{l} \right) Re^{0.8} Pr^{1/3} \quad (17)$$

که در این رابطه،  $l_e = V / A$  طول مشخصه،  $V$  حجم پدها در فرایند سرمایش تبخیری،  $A$  سطح مرطوب کلی انتقال حرارت،  $l$  ضخامت پد و عدد  $Re$  هوای ورودی و همچنین عدد  $Nu$  نیز بر حسب طول مشخصه محاسبه می‌شوند.

#### ۴-۵- ضریب عملکرد سیستم سرمایش ترکیبی

ضریب عملکرد سیستم سرمایش ترکیبی بصورت معادله (۱۸) محاسبه می‌شود.

$$\theta = \frac{(T_{db})_{in} - (T_{db})_{out}}{(T_{db})_{in} - (T_{wb})_{in}} \quad (18)$$

که در این رابطه  $(T_{db})_{in}$  و  $(T_{db})_{out}$  دمای هوای خشک ورودی و خروجی و  $(T_{wb})_{in}$  دمای مرطوب هوای ورودی به سیستم سرمایش ترکیبی می‌باشد.

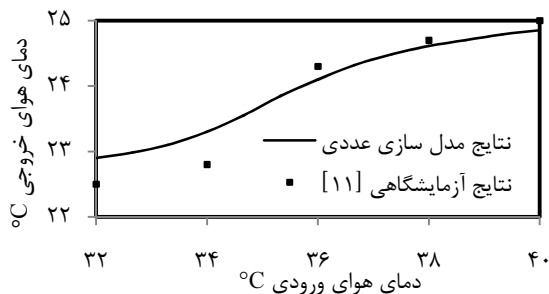
#### ۴-۶- الگوریتم مدل‌سازی سیستم سرمایش ترکیبی

در کد عددی نوشته شده ابتدا شرایط محیطی از جمله؛ دمای خشک، دمای مرطوب و همچنین دمای آب ورودی به برج خنک‌کننده، به عنوان ورودی کد تعریف می‌شوند و سیستم معادلات ارائه شده برای برج خنک‌کننده و کویل سرمایشی بصورت کویل حل شده تا دمای آب ورودی به برج به حالت پایا

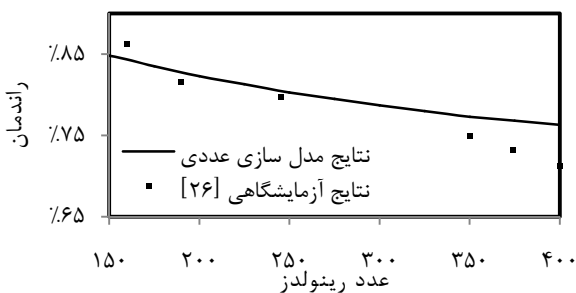
جدول ۱ مقایسه نتایج عددی و تجربی [۲۱،۲۲] تعداد واحدهای سرمایشی برج خنک کننده تر از نوع جریان مخالف

NTU عددی	NTU تجربی	$\dot{m}_w$ (kg/s)	$\dot{m}_a$ (kg/s)	$T_{wb,in}$ (°C)	$T_{db,in}$ (°C)	$T_{w,out}$ (°C)	$T_{w,in}$ (°C)
۱/۳۱۲	۱/۲۹۷	۰/۷۵۴	۱/۱۵۸	۲۱/۱۱	۳۷/۰۵	۲۳	۳۱/۲۲
۱/۷۸۵	۱/۷۴۵	۱/۲۵۹	۱/۱۸۷	۲۱/۱۱	۲۹/۰۰	۲۴/۲۲	۲۸/۷۲
۱/۷۰۱	۱/۷۴۵	۱/۲۵۹	۱/۱۸۷	۲۱/۱۱	۳۰/۵۰	۲۶/۲۲	۳۴/۵۰
۱/۴۴۳	۱/۴۶۷	۱/۰۰۸	۱/۲۶۵	۲۶/۶۷	۳۵/۰۰	۲۹/۳۳	۳۸/۷۸
۱/۴۸۷	۱/۴۶۷	۱/۰۰۸	۱/۲۵۰	۲۶/۶۷	۳۵/۰۰	۲۹/۳۳	۳۸/۷۸

خاص و دارا بودن مناطقی با شرایط آب و هوایی متفاوت، شرایط اقلیمی متفاوتی را در فصول مختلف سال تجربه می کند. در این تحقیق به منظور بررسی عملکرد سیستم سرمایش ترکیبی مدل سازی شده، شهرهایی از مناطق آب و هوایی مختلف ایران انتخاب شده اند که مشخصات جغرافیایی و آب و هوایی مربوط به این شهرها در جدول ۳ ارائه شده اند [۲۴].



شکل ۴ منحنی صحت سنجی دمای آب خروجی نسبت به دمای آب ورودی به کویل سرمایشی



شکل ۵ منحنی اعتبارسنجی راندمان خنک کننده تبخیری مستقیم نسبت به عدد رینولدز

نتایج به دست آمده از مدل سازی سیستم سرمایش ترکیبی؛ برج خنک کننده تر از نوع جریان مخالف با دبی جرمی آب ۵۴ میلی لیتر بر ثانیه و خنک کننده تبخیری مستقیم با طول

جدول ۲ مشخصات طراحی کویل سرمایشی [۱۱]

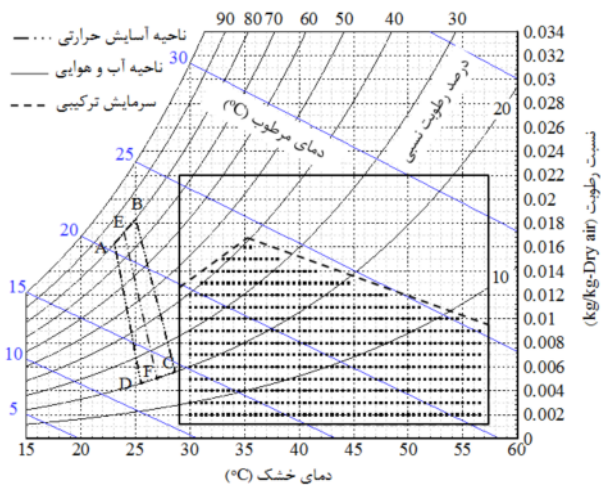
پارامتر	مقدار
طول کویل (mm)	۴۶
عرض کویل (mm)	۴۶
ضخامت لوله (mm)	۰/۵۰۸
قطر خارجی لوله (mm)	۱۵/۸۷۵
تعداد ردیف های لوله ها در جهت جریان هوا	۶
تعداد لوله در هر ردیف	۱۲
فاصله عمودی لوله ها از هم (mm)	۳۸/۱
فاصله افقی لوله ها از هم (mm)	۳۵/۵
ضخامت پره (mm)	۰/۲۵۴
گام پره (mm)	۳۹۴
بازده پره	۰/۹۳۵
دبی آب ورودی به کویل (kg/s)	۰/۲

بخش بعدی مدل سرمایش تبخیری مستقیم می باشد که مطابق شکل ۵، منحنی راندمان اشباع سیستم سرمایش تبخیری مستقیم نسبت به عدد رینولدز با نتایج آزمایشگاهی [۲۳] اعتبارسنجی شده و نتایج مدل سازی عددی با بیشینه خطای نسبی ۰/۰۶۱۵ تطابق نسبتاً خوبی با نتایج آزمایشگاهی دارند. با افزایش عدد رینولدز و با فرض مشخصات طراحی ثابت برای پد، سرعت هوای ورودی افزایش می یابد که با افزایش سرعت هوای عبوری از خنک کننده تبخیری، فرصت تبادل حرارتی آب و هوای عبوری افزایش یافته و در نتیجه میزان سرمایش تبخیری صورت گرفته نیز کاهش می یابد. کاهش سرمایش تبخیری نیز مطابق شکل ۵، باعث افت راندمان اشباع خنک کننده تبخیری می شود.

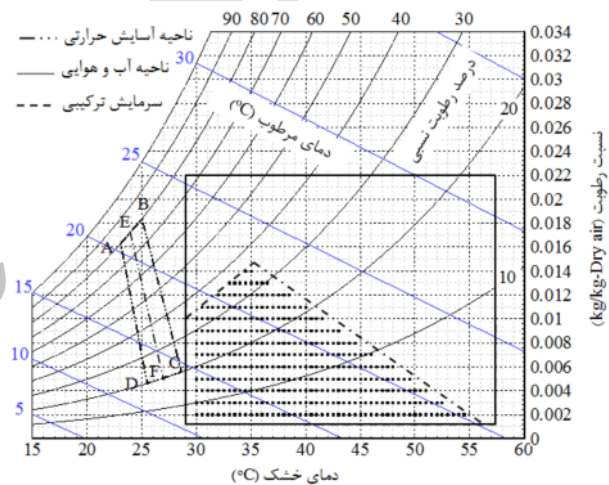
### ۳-۲- پتانسیل سنجی سیستم سرمایش ترکیبی در شرایط آب و هوایی شهرهای مختلف ایران کشور پهناور ایران، به علت قرار گرفتن در موقعیت جغرافیایی

می‌باشد، که در شکل ۶ نشان داده شده است و در طول خط مرکزی EF، بیشترین میزان آسایش حرارتی فراهم است. در حالت کلی، با افزایش سرعت جریان هوا، ناحیه آسایش تبخیری به سمت راست متمایل می‌شود که به ازای سرعت گردش هوای کمتر از ۰/۵ متر بر ثانیه، ناحیه آسایش تبخیری ABCD در محدوده رطوبت نسبی ۰/۲۰-۰/۸۰ به سمت چپ و به ازای سرعت گردش هوای ۳/۱ متر بر ثانیه، این ناحیه به سمت راست منتقل می‌شود. محور مرکزی این دو ناحیه نیز جایی است که اکثر افراد در این شرایط احساس آسایش می‌کنند. البته در حالت کلی، در مقایسه با ناحیه آسایش میانی (ABCD)، درصد کمی از افراد به مرزهای سمت چپ خط AD و مرزهای سمت راست خط BC تمایل نشان می‌دهند.

مشخصه ۲/۵ میلی متری پد، رینولدز ورودی ۲۵۰ و بازده اشباع ۰/۸۰، در جدول ۳ ارائه شده‌اند و امکان برقراری آسایش حرارتی نیز در هر یک از شهرهای انتخابی با شرایط آب و هوایی مختلف مورد بررسی قرار گرفته است. در این تحقیق از ناحیه آسایش حرارتی استاندارد ASHRAE که برای سیستم‌های تبخیری معرفی شده، استفاده شده است. ناحیه آسایش تبخیری ASHRAE برای سرعت‌های هوا بیشتر از سرعت هوا در سرمایش تبریدی تعدیل شده و بصورت سه ناحیه آسایش سرمایش تبخیری و نیز ناحیه آسایش رسمی ASHRAE ارائه شده است. ناحیه آسایش تبخیری بکار گرفته شده در این تحقیق، ناحیه مرکزی با سرعت هوای داخل برابر ۱/۵ متر بر ثانیه



شکل ۶- ب منحنی سایکرومتریک محدوده عملکرد سیستم سرمایش ترکیبی



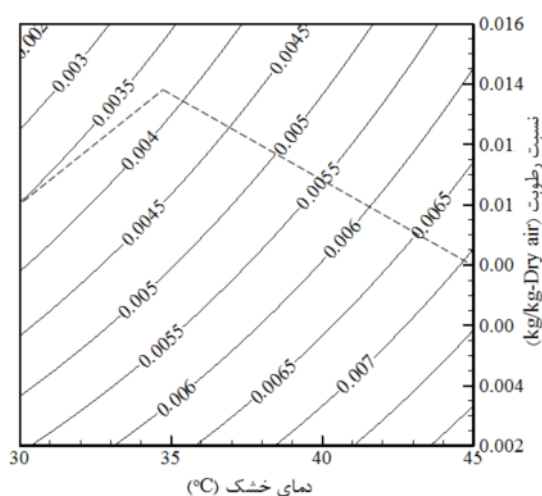
شکل ۶- الف منحنی سایکرومتریک محدوده عملکرد سیستم سرمایش تبخیری مستقیم

جدول ۳ پتانسیل سنجی سیستم سرمایش ترکیبی در شهرهایی با شرایط آب و هوایی مختلف در ایران

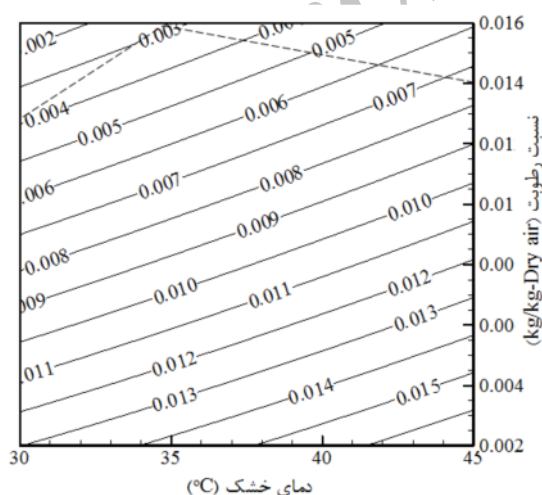
شهر	طول جغرافیایی	عرض جغرافیایی	ارتفاع از شرایط طرح خارج		نتایج خروجی سرمایش تبخیری مستقیم		نتایج خروجی سیستم		ضریب عملکرد سیستم ترکیبی
			تابستانی [۲۴]	تابستانی	آسایش	$\omega$	آسایش	$\omega$	
	دریا	سطح	$T_{db}$ (°C)	$T_{wb}$ (°C)	حرارتی	(kg/kg)	$T_{db}$ (°C)	(kg/kg)	
ارومیه	۱۳۱۳	۳۲/۳۷	۳۳/۱	۲۰/۴	بلی	۰/۰۱۰	۲۲/۹۴	۰/۰۱۳	۸۷٪
اصفهان	۱۵۵۰	۳۷/۳۲	۳۷/۳	۲۰/۴	خیر	۰/۰۰۸	۲۳/۷۸	۰/۰۱۲	۸۹٪
یوشهر	۲۰	۲۸/۵۹	۳۹/۷	۳۰/۴	خیر	۰/۰۲۸	۳۲/۲۶	۰/۰۳۰	۹۱٪
تهران	۱۱۹۰	۳۵/۴۱	۳۷/۹	۲۱/۸	خیر	۰/۰۱۰	۲۵/۰۲	۰/۰۱۴	۹۰٪
رشت	۳۷	۳۷/۱۲	۳۱/۵	۲۵/۶	خیر	۰/۰۲۰	۲۶/۷۸	۰/۰۲۱	۹۰٪
سنندج	۱۳۷۳	۳۵/۲۰	۳۷/۹	۱۸/۹	بلی	۰/۰۰۵	۲۲/۷۰	۰/۰۰۹	۹۰٪
قم	۹۳۲	۳۴/۳۸	۴۰/۷	۲۳/۵	خیر	۰/۰۱۲	۲۶/۹۴	۰/۰۱۵	۱۰۰٪

همچنین مقدار آب اتلافی در اثر تبخیر، با افزایش دمای خشک محیط افزایش می‌یابد. همچنین با توجه به این که افزایش رطوبت محیط باعث کاهش ظرفیت جذب رطوبت هوا می‌شود، منجر به کاهش آب اتلافی نیز می‌شود؛ بنابراین با افزایش دما و کاهش رطوبت، میزان آب اتلافی ناشی از تبخیر افزایش پیدا می‌کند.

نمودار سایکرومتریک فرایند سرمایش ترکیبی برج خنک‌کننده و خنک‌کننده تبخیری مطابق شکل ۸ روی منحنی سایکرومتریک نشان داده شده است.



شکل ۷- الف میزان آب اتلافی بی‌بعد (kg/kg-Dry air)، سیستم سرمایش تبخیری مستقیم



شکل ۷- ب میزان آب اتلافی بی‌بعد (kg/kg-Dry air)، سیستم سرمایش ترکیبی

به دلیل مشکلات بهداشتی و همچنین برای جلوگیری از مشکلات زنگ‌زدگی و کپک‌زدگی، هر سه ناحیه آسایش تبخیری بین خطوط رطوبت نسبی ۲۰ درصد و ۸۰ درصد محصور می‌ماند [۲۵]. نتایج به دست آمده از مدل‌سازی‌ها حاکی از آن است که سیستم سرمایش ترکیبی ارائه شده، قادر به ایجاد شرایط آسایش حرارتی برای محدوده وسیع آب و هوایی نشان داده شده در شکل ۶ می‌باشد.

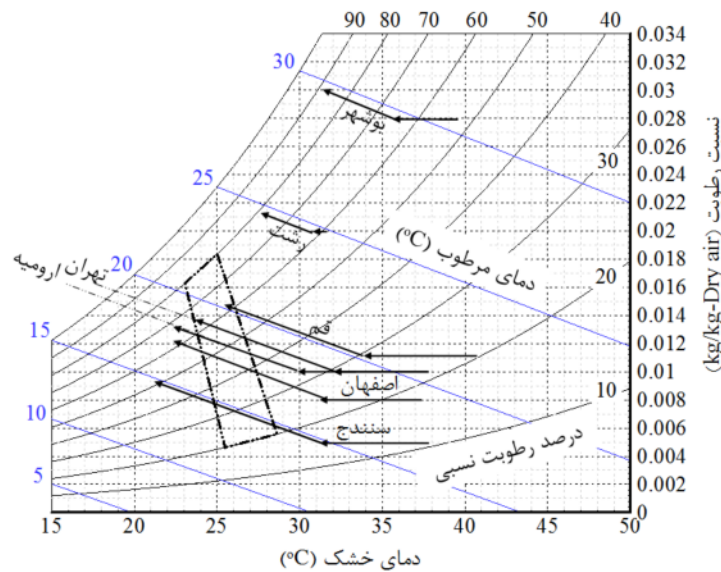
نقاط رسم شده در شکل ۶، بر حسب دمای خشک و دمای مرطوب هوای محیط به ترتیب در محدوده ۳۰-۵۸ و ۱۵-۳۰ درجه سانتی‌گراد می‌باشند که محدوده برقراری آسایش حرارتی توسط سیستم سرمایش ترکیبی و همچنین سیستم سرمایش تبخیری تکی را نشان می‌دهند.

مطابق شکل ۶، ناحیه عملکرد سیستم سرمایش ترکیبی نسبت به خنک‌کننده تبخیری مستقیم بطور قابل توجهی افزایش یافته است و سیستم سرمایش ترکیبی مورد بررسی در این تحقیق، در محدوده وسیع‌تری از شرایط آب و هوایی، امکان ایجاد شرایط آسایش را فراهم می‌نماید.

در شکل ۷، به ازای دبی جرمی آب مصرفی برج خنک‌کننده معادل ۰/۸ دبی هوای برج، میزان آب اتلافی سیستم سرمایش ترکیبی و سیستم سرمایش تبخیری مستقیم بصورت بی‌بعد ارائه شده‌اند. بررسی حاضر در محدوده عملکرد هر یک از دو سیستم سرمایش تبخیری مستقیم و سیستم سرمایش ترکیبی صورت گرفته است که این محدوده برای هر دو سیستم طبق شکل ۶ مشخص شده و بر روی شکل ۷ نیز با نقطه‌چین نمایش داده شده است، از طرفی محدوده دمای خشک نیز ۳۰-۴۵ درجه سانتی‌گراد در نظر گرفته شده است.

مطابق مقادیر ارائه شده در شکل ۷، میزان آب اتلافی سیستم سرمایش تبخیری مستقیم و سیستم سرمایش ترکیبی شامل خنک‌کننده تبخیری مستقیم و برج خنک‌کننده، در شرایط آب و هوایی گرم و خشک بیشترین مقدار را به خود اختصاص می‌دهد. در شرایط آب و هوایی گرم و خشک، در حالت ماکزیمم، میزان آب اتلافی سیستم سرمایش ترکیبی تقریباً ۰/۰۷ kg/kg-Dry air نسبت به خنک‌کننده تبخیری مستقیم افزایش می‌یابد، این افزایش آب اتلافی در حالی است که عملکرد سیستم سرمایش ترکیبی نیز نسبت به سیستم تبخیری مستقیم، بهبود یافته و پتانسیل خنک‌کنندگی آن نیز افزایش می‌یابد.

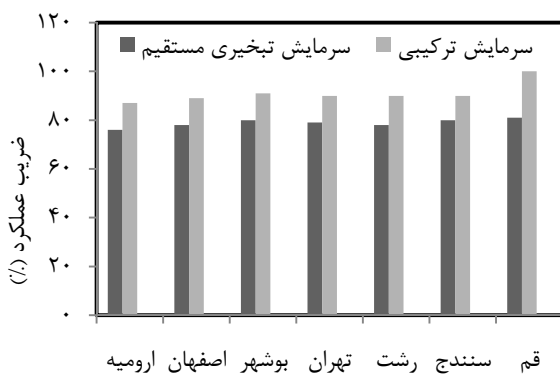




شکل ۸ منحنی سایکرومتریک فرایند سرمایش ترکیبی برای شهرهای مختلف ایران

تبخیری مستقیم و غیرمستقیم در جدول ۳ ارائه شده است، که حاکی از بهبود عملکرد سرمایش ترکیبی نسبت به خنک‌کننده تبخیری مستقیم می‌باشد.

مطابق شکل ۹ بر مبنای مقادیر ارائه شده در جدول ۳، اگرچه در شهرهای بوشهر و رشت ضریب عملکرد سیستم سرمایش ترکیبی به ترتیب ۱۰٪ و ۱۲٪ نسبت به سیستم سرمایش تبخیری افزایش یافته است؛ ولی با توجه به رطوبت بالا، در این شهرها امکان ایجاد شرایط آسایش حتی با سیستم سرمایش ترکیبی نیز فراهم نمی‌باشد. ولی در شرایط آب و هوایی گرم و خشک از جمله شهر قم؛ علاوه بر اینکه ضریب عملکرد ۲۰٪ افزایش می‌یابد، امکان ایجاد شرایط آسایش نیز فراهم می‌شود.



شکل ۹ مقایسه ضریب عملکرد سیستم سرمایش تبخیری مستقیم و سیستم سرمایش ترکیبی

در فرایند سرمایش ترکیبی ارائه شده در این تحقیق، هوا ضمن عبور از یک کوئل سرمایشی و از طریق انتقال حرارت با آب خنک خروجی از برج خنک‌کننده، با نسبت رطوبت ثابت خنک شده و دمای خشک و مرطوب آن کاهش می‌یابد، هوای پیش خنک شده با عبور از خنک‌کننده تبخیری مستقیم طی یک فرایند انتالپی ثابت خنک‌تر می‌شود.

نتایج نهایی خروجی از سیستم سرمایش ترکیبی بر روی منحنی سایکرومتریک نیز، امکان ایجاد آسایش حرارتی در شرایط آب و هوایی مختلف در شهرهای انتخابی را نشان می‌دهند که در واقع معیار انتخاب این شهرها بررسی تاثیر پیش‌سرمایش بر عملکرد خنک‌کننده تبخیری مستقیم، در شرایط اقلیمی مختلف کشور ایران بوده است.

نتایج خروجی از سرمایش تبخیری مستقیم نیز برای مقایسه با نتایج خروجی از سیستم سرمایش ترکیبی، در جدول ۳ ارائه شده‌اند، که این سیستم به تنهایی و بدون فرایند پیش سرمایش قادر به ایجاد شرایط آسایش در شهرهای ارومیه و سنندج می‌باشد. نتایج ارائه شده برای شهرهای انتخابی بیانگر این موضوع است که سیستم سرمایش ترکیبی مدل‌سازی شده در این تحقیق به جز در شرایط آب و هوایی گرم و مرطوب (به عنوان مثال شهرهای بوشهر و رشت)، قادر به برقراری شرایط آسایش حرارتی در سایر اقلیم‌ها است.

مقادیر ضریب عملکرد سیستم ترکیبی شامل سرمایش

## ۴- نتیجه‌گیری

با توجه به نتایج به دست آمده ضریب عملکرد سیستم سرمایه‌ش ترکیبی؛ شامل سرمایه‌ش تبخیری مستقیم همراه با پیش‌سرمایش هوای ورودی، حدود ۱۰-۲۰ درصد نسبت به خنک‌کننده تبخیری مستقیم افزایش یافته است و با استفاده از این سیستم امکان برقراری آسایش حرارتی به جز در شرایط آب و هوایی مرطوب، ممکن می‌باشد. طبق مقادیر محاسبه شده برای شرایط دما و رطوبت هوای ورودی به محیط تهویه، سیستم سرمایه‌ش ترکیبی، قابلیت ایجاد دمای هوای کمتر از دمای مرطوب هوا را نیز دارد، در حالی که با سیستم سرمایه‌ش تبخیری مستقیم، حتی امکان ایجاد سرمایه‌ش در حد دمای مرطوب محیط نیز ممکن نمی‌باشد. نهایتاً مقایسه نتایج استخراج شده از سرمایه‌ش تبخیری مستقیم با مدل خنک‌کننده تبخیری همراه با پیش‌سرمایش هوای ورودی، حاکی از بهبود ضریب عملکرد و امکان برقراری آسایش حرارتی در محدوده وسیعی تری از شرایط آب و هوایی می‌باشد. لازم به ذکر است اگرچه با به کارگیری سیستم پیش‌سرمایش هوای ورودی به خنک‌کننده تبخیری مستقیم، پتانسیل سرمایه‌شی و امکان برقراری آسایش حرارتی بهبود می‌یابد ولی منجر به افزایش میزان آب اتلافی نیز می‌شود.

## ۵- فهرست علائم

$a$	سطح تماسی بین آب و هوا ( $m^2 / m^3$ )
$A$	سطح کل انتقال حرارت کویل سرمایه‌شی ( $m^2$ )
$c_{pm}$	ظرفیت گرمای ویژه ( $J / kg \cdot K$ )
$d$	قطر (m)
$h_c$	ضریب انتقال حرارت جابجایی ( $W / m^2 \cdot K$ )
$K_D$	ضریب انتقال جرم ( $kg / m^3 \cdot s$ )
$K$	ضریب هدایت حرارتی ( $W / m^2 \cdot K$ )
$l$	ضخامت پد (mm)
$l_e$	طول مشخصه پد (mm)
$L$	نرخ جرمی آب (kg/s)
$Le$	عدد لوئیس
NTU	تعداد واحدهای سرمایه‌شی
Nu	عدد ناسلت
$P$	فشار (Pa)

Pr عدد پرائتل

Re عدد رینولدز

 $R_f$  مقاوت پره $T$  دما ( $^{\circ}C$ ) $u$  سرعت (m/s) $U$  ضریب انتقال حرارت کل ( $W / m^2 \cdot K$ )

## علائم یونانی:

 $v$  ویسکوزیته سینماتیکی ( $m^2 / s$ ) $\eta$  بازده $\theta$  ضریب عملکرد $\varepsilon$  راندمان $\omega$  نسبت رطوبت (kg/kg) $\phi$  رطوبت نسبی $\rho$  چگالی ( $kg / m^3$ )

## زیر نویس‌ها:

 $a$  هوا

CCU کویل سرمایه‌شی

db هوای خشک

DEC خنک‌کننده تبخیری مستقیم

em تجربی

 $f$  پره $g$  گاز

HA هوای مرطوب

 $v$  بخار

vs بخار اشباع

 $w$  آب

wb هوای مرطوب

## ۶- پیوست

برای رسم نمودار سایکرومتریک و نیز مدل کردن سیکل سرمایه‌شی دسیکنت با توجه به روابط حاکم بر اجزای سیکل، نیاز به دانستن مشخصات ترمودینامیکی نقاط می‌باشد؛ که در این پیوست روابط سایکرومتریک ارائه می‌شود [۲۶]. فشار محیط که روابط سایکرومتریک و دباگرام سایکرومتریک بر مبنای آن بدست می‌آیند، بر حسب ارتفاع از سطح دریا به کمک رابطه (پ-۱) بدست می‌آید.

- 1989.
- [3] Farmahini Farahani M., Heidarinejad G., Delfani Sh., "Performance analysis of a ground assisted direct evaporative cooling air conditioner", *Energy and Buildings*, Vol. 42, No. 11, 2010, pp. 2131–2138.
- [4] Zhang JY., "Theoretical analysis of heat and mass transfer between water and vapor in wet pad", *Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery*, Vol. 30, No. 4, 1999, pp. 47–50.
- [5] Wu JM., Huang X., Zhang H., "Numerical investigation on the heat and mass transfer in a direct evaporative cooler", *Applied Thermal Engineering*, Vol. 29, No. 1, 2009, pp. 195–201.
- [6] Wu JM., Huang X., Zhang H., "Theoretical analysis on heat and mass transfer in a direct evaporative cooler", *Applied Thermal Engineering*, Vol. 29, No. 5-6, 2009, pp. 980e4.
- [7] Tang R., Etzion Y., "Comparative studies on the water evaporation rate from a wetted surface and that from a free water surface", *Building and Environment*, Vol. 39, No. 1, 2004, pp. 77–86.
- [8] Tang R., Etzion Y., "On thermal performance of an improved roof pond for cooling buildings", *Building and Environment*, Vol. 39, No. 2, 2004, pp. 201–209.
- [9] Tang R., Etzion Y., Erell E., "Experimental studies on a novel roof pond configuration for the cooling of buildings", *Renewable Energy*, Vol. 28, No. 10, 2003, pp. 1513–1522.
- [10] P. Bourdoukan, E. Wurtz, P. Joubert. "Experimental investigation of a solar desiccant cooling installation", *Solar Energy*, Vol. 83, No. 11, 2009, pp. 2059–2073.
- [11] Heidarinejad G., Bozorgmehr M., Delfani S., Esmaeliani J., "Experimental investigation of two-stage indirect/direct evaporative cooling system in various climatic conditions", *Building and Environment*, Vol. 44, No. 10, 2009, pp. 2073–2079.
- [12] Heidarinejad G., Farmahini Farahani M., Delfani S., "Investigation of a hybrid system of nocturnal radiative cooling and direct evaporative cooling", *Building and Environment*, Vol. 45, No. 6, 2010, pp. 1521–1528.
- [13] Jameel-Ur-Rehman Khan, M. Yaqub, Syed M. Zubair. "Performance characteristics of counter flow wet cooling towers", *Energy Conversion and Management*, Vol. 44, No. 13, 2003, pp. 2073–2091.
- [14] Baker D.R., Shryock H.A., "A comprehensive approach to the analysis of cooling tower performance", *ASME Transactions, Journal of Heat Transfer* (August) 1961, pp. 330–339.
- [15] ASHRAE Handbook, *HVAC Systems and Equipment*. Chapter 39, Cooling Towers, 2008.

$$P = 101.325(1 - 2.25577 \times 10^{-5} H)^{5.2559} \quad (\text{پ-۱})$$

فشار بخار اشباع هوا با توجه به دمای خشک آن توسط رابطه (پ-۲) بدست می‌آید.

$$\ln(P_{vs}) = \frac{C_1}{T_{db}} + C_2 + C_3 T_{db} + C_4 T_{db}^2 + C_5 T_{db}^3 + C_6 \ln(T_{db})$$

$$C_1 = -5.8002206 \times 10^3 ;$$

$$C_2 = 1.3914993 ;$$

$$C_3 = -4.8640239 \times 10^{-2} ;$$

$$C_4 = 4.1764768 \times 10^{-5} ;$$

$$C_5 = -1.4452093 \times 10^{-8} ;$$

$$C_6 = 6.5459673 \quad (\text{پ-۲})$$

در رابطه فوق دمای خشک هوا بر حسب درجه کلون است.

فشار بخار هوا  $P_v$  نیز با توجه به دمای خشک و دمای مرطوب از رابطه (پ-۳) محاسبه می‌شود.

$$P_v = P_{vs,wb} - \kappa(T_{db} - T_{wb}) \quad (\text{پ-۳})$$

در رابطه فوق  $P_{vs,wb}$  فشار بخار اشباع در دمای مرطوب محیط و  $\kappa$  ضریب تصحیح است.

رطوبت نسبی و نسبت رطوبت هوا نیز به ترتیب به صورت دو رابطه (پ-۴) و (پ-۵) بدست می‌آیند.

$$\phi = \frac{P_v}{P_{vs}} \quad (\text{پ-۴})$$

$$\omega = 0.622 \left( \frac{P_v}{P - P_v} \right) \quad (\text{پ-۵})$$

انتالپی هوای مرطوب که در حقیقت مجموع انتالپی هوای خشک و رطوبت موجود در آن است به صورت رابطه (پ-۶) محاسبه می‌شود.

$$h_{HA} = 1.006 \times T_{db} + \omega h_g (2501 + 1.805 \times T_{db}) \quad (\text{پ-۶})$$

لازم به ذکر است که در برخی مواقع بخصوص برای بدست آوردن دمای مرطوب از دو مشخصه دیگر نیاز به روش‌های سعی و خطا برای حل معادلات حاکم است.

## ۷- مراجع

- [1] Ghasemi A., Sadri M.A., "Optimization of energy consumption in educational buildings (Isfahan University)", *4th Conference on Energy Conservation in Building*, Tehran, Iran, 2005. (In Persian)
- [2] Cook J., *Passive Cooling*, MIT Press, Cambridge,

- [22] Braun JE., Klein SA., Mitchell JW., "Effectiveness models for cooling towers and cooling coils", *ASHRAE Transaction*, Vol. 95, No. 2, 1989, pp. 164–174.
- [23] Camargo JR., Ebinuma CD., "A mathematical model for direct and indirect evaporative cooling air conditioning systems", In: *Proceedings of the 9th Brazilian congress of thermal engineering and sciences*, CONEM, 2002.
- [24] Heidarinejad G., Delfani S., *Outdoor design condition criteria for using in HVAC systems for using in the cities of Iran*, Building and Housing Research Center, First Ed., BHRC Publication No. S-462, 2007. (In Persian)
- [25] John R. Watt, Will K.B., *Evaporative Air Conditioning Handbook*, Third Ed., FAIRMONT Press, 1997.
- [26] ASHRAE Handbook, *Fundamentals*, Chapter 6, PSYCHROMETRICS, 2008.
- [16] Wang SK., *Handbook of air conditioning and refrigeration*, Second Ed., McGraw-Hill, 2001.
- [17] Zukauskas AA., "Heat transfer from tubes in cross-flow", *Advances in Heat Transfer*, Vol. 8, 1972, pp. 93–160.
- [18] Dittus PW., Boelter LMK., "Heat transfer in automobile radiators of the tubular type", *Heat Mass Transfer*, Vol. 12, No. 1, 1985, pp. 3–22.
- [19] Bejan A., *Heat transfer*, Wiley, 1993.
- [20] Dowdy JA., Karabash NS., "Experimental determination of heat and mass transfer coefficients in rigid impregnated cellulose evaporative media", *ASHRAE Trans*, Vol. 93, No. 2, 1987, pp. 382–395.
- [21] Lemouari M., Boumaza M., "An experimental investigation of thermal characteristics of a mechanical draft wet cooling tower", *13th IAHR symposium on cooling towers*, June 12-16, Poitiers, France, 2005.

Archive of SID