

پیش‌بینی عملکرد و بررسی تغییرات عوامل مؤثر بر روی مصرف آب و برق در یک سیستم سرمایش با پد تبخیری سلولزی به کمک رگسیون گام‌به‌گام

علی سوهانی^{۱*}، میترا ذبیحی گیوی^۲، محمدحسین مرادی^۳، حسین صیادی^۴

^۱ کارشناس ارشد مهندسی سیستم‌های انرژی، دانشگاه صنعتی خواجه نصیرالدین طوسی، تهران، ایران

alisohany@yahoo.com

^۲ کارشناس مهندسی مکانیک، دانشگاه صنعتی خواجه نصیرالدین طوسی، تهران، ایران

mitra.zabihi@gmail.com

^۳ کارشناس مهندسی مکانیک، دانشگاه صنعتی خواجه نصیرالدین طوسی، تهران، ایران

mhmoradi14@yahoo.com

^۴ دانشیار گروه مهندسی سیستم‌های انرژی، دانشگاه صنعتی خواجه نصیرالدین طوسی، تهران، ایران

sayyaadi@kntu.ac.ir

چکیده: یک سیستم سرمایش با پد تبخیری سلولزی در نظر گرفته شده و با استفاده از روش رگسیون گام‌به‌گام، مدل‌هایی ساده و با دقت بالا برای پیش‌بینی دمای هوای خروجی و افت فشار ایجاد شده توسط پد، ارائه گردیده است. پس از اطمینان از صحت مدل‌های به‌دست‌آمده، با بهره‌گیری از آن‌ها تأثیر تغییرات عوامل مؤثر بر مقدار آب و انرژی برق مصرفی یک سیستم فراهم‌کننده حجم معینی هوای تأمین‌کننده شرایط آسایش حرارتی بررسی شده است. همچنین تأثیر این عوامل بر روی مجموع هزینه‌های ناشی از مصرف این دو منبع، برای کشورهای ایران و آمریکا که به ترتیب به‌عنوان نمونه‌ای از کشورهای با نسبت بهای واحد آب به برق پایین و بالا هستند، مورد مطالعه قرار گرفته است. طبق نتایج، مجموع هزینه‌های مصرف منابع مستقل از دمای هوای ورودی و مقدار مناسب برای ضخامت پد، سطح ویژه آن و زاویه a برای هر دو کشور حداقل مقدار تأمین‌کننده شرایط آسایش حرارتی (به ترتیب 0.05 m^3 ، $350 \text{ m}^2 \cdot \text{m}^{-3}$ و 45 درجه در شرایط مورد بررسی) است. به‌علاوه از حدود سطح ویژه‌ای که نسبت بهای واحد آب به برق مصرفی آن را تعیین می‌کند، آهنگ افزایش مجموع هزینه‌های منابع مصرفی شدت می‌یابد که این مقدار برای آمریکا $405 \text{ m}^2 \cdot \text{m}^{-3}$ و برای ایران $435 \text{ m}^2 \cdot \text{m}^{-3}$ است.

واژه‌های کلیدی: سیستم سرمایش با پد تبخیری سلولزی، مصرف آب، مصرف برق، هزینه‌های مصرف منابع، رگسیون گام‌به‌گام.

۱. مقدمه

و سرعت آزمایش شده، مقدار افت فشار پد بین مقدار $1/5 \text{ Pa}$ تا $10/7 \text{ Pa}$ و مقدار بازدهی حباب‌تر بین ۴۳ تا ۹۰ درصد متغیر است [۵]. مالی و همکاران نیز در سال ۲۰۱۱ با آزمایش بر روی دو مدل تجاری پد تبخیری سلولزی در سه ضخامت متداول، برای شش حالت به‌دست‌آمده مدل‌هایی تجربی برای محاسبه افت فشار، بازدهی حباب‌تر و میزان تبخیر آب برحسب سرعت را به‌دست آوردند. طبق یافته‌های پژوهش، با افزایش سرعت، مقدار افت فشار افزایش و بازدهی حباب‌تر و تبخیر آب کاهش می‌یابد [۶].

منظور از مدل‌سازی یافتن یک وسیله توصیف‌کننده رفتار یا رفتارهای موردبررسی یک سیستم برحسب عوامل مؤثر است؛ به‌گونه‌ای که با استفاده از آن بتوان رفتار یا رفتارها را به‌ازای حالت‌های مختلف عوامل ورودی تأثیرگذار پیش‌بینی کرد. در علوم مهندسی، پارامترهای کمی قابل اندازه‌گیری برای بیان عوامل ورودی و رفتار به‌کار می‌روند و وسیله توصیف نیز معادلات ریاضی است. در مطالعه حاضر، سیستم موردبررسی خنک‌کننده بهره‌گیرنده از پد تبخیری سلولزی و هدف تعیین شرایط هوای خروجی از آن و افت فشار ایجادشده توسط پد است. با معلوم بودن فشار، تعیین شرایط هوای خروجی با مشخص بودن دو پارامتر آن امکان‌پذیر است که در این پژوهش، برای این منظور طبق بحث صورت‌گرفته انتالپی و دما انتخاب شده‌اند. مقدار انتالپی با توجه به فرضیات در نظر گرفته‌شده، به‌طور مستقیم قابل تعیین است، ولی تعیین دمای خروجی مستلزم یافتن مدلی مناسب و با دقت برای این کمیت است. همچنین برای محاسبه افت فشار نیز باید مدلی مناسبی یافت شود که روش رگرسیون گام‌به‌گام^۳ برای مدل‌سازی هر دو کمیت انتخاب شده است. این برای نخستین بار است که روش رگرسیون گام‌به‌گام به‌منظور مدل نمودن پارامترهای عملکردی خنک‌کننده تبخیری مستقیم به‌کار می‌رود. در ادامه، با توجه به قابل تعیین بودن شرایط هوای خروجی و افت فشار ایجادشده توسط پد، تأثیر تغییرات پارامترهای مؤثر بر مصرف آب و برق یک خنک‌کننده تبخیری مستقیم تأمین‌کننده مقدار ثابتی هوای فراهم‌آورنده شرایط آسایش حرارتی در حالت نصب در ایوان^۴ ساختمان، موردبحث و بررسی قرار گرفته است. همچنین تأثیر تغییرات پارامترها بر مجموع هزینه‌های مصرف این دو منبع (آب و برق) در دو کشور ایران و آمریکا که به‌ترتیب دارای نسبت بهای واحد آب مصرفی به بهای برق مصرفی پایین و بالا هستند، مورد ارزیابی واقع شده است. تعدادی از مواردی که جزء نوآوری‌های پژوهش حاضر بوده و آن را نسبت به سایر پژوهش‌های پیشین متمایز می‌سازند، عبارت‌اند از:

- ارائه مدل‌های ریاضی و قابل استفاده توسط همه، به‌صورتی که

سیستم‌های سرمایش تبخیری مستقیم‌هایی هستند که در آن‌ها آب‌وهوا در تماس مستقیم با یکدیگر قرار می‌گیرند و هوا با استفاده از اصل سرمایش تبخیری، همراه با افزایش رطوبت خنک می‌شود. این سیستم‌ها که از جمله سیستم‌های غیرفعال^۱ به‌شمار می‌روند، در مقایسه با سایر سیستم‌های سرمایش متداول، ارزان، دارای ساختار ساده و مصرف انرژی کم هستند؛ از این رو در صورتی که شرایط هوای خروجی از سیستم به‌گونه‌ای باشد که پارامترهای مربوط به آسایش حرارتی (معرفی‌شده در بخش ۱۰) برای فضا در محدوده‌ای قرار گیرند که درصد ناراضیاتی عمومی مساوی یا کمتر از حد تعیین‌شده مطلوب (مقدار توصیه‌شده برای این حد ۱۵ درصد است [۱]) گردد، به‌عنوان بهترین گزینه مطرح‌اند. حتی در صورتی که امکان استفاده از سرمایش تبخیری مستقیم به‌صورت مستقل برای سرمایش فضا وجود نداشته باشد، می‌توان آن را در ترکیب با یک یا چند سیستم دیگر یا به‌عنوان خدمت‌دهنده به آن‌ها به‌کار برد.

یکی از موضوعات پژوهشی که در طول سالیان اخیر، بخش عمده‌ای از مطالعات انجام‌شده بر روی این سیستم‌ها را به خود اختصاص داده، مدل‌سازی و بررسی عملکرد سیستم تحت شرایط مختلف بوده است. وو و همکاران در سال ۲۰۰۹، مدلی عددی برای به‌دست‌آوردن بازدهی حباب‌تر یک سیستم تبخیری مستقیم دارای پد سلولزی^۲ استخراج کرده و تأثیر پارامترهای مختلف بر روی عملکرد سیستم را از نظر مقدار بازده مورد مطالعه قرار دادند. طبق نتایج به‌دست‌آمده، عملکرد سیستم نسبت به تغییرات سرعت هوای ورودی و ضخامت پد در مقایسه با سایر پارامترهای مؤثر حساس‌تر است [۲]. شنگ و نانا در سال ۲۰۱۲، مدلی تجربی برای بازدهی و رطوبت مطلق خروجی از یک خنک‌کننده تبخیری مستقیم دارای پد سلولزی به‌دست آورده و تأثیر سرعت هوا بر روی آن‌ها را مورد مطالعه قرار دادند. نتایج نشان‌دهنده کاهش در حدود ۱۵ درصدی راندمان حباب‌تر با افزایش سرعت از مقدار $0/8 \text{ m.s}^{-1}$ به مقدار 3 m.s^{-1} بود [۳]. فرانکو و همکاران در سال ۲۰۱۴، عملکرد چهار مدل پد مختلف از جمله پد سلولزی را از نقطه نظر افت فشار را در مقایسه با یک نمونه پد پلاستیکی به‌صورت تجربی مورد مطالعه قرار دادند. آنان گزارش دادند برای تأمین یک دبی ثابت در سرعت هوای عبوری از پد 2 m.s^{-1} ، افت فشار پدهای سلولزی بین $51/27$ تا $94/87$ درصد نسبت به پد پلاستیکی بیشتر است [۴]. هی و همکاران در سال ۲۰۱۴، عملکرد پد سلولزی را در ضخامت‌ها و سرعت‌های هوای عبوری مختلف از نظر افت فشار و بازدهی حباب‌تر بررسی کردند. تحقیق آنان نشان داد که بسته به ضخامت

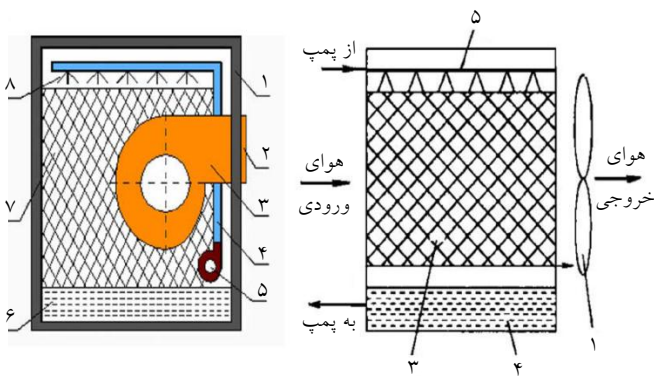
3. Stepwise Regression

4. Balcony

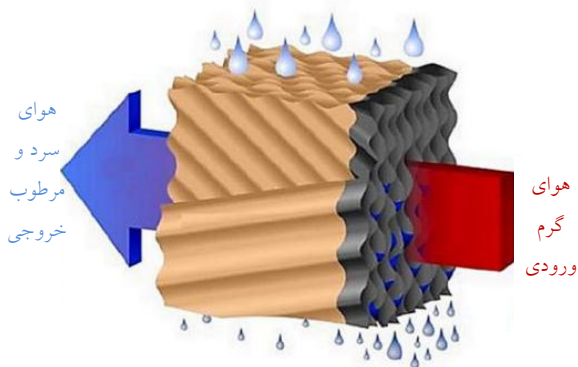
1. Passive

2. Cellulose Evaporative Cooling Pad System

مستقیم است. در این سیستم، از سطوح افزایش دهنده انتقال حرارت و جرم متخلخل موج که با آرایش خاصی در کنار یکدیگر قرار گرفته‌اند (پد) به منظور افزایش سطح تماس آب و هوا و ارتقای بازدهی خنک‌کننده بهره گرفته می‌شود. طرح‌واره یک پد در شکل (۲) نشان داده شده است. هوای بیرون به وسیله فن گریز از مرکز به داخل خنک‌کننده مکیده می‌شود و پس از عبور از فیلترهای در نظر گرفته شده (در صورت وجود)، از لابه‌لای سطوح افزایش دهنده انتقال حرارت و جرم خیس شده گذر کرده و بنا بر اصل سرمایش تبخیری، دمای آن کاهش و رطوبت مطلقش افزایش می‌یابد. سپس این هوا که به اصطلاح هوای شسته‌شده^۱ نامیده می‌شود، به سمت فضای مورد نظر هدایت می‌گردد [۱۱]. پد در مقایسه با پوشال دارای عملکرد و بازدهی بهتری است، قابلیت جذب آب و عمر بیشتری دارد و در آن از حمل قطره‌های آب توسط جریان هوا^۲ خبری نیست. به‌علاوه اینکه رسوب‌گذاری^۳ در آن کمتر است [۱۲]. سلولز و پلاستیک دو ماده متداول برای جنس پد هستند که در این مطالعه، سلولز به‌عنوان جنس پد در نظر گرفته شده است.



شکل (۱): طرح‌واره خنک‌کننده تبخیری مستقیم مورد بررسی الف. اساس کارکرد؛ ب. اجزا [۱۱]



شکل (۲): طرح‌واره یک پد [۱۳]

1. Washed Air
2. Carry-Over
3. Scaling

پارامترهای خروجی را به صورت مستقیم برحسب عوامل ورودی تأثیرگذار و بدون تعریف پارامترهای میانی پیش‌بینی می‌کند. روش‌های آماری از جمله روش استفاده‌شده در این پژوهش در مقایسه با مدل‌های عددی، نیاز به آشنایی با روش‌های مربوط و حل معادلات دیفرانسیلی پیچیده و زمان‌بر ندارند [۷ و ۸]. همچنین برای مدل‌سازی با استفاده از این روش‌ها تنها وجود رایانه کافی بوده و در مقایسه با روش‌های تجربی، نیاز به خرید و نصب تجهیزات مختلف از جمله رایانه‌های متعدد، دستگاه، وسایل اندازه‌گیری و صرف زمان و هزینه به‌منظور آزمایش وجود ندارد [۷ و ۸]. به‌علاوه چنان‌که در بخش ۸ نشان داده شده است، ضوابط به‌دست‌آمده در این پژوهش در مقایسه با روش‌های ریاضی تحلیلی پیشین [۹ و ۱۰] بسیار دقیق‌ترند.

- تمام بررسی‌های پیشین معطوف به مطالعه تأثیر تعدادی از عوامل بر روی پارامتر راندمان حباب‌تر یا افت فشار پد بوده و تاکنون هیچ آنالیز حساسیتی بر روی مقدار مصرف منابع (آب و برق) و هزینه‌های جاری سیستم صورت نگرفته است. در مطالعه کنونی نه تنها تأثیر عوامل بر روی دو پارامتر تاکنون مطالعه‌نشده مقدار مصرف منابع و هزینه‌های جاری موردتوجه قرار گرفته است، بلکه برای نخستین بار تغییرات پارامترهای هندسی پد (زوایای پد و سطح ویژه آن) به‌عنوان عامل مؤثر در آنالیز حساسیت مورد مطالعه قرار گرفته است.
- پژوهش‌های پیشین، سیستم را بدون در نظر گرفتن چگونگی تأمین آسایش حرارتی که هدف اصلی آن است بررسی کرده‌اند، حال آن‌که در این پژوهش، این مهم موردتوجه قرار گرفته و بازه تغییرات عوامل مؤثر (چنان‌که در بخش ۱۰ توضیح داده شده است)، به‌گونه‌ای تعیین شده است که از برقراری شرایط آسایش حرارتی مطلوب در طول بررسی اطمینان حاصل شود.
- مطالعه تأثیر تغییرات پارامترها بر روی مقدار مصرف منابع (آب و برق) و هزینه‌های جاری برای دو کشور ایران و آمریکا به‌عنوان دو کشور با نسبت بهای واحد آب مصرفی به بهای برق مصرفی پایین و بالا به‌صورت مقایسه‌ای صورت گرفته است تا تأثیر نسبت تعرفه‌های اشاره‌شده در شرایطی که بقیه عوامل یکسان‌اند، روشن شده و استراتژی‌های صحیح در هر مورد به‌دست آید.

۲. معرفی خنک‌کننده تبخیری مستقیم مورد بررسی

طرح‌واره خنک‌کننده تبخیری مستقیم مورد بررسی در شکل (۱) آورده شده است. این خنک‌کننده یکی از متداول‌ترین انواع خنک‌کننده تبخیری

۳. آشنایی با رگرسیون گام‌به‌گام

روش رگرسیون گام‌به‌گام روشی آماری به‌منظور یافتن ضابطه‌ای ریاضی برای یک تابع برحسب متغیرهای مؤثر در مقدار آن برحسب تعدادی داده‌های ورودی به آن است. رگرسیون گام‌به‌گام رابطه بین تابع و متغیرها را به‌صورت کلی رابطه (۱) پیش‌بینی می‌کند.

$$\hat{Y} = Y_0 + \sum_{i=1}^n c_i x_i + \sum_{i=1}^n \sum_{j=1, \dots, j \neq i}^n d_{ij} x_i x_j + \sum_{i=1}^n \sum_{k=1, 2, 3, \dots}^n e_{ik} x_i^k \quad (1)$$

در این روش، ضرایب Y_0 ، a ، b و c ضرایبی هستند که در اصطلاح ضرایب رگرسیون نامیده می‌شوند و به‌کمک روش‌های آماری به‌گونه‌ای تعیین می‌گردند که ضریب تشخیص^۱ را که مطابق رابطه (۲) به‌دست می‌آید، بیشینه کنند. روش به‌گونه‌ای است که ابتدا مجموع دو جمله اول سمت راست معادله (۱) به‌عنوان ضابطه پیش‌بینی‌کننده در نظر گرفته شده و در صورتی که ضریب تشخیص رابطه به‌دست‌آمده از حد تعیین‌شده فراتر رود، متوقف می‌شود. در غیر این صورت، مجموع سه جمله اول در نظر گرفته شده و روند تکرار می‌شود. در صورتی که این حالت نیز موفقیت‌آمیز نبود، مجموع سه جمله به‌علاوه جمله چهارم به‌ازای $k=1$ به‌عنوان ضابطه در نظر گرفته می‌شود. پس از آن در هر بار تکرار، یک واحد به توان k و یک جمله به جملات اضافه می‌شود تا زمانی که معیار توقف برقرار شود. در غیر این صورت، حالت با بیشترین ضریب تشخیص به‌عنوان بهترین حالت معرفی می‌شود. با توجه به اضافه شدن جملات به‌صورت تدریجی و گام‌به‌گام به ضابطه، این روش، رگرسیون گام‌به‌گام نامیده می‌شود.

$$R^2 = 1 - \frac{\sum_{i=1}^N (Y_i - \hat{Y}_i)^2}{\sum_{i=1}^N (Y_i - \bar{Y})^2} \quad (2)$$

۴. شرح فرضیات مطالعه

در این مطالعه، از فرضیات معمولی که در شبیه‌سازی‌های خنک‌کننده‌های تبخیری مستقیم در نظر گرفته می‌شوند، استفاده شده است. این فرضیات عبارت‌اند از:

- فرایند انتقال حرارت و جرم در حالت جریان پایا روی می‌دهد.
- فرایند انتقال حرارت و جرم بین هوا و آب، به‌صورت آدیاباتیک است و هوا به‌صورت انتالپی ثابت خنک می‌شود [۱۴ و ۱۵]. در این فرایند، دمای حباب‌تر هوا نیز تقریباً ثابت باقی می‌ماند [۱۶].
- ضخامت لایه آب بر روی پد به‌گونه‌ای است که بخش انتقال حرارت جرم را به‌صورت مناسب تر می‌کند، ولی می‌توان از اثر آن چشم‌پوشی کرد [۲].

- دمای آب روی پد برابر دمای اشباع آدیاباتیک هواست [۱۷]. با این توجه، این دما تابعی از شرایط هوای ورودی است.
- مقدار عدد لوییس که به‌صورت نسبت انتقال حرارت به انتقال جرم است و مطابق رابطه (۳) تعریف می‌گردد، برابر یک در نظر گرفته می‌شود [۱۶].

$$Le = \frac{\alpha}{D} \quad (3)$$

- از افزایش دما در کانال‌های انتقال هوا از خنک‌کننده به فضا صرف‌نظر شده و فرض می‌شود که هوا با شرایط خروجی از پد تبخیری به فضا تحویل داده می‌شود. همچنین به‌علت سرعت و حجم بالای هوا، دمای هوا و دمایی که فضا در آن قرار دارد با هم برابرند [۱۴ و ۱۶].
- مقدار آب مصرف‌شده سیستم دقیقاً برابر با مقدار آب تبخیرشده در پد است [۱۸].
- چگالی آبی که تبخیر می‌شود، یک کیلوگرم بر لیتر است.
- در محدوده موردبررسی، هوا را می‌توان گاز ایده آل فرض کرد.
- مصرف برق پمپ کولر در مقابل مصرف موتور آن ناچیز است [۱۹].
- فشار هوا در بررسی‌های انجام‌شده ثابت است.

۵. انتخاب متغیرهای مناسب برای تعیین شرایط هوای خروجی از خنک‌کننده

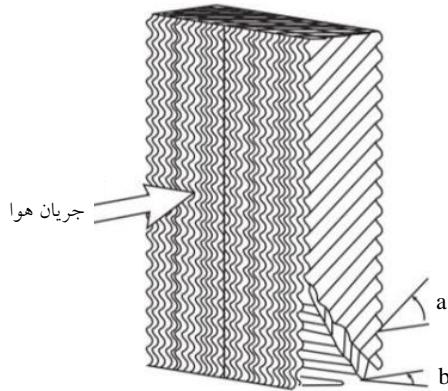
در یک فشار ثابت، برای تعیین شرایط هوای خروجی به دو پارامتر آن نیاز است. انتالپی هوای خروجی از خنک‌کننده، با انتالپی هوای ورودی به آن برابر است (رابطه ۴) و مقدار آن با توجه به شرایط هوای ورودی قابل تعیین می‌باشد؛ بنابراین این کمیت به‌عنوان یکی از دو پارامتر انتخاب می‌شود. با توجه به روش معرفی‌شده که توانایی پیش‌بینی به کمک آن‌ها وجود دارد، پارامتر دوم باید کمیتی انتخاب گردد که به تعداد کافی داده از آن به‌ازای مقادیر مختلف عوامل مؤثر بر عملکرد سیستم در اختیار باشد که طبق بررسی‌های صورت‌گرفته دمای خروجی از خنک‌کننده مستقیم به‌عنوان پارامتر دوم در نظر گرفته می‌شود تا پیش‌بینی مقدار آن به‌کمک روش مدل‌سازی معرفی‌شده انجام شود.

$$h_{air,out} = h_{air,in} \quad (4)$$

۶. مدل‌سازی دمای خروجی از خنک‌کننده دارای پد

۱.۶. تعیین پارامترهای مؤثر

طبق بررسی‌های انجام‌شده و با توجه به فرضیات، دما، رطوبت و سرعت هوای ورودی، ضخامت بخش انتقال حرارت و جرم و سطح تر شده



شکل (۳): معرفی زوایای موج پد [۱۲]

۲.۷. استخراج داده‌ها

از نتایج مربوط به مدل‌های تجربی به دست آمده توسط فرانکو و همکاران [۴] و هی و همکاران [۵] بهره گرفته شده و ۴۱۸۶ سری داده برای مدل‌سازی استخراج گردیده است. در جدول (۲)، محدوده تغییرات پارامترهای مؤثر استخراجی ذکر شده است.

جدول (۲): محدوده تغییرات پارامترهای مؤثر استخراجی برای مدل‌سازی فشار

پارامتر	محدوده تغییرات
سرعت هوای ورودی ($m.s^{-1}$)	۰/۵-۴
ضخامت پد (m)	۰/۰۵-۰/۳
نسبت مساحت تر شده به حجم ($m^2.m^{-3}$)	۳۲۰-۵۲۰
زاویه a (درجه)	۴۵-۶۰
زاویه b (درجه)	۱۵-۴۵

۳.۷. مدل‌سازی با رگرسیون گام به گام

طبق نتیجه به دست آمده با بهره‌گیری از نرم‌افزار MATLAB R2013a تابع به دست آمده از روش رگرسیون گام به گام، برای محاسبه افت فشار ایجاد شده توسط پد به صورت رابطه (۷) می‌باشد.

$$\Delta P_{pad} = 96.589 - 28.514V_{air,in} - 111.02\delta_{pad} - 0.27464A_{spec} + 0.13146a - 2.5978b + 148.08V_{air,in}\delta_{pad} + 0.058069V_{air,in}A_{spec} + 0.11008V_{air,in}a + 0.24826V_{air,in}b + 0.006135A_{spec}b \quad (7)$$

۸. مدل‌های ریاضی تحلیلی پیشین

۱.۸. دمای هوای خروجی

در پژوهش کامارگو و همکاران [۹]، رابطه (۸) برای محاسبه دمای هوای خروجی از پد سلولزی ارائه شده است:

به‌ازای واحد حجم (سطح ویژه) پد که مطابق رابطه (۵) تعریف می‌شود، به‌عنوان عوامل تأثیرگذار بر روی دمای خروجی از خنک‌کننده مستقیم دارای پد در نظر گرفته شده‌اند [۲، ۳ و ۵].

$$A_{spec} = \left(\frac{A_{HMT}}{Vol} \right)_{pad} \quad (5)$$

۲.۶. استخراج داده‌ها

داده‌های موردنیاز از نتایج مربوط به شبیه‌سازی عددی وو و همکاران [۲] و اطلاعات موجود در وبگاه شرکت تولیدکننده پدهای تبخیری موردبررسی [۲۰] استخراج شده‌اند و ۱۰۰۶ سری داده به دست آمده است. در جدول (۱)، محدوده تغییرات پارامترهای مؤثر استخراجی آورده شده است.

۳.۶. مدل‌سازی با رگرسیون گام به گام

مدل‌سازی با استفاده از رگرسیون گام به گام با استفاده از نرم‌افزار MATLAB R2013a انجام شده و ضابطه پیش‌بینی‌کننده دمای هوای خروجی از خنک‌کننده، به صورت رابطه (۶) به دست آمده است.

$$T_{air,out} = 10.136 + 0.62208T_{air,in} - 0.051404\phi_{air,in} + 0.60824V_{air,in} - 30.336\delta_{pad} - 0.015436A_{spec} + 0.0059799T_{air,in}\phi_{air,in} + 1.207V_{air,in}\delta_{pad} \quad (6)$$

جدول (۱): محدوده تغییرات پارامترهای مؤثر استخراجی برای مدل‌سازی دما

پارامتر	محدوده تغییرات
دمای هوای ورودی ($^{\circ}C$)	۲۹-۳۸
رطوبت نسبی (%)	۷-۵۵
سرعت هوای ورودی ($m.s^{-1}$)	۱-۴
ضخامت پد (m)	۰/۱-۰/۳
نسبت مساحت تر شده به حجم ($m^2.m^{-3}$)	۴۵۰-۵۲۰

۷. مدل‌سازی افت فشار ایجاد شده توسط پد

۱.۷. تعیین پارامترهای مؤثر

از میان پارامترهای مؤثر بر روی دمای خروجی از خنک‌کننده، به‌جز دما و رطوبت نسبی هوای ورودی، بقیه بر روی افت فشار ایجاد شده توسط پد نیز مؤثرند. افزون بر این موارد، زوایای موج صفحات پد (زوایای a و b در شکل ۳) نیز بر روی مقدار افت فشار ایجاد شده توسط پد تأثیر می‌گذارند [۴ و ۵]. طبق پژوهش‌های پیشین انجام شده، مقدار دبی آب اسپری شده تأثیر کمی بر روی مقدار افت فشار یک پد خیس دارد و به همین علت، این پارامتر به‌عنوان عامل مؤثر در افت فشار در نظر گرفته نشده است [۴ و ۵].

و ۲/۵ درصد است. همچنین میانگین خطای محاسبات برای افت فشار ایجادشده توسط پد از روش رگرسیون گام‌به‌گام ۱۳/۵ درصد بوده، درحالی‌که این مقدار برای روش تحلیلی پیشین [۱۰] ۲۰/۲ درصد است.

جدول (۳): مقایسه نتایج به‌دست‌آمده برای دمای هوای خروجی از خنک‌کننده از روش رگرسیون گام‌به‌گام با داده‌های تجربی موجود در پژوهش شنگ و نانا [۲] و روش تحلیلی ریاضی پیشین [۲۱]. نتایج به‌زای دمای هوای ورودی ۳۷ °C، رطوبت نسبی ۲۰ درصد، ضخامت پد ۰/۱۵۰ m و ویژه ۵۰۰ m².m⁻³ به‌دست آمده‌اند.

ردیف	سرعت هوای ورودی (m.s ⁻¹)	دمای خروجی واقعی (°C)	پیش‌بینی رگرسیون گام‌به‌گام (°C)	پیش‌بینی روش تحلیلی ریاضی پیشین [۲۱] (°C)
۱	۱/۱	۲۵/۴	۲۵/۵	۲۴/۹
۲	۱/۴	۲۵/۷	۲۵/۷	۲۵/۱
۳	۱/۸	۲۵/۸	۲۶/۰	۲۵/۴
۴	۲/۱	۲۶/۰	۲۶/۳	۲۵/۵
۵	۲/۶	۲۶/۳	۲۶/۶	۲۵/۸
۶	۳/۰	۲۷/۱	۲۷/۰	۲۵/۹
			۰/۷	۲/۵

میانگین خطا (%)

جدول (۴): مقایسه نتایج به‌دست‌آمده برای افت فشار ایجادشده توسط پد CELDek 7090 با ضخامت ۰/۱۵۰ m از روش رگرسیون گام‌به‌گام با داده‌های تجربی موجود در پژوهش مالی و همکاران [۵] و روش تحلیلی ریاضی پیشین [۱۰]

ردیف	سرعت هوای ورودی (m.s ⁻¹)	افت فشار ایجادشده واقعی (Pa)	پیش‌بینی رگرسیون گام‌به‌گام (Pa)	پیش‌بینی روش تحلیلی ریاضی پیشین [۱۰] (Pa)
۱	۱/۸	۱۳/۸	۱۱/۸	۹/۳
۲	۲/۱	۱۹/۱	۱۷/۴	۱۲/۶
۳	۲/۶	۲۳/۴	۲۶/۹	۱۹/۴
۴	۳/۰	۳۰/۳	۳۵/۴	۲۵/۸
۵	۳/۲	۳۴/۲	۳۸/۲	۲۹/۴
۶	۳/۶	۴۳/۳	۴۵/۸	۳۷/۲
۷	۴/۰	۵۳/۸	۵۳/۳	۴۵/۸
			۱۳/۵	۲۰/۲

میانگین خطا (%)

۱۰. تأثیر تغییرات پارامترهای مؤثر بر روی مصرف منابع و مجموع هزینه‌های آنها

پس از اطمینان از صحت مدل‌های به‌دست‌آمده، در این بخش، یک

$$T_{air,out} = T_{air,in} - \left(1 - \exp \left(- \frac{(hc)_c A_{pad} \delta_{pad} A_{spec}}{\rho_{in} A_{pad} V_{air,in} c_p} \right) \right) (T_{air,in} - T_{wb,air,in}) \quad (8)$$

مقدار عدد ناسلت برای محاسبه hc_c از رابطه پیشنهادی توسط دودی و کارباش [۲۱] (رابطه ۹) قابل محاسبه است.

$$Nu = 0.10 \left(\frac{1}{\delta_{pad} A_{spec}} \right)^{0.12} Re^{0.8} Pr^{\frac{1}{3}} \quad (9)$$

مقدار عدد رینولدز نیز در رابطه (۹) از رابطه (۱۰) قابل تعیین است [۲۱]:

$$Re = \frac{V_{air,in}}{A_{spec} \nu} \quad (10)$$

۲.۸. افت فشار ایجادشده توسط پد

برای محاسبه افت فشار ایجادشده توسط پد، رابطه (۱۱) توسط حسینی و همکاران [۱۰] ارائه شده است:

$$\Delta P_p = 2.42 D^+ \rho_{air,in} V_{air,in}^2 \left(\frac{6.88}{\sqrt{D^+}} + \frac{24 + \frac{0.674}{D^+} - \frac{6.88}{\sqrt{D^+}}}{1 + 4.64 \times 10^{-4} (D^+)^{-2}} \right) \quad (11)$$

در رابطه (۱۱)، D⁺ عمق بی‌بعد هیدرودینامیکی است که می‌توان آن را مطابق رابطه (۱۲) به‌دست آورد:

$$D^+ = \frac{\nu \delta_{pad}}{V_{air,in}^2 (s_{pp})^2} \quad (12)$$

۹. اعتبارسنجی مدل‌ها و مقایسه دقت آنها با مدل‌های ریاضی تحلیلی پیشین

مدل‌های به‌دست‌آمده برای دمای هوای خروجی از سیستم و افت فشار ایجادشده توسط پد، به‌ترتیب به‌وسیله مقایسه مقادیر به‌دست‌آمده از آنها با داده‌های تجربی شنگ و نانا [۳] و مالی و همکاران [۶] مورد صحت‌سنجی قرار گرفته است. جدول‌های (۳) و (۴) شامل جزئیات این مقایسه‌ها می‌باشند. در این جدول‌ها، مقادیر محاسبه‌شده توسط مدل‌های تحلیلی ریاضی پیشین (معرفی‌شده در بخش ۸) نیز آورده شده است. همان‌گونه که ملاحظه می‌شود، بین نتایج آزمایشگاهی و مدل‌سازی‌های انجام‌شده، تطابق خوبی وجود دارد؛ افزون بر آنکه مدل‌های به‌دست‌آمده در این پژوهش به‌صورت محسوسی با دقت بیشتری، داده‌های تجربی را پیش‌بینی می‌کنند؛ به‌صورتی‌که میانگین خطای رگرسیون گام‌به‌گام و روش تحلیلی پیشین [۹] برای دمای هوای خروجی به‌ترتیب ۰/۷ درصد

جدول (۵): نرخ آب و برق مصرفی خانگی در ایران و آمریکا [۲۳ و ۲۴]

کمیت	ایران	آمریکا
نرخ آب ($\$/m^3$)	۰/۱۰۰	۰/۸۷۰
نرخ برق ($\$/kWh$)	۰/۰۵۹	۰/۰۹۸
نسبت نرخ واحد آب به نرخ واحد برق	۱/۶۹۵	۷/۸۵۶

جدول (۶): محدوده تغییرات پارامترها و مقادیرشان در صورت ثابت ماندن

پارامتر	مقدار در صورت ثابت ماندن	محدوده تغییرات
دمای هوای ورودی ($^{\circ}C$)	۳۶	۳۴/۸-۳۹/۳
رطوبت نسبی (%)	۱۲/۵	۷/۵-۲۷/۵
سرعت هوای ورودی ($m.s^{-1}$)	۰/۶	-
ضخامت پد (m)	۰/۱۲	۰/۰۵-۰/۱۶
نسبت مساحت تر شده به حجم ($m^2.m^{-3}$)	۴۵۰	۳۶۰-۵۲۰
زاویه a (درجه)	۶۰	۴۵-۶۰
زاویه b (درجه)	۳۰	۱۵-۴۵
فشار هوا (kPa)	۸۵	-
مساحت هر پد (m^2)	۱/۱	-
تعداد پدها	۳	-
دبی هوای تغذیه ($m^3.hr^{-1}$)	۷۳۰۰	-

در رابطه (۱۳):

$$PMV = \{ [0.303 \times \exp(-0.036 \times M) + 0.028] \times (M - W) - 3.05 \times 10^{-3} \times [5733 - 6.99 \times (M - W) - P_a] - 0.42 \times [(M - W) - 58.15] - 1.7 \times 10^{-5} \times M \times (5867 - P_a) - 0.0014 \times M \times (34 - T_a) - 3.96 \times 10^{-8} \times f_{cl} \times [(T_{cl} + 273)^4 - (\bar{T}_r + 273)^4] - f_{cl} \times hc_c \times (T_{cl} - T_a) \} \quad (14)$$

در جایی که

$$T_{cl} = 35.7 - 0.028 \times (M - W) - 0.155 \times I_{cl} \times \{ 3.96 \times 10^{-8} \times f_{cl} \times [(T_{cl} + 273)^4 - (\bar{T}_r + 273)^4] + f_{cl} \times hc_c \times (T_{cl} - T_a) \} \quad (15)$$

$$h_c = \begin{cases} 2.38 \times |T_{cl} - T_a|^{0.25} & \text{for } 2.38 \times |T_{cl} - T_a|^{0.25} > 12.1 \times \sqrt{V_{rel}} \\ 12.1 \times \sqrt{V_{rel}} & \text{for } 2.38 \times |T_{cl} - T_a|^{0.25} < 12.1 \times \sqrt{V_{rel}} \end{cases} \quad (16)$$

خنک کننده تبخیری مستقیم، بهره گیرنده از پد سلولزی انتخاب شده (خنک کننده مدل ACDC80 شرکت آبسال) و تأثیر تغییرات پارامترهای مؤثر بر روی مقدار مصرف منابع (آب و برق) برای تأمین مقدار ثابتی هوای تغذیه (هوای تغذیه نامی برابر $1 \text{ m}^3 \cdot \text{hr}^{-1}$) [۱۹] مورد ارزیابی قرار گرفته است. همچنین تأثیر تغییرات پارامترها بر مجموع هزینه های ناشی از مصرف این دو منبع نیز در دو کشور ایران و آمریکا به عنوان دو کشور نمونه از جهان که دارای نسبت نرخ واحد آب به نرخ واحد برق به ترتیب پایین و بالایی هستند، بررسی شده است (در جدول ۵ نرخ آب و برق برای این دو کشور آورده شده است. اعداد ایران با نرخ هر دلار ۳۰۰۰ تومان و از روی قبوض به دست آمده اند). برای این منظور، با تغییر یک پارامتر در حالتی که سایر پارامترها ثابت می باشند، تحلیل صورت می گیرد. در جدول (۶) محدوده تغییرات پارامترها به همراه مقادیرشان در صورت ثابت ماندن آورده شده است. به منظور انتخاب محدوده تغییرات پارامترها ابتدا مقدار ثابت برای تمام آنها تعیین می شود و سپس برای پارامتری که قصد تعیین محدوده تغییرات آن وجود دارد، در شرایطی که بقیه پارامترها بدون تغییر می ماند مقدار از یک عدد اولیه که به ازای آن شرایط آسایش حرارتی حاصل نمی گردد، به سمت بهبود شرایط تغییر داده می شود تا درصد نارضایتی عمومی^۱ برابر ۱۵ درصد شود و بدین ترتیب یکی از حدود بالا یا پایین بازه تغییرات به دست آید. سپس روند تغییرات پارامتر ادامه داده می شود تا درصد نارضایتی عمومی پس از کاهش یافتن و رسیدن به حداقل مقدار آن (۵ درصد) دوباره افزایش یافته و بار دیگر به ۱۵ درصد برسد. بدین ترتیب مرز دیگر بازه تغییرات پارامتر مورد بررسی نیز تعیین می شود. برای محاسبه درصد نارضایتی عمومی که می توان آن را از مجموعه روابط (۱۳) تا (۱۷) محاسبه کرد [۲۲]، مقدار پوشش برابر $1 \text{ m}^2 \cdot \text{K}^{-1} \cdot \text{W}^{-1}$ ، درجه فعالیت آنها $70 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2}$ مساحت سطح فرد، سرعت گردش هوا در اتاق برابر $0.12 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$ و کار مکانیکی برابر صفر در نظر گرفته شده است. همچنین دمای متوسط تابشی برابر با دمای اتاق فرض شده است. به وسیله این روش تعیین بازه تغییرات هوشمند می توان از برقراری شرایط آسایش حرارتی در بررسی های انجام شده اطمینان داشت. همچنین از آنجاکه دبی هوای تغذیه و مساحت پدها ثابت اند، مقدار سرعت هوای عبوری از پد مقید بوده و مقدار آن ثابت و برابر مقدار موجود در جدول (۶) است.

$$PPD = 100 - 95 \times \exp(-0.03353 \times PMV^4 - 0.2179 \times PMV^2) \quad (13)$$

1. Predicted Percentage Dissatisfied (PPD)

$7/62 \text{ m.s}^{-1}$ (1500 fpm) در نظر گرفته شده و فرض گردیده است که سیستم که بر روی ایوان یک ساختمان مسکونی قرار دارد. بدین ترتیب، با فرض طول دورترین مسیر کانال‌کشی برابر 12 m و احتساب 50 درصد افت فشار اصطکاکی مسیر برای لحاظ نمودن زانویی‌ها و وصاله‌ها، مقدار افت فشار مسیر برابر $6/2 \text{ Pa}$ به دست می‌آید. همچنین با فرض استفاده از خفه‌کن با پره‌های در خلاف جهت هم^۱ مقدار افت فشار دریچه نیز ثابت و برابر 10 درصد افت فشار حالت پایه ($2/5 \text{ Pa}$) در نظر گرفته شده است [۲۷]. جنس کانال نیز از ورق گالوانیزه معمولی با ضریب اصطکاک $0/9$ است.

۱.۱.۱. اثر تغییرات دمای هوای ورودی

مطابق با رابطه (۶)، با افزایش دمای هوای ورودی به سیستم، دمای هوای خروجی از آن نیز افزایش می‌یابد، ولی از آنجا که آهنگ تغییرات افزایش دمای هوای ورودی، بیشتر از آهنگ افزایش تغییرات دمای هوای خروجی به دست آمده از رابطه (۶) است، اختلاف بین دمای هوای ورودی و خروجی ($T_{air,in} - T_{air,out}$) افزایش می‌یابد. مقدار آب تبخیر شده با مقدار گرمای گرفته شده از هوا که با اختلاف بین دمای هوای ورودی و خروجی رابطه مستقیم دارد، متناسب است؛ چون این گرما صرف تبخیر بخشی از آب اسپری شده روی پد می‌شود که از آنجا که مقدار گرمای نهان تبخیر آب به‌ازای واحد جرم در شرایط مورد بررسی عدد ثابتی می‌باشد، مصرف آب سیستم که همان آب تبخیر شده پدهاست، همان‌گونه که در شکل (۴) نشان داده شده است، به صورت خطی افزایش می‌یابد. همچنین با وجود اینکه دمای هوای ورودی بر روی مقدار افت فشار بی‌تأثیر است، با افزایش دمای این هوا، دمای هوای خروجی از خنک‌کننده نیز افزایش یافته و در نتیجه، چگالی هوای عبوری از فن کم می‌شود و توان برق مصرفی با کاهش مواجه می‌گردد. برآیند تغییرات اشاره شده به‌گونه‌ای است که مجموع هزینه‌های مصرف منابع در هر دو کشور ایران و آمریکا ثابت باقی می‌ماند (شکل ۵). پس می‌توان نتیجه‌گیری کرد که مجموع هزینه‌های منابع مصرفی مستقل از دمای هوای ورودی است. طبق روابط (۱۳) تا (۱۷) با افزایش دما، مقدار شاخص آرای پیش‌بینی شده از جایی که 15 درصد افراد احساس سرما می‌کنند، شروع به افزایش کرده در دمای حدود 37°C به بهترین حالت خود (صفر) رسیده و سپس تا جایی که 15 درصد افراد احساس گرما می‌کنند، ادامه می‌یابد؛ این تغییرات چنان‌که در ابتدای این بخش توضیح داده شده است، به‌گونه‌ای است که همواره شرایط آسایش حرارتی وجود دارد.

$$f_{cl} = \begin{cases} 1.0 + 1.29 \times I_{cl} & I_{cl} \leq 0.078 \\ 1.05 + 0.645 \times I_{cl} & I_{cl} > 0.078 \end{cases} \begin{matrix} m^2.K.W^{-1} \\ m^2.K.W^{-1} \end{matrix} \quad (17)$$

با توجه به فرضیات و اینکه پدهای تبخیری بر روی چهار وجه جانبی کولر نصب شده‌اند، مقدار مصرف آب سیستم را می‌توان از رابطه (۱۸) به دست آورد.

$$WVC = 3\rho_{air,in}V_{air,in}A_{pad}\rho_{water}(\omega_{air,out} - \omega_{air,in}) \quad (18)$$

که در آن:

$$A_{pad} = 2(L_{DEC} + WI_{DEH})H_{DEC} \quad (19)$$

برای مدل در نظر گرفته شده (خنک‌کننده مدل ACDC80 شرکت آبسال) مقدار طول، عرض و ارتفاع به ترتیب برابر $0/87 \text{ m}$ ، $0/87 \text{ m}$ و $1/15 \text{ m}$ هستند [۱۹]؛ بدین ترتیب مقدار مساحت پد برای خنک‌کننده مورد بررسی در این بخش، مطابق رابطه (۱۹) برابر $4/00 \text{ m}^2$ به دست می‌آید.

همچنین با توجه به قوانین موجود برای فن‌ها، مقدار نسبت توان برق مصرفی مورد نیاز حالت مورد بررسی نسبت به حالت نامی، از رابطه (۲۰) محاسبه می‌شود [۲۵]:

$$\frac{EPC}{EPC_{Nom}} = \frac{\rho_{air,out}}{\rho_{Nom}} \times \frac{Q}{Q_{Nom}} \times \frac{\Delta P}{\Delta P_{Nom}} \quad (20)$$

که با توجه به فرضیات در نظر گرفته شده در مطالعه حاضر، این رابطه به صورت رابطه (۲۱) درمی‌آید.

$$\frac{EPC}{EPC_{Nom}} = \frac{T_{air,out,Nom} + 273.15}{T_{air,out} + 273.15} \times \frac{\Delta P}{\Delta P_{Nom}} \quad (21)$$

مقدار ΔP_{Nom} مقدار فشار استاتیکی تأمین شده توسط فن در دبی نامی است که مقدار آن با توجه به منحنی عملکرد فن (موتور) یک مدل واقعی کولر با هوادهی برابر مقدار مورد بررسی، 25 Pa در نظر گرفته شده است. همچنین با استفاده از اطلاعات موجود برای همین نمونه واقعی، مقدار دمای هوای خروجی و توان مصرفی برق در حالت نامی نیز (به‌ازای دمای هوای ورودی 35°C و رطوبت نسبی 20 درصد) به ترتیب برابر $25/6^\circ\text{C}$ و 530 W می‌باشند [۱۹].

مقدار فشار استاتیکی مورد نیاز در حالت مورد بررسی نیز از رابطه (۲۲) محاسبه می‌شود.

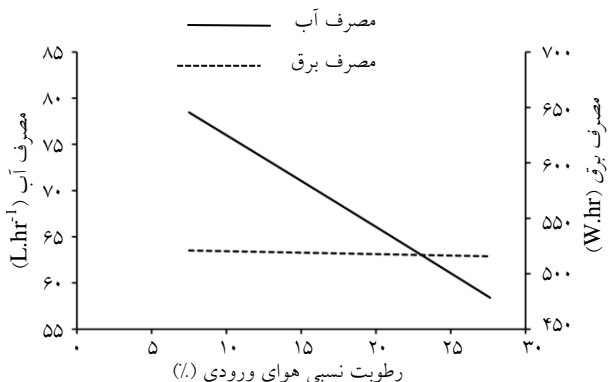
$$\Delta P = \Delta P_{Pad} + \Delta P_{DC} + \Delta P_{Gate} \quad (22)$$

که در آن [۲۶]:

$$\Delta P_{DC} = 5262.6 f (1 + elbow\ ratio) \left(\frac{L_{DC}}{Q^{1.22}} \right) (V_{DC})^{0.6} \quad (23)$$

برای محاسبه مقدار افت فشار در مسیر، سرعت مجاز در کانال برابر

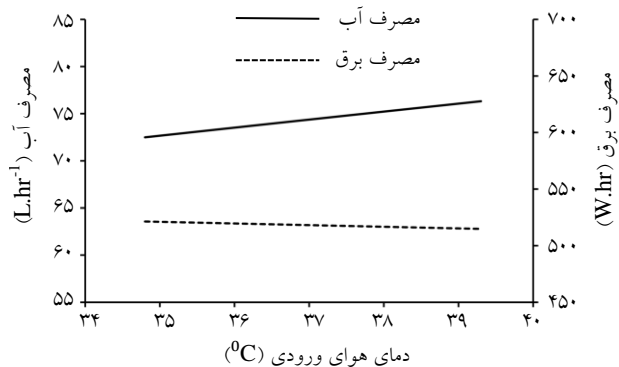
نمودار مصرف آب و برق برحسب تغییرات رطوبت نسبی هوای ورودی نشان داده شده است.



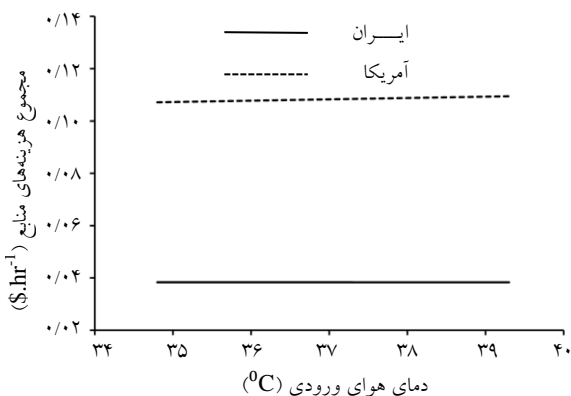
شکل (۶): تغییرات مصرف آب و برق برحسب تغییرات رطوبت نسبی هوای ورودی

باید دقت شود چنان‌که در ابتدای این بخش اشاره شده، محدوده تغییرات رطوبت نسبی به‌جای تعیین توسط پژوهشگران، به‌صورت هوشمند انتخاب شده است؛ یعنی رطوبت نسبی در بازه‌ای تغییر کرده و مورد بررسی قرار گرفته است که در تمام آن شرایط آسایش حرارتی توسط هوای تغذیه‌کننده توسط کولر قابل برقراری است. به این صورت که با افزایش رطوبت نسبی در حالت ثابت ماندن دما و پارامترهای دیگر، مقدار شاخص‌های آسایش حرارتی مشابه روند اشاره‌شده برای دما، ابتدا بهبود یافته، در حدود رطوبت نسبی ۲۰ درصد به بهترین شرایط خود رسیده و سپس تا جایی که به مرز آسایش حرارتی قابل قبول یعنی نارضایتی ۱۵ درصد افراد فضا از گرما برسد (رطوبت نسبی ۲۸ درصد) پیش می‌رود.

همان‌گونه که در شکل (۷) ملاحظه می‌شود، در کشورهایی مانند ایران که بهای واحد آب مصرفی نسبت به بهای برق مصرفی پایین است، هزینه‌های مصرف منابع با وجود کاهش در حدود ۲۶ درصدی آب مصرفی بدون تغییر باقی می‌مانند؛ اما در کشورهایی مانند آمریکا که این‌گونه نیست، هزینه‌های مصرف منابع نیز با کاهش روبه‌رو می‌شود، به‌صورتی که کاهش آب مصرفی به میزان اشاره‌شده موجب کاهش در حدود ۱۴ درصدی هزینه‌های منابع مصرفی می‌شود.



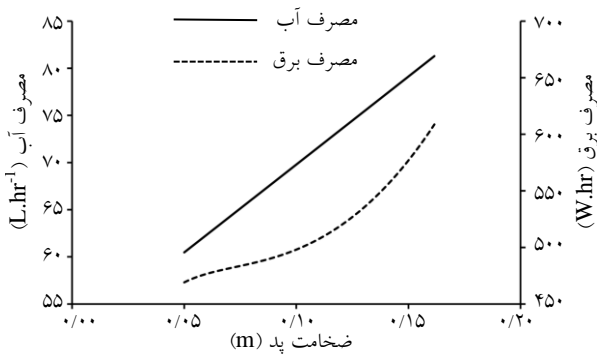
شکل (۴): تغییرات مصرف آب و برق برحسب تغییرات دمای هوای ورودی



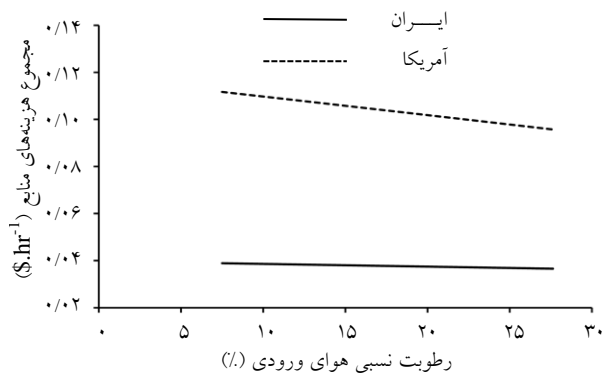
شکل (۵): تغییرات مجموع هزینه‌های منابع برحسب تغییرات دمای هوای ورودی

۲.۱۰. اثر تغییرات رطوبت نسبی هوای ورودی

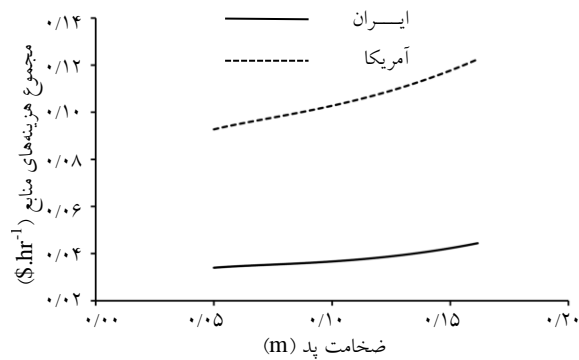
متناسب با رابطه (۶)، با ثابت ماندن بقیه پارامترها از جمله دمای هوای واردشده، افزایش رطوبت نسبی هوای ورودی، باعث افزایش دمای هوای خروجی از خنک‌کننده و کاهش اختلاف بین دمای هوای ورودی و خروجی می‌شود. با کاهش مقدار اختلاف بین دمای هوای ورودی و خروجی ($T_{air,in} - T_{air,out}$)، مقدار گرمای گرفته‌شده از هوا و در نتیجه مصرف آب کولر کاهش می‌یابد. به همین علت، در شرایط مورد بررسی که دمای هوای ورودی ثابت است (شرایط آنالیز حساسیت صورت گرفته) در اقلیم‌هایی با رطوبت نسبی ۲۰ تا ۳۰ درصد (نیمه‌خشک)، خنک‌کننده با مصرف آب کمتری نسبت به اقلیم‌های با رطوبت نسبی ۱۰ تا ۲۰ درصد (خشک) قادر به تأمین حجم معینی از هوای دارای شرایط آسایش حرارتی است؛ از این رو می‌توان نتیجه گرفت در صورتی که شرایط آسایش قابل حصول باشد، استفاده از خنک‌کننده تبخیری در مناطق از نظر رطوبت نیمه‌خشک از نظر مصرف آب حتی نسبت به مناطق خشک منطقی‌تر است. در خصوص مصرف برق نیز به علت کاهش چگالی هوای خنک‌شده عبوری از فن، مقدار توان برق مصرفی مانند حالت قبل با کاهش اندکی روبه‌رو می‌شود. در شکل (۶)



شکل (۸): تغییرات مصرف آب و برق برحسب تغییرات ضخامت پد



شکل (۷): تغییرات مجموع هزینه‌های منابع برحسب تغییرات رطوبت نسبی هوای ورودی



شکل (۹): تغییرات مجموع هزینه‌های منابع برحسب تغییرات ضخامت پد

مطابق آنچه در ابتدای بخش ۱۰ توضیح داده شده، بازه تغییرات ضخامت پد به‌گونه‌ای است که به‌ازای تمام مقادیر ضخامت پد که در بازه تغییرات موردبررسی قرار دارند، شرایط آسایش حرارتی قابل دستیابی است؛ به این صورت که با افزایش ضخامت پد مقدار آن از مرز بالای آسایش حرارتی (نارضایتی ۱۵ درصد افراد از گرما) به سمت مرز پایین آن (نارضایتی ۱۵ درصد افراد از سرما) حرکت می‌کند و در ضخامت حدود ۰/۱۱ m به بهترین مقدار خود می‌رسد. این تغییرات به‌گونه‌ای است که رطوبت هوای تغذیه خروجی به حالت حدی خود یعنی حالت اشباع نمی‌رسد و به همین علت شیب افزایش مصرف آب ثابت است.

۴.۱۰. اثر تغییرات سطح ویژه پد

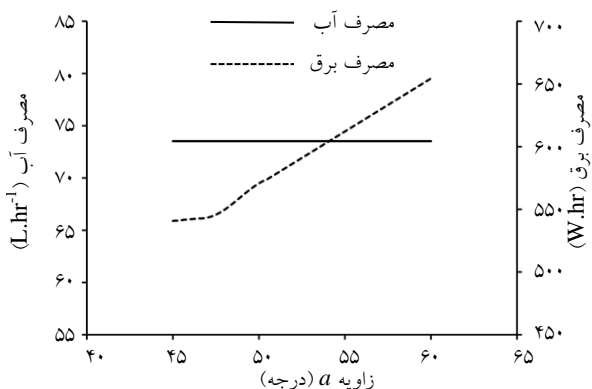
زیاد شدن سطح ویژه پد، مقدار تماس آب‌وهوا با یکدیگر را افزایش می‌دهد و موجب افزایش رطوبت مطلق هوای خروجی از سیستم می‌شود. از این رو مصرف آب افزایش می‌یابد. همچنین تا حدود مقدار سطح ویژه ۴۰۰، مقدار دمای هوای عبوری از فن و افت فشار ایجادشده توسط پد تقریباً ثابت بوده و از این نسبت به بعد، به ترتیب شروع به کاهش و افزایش می‌کند که نتیجه آن افزایش توان برق مصرفی مطابق با روند نشان داده‌شده در شکل (۱۰) است. بنابراین از آنجاکه با افزایش سطح ویژه پد در مساحت ثابت، مواد بیشتری برای ساخت آن به‌کار

۱۰.۳. اثر تغییرات ضخامت پد

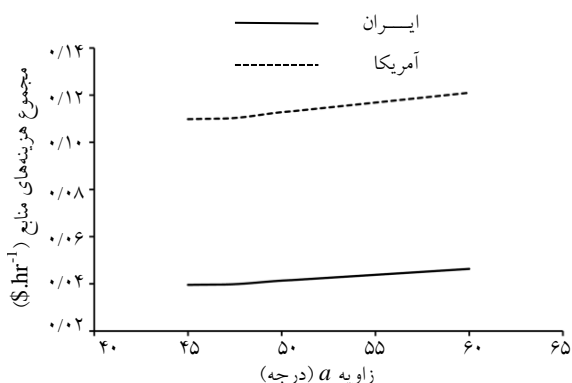
هرچه ضخامت پد بیشتر باشد، زمان تماس آب‌وهوا با یکدیگر افزایش یافته، هوا به مقدار بیشتری رطوبت جذب می‌کند و مصرف آب سیستم بالا می‌رود. افزون بر این نکته، مقدار افت فشار و همچنین چگالی هوای عبوری از فن نیز افزایش می‌یابد که موجب بالا رفتن توان مصرفی فن به صورت قابل ملاحظه‌ای می‌شود. شکل (۸) نشان‌دهنده این تغییرات است. همان‌گونه که در این شکل مشاهده می‌شود، آهنگ افزایش مقدار توان مصرفی مورد نیاز از حدود ضخامت پد ۰/۱۰ m به صورت چشمگیری افزایش می‌یابد. با توجه به اینکه افزایش ضخامت پد از یک طرف باعث افزایش حجم پد خریداری‌شده و هزینه‌های اولیه می‌شود و از سوی دیگر با افزایش هزینه‌های آب و برق همراه است، مناسب‌ترین مقدار این پارامتر حداقل مقدار تأمین‌کننده شرایط آسایش (در مطالعه شرایط موردبررسی ۰/۰۵ m) است. مطابق آنچه در شکل (۹) مشاهده می‌شود، برای دو منطقه در دو کشور مختلف با یک اقلیم آب‌وهوایی یکسان هر چقدر که در کشوری هزینه‌های منابع بیشتر باشند، ضرر مالی ناشی از افزایش هزینه‌های منابع مصرفی در اثر بهره‌گیری از ضخامت بیش از ضخامت کمینه موردنیاز تأمین‌کننده شرایط آسایش بیشتر خواهد بود؛ برای مثال مطابق شکل (۹) در صورتی که برای شرایط موردبررسی، ضخامت پد به‌جای مقدار بهینه اشاره‌شده ۰/۰۵ m، ۰/۱۵ m باشد، در کشور ایران مقدار هزینه‌های مصرف منابع سیستم از $0.03 \text{ \$/hr}^{-1}$ به $0.04 \text{ \$/hr}^{-1}$ می‌رسد که افزایشی $0.01 \text{ \$/hr}^{-1}$ را به همراه دارد. حال آنکه استفاده از ضخامت ۰/۱۵ m متر به‌جای ضخامت بهینه ۰/۰۵ m به دست آمده در کشور آمریکا هزینه‌های مصرف منابع را از $0.09 \text{ \$/hr}^{-1}$ به $0.12 \text{ \$/hr}^{-1}$ می‌رساند که $0.03 \text{ \$/hr}^{-1}$ هزینه‌ها را زیاد می‌کند.

۵.۱.۰. اثر تغییرات زاویه a

تغییرات زاویه a ، تأثیری بر روی دمای خروجی از خنک‌کننده نداشته و در نتیجه، مقدار چگالی هوای تغذیه و مقدار مصرف آب خنک‌کننده به‌ازای مقادیر مختلف زاویه a بدون تغییر باقی می‌ماند، اما با افزایش این زاویه، مسیری که جریان هوا در داخل پد طی می‌کند، انحنای بیشتری دارد و در نتیجه، مقدار افت فشار ایجادشده توسط پد و توان برق مصرف مورد نیاز سیستم با افزایش روبه‌رو می‌شود. نمودار تغییرات در شکل (۱۲) آورده شده است. به همین دلیل و بنا بر بحث انجام‌شده، مناسب‌ترین مقدار این کمیت نیز، کمینه مقدار آن (در اینجا ۴۵ درجه) است. در شکل (۱۳) نیز نمودار تغییرات هزینه‌های منابع برحسب زاویه a آورده شده است. روشن است هر چقدر در کشوری، نسبت هزینه‌های واحد برق به واحد آب بیشتر باشد (مثل آمریکا)، افزایش هزینه‌های منابع ناشی از افزایش توان برق مصرفی در اثر افزایش زاویه a بیشتر خواهد بود و در چنین کشورهایی استفاده از پدهای با زاویه a کمتر، بیشتر منطقی است.



شکل (۱۲): تغییرات مصرف آب و برق برحسب تغییرات زاویه a

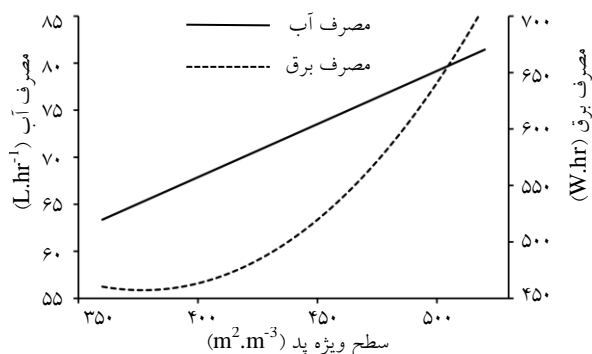


شکل (۱۳): تغییرات مجموع هزینه‌های منابع برحسب تغییرات زاویه a

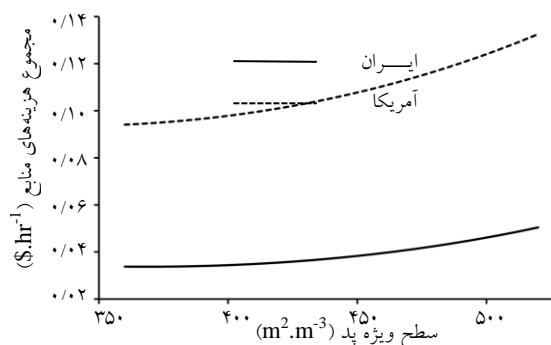
۶.۱.۰. اثر تغییرات زاویه b

زاویه b نیز بر روی شرایط هوای خنک‌شده توسط کولر تأثیری نداشته

رفته و قیمت آن زیاد می‌شود، مقدار مناسب این کمیت نیز کمینه مقداری است که توسط سازنده قابل‌عرضه باشد و به‌ازای آن شرایط آسایش حرارتی حاصل شود (در شرایط مورد بررسی سطح ویژه $350 \text{ m}^2 \cdot \text{m}^{-3}$). بنابراین با توجه به شکل (۱۱) و آنکه آهنگ افزایش آب مصرفی ثابت بوده و آهنگ افزایش توان برق مصرفی با افزایش سطح ویژه از مقدار ۴۰۰ به بعد، به‌تدریج افزایش می‌یابد، تا مقدار سطح ویژه‌ای که نسبت بهای واحد منابع آن را تعیین می‌کند، مقدار هزینه‌های منابع تقریباً ثابت بوده و از آن نسبت به بعد، به‌تدریج شروع به افزایش می‌کند. برای کشورهایی مثل آمریکا که نسبت بهای آب به برق مصرفی بیشتری دارند، این نسبت به ۴۰۰ بسیار نزدیک بوده (حدود ۴۰۵ برای آمریکا) ولی برای کشورهایی مانند ایران که نسبت بهای آب به برق کمتری دارند، این نسبت تا جایی که مصرف برق شروع به زیاد شدن به‌طور محسوس نماید، افزایش می‌یابد (حدود ۴۳۵ برای ایران). مشابه با آنچه در بخش ۳.۱۰ در مورد ضخامت پد بحث شد، تغییرات سطح ویژه آن نیز به‌گونه‌ای انتخاب شده است که در زمان ثابت ماندن بقیه پارامترها مطابق با مقادیر اشاره‌شده در جدول (۶)، در تمام بازه تغییرات شرایط آسایش حرارتی قابل حصول است. محدوده به‌گونه‌ای است که مقدار رطوبت نسبی هوای خنک‌شده توسط کولر به حد اشباع یا نزدیکی آن نرسیده و به همین علت، شیب افزایش مصرف آب ثابت است.



شکل (۱۰): تغییرات مصرف آب و برق برحسب تغییرات سطح ویژه پد

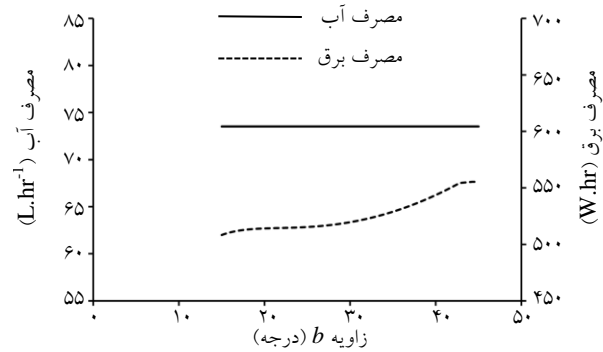


شکل (۱۱): تغییرات مجموع هزینه‌های منابع برحسب تغییرات سطح ویژه پد

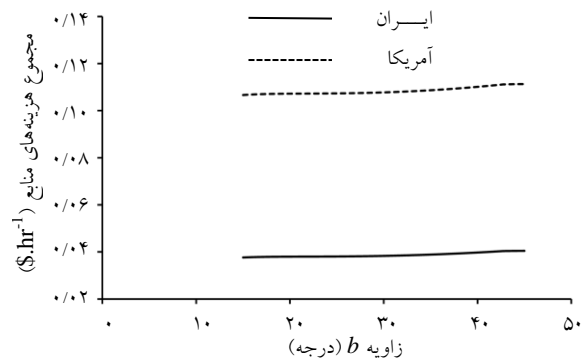
دستیابی بود، مورد بررسی قرار گرفت و در مورد تأثیر تغییرات عوامل مؤثر بر مجموع هزینه‌های ناشی از مصرف این دو منبع در کشورهای ایران و آمریکا که نسبت هزینه واحد آب به واحد برق در آن‌ها به ترتیب پایین و بالاست، تحقیق گردید. از جمله نتایج مهم به دست آمده از پژوهش عبارت‌اند از:

- با افزایش دمای هوای ورودی، مصرف آب افزایش و توان برق مصرفی کاهش می‌یابند. نحوه تغییرات به گونه‌ای است که برای هر دو کشور مورد بررسی، مجموع هزینه‌های این دو منبع مصرفی تقریباً ثابت باقی می‌ماند. بنابراین مجموع هزینه‌های منابع مصرفی را می‌توان مستقل از دمای هوای ورودی دانست.
- در شرایط از نظر دمایی مشابه، در صورتی که شرایط آسایش حرارتی قابل حصول باشد، استفاده از خنک‌کننده در اقلیم‌های نیمه‌خشک حتی نسبت به اقلیم‌های خیلی خشک از نظر مصرف آب منطقی‌تر است.
- در کشورهایی با نسبت بهای واحد آب به واحد برق مصرفی مانند ایران، به علت پایین بودن بهای آب، مجموع هزینه‌های منابع مصرفی علاوه بر دمای هوای ورودی، نسبت به رطوبت نسبی آن نیز مستقل است.
- مقدار مناسب برای ضخامت پد کمینه عددی است که توسط سازنده قابل عرضه باشد و به ازای آن شرایط آسایش حرارتی حاصل شود (0/05 m در شرایط مورد بررسی).
- با افزایش مقدار سطح ویژه پد، مقدار مصرف آب و توان برق مصرفی افزایش می‌یابند. با توجه به اینکه افزایش سطح ویژه پد در شرایط مورد بررسی، افزون بر موارد اشاره شده موجب افزایش هزینه‌های خریداری می‌شود، مقدار مناسب آن نیز حداقل مقدار تأمین‌کننده شرایط آسایش ارائه شده توسط سازنده است ($350 \text{ m}^2 \cdot \text{m}^{-3}$ در شرایط مورد بررسی).
- از حدود سطح ویژه‌ای که نسبت بهای واحد آب به برق مصرفی آن را تعیین می‌کند، آهنگ افزایش مجموع هزینه‌های منابع مصرفی شدت می‌یابد. این مقدار برای آمریکا $405 \text{ m}^2 \cdot \text{m}^{-3}$ و برای ایران $435 \text{ m}^2 \cdot \text{m}^{-3}$ است.
- زاویه a پد در مقایسه با زاویه b آن دارای تأثیر به مراتب بیشتری بر روی توان برق مصرفی و در نتیجه، مجموع هزینه‌های منابع است و با افزایش آن، توان برق مورد نیاز افزایش می‌یابد. بنابراین مقدار مناسب این کمیت نیز کمینه مقدار آن است (۴۵ درجه در شرایط مورد بررسی).

ولی مقدار افت فشار را به علت مواج کردن بیشتر مسیر عبور هوا از پد افزایش می‌دهد؛ اما مقدار تغییرات در مقایسه با زاویه a کمتر است. نمودار تغییرات در شکل (۱۴) نشان داده شده است. همان‌گونه که در شکل (۱۵) مشاهده می‌شود، افزایش زاویه b مقدار هزینه‌های منابع را به مقدار اندکی در هر دو کشور مورد بررسی افزایش می‌دهد. به همین دلیل این زاویه از دیدگاه هزینه‌های مصرف منابع نسبت به زاویه a اهمیت کمتری دارد.



شکل (۱۴): تغییرات مصرف آب و برق بر حسب تغییرات زاویه b



شکل (۱۵): تغییرات مجموع هزینه‌های منابع بر حسب تغییرات زاویه b

۱۱. جمع‌بندی

در این پژوهش، یک خنک‌کننده تبخیری مستقیم بهره‌گیرنده از پد سلولزی مورد مطالعه قرار گرفت. با توجه به معلوم بودن انتالپی هوای خروجی، با بهره‌گیری از روش رگرسیون گام‌به‌گام مدلی مناسب برای یافتن دمای هوای خنک‌شده استخراج شد تا با معلوم بودن فشار، شرایط هوای خروجی از کولر به دست آید. همچنین افت فشار ایجاد شده توسط پد نیز با استفاده از روش رگرسیون گام‌به‌گام مدل گردید. سپس با توجه به قابل پیش‌بینی بودن عملکرد سیستم تحت شرایط مختلف به کمک مدل‌های به دست آمده، تأثیر تغییرات پارامترهای مؤثر بر روی مقدار مصرف آب و توان برق مصرفی یک خنک‌کننده با ظرفیت هوادهی ثابت و ابعاد معلوم در بازه‌ای که شرایط آسایش حرارتی توسط دستگاه قابل

۱۲. فهرست علائم

V سرعت ($m.s^{-1}$)	a زاویه a پد (درجه)
VWC حجم آب مصرف شده ($L.hr^{-1}$)	A مساحت (m^2)
Vol حجم (m^3)	A_{spec} سطح ویژه ($m^2.m^{-3}$)
V_{rel} سرعت گردش هوا در اتاق ($m.s^{-1}$)	b زاویه b پد (درجه)
W کار مکانیکی خارجی ($W.m^{-2}$)	c ضریب رگرسیون گام به گام
WI عرض (m)	d ضریب رگرسیون گام به گام
Y_0 عدد ثابت در رگرسیون گام به گام	D ضریب نفوذ جرمی ($m^2.s^{-1}$)
Y مقدار واقعی	D^+ عمق بی بعد ترمودینامیکی
\bar{Y} مقدار پیش بینی شده	e ضریب رگرسیون گام به گام
\bar{Y} میانگین مقادیر واقعی	EPC توان برق مصرفی (W)
علائم یونانی	
α ضریب نفوذ گرمایی ($m^2.s^{-1}$)	$elbow$ نسبت افت فشار ایجاد شده در زانویی ها و وصله های
δ ضخامت پد (m)	$ratio$ کانال به افت فشار اصطکاکی آن
ρ چگالی ($kg.m^{-3}$)	f_{cl} فاکتور بدون بعد سطح لباس
φ رطوبت نسبی (%)	h انتالپی ($kJ.kg^{-1}.K^{-1}$)
ν ویسکوزیته سینماتیکی ($m^2.s^{-1}$)	H ارتفاع (m)
ω رطوبت مطلق هوا ($kg_{water}.kg^{-1}_{air}$)	hc ضریب انتقال حرارت ($W.m^{-2}.K^{-1}$)
زیر نویس ها	
a هوای اتاق	i شمارنده
air هوا	I ضریب عایق بودن ($W^{-1}.m^2.K^1$)
c همرفت	j شمارنده
cl لباس	k شمارنده
DC کانال توزیع هوا	L طول (m)
HMT سطح انتقال حرارت و جرم	Le عدد لوییس
in ورودی	M دفع گرمای ناشی از بدن فرد در اثر فعالیت به فضا ($W.m^2$)
Nom حالت نامی	N تعداد داده ها
out خروجی	Nu عدد ناسلت
pad پد	P_a فشار جزئی بخار آب در هوا (Pa)
$water$ آب	ΔP افت فشار (Pa)
	PPD درصد ناراضیاتی پیش بینی شده (%)
	PMV میانگین آرای پیش بینی شده
	Pr عدد پرانتل
	Q دبی ($m^3.hr^{-1}$)
	Re عدد رینولدز
	\bar{s}_{pp} فاصله میانگین بین صفحات پد (m)
	T دما ($^{\circ}C$)

تشکر و قدردانی

نویسندگان مقاله به ویژه نویسنده مسئول از تمامی زحمات و محبت های بی دریغ و همیشگی دست اندرکاران محترم نشریه مهندسی و مدیریت انرژی در طول روند داوری و انتشار مقاله، تشکر و قدردانی کرده و از خداوند بزرگ برای آنان آرزوی سلامتی و توفیق روزافزون دارند.

مراجع

- [1] American society of heating, refrigerating and air-conditioning engineers (ASHRAE) Inc., *ASHRAE Fundamental Handbook*, Atlanta, GA, USA, 2009.
- [2] Wu, J. M., Huang, X., Zhang, H., "Numerical Investigation on the Heat and Mass Transfer in A Direct Evaporative Cooler",

- Applied Thermal Engineering, Vol. 29, No. 1, pp. 195-201, 2009.
- [3] Sheng, C., Agwu Nnanna, A. G., "Empirical Correlation of Cooling Efficiency and Transport Phenomena of Direct Evaporative Cooler", Applied Thermal Engineering, Vol. 40, No. 0, pp. 48-55, 2012.

- [4] Franco, A., Valera, D. L., Peña, A., "Energy Efficiency in Greenhouse Evaporative Cooling Techniques: Cooling Boxes versus Cellulose Pads", *Energies*, Vol. 7, No. 3, pp. 1427-1447, 2014.
- [5] He, S., Guan, Z., Gurgenci, H., Hooman, K., Alkhedhair, A. M., "Experimental Study of Heat Transfer Coefficient and Pressure Drop of Cellulose Corrugated Media", in *Proceeding of 19th Australasian Fluid Mechanics Conference*, RMIT University, pp. 176.1-176.4, 2014.
- [6] Malli, A., Seyf, H. R., Layeghi, M., Sharifian, S., Behravesh, H., "Investigating the Performance of Cellulosic Evaporative Cooling Pads", *Energy Conversion and Management*, Vol. 52, No. 7, pp. 2598-2603, 2011.
- [7] Sohani, A., Sayyaadi, H., Hoseinpoori, S., "Modeling and Multi-objective Optimization of An M-cycle Cross-flow Indirect Evaporative Cooler Using the GMDH Type Neural Network", *International Journal of Refrigeration*, Vol. 69, pp. 186-204, 2016.
- [8] Sohani, A., Sayyaadi, H., Balyani, H. H., Hoseinpoori, S., "A Novel Approach Using Predictive Models for Performance Analysis of Desiccant Enhanced Evaporative Cooling Systems", *Applied Thermal Engineering*, Vol. 107, pp. 227-252, 2016.
- [9] Camargo, J. R., Ebinuma, C. D., Silveira, J. L., "Experimental performance of A Direct Evaporative Cooler Operating During Summer in A Brazilian City", *International Journal of Refrigeration*, Vol. 28, pp. 1124-1132, 2005.
- [10] Hosseini, R., Beshkani, A., Soltani, M., "Performance Improvement of Gas Turbines of Fars (Iran) Combined Cycle Power Plant By Intake Air Cooling Using A Media Evaporative Cooler", *Energy Conversion and Management*, Vol. 48, pp. 1055-1064, 2007.
- [11] Wu, J. M., Huang, X., Zhang, H., "Theoretical Analysis on Heat and Mass Transfer in A Direct Evaporative Cooler", *Applied Thermal Engineering*, Vol. 29, No. 5-6, pp. 980-984, 2009.
- [12] Munters. Company. *Munters CELdek, 7060-15 Evaporative Cooling Pad*, July 2015, https://www.munters.com/globalassets/inriver/resources/products/coolers--humidifiers/agh_prodsheet_celdek.pdf.
- [13] PASTCO Designer and Manufacture of Modern Greenhouse. *Fan and Pads*, May 2015, <http://www.patsco.ir/tabid/69/default.aspx>.
- [14] Hosseini, S., Heydarinezhad, G. H., Pasdarsahri, H., "Verification of Pre-cooling Effects on Saturation Effectiveness of Evaporative Coolers", *Modares Mechanical Engineering*, Vol. 13, pp. 188-199, 2014.
- [15] Heidarinejad, G., Bozorgmehr, M., "Modelling of Indirect Evaporative Air Coolers", in *AIVC 28th Conference and Palenc 2nd Conference Building Low Energy Cooling and Ventilation Technologies in the 21st Century*, Crete island, Greece, 2007.
- [16] Marefat, M., Ahmadi, S., Haghighi Poshtiri, A., "Investigation and Performance Analysis Hybrid Cooling System of Air Underground Channel and Direct Evaporative Cooler", *Modares mechanical engineering*, Vol. 15, No. 5, pp. 137-144, 2015.
- [17] Duan, Z., *Investigation of A Novel Dew Point Indirect Evaporative Air Conditioning System for Buildings*, PhD Thesis, University of Nottingham, Nottingham, 2011.
- [18] Sohani, A., Zabihi Givi, M., Moradi, M. H., Sayyaadi, H., Hasani Balyani, H., "A Comprehensive Performance Investigation of Cellulose Evaporative Cooling Pad System Using Predictive Approaches", *Applied Thermal Engineering*, Vol. 110, pp. 1589-1608, 2017.
- [19] Aabsal Company. *Aabsal ACDC Catalogue*, July 2015, <http://www.aabsalco.com/persian/viewExtra.php?x=187217>.
- [20] Alibaba Group Holding Limited. *Glaspad Glasdek Evaporative Cooling Pad Characteristics*, April 2015, http://www.alibaba.com/product-detail/Glaspad-Glasdek-Evaporative-Cooling-Pad_1849683067.html.
- [21] Dowdy, J., Karabash, N., "Experimental Determination of Heat and Mass Transfer Coefficients in Rigid Impregnated Cellulose Evaporative Media", *ASHRAE Transactions*, Vol. 93, pp. 382-95, 1987.
- [22] International Organization for Standardization (ISO), "Ergonomics of the Thermal Environment—Analytical Determination and Interpretation of Thermal Comfort Using Calculation of the PMV and PPD Indices and Local Thermal Comfort Criteria", International Organization for Standardisation publication, Geneva, 2005.
- [23] Beecher, J., *Water Pricing and the Cost of Service in the United States*, Institute for Public Utilities, Paper Prepared for OECD, Lansing, report, MI: Michigan State University, 2009.
- [24] U.S., Energy Information Administration (EIA). *State Electricity Profiles*, August 2015, <http://www.eia.gov/electricity/state/>.
- [25] Fox, R. W., McDonald, A. T., Pritchard, P. J., *Introduction to Fluid Mechanics*: John Wiley & Sons New York, 1985.
- [26] Carrier Air Conditioning Company (Carrier Corporation), *Handbook of Air Conditioning System Design*: McGraw-Hill Companies, 1965.
- [27] Honeywell, Company. *Damper Selection and Sizing.*, August 2015, www.metropac.com/pneu/PDFs/77-1142.pdf.