

مدلسازی کارکرد و شرایط هوای خروجی از کولر آبی تبخیری تولیدی ایران در شرایط بیرجند و مقایسه آنها با مقادیر تجربی

بهزاد امیدی کاشانی^۱

استادیار، گروه مهندسی مکانیک، دانشکده مهندسی، دانشگاه بیرجند; b.kashani@birjand.ac.ir

چکیده

در کار فعلی پارامترهای مهم کارکرد یک کولر آبی تبخیری از نوع مستقیم^۱ از جمله اثرپذیری^۲، دمای خشک خروجی از کولر و ضریب انتقال حرارت جابجایی به طور تئوری برآورد شده و با نتایج تجربی موجود حاصل از کار فعلی مقایسه شده اند. شرایط هوای ورودی به کولر یا اتمسفر (درجه حرارت خشک، رطوبت نسبی اتمسفر)، دمای آب در داخل تشتک کولر (آب سیرکولاسیون عبوری از پوشال) و آهنگ مصرفی آب (آهنگ تبخیر آب)، شرایط خروجی کولر (دمای خشک و رطوبت نسبی) در طی ساعات مختلف روز به طور تجربی اندازه گیری شده است. با حل قوانین بقاء انرژی و جرم در شرایط پایدار در دو دور مختلف موتور کولر (دور تند و کند)، مقادیر تئوری اشاره شده در بالا پیدا شده و با نتایج تجربی حاصله در شهر بیرجند مقایسه شده است. با مقایسه نتایج تئوری و تجربی مشاهده می شود که بررسی بیشتری روی عواملی چون دبی آب سیرکولاسیون و شکل های دیگر انتقال حرارت به کولر از قبیل تشعشع یا هدر رفت حرارتی از کولر احساس می شود.

کلمات کلیدی: کولر آبی - سرمایش - تبخیری - اثرپذیری - مدلسازی

مقدمه

در بیشتر وسعت کشور ایران آب و هوای خشک و گرم حاکم می باشد و کمبود بارندگی نیز بر همگان پوشیده نیست. متأسفانه علی رغم مشکلات فوق کماکان از کولر های آبی تبخیری از نوع مستقیم به عنوان وسیله خنک کن خصوصاً با کاربرد های مسکونی و صنعتی در فصول گرم استفاده می شود. نیاز به بررسی بیشتر بر روی کارکرد این کولر دلیل اصلی کارفعلی می باشد. ضرایب انتقال جرم و حرارت به طور تئوری و تجربی و همچنین بازده سرمایشی یا اثرپذیری در کولر آبی تبخیری از نوع مستقیم برای پوشال هایی از جنس های متفاوت (تراشه های چوبی^۳، سلولزی از جنس پی وی سی^۴ اسفنجی (ریز و درشت) در کارهای قبلی [۱-۳] بررسی شده است.

کیم بال و همکارانش [۱] اثر موقعیت پوشال (افقی و عمودی بودن پوشال) را بر روی پدیده های انتقال جرم و حرارت و نهایتاً اثر آنها را بر شرایط خروجی هوا از کولر تبخیری (از جمله دمای و رطوبت خروجی از کولر) مورد بررسی تئوری و تجربی قرار داده اند. اندوکا و همکارانش بازده تئوری و تجربی را در طی ساعات مختلف روز برای یک نوع کولر تبخیری

از نوع مستقیم بررسی کرده اند [۲]. دویای و همکارانش نیز ضرایب انتقال حرارت و جرم را در کولر های آبی تبخیری با پوشال های از جنس های متفاوت (از جمله براده های چوبی) به طور تجربی و تئوری بررسی کرده اند [۳].

مدل های مختلفی نیز برای بررسی معادلات بقاء انرژی و جرم تا کنون بسط و مورد استفاده قرار گرفته اند [۴-۵]. چونگ و همکارانش با بکارگیری یک تونل باد مشخصه های مهم انتقال حرارت و جرم از جمله مقادیر دما و رطوبت را در مقاطع ورودی و خروجی از پوشال مورد بررسی و اندازه گیری قرار داده و بر اساس الگوریتم بی بعد سازی، معادلات ضرایب انتقال جرم و حرارت را برای مواد مختلف بکار رفته در پوشال ها بررسی کرده و توانسته اند معادلاتی را برای این ضرایب بر حسب مقادیر رینولدز برای هر یک از مواد مختلف پیدا کنند [۴]. همچنین کامارگو و همکارانش نیز با بکارگیری یک طول مشخصه برای ضخامت پوشال توانستند اثر ضخامت پوشال را با بکارگیری یک ضریب بی بعد بر روی افت فشار و ضرایب انتقال جرم و حرارت محاسبه نمایند [۵].

به دلیل استفاده فراگیر از پوشال با جنس تراشه های چوبی در کشور، در این کار مطالعه بر روی این نوع پوشال متمرکز است. عمدتاً دمای آب عبوری یا سیرکولاسیون بر روی پوشال را به دو صورت در نظر می گیرند: الف- دمای آب سیرکولاسیون را برابر دمای تر هوای ورودی یا برابر دمای تر مربوط به شرایط هوای خروج از کولر فرض می شوند (شرایط سرمایش تبخیری آدیاباتیک)، ب- دمای واقعی آب که از مقادیر مرتبط با روش الف متفاوت بوده (فراوند سرمایش غیر عایق) و با اندازه گیری بدست آمده اند. در کار فعلی دمای آب سیرکولاسیون در موقعیت کف تشتک کولر (نزدیک پمپ سیرکولاسیون) در شرایط واقعی کارکرد کولر در طی ساعات آزمایش در کل مدت روز اندازه گیری و در محاسبات موجود در کار فعلی در نظر گرفته شده است. دمای خشک خروجی از کولر و اثرپذیری تئوری کولر محاسبه و با مقادیر واقعی اندازه گیری شده مقایسه و ارزیابی شده اند.

۱- معادلات حاکم

1-1- بقاء جرم

بر اساس بقاء جرم برای آهنگ مصرف آب \dot{m}_w می توان داشت:

$$\dot{m}_w = \dot{m}_a (W_2 - W_1) \quad (1)$$

که در این رابطه \dot{m}_a دبی هوای عبوری از کولر و W_1 و W_2 به ترتیب رطوبت مطلق هوای ورودی و خروجی کولر می باشند.

2-1- بقاء انرژی

¹ Direct Evaporation Cooling (DEC)

² Effectiveness اثرپذیری

³ Shaven Wood یا Excelsior Wood

⁴ Fine Polyvinyl chloride (PVC)

محاسبه کرد. سپس با ترکیب معادلات (۷-۵) و با داشتن T_w, W_2, W_1 و T_{a1} یک معادله غیر خطی به شرح ذیل بر حسب T_{a2} به دست آمده که این مجهول نهایتاً با روش تکرار به دست می‌آید.

$$\begin{aligned} h_c \cdot A_s &= -\dot{m}_a \cdot C_{pa} \ln(1 - \varepsilon) = \\ &= -\dot{m}_a \cdot C_{pa} \ln \left(1 - \frac{T_{a1} - T_{a2}}{T_{a1} - T_w} \right) = \\ &= \frac{\dot{m}_a C_{pa} (T_{a1} - T_{a2}) + \dot{m}_a C_{pv} [W_1 (T_{a1} - T_w) - W_2 (T_{a2} - T_w)]}{\Delta T_{lm}} \end{aligned} \quad (8)$$

4-1- محاسبه مقدار تئوری اثرپذیری (ε):

بر اساس مقدار تئوری T_{a2} حاصله می‌توان مقدار تئوری ε را با کمک معادله (۴) محاسبه و با مقدار واقعی ε (بر حسب مقدار اندازه گیری شده T_{a2}) مقایسه کرد.

5-1- محاسبه ضریب انتقال حرارت جابجایی

همچنین برای محاسبه ضریب انتقال حرارت جابجایی بین لایه بخار آب روی پوشال و هوای عبوری در مجاورت آن (h_c) از معادله (۵) علاوه بر داشتن مقدار اثرپذیری (ε) احتیاج به داشتن سطح انتقال حرارت جابجایی (A_s) می‌باشد. رابطه زیر بین حجم پوشال تر و مساحت انتقال حرارت جابجایی (A_s) و طول مشخصه^۱ پوشال وجود دارد:

$$D_{ct} = D_{ct} = V/A_s \quad (9)$$

که V و A به ترتیب حجم و سطح مورد نظر (برای طول مشخصه مربوطه) از پوشال می‌باشد.

طول ضخامت مشخصه و عدد رینولدز در اطراف الیاف پوشال^۲ و سرعت هوا در دوره‌های مختلف موتور برای یک کولر آبی با پوشال‌های با تراشه چوبی از نوع صنوبر^۳ توسط پکولد و همکارانش^۴ [۶] اندازه گیری شده و همچنین مقادیر فوق در کار فعلی نیز محاسبه و نتایج در جدول ۱ آورده شده‌اند. مشخصات اندازه و هوادهی کولر و نوع پوشال به کار رفته در مرجع [۶] با مشخصات کولر و پوشال به کار رفته در کار تجربی فعلی یکسان می‌باشد.

برای ویسکوزیته سینماتیکی (۷) در محاسبات جدول ۱ مقداری برابر $1.5 \times 10^{-6} \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$ در نظر گرفته شده است [۶].

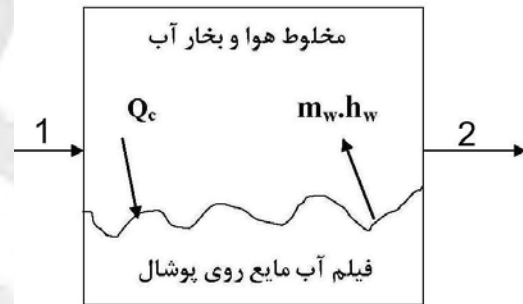
ضریب آبیگری پوشال بکار رفته در کولر مورد آزمایش اندازه گیری شده و مقدار آن برابر $\frac{11.673 \text{ kg}}{\text{kg پوشال}}$ است. جنس چوب پوشال به کار رفته فرض شده از نوع صنوبر با دانسیته برابر $700 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$ بوده و ابعاد رشته‌های پوشال به طور متوسط 0.9 mm در 2.5 mm در نظر گرفته شده، در نتیجه حجم، وزن و سطح پوشال قبل و بعد از آبیگری در جدول ۲ بدست می‌آیند. در نتیجه از مقادیر جدول ۲ و معادله (۹) برای طول ضخامت مشخصه داریم:

$$D_{ct} = \frac{V}{A_s} = 3.38 \times 10^{-3} \div 4.378 (= 0.000772 \approx 0.0008)$$

با کمک شکل ۱ برای لایه مخلوط هوا و بخار آب در مجاورت سطح خیس پوشال، مقدار انتقال حرارت محسوس مبادله شده به شرح زیر می‌باشد [۵]:

$$\delta Q_c = \dot{m}_a C_{pu} dT = h_c dA (T_w - T) \quad (2)$$

که T_w و T به ترتیب دمای فیلم آب بر روی پوشال و دمای مخلوط هوای خشک و بخار آب در مجاورت پوشال آب می‌باشند. h_c ضریب انتقال حرارت جابجایی سطح خیس و $C_{pu} (= C_{pa} + W \cdot C_{pv})$ ظرفیت گرمایی هوای مرطوب عبوری می‌باشد.



شکل ۱: تبادل حرارت و جرم بین فیلم آب مایع و مخلوط هوا و بخار آب

با انتگرال گیری برای کل سطح پوشال و با در نظر گرفتن تغییرات دمای خشک هوای ورود و خروج می‌توان داشت:

$$\frac{h_c}{\dot{m}_a C_{pa}} \int_0^{A_s} dA_s = \int_{T_{a1}}^{T_{a2}} \frac{dT}{(T_w - T)} \quad (3)$$

با بیان تعریف اثرپذیری برای یک کولر آبی تبخیری مستقیم (ε) به شرح زیر می‌توان داشت:

$$\varepsilon = \frac{T_{a1} - T_{a2}}{T_{a1} - T_w} \quad (4)$$

سپس با انتگرال گیری از رابطه (4)، می‌توان داشت [۵]:

$$\varepsilon = 1 - \exp \left(- \frac{h_c \cdot A_s}{\dot{m}_a \cdot C_{pa}} \right) \quad (5)$$

لازم به ذکر است که دمای آب در سطح خیس (دمای آب در تشتک کولر در محل پمپ سیرکولاسیون) در این کار فعلی اندازه گیری شده و لذا مقادیر نیز با دمای مرطوب هوای ورودی یا خروجی متفاوت (و یا بیشتر) است.

از طرفی با داشتن دمای آب در فیلم آب در مجاورت پوشال می‌توان برای ضریب انتقال حرارت جابجایی برای مخلوط هوا و بخار آب داشت [۵]:

$$h_c \cdot A_s = \frac{\dot{m}_a C_{pa} (T_{a1} - T_{a2}) + \dot{m}_a C_{pv} [W_1 (T_{a1} - T_w) - W_2 (T_{a2} - T_w)]}{\Delta T_{lm}} \quad (6)$$

برای ΔT_{lm} به شرح زیر می‌توان داشت:

$$\Delta T_{lm} = \frac{(T_{a2} - T_{a1})}{\left[\ln \left(\frac{T_{a2} - T_w}{T_{a1} - T_w} \right) \right]} \quad (7)$$

به طور ساده برای C_{pa} و C_{pv} می‌توان مقادیر 1.006 و 1.807 با واحد $\left[\frac{\text{kJ}}{\text{kg K}} \right]$ را به ترتیب در نظر گرفت [۵].

3-1- محاسبه دمای خشک هوای خروجی از کولر (Ta2)

با استفاده از مقادیر دبی جرمی هوای عبوری (\dot{m}_a)، دبی جرمی آب مصرفی کولر (\dot{m}_f) و مقدار W_1 می‌توان ابتدا W_2 را از معادله (۱)

¹ Characteristic Length (cl)

² Pad fiber

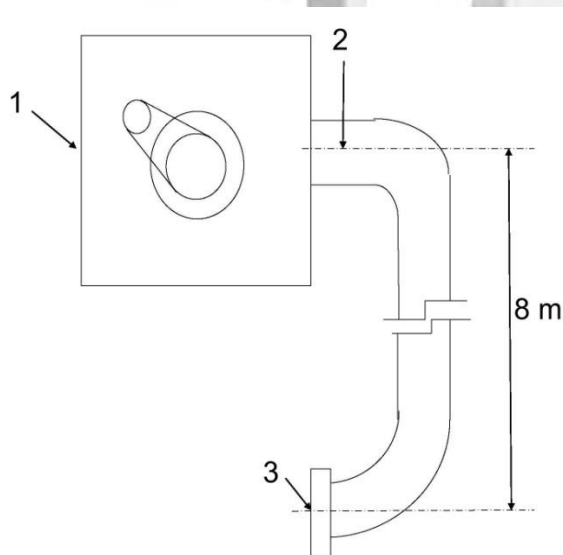
³ Aspen

⁴ Paschold, H. et al

رطوبت سنج های بکاررفته دیجیتالی بوده و دارای مدل SU- 503B ساخت کره جنوبی است و دارای خطای $\pm 2\%$ می باشد. دما سنج ها ساخت شرکت شیوا امواج (ایران) بوده و مدل آن TRB-900 و خطای آن ± 1 درجه سانتیگراد است و ترموکوپل آن نوع K است.

دمای آب تغذیه کولر (که از همان آب شهر است) با دمای آب سیرکولاسیون اندازه گیری شده متفاوت می باشد. دلایل این اختلاف می تواند اثر تشعشع و وزش باد هوای گرم منطقه در پشت بام مورد آزمایش باشد. دمای آب تغذیه کولر معمولاً گرم تر از آب تشتک در حال سیرکولاسیون است. محل ورود آب تغذیه (شناور) از محل اندازه گیری دمای آب (نزدیک پمپ سیرکولاسیون) برابر عرض کولر فاصله داشته و لذا از اثر دمای آب تغذیه بر دمای آب تشتک کولر صرفنظر شده است.

دمای آب تغذیه در فرآیند خنک کاری تبخیری آدیاباتیک فرض می شود که با دمای مرطوب شرایط خروجی از کولر برابر است و در فرآیند واقعی خنک کاری تبخیری نیز می شود که دمای آب تغذیه با دمای مرطوب هوای خروجی از کولر برابر است. ولی در کار فعلی دمای اندازه گیری شده آب سیرکولاسیون حدود همان دمای خشک هوای خروجی از کولر می باشد و این نیز می تواند به دلیل دبی بالای پمپ سیرکولاسیون و اثر خنک کاری آب سیرکولاسیون در طی فرآیند تبخیر آب در روی پوشال ها باشد.



شکل 2: موقعیت نقاط مورد آزمایش در کولر مورد آزمایش در کار فعلی

آزمایش تجربی در کار فعلی در تیر ماه سال ۱۳۹۳ برای دو دور کند و تند موتور کولر و در طی ساعات ۱۰ صبح الی ۷ عصر انجام شده است. دبی آب مصرفی و دماها و رطوبت نسبی ها در نقاط مذکور در ساعات ۱۰، ۱۲، ۱۴، ۱۶، ۱۸ و ۱۹ انجام شده است.

مشاهده می شود که رطوبت نسبی محیط با دمای خشک رابطه عکس داشته و این رابطه را می توان برای روزهای آزمایش مربوط به دور های کند و تند موتور به ترتیب مطابق شکل ۳ و ۴ مشاهده کرد.

لازم به ذکر است که سطح هر یک از درهای کولر به کار رفته در آزمایشات فعلی دارای سطح جلویی برابر با $0.69 \times 0.90 = 0.621 \text{ m}^2$ می باشد و این در حالی است که سطح تماس پوشال خیس از جدول ۲ برابر 4.378 m^2 می باشد یعنی سطح تماس حدود $7.05 (4.378 \div 0.621) =$ برابر سطح جلویی در کولر شده است. لذا سطح کل تماس سه پوشال خیس (A_s) در کولر به کار رفته در کار فعلی برابر، $13.134 \text{ m}^2 (3 \times 4.378)$ می باشد.

۲- اندازه گیری تجربی

مطابق شکل ۲ دمای خشک و رطوبت نسبی هوا در طی عبور از کولر آبی تبخیری مورد آزمایش در ۴ نقطه اندازه گیری و ثبت شده است. کولر به کار رفته در کار فعلی به ظرفیت نامی هوادهی $8200 \text{ m}^3/\text{hr}$ ساخت جهان افروز JAC ۷۰۰ می باشد.

این نقاط به ترتیب شرایط ورودی به کولر یا اتمسفر، شرایط خروج از کولر، شرایط خروج از دریچه کانال کولر در اتاق مورد آزمایش و شرایط یک موقعیت داخل اتاق (که تاثیر مستقیم از جریان هوای خروجی از کولر بر آن وجود ندارد) می باشند.

جدول ۱: مقایسه مشخصه های جریان در پوشال با تراشه های چوبی حاصل از کار فعلی و مرجع [6]

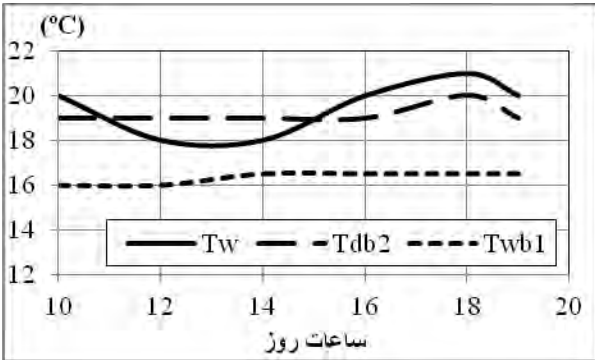
مشخصه های جریان	دور موتور کولر	مقادیر مرجع [6]	مقادیر (کار فعلی)
ضخامت مشخصه پوشال $m_s(D_{ct})$		۰,۰۰۷	۰,۰۰۸
سرعت هوای عبوری، ms^{-1}	تند کند	۱,۱۰ ۰,۷۴	همان مقادیر مرجع [۶]
عدد رینولدز در اطراف الیاف پوشال	تند کند	۵۱ ۳۴	۳۹ ۲۶

جدول ۲: مقایسه حجم، وزن و سطح پوشال تراشه چوبی قبل و بعد از آگیری

مشخصه ها (برای یک پوشال)	پوشال خشک (برای یک پوشال)	پوشال تر (برای یک پوشال)
حجم (m^3)	1.26×10^{-3}	3.38×10^{-3}
وزن (kg)	۰,۸۸۵	۲,۳۶۶
سطح پوشال (برای انتقال حرارت و انتقال جرم) $A_s (m^2)$	۳,۸۱۵	۴,۳۷۸

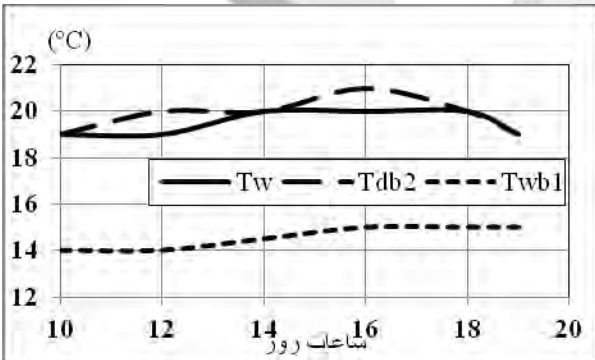
در کل مدت آزمایش دمای آب سیرکولاسیون (T_w) در نزدیکی موقعیت پمپ آب در کف کولر اندازه گیری و ثبت شده است. کولر مورد آزمایش در پشت بام یک خانه مسکونی در ارتفاع ۱۵ متری از سطح زمین و کولر در ارتفاع ۸ متر بالاتر از دریچه خروجی کولر می باشد.

¹ Thickness characteristic



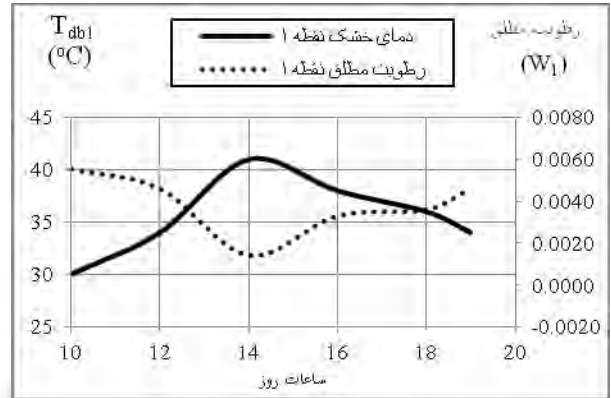
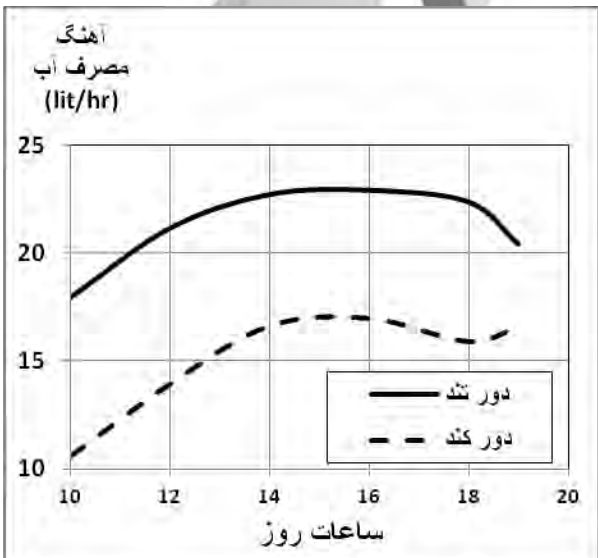
شکل ۵: مقایسه دماهای آب سیرکولاسیون، دمای خشک خروجی از کولر و دمای مرطوب هوای ورودی به کولر - دور کند موتور

از این دوشکل ۵ و ۶ مشاهده می‌شود که دمای آب سیرکولاسیون عمدتاً در تمام ساعات آزمایش به دمای خشک خروجی از کولر (دمای محسوس خروجی از کولر) نزدیک تر است و فاصله معناداری با دمای مرطوب هوای ورودی دارد. منحنی عملکرد پمپ سیرکولاسیون در این کار فعلی بدست آمده است و دبی آب پمپ سیرکولاسیون حدود ۶۵۰ لیتر بر ساعت است.

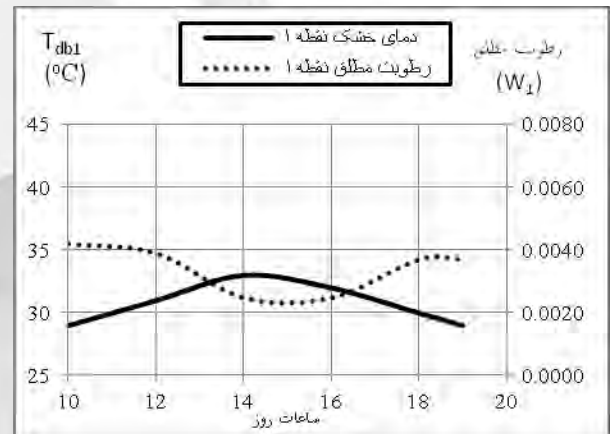


شکل ۶: مقایسه دماهای آب سیرکولاسیون، دمای خشک خروجی از کولر و دمای مرطوب هوای ورودی به کولر - دور کند موتور

آهنگ مصرف آب (lit/hr) در طی ساعات آزمایش برای دور های کند و تند کولر اندازه گیری شده و مقادیر آن در شکل ۷ آورده شده است.



شکل ۳: دمای خشک و رطوبت مطلق اتمسفر (نقطه ۱) در آزمایش دور کند دمای آب سیرکولاسیون و دمای مرطوب مربوط به شرایط هوای ورودی (اتمسفر) برای دوره های مختلف کولر در طی ساعات مختلف آزمایش در جدول ۳ با یکدیگر مقایسه شده اند. برای آگاهی بیشتر دمای خشک خروجی از کولر در شرایط مربوطه نیز در همان جدول آورده شده است.

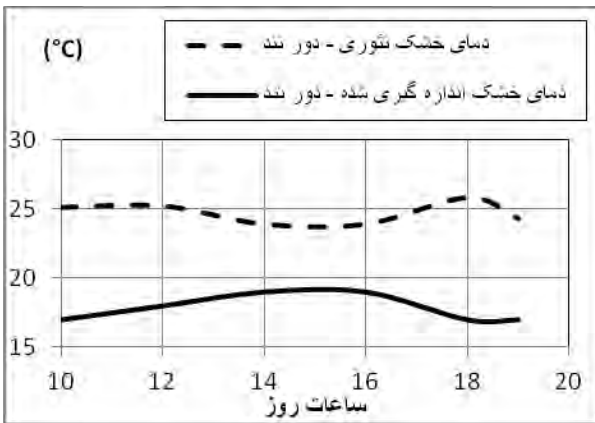


شکل ۴: دمای خشک و رطوبت مطلق اتمسفر (نقطه ۱) در آزمایش دور تند

جدول ۳: مقایسه دمای آب سیرکولاسیون، دمای خشک خروجی از کولر و دمای مرطوب هوای ورودی به کولر برای دوره های مختلف کولر

دور تند کولر		دور کند کولر			ساعات آزمایش	
Twb1 (°C)	Tw (°C)	Tdb2 (°C)	Twb1 (°C)	Tw (°C)		Tdb2 (°C)
۱۴	۱۹	۱۹	۱۶	۲۰	۱۹	۱۰
۱۴	۱۹	۲۰	۱۶	۱۷	۱۹	۱۲
۱۴,۵	۲۰	۲۰	۱۶,۵	۱۸	۱۹	۱۴
۱۵	۲۰	۲۱	۱۶,۵	۲۰	۱۹	۱۶
۱۵	۲۰	۲۰	۱۶,۵	۲۱	۲۰	۱۸
۱۵	۱۹	۱۹	۱۶,۵	۲۰	۱۰	۱۹

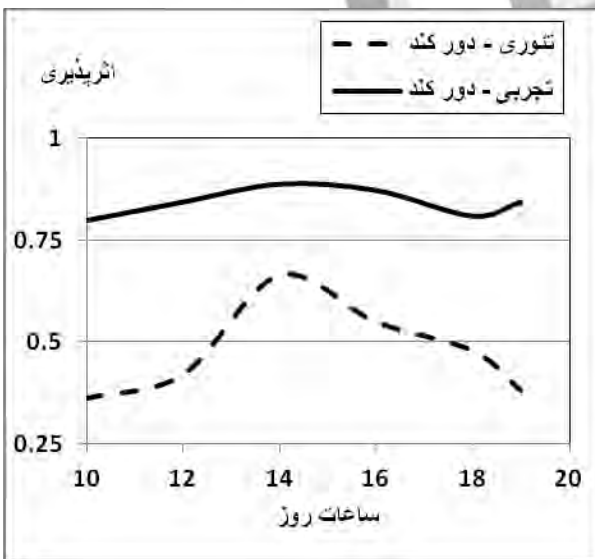
دماهای اندازه گیری شده در جدول ۳ را در اشکال ۵ و ۶ برای دوره های مختلف موتور کولر آورده شده اند.



شکل ۹: مقایسه دمای خشک خروجی از کولر در دور تند کولر

اختلاف ۵ الی ۷ درجه بین مقادیر تئوری و تجربی بیناگر این است که در مدلسازی فوق می بایست پدیده‌هایی چون تشعشع و انتقال حرارت و وزش باد و دبی بالای آب سیرکولاسیون را بر روی فرآیند خنک کاری تبخیری در نظر گرفت.

مقادیر تئوری و تجربی اثرپذیری (E) را بر اساس معادله (۴) و با بکارگیری مقادیر تئوری و تجربی دماهای خشک خروجی از کولر می توان بدست آورد. منحنی مقادیر تئوری و تجربی اثرپذیری در دوره‌های مختلف کند و تند در اشکال ۱۰ و ۱۱ نیز آورده شده است.



شکل ۱۰: مقایسه مقادیر اثرپذیری تئوری و تجربی در دور کند

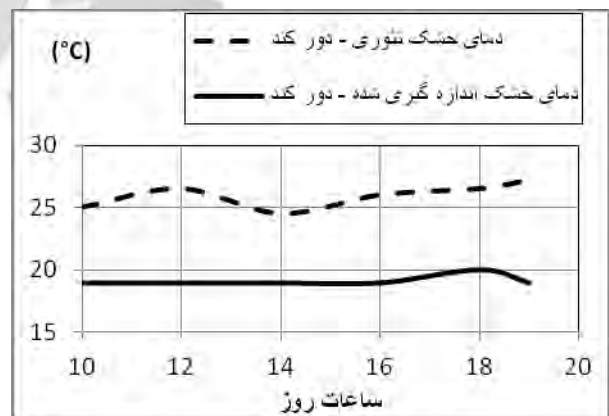
شکل ۷: آهنگ مصرف آب برای دوره‌های مختلف کولر در طی ساعات مختلف روز

با مقایسه دبی سیرکولاسیون و آهنگ تبخیر ملاحظه می شود دبی آب سیرکولاسیون به ترتیب برای دوره‌های مختلف کولر حدود ۳۰ و ۳۸ برابر آهنگ مصرف آب است. لذا آب تغذیه ورودی (برابر آب مصرفی) اثر چندانی بر روند سرمایش آب سیرکولاسیون در طی عبور از پوشال ندارد و از اثر آن صرفنظر شده است. در طی فرآیند تبخیر و تماس حجم بالای آب عبوری از پوشال تر با دمای تقریباً یکسان T_w علاوه بر خنک کاری هوا، آب نیز به طور یکنواختی خنک شده به طوریکه دمای آب سیرکولاسیون با دمای هوای خروجی از پوشال تقریباً یکسان می شود.

مقادیر تئوری و تجربی دماهای خشک هوای خروجی از کولر (T_{db2}) در جدول ۴ و اشکال ۸ و ۹ با یکدیگر مقایسه شده اند. از مقایسه این مقادیر با یکدیگر مشاهده می شود که نتایج تئوری حاصله دارای صحت قابل قبولی می باشند.

جدول ۴: مقادیر تئوری و تجربی دمای خشک خروجی از کولر در دوره‌های مختلف کولر

ساعات روز	دور کند		دور تند	
	T_{db2} تئوری (°C)	T_{db2} اندازه گیری شده (°C)	T_{db2} تئوری (°C)	T_{db2} اندازه گیری شده (°C)
۱۰	۲۵	۱۹	۲۵,۱	۱۷
۱۲	۲۶,۵	۱۹	۲۵,۲	۱۸
۱۴	۲۴,۵	۱۹	۲۳,۹	۱۹
۱۶	۲۶	۱۹	۲۳,۹	۱۹
۱۸	۲۶,۵	۲۰	۲۵,۸	۱۷
۱۹	۲۷,۲	۱۹	۲۴,۳	۱۷



شکل ۸: مقایسه دمای خشک خروجی از کولر در دور کند کولر

همانطور که انتظار می‌رود با افزایش دور کند به تند کولر، مقدار عدد رینولدز جریان هوا در بین الیاف پوشال از مقدار ۲۶ به ۳۹ مطابق جدول ۱ افزایش می‌یابد و از اینرو مقدار ضریب انتقال حرارت جابجایی نیز (در محدوده آرام) افزایش می‌یابد.

۳- نتیجه گیری

در کار فعلی مشاهده شد که دمای آب سیرکولاسیون تا حد زیادی به دمای خشک هوای خروجی از کولر نزدیک است و با دمای مرطوب مربوط به شرایط هوای ورودی به کولر (اتمیسفر) فاصله دارد. این پدیده را می‌توان به علت وجود دبی بالای آب سیرکولاسیون و تماس مدام و آب با هوای عبوری توجیه کرد.

مدل به کار رفته در کار فعلی قادر است دمای خشک هوای خروجی و اثرپذیری کولر را در طی ساعات کاری بر اساس دما و رطوبت نسبی هوای محیط برای دوره‌های مختلف کولر محاسبه نماید. اختلاف بین مقادیر تئوری دمای خشک خروجی و اثرپذیری با نتایج تجربی مربوطه شان، لزوم بررسی بیشتر پدیده‌هایی چون دبی بالای پمپ آب سیرکولاسیون و انتقال حرارت کولر با محیط اطراف (تشمشعی و یا جابجایی در اثر وزش باد) بر فرایند خنک کاری کولر را نشان می‌دهد.

در کار فعلی سطح انتقال حرارت جابجایی پوشال با تراشه‌های چوبی نیز محاسبه شده و با کمک شکل ۱۲ دیده می‌شود که با افزایش دور کولر، عدد رینولدز جریان در اطراف الیاف پوشال نیز به همراه مقدار ضریب انتقال حرارت افزایش می‌یابد.

تشکر و قدردانی:

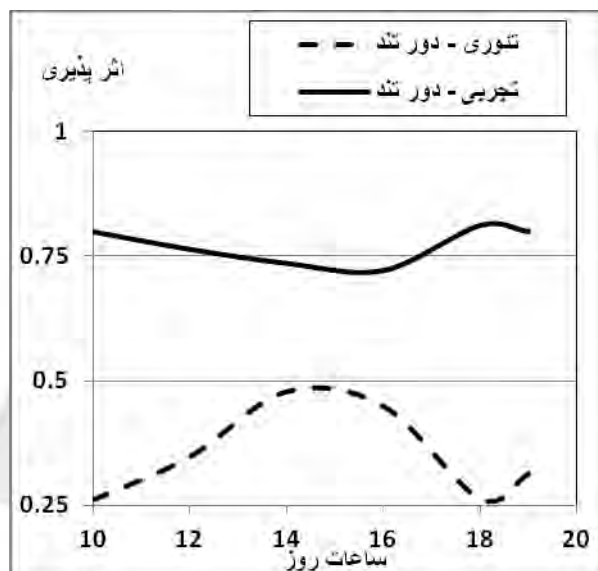
در اینجا لازم است از حمایت‌های مالی معاونت پژوهشی دانشگاه بیرجند از طرح پژوهشی در سال ۱۳۹۳ که کار فعلی حاصل آن می‌باشد تشکر و قدردانی به عمل آید.

فهرست علائم

A	مساحت انتقال حرارت
Cl	(m^2)
Cp	طول مشخصه (m)
	گرمای ویژه در فشار ثابت ($kJ/kg.K$)
hc	ضریب انتقال حرارت جابجایی ($W/m^2.K$)
D	بعد مشخصه (m)
Q	انتقال حرارت (W)
\dot{m}_a	دبی جرمی هوا (kg/s)
\dot{m}_f	دبی جرمی آب (kg/s)
V	حجم
T	دما ($^{\circ}C$ یا K)
	رطوبت مطلق
W	(هوای خشک / بخار آب kg)

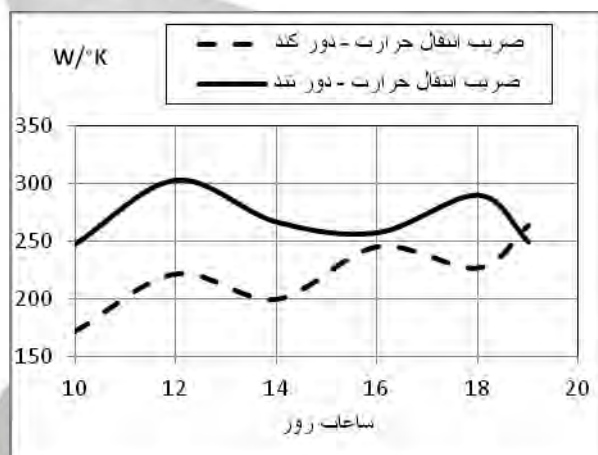
علائم یونانی

ε	اثر پذیری
ν	ویسکوزیته سینماتیکی



شکل ۱۱: مقایسه مقادیر اثرپذیری تئوری و تجربی در دور تند

جهت یکسان سازی در محاسبه مقادیر اثرپذیری تئوری و تجربی از مقدار دمای مرطوب هوای ورودی برای دمای آب موجود بر روی پوشال (T_w) استفاده شده است. اختلاف بین مقادیر تئوری و تجربی اثرپذیری در دوره‌های مختلف کولر بیانگر وجود عواملی است که بر این فرآیند خنک کاری اثر می‌گذارند. از جمله این عوامل می‌توان به دبی بالای آب سیرکولاسیون اشاره کرد که بر فرآیند خنک کاری اثر مستقیم می‌گذارد زیرا این عامل باعث می‌شود به جای خنک کاری هوای عبوری بخشی از این سرمایش صرف سرد کردن آب سیرکولاسیون شود و سپس با انجام انتقال حرارت در کف کولر، این سرمایش به محیط اطراف منتقل شود. نهایتاً با کمک مقدار محاسبه شده سطح تماس برای انتقال حرارت (A_s) و مقادیر تجربی دمای خشک خروجی هوا از کولر و با یکارگیری معادله (۶) می‌توان مقدار ضریب انتقال حرارت جابجایی (h_c) را پیدا کرد. مقدار ضریب انتقال حرارت جابجایی (h_c) را می‌توان در شکل ۱۲ برای ساعات مختلف روز برای دوره‌های مختلف کولر مشاهده کرد.



شکل ۱۲: مقایسه ضریب انتقال حرارت جابجایی برای دوره‌های مختلف کولر

زیرنویس‌ها

a	هوا
db	دمای خشک
lm	لگاریتمی
wb	دمای مرطوب
f	آب
1, 2	مایع-آب
	شماره موقعیت
	مخلوط هوا و بخار آب

مراجع

1. Kimball, B. A., Dunvard, S. B., Wiersma, F., 1977. "Heat and Mass Transfer Coefficients for Water and Air in Aspen Excelsior Pads", *ASAE*, 20(3), pp. 509-514.
2. Ndukwa, M. C., Manuwa, S. I., Olukunle, o. J., Oluwalana, I. B., 2013, "Mathematical Model For Direct Evaporative Space Cooling Systems", *Nigerian Journal of Technology (NIJOTECH)*, 32(3), pp. 403-409.
3. Dowdy, J.A., Reid, R.L., Handy, E.T., 1986, "Experimental determination of heat and mass transfer coefficients in aspen pads", *ASHRAE*, 92(2a), pp. 60-70.
4. Chung, M. L., Kun, H. C., 2002, "Wind Tunnel Modeling the System Performance of Alternative Evaporative Cooling Pads in Taiwan Region", *Building and Environment*, 32, pp. 177-187.
5. Camargo, J. R. Ebinuma, C.D., Cardoso, S., 2003, "A Mathematical Model for Direct Evaporative Cooling Air Conditioning System", *Engenharia Termica*, (4), pp.30-34.
6. Paschold, H., Li, W. W., Morales, H., Walton, J., 2002, "Laboratory Study of the Impact of Evaporative Coolers on Indoor PM Concentrations", *Atmospheric Environment*, 37, pp. 1075-1086.



ICHVAC-6