

کاهش آب مصرفی نیروگاه بخار با استفاده از برج خنک کن خشک اجباری با ریزش آب

حسین احمدی کیا^{۱*}، محمدحسن ملک محمدی^۲، حمید بهشتی^۳

^۱ دانشیار مهندسی مکانیک، دانشگاه اصفهان، اصفهان، ایران

ahmadikia@eng.ui.ac.ir

^۲ کارشناس ارشد مهندسی مکانیک، نیروگاه اسلام آباد، اصفهان، ایران

mhmalekmohamadi58@yahoo.com

^۳ دانشیار مهندسی مکانیک، دانشگاه اصفهان، اصفهان، ایران

khbeheshti@hotmail.com

چکیده: مصرف زیاد آب در برج های خنک کن تر نیروگاه های بخار، از چالش های بزرگ در دنیاست. روش پیشنهادی برای کاهش مصرف آب این نیروگاه ها، استفاده از برج خنک کن خشک اجباری به جای برج تر است که تاکنون انجام نشده است. استفاده از این نوع برج های خنک کن علاوه بر کاهش راندمان نیروگاه، به شرایط جوی نیز وابسته است. یک روش برای حل این مشکل، ریزش آب روی برج در ساعات های اوج گرماست. در این مقاله این گونه از برج ها به صورت تحلیلی مطالعه شده و هر دو حالت خشک و تر آن بررسی شده اند. سپس برای یک نیروگاه بخار، اندازه و مشخصات برج های خنک کن خشک و تر در دمای طرح محاسبه شده اند. این نتایج با داده های تجربی و اطلاعات برج تر یک نیروگاه مقایسه شده و صحت آن مورد تأیید قرار گرفته است. فقط در دماهای محیط بیشتر از دمای طرح، از ریزش آب روی لوله و پره های برج خنک کن استفاده می شود. با استفاده از داده های هواشناسی، تعداد ساعاتی که دمای هوای محیط بیشتر از دمای طرح می باشد، محاسبه شده و میزان مصرف آب به دست آمده است. محاسبات نشان می دهند که برای واحدهای ۳۲۰ مگاواتی نیروگاه اصفهان در دمای طرح ۳۰°C، حدود ۹۷٪ در مصرف سالیانه آب صرفه جویی می شود. مقدار کاهش قدرت خروجی نیروگاه به دلیل مصرف الکتریکی فن و پمپ های برج خنک کن خشک ۳/۹۳٪ قدرت خروجی نیروگاه محاسبه شده است.

واژه های کلیدی: برج خنک کن خشک، ریزش آب، برج تر، مصرف آب، نیروگاه بخار.

* نویسنده مسئول

۱. مقدمه

برج‌های خنک‌کن تر نیروگاه‌های بخار مصرف آب زیادی دارند. هرچند این نوع نیروگاه‌ها در سال‌های اخیر در ایران کمتر ساخته شده‌اند، نیروگاه‌های قدیمی زیادی در ایران وجود دارند که از برج‌های خنک‌کن تر استفاده می‌کنند. همچنین بسیاری از صنایع نظیر پتروشیمی‌ها، پالایشگاه‌ها و مجتمع‌های تولید آهن و فولاد هنوز از برج‌های خنک‌کن تر برای خنک کردن آب استفاده می‌کنند. بنابراین لزوم تغییر این نوع از برج‌های خنک‌کن به برج خنک‌کن خشک ضروری است. در شهر اصفهان، نیروگاه ۸۳۵ مگاواتی اصفهان، پتروشیمی و پالایشگاه اصفهان و نیز ذوب آهن و مجتمع فولاد مبارکه اصفهان از برج خنک‌کن تر برای خنک کردن آب واحدهای صنعتی و نیروگاه‌های اختصاصی خود استفاده می‌کنند. تنها مصرف آب برج‌های تر نیروگاه بخاری اصفهان به ظرفیت اسمی ۸۳۵ MW بیشتر از $2000 \text{ m}^3/\text{h}$ است که معادل مصرف ۴۰۰ هزار نفر می‌باشد. از طرفی کمبود آب بحران اصلی منطقه مرکزی ایران از جمله اصفهان است. علاوه بر آن، اثرات زیست‌محیطی برج‌تر محرز شده است. از این رو جایگزینی سیستم‌های خنک‌کن خشک و یا دوگانه برای نیروگاه‌ها ضروری است، اما به دلیل مشکلات فراوان، هنوز راهکار مناسبی برای آن پیدا نشده است.

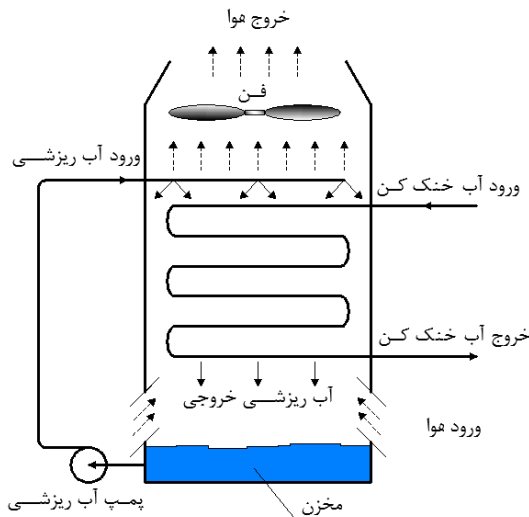
هرچند طراحی و ساخت یک نیروگاه بخار با برج خشک و نصب آن یک کار نسبتاً معمول است، تغییر برج خنک‌کن تر با خشک‌کن با معضلات بسیاری همراه است. تغییر در سیستم چگالنده و توربین، هزینه زیاد ساخت مجدد یک برج خنک‌کن و ملزومات پیش‌بینی نشده نظیر فضای لازم، لوله‌کشی‌ها و... کار را پیچیده‌تر می‌کند؛ تنها در آمریکا یک برج خنک‌کن تر به برج خشک تغییر یافته است.

یکی از پیشنهادات برای کاهش مصرف آب نیروگاه‌های بخار، تغییر برج تر فعلی نیروگاه به برج خشک اجباری است، اما مشکل اصلی آن عدم کارایی این برج‌ها در ساعت‌های گرم سال است. یک راهکار پیشنهادی برای رفع این مشکل، ریزش آب روی برج خنک‌کن در ساعت‌های گرم روز است. همچنین کاهش قدرت نیروگاه به دلیل تغییر در سیستم چگالنده و توان مصرفی زیاد فن‌های برج خنک‌کن از چالش‌های بزرگ تغییر برج نیروگاه است.

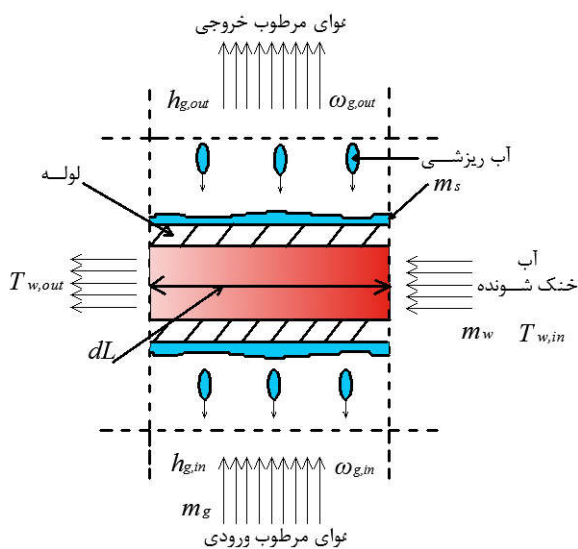
عملکرد حرارتی مبدل‌های خشک تابع شرایط محیطی و ساختار آن است که همواره بهبود عملکرد و بیشینه‌سازی گرمای قابل دفع توسط این سامانه مورد توجه سازندگان و بهره‌برداران آن بوده است. در سال‌های اخیر، استفاده از اسپری آب برای افزایش ظرفیت دفع گرمای این‌گونه از مبدل‌ها حتی در نیروگاه‌ها بسیار مورد مطالعه قرار گرفته است. سان و همکاران [۱] اسپری آب برای خنک‌سازی هوای ورودی

به برج خنک‌کن جریان طبیعی یک نیروگاه خورشیدی در سه الگوی متفاوت برای بهینه و کم کردن مصرف آب را انجام داده‌اند. الخدیر و همکاران [۲] مدلی سه‌بعدی برای اسپری آب در هوای ورودی به برج خنک‌کن خشک طبیعی نیروگاه را به صورت عددی بررسی کرده‌اند. آن‌ها نشان دادند که میزان تبخیر به شدت به اندازه قطرات اسپری بستگی داشته و تا بیش از ۸۱٪ افزایش داشته است. جوادی و همکاران [۳] استفاده از اسپری آب بر اساس دبی و اندازه قطرات آن را برای بهبود کارایی چگالنده هوایی با استفاده از روش‌های عددی و نرم‌افزار فلونت مطالعه کرده و نشان داده‌اند که اندازه قطرات و افزایش تعداد نازل‌ها تأثیر زیادی در کارایی چگالنده دارد. احمدی‌کیا و همکاران [۴] اثر اسپری آب روی مبدل‌های برج هلر نیروگاه شهید منتظری اصفهان را به صورت سه بعدی، متلاطم و دو فازي شبیه‌سازی نموده‌اند. اسپری آب باعث تشکیل رسوب بر سطح خارجی لوله‌های مبدل می‌گردد که با استفاده از ریزش آب این مشکل مرتفع می‌شود.

حسن [۵] و [۶] و حسن و سیرن [۷-۱۰] عملکرد گرمایی و هیدرولیکی برج‌های خشک همراه با ریزش آب را به طور جامع بررسی کرده‌اند. آن‌ها از روابط تحلیلی [۷] و روش‌های عددی [۸] و هم از اندازه‌گیری‌های آزمایشی [۵] و [۹] استفاده کرده‌اند و با استفاده از یک برج خنک‌کن نمونه ساخته شده و اندازه‌گیری پارامترهای مختلف، ضریب انتقال جرم و انتقال گرمای جابه‌جایی سمت آب ریزشی را محاسبه نموده‌اند. در این مقاله نیز از روابط تجربی حسن [۹] برای تعیین مصرف آب نیروگاه استفاده شده است. ویکستن و اسد [۱۱] در تحقیقی به صورت تحلیلی عملکرد انتقال گرما و انتقال جرم را در مبدل‌های گرمایی با لوله ساده و با لوله پره‌دار تحت شرایط سطح به طور کامل خیس و یا جزئی خیس بررسی کرده‌اند. آن‌ها مدل عددی ارائه کردند که با استفاده از آن می‌توان توزیع دما و رطوبت هوا و فیلم مایع را با دقت خوبی به دست آورد. سونگ و همکاران [۱۲] افزایش میزان خنک‌کاری با به‌کارگیری اسپری آب در مبدل‌های هواخنک پره‌دار را مطالعه کرده‌اند. آن‌ها مدلی دوبعدی برای انتقال گرما و انتقال جرم در یک کانال پره‌دار را توسعه داده و بر اساس آن، ویژگی‌های انتقال گرما و انتقال جرم را روی سطوح مبدل گرمایی پره‌دار را که سطح آن به طور کامل آغشته به لایه نازکی از آب است، بررسی کرده‌اند. چن و همکاران [۱۳] تأثیر پارامترهای اسپری شامل اندازه متوسط قطرات، شار اسپری و سرعت قطرات اسپری را بر شار انتقال گرما در مبدل‌ها به صورت تجربی بررسی کرده‌اند. آن‌ها همچنین در تحقیقی دیگر میزان وابستگی هریک از پارامترهای اسپری (اندازه متوسط قطرات، شار اسپری و سرعت قطرات اسپری) را بر انتقال گرما بررسی کرده‌اند [۱۴]. فاکو و الویرا



شکل (۱): طرح واره برج خنک کن خشک همراه با ریزش آب



شکل (۲): جهت جریان در المان در برج خنک کن خشک با ریزش آب

۱.۲. موازنه انرژی در حالت با ریزش آب

انتقال گرما از آب خنک‌شونده درون لوله و از طریق دیواره به آب ریزش شده صورت می‌گیرد. نرخ انتقال گرما از آب خنک‌شونده بر اساس سطح بیرونی لوله، dQ_w بدین صورت است:

$$dQ_w = \dot{m}_w c_{pw} dT_w = -U_o (T_w - T_s) dA_o \quad (1)$$

ضریب انتقال گرمای بین سطح خارجی لوله و آب ریزشی و بر مبنای سطح خارجی لوله بدون پره، از رابطه زیر به دست می‌آید [۴]:

$$\frac{1}{U_o} = \frac{1}{H_w} \left(\frac{r_o}{r_i} \right) + \frac{r_o}{k_t} \text{Ln} \left(\frac{r_o}{r_i} \right) + \frac{1}{H_s} \quad (2)$$

که در آن، H_w ضریب انتقال گرمای بین آب خنک‌شونده و سطح داخلی لوله و k_t ضریب هدایت گرمایی لوله است. در صورت پره‌دار بودن لوله، ضریب کلی انتقال گرما از آب خنک‌شونده به هوا از طریق فیلم آب ریزش شده به صورت رابطه (۳) به دست می‌آید [۵]:

[۱۵] انتقال جرم و انتقال گرما را در برج‌های خنک‌کن خشک همراه با ریزش آب به صورت تجربی مطالعه کرده و روابط تجربی برای محاسبه ضریب انتقال حرارت و دمای آب خنک‌کن ارائه دادند. سارکر و همکاران [۱۶] با استفاده از نرم‌افزار تجاری مدل عددی برای تحلیل برج خنک‌کن خشک همراه با ریزش آب انجام دادند که با حدود ۷٪ خطا همراه بود. عملکرد یک برج خنک‌کن با ریزش آب در یک سیستم تهویه مطبوع توسط اگراول و همکاران [۱۷] به صورت تحلیلی و با استفاده از روابط ترمودینامیکی بررسی شده است. در این مدل، آب روی لوله‌های پره‌دار اسپری می‌شود. آن‌ها روابط بسیار ساده‌ای برای محاسبه انتقال حرارت با تغییر دمای حباب تر هوای ورودی ارائه دادند که تطابق خوبی با نتایج تجربی داشته است. الخدیر و همکاران [۱۸] برج خنک‌کن خشک طبیعی را بررسی کرده و اثر اسپری آب را به صورت تجربی مطالعه کردند. حالت‌های مختلف برای فشار اسپری، شکل مخروط اسپری، اندازه قطر و سرعت هوا را آزمایش کردند. نتایج آزمایشی به صورت نمودارهایی ارائه شد که می‌تواند برای اثر اسپری بر برج خنک‌کن مورد استفاده قرار گیرد.

در اغلب تحقیقات ذکر شده کاهش مصرف آب جزء پارامترهای مهم مورد بررسی آن‌ها نبوده است. همچنین روش‌های عددی برای طراحی برج‌های خنک‌کن خشک قابل اطمینان نبوده و با ساده‌سازی‌های زیادی همراه است. علاوه بر این، استفاده از ریزش آب برای افزایش ظرفیت خنک‌کاری در نیروگاه‌ها نیز تاکنون به طور جدی مورد مطالعه قرار نگرفته است. هدف از این تحقیق، ارائه و طراحی یک راهکار مناسب برای جایگزینی برج تر فعلی با برج خشک همراه با ریزش آب برای کاهش مصرف آب در یک نیروگاه بخار است که برای اولین بار مورد بررسی قرار می‌گیرد. ریزش آب به مقدار زیاد روی سطح بیرونی لوله‌ها باعث افزایش ضریب انتقال گرما و در نتیجه افزایش کارایی برج خشک می‌شود و ایجاد رسوب که در حالت اسپری آب مبدل ایجاد می‌شود نیز با ریزش آب دیگر وجود نخواهد داشت.

۲. برج خنک‌کن خشک با ریزش آب

سه نوع جریان سیال شامل آب خنک‌شونده، آب ریزشی و هوا در برج‌های خنک‌کن در شکل (۱) نشان داده شده است. در شکل (۲) یک المان از لوله به طول dL و سطح dA در نظر گرفته شده و جهت حرکت برای سه نوع جریان در المان نشان داده شده است. جریان در حالت دائم و به صورت یک‌بعدی در نظر گرفته می‌شود.

معادله (۷) همان معادله مرکل [۲۷] است که در تحلیل برج‌های خنک‌کن تر به کار می‌رود. این معادله نشان می‌دهد که انتقال انرژی می‌تواند به‌عنوان نیروی پیشران بر اساس فرایندی بر مبنای اختلاف پتانسیل آنتالپی بین سطح آب و توده هوای مرطوب بیان گردد.

مقدار تغییرات در نرخ دبی آب ریزشی، $m\dot{c}_g$ به‌واسطه تبخیر ناچیز بوده و می‌توان ثابت فرض کرد [۲۶]، زیر آب اسپری نشده و سطح انتقال حرارت و تبخیر آب ریزشی با هوا کم است. با توجه به این مطلب و با موازنه انرژی برای سه جریان جاری در المان نشان داده‌شده در شکل (۲) رابطه زیر نتیجه می‌شود [۵]:

$$m\dot{c}_{Pw} dT_w + m\dot{c}_g dh_g + m\dot{c}_{Ps} dT_s = 0 \quad (۸)$$

دمای آب ریزشی درون برج در طی ریزش تغییر می‌کند، که مقدار آن کم است.

۲.۲. تعیین نرخ تبخیر

برای محاسبه مقدار آب تبخیری، از آنتالپی هوا در طی ردیف لوله‌های مبدل و رابطه زیر برای دمای هوای مرطوب در طی ردیف لوله‌ها استفاده می‌شود:

$$T_g = (h_g - \omega_g h_{g0}) / (c_{Pa} + \omega_g c_{Pv}) \quad (۹)$$

دمای آب ریزشی در طی ردیف لوله‌های برج خنک‌کن با حل معادلات مدل به دست می‌آید. با استفاده از موازنه جرم برای هر المان، نرخ تبخیر آب ریزشی، $m\dot{c}_g$ از رابطه زیر به دست می‌آید.

$$m\dot{c}_g = \gamma [\omega_{sat}(T_s) - \omega_g(T_g)] dA_o \quad (۱۰)$$

۳.۲. حل معادلات مدل با ریزش آب

حل معادلات حاکم شامل تقسیم لوله‌های مبدل به حجم‌های کوچک است که مشخصات آب خنک‌شونده، آب ریزشی و هوا در مرزهای آن مطابق با شکل‌های (۱) و (۲) است. تبادل اطلاعات در المان‌های مجاور بستگی به جهت دبی دارد: محور افقی برای آب خنک‌شونده و محور عمودی برای آب ریزشی (به طرف پایین) و هوای مرطوب (به طرف بالا) است. وقتی که هندسه مبدل گرمایی به‌کاررفته در برج خنک‌کن خشک با ریزش آب معلوم باشد، H_w ، η_{fin} و H_s قابل محاسبه است. شرایط کارکرد شامل $m\dot{c}_g$ ، $m\dot{c}_w$ و ω_g به‌عنوان ورودی مسئله هستند. شرایط خروجی $T_{w,out}$ ، $T_{g,out}$ و T_s با حل معادلات به دست می‌آیند و در نهایت میزان خنک‌کاری و مصرف آب تعیین می‌شود.

۴.۲. تعیین ضرایب انتقال جرم و انتقال گرمای جابه‌جایی

آب ریزش شده

ضریب انتقال جرم از آب به هوا، γ به‌طور متوسط در حدود $0.1 \text{ kg/m}^2 \text{ s}$ به دست آمده است [۴، ۷، ۲۱، ۲۹]؛ که در این مطالعه نیز از آن برای

$$\frac{1}{U_o A_T} = \frac{1}{H_s} \left(\frac{1}{\eta_{fm} A_{T, fm} + A_{T, o}} \right) + \frac{1}{A_{T, i}} \left[\frac{1}{H_w} + \frac{r_i}{k_t} \ln \left(\frac{r_o}{r_i} \right) \right] \quad (۳)$$

که در آن، $U_o A_T$ حاصل ضرب ضریب انتقال گرمای کلی در مساحت کل سطح خارج لوله و پره‌هاست. بازده پره، η_{fm} برای هر هندسه خاصی از آن، مطابق با مراجع انتقال گرما از جمله اشمیت [۱۹] و ایروپرا [۲۰] تعیین می‌شود. پره با سطح تر در مقایسه با پره خشک بازده پایین‌تری دارد [۲۱ و ۲۲]. علت آن ضریب انتقال گرمای بالا بین سطح پره و فیلم آب ریزشی، H_s است. به کار بردن سطوح گسترش‌یافته خیس، مجموع جرم انتقال‌یافته را از آب اسپری و یا آب ریزشی افزایش خواهد داد که منجر به افزایش نرخ انتقال گرما می‌شود. H_w نیز از روابط ارائه‌شده که در مراجع مختلف از جمله دیتوس و بولتر [۲۳]، سیدر و تاته [۲۴] و گیلنسکی [۲۵] وجود دارد، تعیین خواهد شد؛ درحالی‌که H_s را نمی‌توان به‌راحتی تعیین کرد.

برای تعیین شار انتقال گرمای بین سطح لوله و فیلم آب ریزشی، dQ_g فرض می‌شود لایه بسیار نازکی از آب ریزشی روی لوله جاری باشد. بنابراین سطح تبادل گرما بین آب ریزشی و هوای مرطوب، همان سطح خارجی لوله است. با جایگزینی گرماهای محسوس و نهان برای هوای مرطوب، رابطه زیر به دست می‌آید:

$$dQ_g = m\dot{c}_g dh_g = H_{g,s} (T_{g,s} - T_g) dA_o + \gamma (\omega_{sat} - \omega_g) h_{fg} dA_o \quad (۴)$$

با تعریف آنتالپی هوای مرطوب، h_g و ظرفیت گرمای ویژه هوای مرطوب، c_{Pg} معادله (۴) به معادله زیر تبدیل می‌شود [۵]:

$$m\dot{c}_g dh_g = \frac{H_{g,s}}{c_{Pg}} (h_{g,s} - h_g) dA_o + h_{fg} \gamma \left(1 - \frac{H_{g,s}}{\gamma c_{Pg}} \right) (\omega_{sat} - \omega_g) dA_o \quad (۵)$$

عدد لوئیس انتشار جرم را با انتشار حرارتی مقایسه می‌کند [۲۳] و با استفاده از مقیاس سنجی رینولدز برای هوای مرطوب عبارت $H_{g,s}/\gamma c_{Pg}$ را نتیجه می‌دهد [۵] که در رابطه (۵) ظاهر شده است. برای هوای مرطوب، تقریب واحد برای عدد لوئیس خطای بسیار جزئی دارد [۲۵]. بنابراین رابطه (۵) می‌تواند به رابطه زیر کاهش یابد.

$$m\dot{c}_g dh_g = \gamma (h_{g,s} - h_g) dA_o \quad (۶)$$

مقاومت گرمایی سمت مایع در روی سطح آن می‌تواند ناچیز فرض شود [۲۶]؛ بنابراین $T_{g,s} = T_s$. در نتیجه آنتالپی سطح مایع، $h_{g,s}$ برابر با h_{sat} آنتالپی هوای اشباع در دمای آب ریزشی، T_s است. بنابراین شار گرمای هوای مرطوب از رابطه زیر به دست می‌آید:

$$dQ_g = m\dot{c}_g dh_g = \gamma (h_{sat} - h_g) dA_o \quad (۷)$$

۳. جایگزینی برج تر با برج خشک اجباری بدون تغییر دمای چگالنده

هرچه دمای چگالنده بیشتر باشد، اختلاف دمای آب خنک‌شونده و هوای محیط بیشتر شده و کارایی برج خنک‌کن افزایش می‌یابد؛ از طرفی بازده نیروگاه نیز کاهش می‌یابد. بنابراین فرض می‌شود اختلاف دمای ایجادشده در برج خنک‌کن جدید، اختلاف دمای آب گرمی در چگالنده واحدهای ۳۲۰ مگاواتی ۴ و ۵ نیروگاه اصفهان، مشابه حالت فعلی و برابر $7/8^{\circ}\text{C}$ باشد [۳۲]؛ در غیر این صورت باید تغییرات اساسی در چگالنده و توربین انجام شود، که در این حالت تغییرات در نیروگاه زیاد شده و هزینه‌ها بسیار افزایش می‌یابند.

ابتدا مشخصات برج خنک‌کن خشک پیشنهادی برای حالت بدون ریزش آب تعیین می‌شود. بنابراین بدون ریزش آب و با فرض خشک بودن هوا رابطه‌های (۱)، (۲) و (۸) به ترتیب به رابطه‌های (۱۱) تا (۱۳) کاهش می‌یابند.

$$dQ_w = \dot{m}_w c_{p_w} dT_w = -U_o (T_w - T_a) dA_o \quad (11)$$

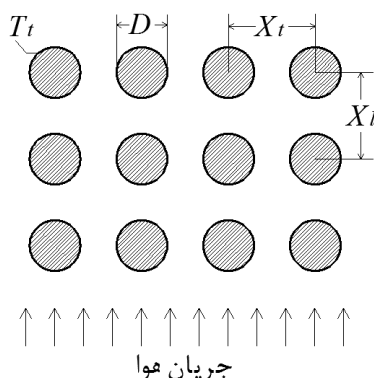
$$\frac{1}{U_o} = \frac{1}{H_w} \left(\frac{r_o}{r_i} \right) + \frac{r_o}{k_t} \text{Ln} \left(\frac{r_o}{r_i} \right) + \frac{1}{H_a} \quad (12)$$

$$\dot{m}_w c_{p_w} dT_w + \dot{m}_a c_{p_a} dT_a = 0 \quad (13)$$

برای تعیین ضریب انتقال گرمای جابه‌جایی سمت هوا، H_a با توجه به هندسه چیدمان لوله‌ها مطابق شکل (۴) و با در نظر گرفتن دبی هوای برج خنک‌کن نمونه، عدد رینولدز بر مبنای سرعت حداکثر میانگین هوا با استفاده از رابطه زیر که زوکاسکاس [۳۳] توصیه کرده، محاسبه می‌شود.

$$\overline{Nu_D} = 0.27 C_n \text{Re}_D^{0.63} \text{Pr}^{0.36} (\text{Pr} / \text{Pr}_f)^{0.25} \quad (14)$$

که در آن، C_n اثر تعداد ردیف‌ها بر عدد ناسلت است و برای ۱۰ ردیف و بیشتر به‌طور تقریبی برابر ۱ می‌باشد [۳۲]. مقدار H_a با استفاده از رابطه (۱۴) و مطابق با مشخصات برج خنک‌کن نمونه $10.3 \text{W/m}^2\text{C}$ محاسبه شده است.

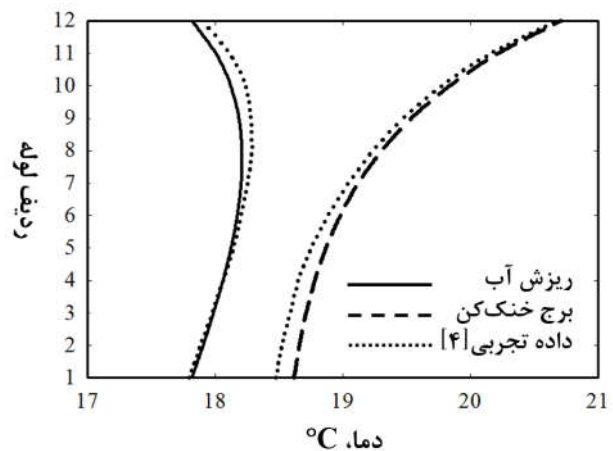


شکل (۴): آرایش لوله‌ها در برج خنک‌کن نمونه

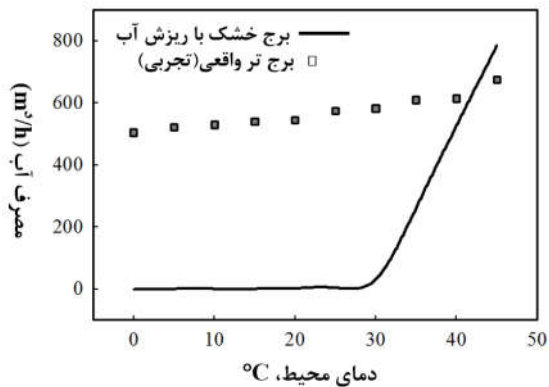
شبیه‌سازی برج خنک‌کن استفاده خواهد شد. مقدار H_s بسته به انواع چیدمان لوله‌ها در مبدل و دیگر شرایط هندسی، مقادیر متفاوت و پراکنده و بدون هرگونه نظمی می‌تواند داشته باشد. حسن [۵] مقدار میانگین آن برای لوله ساده را $1898 \text{W/m}^2\text{C}$ و برای لوله پره‌دار $2268 \text{W/m}^2\text{C}$ به دست آورده است. میانگین H_s برای لوله ساده توسط نیتسو [۲۱]، میزوشیا [۳۰] و پارکر و تریبال [۳۱] به ترتیب $1290 \text{W/m}^2\text{C}$ ، $2544 \text{W/m}^2\text{C}$ و $1696 \text{W/m}^2\text{C}$ به دست آمده است، که تفاوت زیادی با هم دارند. در این مقاله از مقادیر ارائه‌شده توسط حسن [۵] استفاده شده است.

۵.۲. شبیه‌سازی برج خنک‌کن خشک همراه با ریزش آب

با توجه به فرایند ذکرشده، یک برنامه رایانه‌ای برای نمونه برج ساخته‌شده در مرجع [۵] با همان جنس و ابعاد هندسی و شرایط کارکرد تدوین شده است. ابتدا نتایج حاصل از این شبیه‌سازی با داده‌های تجربی ارائه‌شده در مرجع [۵] مقایسه گردیده و اعتبار الگوریتم شبیه‌سازی بررسی شده است. بدین صورت که مبدلی مطابق با مرجع [۵] با طول $1/2 \text{m}$ و 12 ردیف عمودی و با 19 ردیف افقی و بدون پره در نظر گرفته شده است. دبی‌های آب خنک‌شونده، هوا و آب ریزش‌شده، قطر لوله‌ها و... همان مقادیر در مرجع [۵] است. نکته قابل توجه این است که فرض می‌شود تمام سطح خارجی لوله‌ها به‌طور کامل با فیلم آب پوشانده شده است. در نمودارهای شکل (۳)، مقادیر محاسبه‌شده برای دمای آب ریزش‌شده و آب خنک‌شونده از طریق کار حاضر با مقادیر تجربی مرجع [۵] مقایسه شده‌اند که بیانگر صحت شبیه‌سازی است. بیشترین خطای دمای آب ریزشی مربوط به لوله تک‌ردیفه بوده و حدود $10/100\%$ است. بیشترین خطای دمای آب خنک‌شونده مربوط به لوله‌های 10 ردیفه بوده و حدود $7/100\%$ است.



شکل (۳): مقادیر محاسبه‌شده دمای آب ریزشی و آب خنک‌شونده از طریق برنامه رایانه‌ای و مقایسه آن با نتایج تجربی حسن [۴]



شکل (۵): نمودار مقایسه مصرف واقعی آب در برج تر فعلی و با استفاده از برج خنک‌کن خشک با ریزش آب

اگر هدف ثابت ماندن دمای چگالنده و ثابت ماندن بازده و قدرت خروجی سیکل نیروگاه باشد، در دماهای بالای محیط مصرف آب نزدیک به برج تر فعلی خواهد شد؛ زیرا در آن دماها در عمل برج خشک کارایی خود را از دست خواهد داد. به دلیل اینکه عمده انتقال گرما از طریق تبخیر آب صورت می‌پذیرد و با توجه به جدا بودن آب خنک‌شونده و آب ریزشی که تبخیر در آن صورت می‌گیرد، مقاومت گرمایی در برج خنک‌کن خشک در زمان ریزش آب نسبت به برج تر به واسطه وجود لوله بیشتر است. بنابراین برای دفع گرمایی برابر، باید تبخیر بیشتری در برج خنک‌کن خشک با ریزش آب نسبت به برج تر معمولی انجام شود. در حقیقت برج خنک‌کن خشک با ریزش آب همان برج تر است و همانند برج تر، معادله مرکب در تحلیل گرمایی آن نیز استفاده می‌شود که در قسمت ۱.۲ به آن اشاره شد. بنابراین برج خنک‌کن خشک در حالت با ریزش آب، همان برج تر معمولی اما با مقاومت گرمایی بیشتر برای دفع گرماست. از این رو مصرف آب در ساعت‌های اوج گرما نسبت به برج تر فعلی، بیشتر به دست آمده است. اما بایستی توجه کرد که شرایط ریزش آب در ساعات محدودی از روز و سال استفاده می‌شود.

۴. مقایسه مصرف سالیانه آب

با مقایسه مصرف سالیانه آب در برج تر فعلی با مصرف آب با استفاده از برج خنک‌کن خشک با ریزش آب این امکان فراهم می‌شود که آیا تغییر برج تر فعلی نیروگاه با برج خشک با ریزش آب از نظر مصرف آب توجیه‌پذیر است یا خیر؟ بر این اساس، دمای میانگین حداقل، میانگین و حداکثر ماهیانه ماه‌های مختلف برای شهر اصفهان مطابق شکل (۶) از داده‌های هواشناسی به دست آمده است [۳۲ و ۳۳]. مقدار مصرف سالیانه آب برای برج تر فعلی نیروگاه تابع دمای محیط است. دمای محیط هم برای شهر اصفهان مطابق با نمودارهای ارائه شده در شکل (۶) است. با استفاده از نتایج شکل (۵) و شرایط محیطی میانگین ماهیانه متوسط

محاسبات برای شرایط اصفهان در دمای طراحی 30°C و رطوبت نسبی ۳۰٪ انجام شده که مشابه شرایط طراحی برج خنک‌کن تر فعلی نیروگاه اصفهان است. رطوبت نسبی محیط بر اساس رطوبت نسبی متوسط سالیانه اصفهان در ۱۰ سال گذشته ایستگاه هواشناسی اصفهان به دست آمده از سالنامه هواشناسی کشور در نظر گرفته شده است [۳۴ و ۳۵]. دمای 45°C برای آب ورودی به برج خشک انتخاب می‌شوند؛ زیرا دمای آب ورودی به برج تر فعلی در محدوده 40°C تا 50°C بسته به دمای محیط و دیگر شرایط بهره‌برداری متغیر است. بر اساس این شرایط طراحی، تعداد برج خنک‌کن خشک نمونه که باید به صورت سری یا موازی برای ایجاد $7/8$ اختلاف دما در آب خنک‌شونده محاسبه شده است. با توجه به این مطلب که دبی آب ورودی هر برج خنک‌کن خشک $29\text{m}^3/\text{h}$ است [۵]، آن تعداد لازم برج خنک‌کن خشک نمونه برای داشتن $47400\text{m}^3/\text{h}$ معادل دبی آب گردش واحد های 320 مگاواتی نیروگاه اصفهان [۳۲] تعیین می‌شود. این کار با استفاده از یک ضریب تصحیح و با این فرض که چگالی و ظرفیت گرمایی ویژه آب در دماهای مختلف ثابت است، انجام می‌شود. بدین صورت که اختلاف دمای ایجاد شده در برج خنک‌کن خشک اجباری نمونه بر $7/8$ تقسیم می‌شود.

$$\lambda = \Delta T_{\text{tr}} / 7.8 \quad (15)$$

حال تعداد برج خنک‌کن خشک لازم در حالت بدون ریزش آب از رابطه زیر به دست می‌آید:

$$N = 47400 / (2.9\lambda) \quad (16)$$

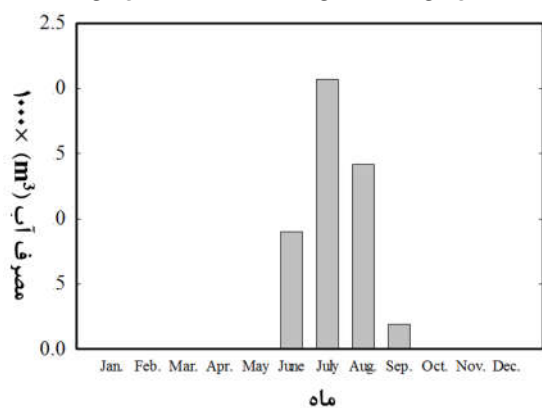
با استفاده از روابط ذکر شده در بالا، تعداد برج‌های خشک نمونه مورد نیاز، 46741 عدد به دست آمده است.

با تلفیق قسمت طراحی برج خشک برنامه رایانه‌ای و قسمت برج خشک همراه با ریزش آب و با در نظر گرفتن تعدادی مبدل حرارتی مشخص، تعداد مبدل مورد نیاز با ریزش آب و تعداد مبدل بدون ریزش آب برای ایجاد $7/8^{\circ}\text{C}$ اختلاف دما و بر اساس دمای طراحی (دمای محیط 30°C) تعیین می‌شود؛ به طوری که مجموع تعداد مبدل‌های دو حالت خشک و تر، بر اساس دمای طراحی عددی مشخص و ثابت باشد. با مشخص شدن تعداد مبدل با ریزش آب نرخ تبخیر محاسبه می‌شود. هنگامی که دمای هوای محیط بیشتر از دمای طراحی 30°C باشد، بایستی ریزش آب در برج خشک انجام شود. در این صورت مصرف آب افزایش خواهد یافت. حال بایستی از داده‌های هواشناسی مدت‌زمانی از سال را که دمای محیط بیشتر از دمای طراحی باشد، تعیین و بر اساس دمای محیط مصرف آب ریزشی برج خنک‌کن را محاسبه کرد. در شکل (۵) مقدار مصرف آب برج خنک‌کن خشک برحسب دمای محیط محاسبه شده و با مقادیر تجربی آب مصرفی برج تر فعلی نیروگاه مقایسه شده است.

دمای حداکثر ماهیانه مطابق با شکل (۶) برای ماه‌های مختلف شهر اصفهان از داده‌های هواشناسی به دست آمده است [۳۴ و ۳۵]. با توجه به دمای محیط و میزان افزایش آن نسبت دمای طراحی 30°C ، مصرف آب از شکل (۵) محاسبه می‌شود. زمان مصرف آب برحسب ساعت در یک روز برای حالتی که دمای محیط بیش از 30°C درجه است، از رابطه (۱۷) به دست می‌آید.

$$H.H. = \frac{\max[(T - 30), 0]}{T_{\max} - T_{\min}} \times 24 \quad (17)$$

که در آن، T دمای محیط و T_{\max} و T_{\min} به ترتیب حداکثر و حداقل متوسط دماست. با این شرایط از نمودار شکل (۵) می‌توان مصرف آب را برای برج خشک در زمان ریزش آب تعیین کرد. میانگین مصرف آب ماهیانه برج خشک محاسبه شده و در شکل (۷) نشان داده شده است. با جمع جبری میزان آب مصرف ماهیانه، مصرف سالیانه آب برای برج خشک همراه با ریزش آب $139,664\text{m}^3/\text{year}$ به دست می‌آید، که در مقایسه با مصرف سالیانه آب برج تر فعلی، یک واحد 320 مگاواتی نیروگاه اصفهان، حدود 97% صرفه‌جویی در مصرف آب حاصل می‌شود. این روند را می‌توان برای دماهای طراحی محیط دیگر نیز به کار برد، با کاهش دمای طراحی برای محیط، ابعاد برج خنک‌کن خشک و در نتیجه هزینه آن کاهش می‌آید، درحالی‌که مصرف آب افزایش می‌یابد.



شکل (۷): میزان مصرف روزانه برج خشک همراه با ریزش آب در ماه‌های گرم سال

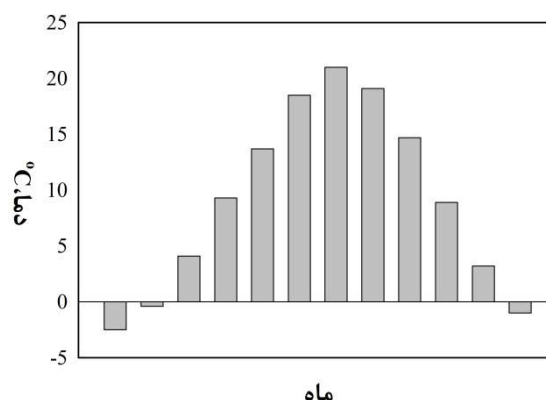
۵. امکان‌سنجی اجرای طرح

مواردی که استفاده از برج‌های خنک‌کن خشک را با تردید و ابهام روبه‌رو می‌کند، تعداد زیاد مبدل‌های مورد نیاز، هزینه اولیه بسیار زیاد سرمایه‌گذاری و مصرف داخلی توان الکتریکی فن‌های برج است. با توجه به رابطه زیر می‌توان مصرف داخلی هر مبدل را برای هوای مصرفی آن به دست آورد [۳۳].

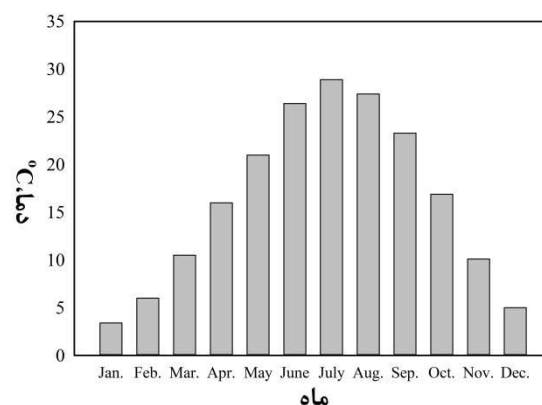
$$\Delta P = 0.5N_f \chi \rho_d V_{\max}^2 \quad (18)$$

با مشخصات هندسی و دبی هوای عبوری از برج نمونه که 3kg/s

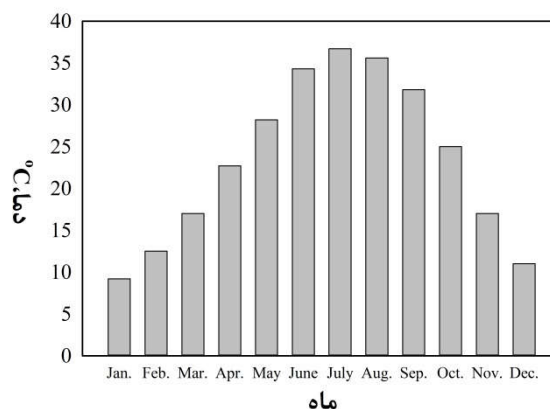
دمای حباب خشک (شکل ۶-ب)، مصرف آب برج تر برای یک واحد 320 مگاواتی نیروگاه، $4,714,037\text{m}^3/\text{year}$ به دست آمده، که منطبق بر داده‌های تجربی نیروگاه اصفهان است.



الف. میانگین ماهیانه حداقل دمای حباب خشک



ب. میانگین ماهیانه متوسط دمای حباب خشک



ج. میانگین ماهیانه حداکثر دمای حباب خشک

شکل (۶): حداقل و حداکثر دمای متوسط حباب خشک اصفهان در ۱۰ سال گذشته [۳۱ و ۳۲]

مصرف آب در برج خنک‌کن خشک همراه با ریزش آب نیز در هر ساعت تابع دمای محیط است. مصرف سالیانه آب از انتگرال‌گیری (یا جمع) مصرف آب در روزهایی که دمای محیط بیش از دمای طراحی است، به دست می‌آید. بر این اساس، میانگین دمای حداقل و میانگین

است [۵]، سرعت حداکثر، V_{max} برابر $5/96 \text{ m/s}$ به دست می‌آید و با استفاده از مرجع [۳۶] با تعیین f و χ اختلاف فشار هوای ایجادشده در هر برج نمونه 50 Pa است. بنابراین با استفاده از رابطه (۱۹)، توان مصرفی هر برج نمونه در حالت ایدئال به دست می‌آید.

$$Po. = \dot{m} \Delta P / \rho \quad (19)$$

با اعمال راندمان 65% برای فن‌ها، توان مصرفی فن‌ها در برج خشک، $12/4 \text{ MW}$ به دست می‌آید. دبی آب ریزشی در هر برج نمونه نیز $1/37 \text{ kg/s}$ است [۵] که با استفاده از رابطه (۱۹) برای آب با توجه به اینکه برای دمای 45°C محیط نزدیک به 11000 عدد برج نمونه با ریزش آب مورد نیاز است. در نتیجه حداکثر 175 kW توان برای پمپاژ آب ریزشی با راندمان 85% مورد نیاز خواهد بود. بنابراین در حالت کلی، حداکثر توان برای مصرف داخلی برج جدید (شامل توان فن‌ها و پمپ‌ها)، $3/93\%$ قدرت خروجی واحدهای 320 مگاواتی نیروگاه اصفهان است.

۶. جمع‌بندی

مصرف آب زیاد برج‌های خنک‌کن تر نیروگاه‌های حرارتی بخار یکی از چالش‌های بزرگ کشور است. تاکنون هیچ تحلیل دقیقی برای تغییر برج‌های خنک‌کن تر این نیروگاه‌ها با برج خنک‌کن خشک اجباری انجام نشده است. در این مقاله، هدف، کاهش مصرف آب نیروگاه‌های بخار با جایگزینی برج خشک اجباری با آن‌ها با حداقل تغییرات در سیستم چگالنده و توربین است. یکی از معضلات این روش، پایین بودن کارایی برج‌های خشک در ساعات گرم روز است. برای این منظور و جهت حفظ بازده و قدرت خروجی نیروگاه، استفاده از ریزش آب در برج خنک‌کن در ساعات‌های اوج گرما پیشنهاد شده است. در ابتدا این گونه از برج‌ها مورد تحلیل قرار گرفته و شبیه‌سازی برای حالت‌های برج خشک با و بدون ریزش آب انجام شده و نتایج آن با نتایج تجربی یک برج خنک‌کن نمونه مقایسه شده و صحت آن مورد تأیید قرار گرفت. سپس بر اساس شرایط طراحی محیط، تعداد برج نمونه مورد نیاز در حالت خشک بر اساس مشخصات واحدهای 320 مگاواتی نیروگاه اصفهان محاسبه شده است. بر اساس دما و رطوبت محیط در شرایط طرح، میزان آب صرفه‌جویی شده 97% نسبت به برج تر فعلی نیروگاه به دست آمده است. همچنین توان الکتریکی مورد نیاز برای فن و پمپ‌های برج خشک حدود $12/56 \text{ MW}$ از یک واحد 320 مگاواتی می‌باشد که معادل $3/93\%$ کاهش توان خروجی نیروگاه است.

فهرست علائم

A : سطح مقطع جریان (m^2)

C_n : ضریب اثر تعداد ردیف

c_p : ظرفیت گرمایی ویژه ($\text{kJkg}^{-1}\text{C}^{-1}$)

D : قطر خارجی (m)

f : ضریب اصطکاک

H : ضریب انتقال گرمای جابه‌جایی ($\text{Wm}^{-2}\text{C}^{-1}$)

$H.H.$: ساعت‌های روز با دمای محیط بالای 30°C (hour)

h : آنتالپی (kJkg^{-1})

h_{fg} : گرمای نهان تبخیر (kJkg^{-1})

k : ضریب انتقال گرمای هدایتی ($\text{Wm}^{-1}\text{C}^{-1}$)

L : طول (m)

\dot{m} : دبی جرمی (kgs^{-1})

N : تعداد

Nu : عدد ناسلت

P : فشار ($\text{kgm}^{-1}\text{s}^{-2}$)

$Po.$: توان (W)

Pr : عدد پرانتل

Q : شار گرما (kW)

r : شعاع (m)

Re : عدد رینولدز

T : دما ($^\circ \text{C}$)

U : ضریب کلی انتقال گرما بر واحد سطح ($\text{Wm}^{-2}\text{C}^{-1}$)

V : سرعت (ms^{-1})

X : فاصله (m)

علائم یونانی

χ : ضریب تصحیح چیدمان لوله

γ : ضریب انتقال جرم ($\text{kgm}^{-2}\text{s}^{-1}$)

Δ : اختلاف

δ : ضخامت (m)

η : بازده

λ : عدد بدون بعد

ρ : چگالی (kgm^{-3})

ω : نسبت رطوبت (kgkg^{-1})

زیرنویس‌ها

0 : حالت مرجع

a : هوای خشک

T : کل، مجموع
 t : لوله
 v : بخار آب
 w : آب خنک‌شونده

e : تبخیر
 fin : پره
 g : هوای مرطوب
 i : درونی
 in : ورودی
 l : طول
 max : ماکزیمم
 min : مینیمم
 O : بیرونی
 out : خروجی
 s : ریزشی (اسپری)

سپاسگزاری

نویسندگان این مقاله از مدیریت و کارکنان محترم نیروگاه اصفهان که با اطلاعات و حمایت‌های خویش نویسندگان این تحقیق را یاری کرده‌اند، بسیار سپاسگزاری می‌کنند.

مراجع

- [1] Sun, Y., Guan, Z., Gurgenci, H., Wang, J., Dong, P. and Hooman, K.J.E., "Spray Cooling System Design and Optimization for Cooling Performance Enhancement of Natural Draft Dry Cooling Tower in Concentrated Solar Power Plants", energy, Vol. 168, pp. 273-84, 2019.
- [2] Alkhedhair, A., Gurgenci, H., Jahn, I., Guan, Z. and He, S., "Numerical Simulation of Water Spray for Pre-Cooling of Inlet Air in Natural Draft Dry Cooling Towers", Applied Thermal Engineering, Vol. 61, No.2, pp. 416-424, 2013.
- [3] Javadi, M., Golshani, A., Ghasemi, M., Anbarsooz, M. and Moghiman, M., "Improving Power Plant Efficiency Using Water Droplet Injection in Air Condensers", Engineering and Technology, Vol. 62, pp. 619-623, 2010.
- [4] Ahmadikia, H., Soleimani, M. and Gholami, E., "Simultaneous Effects of Water Spray And Crosswind on Performance of Natural Draft Dry Cooling Tower", Thermal Science, Vol. 17, No, 2, pp. 443-455, 2013.
- [5] Hasan, A.A., Performance Analysis of Heat Transfer Processes from Wet and Dry Surfaces: Cooling Towers and Heat Exchangers, Ph.D. Thesis, Helsinki University of Technology, Helsinki, Finland, 2005.
- [6] Hasan, A.A., "Thermal-Hydraulic Performance of Oval Tubes on a Cross-Flow of Air", Heat and Mass Transfer, Vol. 41, No. 8, pp. 724-733, 2005.
- [7] Hasan, A.A. and Siren, K., "Theoretical and Computational Analysis of Closed Wet Cooling Towers and Its Applications in Cooling of Buildings", Energy and Buildings, Vol. 34, pp. 477-486, 2002.
- [8] Hasan, A.A. and Siren, K., "Simplification of Analytical Models and Incorporation with CFD for the Performance Prediction of Closed Wet Cooling Towers", Energy Research, Vol. 26, No. 13, pp. 1161-1174, 2002.
- [9] Hasan, A.A. and Siren, K., "Performance Investigation of Plain and Finned Tube Evaporatively Cooled Heat Exchangers", Applied Thermal Engineering, Vol. 23, pp. 325-340, 2003.
- [10] Hasan, A.A. and Siren, K., "Performance Investigation of Plain Circular and Oval Tube Evaporatively Cooled Heat Exchangers", Applied Thermal Engineering, Vol. 24, pp. 777-790, 2004.
- [11] Wiksten, R. and Assad, M.E., "Heat and Mass Transfer Analysis of a Wavy Fin-And-Tube Heat Exchanger Under Fully and Partially Wet Surface Conditions", Thermal Sciences, Vol. 49, pp. 349-355, 2010.
- [12] Song, C.H., Lee, D.Y. and Ro, S.T., "Cooling Enhancement in an Air-Cooled Finned Heat Exchanger by Thin Water Film Evaporation", Heat and Mass Transfer, Vol. 46, pp. 1241-1249, 2003.
- [13] Chen, R.H., Chow, L.C. and Navedo, J.E., "Optimal Spray Characteristics in Water Spray Cooling", Heat and Mass Transfer, Vol. 47, pp. 5095-5099, 2004.
- [14] Chen, R.H., Chow, L.C. and Navedo, J.E., "Effects of Spray Characteristics on Critical Heat Flux in Subcooled Water Spray Cooling", Heat and Mass Transfer, Vol. 45, pp. 4033-4043, 2002.
- [15] Facaa, J. and Oliveira, A.C., "Thermal Behaviour of Closed Wet Cooling Towers for Use with Chilled Ceilings", Applied Thermal Engineering, Vol. 20, pp. 1225-1236, 2000.
- [16] Sarker, M.M.A., Kim, E., Moon, C.G. and Yoon, J.I., "Numerical Simulation of the Performance Characteristics of the Hybrid Closed Circuit Cooling Tower", Nonlinear Analysis: Modelling and Control, Vol. 13, No. 1, pp. 89-101, 2008.
- [17] Agrawal, R., Kaushik, S.C. and Bhatti, T. S., "A Simplified Thermal Modelling of Cooling Tower for Optimization of HVAC Systems to Enhance Energy Efficiency", Open Journal of Applied Sciences, Vol. 5, No. 2, pp. 335-343, 2015.
- [18] Alkhedhair, A., Guan, Z., Jahn, I., Gurgenci, H. and He, S., "Water spray for pre-cooling of inlet air for Natural Draft Dry Cooling Towers, Experimental study", Thermal Sciences, Vol. 90, pp. 70-78, 2015.
- [19] Schmidt, T.E., "Heat Transfer Calculations for Extended Surfaces", Refrigerating Engineering, Vol. 4, pp. 351-357, 1949.
- [20] Incropera, F.P. and Dewitt, D.P., Introduction to Heat Transfer, 6th Edition, Chapter 3., Wiley & Sons, New York, 2002.
- [21] Niitsu, Y., Naito, K. and Anzai, T., "Studies on Characteristics and Design Procedure of Evaporative Coolers", Journal of SHASE Japan, Vol. 43, No. 7, pp.

- 581-590, 1969.
- [22] Erens, P.J. and Dreyer, A.A., "An Improved Procedure for Calculating the Performance of Evaporative Closed Circuit Coolers", The 25th National Heat Transfer Conference, Houston, AIChE symposium series, Vol. 84, pp. 140-145, 1988.
- [23] Dittus, P.W. and Boelter, M.K., "Heat Transfer in Automobile Radiators of the Tabular Type", Heat and Mass Transfer, Vol. 12, pp. 3-22, 1985.
- [24] Sieder, E.N. and Tate, G.E., "Heat Transfer and Pressure Drop of Liquids in Tubes", International Engineering Chemistry, Vol. 28, pp. 1429-1436, 1936.
- [25] Gnielinski, V., "New Equations for Heat and Mass Transfer in Turbulent Pipe and Channel Flow", International Chemistry Engineering, Vol. 16, pp. 359-368, 1976.
- [26] White, F.M., *Viscous Fluid Flow*, 3rd Edition, Chapter 1, McGraw-Hill, New York, 2005.
- [27] ASHRAE, *Fundamentals, Refrigeration and Air Conditioning Engineers*, American Society of Heating, USA, 1997.
- [28] ASHRAE, *Systems and Equipment*, Refrigeration and Air Conditioning Engineers, American Society of Heating, USA, 1992.
- [29] Merkel, F., Verdunstungskuehlung, VDI Forschungearbeiten, No. 275, 1925.
- [30] Mizushima, T. and Miyashita, H.I., "Experimental Study of an Evaporative Cooler", International Chemical Engineering, Vol. 7, No. 4, pp. 727-732, 1967.
- [31] Parker, R.O. and Treybal, R.E., "The Heat Mass Transfer Characteristics of Evaporative Coolers", Chemical Engineering Progress Symposium, Vol. 57, No. 32, pp. 138-149, 1962.
- [32] *Cooling Tower Documents No. C.583 and C.749*, Islam Abad Power Plant, Isfahan, Iran, 1988.
- [33] Zukauskas, A.A., *Convective Heat Transfer in Cross Flow*, in S. Kakac, R.K. Shah, and W. Aung, eds, Handbook of Single-Phase Convective Heat Transfer, Chapter 6, Wiley & Sons, New York, 1987.
- [34] <http://weatherspark.com/averages/32805/5/Isfahan-Esfahan-Iran>, 17 Nov. 2015.
- [35] www.chaharmahalmet.ir/iranarchive.asp, 17 Nov. 2015.
- [36] Bejan, A., *Convection Heat Transfer*, 4th Edition, Chapter 7, Wiley & Sons, New York, 2013.