



صرفه‌جویی در مصرف آب برج خنک کن تر نیروگاهی توسط تبدیل به برج دوگانه با دو سیستم کنترل دبی هوا

شاهد تقیان دهاقانی^۱، حسین احمدی‌کیا^{۲*}

۱- کارشناس ارشد، مهندسی مکانیک، دانشگاه اصفهان، اصفهان

۲- دانشیار، مهندسی مکانیک، دانشگاه اصفهان، اصفهان

* اصفهان، صندوق پستی ۸۱۷۴۶-۷۳۴۴۱

چکیده

برج‌های خنک‌کن تر ظرفیت خنک‌کاری بالایی دارند. با این حال استفاده از برج‌های خنک‌کن تر به دلیل مصرف آب بالای آنها، در مناطق خشک و دچار بحران کم‌آبی مضلاطی را ایجاد می‌کند. در این پژوهش تبدیل برج خنک‌کن تر واحد ۵ نیروگاه اسلام‌آباد اصفهان به برج دوگانه با چدمان آب سری - هوا موازی بین دو قسمت تر و خشک، چهت کاهش مصرف آب بررسی گردیده است. برج خنک‌کن دوگانه با چیدمان پیشنهادی حاصل تغییرات را در دیگر اجزای نیروگاه موجب می‌شود و خزینه‌ی ساخت آن اندک است. برای برج‌های تر و دوگانه دو سیستم مقاومت کنترل دبی هوا بررسی شده است. در سیستم اول دبی هوا از طریق تعیین تعداد فن در حال کار و در سیستم دوم دبی هوا به صورت بهینه با استفاده از فن‌هایی با فن‌آوری بالا کنترل می‌شود. نتایج نشان دادند که سیستم کنترل بهینه‌ی دبی هوا به دلیل مصرف آب کمتر، توان مصرف کمتر فن‌ها و جلوگیری از نوسان‌های ناگهانی دبی هوا و در نتیجه نرخ مصرف آب، نسبت به سیستم دیگر مناسب‌تر است. برای سنجش اعتبار نتایج شبیه‌سازی برج تر و مبدل‌های هوا-خنک، به ترتیب از داده‌های واقعی نیروگاه و نتایج نرم‌افزار HTFS استفاده گردید. با توجه به نتایج، میزان صرفه‌جویی سالانه در مصرف آب توسط تبدیل برج خنک‌کن تر به برج خنک‌کن دوگانه، در صورت استفاده از سیستم تعیین تعداد فن در حال کار و سیستم بهینه‌ی کنترل دبی هوا به ترتیب حدود ۳۴۳۸۳۰ و ۳۴۸۷۱۸ متر مکعب به دست آمد.

اطلاعات مقاله

مقاله پژوهشی کامل

دریافت: ۱۵ دی ۱۳۹۴

پذیرش: ۰۱ اسفند ۱۳۹۴

ارائه در سایت: ۰۷ فروردین ۱۳۹۵

کلید واژگان:

برج خنک‌کن تر

برج خنک‌کن دوگانه

نیروگاه حرارتی

صرف آب

مبدل حرارتی هوا-خنک

Water conservation in power plant wet cooling tower through changing into hybrid tower using two airflow control systems

Shahed Taghian Dehaghani, Hossein Ahmadikia*

Department of Mechanical Engineering, University of Isfahan, Isfahan, Iran
* P.O.B. 81746-73441, Isfahan, Iran, ahmadikia@eng.ui.ac.ir

ARTICLE INFORMATION

Original Research Paper

Received 05 January 2016

Accepted 20 February 2016

Available Online 26 March 2016

Keywords:

Wet cooling tower

Hybrid cooling tower

Thermal power plant

Water consumption

Air-cooled heat exchanger

ABSTRACT

Wet cooling towers have a high cooling capacity. However, owing to consumption of large water quantities in wet cooling towers, using them in arid regions facing a water resource crisis might cause operational problems. In this research, changing the wet cooling tower of unit 5 of Isfahan Islamabad power plant into a hybrid cooling tower using parallel path wet/dry configuration is studied. The hybrid cooling tower with the recommended configuration causes minimal changes in the other power plant facilities and has a low construction cost. Two different airflow control systems are investigated for the wet and hybrid cooling towers. In the first system, the amount of airflow rate in the cooling tower is adjusted by means of switching tower ID fans on or off. In the second system, an optimum airflow control mechanism with high-tech fans is devised. The results reveal that the optimum airflow control system is more suitable than the other system, due to less water consumption, preventing the sudden fluctuations of airflow and consequently water consumption rates and less fan power consumption. Experimental data and results obtained by the HTFS software are used for validating the simulated results of the wet cooling tower and air-cooled heat exchangers, respectively. The results demonstrate that the annual amount of water conservation due to changing the wet cooling tower into hybrid tower is approximately 343830 and 348718 cubic meters for fan switching and optimum airflow control systems, respectively.

۱- مقدمه

برج‌های خنک‌کن تر ضمن داشتن قابلیت خنک‌کاری بالا، مصرف آب زیادی داشته و باعث ایجاد آلودگی‌های زیست محیطی مانند پساب‌های آلوده و مهربانی از دهانه برج می‌گردد. در برج‌های خنک‌کن تر به دلیل استفاده از سیستم پیشنهادی حاصل تغییرات را در دیگر اجزای نیروگاه موجب می‌شود و خزینه‌ی ساخت آن اندک است. برای برج‌های تر و دوگانه دو سیستم مقاومت کنترل دبی هوا بررسی شده است. در سیستم اول دبی هوا از طریق تعیین تعداد فن در حال کار و در سیستم دوم دبی هوا به صورت بهینه با استفاده از فن‌هایی با فن‌آوری بالا کنترل می‌شود. نتایج نشان دادند که سیستم کنترل بهینه‌ی دبی هوا به دلیل مصرف آب کمتر، توان مصرف کمتر فن‌ها و جلوگیری از نوسان‌های ناگهانی دبی هوا و در نتیجه نرخ مصرف آب، نسبت به سیستم دیگر مناسب‌تر است. برای سنجش اعتبار نتایج شبیه‌سازی برج تر و مبدل‌های هوا-خنک، به ترتیب از داده‌های واقعی نیروگاه و نتایج نرم‌افزار HTFS استفاده گردید. با توجه به نتایج، میزان صرفه‌جویی سالانه در مصرف آب توسط تبدیل برج خنک‌کن تر به برج خنک‌کن دوگانه، در صورت استفاده از سیستم تعیین تعداد فن در حال کار و سیستم بهینه‌ی کنترل دبی هوا به ترتیب حدود ۳۴۳۸۳۰ و ۳۴۸۷۱۸ متر مکعب به دست آمد.

Please cite this article using:

Sh. Taghian Dehaghani, H. Ahmadikia, Water conservation in power plant wet cooling tower through changing into hybrid tower using two airflow control systems, *Modares Mechanical Engineering*, Vol. 16, No. 4, pp. 17-28, 2016 (in Persian)

برای ارجاع به این مقاله از عبارت ذیل استفاده نمایید:

جداگانه برای جريان آب طراحی کردند. اين برج خنک‌کن قابلیت آن را داشت که جريان آب در آن، بين دو قسمت تر و خشك با هر دو آرایش سري يا موازي تقسيم گردد. در سال 2014 اردکاني و رنجبر [7] الگوي جريان هوائي ورودي به رادياتورهای برج خنک‌کن خشك هله را مطالعه نمودند. در اين تحقيق ميداني، الگوي جريان هوا در اطراف قسمت پاپين برج و درون دلتاهای برج خنک‌کن نيروگاه حرارتی منتظر قائم مورد ارزیابي قرار گرفت. در سال 2014 صباغ‌بزدی و قره‌جانلو [8] برای کاهش اثر انسداد دهانه خروجي دودکش برج هله و افزایش بازدهي آن در هنگام وزش باد، کاربرد تجهيزاتي را در بالاي برج پيشنهاد داده و برای اين کار از دو نمونه حلقه‌ي الاستيک با ارتفاع 5 و 10 درصد ارتفاع برج خنک‌کن استفاده کردند. در سال 2014 آسوابوس‌تيکول و کوانساتان [9] با استفاده از شبيه‌سازی عددی و آزمایش‌های مختلف، يك ارزیابي مقایسه‌ای از عملکرد برج‌های خنک‌کن دوغانه، در محدوده‌ي گستره‌های از شرایط کاري انجام دادند.

در اغلب تحقیقات انجام شده در زمینه‌ي برج‌های خنک‌کن که به آن‌ها اشاره گرديد، بررسی مصرف آب برج‌ها در شرایط عملکردی متفاوت و در خارج از شرایط طراحی، به طور ویژه مدنظر نبوده است. علی‌رغم اين که در تحقیقات و کارهایي که در گذشته انجام شده، استفاده از برج‌های خشك کمکی در کثار برج‌های ترجهت کاهش مصرف آب مد نظر قرار گرفته، به موضوع تبديل يك برج تر پيش‌ساخته به يك برج دوغانه (با اعمال تعیيراتي در ساختمان برج) و بررسی کارکرد برج دوغانه حاصل در شرایط عملکردی مختلف پرداخته نشده است. علاوه بر آن در تحقیقات انجام شده در زمینه‌ي طراحی و بررسی عملکرد يك برج تر دوغانه، فرض بر آن بوده که اين برج از ابتدا به صورت دوغانه طراحی شده و مورد استفاده قرار گيرد. در صورتی که مقصود اين پژوهش اين است که دوغانه‌سازی برج تر در حال کار با استفاده از مبدل‌های هوای خنک‌کن متصل به بدنه‌ي برج، مورد مطالعه قرار گرفته و به ویژه ميزان کاهش مصرف آب در برج دوغانه حاصل نسبت به برج تر موجود بررسی گردد. همچينين سعي شده اصلاحات انجامي تاثير کمي بر روی ديجر اجزاي نيروگاه گذاشته و هزينه‌ي اقتصادي آن نيز اندک باشد. در مرحله‌ي اول اين پژوهش برج خنک‌کن تر و مبدل‌های هوای خنک‌کن به طور جداگانه شبيه‌سازی گردیده و در گام بعدی از ترکيب اين برنامه‌ها و اعمال ملاحظات لازم، برج خنک‌کن دوغانه شبيه‌سازی شده است. برای بررسی اعتبار شبيه‌سازی، از داده‌های تجربی برج خنک‌کن تر واحد 5 نيروگاه اسلامآباد استفاده شده و نتایج مربوط به برج‌های تر و دوغانه به ازاي مشخصات اين برج ارائه شده‌اند. برنامه‌های تدوين شده قادر مي‌باشند برای شبيه‌سازی و محاسبه‌ي نرخ مصرف آب برج‌های خنک‌کن تر و دوغانه نيروگاه‌هاي ديجر نيز مورد استفاده قرار گيرند.

2- مبانی و معادلات حاكم

2-1- برج خنک‌کن تر باز با جريان مخالف اجباری

مهمنترين بخش برج تر باز، هسته‌ي خنک‌کننده مي‌باشد که سطح لازم تبادل جرم و حرارت را بين آب و هوا تامين مي‌کند. هسته خنک‌کننده به شكل يك محيط متخلخل متشكّل از لایه‌های نزدیک به هم است. در برج‌های تر باز، آب توسط يك سيستم توزيع به وسیله‌ي افشناننده روی اين شبکه‌ي متخلخل پاشیده مي‌شود. هوای محيط از طریق دریچه‌های هوا وارد برج خنک‌کن شده و به هنگام عبور از هسته‌ي خنک‌کننده در تماس کامل با آب قرار گرفته و پس از جذب رطوبت و افزایش دما به جو منتقل مي‌شود [10]. در "شکل 1"

موضوع باعث شده است که ارائه‌ي راهکاری برای کاهش مصرف آب خنک‌کن در اين مناطق مدنظر قرار گيرد. در برج‌های خنک‌کن خشك که از مبدل هوای خنک‌کن ساخته مي‌شوند، تبخير آبي وجود نداشته و تمامی انتقال حرارت از نوع محسوس مي‌باشد و در نتيجه ظرفیت خنک‌کاری آن‌ها از برج‌های تر به ميزان قابل ملاحظه‌اي كمتر است. مزيت مهم برج‌های خنک‌کن خشك، ميزان اتلاف آب بسيار پايان آن‌ها است. بنابراین جايگزيني برج‌های خنک‌کن تر با برج‌های خشك و يا به کارگيری برج‌های خشك به عنوان برج‌های کمکی در کثار برج‌های خنک‌کن تر مي‌تواند جهت کاهش مصرف آب در نيروگاه‌های حرارتی مدد نظر قرار گيرد. برج‌های خنک‌کن دوغانه ترکيبي از برج‌های خنک‌کن تر و خشك هستند. اين برج‌ها از نظر خصوصيات و همچينين مزايا و معایب در محدوده‌اي بين برج‌های خنک‌کن تر و خشك قرار دارند. به عنوان مثال، مصرف آب و قابلیت خنک‌کاری برج دوغانه از برج تر كمتر و از برج خشك بيشتر مي‌باشد. در اين مقاله تبديل برج خنک‌کن تر به برج دوغانه با هدف کاهش مصرف آب بررسی مي‌گردد.

عوامل مهمی که بر ميزان مصرف آب برج تر تأثير مي‌گذارند، عبارتند از: ساختمان برج، جنس اجزای برج، دبی آب، دمای آب ورودی به برج و شرایط هوای محيط. از بين عوامل ذکر شده تنها تعداد محدودی از آن‌ها را می‌توان جهت کاهش مصرف آب تغيير داد. در اکثر برج‌های خنک‌کن دوغانه، دمای آب خنک‌کن در مبدل‌های هوای خنک، پيش از ورود به هسته خنک‌کننده¹ برج تراحدودي کاهش مي‌باشد. اين موضوع موجب مي‌شود که باز حرارتی دفع شده از قسمت برج تر و در نتيجه مصرف آب آن کاهش پيدا کند. در واقع در اين گونه برج‌ها از تغيير پaramتر دمای آب ورودی جهت کاهش مصرف آب نسبت به برج تر استفاده مي‌گردد.

در سال 1975 کيتس [1] يك نوع برج خنک‌کن دوغانه با مسیر هوای موازي طراحی کرد که در آن کنترل دبی هوا به گونه‌اي انجام مي‌شود که مصرف آب به ميزان قابل توجهی کاهش پيدا مي‌کرد. در سال 1981 گليکمن و روزنو [2] يك طرح بديع و متفاوت از برج خنک‌کن دوغانه ارائه دادند که با طرح‌های پيش از خود تفاوت اساسی داشت و مصرف آب آن تنها حدود 37% برج تر با بعد مشابه بود. در سال 1997 ووديكا و فيچتر [3] نوعی برج خنک‌کن دوغانه طراحی کردند که در قسمت بالاي دارای يك محفظه به شكل يك هرم ناقص بود که در آن دو جريان مختلف هوا (جريان از پايان مربوط به برج تر و از بالا مربوط به برج خشك) با هم مخلوط مي‌شوند. اين طرح نه تنها موجب افزایش کيفيت اختلال دو جريان هوا گردید، بلکه باعث مي‌شود مقاومت (افت فشار) سد راه هر دو جريان کاهش پيدا کند. در سال 2010 رضائي و همكاران [4] جهت تخمين ميزان کاهش مصرف آب در نيروگاه‌های حرارتی در مناطق کم‌آب، اقدام به مدل‌سازی يك برج خنک‌کن دوغانه کرده و ميزان مصرف آب را در آن بررسی نمودند.

در سال 2013 ملک‌محمدی و همكاران [5] کاهش مصرف آب برج‌های خنک‌کن تر نيروگاه بخاري اسلام آباد اصفهان را مورد بررسی قرار دادند. برج‌های تر واحد 5 اين نيروگاه توسيط آن‌ها شبيه‌سازی شد و تغيير در دمای آب ورودی به برج تر، جهت بررسی تاثير آن در ميزان مصرف آب، مطالعه گردید. نتایج طراحی و مقایسه آن‌ها با اطلاعات چند نيروگاه دارای برج خشك، مؤيد اين بود که با عدم تغيير در دمای چگالنده و يا تعداد محدود مبدل حرارتی، صرفه‌جويي قابل ملاحظه‌اي در مصرف آب نيروگاه حاصل نخواهد شد. در سال 2013 زابو و همكاران [6] برج دوغانه‌اي با دو مدار

¹ Fill

$$\dot{q} = \gamma(h_{a,sat} - h_a) \quad (8)$$

یکی از تئوری‌های بسیار پرکاربرد برای تخمین عملکرد و طراحی برج خنک کن تر، تئوری مرکل¹ می‌باشد [15]. این تئوری در غالب یک معادله کمیت‌های مربوط به تجهیزات و ملزمومات خنک‌کاری را با کمیت‌های مربوط به انتقال حرارت در هسته‌ی خنک‌کننده برج تر مربوط می‌سازد. تئوری مرکل بر سه فرضیه‌ی اساسی استوار است [13]:

$$1. \text{ عدد لویس}^2 \text{ هوا} = \frac{H}{C_{p,a}\gamma} \text{ برابر با 1 در نظر گرفته می‌شود.}$$

2. از اتفاق آب توسط تبخیر در معادله‌ی انرژی صرف نظر می‌گردد.

3. هوا هسته‌ی خنک‌کننده را به صورت اشباع ترک می‌کند.

برای حصول معادله‌ی مرکل، یک المان کوچک از هسته‌ی خنک‌کننده (مطابق "شکل 1") در جریان مخالف در نظر گرفته می‌شود. نرخ انتقال حرارت از آب به هوا در این المان (dQ) توسط معادله‌ی (9) به دست می‌آید. در این معادله سطح تماس آب و هوا بر واحد حجم، dV ، حجم المان، m_{awa} مساحت ورودی هوا در المان موردنظر از هسته‌ی خنک‌کننده، dh_a دبی جرمی هوا مربوط عبوری از المان بر واحد سطح المان مذکور، A_{vol} سطح تبادل حرارت، ω_{sat} نسبت رطوبت هوا اشباع و γ ضریب انتقال جرم می‌باشد.

انتقال حرارت در حجم کنترل "شکل 1" از دو بخش محسوس (dQ_c) و

نهان (dQ_m) ناشی می‌شود که به ترتیب در معادلات (3) و (4) آورده شده‌اند [12,13].

سطح تماس آب و هوا در قسمت کوچکی از هسته‌ی خنک‌کننده نشان داده شده است.

جهت طراحی و تخمین عملکرد یک برج خنک کن تر، علاوه بر قانون اول ترمودینامیک، معادله‌ی طراحی حرارتی و معادله‌ی مشخصه‌ی هسته‌ی خنک‌کننده مورد نیاز است.

برای حجم کنترل نشان داده شده در "شکل 1" معادلات بقای جرم و انرژی به ترتیب توسط معادلات (1) و (2) نشان داده می‌شوند [11,12].

$$dm_w = m_a d\omega = \gamma(\omega_{sat} - \omega) dA \quad (1)$$

$$m_a dh_a = m_w dh_w + h_w dm_w \quad (2)$$

که در آن m_w دبی جرمی آب، m_a دبی جرمی هوا خشک، h_w انتالپی هوا، h_a انتالپی هوا مربوط بر واحد جرم هوا خشک و ω نسبت رطوبت (نسبت جرم بخار آب به جرم هوا خشک)، A سطح تبادل حرارت،

ω_{sat} نسبت رطوبت هوا اشباع و γ ضریب انتقال جرم می‌باشد.

انتقال حرارت در حجم کنترل "شکل 1" از دو بخش محسوس (dQ_c) و نهان (dQ_m) ناشی می‌شود که به ترتیب در معادلات (3) و (4) آورده شده‌اند.

[12,13]

$$dQ_c = H(T_w - T_a)dA \quad (3)$$

$$dQ_m = h_v dm_w = h_v \gamma(\omega_{sat} - \omega) dA \quad (4)$$

که در آن H ضریب انتقال حرارت جابجایی، T_w دمای آب، T_a دمای هوا و h_v انتالپی بخار آب می‌باشد. انتالپی بخار آب به وسیله‌ی رابطه‌ی (5) تعیین می‌گردد.

$$h_v = h_{fgw,0} + C_{p,v}T_w \quad (5)$$

که در آن $h_{fgw,0}$ گرمای نهان آب در دمای مرجع (0°C) و $C_{p,v}$ گرمای ویژه‌ی بخار آب در فشار ثابت است. انتالپی هوا مربوط بر واحد جرم هوا خشک (h_a) توسط رابطه‌ی (6) و انتالپی هوا اشباع در دمای بالک آب ($h_{a,sat}$) توسط رابطه‌ی (7) محاسبه می‌شود.

$$h_a = C_{p,a}T_a + \omega(h_{fgw,0} + C_{p,v}T_a) \quad (6)$$

$$h_{a,sat} = C_{p,a}T_w + \omega h_v + (\omega_{sat} - \omega)h_v \quad (7)$$

که در آن $C_{p,a}$ گرمای ویژه‌ی هوا در فشار ثابت می‌باشد. اگر دمای هوا در سطح تماس آب و هوا برابر با دمای آب بوده و هوا در محل سطح تماس در حالت اشباع باشد، می‌توان مجموع شار حرارتی محسوس و نهان بر واحد سطح (\dot{q}) را از معادله‌ی (8) به دست آورد [14]. با توجه به معادله‌ی (8) می‌توان ملاحظه کرد که نیروی حرکه انتقال گرما می‌تواند توسط اختلاف انتالپی در یک مخلوط هوا و بخار آب بیان شود.

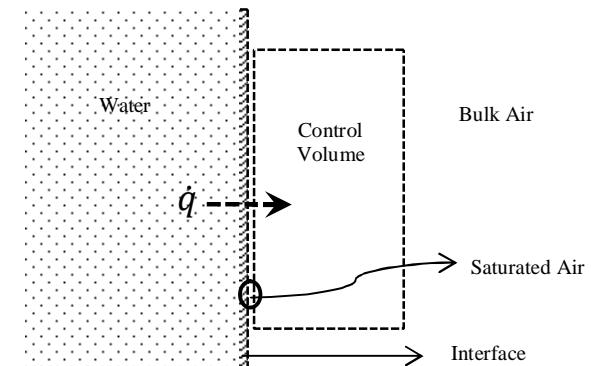


Fig. 1 سطح تماس آب و هوا در هسته‌ی خنک‌کننده برج خنک کن تر

$$dQ = \dot{q} A_{vol} dV = (m_{awa} dA_a) dh_a \quad (9)$$

با جای‌گذاری \dot{q} از رابطه‌ی (8) و قرار دادن $dA_a dz$ معادله‌ی (10) مکانی در راستای حرکت آب در المان مربوطه به جای dV ، معادله‌ی (10) حاصل می‌شود [11]:

$$\frac{dh_a}{h_{a,sat} - h_a} = \frac{\gamma A_{vol} dz}{m_{awa}} \quad (10)$$

با توجه به فرضیات و روابط بیان شده می‌توان معادله‌ی (10) را به صورت معادله‌ی (11) نیز نوشت:

$$\frac{dh_w}{h_{a,sat} - h_a} = \frac{\gamma A_{vol} Adz}{m_w} \quad (11)$$

که در آن m_w میزان دبی آب عبوری از المان مورد نظر از هسته‌ی خنک‌کننده و dh_w تغییر انتالپی مخصوص آب در عبور از این المان می‌باشد. با انتگرال‌گیری از معادله‌ی (11) در طول هسته‌ی خنک‌کننده، معادله‌ی (12) به دست می‌آید [13].

$$\int_{h_{w,out}}^{h_{w,in}} \frac{dh_w}{h_{a,sat} - h_a} = \int_{z_{in}}^{z_{out}} \frac{\gamma A_{vol}}{m_w} Adz \quad (12)$$

به معادله‌ی انتگرالی (12) معادله‌ی مرکل گفته می‌شود. سمت چپ این معادله وابسته به خواص و حالت آب و هوا در ورودی و خروجی برج بوده و سمت راست آن وابسته به ویژگی‌های هسته‌ی خنک‌کننده می‌باشد. در اکثر مراجع به انتگرال سمت راست معادله‌ی (12)، I_p و به انتگرال سمت چپ آن I_M مطلق می‌گردد. به دست آوردن I_p پیچیده و مشکل بوده و این پارامتر از طریق روابط تجربی و نمودارهای ارائه شده توسط شرکت سازنده‌ی هسته‌ی خنک‌کننده محاسبه می‌گردد. در تئوری مرکل برای محاسبه‌ی I_M از روش عددی چبیشف³ استفاده می‌شود [16].

I_M مشخصه حرارتی برج تر و I_p مشخصه‌ی هسته‌ی خنک‌کننده نام دارند. همان‌طور که در معادله‌ی (12) مشاهده می‌شود، در طراحی حرارتی برج تر و تخمین عملکرد آن، معیار اصلی برابر بودن I_M و I_p می‌باشد. در

¹ Merkel

² Lewis

³ Chebyshev

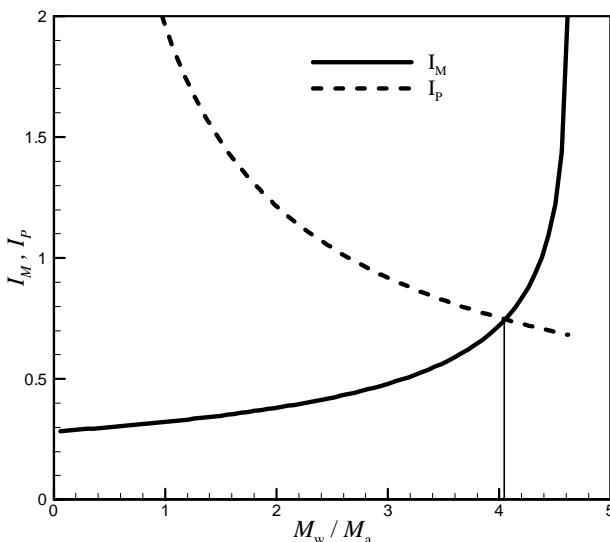


Fig. 2 Obtaining water to air mass flow ratio for the design condition of the wet cooling tower of Isfahan Islamabad power plant

شکل 2 محاسبه‌ی نسبت دبی جرمی آب به هوا در نقطه‌ی طرح برج خنک کن تر نیروگاه اسلام‌آباد اصفهان

حدود 0.0008 دبی آب ورودی به برج می‌باشد، می‌توان میزان مصرف آب (WC) را در این برج‌ها مطابق معادله‌ی (17) بدست آورد [5,20].

$$WC = Evap + 0.0008M_w \quad (17)$$

اگر در برج تر از فن‌هایی با دور متغیر استفاده شود، توان مصرفی نیز دچار تغییر می‌شود. براساس قوانین سه گانه‌ی فن، توان مصرفی فن با مکعب دور فن مناسب است. باید توجه داشت که این تناسب در صورتی صادق است که سیستم (مشخصات هندسی برج) و همچنین مشخصات هندسی فن ثابت بماند و فقط دور فن تغییر یابد [21].

2-2- مبدل حرارتی هوا-خنک

در مبدل‌های هوا-خنک از هوا به عنوان سیال خنک‌کننده استفاده می‌شود. بسیاری از مبدل‌های حرارتی هوا-خنک مورد استفاده در صنعت از نوع مبدل‌های حرارتی فشرده هستند که بسته به کاربرد موردنظر در انواع و ابعاد مختلف مورد استفاده قرار می‌گیرند. مبدل‌های هوا-خنک به لحاظ شکل و هندسه‌ی لوله و پره در انواع مختلف وجود دارند. مبدل‌های مورد استفاده در این تحقیق، دارای لوله‌های دایروی با پره‌های دیسکی می‌باشند. آرایش جریان در این گونه مبدل‌ها از نوع متقاطع است. جزئیات و ملاحظات مربوط به تخمین اندازه و طراحی دسته لوله‌های پره‌دار در مبدل‌های مذکور، در استاندارد API 661² [22] آورده شده است.

روش‌های بسیاری در زمینه‌ی طراحی و تخمین عملکرد انواع مبدل‌های حرارتی موجود است. مشهورترین این روشنها – NTU – ε و روش اختلاف دمای متوسط لگاریتمی (LMTD) می‌باشند. NTU در حقیقت تعداد واحدهای انتقال ε بازده عملکرد مبدل حرارتی است. در واقع ε نسبت انتقال حرارت واقعی به حداقل انتقال حرارت ممکن در مبدل می‌باشد. برای محاسبات مربوط به مبدل‌های حرارتی هوا-خنک در این مقاله از روش ε استفاده شده است [23]. روابطی که در این قسمت آورده می‌شود، برای محاسبات مربوط به مبدل‌های هوا-خنک با لوله‌های دایروی و پره‌های دیسکی کاربرد دارند.

² American Petroleum Institute

تبیین I_P دو دیدگاه وجود دارد، دیدگاه اول بررسی I_P با استفاده از NTU (تعداد واحدهای انتقال) بوده و دیدگاه دوم که پرکاربردتر می‌باشد، استفاده از کمیت مشخصه‌ی هسته‌ی خنک‌کننده یا عبارت $\frac{KaV}{L}$ است. این عبارت بیانگر معیاری برای تشخیص عملکرد هسته‌ی خنک‌کننده بوده و برابر با خود مقدار کمیت I_P در نظر گرفته می‌شود [17]. معادله‌ی مرکل به صورت معادله‌ی (13) نیز نوشته می‌شود [19,18].

$$\int_{h_{w,out}}^{h_{w,in}} \frac{dh_w}{h_{a,sat} - h_a} = \frac{KaV}{L} \quad (13)$$

که در آن K ضریب انتقال جرم، a برابر با سطح تماس آب و هوا بر واحد حجم، L دبی جرمی آب عبوری از المان بر واحد سطح المان مورد نظر از هسته‌ی خنک‌کننده بوده و V حجم مؤثر هسته‌ی خنک‌کننده بر واحد سطح پیشانی هسته‌ی خنک‌کننده بوده و جایگزین $(z_2 - z_1)$ شده است. I_P به صورت یک تابع توانی از دبی آب و دبی هوا یا نسبت آن‌ها بیان می‌گردد. اگر از اثرات تغییرات سرعت هوا بر روی I_P صرف‌نظر شود، می‌توان I_P را به صورت معادله‌ی (14) بیان کرد [18].

$$I_P = \frac{KaV}{L} = \lambda \left(\frac{M_w}{M_a} \right)^\beta \quad (14)$$

که در آن β در بازه‌ی 0-0.35- تا 1.1- تغییر کرده و متوسط آن بین 0.55- تا 0.65- می‌باشد و M_w دبی آب ورودی به برج و M_a دبی هوا در برج بوده و λ نیز ضریب تناسب است [18]. با توجه به رابطه‌ی 14 شرکت هامون-سوبلکو¹ (شرکت سازنده‌ی برج‌های تر نیروگاه اسلام‌آباد اصفهان) توسط آزمایش‌هایی که بر روی برج‌های خنک‌کن تر نیروگاه اسلام‌آباد انجام داده، مقدار λ را در رابطه‌ی مذکور برابر 1.96 و مقدار β را 0.69 به دست آورده است [20].

یکی از پارامترهای اصلی و مهم در طراحی حرارتی برج‌های تر، نسبت دبی جرمی آب به هوا $\left(\frac{M_w}{M_a}\right)$ بوده و پارامترهای زیادی در طراحی از جمله دبی و ابعاد فن به این پارامتر وابسته هستند. برای یافتن این پارامتر باید منحنی‌های I_P و I_M را بر حسب نسبت دبی در یک نمودار رسم کرده و نقطه‌ی تلاقی آن‌ها را یافت. نسبت دبی در نقطه‌ی تلاقی به دست آمده، همان نسبت دبی طراحی خواهد بود. در "شکل 2" نمودار به دست آورده نسبت دبی نقطه‌ی طرح برای برج خنک کن واحد 5 نیروگاه اسلام‌آباد اصفهان آورده شده است. با توجه به "شکل 2" این نسبت برای برج مذکور برابر با 4.05 می‌باشد. رطوبت ویژه مانند نسبت رطوبت معياري برای تعیین میزان رطوبت هوا است و در واقع نسبت جرم بخار آب موجود در هوا به کل جرم هوای مرتبط می‌باشد. رطوبت ویژه با f نشان داده شده و در معادله‌ی (15) رابطه‌اش با نسبت رطوبت مشخص گردیده است؛ که در آن $m_{a,moist}$ جرم هوای مرتبط و m_a جرم هوای خشک می‌باشد. میزان تبخیر آب در هسته‌ی خنک‌کننده برج تر توسط معادله‌ی (16) به دست می‌آید [5,16].

$$f = \frac{m_v}{m_{a,moist}} = \frac{m_v}{m_a + m_v} = \frac{\omega}{1 + \omega} \quad (15)$$

$$Evap = \left[\frac{M_{v,out} - M_{v,in}}{M_a} \right] M_a = M_a (f_{out} - f_{in}) \quad (16)$$

در معادله‌ی (16)، $M_{v,in}$ و $M_{v,out}$ به ترتیب دبی جرمی بخار آب ورودی و خروجی هسته‌ی خنک‌کننده، M_a دبی هوای مرتبط عبوری از هسته‌ی خنک‌کننده و f_{out} و f_{in} به ترتیب رطوبت ویژه هوای ورودی و خروجی هسته‌ی خنک‌کننده می‌باشند. با توجه به این که مقدار قطرات آب بسیار ریز جدا شده از برج‌های تر واحدهای 4 و 5 نیروگاه اسلام‌آباد اصفهان

¹ Hamon-Sobelco

سمت داخل لوله، R_{D_0} ضریب رسوب گذاری در سمت هوای H_i ضریب انتقال حرارت جابجایی سمت داخل لوله، H_0 ضریب انتقال حرارت جابجایی سمت مقاومت تماسی بین لوله و پره‌ها، A_{con} سطح تماس بین لوله و پره‌ها، d_i قطر داخلی لوله، A_i سطح انتقال حرارت داخلی لوله و k_{tube} ضریب هدایت حرارتی لوله می‌باشند.

2-3-2- برج خنک کن دوغانه باز با جريان مخالف و مکش اجباری

برج خنک کن دوغانه باز جريان مخالف، از یک برج خنک کن تر باز و تعدادی مبدل حرارتی هوای-خنک تشکیل می‌شود. هسته خنک کننده این برج‌ها به صورت افقی نسبت می‌گردد. این برج‌ها در چیدمان‌های مختلف به لحاظ ساختمان و همچنین از نظر مسیر جريان‌های آب و هوای دو قسمت خشک و تر (سری یا موازی) موجود هستند. یکی از کارآمدترین چیدمان‌ها در برج‌های خنک کن دوغانه، چیدمان معروف به PPWD⁴ می‌باشد. در این آرایش، هوای به صورت موازی و آب به صورت سری بین دو قسمت برج تر و مبدل‌های هوای-خنک جريان می‌باید. به طوری که یک فن مکشی در بالای برج، جريان هوای را به صورت موازی از دو قسمت برج تر و مبدل‌ها به سمت خود می‌کشد و این دو جريان در یک محفظه اختلاط، با هم مخلوط می‌شوند [9]. در "شکل 3" نمایی از یک برج خنک کن دوغانه با چیدمان PPWD آمده است.

در چیدمان PPWD، دبی کل هوای خروجی از فن، برابر با مجموع دبی هوا در دو قسمت تر و خشک می‌باشد. مبنای تقسیم دبی هوا بین دو قسمت تر و خشک به گونه‌ای است که افت فشار هر دو جريان از ورودی تا محفظه اختلاط با یکدیگر مساوی باشد. این چیدمان دو ویژگی مهم دارد. یکی آن که هوای گرم خروجی از مبدل‌های هوای-خنک وارد هسته خنک کننده نمی‌شود و از سیستم دفع می‌گردد. دیگر آن که استفاده از این ساختار برای دوغانه‌سازی برج تر باعث کاهش دبی تولیدی فن برج تر نخواهد شد. با وجود این که چیدمان‌های گوناگونی از برج‌های دوغانه وجود دارد، با توجه به مشخصات برج‌های خنک کن نیروگاه اسلام‌آباد، چیدمان PPWD جهت تبدیل برج‌های نیروگاه به برج دوغانه به میزان قابل توجهی مناسب‌تر است. همچنین با توجه به شرایط نیروگاه، این چیدمان از نقطه نظر اقتصادی نیز نسبت به سایر چیدمان‌ها بهتر می‌باشد. دوغانه‌سازی برج خنک کن تر، علاوه بر کاهش مصرف آب، باعث کاهش آلودگی‌های زیست-محیطی به ویژه مه خروجی از دهانه برج می‌گردد.

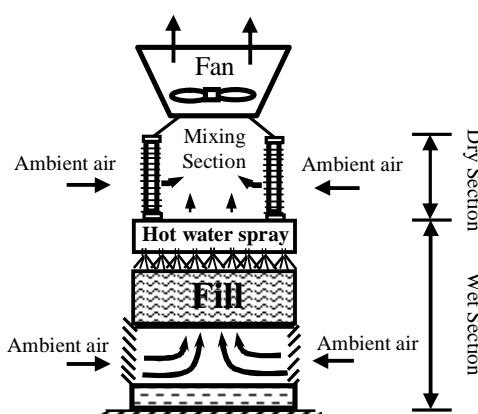


Fig. 3 Hybrid cooling tower with PPWD configuration
شکل 3 برج خنک کن دوغانه با چیدمان PPWD

⁴ Parallel Path Wet/Dry

اگر A_f سطح تبادل حرارت پره‌ها و A_t کل سطح تبادل حرارت در سمت هوای (سمتی که پره‌ها نصب می‌گردد). باشد، نسبت این دو را می‌توان از رابطه‌ی (18) به دست آورد [23].

$$\frac{A_f}{A_t} = \frac{2l_f(D_r + l_f) + \delta(D_r + 2l_f)}{2l_f(D_r + l_f) + \delta(D_r + 2l_f) + D_r S} \quad (18)$$

که در آن D_r قطر خارجی لوله، l_f ارتفاع پره، δ ضخامت پره و S محاصله بین لبه دو پره‌ی متواالی می‌باشد. پارامتر هندسی مهم دیگری که در محاسبات مورد بحث کاربرد دارد، نسبت کل سطح تبادل حرارت سمت هوای سطح لوله بدون پره (A_b) می‌باشد که توسط رابطه‌ی (19) محاسبه می‌گردد. در این رابطه $D_f = D_r + 2l_f$ می‌باشد.

$$\frac{A_t}{A_b} = \frac{\frac{1}{2}(D_f^2 - D_r^2) + D_f \delta + D_r S}{D_r(S + \delta)} \quad (19)$$

برای محاسبات انتقال حرارت سمت هوای از ضریب کولربن استفاده می‌شود که طبق رابطه‌ی (20) تعریف شده و برای مبدل‌های هوای-خنک با لوله‌ای دابروی و پره‌های دیسکی توسط رابطه‌ی (21) به دست می‌آید [23].

$$j \equiv \frac{H}{GC_p} Pr^{\frac{2}{3}} \quad (20)$$

$$j = 0.134 Re_a^{-0.319} \left(\frac{S}{l_f} \right)^{0.2} \left(\frac{S}{\delta} \right)^{0.1134} \quad (21)$$

که در آن H ضریب انتقال حرارت جابجایی، C_p گرمای ویژه، Pr کولربن، G سرعت جرمی (حاصل ضرب سرعت در چگالی)، Re_a عدد بدون پرانتل و l_f عدد رینولدز سمت هوای است. یک پارامتر مهم دیگر در مبدل‌های هوای-خنک پره‌دار، سرعت جرمی (G) بیشینه (حاصل ضرب سرعت بیشینه در چگالی) می‌باشد. که برای سمت هوای مطابق معادله‌ی (22) قابل محاسبه است.

$$G_{a,max} = \left[\frac{2P_{a,in} \eta_0 \left(\frac{\Delta P_a}{P_{a,in}} \right)}{\frac{1}{\rho_m} Pr^{\frac{2}{3}} (1.1NTU)} \left(\frac{j}{f} \right) \right]^{\frac{1}{2}} \quad (22)$$

که در آن f ضریب اصطکاک فانینگ²، $P_{a,in}$ فشار هوای ورودی، ρ_m متوسط چگالی هوای در ورودی و خروجی و η_0 بازده حرارتی کلی سطح پره‌دار می‌باشد. برای محاسبه افت فشار سمت هوای در مبدل‌های حرارتی مورد بحث از معادله‌ی (23) استفاده می‌گردد [24].

$$\Delta P_a = \frac{G_{a,max}^2}{2\rho_{a,in}} \left[2 \left(\frac{\rho_{a,in}}{\rho_{a,out}} - 1 \right) + f_d N_L \frac{\rho_{a,in}}{\rho_{a,m}} \right] \quad (23)$$

در معادله‌ی (23)، $\rho_{a,in}$ و $\rho_{a,out}$ به ترتیب چگالی هوای متوسط، ورودی و خروجی، f_d ضریب اصطکاک دارسی³ و N_L تعداد ردیف لوله در مقابل جريان هوای می‌باشد. محاسبات مربوط به انتقال حرارت و افت فشار سیال داخل لوله، در مبدل‌های موردنی مورد بحث مشابه مبدل‌های لوله-پوسته بوده که در مرجع [23] آورده شده است.

معادله‌ی (24) برای طراحی و تخمین عملکرد مبدل حرارتی هوای-خنک استفاده می‌گردد. از این معادله برای محاسبه ضریب انتقال حرارت کلی، برای حالتی که پره‌های بلند به کار گرفته شوند، استفاده می‌شود [25].

$$\frac{1}{U_D A_t} = \left(\frac{1}{H_i} + R_{D,i} \right) \frac{1}{A_i} + \frac{\ln \left(\frac{D_r}{d_i} \right)}{2\pi k_{tube} L} + \frac{R_{con}}{A_{con}} + \frac{1}{A_t \eta_0 H_0} + \frac{R_{D_0}}{\eta_0 A_t} \quad (24)$$

که در آن U_D ضریب انتقال حرارت کلی، $R_{D,i}$ ضریب رسوب گذاری در

¹ Colburn

² Fanning

³ Darcy

خروجی باید بر روی 37.2°C (دمای خروجی در شرایط طرح نیروگاه) تنظیم گردد، زیرا انحراف نسبت به این دما باعث می‌شود عملکرد چگالنده نیز دچار تغییر گردد. بنابراین برای این سیستم شبیه‌سازی به گونه‌ای انجام شده است که به محض این که دمای آب خروجی به میزان معینی از نقطه‌ی طرح بیشتر شود، یک فن روشن شده و وارد مدار می‌گردد تا دما را به حد محدوده‌ی مجاز برساند. اگر با اضافه شدن یک فن، هنوز دما به حد مجاز نرسیده باشد، یک فن دیگر مجدها وارد مدار شده و این روند تا زمانی که دما به حد مجاز برسد ادامه خواهد یافت.

تا آن جایی که به خود برج تر مربوط می‌گردد، شرکت سازنده‌ی برج تر نیروگاه اسلام‌آباد اصفهان مقدار مجاز نوسان محدوده‌ی خنک‌کاری¹ (اختلاف دمای ورودی و خروجی آب، که در نقطه‌ی طرح برابر با 7.8°C می‌باشد.) نسبت به نقطه‌ی طرح را ۲۰٪، یعنی معادل 1.56°C اعلام کرده است. البته در عمل به دلیل جلوگیری از اخلاق در عملکرد چگالنده و احتراز از تغییر دمای چگالنده بیش از حد مجاز، این مقدار کمتر از 1.56°C در نظر گرفته می‌شود.

در تمامی برنامه‌های تدوین شده برای سیستم کنترل دمای هوا از طریق تعیین تعداد فن روشن، مقدار مجاز تجاوز از دمای آب خروجی در نقطه‌ی طراحی، برای برج تر 0.3°C و برای برج دوغانه (به دلیل کاهش ظرفیت خنک‌کاری نسبت به برج تر) 0.5°C منظور شده است. البته این کار بدین معنا نیست که به عنوان مثال در همه‌ی حالت‌ها دمای آب خروجی از برج خنک‌کن برابر 37.7°C است؛ بلکه بدین معنا است که به محض تجاوز دمای آب خروجی از 37.7°C یک فن اضافه وارد مدار خواهد شد. با اضافه شدن یک فن، دما کمتر از 37.7°C شده و به نقطه‌ی طرح نزدیک خواهد گردید. کلیه نتایج برای مجموع ۱۲ سل برج تر واحد ۵ نیروگاه اسلام‌آباد اصفهان محاسبه شده‌اند.

عیب اصلی سیستم کنترل تعداد فن روشن آن است که در آن نمی‌توان دمای آب خروجی از برج را با دقت بالا تنظیم و کنترل نمود. ممکن است به عنوان مثال در شرایطی برای رساندن دمای آب خروجی به مقدار مجاز، تنها به میزان $\frac{\text{m}^3}{\text{s}}$ ۴۰ دمای هوای اضافی مورد نیاز باشد، در صورتی که با اضافه کردن یک فن، مقدار بسیار بیشتری (حدود $\frac{\text{m}^3}{\text{s}}$ ۴۵۰) برای برج تر واحد ۵

جدول ۱ مشخصات اصلی برج خنک کن تر نیروگاه اسلام‌آباد اصفهان

Table 1 The main characteristics of the wet cooling tower of Isfahan Islamabad power plant

12	تعداد سل ² (تعداد فن)
8.23	قطر هر فن (m)
450	دبی تولیدی هر فن ($\frac{\text{m}^3}{\text{s}}$)
1450	دور موتور گرداننده فن (rpm)
3950	دبی آب به ازای یک سل ($\frac{\text{m}^3}{\text{h}}$)
96.1	مساحت قسمت ورودی هوا برای یک سل (m^2)
155.1	سطح پیشانی هسته‌ی خنک‌کننده برای یک سل (m^2)
4.28	سرعت هوا در ورودی ($\frac{\text{m}}{\text{s}}$)
1600	ارتفاع از سطح دریا (m)
45	دمای آب ورودی ($^{\circ}\text{C}$)
37.2	دمای آب خروجی ($^{\circ}\text{C}$)

¹ Cooling Range
² Cell

با توجه به این که برج‌های دوغانه ترکیبی از برج‌های تر و خشک هستند، اکثر قریب به اتفاق معادلات حاکم بر آن‌ها نیز همان معادلات حاکم بر برج‌های خنک‌کن تر و مبدل‌های هوا-خشک می‌باشند. با توجه به نوع چیدمان برج دوغانه، تعداد روابط اندکی علاوه بر معادلات و روابط قسمت‌های خشک و تر باید مد نظر گرفته شوند.

در چیدمان PPWD علاوه بر مربوط به برج‌های تر و خشک ملاحظات جدیدی باید در نظر گرفته شوند که عبارتند از:

1. دمای هوا کل، برابر با مجموع دمای هوا در قسمت‌های تر و خشک می‌باشد.

2. افت فشار هوا از ورودی تا محفظه‌ی اختلاط برای هر دو جریان موازی هوا (به دلیل موازی بودن) یکسان است.

3. در صورت عبور تمام دمای آب از مبدل‌های هوا-خشک، دمای آب ورودی به قسمت تر برابر با دمای آب خروجی از قسمت خشک است.

4. در صورت عبور کسری از دمای کل آب از مبدل‌های هوا-خشک، دمای آب ورودی به هسته‌ی خنک‌کننده بیشتر از دمای آب خروجی از مبدل‌های هوا-خشک خواهد بود.

با توجه به "شکل ۳"، اگر معادلات بقای جرم هوای خشک، بقای جرم رطوبت موجود در هوا و بقای انرژی را برای محفظه‌ی اختلاط چیدمان PPWD نوشته و با هم ترکیب نماییم، به معادله‌ی (25) می‌رسیم [9].

$$G_{WCT} = 1 - \frac{G_{DCT}}{G_T} = \frac{h_4 - h_2}{h_3 - h_2} = \frac{w_4 - w_2}{w_3 - w_2} \quad (25)$$

که در آن G_{WCT} دمای جرمی هوا از برج تر، G_{DCT} دمای جرمی هوا از برج خشک، و G_T دمای جرمی کل هوا از برج خنک‌کن دوغانه می‌باشد. همچنین h_2 و w_2 به ترتیب انتالپی مخصوص و نسبت رطوبت هوای خروجی از مبدل‌های هوا-خشک، h_3 و w_3 به ترتیب انتالپی مخصوص و نسبت رطوبت هوای خروجی از هسته خنک‌کننده و h_4 و w_4 به ترتیب انتالپی مخصوص و نسبت رطوبت هوای خروجی از محفظه‌ی اختلاط هستند. بسته به این که مقدار $\frac{G_{WCT}}{G_T}$ چقدر باشد، عملکرد برج از نظر میزان کارکرد قسمت تر و قسمت خشک تغییر می‌کند. اگر این نسبت برابر یک باشد، برج دوغانه مذکور به صورت یک برج تر و اگر برابر صفر باشد، به صورت یک برج خشک عمل خواهد کرد. همچنین مقدار گرمای دفع شده از هر قسمت نیز تابعی از نسبت دمای مذکور می‌باشد. اگر Q_{WCT} و Q_{DCT} به ترتیب حرارت دفع شده از قسمت‌های تر، خشک و کل برج دوغانه باشد، معادله‌ی (26) برقرار می‌شود [9].

$$\frac{Q_{WCT}}{Q_T} = 1 - \frac{Q_{DCT}}{Q_T} = \frac{\frac{G_{WCT}}{G_T} (h_3 - h_1)}{\left(\frac{G_{WCT}}{G_T}\right) h_3 + \left(1 - \frac{G_{WCT}}{G_T}\right) h_2 - h_1} \quad (26)$$

3- شبیه‌سازی

در گام نخست، برج خنک‌کن تر واحد ۵ نیروگاه اسلام‌آباد اصفهان شبیه‌سازی شده است. مشخصات اصلی این برج در "جدول ۱" آمده است. شبیه‌سازی برج تر برای دو سیستم متفاوت کنترل دمای هوا انجام گرفته است. سیستم اول که مشابه سیستمی است که در حال حاضر در نیروگاه اسلام‌آباد مورد استفاده قرار می‌گیرد، کنترل دمای از طریق تعیین تعداد فن در حال کار (روشن) است. عملکرد این سیستم به گونه‌ای است از طریق روشن یا خاموش کردن فن‌ها دمای آب خروجی را کنترل می‌نماید. در بهترین حالت، دمای

هوای خنک به سیستم به مقدار $45175.4 \frac{m^3}{h}$ می‌رسد؛ یعنی کاهشی در حدود 4.7% خواهد داشت. دلیل این موضوع افزایش مقاومت در برابر جریان آب و در نتیجه بالا رفتن میزان افت هد است. تا آن جایی که به کار کرد پمپ مربوط می‌شود، این میزان کاهش مجاز بوده و راندمان پمپ در شرایط جدید در محدوده‌ی مجاز قرار می‌گیرد. باید توجه شود که این میزان کاهش دبی باعث می‌شود که میزان حرارت دفع شده از چگالنده تا حدودی کاهش یافته و در نتیجه فشار و دمای عملکردی چگالنده افزایش و بازده حرارتی نیروگاه کاهش یابد. البته در حالت کلی با توجه به این که تغییرات مذکور شدید نیست، می‌توان با انجام اصلاحاتی در ساختار چگالنده و توربین اثرات این تغییرات را کاهش داد. در "شکل 4" متحنی مشخصه‌ی پمپ و نمودار افت هد به ازای دبی برای سیستم گردش آب در حالت اصلی و حالت جدید (بعد از نصب مبدل‌ها در حالت عدم اصلاح سیستم گردش آب) آورده شده است. در این پژوهش فرض شده پس از اضافه کردن مبدل‌های حرارتی به ساختمان برج تر، سیستم گردش آب به گونه‌ای اصلاح شود که در شرایط جدید همان دبی قبلی تولید گردد و در نتیجه حرارت دفع شده توسعه چگالنده تغییر نکند. همان‌طور که در "شکل 4" ملاحظه می‌شود در حالت نصب مبدل‌ها، نمودار مقاومت سیستم به مقدار محسوسی نسبت به حالت قبلی بالاتر رفته است.

4- نتایج و تحلیل آن

در این قسمت نتایج برای برج خنک کن تر و همچنین برج دوگانه (برج تر دوگانه سازی شده)، برای دو سیستم متفاوت کنترل دبی هوا ارائه شده است. نتایج برحسب دماهای مختلف حباب خشک و همچنین میانگین دمای ماهانه (میلادی) شهر اصفهان در طول سال ارائه خواهد شد. تمامی مقادیر به ازای مجموع 12 سل برج تر واحد 5 نیروگاه اسلام‌آباد اصفهان محاسبه گردیده است. با توجه به هدف اصلی این تحقیق، نتایج عمدتاً بر محور نرخ مصرف آب ارائه شده‌اند.

4-1- اعتبارسنجی

برای سنجش اعتبار نتایج با توجه به "شکل 5"، مقادیر نرخ مصرف آب

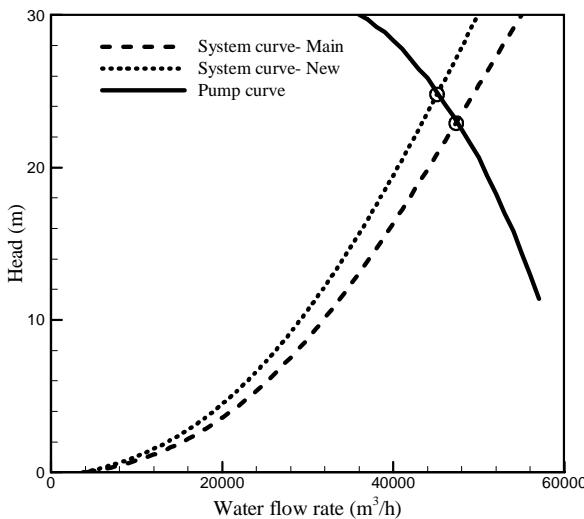


Fig. 4 Pump characteristic curve and system resistance curves for the main and the new circulating water systems

شکل 4 منحنی مشخصه‌ی پمپ و منحنی مقاومت سیستم برای سیستم گردش آب در حالت اصلی و حالت جدید

نیروگاه اسلام‌آباد) به دبی هوا اضافه می‌شود. این امر باعث می‌گردد هم دمای آب خروجی بیشتر از مقدار نیاز کاهش یابد و هم مصرف آب دچار افزایش گردد. فن‌هایی که در حال حاضر در برج‌های تر واحدهای 4 و 5 نیروگاه اسلام‌آباد در حال کار هستند، تک سرعته بوده و قابلیت تنظیم دبی از طریق تغییر زاویه‌ی تیغه‌های فن را نیز ندارند.

سیستم دیگر کنترل دبی هوا که در این پژوهش مورد بررسی واقع می‌شود، سیستم کنترل بهینه (با دقت بالا) دبی هوا می‌باشد. در این سیستم با استفاده از فن‌های چند سرعته با فن‌آوری بالا، دبی هوا به گونه‌ای تنظیم می‌شود که دمای آب خروجی از برج با دقت بالایی بر روی دمای نقطه‌ی طرح $(37.2^\circ C)$ تنظیم گردد. با این کار علاوه بر این که اخلالی در عملکرد چگالنده در شرایط مختلف محیطی ایجاد نمی‌گردد، از نوسان ناگهانی نرخ مصرف آب نیز جلوگیری می‌گردد. در سیستم کنترل بهینه دبی هوا در این پژوهش، تمامی 12 فن روش بوده و دارای دور برابر هستند.

در گام بعدی این تحقیق، از طریق نسب تعدادی مبدل هوا-خنک در قسمت فوقانی برج خنک کن تر (مطابق "شکل 3")، این برج تبدیل به برج دوگانه گردیده و برج دوگانه مورد نظر شبیه‌سازی شده است. مبدل‌های هوا-خنک مورد استفاده از نوع لوله‌ای با آرایش مثلثی و پره‌های دیسکی می‌باشند و مشخصات آن‌ها در "جدول 2" آورده شده است.

برای شبیه‌سازی برج‌های تر، خشک و دوگانه با توجه به معادلات موجود، الگوریتم‌هایی طراحی شده و براساس آن‌ها برنامه‌های کامپیوتری تدوین گردیده و در حالات مختلف بسته به خروجی‌های مورد نیاز در شبیه‌سازی‌ها، ملاحظات مربوطه اعمال شده است. هسته‌ی اصلی الگوریتم شبیه‌سازی برج تر رابطه‌ی مرکل بوده و شبیه‌سازی مبدل‌های هوا-خنک بر اساس روش NTU – 4 انجام شده است.

به دلیل محدودیت مکانی برای جانمایی مبدل‌های حرارتی هوا-خنک در قسمت فوقانی برج تر نیروگاه اسلام‌آباد و در نتیجه محدودیت حجم مبدل، نمی‌توان تمامی دبی آب را پیش از ورود به هسته‌ی خنک کننده برج تر از مبدل‌های حرارتی هوا-خنک عبور داد و تنها 33٪ از دبی کل آب می‌تواند از مبدل‌ها عبور نماید؛ در غیر این صورت سرعت آب درون لوله‌ها از مقدار مجاز خود تجاوز می‌کند.

در شرایط فعلی کل دبی آب تولیدی توسط پمپ‌ها برای مجموع 12 سل برج تر برابر $47400 \frac{m^3}{h}$ می‌باشد که در صورت اضافه شدن مبدل‌های حرارتی

جدول 2 مشخصات اصلی مبدل‌های هوا خنک کن تر دوگانه
Table 2 The main characteristics of the air-cooled heat exchangers used in hybrid cooling tower

شماره‌ی لوله	قطر خارجی لوله (mm)
جنس لوله	ارتفاع پره (mm)
ضخامت پره (mm)	فشرده‌ی پره‌ها (fpi)
جنس پره	نوع نسب پره
طول لوله (m)	تعداد ردیف لوله
تعداد لوله در هر ردیف	تعداد مبدل
BWG 14	
25.4	
مس	
16	
0.4	
10	
آلومینیوم	
G	
10	
8	
44	
12	

برای بررسی اعتبار نتایج شبیه‌سازی مبدل‌های هوا-خنک، دمای محاسبه شده‌ی آب خروجی از مبدل‌های هوا-خنک با مقدار به دست آمده از نرم‌افزار HTFS، با فرض دبی هوای ثابت $100 \text{ m}^3/\text{s}$ ، در دمای‌های مختلف محیط مقایسه گردیده است. با توجه به "شکل 6" می‌توان ملاحظه نمود که خطای شبیه‌سازی در مسأله دمای آب خروجی از مبدل، نسبت به نتایج HTFS از ۰.۰۳% تجاوز نمی‌کند. این مطلب نشان می‌دهد خطای شبیه‌سازی در محاسبه دمای آب خروجی از مبدل‌های هوا-خنک مقدار اندکی است. با توجه به اینکه در شبیه‌سازی برج خنک کن تر نیز میانگین خطای در هر دو حالت محاسباتی کمتر از ۵% می‌باشد، این مطلب نشان می‌دهد خطای شبیه‌سازی در برآوردهای برج تر از اعتبار نسبتاً خوبی برخوردار می‌باشند. با توجه به مقادیر خطای شبیه‌سازی در شرایط مختلف محاسبه شده در شکل 6، می‌توان نتیجه گرفت که نتایج حاصل از برنامه‌های برج تر و مبدل‌های هوا-خنک است، از صحت خوبی برخوردار باشند.

4-2-4- سیستم کنترل دبی هوا از طریق تعیین تعداد فن روش
در "شکل 7" نمودار تغییرات نرخ مصرف آب، تعداد فن روش، دمای آب ورودی به قسمت تر و دمای آب خروجی برای برج دوغانه (برج تر دوغانه-سازی شده) به ازای دمای‌های حباب خشک مختلف، آورده شده است. در این شکل می‌توان مشاهده کرد که رفتار منحنی مصرف آب بسیار شبیه به رفتار منحنی تعیین تعداد فن روش می‌باشد؛ زیرا تعداد فن روش در حقیقت تعیین کننده میزان دبی هواست که یکی از مؤثرترین عوامل بر نرخ مصرف آب است. همچنین ملاحظه می‌شود که دمای خروجی آب با افزایش دمای حباب خشک، در صورت افزایش تعداد فن، کاهش یافته و در صورت ثابت ماندن تعداد فن، افزایش پیدا می‌کند. در واقع با ثابت ماندن تعداد فن و در نتیجه دبی هوا، افزایش دمای حباب خشک ظرفیت خنک کاری را کاهش داده و در نتیجه دمای آب خروجی را افزایش می‌دهد. در "شکل 7" می‌توان دید که دمای آب ورودی به قسمت تر با افزایش دمای محیط زیاد می‌شود که دلیل

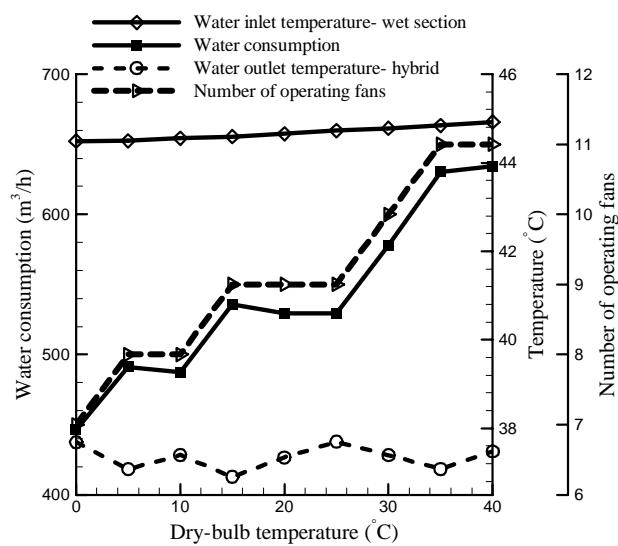


Fig. 7 تغییرات نرخ مصرف آب، تعداد فن روش، دمای آب ورودی به قسمت تر و دمای آب خروجی برج خنک کن دوغانه به ازای دمای‌های حباب خشک مختلف-

سیستم کنترل دبی هوا از طریق تعیین تعداد فن روش

محاسبه شده توسط برنامه‌ها برای مجموع ۱۲ سل برج تر در دمای‌های مختلف محیط، برای دو سیستم متفاوت کنترل دبی هوا، با داده‌های تجربی مقایسه شده است. با توجه به "شکل 5"، در حالت کنترل دبی به صورت بهینه، کمترین و بیشترین خطای نسبت به نتایج تجربی به ترتیب ۰.۷٪ و ۷.۱۸٪ و در حالت کنترل دبی از طریق تعیین تعداد فن روشن، کمترین و بیشترین خطای نسبت به نتایج تجربی به ترتیب ۱.۲۶٪ و ۹.۲۲٪ می‌باشد. میانگین خطای در دمای‌های مختلف در حالت کنترل دبی به صورت بهینه ۲.۶٪ و در حالت کنترل از طریق تعیین تعداد فن روشن ۴.۵٪ است. در "شکل 6" نمودار مربوط به سنجش اعتبار نتایج شبیه‌سازی مبدل‌های هوا-خنک آورده شده است.

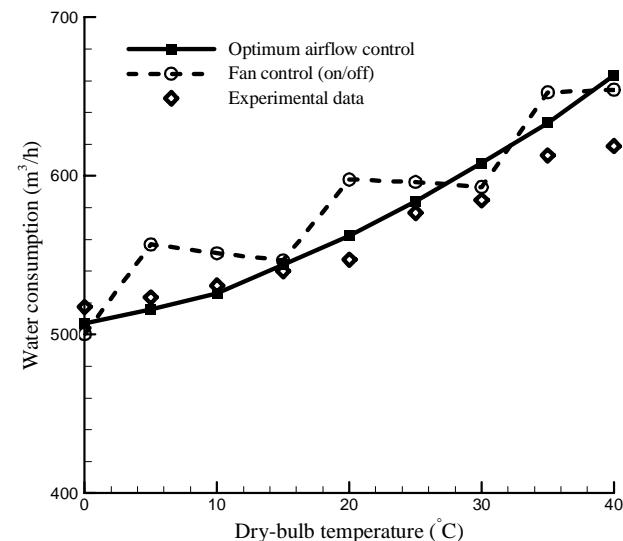


Fig. 5 Comparison of water consumption rates of wet tower between simulated results (for two different airflow control systems) and experimental data for various dry-bulb temperatures

شکل 5 مقایسه نرخ مصرف آب محاسبه شده برج تر (برای دو سیستم متفاوت کنترل دبی هوا) با داده‌های تجربی به ازای دمای‌های حباب خشک مختلف

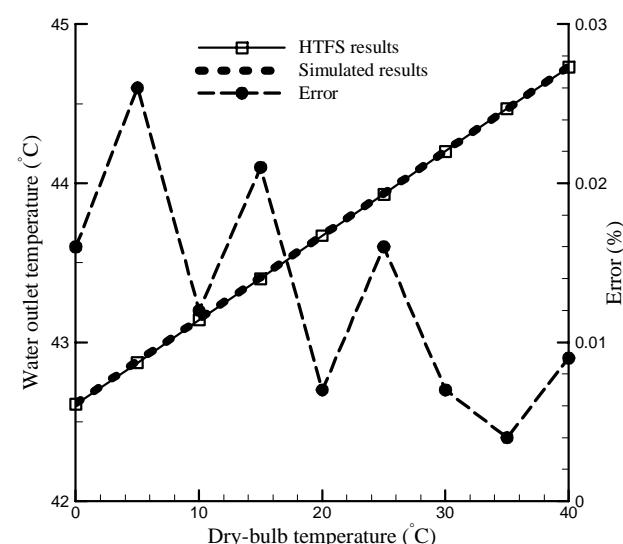


Fig. 6 مقایسه دمای آب خروجی از مبدل‌های هوا-خنک بین نتایج محاسبه شده و نتایج HTFS به ازای دمای‌های حباب خشک مختلف

آبی ندارند و تنها قسمت تر برج خنک‌کن دوگانه باعث اتلاف آب می‌گردد. همچنین باید این نکته را در نظر گرفت که در برج دوگانه، عمدۀ حرارت از قسمت تر دفع می‌گردد و در نتیجه تاثیر قسمت تر بر روی عملکرد برج دوگانه از قسمت خشک بیشتر است.

منظور از صرفه‌جویی در مصرف آب در حقیقت کاهش مصرف آب در برج دوگانه نسبت به برج تر می‌باشد. علی‌رغم این که انتظار می‌رود کاهش مصرف آب در دماه‌های پاییز بیشتر باشد، منحنی صرفه‌جویی در مصرف آب در "شکل 8" دارای رفتار منظمی نیست. دلیل این امر تغییرات رطوبت نسبی در دماه‌های حباب خشک مختلف و همچنین نوسان ناگهانی دبی هوا در حالت کنترل تعداد فن است. با توجه به "شکل 8" متوسط میزان صرفه‌جویی در مصرف آب در دماه‌های مختلف حباب خشک محیط برابر 7.5% است.

در "شکل 9" مصرف آب برج دوگانه و برج تر در میانگین دماه‌های مختلف سال، با فرض کنترل دبی از طریق تعیین تعداد فن روش، با هم مقایسه شده‌اند. ماه‌های سال میلادی بوده و به صورت شماره‌های 1 الی 12 (ژانویه تا دسامبر) روی شکل مشخص شده‌اند. با این که انتظار می‌رود در ماه‌های سرد سال مانند دسامبر و ژانویه میزان کاهش مصرف آب نسبتاً بیشتر باشد، ولی با توجه به "شکل 9" ملاحظه می‌شود که الزاماً چنین نیست. این موضوع ناشی از تاثیر تغییرات رطوبت نسبی و یا اضافه یا کم شدن ناگهانی دبی هوا می‌باشد. با دقت در "شکل 9" می‌توان دریافت که در صورت استفاده از سیستم کنترل دبی هوا از طریق تعیین تعداد فن روش، به طور میانگین در طول سال صرفه‌جویی در مصرف آب حدود 6.9% است. نکته‌ی قابل توجه در "شکل‌های 8 و 9" این است که در حالت کلی میزان مصرف آب با افزایش دمای حباب خشک محیط زیاد می‌شود؛ زیرا با افزایش دمای حباب خشک، از یک طرف ظرفیت خنک‌کاری مبدل‌ها کاهش یافته و دمای آب ورودی به قسمت تر افزایش می‌باید و از طرفی عملکرد قسمت تر افت می‌کند.

دمای حباب تر در عملکرد برج‌های خنک‌کن تر تاثیر زیادی دارد. به

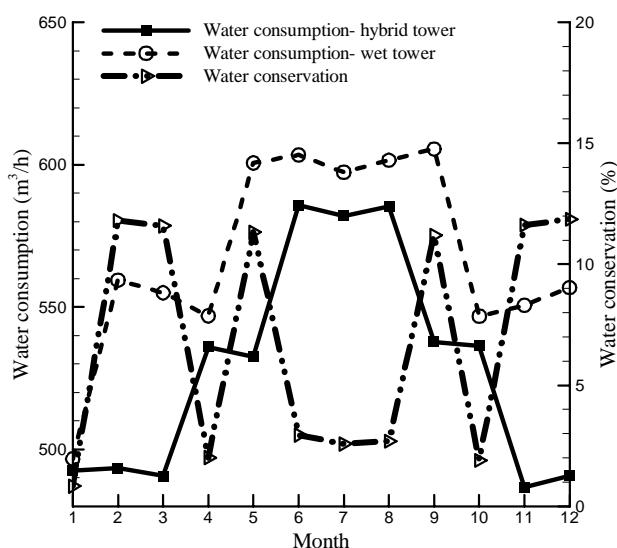


Fig. 9 Comparison of water consumption rates between the wet and hybrid cooling towers in 12 months (for monthly average temperatures) during a year- fan switching (on/off) airflow control system

شکل 9 مقایسه‌ی نرخ مصرف آب بین برج‌های خنک‌کن تر و دوگانه طی 12 ماه سال (به ازای میانگین دمای ماهانه)- سیستم کنترل دبی هوا از طریق تعیین تعداد فن روش

آن کاهش ظرفیت خنک‌کاری مبدل‌ها با افزایش دمای محیط است. همان‌طور که در "شکل 7" مشاهده می‌شود، نرخ مصرف آب با بالا رفتن دمای حباب خشک افزایش قابل توجهی داشته است. دلیل این موضوع، کاهش ظرفیت خنک‌کاری قسمت تر و مبدل‌های هوا-خنک در دماه‌ی بالا و در نتیجه نیاز به تبخیر و مصرف آب بیشتر است.

در شرایط هوایی اصفهان، با افزایش دمای حباب خشک، رطوبت نسبی کاهش پیدا می‌کند. با توجه به این که افزایش هر یک این دو پارامتر در صورت ثابت بودن دیگری باعث افزایش نسبت رطوبت و در نتیجه رطوبت ویژه می‌شود؛ در حالت افزایش یکی و کاهش دیگری، نمی‌توان قانون خاصی برای افزایش یا کاهش رطوبت ویژه تعیین کرد. بسته به این که دمای حباب خشک چقدر افزایش و رطوبت قدر کاهش یابد، ممکن است مقدار رطوبت ویژه بیشتر یا کمتر گردد. اگر تغییرات دمای حباب خشک تاثیر کمتری بر نسبت رطوبت داشته باشد، انتظار می‌رود در صورت ثابت بودن دبی هوا، با افزایش دمای حباب خشک، مصرف آب کاهش یابد. دلیل این موضوع آن است که در دماه‌ی کم، میزان دمای حباب تر نیز اندک می‌باشد و در نتیجه اختلاف آن با دمای آب ورودی به برج خنک‌کن تر (45 °C) زیاد است. در نتیجه در دماه‌ی پاییز در صورت ثابت بودن دبی هوا، هم میزان تبخیر و انتقال حرارت بیشتر بوده و هم دمای خروجی آب به مقدار قابل ملاحظه‌ای کمتر است. به همین دلیل است که در منحنی مصرف آب "شکل 7"، بعضی با افزایش دمای حباب خشک و ثابت بودن تعداد فن روش، نرخ مصرف آب دچار کاهش اندکی شده است.

در "شکل 8" مقایسه‌ای بین مصرف آب برج خنک‌کن دوگانه و برج تر بر حسب دمای حباب خشک، در حالت کنترل دبی با تعیین تعداد فن روش آورده شده است. با توجه به این شکل می‌توان دریافت که رفتار منحنی مصرف آب در برج دوگانه و برج تر مشابه هم می‌باشد.

دلیل مشابهت رفتار منحنی‌های مصرف آب برج‌های خنک‌کن تر و دوگانه آن است که در حالت کلی مبدل‌های حرارتی هوا-خنک هیچ هیچ مصرف

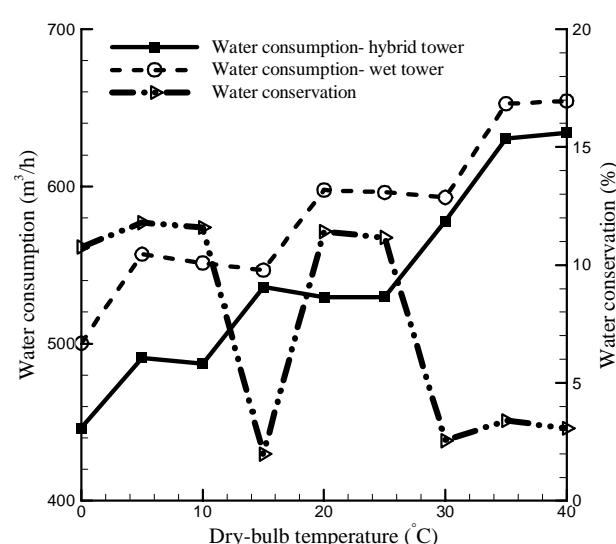


Fig. 8 Comparison of water consumption rates between the wet and hybrid cooling towers for various dry-bulb temperatures- fan switching (on/off) airflow control system

شکل 8 مقایسه‌ی نرخ مصرف آب بین برج‌های خنک‌کن تر و دوگانه به ازای دماه‌ی حباب خشک مختلف- سیستم کنترل دبی هوا از طریق تعیین تعداد فن روش

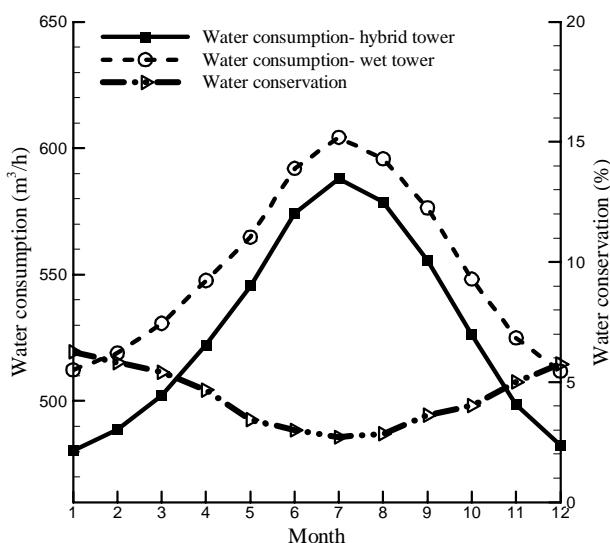


Fig. 11 Comparison of water consumption rates between the wet and hybrid cooling towers in 12 months (for monthly average temperatures) during a year-optimum airflow control system

شکل 11 مقایسه‌ی نرخ مصرف آب بین برج‌های خنک‌کن تر و دوغانه طی 12 ماه سال (به ازای میانگین دمای ماهانه)- سیستم کنترل بهینه‌ی دبی هوا

در حدود 4.3% است. دلیل کمتر بودن این عدد در مقایسه با حالت استفاده از سیستم کنترل تعداد فن روش، این است که تنظیم دبی در برج تر نیز در این حالت به صورت بهینه انجام می‌پذیرد. همچنین در سیستم بهینه‌ی کنترل دبی هوا، دمای آب خروجی از برج روی 37.2°C تنظیم شده است؛ در حالی که در سیستم کنترل دبی از طریق تعیین تعداد فن روش، یک حد مجاز برای تجاوز دمای آب خروجی از 37.2°C در نظر گرفته شده است.

در "شکل 11" این نکته را به پژوهش می‌توان دریافت که در ماه‌های گرم سال (ژولای و آگوست)، صرفه‌جویی در مصرف آب به کمترین مقدار خود رسیده است. در ماه‌های ژانویه و دسامبر که دمای محیط پایین است، میزان صرفه‌جویی در مصرف آب بیشترین مقدار را دارا است. در ماه‌های سرد سال، مبدل‌های هوای خنک قادر خواهند بود دمای آب خنک‌کن را پیش از ورود به هسته‌ی خنک‌کننده برج تر به میزان بیشتری کاهش دهند و با این کار باعث صرفه‌جویی بیشتری در مصرف آب گردند.

همان‌طور که قبلاً ذکر شد، دبی هوا و دمای آب ورودی به هسته‌ی خنک‌کننده و شرایط محیطی تاثیر قابل توجهی بر نرخ مصرف آب دارند. در دوغانه‌سازی به طریقی که در این تحقیق بدان پرداخته شده، کاهش مصرف آب برج خنک‌کن از طریق کاهش دمای آب ورودی به هسته‌ی خنک‌کننده مدنظر قرار گرفته است. در واقع هر چه دمای آب ورودی به قسمت برج تر کمتر باشد، اختلاف این دما با دمای آب خروجی در نقطه‌ی طرح (دمای هدف) کمتر بوده و برای رسیدن به این دما انتقال حرارت و در نتیجه تبخیر آب کمتری مورد نیاز است. با توجه به نتایج، در صورتی که برج خنک‌کن تر به برج دوغانه تبدیل نگردد و تنها سیستم کنترل دبی هوا آن بهینه شود، متوسط نرخ سالانه‌ی صرفه‌جویی در مصرف آب آن در حدود $16.02 \frac{\text{m}^3}{\text{h}}$ (معادل 2.8%) بوده و در نتیجه میزان سالانه‌ی صرفه‌جویی در مصرف آب در حدود 140335m^3 خواهد بود.

طبق نتایج به دست آمده، برای سیستم کنترل دبی از طریق تعیین تعداد فن روش، میزان متوسط نرخ سالانه‌ی صرفه‌جویی در مصرف آب حاصل از دوغانه‌سازی برج تر حدود $39.25 \frac{\text{m}^3}{\text{h}}$ (معادل 6.9%) و برای سیستم

همین دلیل، بالا رفتن دمای حباب خشک و در نتیجه افزایش دمای حباب تر باعث کاهش ظرفیت خنک‌کاری قسمت تر شده و با توجه به دمای نسبتاً زیاد آب ورودی به قسمت تر به دلیل محدودیت حجم مبدل‌ها، برای رساندن دمای آب خروجی به مقدار مجاز، دبی هوا بیشتری مورد نیاز خواهد بود؛ این موضوع باعث افزایش مصرف آب می‌شود. در "شکل 9" می‌توان مشاهده نمود که نرخ مصرف آب در ماه ژولای (گرمترین ماه سال) از ماه‌های قبل و بعد کمتر است. دلیل این موضوع تغییرات رطوبت نسبی طی ماه‌های متولی و همچنین نوسان ناشی از تغییر ناگهانی دبی به واسطه‌ی سیستم کنترل دبی به کار رفته است.

3-4- سیستم کنترل بهینه‌ی دبی هوا

در "شکل 10" نرخ مصرف آب برج تر و برج دوغانه برای سیستم کنترل دبی بهینه به ازای مدهای حباب خشک مختلف محیط با هم مقایسه شده‌اند. با توجه به این شکل می‌توان مشاهده نمود که اولاً منحنی مصرف آب برج‌های تر و دوغانه دارای نوسان‌های ناگهانی نیست، ثانیاً منحنی صرفه‌جویی مصرف آب رفتار منظم داشته و با افزایش دمای محیط کاهش می‌یابد. در واقع با افزایش دمای محیط، تاثیر مبدل‌های هوای خنک در کاهش دمای آب ورودی به قسمت تر کم شده و در نتیجه مصرف آب برج تر افزایش پیدا می‌کند. مزیت مهم سیستم کنترل بهینه‌ی دبی هوا علاوه بر جلوگیری از نوسان در نرخ مصرف آب، تنظیم دقیق دمای آب خروجی از برج بر روی دمای نقطه‌ی طرح است. در صورتی که در حالت کنترل تعداد فن روش، به دلیل بزرگ بودن بسته‌های دبی هوا که به سیستم اضافه و یا از آن کم می‌شود، نمی‌توان دمای آب را دقیق بر روی 37.2°C تنظیم نمود. با توجه به "شکل 10"، در حالت کنترل بهینه‌ی دبی هوا میزان صرفه‌جویی در مصرف آب برج تر توسط دوغانه‌سازی، در مدهای مختلف محیط برابر 3.9% است.

در "شکل 11" مصرف آب برج دوغانه به ازای مدهای مختلف سال آورده شده و با مصرف آب برج تر مقایسه گردیده است. با توجه به این شکل، کاهش مصرف آب نسبت به برج تر در مدهای مختلف سال به طور میانگین

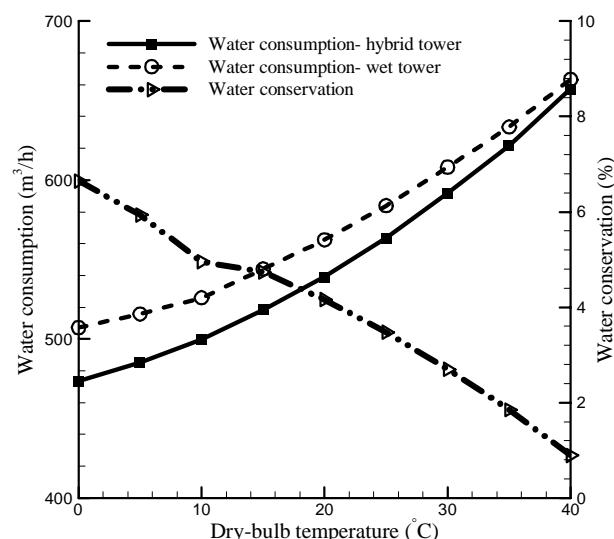


Fig. 10 Comparison of water consumption rates between the wet and hybrid cooling towers for various dry-bulb temperatures- optimum airflow control system

شکل 10 مقایسه‌ی نرخ مصرف آب بین برج‌های خنک‌کن تر و دوغانه به ازای مدهای حباب خشک مختلف- سیستم کنترل بهینه‌ی دبی هوا

تنها یک فن روشن باشد 125 kW و اگر به عنوان مثال ۸ فن روشن باشد، ۸ برابر این مقدار یعنی 1000 kW توان مصرفی فن‌های برج خواهد بود. برای سیستم کنترل بهینه‌ی دبی با توجه به روشن بودن ۱۲ فن و کارکرد با دور برابر، هر فن با دور کمتری نسبت به سیستم کنترل تعداد فن روشن (فن‌های تکسرعته) کار می‌کند. تاثیر این میزان کاهش دور بر میزان کاهش توان مصرفی فن‌ها زیاد است؛ زیرا توان مصرفی فن‌ها با مکعب دور آن‌ها متناسب است. با توجه به "شکل ۱۲" به طور متوسط، میزان توان مصرفی در سیستم کنترل دبی بهینه ۵۹٪ نسبت به سیستم دیگر کمتر است. با در نظر گرفتن این مطلب که اجرای طرح‌های دیگر برای کاهش مصرف آب برج خنک کن (مانند جایگزینی با برج خشک یا دوگانه)، به دلایلی مانند به کارگیری مصالح بیشتر، تغییرات اساسی در ساختمان برج تر، تاثیر بر دیگر اجزای نیروگاه، محوطه‌ای اشغالی زیادتر و بعضی برق مصرفی بالاتر، نسبت به طرح ارائه شده در این پژوهش مستلزم تخصیص هزینه‌ی زیادتری است؛ هزینه‌ی اقتصادی اجرای طرح دوگانه‌سازی ارائه شده در این تحقیق، نسبتاً اندک می‌باشد.

۵- جمع‌بندی

در این پژوهش، تبدیل برج خنک کن تر به برج خنک کن دوگانه توسط مبدل‌های حرارتی هوا-خنک متصل به آن، به منظور کاهش مصرف آب مورد مطالعه و شبیه‌سازی قرار گرفته است. شبیه‌سازی با فرض نصب مبدل‌های حرارتی هوا-خنک در قسمت فوقانی هسته‌ی خنک‌کننده در اطراف بدنه‌ی برج تر انجام شده است. در شبیه‌سازی‌های انجام شده برای برج‌های خنک‌کن تر و دوگانه، دو سیستم متفاوت کنترل دبی هوا مدنظر قرار داده شده است. در سیستم اول دبی هوا از طریق تعیین تعداد فن در حال کار و در سیستم دوم به صورت بهینه (به طور نسبتاً دقیق)، کنترل می‌شود. برای سنجش اعتبار نتایج شبیه‌سازی برج تر از داده‌های واقعی نیروگاه و برای اعتبارسنجی نتایج شبیه‌سازی مبدل‌های هوا-خنک از نتایج نرمافزار HTFS استفاده گردید، در ذیل نتایج مهم و اصلی تحقیق آورده شده است:

- (1) در حالت کلی، سیستم کنترل بهینه‌ی دبی هوا نسبت به سیستم کنترل تعداد فن روشن مناسب‌تر می‌باشد. زیرا در این سیستم هم از نوسان‌های ناگهانی دبی هوا و در نتیجه مصرف آب جلوگیری می‌شود و هم می‌توان دمای آب خروجی از برج را با دقت خوبی بر روی شرایط طراحی تنظیم نمود. توان مصرفی فن‌ها نیز در سیستم کنترل دبی بهینه کمتر است.

- (2) برای هر دو سیستم کنترل دبی، در حالت کلی میزان مصرف آب برج‌های تر و دوگانه با افزایش دمای حباب خشک محیط افزایش می‌پاید. همچنین میزان صرفه‌جویی در مصرف آب، حاصل از دوگانه‌سازی برج تر، در دماهای بالا و در ماههای گرم سال کمتر است.

- (3) در حالت کنترل دبی از طریق تعیین تعداد فن روشن، منحنی نرخ صرفه‌جویی در مصرف آب به دلیل نوسان ناگهانی دبی هوا، دارای رفتار نسبتاً نامنظم می‌باشد؛ ولی در حالت کنترل بهینه‌ی دبی این بی‌نظمی‌ها مشاهده نمی‌شود.

- (4) حتی در صورت عدم دوگانه‌سازی برج تر، استفاده از سیستم کنترل بهینه‌ی دبی هوا به جای سیستم کنترل تعداد فن روشن می‌تواند میزان سالانه‌ی مصرف آب برج تر را در حدود 140335 m^3 کاهش دهد.

- (5) میزان صرفه‌جویی سالانه در مصرف آب، حاصل از تبدیل برج تر به برج دوگانه، برای دوگانه‌سازی توسط سیستم کنترل تعداد فن روشن حدود 343830 m^3 و برای دوگانه‌سازی با استفاده از سیستم کنترل بهینه‌ی

کنترل بهینه‌ی دبی هوا حدود $23.79 \frac{\text{m}^3}{\text{h}}$ (معادل ۴.۳٪) به دست آمده است. باید توجه داشت که مقدار صرفه‌جویی ۴.۳٪ برای حالتی است که دبی هوا در هر دو برج خنک کن تر و دوگانه توسط سیستم بهینه کنترل شود؛ در حالی که متوسط نرخ سالانه‌ی کاهش مصرف آب در برج دوگانه با سیستم بهینه‌ی کنترل دبی هوا، نسبت به برج تر با سیستم کنترل تعداد فن روشن (شرایط فعلی نیروگاه) $39.81 \frac{\text{m}^3}{\text{h}}$ (معادل ۷٪) است. بنابراین طبق نتایج به دست آمده، در صورت دوگانه‌سازی برج تر بدون تغییر سیستم کنترل دبی هوا فعلی (سیستم کنترل تعداد فن روشن)، سالانه در حدود 343830 m^3 و در صورت تغییر سیستم کنترل دبی هوا (استفاده از سیستم بهینه‌ی کنترل دبی هوا)، سالانه در حدود 348718 m^3 در مصرف آب صرفه‌جویی خواهد شد.

با توجه به این که در دوگانه‌سازی به کار رفته در این تحقیق، سعی شده کمترین تغییرات ممکن در ساختار برج تر ایجاد شود، یعنی تغییری در هسته‌ی خنک‌کننده‌ی برج و همچنین دبی و دمای آب ورودی و خروجی چگالنده انجام نگیرد، این میزان صرفه‌جویی در میزان مصرف آب مناسب به نظر می‌رسد.

4- توجیه اقتصادی

تحلیل دقیق و جامع اقتصادی به صورت کمی، نیازمند اطلاعات وسیع و دقیق راجع به جزئیات اجرایی طرح و همچنین بررسی‌های زیاد است. در این بخش، مقایسه‌ای بین توان مصرفی فن‌ها و هزینه‌ی ناشی از آن، در دو روش متفاوت کنترل دبی هوا انجام می‌پذیرد و توضیحاتی پیرامون توجیه اقتصادی دوگانه‌سازی مورد استفاده ارائه می‌شود. مقایسه‌ی توان مصرفی فن‌ها در برج تر برای دو سیستم متفاوت کنترل دبی هوا در "شکل ۱۲" آورده شده است.

با توجه به "شکل ۱۲" توان مصرفی فن‌ها و در نتیجه هزینه‌ی برق مصرفی، برای حالت کنترل دبی بهینه، در تمامی دمایا به میزان قابل توجهی از سیستم دیگر کمتر است. توان مصرفی هر کدام از فن‌هایی که در شرایط فعلی برای ۱۲ سل برج تر نیروگاه اسلام‌آباد در حال کار هستند، 125 kW می‌باشد [20]. در سیستم کنترل دبی هوا توسط کنترل تعداد فن روشن، هر کدام از فن‌ها در دور ثابت کار کرده و توان ثابتی را مصرف می‌کند. یعنی اگر

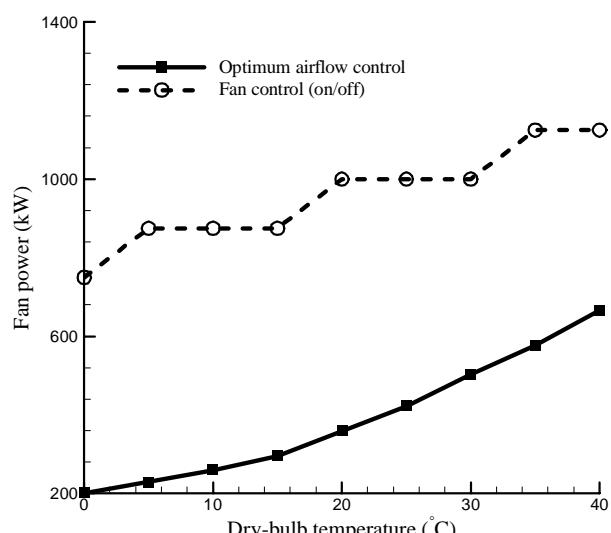


Fig. 12 Comparison of fan power consumption in the wet tower between the two different airflow control systems

شکل ۱۲ مقایسه بین توان مصرفی فن‌ها در برج تر برای دو سیستم متفاوت کنترل دبی هوا

- [8] S. R. SabbaghYazdi, S. Gharehjanloo, Proposition of obliqueable ring installation at crown of the Hellertype cooling tower for reduction of throttling effect in windy condition, *Modares Mechanical Engineering*, Vol. 14, No. 3, pp. 185-193, 2014. (in Persian)
فارسی
- [9] W. Asvapoositkul, M. Kuansathan, Comparative evaluation of hybrid (dry/wet) cooling tower performance, *Applied Thermal Engineering*, Vol. 71, No. 1, pp. 83-93, 2014.
- [10] M. M. El-Wakil, *Powerplant Technology*, pp. 268-283, New York: McGraw-Hill, 1984.
- [11] J. C. Kloppers, D. G. Kröger, A critical investigation into the heat and mass transfer analysis of crossflow wet-cooling towers, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol. 48, No. 3-4, pp. 765-777, 2005.
- [12] W. Asvapoositkul, S. Treeutok, A simplified method on thermal performance capacity evaluation of counter flow cooling tower, *Applied Thermal Engineering*, Vol. 38, pp. 160-167, 2012.
- [13] J. C. Kloppers, D. G. Kröger, Cooling tower performance: A critical evaluation of the Merkel assumptions, *Research and Development Journal of The South African Institution of Mechanical Engineering*, Vol. 20, No. 1, pp. 6-10, 2004.
- [14] E. U. Schlunder, *Heat exchanger design handbook*, pp. 1257-1272, Washington, D.C.: Hemisphere, 1986.
- [15] F. Osterle, On the analysis of counter-flow cooling towers, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol. 34, No. 4-5, pp. 1313-1316, 1991.
- [16] R. K. Singla, K. Singh, R. Das, Tower characteristics correlation and parameter retrieval in wet-cooling tower with expanded wire mesh packing, *Applied Thermal Engineering*, Vol. 96, pp. 240-249, 2016.
- [17] J. R. Picardo, J. E. Variyar, The Merkel equation revisited: a novel method to compute the packed height of a cooling tower, *Energy Conversion and Management*, Vol. 57, pp. 167-172, 2012.
- [18] D. R. Baker, H. A. Shryock, A comprehensive approach to the analysis of cooling tower performance, *ASME Journal of Heat Transfer*, Vol. 83, No. 3, pp. 339-349, 1961.
- [19] S. A. Leeper, *Wet cooling towers: rule-of-thumb design and simulation*, EG & G, Idaho, pp. 2-6, 1981.
- [20] Cooling tower documents No. C.583 and C.749, Islam Abad Power Plant, Isfahan, Iran, 1988.
- [21] F. P. Bleier, *Fan Handbook: Selection, Application, and Design*, pp. 122-135, New York: McGraw-Hill, 1998.
- [22] API Standard 661, Petroleum, Petrochemical, and Natural Gas Industries—Air-cooled Heat Exchangers, 7th edition, American Petroleum Institute, Washington, D.C., 2013.
- [23] K. Thulukkanam, *Heat exchanger design handbook*, pp. 95-381, New York: CRC Press, 2013.
- [24] W. M. Kays, A. L. London, *Compact heat exchangers*, pp. 33-69, New York: McGraw-Hill, 1984.
- [25] R. W. Serth, T. G. Lestina, *Process heat transfer: Principles, applications and rules of thumb*, pp. 515-517, San Diego: Academic Press, 2014.

دبی هوا در حدود 348718 m^3 به دست آمد.

(6) دوغانه‌سازی ارائه شده در این تحقیق، با توجه به شرایط برج‌های خنک کن تر نیروگاه اسلام‌آباد، عملی بوده و نیازمند تخصیص هزینه‌ی کمتری نسبت به روش‌های دیگر دوغانه‌سازی می‌باشد.

(7) با توجه به این که در دوغانه‌سازی به کار رفته در این پژوهش، سعی شده کمترین تغییرات ممکن بر روی ساختمان برج تر انجام شود و همچنین عملکرد چگالنده و دیگر اجزای نیروگاه دچار اختلال نگردد، میزان به دست آمده‌ی صرفه‌جویی در مصرف آب مناسب و رضایت‌بخش به نظر می‌رسد.

6- تقدیر و تشکر

نویسنده‌گان این مقاله بر خود لازم می‌دانند که از مسئولین و کارکنان محترم نیروگاه اسلام‌آباد اصفهان، به ویژه مهندس محمدحسن ملک‌محمدی به خاطر مساعدت‌ها و زحماتشان، کمال تقدیر و تشکر را به عمل آورند.

7- مراجع

- [1] R. E. Cates, *Parallel air path wet-dry water cooling tower*, US Patent No. 3923935, 1975.
- [2] L. R. Glicksman, W. R. Rohsenow, *Wet/dry cooling tower and method*, US Patent No. 4269796, 1981.
- [3] V. Vodicka, H. Fichtner, *Hybrid cooling tower for power station*, DE Patent No. 19611627, 1997.
- [4] E. Rezaei, S. Shafei, A. Abdollahnezhad, Reducing water consumption of an industrial plant cooling unit using hybrid cooling tower, *Energy Conversion and Management*, Vol. 51, No. 2, pp. 311-319, 2010.
- [5] M. H. Malekmohammadi, H. Beheshti, H. Ahmadikia, The effect of water temperature and usage of hybrid cooling system on the water consumption of Isfahan power plant, *Proceedings of The 15th Fluid Dynamics Conference*, Bandarabbas, Iran, December 17-19, 2013. (in Persian)
فارسی
- [6] Z. Szabo, L. Ludvig, A. Balogh, *Hybrid cooling system*, US Patent No. 13513730, 2013.
- [7] M. A. Ardekani, M. A. Ranjbar, Field study of airflow pattern through radiator of Heller dry cooling tower, *Modares Mechanical Engineering*, Vol. 13, No. 11, pp. 30-40, 2014. (in Persian)
فارسی