



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

شاهد تقیان دهاقانی¹، حسین احمدی کیا^{2*}

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

2- دانشیار، مهندسی مکانیک، دانشگاه اصفهان، اصفهان

* اصفهان، صندوق پستی 81746-73441، ahmadikia@eng.ui.ac.ir

اطلاعات مقاله

مقاله پژوهشی کامل

دریافت: 15 دی 1394

پذیرش: 01 اسفند 1394

ارائه در سایت: 07 فروردین 1395

کلید واژگان:

برج خنک کن تر

برج خنک کن دوگانه

نیروگاه حرارتی

مصرف آب

مبدل حرارتی هوا-خنک

چکیده

برج های خنک کن تر ظرفیت خنک کاری بالایی دارند. با این حال استفاده از برج های خنک کن تر به دلیل مصرف آب بالای آن ها، در مناطق خشک و دچار بحران کم آبی معضلاتی را ایجاد می کند. در این پژوهش تبدیل برج خنک کن تر واحد 5 نیروگاه اسلام آباد اصفهان به برج دوگانه با چیدمان آب سری - هوا موازی بین دو قسمت تر و خشک، جهت کاهش مصرف آب بررسی گردیده است. برج خنک کن دوگانه با چیدمان پیشنهادی حداقل تغییرات را در دیگر اجزای نیروگاه موجب می شود و هزینه ی ساخت آن اندک است. برای برج های تر و دوگانه دو سیستم متفاوت 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 فن هایی با فن آوری بالا کنترل می شود. نتایج نشان دادند که سیستم کنترل بهینه ی دبی هوا به دلیل مصرف آب کمتر، توان مصرفی کمتر فن ها و جلوگیری از نوسان های ناگهانی دبی هوا و در نتیجه نرخ مصرف آب، نسبت به سیستم دیگر مناسب تر است. برای سنجش اعتبار نتایج شبیه سازی برج تر و مبدل های هوا-خنک، به ترتیب از داده های واقعی نیروگاه و نتایج نرم افزار HTFS استفاده گردید. با توجه به نتایج، میزان صرفه جویی سالانه در مصرف آب توسط تبدیل برج خنک کن تر به برج خنک کن دوگانه، در صورت استفاده از سیستم تعیین تعداد فن در حال کار و سیستم بهینه ی کنترل دبی هوا به ترتیب حدود 343830 و 348718 متر مکعب به دست آمد.

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.

1- مقدمه

از سرمایه ی تبخیری، مقدار زیادی از آب خنک کن به صورت بخار به جو دفع می شود. این موضوع باعث می شود که میزان مصرف آب در این برج ها زیاد باشد. بنابراین استفاده از برج های خنک کن تر در مناطقی مانند اصفهان که با بحران کمبود آب مواجه هستند، باعث بروز معضلاتی خواهد شد. این

برج های خنک کن تر ضمن داشتن قابلیت خنک کاری بالا، مصرف آب زیادی داشته و باعث ایجاد آلودگی های زیست محیطی مانند پساب های آلوده و مه خروجی از دهانه ی برج می گردند. در برج های خنک کن تر به دلیل استفاده

موضوع باعث شده است که ارائه‌ی راهکاری برای کاهش مصرف آب خنک‌کن در این مناطق مدنظر قرار گیرد. در برج‌های خنک‌کن خشک که از مبدل هوا-خنک ساخته می‌شوند، تبخیر آبی وجود نداشته و تمامی انتقال حرارت از نوع محسوس می‌باشد و در نتیجه ظرفیت خنک‌کاری آن‌ها از برج‌های تر به میزان قابل ملاحظه‌ای کمتر است. مزیت مهم برج‌های خنک‌کن خشک، میزان اتلاف آب بسیار پایین آن‌ها است. بنابراین جایگزینی برج‌های خنک‌کن تر با برج‌های خشک و یا به کارگیری برج‌های خشک به عنوان برج‌های کمکی در کنار برج‌های خنک‌کن تر می‌تواند جهت کاهش مصرف آب در نیروگاه‌های حرارتی مد نظر قرار گیرد. برج‌های خنک‌کن دوگانه ترکیبی از برج‌های خنک‌کن تر و خشک هستند. این برج‌ها از نظر خصوصیات و همچنین مزایا و معایب در محدوده‌ای بین برج‌های خنک‌کن تر و خشک قرار دارند. به عنوان مثال، مصرف آب و قابلیت خنک‌کاری برج دوگانه از برج تر کمتر و از برج خشک بیشتر می‌باشد. در این مقاله تبدیل برج خنک‌کن تر به برج دوگانه با هدف کاهش مصرف آب بررسی می‌گردد.

عوامل مهمی که بر میزان مصرف آب برج تر تأثیر می‌گذارند، عبارتند از: ساختمان برج، جنس اجزای برج، دبی آب، دبی هوا، دمای آب ورودی به برج و شرایط هوای محیط. از بین عوامل ذکر شده تنها تعداد محدودی از آن‌ها را می‌توان جهت کاهش مصرف آب تغییر داد. در اکثر برج‌های خنک‌کن دوگانه، دمای آب خنک‌کن در مبدل‌های هوا-خنک، پیش از ورود به هسته خنک‌کننده¹ برج تر تا حدودی کاهش می‌یابد. این موضوع موجب می‌شود که بار حرارتی دفع شده از قسمت برج تر و در نتیجه مصرف آب آن کاهش پیدا کند. در واقع در این گونه برج‌ها از تغییر پارامتر دمای آب ورودی جهت کاهش مصرف آب نسبت به برج تر استفاده می‌گردد.

در سال 1975 کیتس [1] یک نوع برج خنک‌کن دوگانه با مسیر هوای موازی طراحی کرد که در آن کنترل دبی هوا به گونه‌ای انجام می‌شد که مصرف آب به میزان قابل توجهی کاهش پیدا می‌کرد. در سال 1981 گلیکزمن و روئو [2] یک طرح بدیع و متفاوت از برج خنک‌کن دوگانه ارائه دادند که با طرح‌های پیش از خود تفاوت اساسی داشت و مصرف آب آن تنها حدود 37% برج تر با ابعاد مشابه بود. در سال 1997 وودیکا و فیچنر [3] نوعی برج خنک‌کن دوگانه طراحی کردند که در قسمت بالایی دارای یک محفظه به شکل یک هرم ناقص بود که در آن دو جریان مختلف هوا (جریان از پایین مربوط به برج تر و از بالا مربوط به برج خشک) با هم مخلوط می‌شدند. این طرح نه تنها موجب افزایش کیفیت اختلاط دو جریان هوا گردید، بلکه باعث می‌شد مقاومت (افت فشار) سد راه هر دو جریان کاهش پیدا کند. در سال 2010 رضایی و همکاران [4] جهت تخمین میزان کاهش مصرف آب در نیروگاه‌های حرارتی در مناطق کم‌آب، اقدام به مدل‌سازی یک برج خنک‌کن دوگانه کرده و میزان مصرف آب را در آن بررسی نمودند.

در سال 2013 ملک‌محمدی و همکاران [5] کاهش مصرف آب برج‌های خنک‌کن تر نیروگاه بخاری اسلام آباد اصفهان را مورد بررسی قرار دادند. برج‌های تر واحد 5 این نیروگاه توسط آن‌ها شبیه‌سازی شد و تغییر در دمای آب ورودی به برج تر، جهت بررسی تأثیر آن در میزان مصرف آب، مطالعه گردید. نتایج طراحی و مقایسه آن‌ها با اطلاعات چند نیروگاه دارای برج خشک، مؤید این بود که با عدم تغییر در دمای چگالنده و یا تعداد محدود مبدل حرارتی، صرفه‌جویی قابل ملاحظه‌ای در مصرف آب نیروگاه حاصل نخواهد شد. در سال 2013 زاو و همکاران [6] برج دوگانه‌ای با دو مدار

جدگانه برای جریان آب طراحی کردند. این برج خنک‌کن قابلیت آن را داشت که جریان آب در آن، بین دو قسمت تر و خشک با هر دو آرایش سری یا موازی تقسیم گردد. در سال 2014 اردکانی و رنجبر [7] الگوی جریان هوای ورودی به رادیاتورهای برج خنک‌کن خشک هلر را مطالعه نمودند. در این تحقیق میدانی، الگوی جریان هوا در اطراف قسمت پایین برج و درون دلتاهای برج خنک‌کن نیروگاه حرارتی مدنظر قائم مورد ارزیابی قرار گرفت. در سال 2014 صباغ‌یزدی و قره‌جانلو [8] برای کاهش اثر انسداد دهانه خروجی دودکش برج هلر و افزایش بازدهی آن در هنگام وزش باد، کاربرد تجهیزاتی را در بالای برج پیشنهاد داده و برای این کار از دو نمونه حلقه‌ای الاستیک با ارتفاع 5 و 10 درصد ارتفاع برج خنک‌کن استفاده کردند. در سال 2014 آسواپوستیکول و کوانساتان [9] با استفاده از شبیه‌سازی عددی و آزمایش‌های مختلف، یک ارزیابی مقایسه‌ای از عملکرد برج‌های خنک‌کن دوگانه، در محدوده‌ی گسترده‌ای از شرایط کاری انجام دادند.

در اغلب تحقیقات انجام شده در زمینه‌ی برج‌های خنک‌کن که به آن‌ها اشاره گردید، بررسی مصرف آب برج‌ها در شرایط عملکردی متفاوت و در خارج از شرایط طراحی، به طور ویژه مدنظر نبوده است. علی‌رغم این که در تحقیقات و کارهایی که در گذشته انجام شده، استفاده از برج‌های خشک کمکی در کنار برج‌های تر جهت کاهش مصرف آب مد نظر قرار گرفته، به موضوع تبدیل یک برج تر پیش‌ساخته به یک برج دوگانه (با اعمال تغییراتی در ساختمان برج) و بررسی کارکرد برج دوگانه‌ی حاصل در شرایط عملکردی مختلف پرداخته نشده است. علاوه بر آن در تحقیقات انجام شده در زمینه‌ی طراحی و بررسی عملکرد یک برج دوگانه، فرض بر آن بوده که این برج از ابتدا به صورت دوگانه طراحی شده و مورد استفاده قرار گیرد. در صورتی که مقصود این پژوهش این است که دوگانه‌سازی برج تر در حال کار با استفاده از مبدل‌های هوا-خنک متصل به بدنه‌ی برج، مورد مطالعه قرار گرفته و به ویژه میزان کاهش مصرف آب در برج دوگانه‌ی حاصل نسبت به برج تر موجود بررسی گردد. همچنین سعی شده اصلاحات انجामी تأثیر کمی بر روی دیگر اجزای نیروگاه گذاشته و هزینه‌ی اقتصادی آن نیز اندک باشد. در مرحله‌ی اول این پژوهش برج خنک‌کن تر و مبدل‌های هوا-خنک به طور جدگانه شبیه‌سازی گردیده و در گام بعدی از ترکیب این برنامه‌ها و اعمال ملاحظات لازم، برج خنک‌کن دوگانه شبیه‌سازی شده است. برای بررسی اعتبار شبیه‌سازی، از داده‌های تجربی برج خنک‌کن تر واحد 5 نیروگاه اسلام‌آباد استفاده شده و نتایج مربوط به برج‌های تر و دوگانه به ازای مشخصات این برج ارائه شده‌اند. برنامه‌های تدوین شده قادر می‌باشند برای شبیه‌سازی و محاسبه‌ی نرخ مصرف آب برج‌های خنک‌کن تر و دوگانه‌ی نیروگاه‌های دیگر نیز مورد استفاده قرار گیرند.

2- مبانی و معادلات حاکم

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

مهمترین بخش برج تر باز، هسته‌ی خنک‌کننده می‌باشد که سطح لازم تبادل جرم و حرارت را بین آب و هوا تأمین می‌کند. هسته خنک‌کننده به شکل یک محیط متخلخل متشکل از لایه‌های نزدیک به هم است. در برج‌های تر باز، آب توسط یک سیستم توزیع به وسیله‌ی افشاندن روی این شبکه‌ی متخلخل پاشیده می‌شود. هوای محیط از طریق دریچه‌های هوا وارد برج خنک‌کن شده و به هنگام عبور از هسته‌ی خنک‌کننده در تماس کامل با آب قرار گرفته و پس از جذب رطوبت و افزایش دما به جو منتقل می‌شود [10]. در "شکل 1"

¹ Fill

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

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

1. عدد لویس² هوا $(\frac{H}{C_{p,a}\gamma})$ برابر با 1 در نظر گرفته می‌شود.

2. از اتلاف 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 A_{vol} سطح تماس آب و هوا بر واحد حجم، dV حجم المان، dA_a مساحت ورودی هوا در المان موردنظر از هسته‌ی خنک‌کننده، m_{awa} دبی جرمی هوای مرطوب عبوری از المان بر واحد سطح المان مذکور، dh_a افزایش انتالپی مخصوص هوای مرطوب در عبور از المان موردنظر در جهت حرکت هوا و \dot{q} شار انتقال حرارت محلی بوده که توسط معادله‌ی (8) محاسبه می‌گردد [14].

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

با جای‌گذاری \dot{q} از رابطه‌ی (8) و قرار دادن $dA_a dz$ (z مختصه 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:

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

که در آن m_w میزان دبی آب عبوری از المان مورد نظر از هسته‌ی خنک‌کننده 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 اطلاق 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 چیبیشف³ 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_p و I_M می‌باشد. در

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

جهت طراحی و تخمین عملکرد یک برج خنک‌کن 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 هوای خشک، h_w انتالپی آب، h_a انتالپی هوای مرطوب بر واحد جرم هوای خشک و ω نسبت رطوبت (نسبت جرم بخار آب به جرم هوای خشک)، A سطح تبادل حرارت، ω_{sat} نسبت رطوبت هوای 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 هوای مرطوب بر واحد جرم هوای خشک (h_a) توسط رابطه‌ی (6) و انتالپی هوای 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 محرکه انتقال گرما می‌تواند توسط اختلاف انتالپی در یک مخلوط هوا و بخار آب بیان شود.

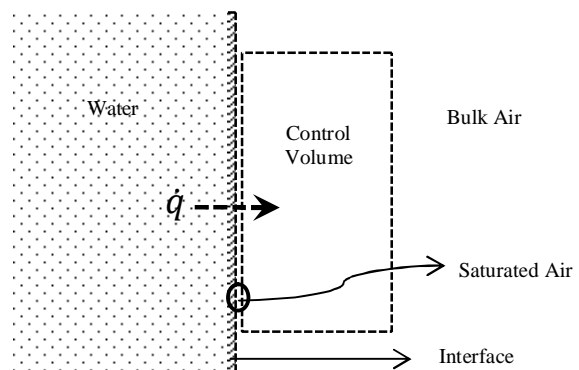


Fig. 1 The interface between water and air in fill of a wet cooling tower
شکل 1 سطح تماس آب و هوا در هسته‌ی خنک‌کننده‌ی برج خنک‌کن تر

¹ Merkel

² Lewis

³ Chebyshev

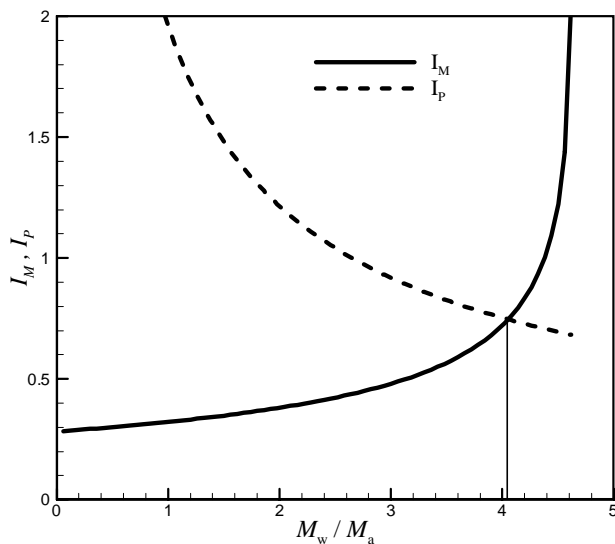


Fig. 2 Obtaining water to air mass flow ratio for the design condition of the wet cooling tower of Isfahan Islamabad power plant

شکل 2 محاسبه‌ی نسبت دبی جرمی آب به هوا در نقطه‌ی طرح برج خنک‌کن 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) به دست 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 متناسب 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 روش‌ها NTU-ε و روش اختلاف دمای متوسط لگاریتمی (LMTD) می‌باشند. NTU در حقیقت تعداد واحدهای انتقال و ε بازده عملکرد مبدل حرارتی است. در واقع ε نسبت انتقال حرارت واقعی به حداکثر انتقال حرارت ممکن در مبدل می‌باشد. برای محاسبات مربوط به مبدل‌های حرارتی هوا-خنک در این مقاله از روش NTU-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.

تیین 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 مرکب 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 موردنظر 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 و 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 -0.35 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 منحنی-های I_M و I_p را برحسب 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 آوردن نسبت دبی نقطه‌ی طرح برای برج خنک‌کن 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 معیاری برای تعیین میزان رطوبت هوا است و در واقع نسبت جرم بخار آب موجود در هوا به کل جرم هوای مرطوب 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 مرطوب و m_a جرم هوای خشک می‌باشد. میزان تبخیر آب در هسته‌ی خنک‌کننده‌ی 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)، $M_{v,out}$ و $M_{v,in}$ به ترتیب دبی جرمی بخار آب ورودی و خروجی هسته‌ی خنک‌کننده، M_a دبی هوای مرطوب عبوری از هسته‌ی خنک‌کننده و f_{out} و f_{in} به ترتیب رطوبت ویژه‌ی 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

² American Petroleum Institute

¹ Hamon-Sobelco

سمت داخل لوله، R_{D_0} ضریب رسوب گذاری در سمت هوا، H_i ضریب انتقال حرارت جابجایی سمت داخل لوله، H_0 ضریب انتقال حرارت جابجایی سمت هوا، R_{con} مقاومت تماسی بین لوله و پره ها، A_{con} سطح تماس بین لوله و پره ها، d_i قطر داخلی لوله، A_i سطح انتقال حرارت داخلی لوله $(\pi d_i L)$ و k_{tube} ضریب هدایت حرارتی لوله می باشد.

2-3- برج خنک کن دوگانه ی باز با جریان مخالف و مکش اجباری

برج خنک کن دوگانه ی باز جریان مخالف، از یک برج خنک کن تر باز و تعدادی مبدل حرارتی هوا-خنک تشکیل می شود. هسته ی خنک کننده ی این برج ها به صورت افقی نصب می گردد. این برج ها در چیدمان های مختلف به لحاظ ساختمان و همچنین از نظر مسیر جریان های آب و هوا در دو قسمت خشک و تر (سری یا موازی) موجود هستند. یکی از کارآمدترین چیدمان ها در برج های خنک کن دوگانه، چیدمان معروف به PPWD⁴ می باشد. در این آرایش، هوا به صورت موازی و آب به صورت سری بین دو قسمت برج تر و مبدل های هوا-خنک جریان می یابد. به طوری که یک فن مکشی در بالای برج، جریان هوا را به صورت موازی از دو قسمت برج تر و مبدل ها به سمت خود می کشد و این دو جریان در یک محفظه ی اختلاط، با هم مخلوط می شوند [9]. در "شکل 3" نمایی از یک برج خنک کن دوگانه 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 می باشد. مبنای تقسیم دبی هوا بین دو قسمت تر و خشک به گونه ای است که افت فشار هر دو جریان از ورودی تا محفظه ی اختلاط با یکدیگر مساوی باشد. این چیدمان دو ویژگی مهم دارد. یکی آن که هوای گرم خروجی از مبدل های هوا-خنک وارد هسته ی خنک کننده نمی شود و از سیستم دفع می گردد. دیگر آن که استفاده از این ساختار برای دوگانه سازی برج تر باعث کاهش دبی تولیدی فن برج تر نخواهد شد. با وجود این که چیدمان های گوناگونی از برج های دوگانه وجود دارد، با توجه به مشخصات برج های خنک کن نیروگاه اسلام آباد، چیدمان PPWD جهت تبدیل برج های نیروگاه به برج دوگانه به میزان قابل توجهی مناسب تر است. همچنین با توجه به شرایط نیروگاه، این چیدمان از نقطه نظر اقتصادی نیز نسبت به سایر چیدمان ها بهتر می باشد. دوگانه سازی برج خنک کن تر، علاوه بر کاهش مصرف آب، باعث کاهش آلودگی های زیست-محیطی به ویژه مه خروجی از دهانه ی برج می گردد.

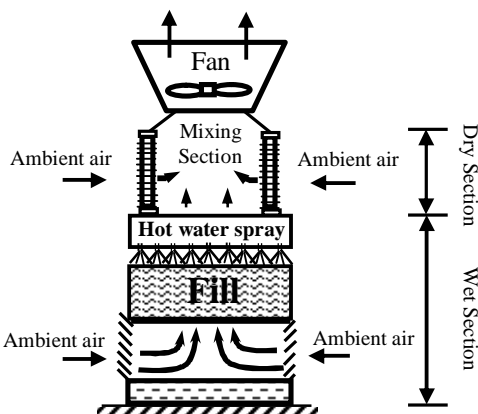


Fig. 3 Hybrid cooling tower with PPWD configuration

شکل 3 برج خنک کن دوگانه با چیدمان PPWD

اگر A_f سطح تبادل حرارت پره ها و A_t کل سطح تبادل حرارت در سمت هوا (سمتی که پره ها نصب می گردد)، باشد، نسبت این دو را می توان از رابطه ی (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 فاصله ی بین لبه دو پره ی متوالی می باشد. پارامتر هندسی مهم دیگری که در محاسبات مورد بحث کاربرد دارد، نسبت کل سطح تبادل حرارت سمت هوا به سطح لوله ها بدون پره (A_b) می باشد که توسط رابطه ی (19) محاسبه می گردد. در این رابطه $D_f = D_r + 2l_f$ می باشد.

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

برای محاسبات انتقال حرارت سمت هوا، از ضریب کولبرن¹ استفاده می شود که طبق رابطه ی (20) تعریف شده و برای مبدل های هوا-خنک با لوله های دایروی و پره های دیسکی توسط رابطه ی (21) به دست می آید [23].

$$j \equiv \frac{H}{G C_p} \text{Pr}_3^{\frac{2}{3}} \quad (20)$$

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

که در آن H ضریب انتقال حرارت جابجایی، C_p گرمای ویژه، j ضریب کولبرن، G سرعت جرمی (حاصل ضرب سرعت در چگالی)، Pr عدد بدون بعد پرانتل و Re_a عدد رینولدز سمت هوا است. یک پارامتر مهم دیگر در مبدل های هوا خنک پره دار، سرعت جرمی (G) بیشینه (حاصل ضرب سرعت بیشینه در چگالی) می باشد، که برای سمت هوا مطابق معادله ی (22) قابل محاسبه است.

$$G_{a,\max} = \left[\frac{2P_{a,\text{in}} \eta_o \left(\frac{\Delta P_a}{P_{a,\text{in}}}\right)}{\frac{1}{\rho_m} \text{Pr}_3^{\frac{2}{3}} (1.1 \text{NTU})} \left(\frac{j}{f}\right)^{\frac{1}{2}} \right] \quad (22)$$

که در آن f ضریب اصطکاک فانیگ²، $P_{a,\text{in}}$ فشار هوای ورودی، ΔP_a افت فشار هوا، ρ_m متوسط چگالی هوا در ورودی و خروجی و η_o بازده حرارتی کلی سطح پره دار می باشد. برای محاسبه ی افت فشار سمت هوا در مبدل های حرارتی مورد بحث از معادله ی (23) استفاده می گردد [24].

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

در معادله ی (23)، $\rho_{a,m}$ ، $\rho_{a,\text{in}}$ و $\rho_{a,\text{out}}$ به ترتیب چگالی هوای متوسط، ورودی و خروجی، f_d ضریب اصطکاک دارسی³ و N_L تعداد ردیف لوله در مقابل جریان هوا می باشد. محاسبات مربوط به انتقال حرارت و افت فشار سیال داخل لوله، در مبدل های مورد بحث مشابه مبدل های لوله-پوسته بوده که در مرجع [23] آورده شده است.

معادله ی (24) برای طراحی و تخمین عملکرد مبدل حرارتی هوا-خنک استفاده می گردد. از این معادله برای محاسبه ی ضریب انتقال حرارت کلی، برای حالتی که پره های بلند به کار گرفته شوند، استفاده می شود [25].

$$\frac{1}{U_D A_t} = \left(\frac{1}{H_i} + R_{D_i} \right) \frac{1}{A_i} + \frac{\ln \left(\frac{D_r}{d_i} \right)}{2\pi k_{\text{tube}} L} + \frac{R_{\text{con}}}{A_{\text{con}}} + \frac{1}{A_t \eta_o H_o} + \frac{R_{D_o}}{\eta_o A_t} \quad (24)$$

که در آن U_D ضریب انتقال حرارت کلی، R_{D_i} ضریب رسوب گذاری در

¹ Colburn

² Fanning

³ Darcy

⁴ Parallel Path Wet/Dry

با توجه به این که برج‌های دوگانه 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-خنک می‌باشند. با توجه به نوع چیدمان برج دوگانه، تعداد روابط اندکی علاوه بر معادلات و روابط قسمت‌های خشک و تر باید مد نظر گرفته شوند.

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

1. دبی هوای کل، برابر با مجموع دبی 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 دبی آب از مبدل‌های هوا-خنک، دمای آب ورودی به قسمت تر برابر با دمای آب خروجی از قسمت خشک است.
4. در صورت عبور کسری از دبی کل آب از مبدل‌های هوا-خنک، دمای آب ورودی به هسته‌ی خنک‌کننده بیشتر از دمای آب خروجی از مبدل‌های هوا-خنک خواهد بود.

با توجه به "شکل 3"، 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].

$$\frac{G_{WCT}}{G_T} = 1 - \frac{G_{DCT}}{G_T} = \frac{h_4 - h_2}{h_3 - h_2} = \frac{\omega_4 - \omega_2}{\omega_3 - \omega_2} \quad (25)$$

که در آن G_{WCT} دبی جرمی هوای برج تر، G_{DCT} دبی جرمی هوای برج خشک، و G_T دبی جرمی کل هوای برج خنک‌کن دوگانه می‌باشد. همچنین h_2 و ω_2 به ترتیب انتالپی مخصوص و نسبت رطوبت هوای خروجی از مبدل‌های هوا-خنک، h_3 و ω_3 به ترتیب انتالپی مخصوص و نسبت رطوبت هوای خروجی از هسته خنک‌کننده و h_4 و ω_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 دوگانه‌ی 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 دبی مذکور می‌باشد. اگر Q_{DCT} ، Q_{WCT} و Q_T به ترتیب حرارت دفع شده از قسمت‌های تر، خشک و کل برج دوگانه 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 5 نیروگاه اسلام‌آباد اصفهان شبیه‌سازی شده است. مشخصات اصلی این برج در "جدول 1" آمده است. شبیه‌سازی برج تر برای دو سیستم متفاوت کنترل دبی هوا انجام گرفته است. سیستم اول که مشابه سیستمی است که در حال حاضر در نیروگاه اسلام‌آباد مورد استفاده قرار می‌گیرد، کنترل دبی 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

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 محدوده‌ی مجاز برساند. اگر با اضافه شدن یک فن، هنوز دما به حد مجاز نرسیده باشد، یک فن دیگر مجدداً 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 20%، یعنی معادل 1.56°C اعلام کرده است. البته در عمل به دلیل جلوگیری از اختلال 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 دبی 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 دوگانه (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 12 سل برج تر واحد 5 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 $40 \frac{\text{m}^3}{\text{s}}$ دبی هوای اضافی مورد نیاز باشد، در صورتی که با اضافه کردن یک فن، مقدار بسیار بیشتری (حدود $450 \frac{\text{m}^3}{\text{s}}$ برای برج تر واحد 5

جدول 1 مشخصات اصلی برج خنک‌کن تر نیروگاه اسلام‌آباد اصفهان

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 گرداننده‌ی 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

هوا-خنک به سیستم به مقدار $45175.4 \frac{m^3}{h}$ می‌رسد؛ یعنی کاهش 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 کارکرد 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" منحنی 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 توسط 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 خنک‌کن تر و همچنین برج دوگانه (برج تر دوگانه‌سازی 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

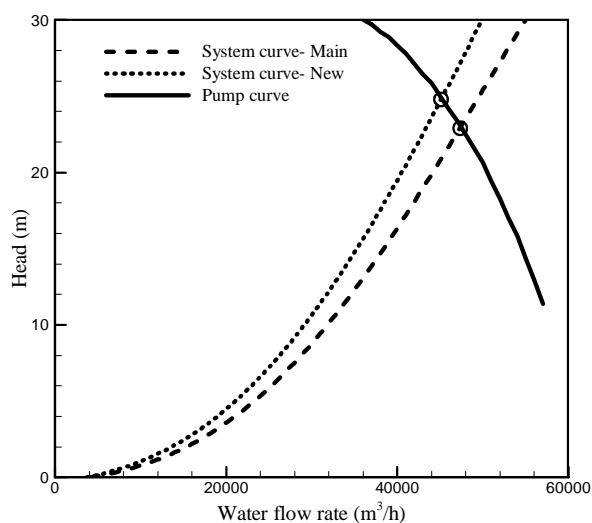


Fig. 4 Pump characteristic curve and system resistance curves for the main and the new circulating water systems

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 مورد 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 سرعتی 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 سرعتی 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 اختلالی در عملکرد چگالنده در شرایط مختلف محیطی ایجاد نمی‌گردد، از نوسان ناگهانی نرخ مصرف آب نیز جلوگیری می‌گردد. در سیستم کنترل بهینه‌ی دبی هوا در این پژوهش، تمامی 12 فن روشن بوده و دارای دور برابر هستند.

در گام بعدی این تحقیق، از طریق نصب تعدادی مبدل هوا-خنک در قسمت فوقانی برج خنک‌کن تر (مطابق "شکل 3")، این برج تبدیل به برج دوگانه گردیده و برج دوگانه‌ی 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 مرکب بوده و شبیه‌سازی مبدل‌های هوا-خنک بر اساس روش $\varepsilon - NTU$ 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 خنک‌کننده‌ی 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 مورد استفاده در برج خنک‌کن دوگانه
Table 2 The main characteristics of the air-cooled heat exchangers used in hybrid cooling tower

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

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 $100 \frac{m^3}{s}$ ، در دماهای مختلف محیط مقایسه گردیده است. با توجه به "شکل 6" می‌توان ملاحظه نمود که خطا در محاسبه‌ی دمای آب خروجی از مبدل، نسبت به نتایج HTFS از 0.03% تجاوز نمی‌کند. این مطلب نشان می‌دهد خطای شبیه‌سازی در محاسبه‌ی دمای آب خروجی از مبدل‌های هوا-خنک مقدار اندکی است. با توجه به اینکه در شبیه‌سازی برج خنک‌کن تر نیز میانگین خطا در هر دو حالت محاسباتی کمتر از 5% می‌باشد، می‌توان نتیجه گرفت که نتایج حاصل از برنامه‌های برج تر از اعتبار نسبتاً خوبی برخوردار می‌باشند. با توجه به مقادیر خطاهای به دست آمده در شبیه‌سازی برج خنک‌کن تر و مبدل‌های هوا-خنک، می‌توان انتظار داشت نتایج حاصل از شبیه‌سازی برج خنک‌کن دوگانه که ترکیبی از برج تر و مبدل‌های هوا-خنک است، از صحت خوبی برخوردار باشند.

4-2- سیستم کنترل دبی هوا از طریق تعیین تعداد فن روشن

در "شکل 7" نمودار تغییرات نرخ مصرف آب، تعداد فن روشن، دمای آب ورودی به قسمت تر و دمای آب خروجی برای برج دوگانه (برج تر دوگانه-ساز شده)، به ازای دماهای حباب خشک مختلف، آورده شده است. در این شکل می‌توان مشاهده کرد که رفتار منحنی مصرف آب بسیار شبیه به رفتار منحنی تعداد فن روشن می‌باشد؛ زیرا تعداد فن روشن در حقیقت تعیین کننده‌ی 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 خنک‌کاری 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

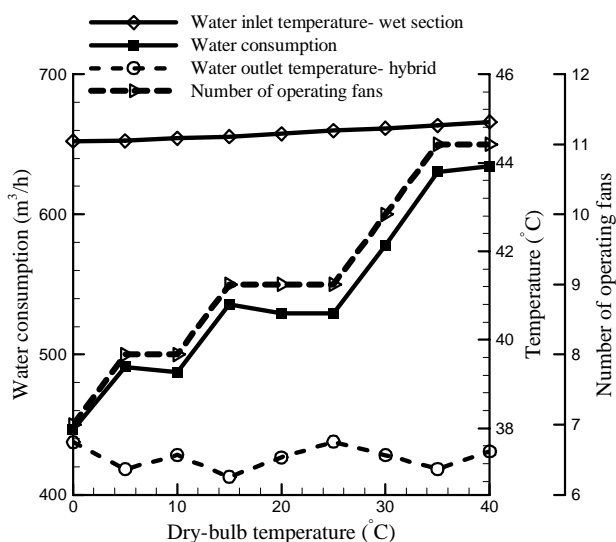


Fig. 7 Variations in water consumption rate, number of operating fans, water inlet temperature in the wet section and water outlet temperature of the hybrid cooling tower for various dry-bulb temperatures- fan switching (on/off) airflow control system

شکل 7 تغییرات نرخ مصرف آب، تعداد فن روشن، دمای آب ورودی به قسمت تر و دمای آب خروجی برج خنک‌کن دوگانه به ازای دماهای حباب خشک مختلف- سیستم کنترل دبی هوا از طریق تعیین تعداد فن روشن

محاسبه شده توسط برنامه‌ها برای مجموع 12 سل برج تر در دماهای 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 خطا نسبت به نتایج تجربی به ترتیب 0.7% و 7.18% و در حالت کنترل دبی از طریق تعیین تعداد فن روشن، کمترین و بیشترین خطا نسبت به نتایج تجربی به ترتیب 1.26% و 9.22% می‌باشد. میانگین خطا در دماهای مختلف در حالت کنترل دبی هوا به صورت بهینه 2.6% و در حالت کنترل از طریق تعیین تعداد فن روشن 4.5% است. در "شکل 6" نمودار مربوط به سنجش اعتبار نتایج شبیه‌سازی مبدل‌های حرارتی هوا-خنک آورده شده است.

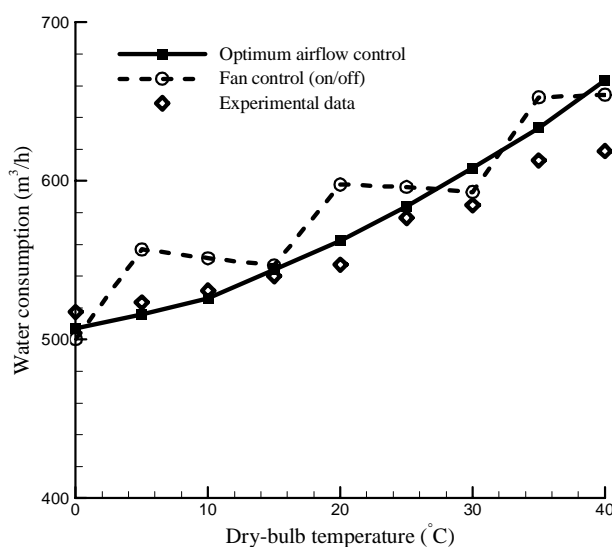


Fig. 5 Comparison of water consumption rates of wet tower between simulated results (for two different airflow control systems) and experimental data for various dry-bulb temperatures

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

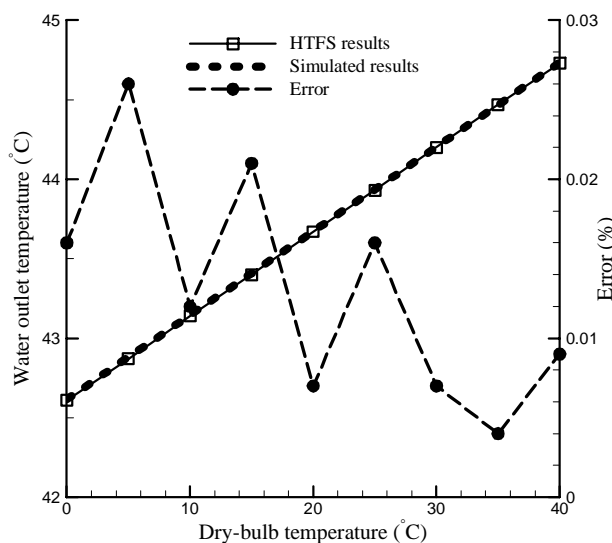


Fig. 6 Comparison of water outlet temperatures of the air-cooled heat exchangers between the simulated results and results obtained by HTFS for various dry-bulb temperatures

شکل 6 مقایسه‌ی دمای آب خروجی از مبدل‌های هوا-خنک بین نتایج محاسبه شده و نتایج HTFS به ازای دماهای 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، عمده‌ی 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 این‌که انتظار می‌رود کاهش مصرف آب در دماهای پایین بیشتر باشد، منحنی صرفه‌جویی در مصرف آب در "شکل 8" دارای رفتار منظمی نیست. دلیل این امر تغییرات رطوبت نسبی در دماهای 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 دماهای مختلف حباب خشک محیط برابر 7.5% است.

در "شکل 9" مصرف آب برج دوگانه و برج تر در میانگین دمای ماه‌های مختلف سال، با فرض کنترل دبی از طریق تعیین تعداد فن روشن، با هم مقایسه شده‌اند. ماه‌های سال میلادی بوده و به صورت شماره‌های 1 الی 12 (ژانویه تا دسامبر) روی شکل مشخص شده‌اند. با این‌که 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 روشن، 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 می‌یابد و از طرفی عملکرد قسمت تر افت می‌کند.

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

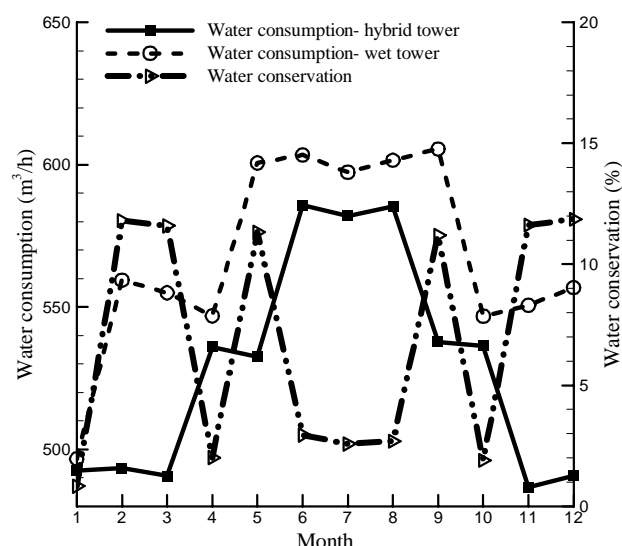


Fig. 9 Comparison of water consumption rates between the wet and hybrid cooling towers in 12 months (for monthly average temperatures) during a year- fan switching (on/off) airflow control system

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 روشن

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 دماهای 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 این‌که افزایش هر یک از 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 این‌که دمای حباب خشک چقدر افزایش و رطوبت نسبی چقدر کاهش یابد، ممکن است مقدار رطوبت ویژه بیشتر یا کمتر گردد. اگر تغییرات رطوبت نسبی نسبت به دمای حباب خشک کم باشد، به طوری که نسبت به 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 دماهای 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 دماهای پایین 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"، بعضاً با افزایش دمای حباب خشک و ثابت بودن تعداد فن روشن، نرخ مصرف آب دچار کاهش اندکی شده است.

در "شکل 8" مقایسه‌ای بین مصرف آب برج خنک‌کن دوگانه و برج تر برحسب دمای حباب خشک، در حالت کنترل دبی با تعیین تعداد فن روشن 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 مصرف

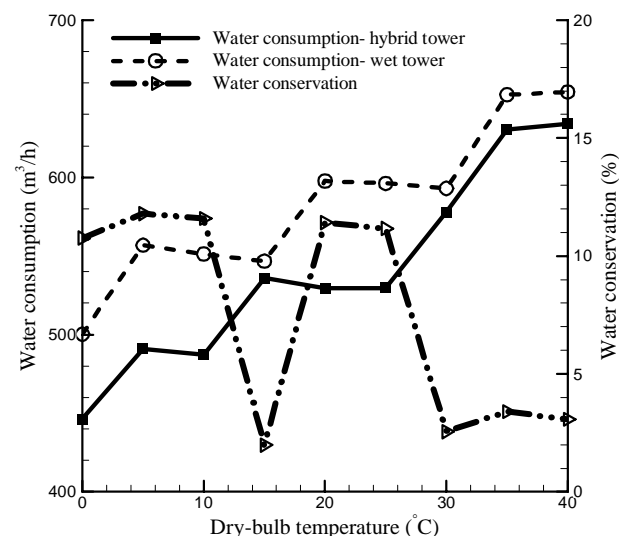


Fig. 8 Comparison of water consumption rates between the wet and hybrid cooling towers for various dry-bulb temperatures- fan switching (on/off) airflow control system

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

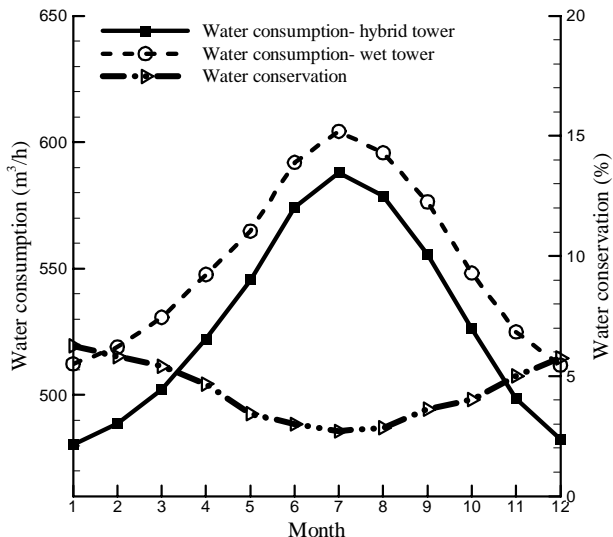


Fig. 11 Comparison of water consumption rates between the wet and hybrid cooling towers in 12 months (for monthly average temperatures) during a year- optimum airflow control system

شکل 11 مقایسه‌ی نرخ مصرف آب بین برج‌های خنک‌کن تر و دوگانه 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 روشن، 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 روشن، یک حد مجاز برای تجاوز دمای آب خروجی از 37.2°C در نظر گرفته شده است.

در "شکل 11" این نکته را به وضوح می‌توان دریافت که در ماه‌های گرم سال (ژوئای 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 هوا-خنک قادر خواهند بود دمای آب خنک‌کن را پیش از ورود به هسته‌ی خنک‌کننده‌ی 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 تأثیر قابل توجهی بر نرخ مصرف آب دارند. در دوگانه‌سازی به طریقی که در این تحقیق بدان پرداخته شده، کاهش مصرف آب برج خنک‌کن از طریق کاهش دمای آب ورودی به هسته‌ی خنک‌کننده مد نظر 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 دوگانه تبدیل نگردد و تنها سیستم کنترل دبی هوای 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 140335 m^3 خواهد بود.

طبق نتایج به دست آمده، برای سیستم کنترل دبی از طریق تعیین تعداد فن روشن، میزان متوسط نرخ سالانه‌ی صرفه‌جویی در مصرف آب حاصل از دوگانه‌سازی 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 هوای بیشتری مورد نیاز خواهد بود؛ این موضوع باعث افزایش مصرف آب می‌شود. در "شکل 9" می‌توان مشاهده نمود که نرخ مصرف آب در ماه ژوئای (گرمترین ماه سال) از ماه‌های قبل و بعد کمتر است. دلیل این موضوع تغییرات رطوبت نسبی طی ماه‌های متوالی 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 دوگانه برای سیستم کنترل دبی بهینه به ازای دماهای حباب خشک مختلف محیط با هم مقایسه شده‌اند. با توجه به این شکل می‌توان مشاهده نمود که اولاً منحنی مصرف آب برج‌های تر و دوگانه دارای نوسان‌های ناگهانی نیست، ثانیاً منحنی صرفه‌جویی مصرف آب رفتار منظمی داشته و با افزایش دمای محیط کاهش می‌یابد. در واقع با افزایش دمای محیط، تأثیر مبدل‌های هوا-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 روشن، 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 میانگین میزان صرفه‌جویی در مصرف آب برج تر توسط دوگانه‌سازی، در دماهای مختلف محیط برابر 3.9% است.

در "شکل 11" مصرف آب برج دوگانه به ازای ماه‌های 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 ماه‌های مختلف سال به طور میانگین

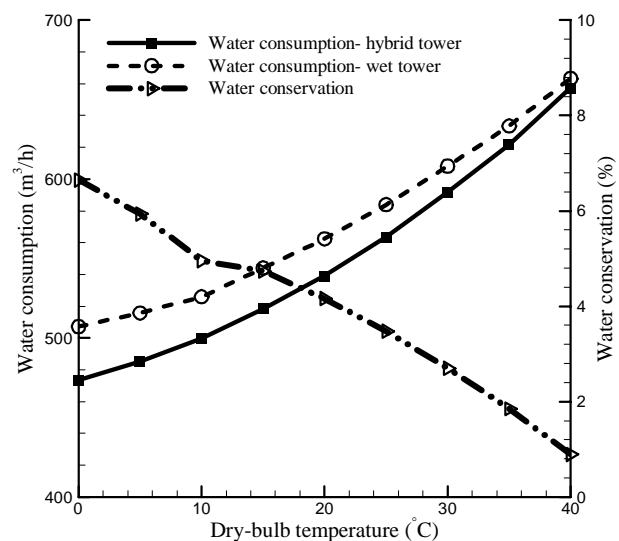


Fig. 10 Comparison of water consumption rates between the wet and hybrid cooling towers for various dry-bulb temperatures- optimum airflow control system

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

تنها یک فن روشن باشد 125 kW و اگر به عنوان مثال 8 فن روشن باشد، 8 برابر این مقدار یعنی 1000 kW توان مصرفی فن‌های برج خواهد بود. برای سیستم کنترل بهینه‌ی دبی با توجه به روشن بودن 12 فن و کارکرد با دور برابر، هر فن با دور کمتری نسبت به سیستم کنترل تعداد فن روشن (فن‌های تک‌سرعه) 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 12" به طور متوسط، میزان توان مصرفی در سیستم کنترل دبی بهینه 59% نسبت به سیستم دیگر کمتر است. با در نظر گرفتن این مطلب که اجرای طرح‌های دیگر برای کاهش مصرف آب برج خنک‌کن (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، محوطه‌ی اشغالی زیادتر و بعضاً 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.

5- جمع‌بندی

در این پژوهش، تبدیل برج خنک‌کن تر به برج خنک‌کن 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 به صورت 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 می‌یابد. 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 4.3%) به دست آمده است. باید توجه داشت که مقدار صرفه‌جویی 4.3% برای حالتی است که دبی هوا در هر دو برج خنک‌کن 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 7%) است. بنابراین طبق نتایج به دست آمده، در صورت دوگانه‌سازی برج تر بدون تغییر سیستم کنترل دبی هوای 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.

4-4- 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 12" آورده شده است.

با توجه به "شکل 12" توان مصرفی فن‌ها و در نتیجه هزینه‌ی برق مصرفی، برای حالت کنترل دبی بهینه، در تمامی دماها به میزان قابل توجهی از سیستم دیگر کمتر است. توان مصرفی هر کدام از فن‌هایی که در شرایط فعلی برای 12 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

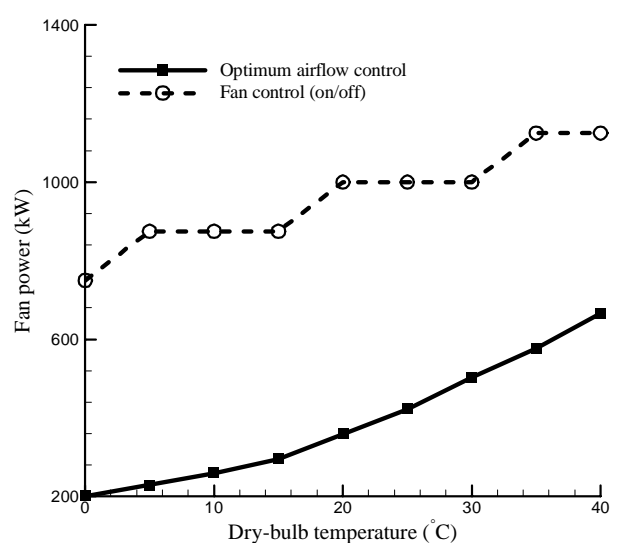


Fig. 12 Comparison of fan power consumption in the wet tower between the two different airflow control systems

شکل 12 مقایسه بین توان مصرفی فن‌ها در برج تر برای دو سیستم متفاوت کنترل دبی هوا

- [8] S. R. Sabbagh Yazdi, 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. Treutok, 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) دوگانه‌سازی ارائه شده در این تحقیق، با توجه به شرایط برج‌های خنک‌کن تر نیروگاه اسلام‌آباد، عملی بوده و نیازمند تخصیص هزینه‌ی کمتری نسبت به روش‌های دیگر دوگانه‌سازی می‌باشد.
- (7) با توجه به این که در دوگانه‌سازی 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

نویسندگان 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. Shafiei, 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. Ahmadi, 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)