

تاثیر سیستم تر بر عملکرد برج خنک کن خشک همراهی در اثر افزایش دبی اسپری جلال شیشوانی: واحد بهره برداری نیروگاه برق سهند تبریز (بناب)

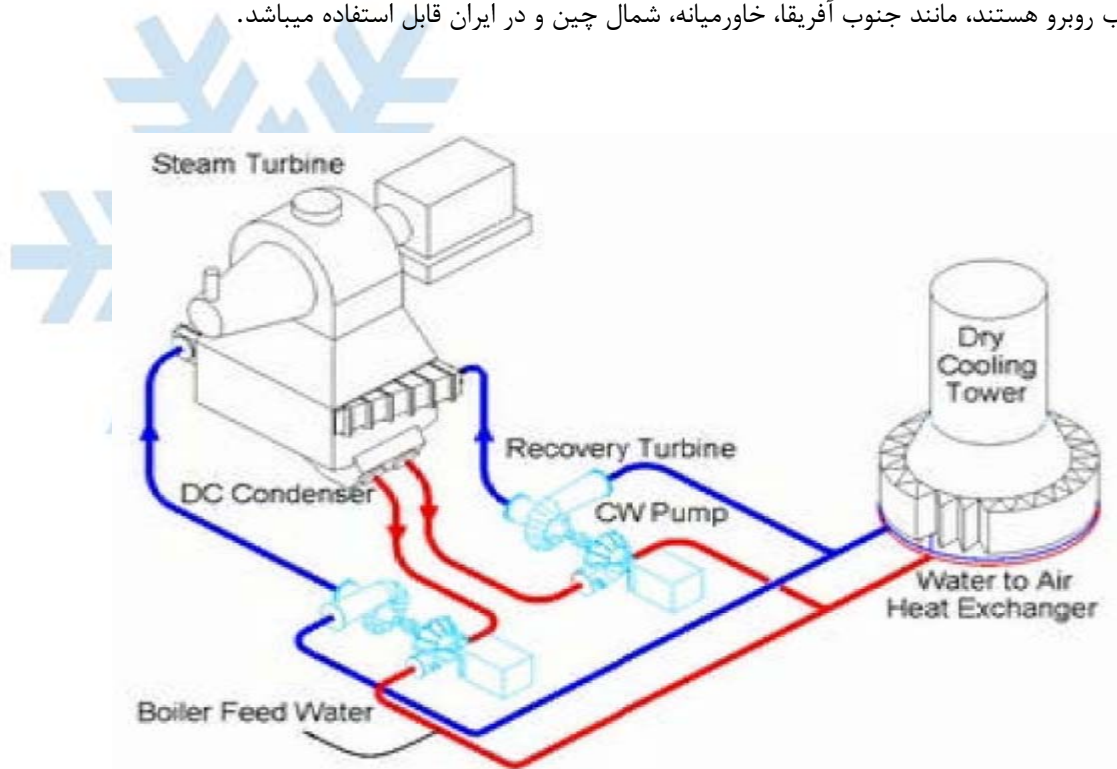
چکیده:

سیستم آب گردشی نیروگاه، به منظور خنک کردن آب کندانسور بایستی گرما را بطور موثری از چرخه بخار گرفته و به محیط دفع کند. یکی از انواع پرکاربرد سیستمهای فوق، برج های خنک کن خشک با مکش طبیعی (برج هلر) میباشد که بطور گسترده در مناطق کم آب، نظیر ایران، استفاده می شوند. عملکرد برج های هلر به شدت تحت تاثیر شرایط محیط، بویژه سرعت باد و دبی هوای مکیده شده به سمت برج، قرار می گیرد. بررسی ها نشان می دهد که عموماً افزایش سرعت وزش باد، کاهش عملکرد برج هلر را بدنبال دارد. از اینرو استفاده از دیوارهای بادشکن به منظور کاهش این اثرات و نیز تزریق دود خروجی از نیروگاه بدرون برج جهت ایجاد مکش بهتر پیشنهاد شده است. در این پژوهش سه برج هلر همراهی بهمراه لوله تزریق دود و دیوارهای بادشکن مدل شده است و با در نظر گرفتن اثر شناوری (بویانسی) و با فرض جریان سه بعدی غیرقابل تراکم، معادلات ناویراستوکس و معادله انرژی با کمک روش دینامیک سیالات محاسباتی حل شده و میدان جریان هوا در اطراف و داخل مجموعه ی سه برج همراهی و میزان انتقال حرارت از رادیاتورها بدست آمده اند. مقایسه عملکرد حرارتی برج ها در شرایطی که تزریق دود انجام نمی شود و دیوار بادشکن هم وجود ندارد، نشان می دهد که کاهش عملکرد حرارتی برای برج های تحت وزش باد و بدون استفاده از روشهای بهبود عملکرد شدیدتر از حالتی است که این روشها بکار گرفته می شود. و نیز نتایج بیانگر اینست که مجاورت سه برج در کنار یکدیگر می تواند آثار مثبتی شبیه به استفاده از دیوارهای بادشکن روی مکش بیشتر هوا بدرون برج ها داشته باشد که به نوبه خود موجب افزایش هرچه بیشتر راندمان حرارتی برج ها می گردد.

واژه های کلیدی: برجهای خنک کن همراهی، راندمان حرارتی، وزش باد، ضریب انتقال حرارت آب

مقدمه

با کشف قدرت بخار آب، منابع مختلف انرژی، اغلب به منظور تولید انرژی الکتریکی مورد استفاده قرار گرفتند. در کشور ما ایران نیز با توجه به وجود منابع خدادادی سوخت های فسیلی، توجه بیشتری به سمت نیروگاه های حرارتی معطوف شده است. طی دو دهه گذشته، با افزایش شدید بهای انرژی و مشکلات زیست محیطی پدید آمده، مسائل مرتبط با انرژی در صدر برنامه ریزی ها قرار گرفته است. برنامه ها و تلاشهای زیادی برای بهره برداری مناسب از انرژی و بهبود فرایندها صورت پذیرفته است. مطالعات نشان می دهند که نیروگاه های حرارتی مدرن بیش از 60% حرارت ورودی را هدر می دهند. از این مقدار حدود 15% - 10% توسط گازهای داغ از آگزوز به بیرون رها می شود، حدود 45% هم از طریق کندانسور نیروگاه به محیط ریخته می شود. [5 در شکل 1 می توان جایگاه برج خنک کن خشک با مکش طبیعی که یکی از اجزاء اصلی سیستم خنک کن نیروگاهی بوده و نقش مهمی در صرفه جویی در زمینه انرژی و آب ایفا می کند را در چرخه یک نیروگاه مشاهده کرد. این نوع سیستم خنک کن عمدتاً در مناطق خشک جهان که با کمبود منابع آب روبرو هستند، مانند جنوب آفریقا، خاورمیانه، شمال چین و در ایران قابل استفاده میباشد.



عملکرد برج های خشک شدیداً به شرایط محیطی، از جمله شرایط وزش باد که می تواند بیش از 40% ظرفیت خنک کاری کلی برج را کاهش دهد، وابسته می باشد. از اینرو، بررسی تأثیر وزش باد بر عملکرد برجهای خنک کن و ارائه روش هایی برای بهبود عملکرد آنها در جهت افزایش کارایی و کاهش اتلاف انرژی اهمیت دارد. اندازه گیری هایی در مقیاس واقعی برای مطالعه عملکرد حرارتی برج های خنک کن خشک صورت گرفته است. اما با توجه به اندازه بسیار بزرگ برج های خنک کن خشک و فیزیک پیچیده جریان سیال در آنها، انجام آزمایش هایی مانند

اندازه گیری توزیع سرعت و دمای جریان سیال لذا بهره گیری از روشهای عددی وار می باشد برای اندازه گیری، (CFD) متداول می باشد. برج های خنک کن مورد مطالعه، دو برج خنک کن خشک با مکش طبیعی از نوع هلر که به صورت همراستا در نیروگاه سهند نصب شده، می باشند. در این تحقیق دو برج خنک کن همراستا در شرایط وزش باد مورد مطالعه قرار گرفته و اثرات برجهای روی یکدیگر و استفاده از دیوارهای بادشکن تحت این شرایط روی عملکرد دو برج بررسی گردیده است در پایان نتایج حاصل با اطلاعات تجربی مقایسه شده اند. مطالعه بر روی اثرات مختلف، قسمتی از تحقیقات پیشین را شامل می شود؛ شبیه سازی سه بعدی جریان داخل و اطراف یک برج خشک با مکش طبیعی را انجام دادیم. به بررسی اثرات باد و دمای محیط روی برج خنک کن خشک پرداختند؛ بطوریکه اثرات وزش باد با سرعت های مختلف را بر روی یک برج خنک کن خشک هلر بررسی کرده و سپس به مقایسه آثار نامطلوب وزش باد روی برج پرداختند و در تحقیق دیگر آثار وزش باد را به دو برج همراستا تعمیم دادند.

تاریخچه

از جمله پارامترهایی که تاثیر منفی در کارکرد سیستم های خنک کن خشک دارد، تغییرات سرعت و جهت وزش باد می باشد. برخی مطالعاتی که در زمینه تأثیر باد روی عملکرد برج های خنک کن با جریان طبیعی انجام شده و همچنین راه حل هایی که برای بهبود عملکرد آنها صورت گرفته و یا پیشنهاد شده را میتوان به اندازه گیری های تجربی بر روی یک نمونه کامل (برج واقعی)، تست های انجام شده در تونل باد و در نهایت، شبیه سازی های عددی تقسیم بندی کرد. در شبیه سازی های عددی، نوع نگاه به پدیده وزش باد بر برج های خنک کن نیز می تواند متفاوت باشد. به عنوان نمونه کارهای عددی زیادی در زمینه بررسی فیزیک جریان در پشت برج انجام گرفته است. این بررسی ها عمدتاً برای توده خروجی برج و اثر باد بر گسترش این خروجی، به صورت دوبعدی و سه بعدی انجام شده است. در این راستا فعالیت هایی نیز برای تعیین اثر نحوه چیدمان مبدل ها (افقی - عمودی) بر میزان افت عملکرد برج های خنک کن خشک در حین وزش باد صورت گرفته است. برای بهبود عملکرد برج ها در حین وزش باد، شبیه سازی هایی نیز با در نظر گرفتن یک دیواره متخلخل در مرکز سازه برج و همچنین دیواره هایی با اندازه، تعداد و آرایش مختلف در اطراف برج انجام شده است. بررسی جریان باد حول برج های خنک کن خشک، به منظور برآورد توزیع دمای آب خروجی از مبدل های برج و مقدار حرارت خارج شده از برج، از دیگر کارهای صورت گرفته شده است.

سیستم خنک کن اصلی (MCT) Main Cooling Tower

برج های خنک کن نیروگاه سهند، MCT (MAIN Cooling Tower) عمل خنک نمودن آب مورد استفاده جهت پاشش در کندانسور و تبدیل بخار خروجی توربین LOW PRESSURE به آب را انجام می دهند. در این سیستم برای ایجاد جریان آب بین کندانسور و برج خشک واحد از دو دستگاه پمپ چرخش آب (CWP) $(circulating\ water\ 2 \times 60\% \text{ pump})$ و دو عدد هیدروتوربین باز یافت انرژی جنبشی استفاده می گردد.

این سیستم شامل 2 عدد برج خنک کن با مشخصات زیر می باشد:

نوع برج: برج خشک هلر با سازه بتنی

ارتفاع برج: 130 متر

حداکثر قطر: 110.5 متر (در پایین)

حداقل قطر: 63.2 متر

پیش بینی سرعت باد در طراحی برج: 110 متر بر ثانیه در ارتفاع 10 متری

ظرفیت خنک کاری هر برج: 46.349 گیگا کالری بر ساعت

نوع سازه: پوسته بتن مسلح با حجم بتن ریزی پوسته 7000 متر مکعب، با حجم آرماتور بندی 1300 تنی و تجهیزات به وزن 1500 تن.

هر یک از برج های این نیروگاه شامل 6 سکتور و هر سکتور متشکل از 24 دلتا (جمعا 144 دلتا) می باشد. در داخل برج ها 4 عدد تانک به حجم 200 متر مکعب (برای نگهداری آب درین داده شده از دلتاها در مواقع اضطراری) و 2 عدد پمپ کف کش برای برگرداندن دوباره این آب به دلتاها قرار دارد همچنین یک تانک 200 متر مکعبی (Diluge) برای ذخیره آب جهت پاشش روی دلتاهای کمکی به همراه 2 پمپ کف کش در نظر گرفته شده است.

دلتاهای کمکی که برای عمل خنک کاری در روزهای گرم کاربرد دارند، شامل دو پیک کولر، هر کدام شامل 6 سل، با فن دوجته می باشند. تغذیه هر یک از این پیک کولرها بوسیله سکتورهای 5 و 2 انجام می شود. و در هر یک از این سل ها قابلیت پاشش آب خنک کن بر روی رادیاتورهای W شکل، جهت بهتر انجام شدن عمل خنک کاری وجود دارد.

عمل خنک کاری این برج ها به دو صورت جریان طبیعی و یا جریان اجباری هوا صورت می گیرد. جریان طبیعی هوا به خاطر شکل خاص هذلولی مانند برج ها و نیز ایجاد اختلاف فشار در بالا و پایین برج، و جریان اجباری نیز در اثر مکش فن ها و ایجاد جریان سیر کوله هوا اتفاق می افتد و دو جهته بودن فن ها برای مکش هوا از پایین به بالا برای عمل خنک کاری در تابستان (کمک به جریان طبیعی هوا) و همچنین مکش هوای گرم بالای برج به طرف پایین جهت جلوگیری از یخ زدگی خطوط رابط دلتاها در زمستان (جریان اجباری) می باشد.

اختلاف فشار بخار آب بین سطح آب و هوا باعث تبخیر می شود. این اختلاف بستگی به دمای آب و میزان اشباع هوا از آب دارد.

مقدار گرمای که بوسیله مایعی جذب یا دفع می شود از رابطه زیر بدست می آید:

$$\Delta E = W \times S \times T$$

در رابطه بالا:

E: گرمای دفع یا جذب شده بر حسب BTU/hr یا CAL/hr

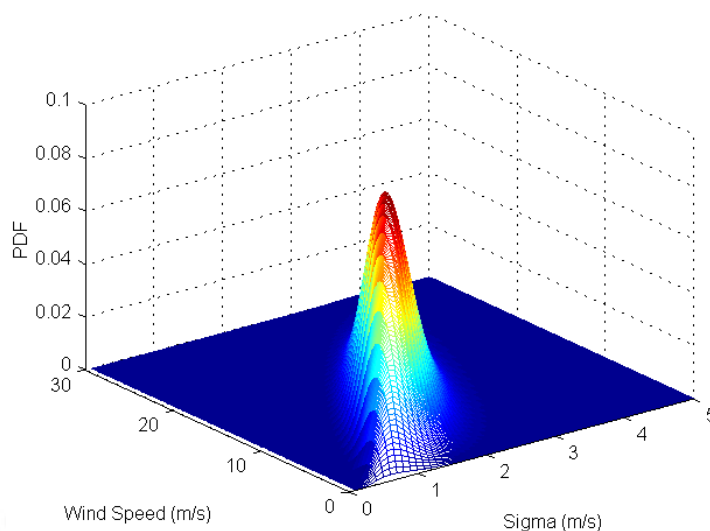
W: دبی مایع خنک شونده بر حسب lb/hr

S: گرمای ویژه مایع خنک کننده بر حسب Btu / lb.f

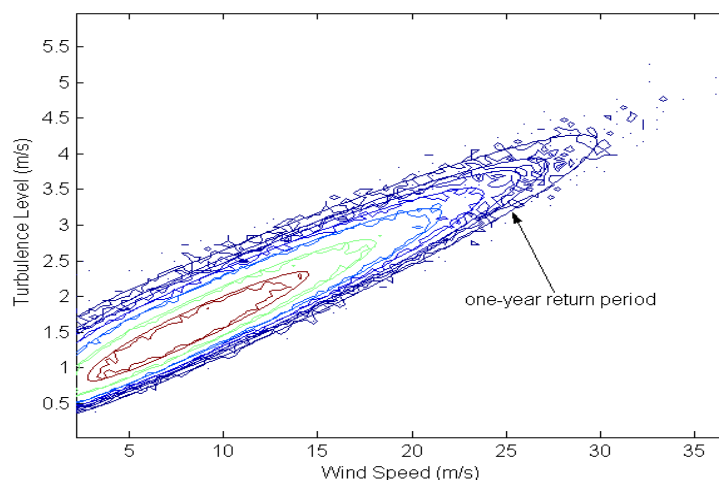
T: کاهش دمای مایع خنک شونده بر حسب $f\Delta$

در حالیکه عمل خنک شدن از طریق تبخیر انجام می گیرد گر مای نهان تبخیر از دست داده شده باید به آن اضافه گردد و آن برابر است با حاصل ضرب گرمای نهان تبخیر در دبی. مقدار تبخیر بستگی دارد به سطح بر خورد آب با هوا و همچنین شدت جریان هوا دارد. برای اینکه حداکثر بهره برداری که در طرح آن بکار رفته است رعایت شود در برجهای خنک کننده که آکنده های آن از نوع splash packing می باشد آب به صورت قطره های در سطوح برج پخش می شود تا سطح وسیعی بوجود آید البته برای این منظور می توان از آکنه های نوع film packing نیز استفاده کرد. جریان هوا در برج به صورت کشش طبیعی با استفاده از دودکش های هذلولی شکل یا کشش مکانیکی بوسیله بادبزنهای مناسب در جهت مخالف آب (counter-flow) و یا به طور متقاطع (cross-flow) با آن به جریان می افتد.

اثرات باد بر برج خنک کن



اشکار سازی تابع چگالی احتمال و آشفستگی



در فصل تابستان با افزایش دمای محیط و وزش باد های موسمی از طرف دریا به سمت نیروگاه که گاه " سرعت آن به بیش از 32m/s می رسد دمای برگشتی آب از برج خنک کن به طرف کندانسور به طور قابل ملاحظه ای افزایش یافته و به حدود 58°C میرسد و دمای کندانسور به 70°C افزایش می یابد. در نتیجه این رویدادها حلقه کنترلی لوورهای برج فرمان بسته شدن به لوورهای سکتورهایی که از آن سمت باد می وزد صادر می کند. با بسته شدن لوورهای سکتورهای 1&2 از برج واحد دو که بیشتر در معرض باد قرار میگیرند، بقیه لوورهای سکتورها به طور کامل باز کرده تا میزان تبادل گرمایی در برج خنک کن بالانس شود.

$$f_{(v)} = \frac{2v}{\alpha^2} \exp\left[-\left(\frac{v}{\alpha}\right)^2\right]$$

تعیین توزیع سرعت باد:

$$\alpha = \frac{2\mu_v}{\sqrt{\Pi}}$$

شرایط نرمال توزیع آشفتهگی:

$$f_{\frac{T}{v}}\left(\frac{t}{v}\right) = \frac{1}{\sqrt{2\pi}\zeta t} \exp\left[-\frac{1}{2}\left(\frac{\ln(t) - \lambda}{\zeta}\right)^2\right]$$

$$\zeta = \sqrt{\ln\left(\frac{\delta_T^2}{v} + 1\right)}$$

$$\lambda = \left(\frac{\mu_T}{v}\right) - \frac{1}{2}\zeta^2$$

$$\frac{\delta_T}{v} = \frac{\mu_T}{v}$$

۱- روش طراحی ترموهیدرولیکی برج خنک کننده خشک طبیعی در اصل حداکثر حرارت مجاز به وسیله یک مبدل جریان مخالف با طول بینهایت به دست می آید. در چنین مبدل حرارتی یکی از دو سیال حداکثر تغییر دمای مجاز با مقدار $(T_{w,in} - T_{w,out})$ را دارد. حداکثر مقدار انتقال حرارت (q_{max}) و مقدار واقعی انتقال حرارت (q_h) از روابط زیر محاسبه می شوند.

$$q_h = m_a \cdot C_{pa} (T_{a,out} - T_{a,in})$$

$$q_h = m_w \cdot C_{pw} (T_{w,in} - T_{w,out})$$

$$q_{max} = C_{min} (T_{w,in} - T_{a,out}) \quad (1)$$

بازده ε به صورت نسبت انتقال گرمای واقعی به حداکثر انتقال گرمای مجاز تعریف می شود.

$$\varepsilon = q_h / q_{max} \quad (2)$$

بنابراین خواهیم داشت:

$$q_h = \varepsilon C_{min} (T_{w,in} - T_{a,out}) \quad (3)$$

تعداد واحدهای انتقال (NTU) پارامتری بدون بعد است که در تجزیه و تحلیل مبدل‌های حرارتی به طور گسترده مورد استفاده قرار می‌گیرد و به صورت زیر تعریف می‌شود.

$$NTU = \frac{UA}{C_{\min}} \quad (4)$$

در روابط فوق UA ضریب کلی انتقال حرارت مبدل حرارتی می‌باشد. برای مبدل حرارتی با لوله‌های پرده‌دار داریم [۱۱].

$$C = \frac{C_{\min}}{C_{\max}}$$

$$\varepsilon = 1 - \exp \left[NTU^{0.22} \times \frac{\exp(-C \times NTU^{0.78}) - 1}{C} \right] \quad (5)$$

ضریب کلی انتقال حرارت بر مبنای سطح جلویی در مبدل با لوله‌های پرده‌دار را می‌توان بر مبنای هر سطح دلخواه در مبدل تعریف کرد. وابستگی این ضریب با ضرایب انتقال حرارت داخل لوله و خارج لوله به صورت زیر به دست می‌آید [۱۲].

$$\frac{1}{UA_{face}} = \frac{1}{\eta_f h_0 A_0} + \frac{1}{h_i A_i} + \frac{\delta_i}{h_i A_i} + R_j \quad (6)$$

برای افزایش ضریب انتقال حرارت سمت هوا در مبدل‌های حرارتی از لوله‌های پرده‌دار استفاده می‌شود. بدین وسیله سطح انتقال حرارت می‌تواند ۱۰ تا ۲۵ برابر افزایش یابد. رابطه راندمان پرده‌های مسطح با ضخامت ثابت به صورت زیر به دست می‌آید [۱۱].

(۷)

$$\eta_f = \frac{\tanh(X)}{X} \quad (8)$$

$$X = h_{fin} \sqrt{\frac{2h_0}{k_{fin} \cdot \delta_{fin}}}$$

۱-۱- محاسبه ضریب انتقال حرارت سمت آب

ضریب انتقال حرارت داخل لوله وابسته به سرعت سیال داخل لوله و خواص فیزیکی آن می‌باشد. رابطه مورد استفاده جهت محاسبه ضریب انتقال حرارت به صورت زیر است [۱۱].

(۹)

$$Nu = \frac{(Re-1000) Pr^{(f/2)}}{1+12.7 \sqrt{\frac{f}{2}} \left(Pr^{2/3} - 1 \right)}$$

(۱۰)

$$Nu = \frac{h_i k}{d_i}$$

(۱۱)

$$Re = \frac{\rho u d_i}{\mu}$$

(۱۲)

$$f = [1.58 \times \ln(Re) - 3.28]^{-2}$$

ضریب انتقال حرارت سمت هوا برای مبدل‌های پره‌دار از روابط زیر محاسبه می‌شود [۱۱].

(۱۳)

$$J = \frac{Nu}{Re_{DC} Pr^{1/3}} = 0.078 Re_{DC}^{P_3} N^{P_4} \left[\frac{F_p}{D_h} \right]^{P_5}$$

(۱۴)

$$Re_{DC} = \frac{\rho u D_C}{\mu} \quad Nu = \frac{h_0 D_0}{K}$$

$$D_h = \frac{4 A_C L}{A_0} \quad Pr = \frac{\mu C_p}{K}$$

(۱۵)

$$P_3 = 0.16 \ln \left[N \left(\frac{F_p}{D_C} \right)^{0.42} \right] - 0.349$$

$$P_4 = \frac{-0.094 \left(\frac{P_1}{D_h} \right)^{1.38}}{\ln(Re_{DC})} - 1.405$$

(۱۶)

(۱۷)

$$P_5 = 1.263 \ln \left(\frac{Re_{DC}}{N} \right) - 5.97$$

افت فشار هوا از روابط زیر محاسبه می‌شود [۱۲].

$$f = 0.014 R_{eDC}^{P_6} \left(\frac{P_1}{P_2} \right)^{1.959} \left(\frac{F_P}{D_C} \right)^{P_1} N^{0.021} \quad (18)$$

$$P_6 = -0.0535 + \frac{0.0166}{\ln(P_1/P_1)} + 0.123 \left(\frac{F_P}{D_C} \right) \quad (19)$$

$$P_1 = 2.319 - \frac{19.59}{\ln(\text{Re}_{DC})} \quad (20)$$

$$\Delta P_d = f \left(\frac{1}{D_C} \right) \frac{\rho u^2}{2} \quad (21)$$

مبدل حرارتی هلر در برج‌های خنک کننده نیروگاه سهند مورد استفاده قرار گرفته است. این مبدل دارای ۲۴۰ لوله با دو پاس می‌باشد که در ۶ ردیف قرار دارند. سه ردیف لوله در جهت رفت و سه ردیف در جهت برگشت قرار دارند. زاویه بین دو مبدل (دلتا) ۶۰ درجه است. برای تنظیم جریان هوای عبوری از روی مبدل از دریچه‌های کرکره مانند استفاده می‌شود.

در مبدل حرارتی نوع فورگو ضریب انتقال حرارت جابه‌جایی بر مبنای سطح جلویی توسط رابطه زیر محاسبه می‌شود. (۲۲)

$$\frac{1}{UA_{face}} = \frac{1}{\eta_f h_0 A_0} + \frac{1}{h_i A_i} + \frac{\delta_t}{h_t A_t} + R_j$$

برای ساده شدن رابطه رابطه (۲۲)، روابط را به صورت زیر بازنویسی می‌کنیم. (۲۳)

$$\frac{1}{U} = \frac{1}{\alpha_i} + \frac{1}{\alpha_0}$$

$$\frac{1}{\alpha_0} = \frac{1}{\eta h_0 A_0 / A_{face}} + \frac{\delta_t}{h_t A_t / A_{face}} + R_j \times A_{face} \quad (24)$$

$$\alpha_i = h_i \frac{A_i}{A_{face}}$$

در مبدل نوع هلر مورد استفاده، روابط زیر به صورت تجربی به دست آمده‌اند [۱۲]. (۲۵)

$$\alpha_i = (319 + 5.67 \times T_{w,mean}) \times L_1^{0.8} \quad (26)$$

$$\alpha_0 = 1180 \left[\frac{G_1}{A_{face}} \times C_k^{0.64} \right]^{0.515}$$

که در آن:

(۲۷)

$$T_{w,mean} = \frac{T_{w,in} + T_{w,out}}{2}$$

$$T_{w,mean} = \frac{\rho_{a,in} + \rho_{a,out}}{2}$$

$$C_k = \frac{\rho_{0,a}}{\rho_{a,mean}}$$

در این روابط، L_1 دبی جرمی آب و $T_{w,mean}$ دمای متوسط آب و G_1 سرعت جرمی هوا و $\rho_{a,in}$ چگالی هوای ورودی و $\rho_{0,a}$ چگالی هوای محیط است.

افت فشار رادیاتور (مبدل حرارتی نوع هلر) به دبی هوا، شرایط فیزیکی هوا و همچنین به زاویه بین جریان هوا و مبدل بستگی دارد. زاویه بین جریان هوا و مبدل نصف زاویه بین دو مبدل در یک دلتا می‌باشد.

افت فشار هوا حین عبور از دلتاهای پیرامون برج، Δ_{delta} ، از رابطه زیر محاسبه می‌شود [۱۲].

$$\Delta_{delta} = \left[0.147 + 0.007 \times \left(\frac{1}{\sin^2(\alpha/2)} - 1 \right) \right] \times \left(\frac{G_{I,d}}{A_{face}} \times C_k^{0.5} \right)^{1.76} \quad (28)$$

که در آن $G_{I,d}$ دبی جرمی هوای ورودی یک ستون، A_{face} سطح جلویی یک ستون و α زاویه بین دو ستون دلتاست.

۲-۲- افت فشار مربوط به کرکره‌ها

افت فشار هوا در کرکره‌های ورودی برج، ΔP_{louver} از رابطه زیر محاسبه می‌شود [۱۲].

$$\Delta P_{louver} = (0.00548) \times \left(\frac{G_{I,d}}{A_{face}} \times C_k^{0.5} \right)^2 \quad (29)$$

۳-۲- افت فشار پوسته برج خنک کننده

افت فشار هوای خروجی از پوسته برج، ΔP_{exit} ، از رابطه زیر بدست می‌آید [۱۲].

(۳۰)

$$\Delta P_{exit} = \frac{\rho_{air,mean}}{2g} \left[\frac{G_d}{3.6 \times \rho_{air,mean}} \times \frac{4}{(D_2 - 2)^2 \times \pi} \right]^2$$

که در این رابطه، G_d کل دبی هوای عبوری از دلتاها و D_2 قطر دهانه بالایی برج است.

۴-۲- محاسبه ارتفاع برج

ورود هوا به داخل برج و بالا رفتن آن به دلیل وجود نیروی شناوری ناشی از گرم شدن هوا در مبدل حرارتی می‌باشد.

مکش برج با رابطه زیر محاسبه می‌شود [۱۲].

(۳۱)

$$\Delta P = g \times H_e \times \Delta \rho$$

H_e ، ارتفاع موثر برج می باشد و برابر با فاصله وسط دلتا تا نوک برج است. رابطه (۱۶) نشان می دهد که هر چه برج بلندتر باشد، اختلاف فشار بین بالا و پایین برج بیشتر شده و هوای بیشتری از برج خارج می شود. از طرف دیگر ارتفاع برج باید به اندازه ای باشد که افت فشار موانعی که بر سر راه هوا وجود دارد را جبران کند، بنابراین:

$$\sum \Delta P = \Delta P_{\text{delta}} + \Delta P_{\text{louver}} + \Delta P_{\text{exit}} = g \times H_e \times \Delta \rho \quad (32)$$

رابطه ی (۳۲) نشان می دهد که مجموع افت فشارها در برج می بایستی برابر با مکش برج باشد.

۲- الگوریتم طراحی برج خنک کننده خشک به روش تحلیلی

پارامترهای معلوم جهت طراحی برج عبارتند از: دبی آب ورودی به برج، دمای آب ورودی به برج، دمای آب خروجی از برج، شرایط محیط از قبیل دما، فشار و....

با توجه به موارد فوق الگوریتم طراحی برج خنک کننده به صورت زیر است.

۱- دمای هوای خروجی از برج را حدس زده می شود.

۲- خواص ترموفیزیکی آب و هوا در دمای متوسط از جدول خواص آب و هوا محاسبه می شوند. این خواص شامل چگالی، ظرفیت گرمایی ویژه، لزجت و ضریب هدایت حرارتی است.

۳- دبی هوای عبوری از یک ستون با در نظر گرفتن سرعت ۳ متر بر ثانیه با مشخص بودن سطح گذردهی مبدل محاسبه می شود.

۴- میزان کل حرارت منتقل شده در مبدل حرارتی با استفاده از رابطه (۱) محاسبه می شود.

۵- ضریب کلی انتقال حرارت با استفاده از روابط (۱) تا (۵) و میزان انتقال حرارت از یک ستون مبدل حرارتی با استفاده از روابط (۲۲) تا (۲۷) تعیین می شود.

۶- دمای هوای خروجی از برج با استفاده از رابطه (۱) به دست می آید.

۷- مراحل فوق را با جایگزینی دمای هوا خروجی محاسبه شده به جای دمای هوای حدس زده شده تکرار می شود تا اختلاف دمای خروجی محاسبه شده در آخرین مرحله و مرحله قبل ناچیز شود.

۴- مقایسه مقدار دمای آب خروجی پیش بینی شده و اندازه گیری شده مشخصات یک ستون مبدل هلر استاندارد به شرح زیر است:

عرض: ۲/۴m، ارتفاع: ۲۵m و عمق در جهت جریان هوا: ۱۵۰mm

سطح جلویی با سطح مبدل در مقابل جریان هوا: $34/5 m^2$

قطر داخلی لوله ها: ۱۷/۱mm و قطر خارجی لوله ها: ۲۵/۸mm

سطح آزاد عبور هوا در مبدل: $17/5 m^2$

برای سهولت و دقت بیشتر، یک برنامه کامپیوتری تدوین شده است و آن برای داده ها و شرایط طراحی نیروگاه سهند به کار برده می شود. شرایط طراحی عبارتند از:

دبی حجمی آب ورودی به برج (m^3/s): ۷

دمای آب ورودی به برج ($^{\circ}C$): ۵۸

دمای آب خروجی از برج (°C): ۴۸

دمای هوای ورودی به برج (°C): ۳۰

دمای هوای خروجی از برج به عنوان یک حدس اولیه (°C): ۵۰

فشار هوای ورودی به برج (kPa): ۸۶/۸۱۳

زاویه بین کالومها در یک دلتا (درجه): ۶۰

تعداد ستون: ۲۳۸

داده‌های تجربی برج خنک کننده خشک طبیعی سهند برای معتبرسازی نتایج محاسباتی این شبیه سازی مورد استفاده قرار گرفته است. با افزایش دمای محیط، دمای آب خروجی از برج افزایش می‌یابد. افزایش دمای آب خروجی از برج به دلیل افزایش دمای ورودی برج می‌باشد.

مقایسه مای آب خروجی پیش‌بینی و اندازه‌گیری شده در جدول ۱ ارائه شده است، $T_{a,in}$ دمای هوای محیط (دمای

هوای ورودی به برج)، $T_{w,in}$ دمای آب ورودی به برج، $T_{a,out,p}$ دمای آ خروجی پیش‌بینی شده و $T_{a,out,m}$ دمای

آب خروجی اندازه‌گیری شده است. اختلاف دمای آ خروجی در مقدار پیش‌بینی شده و اندازه‌گیری شده

$(T_{w,out,p} - T_{w,out,m})$ از ۱/۰۷ تا ۲/۶۳ درجه سلسیوس تغییر می‌کند. خطای نسبی،

از $(T_{w,out,p} - T_{w,out,m})/T_{w,out,m}$ ۱/۹۸ تا ۷/۱۱ درصد تغییر می‌کند. محدوده تغییر خطای نسبی نشان می‌دهد

که نتایج حاصله از این شبیه‌سازی نسبتاً خوب بوده و تا حدودی قابل قبول می‌باشند. یکی از دلایل خطا، وزش باد در شرایط واقعی است.

جدول ۱: مقایسه مقدار آب خروجی پیش‌بینی شده و اندازه‌گیری شده

خطای نسبی (%)	دمای آب خروجی پیش‌بینی شده (°C)	دمای آب خروجی اندازه‌گیری شده (°C)	دمای آب ورودی (°C)	دمای هوای محیط (°C)
۷/۱۱	۳۴/۳۷	۳۷	۴۶	۹/۵
۶/۰۵	۳۷/۵۸	۴۰	۴۹	۱۵
۵/۷۰	۳۸/۶۶	۴۱	۵۰	۱۷
۴/۱۶	۴۰/۲۵	۴۲	۵۱	۲۰
۴/۱۰	۴۰/۸۵	۴۲	۵۲	۲۴
۲/۲۲	۴۸/۸۹	۵۰	۶۰	۲۵
۲/۰۰	۵۲/۰۰	۵۴	۶۳	۳۰
۱/۹۸	۵۲/۹۳	۵۴	۶۴	۳۲

در این تحلیل هوای محیط ساکن فرض می‌شود. در حالی که در بیشتر مواقع وزش باد وجود دارد. یکی دیگر از دلایل ایجاد خطا نیمه باز بودن کرکره‌ها (در شرایطی که دمای محیط پایین است) می‌باشد.

اثر اسپری آب

اثر اسپری آب برای شرایط که دمای محیط ۳۷ درجه سلسیوس و رطوبت نسبی هوا ۲۵ درصد و دمای آب اسپری شده ۲۵ درجه سلسیوس در نظر گرفته می‌شود. یکی از روشهای افزایش کارایی برج خنک کننده در شرایط دمای زیاد محیط استفاده از اسپری آب در قبل از ورود هوا به رادیاتورهای برج میباشد. و از اسپریهای مخصوصی که در دور تا دور برج نصب میشوند پاشیده میشود. هوای عبوری از این قطرات کوچک آب خنک شده و وارد رادیاتور میشود و دمای آب خروجی از برج را کاهش میدهد. طرح اسپریها باید به گونه ای باشد که میزان پاش شتاب متناسب با افزایش رطوبت هوا باشد و اندازه قطرات آب به گونه ای باشد که قبل از ورود به رادیاتور تبخیر شود. اسپری آب در دورتادور برج خنک کننده، بین کرکره و رادیاتور، استفاده می‌شود. اثر اسپری آب نیز به صورت افزایش رطوبت هوای محیط در ورودی رج خنک کننده اعمال می‌شود.

۶- نتیجه گیری

در این مقاله خصوصیات ترموهیدرولیکی برج خنک کننده خشک طبیعی نیروگاه حرارتی شهید منتظری مورد بررسی قرار گرفته و با استفاده از روابط تئوری و تجربی، دبی هوای عبوری از برج خنک کننده، دمای آب خروجی و مقدار انتقال حرارت در آن محاسبه شده است. نتایج محاسباتی در شرایط آرام جو و بدون اسپری آب با داده‌های تجربی نیروگاه سهند در شرایط مختلف دمای محیط و دمای آب وردی مقایسه شده است که از دقت خوبی برخوردار است. نتایج نشان می‌دهند که با اسپری کامل آب، هنگامی که رطوبت نسبی هوای محیط در ورودی برج خنک کننده ۱۰۰ درصد است، میزان دبی آب اسپری شده ۲۶۶ کیلوگرم بر ثانیه است. در این شرایط دمای آب خروجی از برج ۱۱ درجه سلسیوس نسبت به حالت بدون اسپری کاهش یافته و میزان دبی جرمی هوای عبوری از برج به اندازه ۹۱۷۶ کیلوگرم بر ثانیه افزایش یافته است. این کاهش درجه حرارت نشان دهنده افزایش انتقال حرارت بین هوا و رادیاتور است که باعث افزایش کارایی برج خنک کننده شده است.

مراجع

[1] J.D. Buys and D.G. Kroger, "Cost-Optimal Design of Dry Cooling Towers Through Mathematical Programming Techniques,"

- ASME Journal of Heat Transfer, Vol. 111, 1989.
- [2] P.R. Penny and D.B. Spalding, "Validation of Cooling Tower Analyser (VERA)," Vols. 1 and 2, EPRI Report FP-1279, Electric Power Research Institute, Palo Alto, CA, 1979.
- [3] A.K. Majumdar, A.K. Singhal and D.B. Spalding, "Numerical Modelling of Wet Cooling Towers," Part I. Mathematical and Physical Models, ASME Journal Heat Transfer, Vol. 105, No.4, pp. 728-735, 1983.
- [4] A.K. Majumdar, A.K. Singhal and D.B. Spalding, "Numerical Modelling of Wet Cooling Towers," Part II. Applications to Natural and Mechanical Draft Towers, ASME Journal of Heat Transfer Vol.105, No. 4, pp. 736-743, 1983.
- 114
- [5] Y. Caytan, "Validation of the Two Dimensional Numerical Model 'STAR' Developed for Cooling Tower Design," Proceedings of the 3rd Cooling Tower Workshop, International Association for Hydraulic Research, Budapest, Hungary, 1982.
- [6] D.J. Benton, and W.R. Waldrop, "Computer Simulation of Transport Phenomena in Evaporation Cooling Towers," ASME J. Eng.
- [7] R. Al-Waked, M. Behnia, and S.Armfield, "Simulation of Heat and Mass Transfer Inside a Natural Draft Wet Cooling Towers under Crosswind Conditions", 3rd International Conference on Heat Transfer, Fluid Mechanics and Thermodynamics 21 – 24 June 2004, Cape Town, South Africa.
- [9] H. Jaber and R.L. Webb, "Design of Cooling Towers by the Effectiveness-NTU Method," Journal of Heat Transfer, Vol. 111, pp.837, 1989.
- [10] P. Incropra, and P. DeWitt, Fundamental of Heat and mass Transfer, John Wiley and Sons Inc., 3rd Edition, New York, 1985.
- [11] A. Bejan, Convection Heat Transfer, JohnWiley and Sons., 2rd Edition,New York, 1988