

بررسی میدانی و تحلیلی اثر عوامل محیطی بر عملکرد برجهای خنک‌کن خشک هلر از دیدگاه اقتصادی

محمدعلی اردکانی^۱

دانشیار

فواد فرحانی^۲

استادیار

محسن مزیدی^۳

دانشجوی دکترا

از جمله عوامل محیطی موثر بر عملکرد برجهای خنک‌کن هلر تغییرات دمای محیط و وزش باد است که باعث اختلال در کارکرد عادی برج ها شده و می‌تواند مشکلات اقتصادی قابل توجهی به همراه داشته باشد. در این مقاله با استفاده از تحقیقات میدانی، تحلیلی تاثیر این عوامل به طور مجزا بر عملکرد حرارتی بخش بخار یک نیروگاه نمونه با تولید ۲۴۰ مگاوات ساعت، بررسی شده است. نتایج نشان می‌دهد که با افزایش سرعت باد تا ۶ متربر ثانیه در شرایط دمای محیط ثابت، بازده بخش بخار بطور میانگین ۲/۵۲٪ و به ازای افزایش ۱۰ درجه سانتیگرادی دمای محیط در شرایط عدم وزش باد، بازده این بخش ۳/۴٪ کاهش می‌یابد که این مقدار به ترتیب معادل ۱۶/۸ و ۲۴ مگاوات ساعت است.

واژه های راهنما: بررسی میدانی، بررسی تحلیلی، دیدگاه اقتصادی، عملکرد حرارتی، برج خنک‌کن هلر

۱- مقدمه

یکی از سیستمهایی که تاثیر بسزایی در تولید برق نیروگاههای حرارتی دارد، سیستم خنک‌کن نیروگاه می‌باشد. سیستمهای خنک‌کن نیروگاهی هم به لحاظ سرمایه گذاری اولیه و هم به لحاظ نقشی که در بهره برداری از توربین جهت تولید برق دارد می‌بایست مورد مطالعه و بررسی دقیق قرار گرفته و نهایتاً سیستمی انتخاب گردد که علاوه بر نیاز به سرمایه گذاری اولیه کمتر و هماهنگی بیشتر با احتیاجات شبکه سراسری برق، از قابلیت اعتماد و دسترسی بیشتری نیز برخوردار باشد.

بطور کلی می‌توان سیستمهای خنک‌کن نیروگاهی مورد استفاده را به سه گروه اصلی سیستم خنک‌کن یکبارگذر، سیستم خنک‌کن تر و سیستم خنک‌کن خشک تقسیم بندی نمود که در این میان سیستمهای خنک‌کن خشک نیازی به مصرف آب نداشته و میزان مصرف آب آنها تقریباً صفر می‌باشد. با توجه به مساله کم آبی در ایران به خصوص در فلات داخلی، توصیه می‌شود سیستم خنک‌کن نیروگاههای حرارتی از نوع خنک‌کن خشک انتخاب شود. رایج ترین نوع سیستمهای خنک‌کن خشک مورد استفاده در ایران، سیستم

^۱ نویسنده مسئول، دانشیار، پژوهشکده مهندسی مکانیک، سازمان پژوهشهای علمی و صنعتی ایران، تهران ardekani@irost.ir

^۲ استادیار، پژوهشکده مهندسی مکانیک، سازمان پژوهشهای علمی و صنعتی ایران، تهران ffarhani@irost.ir

^۳ دانشجوی دکترا، پژوهشکده مهندسی مکانیک، سازمان پژوهشهای علمی و صنعتی ایران، تهران mazidi@irost.ir

خنک‌کن خشک غیرمستقیم هلر می‌باشد. از جمله عوامل محیطی که تاثیر بسزایی در کارکرد برجهای خنک‌کن هلر دارد، تغییرات دمای هوای محیط و وزش باد است که همواره باعث تغییراتی در کارکرد عادی برجهای خنک‌کن خشک هلر و در نتیجه مقدار تولید نیروگاه شده و می‌تواند مشکلات اقتصادی قابل توجهی را به همراه داشته باشد.

به‌منظور بررسی اثر تغییرات عوامل محیطی بر عملکرد حرارتی برج خنک‌کن هلر تاکنون مطالعات عددی و تجربی زیادی انجام شده است. دوو پرز و کروگر [۱] با استفاده از اندازه‌گیری‌های تجربی بر روی یک برج خنک‌کن واقعی اثرات وزش باد را بر روی راندمان این برج بررسی نمودند. نتایج بدست آمده نشان داد که تاثیر وزش باد بر عملکرد حرارتی برج‌ها با افزایش مقدار دفع حرارت توسط آنها کمتر خواهد شد. در ادامه وی و همکاران [۲] در تحقیقی دیگر تاثیر وزش باد بر عملکرد برج خنک‌کن خشک نیروگاه شانکسی چین را مورد مطالعه قرار دادند. نتایج میدانی حاصل گویای کاهش بازده برج به علت توزیع نامطلوب فشار در ورودی رادیاتورها و در نتیجه کاهش میزان جریان هوای گرم خروجی از برج بود. این نتایج همچنین مشخص نمود که افزایش سرعت وزش باد تا میزان ۶ متربرثانیه باعث کاهش ۲۰ درصدی سرعت هوای عبوری از برج گردیده که این خود باعث کاهش بازدهی برج خنک‌کن می‌شود. سو و تانگ [۳] با کمک یک کد کامپیوتری توزیع دما و خطوط جریان هوا را در یک برج خنک‌کن هلر بررسی نمودند. نتایج این شبیه‌سازی وجود گردابه‌هایی که مانع ورود جریان هوا از کناره‌های برج به داخل آن شده و نیز عبور جریان باد از روی خروجی برج که موجب کاهش نرخ هوای عبوری از برج می‌گردد را به خوبی نشان می‌دهد. در تحقیقی دیگر کاپاس [۴] با استفاده از مدل مبدل حرارتی بصورت سه بعدی به مدلسازی جریان هوا در داخل و اطراف برج خنک‌کن پرداخت. در این مطالعه با استفاده از مدل مبدل حرارتی تمام ستون دلتاها بصورت تک تک مدل شده و مقدار حرارت دفع شده از هر کدام از ستونها به دست آمد. پیش بینی مدل کاپاس در مورد حرارت دفع شده از دلتاها تا حدی دور از واقعیت بود زیرا اختلاف بسیار زیادی در مقدار حرارت دفع شده از دلتاهای همجوار مشاهده می‌شد. امور و همکاران [۵] با مطالعات میدانی و تحقیقات تجربی تونل باد در دانشگاه سیدنی استرالیا بر روی اثر ساختمانها در محوطه نیروگاه به عنوان یک مانع برای جلوگیری از تاثیر باد بر روی عملکرد برجهای خنک‌کن، به اثرات مثبت آن پی بردند. در یک مطالعه عددی دیگر گودرزی و رمضانپور [۶] به بررسی تاثیر شکل مقطع برج خنک‌کن بر عملکرد حرارتی و هیدرودینامیکی آن پرداختند. در این تحقیق دو نمونه برج خنک‌کن با سطح مقطع بیضوی با یک نمونه برج خنک‌کن معمولی (با سطح مقطع دایره‌ای) در شرایط وزش باد مورد مقایسه قرار گرفتند. در این بررسی نسبت قطر کوچک به قطر بزرگ برج‌های بیضوی به ترتیب برابر ۰/۵ و ۰/۷۵ انتخاب گردید، بطوریکه قطر بزرگ آنها برابر با قطر برج خنک‌کن معمولی انتخاب و وزش باد عمود بر قطر بزرگ برج‌ها صورت می‌گرفت. نتایج حاصل نشان داد که با افزایش کشیدگی مقطع برج در جهت عمود بر راستای وزش باد عملکرد حرارتی و هیدرودینامیکی برج بهبود می‌یابد بطوریکه بهترین عملکرد مربوط به برج خنک‌کن خشک با مقطع بیضوی با نسبت اقطار ۰/۵ می‌باشد.

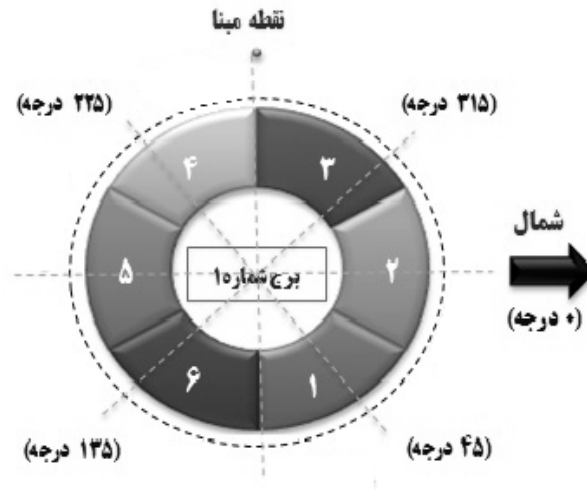
همانگونه که بیان شد، تحقیقات زیادی در زمینه بررسی اثر عوامل محیطی بر عملکرد برجهای خنک‌کن هلر انجام شده است ولی آنچه مشخص است این که هنوز شناخت جامع و کاملی در مورد نحوه و میزان تاثیر این عوامل بر عملکرد برجهای هلر ارائه نگردیده است.

هدف از این مقاله بررسی تاثیر تغییرات دمای محیط و وزش باد با استفاده از داده‌های میدانی و روابط تحلیلی و نیمه تجربی بر عملکرد حرارتی برج خنک‌کن خشک هلر می‌باشد تا بتوان شناخت بهتری از نحوه کارکرد برج هلر در شرایط محیطی مختلف بدست آورده و تاثیرات این تغییرات را بر راندمان و میزان تولید بخش بخار نیروگاه از دیدگاه اقتصادی بررسی نمود.

۲- روش داده برداری

قسمت میدانی تحقیق حاضر بر روی برج خنک‌کن شماره (۱) نیروگاه سیکل ترکیبی منتظر قائم کرج انجام شده است. این نیروگاه دارای سه برج خنک‌کن خشک هلر می‌باشد که قطر پایین هر برج ۷۲ متر، ارتفاع هر برج ۹۲ متر و قطر گلوگاه آن ۴۸ متر می‌باشد. در سیستم خنک‌کن خشک هلر معمولاً دو ستون رادیاتور در پائین برج با زاویه خاصی در کنار یکدیگر قرار می‌گیرند که به این مجموعه اصطلاحاً دلتا گفته می‌شود. همچنین جهت سهولت در بهره‌برداری و تعمیر و نگهداری، دلتاهای بکار رفته را در دسته های مساوی تقسیم بندی کرده که به هر قسمت یک سکتور می‌گویند. هر سکتور معمولاً شامل ۱۶ تا ۲۴ عدد دلتا می‌باشد که توسط یک رینگ اصلی تغذیه و تخلیه می‌گردد. برج خنک‌کن مورد بررسی دارای ۹۶ عدد دلتا با زاویه ۴۹ درجه و ۶ عدد سکتور می‌باشد که در شکل (۱) طرح شماتیکی از برج خنک‌کن و نحوه قرارگیری سکتورهای آن نشان داده شده است.

داده برداری‌های میدانی مربوط به اواخر فصل بهار تا اوایل فصل پاییز بوده که برای انجام این تحقیقات میدانی سرعت و جهت باد در یک نقطه مبنا اندازه‌گیری شده است. نقطه مبنای انتخابی در فاصله ۲۵۰ متری از برج خنک‌کن شماره (۱) قرار داشته و داده برداری‌ها در ارتفاع ۱۰ متری از سطح زمین انجام شده است. در این اندازه‌گیری‌ها برای سنجش سرعت باد از تعدادی بادسنج دیجیتالی و برای تشخیص جهت وزش باد از بادنما و تافت استفاده گردیده است که دقت اندازه‌گیری دستگاه‌های سرعت سنج مورد استفاده $\pm 0/1$ متربرثانیه و دقت اندازه‌گیری بادنمای مورد استفاده ± 5 درجه می‌باشد. در مدت زمان داده برداری جهت وزش باد در روزهای مختلف متغیر و با توجه به زوایای مشخص شده در شکل (۱)، بیشتر در دو بازه ۱۳۵ تا ۲۲۰ و ۲۷۰ تا ۳۵۰ درجه بوده است. برای مشخص نمودن عملکرد برج خنک‌کن مورد نظر علاوه بر اندازه‌گیری سرعت و جهت باد در نقطه مبنا و اطراف برج، نیاز است تا دمای هوای محیط و همچنین دبی و دمای آب ورودی و خروجی به هر یک از سکتورهای برج نیز اندازه‌گیری شود. در این مطالعه دمای هوای محیط و دما و دبی آب ورودی و خروجی به هر یک از سکتورها بوسیله سنسورهای مقاومتی اندازه‌گیری دما و دبی سنج‌های اولتراسونیک اندازه‌گیری و اطلاعات مربوط به آن به اتاق کنترل نیروگاه منتقل می‌شود.



شکل ۱- موقعیت سکتورهای برج خنک‌کن، جهت‌های جغرافیایی و محل نقطه مبنا

یکی از مشکلات این داده‌برداری میدانی تغییرات زیاد و کنترل نشده سرعت و جهت باد در مدت زمان برداشت داده‌ها می‌باشد که به منظور رفع این مشکل و بالا بردن دقت نتایج، تعداد مرتبه انجام آزمایشات و اندازه‌گیری‌ها افزایش یافته است، بطوریکه آزمایشات در ۱۷ هفته متمادی و هر هفته در چند روز مختلف انجام گرفته و مجموعاً تعداد قابل قبولی داده برداشت شده است.

با توجه به شرایط انجام داده‌برداری احتمال بروز خطا در برخی از داده‌ها وجود دارد که این خطا با استفاده از تابع توزیع گوس که اکثر پدیده‌های فیزیکی را نرمالیزه می‌کند بررسی گردیده است، بطوریکه برای داده‌های برداشت شده، مقادیر میانگین، میانه، واریانس، انحراف معیار و چولگی محاسبه و بر اساس متقارن یا غیرمتقارن بودن داده‌ها، داده‌های نادرست در فاصله اطمینان کمتر از ۹۵٪ حذف شده است.

۳- بررسی نتایج

۳-۱- بررسی تاثیر سرعت وزش باد

مقدار تاثیرپذیری عملکرد برج خنک‌کن خشک هلر در اثر وزش باد بر اساس عدد ارشمیدس مشخص می‌شود که نشان دهنده نسبت مکش طبیعی برج به میزان افت فشار است، اما در بررسی و برآورد تاثیر باد بر عملکرد برج خنک‌کن می‌بایست این مقدار بصورت نسبت سرعت وزش باد به سرعت هوای خروجی از برج جایگزین گردد.

در این حالت مقدار اختلاف درجه حرارت آب خروجی از برج خنک‌کن در شرایط وزش باد نسبت به حالت عدم وزش باد ($\Delta\theta$) با شرط ثابت بودن دمای هوا، که نشان دهنده مقدار تاثیر باد بر عملکرد برج خنک‌کن هلر می‌باشد، بر اساس رابطه (۱) بدست می‌آید [۷]:

$$\Delta\theta = 0.04 \cdot Ar^{1.7} \cdot ITD = 0.04 \cdot \left(\frac{V}{C}\right)^{1.7} \cdot ITD \quad (1)$$

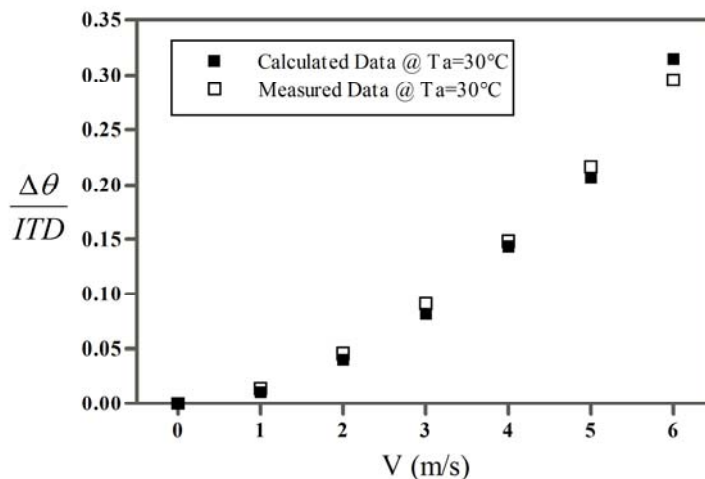
در این رابطه Ar عدد ارشمیدس، V سرعت باد در ارتفاع ۱۰ متری از سطح زمین در نقطه مبنا، C سرعت هوای خروجی از بالای برج و ITD اختلاف دمای اولیه است که برابر با اختلاف دمای آب گرم ورودی به برج خنک‌کن و هوای محیط می‌باشد.

با توجه به رابطه (۱)، با افزایش سرعت باد در نقطه مبنا، اختلاف درجه حرارت آب خروجی از برج خنک‌کن در شرایط وزش باد نسبت به حالت عدم وزش باد با توان $1/7$ افزایش می‌یابد که در نتیجه، دمای آب برگشتی به چگالنده افزایش قابل توجهی را نسبت به شرایط سکون نسبی هوا خواهد داشت.

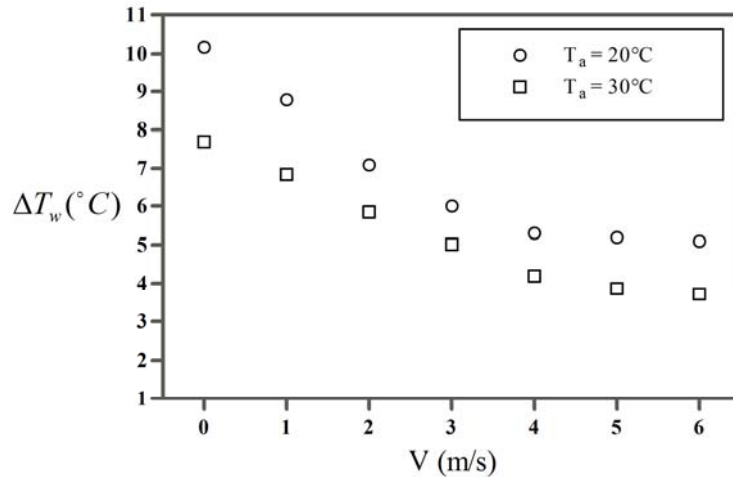
شکل (۲) نسبت مقدار اختلاف درجه حرارت آب خروجی از برج خنک‌کن در شرایط وزش باد و حالت عدم وزش باد به اختلاف دمای اولیه را بر حسب سرعت وزش باد برای دو حالت اندازه‌گیری میدانی و انجام محاسبات نیمه تجربی، در دمای محیط ۳۰ درجه سانتیگراد نشان می‌دهد. با توجه به این شکل، همخوانی مناسب و قابل قبولی بین نتایج میدانی و نتایج حاصل از محاسبات نیمه تجربی وجود دارد.

با توجه به شکل (۲) و بر اساس نتایج اندازه‌گیری میدانی، شکل (۳) تغییرات دمای آب در گردش برج خنک‌کن را، $(\Delta T_w = T_{w,i} - T_{w,o})$ ، بر حسب تغییرات سرعت وزش باد برای دمای محیط ۲۰ و ۳۰ درجه سانتیگراد ارائه می‌کند.

نتایج نشان داده شده در شکل (۳) بیان می‌کند که به ازای افزایش سرعت باد به مقدار ۶ متر بر ثانیه، دمای آب برگشتی از برج خنک‌کن بطور میانگین در حدود $4/5$ درجه سانتیگراد افزایش می‌یابد.



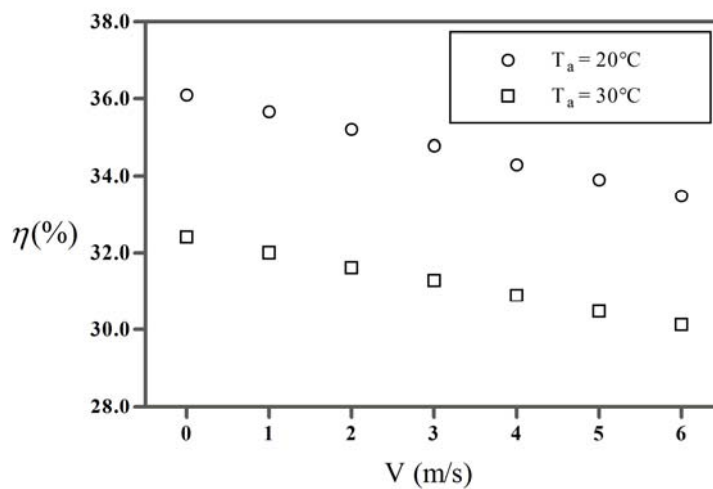
شکل ۲- مقدار اختلاف درجه حرارت آب خروجی از برج خنک‌کن در شرایط وزش باد نسبت به حالت عدم وزش باد به اختلاف دمای اولیه بر حسب سرعت وزش باد در دو حالت اندازه‌گیری میدانی و انجام محاسبات با استفاده از روابط نیمه تجربی (رابطه ۱)



شکل ۳- تغییرات دمای آب در گردش برج خنک‌کن بر حسب تغییرات سرعت وزش باد بر اساس نتایج داده برداری میدانی

از آنجائیکه با توجه به داده های میدانی می‌توان دمای آب برگشتی به چگالنده را با تقریب مناسبی برابر با دمای چگالنده در نظر گرفت و نظر به اینکه برای برج خنک‌کن هلر با چگالنده پاششی، دمای چگالنده برابر با دمای اشباع متناظر با فشار چگالنده می‌باشد، لذا با در نظر گرفتن خواص ترمودینامیکی سیال عامل در نقاط مختلف سیکل بخار نیروگاه و همچنین بازده واقعی اجزا سیکل، می‌توان تغییرات بازده بخش بخار (η) را بر حسب تغییرات دمای آب برگشتی به چگالنده و از آنجا بر حسب تغییرات سرعت وزش باد ارائه نمود، که نتایج آن در شکل (۴) نشان داده شده است.

داده‌های شکل (۴) نشان می‌دهد که به ازای افزایش سرعت وزش باد به مقدار ۶ متربرثانیه، بازده بخش بخار نیروگاه بطور میانگین از ۳۶٪ به ۳۳/۴۸٪ کاهش می‌یابد که این کاهش راندمان برابر با ۱۶/۸ مگاوات ساعت از تولید برق نیروگاه خواهد بود.



شکل ۴- تغییرات بازده بخش بخار نیروگاه بر حسب تغییرات سرعت وزش باد بر اساس نتایج داده برداری میدانی

۳-۲- بررسی تاثیر دمای هوای محیط

عامل اصلی مکش هوا توسط برج خنک کن هلر وجود اختلاف فشار بین هوای بیرون و داخل برج است. در شرایط عدم وزش باد این اختلاف فشار مستقیماً ناشی از اختلاف چگالی هوای داخل و خارج برج می باشد که بواسطه تفاوت دمای هوای بیرون و داخل بوجود می آید. از طرفی این اختلاف فشار باید به گونه ای باشد که مکش طبیعی ایجاد شده، توانایی جبران افت فشار کل ناشی از وجود کرکره ها (لوورها)، رادیاتورها و همچنین دهانه خروجی برج را داشته باشد. لذا داریم [۷]:

$$\Delta P = g \cdot h \cdot (\rho_a - \rho_t) = \Delta P_l + \Delta P_d + \Delta P_e \quad (2)$$

که ΔP اختلاف فشار هوای بیرون و داخل برج، ΔP_l افت فشار در کرکره ها، ΔP_d افت فشار در رادیاتورها، ΔP_e افت فشار مربوط به دهانه خروجی برج، h ارتفاع موثر برج، ρ_a چگالی هوای محیط، ρ_t چگالی هوای داخل برج و g مقدار شتاب جاذبه است. طبق روابط ارائه شده توسط شرکت سازنده، مجموع افت فشارهای فوق را می توان برابر با حاصلضرب یک عدد ثابت (Ω) ، در کل دبی حجمی هوای عبوری از رادیاتورهای برج خنک کن (L) به توان $1/76$ دانست، بنابراین [۷]:

$$\Delta P = \Delta P_l + \Delta P_d + \Delta P_e = \Omega \cdot L^{1.76} \quad (3)$$

از طرفی با فرض هوا به عنوان یک گاز کامل، اختلاف چگالی هوای محیط و هوای داخل برج از رابطه (۴) بدست می آید:

$$\rho_a - \rho_t = \frac{P_a}{R \cdot T_a} - \frac{P_t}{R \cdot T_t} \quad (4)$$

که در این رابطه P_a فشار هوای محیط، P_t فشار هوای داخل برج، \bar{R} ثابت ویژه هوا $(0.287 \text{ (Kj / Kg} \cdot \text{K)})$ ، T_a دمای هوای محیط و T_t دمای هوای داخل برج می باشد. از آنجائی که تاثیر تغییرات فشار بر روی چگالی گازها نسبت به تاثیر تغییرات دما بسیار ناچیز است می توان از آن صرف نظر نموده، رابطه (۴) را به شکل زیر بازنویسی نمود:

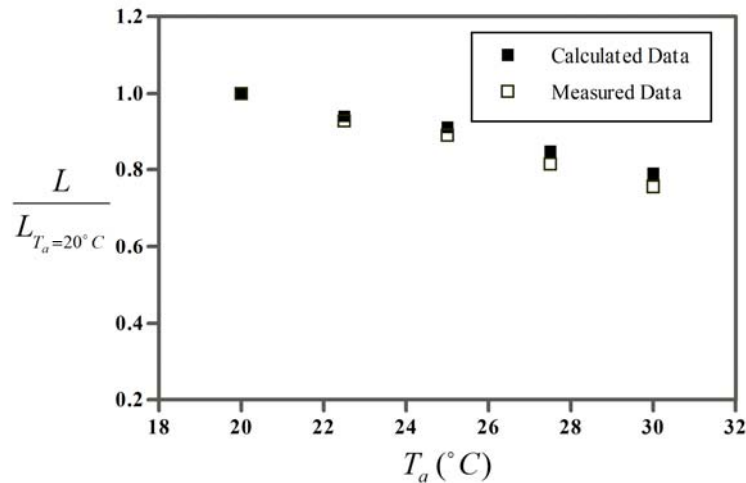
$$\rho_a - \rho_t = \frac{\bar{P}}{R} \left(\frac{1}{T_a} - \frac{1}{T_t} \right) \quad (5)$$

که \bar{P} میانگین فشار هوای محیط و هوای داخل برج است. بنابراین با توجه به روابط (۲) و (۳) خواهیم داشت:

$$\Delta P = g \cdot h \cdot \frac{\bar{P}}{R} \left(\frac{1}{T_a} - \frac{1}{T_t} \right) = \Omega \cdot L^{1.76} \quad (6)$$

که از آنجا رابطه (۷) برای محاسبه کل دبی حجمی هوای عبوری از رادیاتورها بدست خواهد آمد:

$$L = \left[\frac{g \cdot h}{\Omega} \cdot \frac{\bar{P}}{R} \left(\frac{T_t - T_a}{T_a \cdot T_t} \right) \right]^{1/1.76} \quad (7)$$



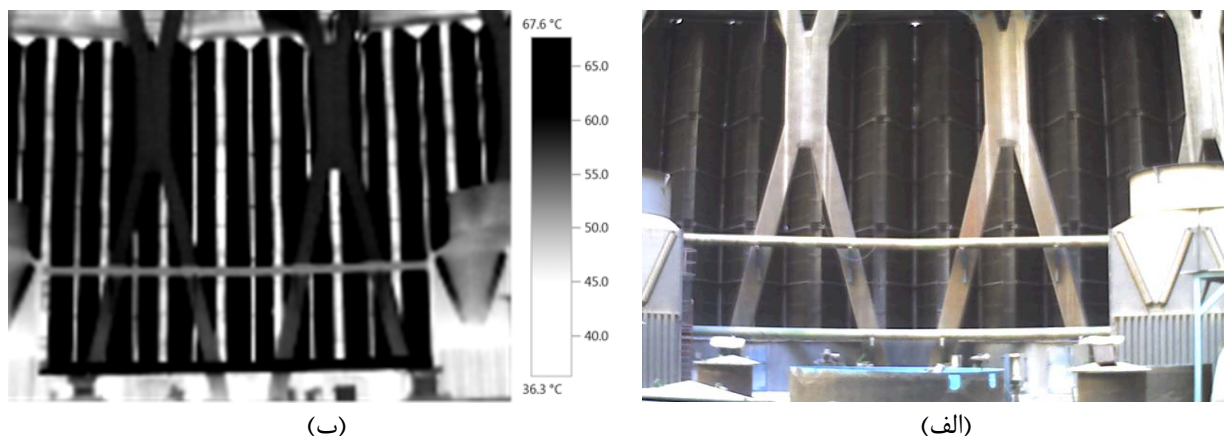
شکل ۵- تغییرات کل دبی حجمی بی بعد شده هوای عبوری از رادیاتورهای برج خنک‌کن بر حسب تغییرات دمای محیط

شکل (۵) تغییرات کل دبی حجمی بی بعد شده هوای عبوری از رادیاتورهای برج خنک‌کن را بر اساس تغییرات دمای محیط نشان می‌دهد. در این شکل مقایسه‌ای نیز بین نتایج اندازه‌گیری میدانی و نتایج بدست آمده از روابط ترمودینامیکی، انجام گرفته است. همانگونه که از شکل (۵) مشخص است با افزایش دمای هوای محیط در شرایط عدم وزش باد، مقدار کل دبی حجمی هوای ورودی به برج کاهش می‌یابد، بطوریکه با افزایش ۱۰ درجه سانتیگراد دمای هوای محیط، میزان دبی حجمی هوای ورودی به برج حدود ۲۱٪ کمتر می‌شود. لازم بذکر است که با توجه به اطلاعات ارائه شده توسط شرکت سازنده [۷]، بازده رادیاتورهای برج خنک‌کن هلر مورد بررسی ۹۴/۸٪ می‌باشد که می‌توان از این مقدار در محاسبات تحلیلی استفاده نموده و با توجه به روابط مربوط به مبدل‌های حرارتی، دمای هوای داخل برج را حدود ۹۵٪ دمای آب برگشتی از برج در نظر گرفت. این موضوع با توجه به دمای سطح داخلی رادیاتورها (معادل دمای آب برگشتی از برج) و سطوح داخلی برج (نگهدارنده‌های X شکل، معادل دمای هوای داخل برج) که در شکل (۶) نشان داده شده است قابل صحه‌گذاری است.

در ادامه با استفاده از رابطه بدست آمده برای مقدار کل دبی حجمی هوای عبوری از رادیاتورهای برج خنک‌کن می‌توان میزان انتقال حرارت یا همان ظرفیت حرارتی برج را محاسبه نمود:

$$Q = \dot{m}_a \cdot C_{p_a} \cdot (T_t - T_a) = \bar{\rho} \cdot L \cdot C_{p_a} \cdot (T_t - T_a) = \left(\frac{\rho_a + \rho_t}{2} \right) \cdot \left[\frac{g \cdot h}{\Omega} \cdot \frac{\bar{P}}{R} \cdot \left(\frac{T_t - T_a}{T_a \cdot T_t} \right) \right]^{1.76} \cdot C_{p_a} \cdot (T_t - T_a) \quad (8)$$

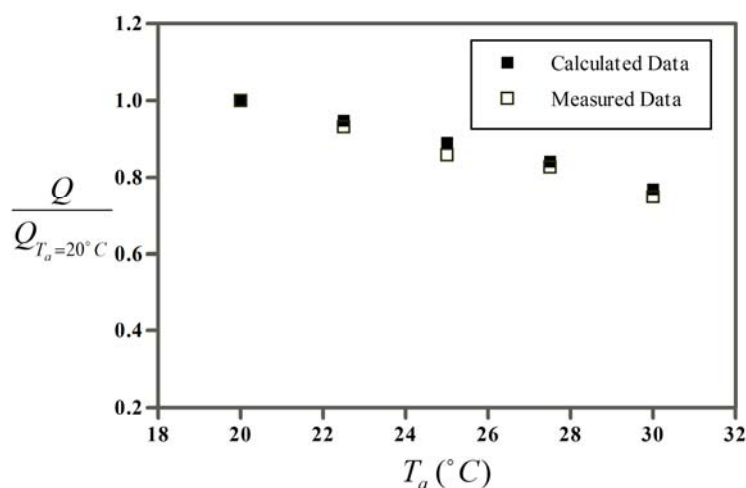
که در این رابطه، \dot{m}_a کل دبی جرمی هوای عبوری از رادیاتورهای برج خنک‌کن، $\bar{\rho}$ میانگین چگالی هوای محیط و هوای داخل برج و C_{p_a} حرارت مخصوص هوا است.



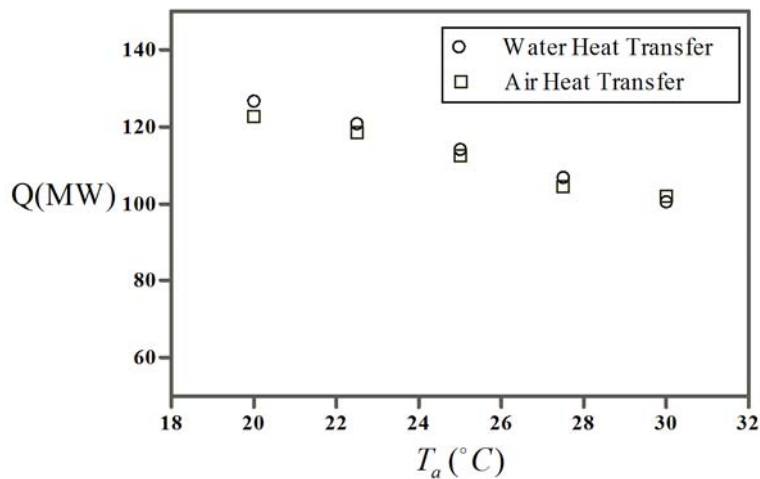
شکل ۶- (الف) نمایی از داخل برج خنک کن مورد بررسی و (ب) عکس حرارتی آن

شکل (۷) مقدار انتقال حرارت بی بعد شده برج خنک کن را بر اساس نتایج اندازه گیری میدانی و مقادیر بدست آمده از رابطه (۸) بر حسب تغییرات دمای هوای محیط نمایش می دهد. همانگونه که مشخص است تغییرات دمای محیط تاثیر بسزایی بر میزان انتقال حرارت در برج خنک کن دارد، بطوریکه با افزایش ۱۰ درجه سانتیگراد دمای هوای محیط، بطور متوسط حدود ۲۳٪ از مقدار انتقال حرارت برج خنک کن کاسته می شود.

به منظور صحت گذاری نتایج بدست آمده، مقدار انتقال حرارت برج خنک کن بر اساس نتایج میدانی از طریق محاسبه مقدار گرمای از دست داده شده توسط آب در گردش برج و مقدار گرمای گرفته شده از طریق هوای ورودی به برج در شکل (۸) با هم مقایسه گردیده است. نتایج نشان می دهد که همخوانی مناسبی بین این دو مقدار وجود دارد که خود بیانگر دقت مناسب داده برداری های میدانی و روابط ارائه شده است.

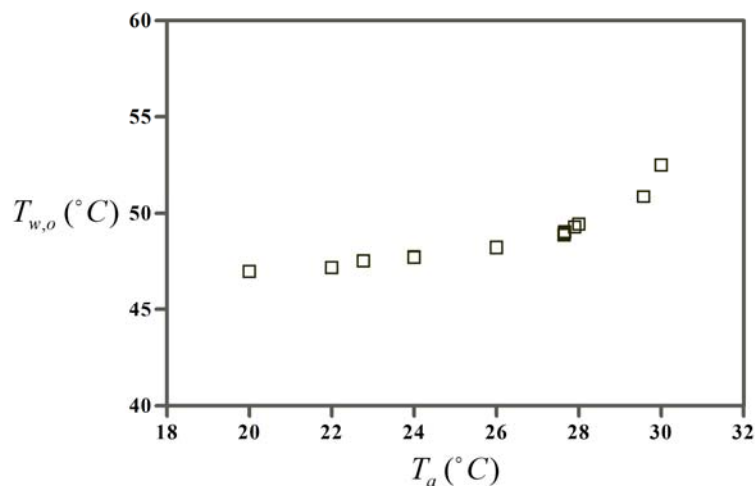


شکل ۷- مقدار انتقال حرارت بی بعد شده برج خنک کن بر حسب تغییرات دمای هوای محیط



شکل ۸- مقدار انتقال حرارت برج خنک‌کن به صورت تجربی از طریق محاسبه مقدار گرمای از دست داده شده توسط آب و مقدار گرمای گرفته شده از طریق هوای ورودی به برج

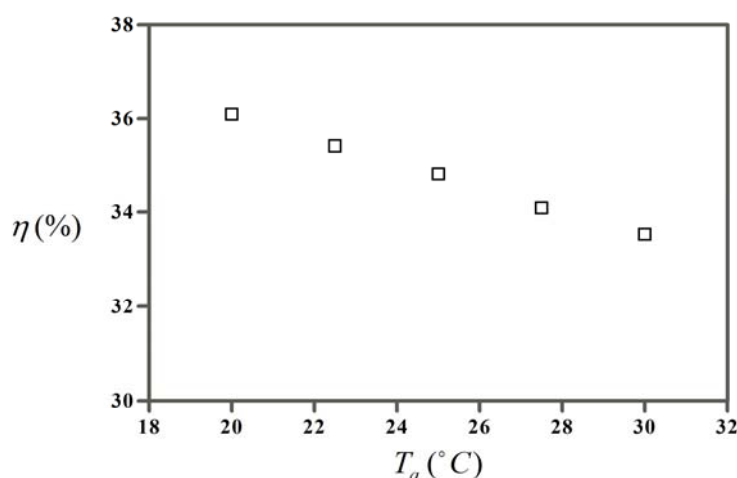
با توجه به برابری تقریبی دمای آب برگشتی از برج خنک‌کن با دمای چگالنده و نیز با استفاده از اطلاعات مربوط به آب درگردش و همچنین از روی مقدار انتقال حرارت برج خنک‌کن می‌توان دمای آب برگشتی از برج و در نتیجه دمای چگالنده را بر حسب دمای محیط محاسبه نمود که نتایج مربوط به آن در شکل (۹) نشان داده شده است. همچنین با استفاده از دمای چگالنده و فشار متناظر با آن و نیز خواص ترمودینامیکی سیال عامل در نقاط مختلف سیکل بخار نیروگاه و در نظر گرفتن مقدار واقعی بازده اجزا مختلف سیکل، می‌توان تغییرات بازده بخش بخار را بر حسب تغییرات دمای هوای محیط نشان داد.



شکل ۹- تغییرات دمای آب برگشتی از برج خنک‌کن به چگالنده بر حسب تغییرات دمای محیط براساس نتایج داده برداری میدانی

اطلاعات ارائه شده در شکل (۱۰) نشان می‌دهد که به ازای افزایش ۱۰ درجه سانتیگراد دمای هوای محیط، بازده بخش بخار از ۳۶٪ به ۳۲/۴٪ کاهش می‌یابد که با توجه به مقدار میانگین تولید بخش بخار که حدود ۲۴۰ مگاوات در ساعت است این میزان برابر با کاهش ۲۴ مگاوات ساعتی از تولید نیروگاه می‌باشد که مخصوصاً در زمانهای پیک مصرف باید به شکلی جبران گردد. یکی از روشهای کاربردی که در حال حاضر در خیلی از نیروگاههای حرارتی در ایران برای جبران تاثیرات منفی افزایش دمای محیط و وزش باد به کار برده می‌شود، استفاده از خنک‌کن‌های اضطراری یا پیک کولرها است. رادیاتورهای بکار رفته در خنک‌کن‌های اضطراری، از نوع رادیاتورهای مورد استفاده در برج خنک‌کن هلمر می‌باشد با این تفاوت که دیگر این رادیاتورها به صورت ستونی بر روی یکدیگر قرار نمی‌گیرند، بلکه هر دو عدد از این رادیاتورها را که ۵ متر ارتفاع دارد با زاویه ای مشخص در مجاورت یکدیگر قرار می‌دهند و دور آنها را مسدود می‌کنند تا برای جریان هوا کانالی ایجاد گردد. همچنین در بالای هر خنک‌کن اضطراری یک عدد فن محوری قرار دارد که وظیفه آن ایجاد جریان اجباری هوا در مواقع مورد نیاز می‌باشد. برای تامین آب لازم جهت پاشش بر روی رادیاتورهای خنک‌کن‌های اضطراری، برای دفع حرارت بیشتر، یک یا دو عدد پمپ تغذیه نیز در نظر گرفته می‌شود که با توجه به تعداد زیاد خنک‌کن‌های اضطراری در هر برج، از نظر سرمایه‌گذاری و نگهداری در نظر گرفتن پمپهای مشترک برای آنها مناسب‌تر است.

در نیروگاه منتظر قائم به ازای هر سکتور در برج خنک‌کن دو خنک‌کن اضطراری وجود دارد و هر شش عدد خنک‌کن اضطراری توسط یک پمپ سیرکولاسیون تغذیه می‌شود که توان مصرفی هر پمپ ۳۰ کیلووات و دبی هر یک ۱۸۰ مترمکعب بر ساعت است. کنترل عملکرد خنک‌کن‌های اضطراری اصولاً بصورت خودکار و بر مبنای دمای هوای محیط می‌باشد. در طرح سیستم خنک‌کن این نیروگاه، از دمای محیط بالای ۳۱ درجه سانتیگراد فن‌های خنک‌کن‌های اضطراری که برق مصرفی هر یک ۲۲ کیلووات می‌باشد عمل نموده و از دمای ۳۳ درجه سانتیگراد به بعد عمل پاشش آب صورت می‌گیرد و بدین ترتیب تا دمای هوای ۴۱ درجه سانتیگراد واحدهای بخار بدون هیچگونه محدودیتی می‌توانند بار واقعی خود را تولید نمایند.



شکل ۱۰- تغییرات بازده بخش بخار نیروگاه بر حسب تغییرات دمای هوای محیط بر اساس نتایج داده برداری میدانی

همچنین بر اساس مقدار فشار چگالنده بصورت دستی و توسط اپراتور اتاق کنترل نیز کارکرد خنک‌کن‌های اضطراری قابل تنظیم است. با توجه به داده‌های آماری اخذ شده از کارکرد نیروگاه در چندین سال اخیر، در طول چهار ماه گرم سال بطور متوسط در هر روز چهار ساعت از خنک‌کن‌های اضطراری در شرایط پاشش آب استفاده می‌شود که در ۴۰٪ مواقع یک پمپ سیرکولاسیون و در ۶۰٪ مواقع هر دو پمپ داخل مدار است. به عبارت دیگر در ۴۰٪ مواقع از شش عدد خنک‌کن اضطراری و در ۶۰٪ مواقع از تمامی خنک‌کن‌های اضطراری استفاده می‌شود. لازم به ذکر است که آب مصرفی پمپ‌های سیرکولاسیون نیز از نوع آب دمین بوده که آبی مقطر با کمترین میزان املاح جهت جلوگیری از ایجاد رسوب بر روی رادیاتورهای خنک‌کن‌های اضطراری است. نظر به مدت زمان در مدار بودن خنک‌کن‌های اضطراری و همچنین میزان برق و آب مصرفی این خنک‌کن‌ها و با توجه به قیمت آب دمین و بازیافت تنها ۷۰٪ از آن، مقدار هزینه کارکرد خنک‌کن‌های اضطراری در این دوره زمانی با فرض قیمت ۱۰۰۰ ریال برای هر لیتر آب دمین و ۳۰۰ ریال برای هر کیلووات ساعت برق، حدوداً معادل ۳۱۰۰۰۰۰۰۰۰ ریال می‌باشد که مقدار قابل ملاحظه‌ای بوده و باید با استفاده از راهکارهای مناسب نظیر استفاده از دیواره‌های بادشکن [۸] و تزریق دود [۹] اثرات نامطلوب عوامل محیطی را کاهش و بازده بخش بخار را افزایش داد.

۴- جمع‌بندی و نتیجه‌گیری

در این تحقیق تاثیر وزش باد و تغییرات دمای محیط بطور مجزا بر عملکرد حرارتی برج خنک‌کن هلر به کمک داده‌های میدانی و روابط تحلیلی و نیمه تجربی مورد بررسی قرار گرفته است. نتایج بدست آمده نشان می‌دهد که به ازای افزایش سرعت وزش باد تا مقدار ۶ متر بر ثانیه در شرایط ثابت بودن دمای هوای محیط، دمای آب برگشتی از برج خنک‌کن بطور میانگین ۴/۵ درجه سانتیگراد افزایش می‌یابد. همچنین به ازای این مقدار افزایش سرعت باد، از بازده بخش بخار نیروگاه به میزان ۲/۵۲٪ کاسته می‌شود که این مقدار معادل ۰/۷٪ از تولید بخش بخار بوده که برابر با ۱۶/۸ مگاوات ساعت خواهد بود. بعلاوه نتایج نشان می‌دهد که به ازای افزایش ۱۰ درجه سانتیگرادی دمای هوای محیط در شرایط سکون نسبی هوا، میزان دبی حجمی هوای ورودی به برج حدود ۲۱٪ و مقدار انتقال حرارت برج حدود ۲۳٪ کاهش می‌یابد. این میزان کاهش برابر با کم شدن ۳/۴٪ بازده بخش بخار نیروگاه خواهد بود که خود کاهش تولید ۱۰ درصدی این بخش که برابر با ۲۴ مگاوات ساعت می‌شود را به همراه دارد که باید به نحوی جبران گردد. یکی از روشهای اجرایی که در حال حاضر در نیروگاه‌های حرارتی برای جبران تاثیرات منفی عوامل محیطی به کار برده می‌شود، استفاده از خنک‌کن‌های اضطراری است که با توجه به مدت زمان در مدار بودن این خنک‌کن‌های اضطراری برای این نیروگاه در طول ماههای گرم سال و همچنین میزان برق و آب مصرفی این خنک‌کن‌ها و قیمت آن، هزینه استفاده از این خنک‌کن‌ها تقریباً معادل ۳۱۰۰۰۰۰۰۰۰ ریال می‌باشد که مقدار قابل ملاحظه‌ای بوده و باید با استفاده از دیگر راهکارهای مناسب بازده بخش بخار نیروگاه را افزایش داد.

سپاسگزاری

نویسندگان بر خود لازم می‌دانند که از مسئولین محترم برق منطقه‌ای تهران و همچنین مسئولین و کارشناسان نیروگاه منتظر قائم که ضمن پشتیبانی مالی، شرایط لازم برای این تحقیق را فراهم نموده‌اند، تقدیر و تشکر نمایند.

مراجع

- [1] Du Preez, A.F., and Kroger, D.G., "Effect of Wind on Performance of a Dry-cooling Tower", Heat Recovery Systems and CHP Journal, Vol. 13, Issue. 2, pp. 139-146, (1993).
- [2] Wei, Q., "A Study of the Unfavorable Effects of Wind on the Cooling Efficiency of Dry Cooling Towers", Journal of Wind Engineering and Industrial Aerodynamics, Vol. 54, pp. 633-643, (1995).
- [3] Su, M.D., and Tang, G.F., "Numerical Simulation of Fluid Flow and Thermal Performance of a Dry-cooling Tower under Cross Wind Condition", Journal of Wind Engineering and Industrial Aerodynamics, Vol. 74, pp. 289-306, (1998).
- [4] Kapas, N., "Behavior of Natural Draught Cooling Towers in Wind", CMFF 30, July 8-10, Budapest, Hungary, pp. 42-49, (2003).
- [5] Amur, G., "Role of Plant Building in a Power Station Acting as Barrier to the Wind Affecting the Natural Draft Cooling Tower Performance", 15th Australasian Fluid Mechanics Conference, May 21-24, Sydney, Australia, pp. 89-94, (2004).
- [6] Goodarzi, M., and Ramezanzpour, R., "Alternative Geometry for Cylindrical Natural Draft Cooling Tower with Higher Cooling Efficiency under Crosswind Condition", Energy Conversion and Management, Vol. 77, pp. 243-249, (2014).
- [7] EGI, "The Heller Systems", Report Ref. No. 8325-LK, (1984).
- [8] Madadnia, M., "Effect of Wind Break Walls on Performance of a Cooling Tower Model", Mechanical & Aerospace Engineering Journal, Vol. 3, No. 4, pp. 61-67, (2008).
- [9] Eldredge, T.V., "An Investigation of the Effects of Flue Gas Injection on Natural Draft Cooling Tower Performance", Journal of Engineering for Gas Turbine and Power, Vol. 119, pp. 478-484, (1997).

فهرست نمادهای انگلیسی

| | |
|--------------|---|
| Ar | : عدد ازشمیدس |
| C | : سرعت هوای خروجی از بالای برج بر حسب متربرثانیه |
| Cp_a | : حرارت مخصوص هوای محیط بر حسب کیلوژول بر کیلوگرم درجه سانتیگراد |
| g | : شتاب جاذبه بر حسب متر بر مجذور ثانیه |
| h | : ارتفاع موثر برج بر حسب متر |
| ITD | : اختلاف دمای اولیه بر حسب درجه سانتیگراد |
| L | : کل دبی حجمی هوای عبوری از رادیاتورهای برج بر حسب مترمکعب بر ثانیه |
| \dot{m}_a | : کل دبی جرمی هوای عبوری از رادیاتورهای برج بر حسب کیلوگرم بر ثانیه |
| \bar{P} | : میانگین فشار هوای محیط و هوای داخل برج بر حسب پاسکال |
| ΔP | : اختلاف فشار هوای بیرون و هوای داخل برج بر حسب پاسکال |
| P_a | : فشار هوای محیط بر حسب پاسکال |
| ΔP_d | : افت فشار در رادیاتورها بر حسب پاسکال |
| ΔP_e | : افت فشار در دهانه خروجی برج بر حسب پاسکال |
| ΔP_l | : افت فشار در کرکره‌ها بر حسب پاسکال |
| P_t | : فشار هوای داخل برج بر حسب پاسکال |
| \bar{R} | : ثابت ویژه هوا |
| T_a | : دمای هوای محیط بر حسب درجه سانتیگراد |
| T_t | : دمای هوای داخل برج بر حسب درجه سانتیگراد |
| ΔT_w | : تغییرات دمای آب در گردش برج خنک‌کن بر حسب درجه سانتیگراد |
| $T_{w,i}$ | : دمای آب ورودی به برج بر حسب درجه سانتیگراد |
| $T_{w,o}$ | : دمای آب خروجی از برج بر حسب درجه سانتیگراد |
| V | : سرعت باد در ارتفاع ۱۰ متری از سطح زمین در نقطه مبنا بر حسب متربرثانیه |

نمادهای یونانی

| | |
|----------------|---|
| η | : بازده حرارتی نیروگاه |
| $\Delta\theta$ | : اختلاف درجه حرارت آب خروجی از برج در شرایط وزش باد نسبت به حالت عدم وزش باد بر حسب درجه سانتیگراد |
| $\bar{\rho}$ | : میانگین چگالی هوای محیط و هوای داخل برج بر حسب کیلوگرم بر مترمکعب |
| ρ_a | : چگالی هوای محیط بر حسب کیلوگرم بر مترمکعب |
| ρ_t | : چگالی هوای داخل برج بر حسب کیلوگرم بر مترمکعب |
| Ω | : مقدار ثابت |

Abstract

Ambient temperature variations and cross winds are the most important environmental parameters affecting the performance of cooling towers, which can result in considerable economical losses to a power plant. In this paper, field and analytical study of these parameters and their effects on the performance of Heller cooling towers from economical point of view have been presented for a typical 240 MW power plant. Results show that at constant ambient temperature, with the increase in wind speed up to 6 m/s, the performance of the steam section of the power plant decreases by an average of 2.52%. Similarly, under still-air condition (no-wind condition), a 10 °C increase in the ambient temperature results in about 3.4% decrease in the performance of the steam section. The percentages of decrease in the performance of the steam section of the power plant are equivalent to reduction in the produced power amounting to 16.8 MW and 24 MW, respectively.