بررسی پارامترهای موثر بر عملکرد برج خنک‌کننده هیبریدی در نیروگاه بخار

عباس کوثری‌نیا [1*] ، اثیر زکی‌عبدالطیف [1]

۱. گروه مهندسی مکانیک، واحد اهواز، دانشگاه آزاد اسلامی، اهواز، ایران

*نویسنده مسئول: kosarineia@gmail.com

تاریخ دریافت: ۱۴۰۲/۰۶/۲۸ تاریخ پذیرش: ۱۴۰۲/۰۸/۲۶

چکیده

یکی از بزرگترین مصرف‌کنندگان آب، نیروگاه‌های انرژی فسیلی هستند و عمده این مصرف آب در سیستم‌های خنک‌کننده است. برج‌های خنک‌کننده قابلیت خنک‌کاری بالایی دارند اما مصرف آب زیاد آنها به دلیل استفاده از سرمایش تبخیری باعث خروج بخار از دهانه برج و دفع آن به هوا آزاد می‌شود. برج‌های تر نسبت به برج‌های خشک دمای پایین‌تر و در نتیجه بازده بالاتری را تأمین می‌کنند اما در مقابل مصرف آب بالایی دارند. در این تحقیق، نیروگاه در نظر گرفته شده (نیروگاه مرجع) دارای یک واحد ۱۰۰ مگاواتی در حالت بار کامل می‌باشد. . به منظور بررسی اثر پارامترهای محیطی موثر بر مصرف آب جبرانی مورد نیاز برج‌های خنک‌کننده هیبریدی (تر- خشک) و همچنین ارزیابی عملکرد برج خنک‌کننده هیبریدی در شرایط محیطی مختلف، با استفاده از نرم‌افزار سایکل- تمپو[1] سیکل نیروگاه مدل‌سازی و شبیه‌سازی انجام گردید. مقایسه حجم آب جبرانی در سیکل خنک‌کاری مشابه که تنها برج خنک‌کننده هیبریدی جایگزین برج خنک‌کننده تر شده بود، نشان داد که می‌توان تا ۲۰٪ حجم آب مصرفی را در فرآیند خنک‌کاری با بهره‌گیری از برج خنک‌کننده هیبریدی کاهش داد. همچنین استفاده از خنک‌کاری برج هیبریدی باعث می‌شود که تا دمای ۳۰ درجه سانتی‌گراد افزایش دمای محیط تاثیری بر میزان برق تولیدی نیروگاه نداشته باشد و همچنین با بالا رفتن رطوبت هوا، میزان برق تولید شده در نیروگاه تغییر نکند.

کلمات کلیدی: برج خنک‌کننده هیبریدی، کندانسور، نرم‌افزار سایکل-تمپو، شرایط محیطی

مقدمه

نیروگاه‌های بخاری یکی از مهم‌ترین نیروگاه‌های حرارتی می‌باشند که در اکثر کشورها، از جمله ایران سهم بسیار زیادی را در تولید انرژی الکتریکی بر عهده دارد به طوری که سهم تولید این نیروگاه‌ها بیش از ۷۰٪ کل تولید انرژی کشور می‌باشد[۱]. در این نیروگاه‌ها از منابع انرژی فسیلی از قبیل نفت، گاز طبیعی، مازوت و غیره استفاده می‌شود. به این ترتیب که از این سوخت‌ها جهت تبدیل به انرژی حرارتی استفاده شده و سپس این انرژی به انرژی مکانیکی، و در مرحله بعد به انرژی الکتریکی تبدیل می‌گردد. در واقع در این نیروگاه‌ها کندانسور بزرگترین مبدل حرارتی است که درون لوله‌ها آب خنک‌کننده و در اطراف لوله‌های بخار و آب مقطر خروجی از توربین وجود دارد. کندانسور دارای دو محفظه و دو جریان جداگانه آب و بخار بوده و با خلایی معادل با ۰/۰۸۶۳ اتمسفر در خروجی توربین، بخار خروجی از توربین را کندانس می‌کند. برج‌های خنک‌کننده یکی دیگر از بخش‌های مهم نیروگاه‌های تولیدکننده برق می‌باشند، که علاوه بر مصرف انرژی بالا در سال‌های اخیر بررسی تلفات در آنها از اهمیت زیادی برخوردار بوده است. افزایش آلودگی‌های زیست محیطی، مصرف انرژی و هزینه‌های اقتصادی باعث شده است که بررسی‌هایی درجهت افزایش بازدهی نیروگاه‌ها انجام شود. سیستم خنک‌کننده در یک نیروگاه حرارتی از جمله تجهیزاتی است که نیازمند مصرف انرژی جهت خنک‌کاری آب گردشی در نیروگاه است. سیستم‌های خنک‌کننده تبخیری یا مرطوب یک مبدل حرارتی تخصصی هستند که در آن آب و هوا در تماس مستقیم با یکدیگر قرار می‌گیرند تا گرمای تولید شده را از نیروگاه خارج کرده و آن را به اتمسفر دفع کنند. این امر با پاشش آب داغ صورت می‌گیرد تا یک توده بخار از طریق هوای خنک در حال حرکت به سمت بالا تشکیل شود. با این حال، به دلیل تبخیر در فرآیند، جریان جرمی آب خنک خروجی از برج با جریان

[1] Cycle-Tempo

جرمی آب گرم ورودی به برج برابر نیست. این تفاوت با آب جبرانی ورودی به نیروگاه جایگزین می‌شود. بسته به اندازه کندانسور نیروگاه و شرایط آب و هوایی، این عملیات می‌تواند مصرف کننده آب بسیاری باشد[۲]. سیستم های خنک‌کننده غیرمستقیم یا خنک‌کننده سیکل بسته از طریق استفاده از دو سیال خنک‌کننده کار می‌کنند. اولین سیال خنک‌کننده معمولاً آب یا مخلوط گلیکول است که بین کندانسور و برج خنک‌کننده به گردش در می‌آید. گرمای باقیمانده را از کندانسور خارج کرده و به برج خنک‌کننده منتقل می‌کند، جایی که دومین سیال خنک‌کننده، یعنی هوا، انرژی گرمایی را به جو منتقل می‌کند. دو روش اصلی خنک‌سازی غیرمستقیم وجود دارد، خنک‌سازی مرطوب (تبخیری) و خنک‌کننده خشک. هر دو روش از تکنیک‌ها و ترتیبات مختلفی برای دستیابی به هدف خنک‌کردن آب در گردش خنک‌کننده با درجات مختلف عملکرد استفاده می‌کنند[۳].

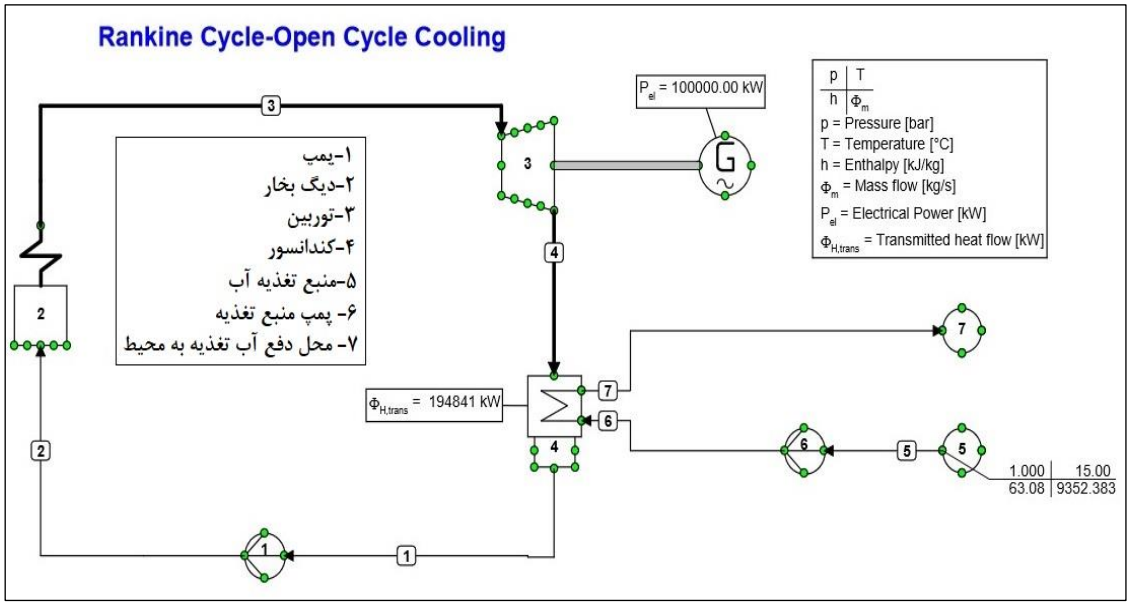
دیویس و همکاران[۴] در تحقیقات خود دریافت برج‌های هیبریدی بر اساس ویژگی‌های مورد نیاز برای منطقه‌ای که در آن نصب می‌شوند طراحی می‌شوند. بسته به نسبت اندازه اجزای مرطوب به خشک، برج های هیبریدی می‌توانند برای مقاصد حفاظت از آب، کاهش ستون یا هر دو مورد استفاده قرار گیرند. بخش‌های مرطوب و خشک موجود در سیستم خنک‌کننده هیبریدی را می‌توان به‌طور جداگانه یا همزمان برای کاهش ستون یا کاهش مصرف آب مورد استفاده قرار داد. سارکر و همکاران[۵] یک مطالعه تجربی برای تعیین ویژگی‌های عملکرد برج‌های هیبریدی مدار بسته به منظور افزایش ظرفیت خنک-کننده آنها انجام داد. نتایج مطالعه آنها نشان داد که استفاده از لوله‌های پره‌دار در بخش خشک به جای لوله‌های ساده، ظرفیت خنک‌کنندگی برج را به ترتیب ۲۲ و۲۶۰ درصد در حالت مرطوب و خشک افزایش می‌دهد. در برج‌های هیبریدی مدار بسته، آب خنک‌کننده از طریق یک سیم پیچ در قسمت مرطوب جریان می‌یابد و تماس غیر مستقیم با هوا دارد. لیندال و مورتنسن[۶] یک پیشرفت قابل توجه در طراحی‌های کاهش ستون مرسوم برای برج‌های خنک‌کننده هیبریدی، با استفاده از یک رویکرد انتقال حرارت متفاوت ارائه نمودند. مالبستچ[۷] سیستم‌های مرطوب خشک را که ترکیبی از یک برج خنک‌کننده مرطوب با کشش مکانیکی، جریان مخالف و یک کندانسور هوا خنک با استفاده از خنک‌کننده مرطوب سیکل بسته بودند، مورد مطالعه قرار داد. نتایج نشان داد که افزایش قابل توجهی در صرفه‌جویی در مصرف آب با هزینه برخی جریمه عملکرد این برج هیبریدی قابل دستیابی است. رضایی و همکاران[۸] مجموعه‌ای از آزمایش‌ها را روی یک برج هیبریدی آزمایشی با قابلیت کار با مسیرهای موازی و سری آب بین بخش‌های خشک و مرطوب انجام دادند. از نتایج برای بررسی دقت مدل ریاضی آنها استفاده گردید. آنها مدل خود را بر روی برج‌های خنک‌کننده پالایشگاه تبریز اعمال کردند و به ترتیب ۳۷٪ و ۲۳٪ صرفه جویی آب را در تابستان برای آرایش‌های سری و موازی بدست آوردند.

در این تحقیق، تاثیر تغییر پارامترهایی همانند دمای آب خنک‌کننده خروجی از کندانسور و شرایط محیطی همانند دما و رطوبت بر کارایی برج خنک‌کننده هیبرید و کارایی سیکل نیروگاه بخار مورد بررسی قرار می‌گیرد. لذا یک نیروگاه سیکل بخار با توان مشخص و معین در نرم‌افزار سایکل- تمپو مدل‌سازی می‌شود و پس از بدست آوردن ظرفیت حرارتی کندانسور، میزان دبی آب خنک‌کننده مورد نیاز تعیین می‌گردد. همچنین یک برج خنک‌کننده هیبریدی متناسب با شرایط محیطی همانند دما و رطوبت به منظور تامین دبی آب خنک‌کننده مورد نیاز طراحی می‌شود. تاثیر تغییر پارامترهایی همانند دمای آب خنک‌کننده خروجی از کندانسور و شرایط محیطی همانند دما و رطوبت بر کارایی سیکل نیروگاه در این نرم‌افزار شبیه‌سازی می‌گردند.

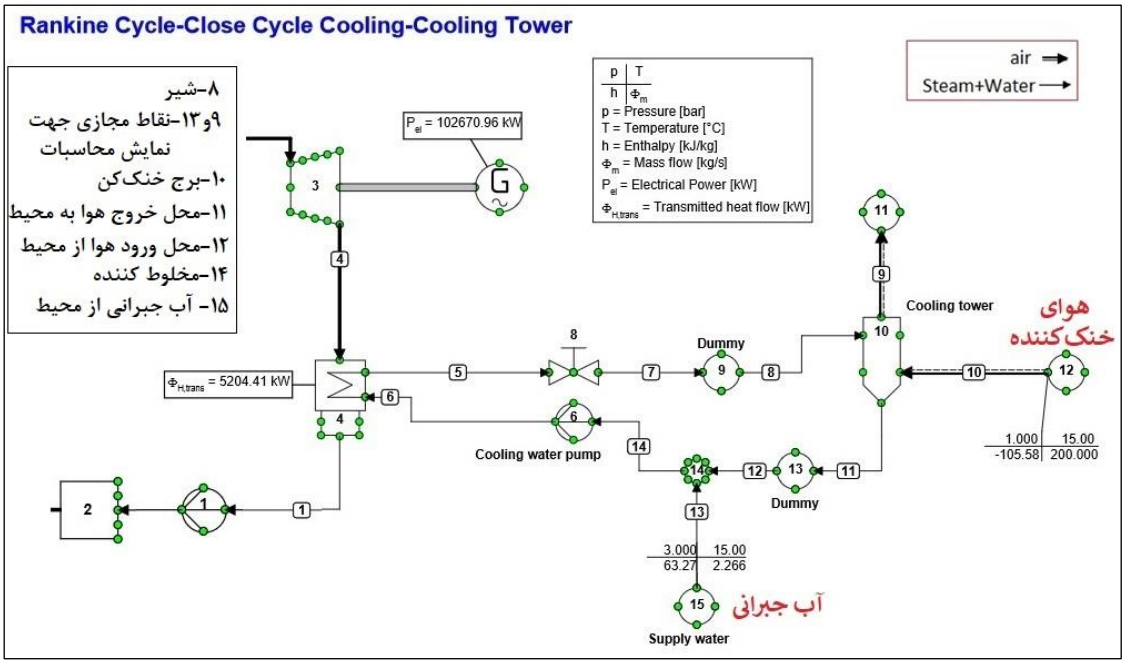
روش‌های خنک‌کاری کندانسور

به منظور بررسی عملکرد برج خنک‌کننده هیبریدی سه حالت شبیه‌سازی در نرم‌افزار انجام شده است. در حالت اول که شامل شبیه‌سازی نیروگاه سیکل‌حرارتی بخار آب بر پایه سیکل رنکین با توان خروجی ۱۰۰ مگاوات می‌باشد. هدف از این حالت بدست آوردن ظرفیت حرراتی کندانسور و تعیین نرخ جریان آب خنک‌کننده مورد نیاز در کندانسور است. با محاسبات صورت گرفته مطابق شکل (۱) میزان حرارت منتقل شده در کندانسور ۱۹۴/۸ مگاوات، همچنین نرخ جریان آب مورد نیاز جهت خنک‌کاری کندانسور مقدار ۹۳۵۲ کیلوگرم برثانیه و آب دارای دمای ۱۵ درجه سانتی‌گراد می‌باشد. در حالت دوم با داشتن نرخ جریان آب خنک‌کن و ظرفیت حرارتی کندانسور که از حالت اول بدست آمد یک برج خنک‌کننده تر جهت خنک کردن آب خنک‌کننده به نیروگاه اضافه گردید. همانطور که در شکل (۲) مشاهده می‌گردد در این حالت مقدار حرارت مبادله شده در

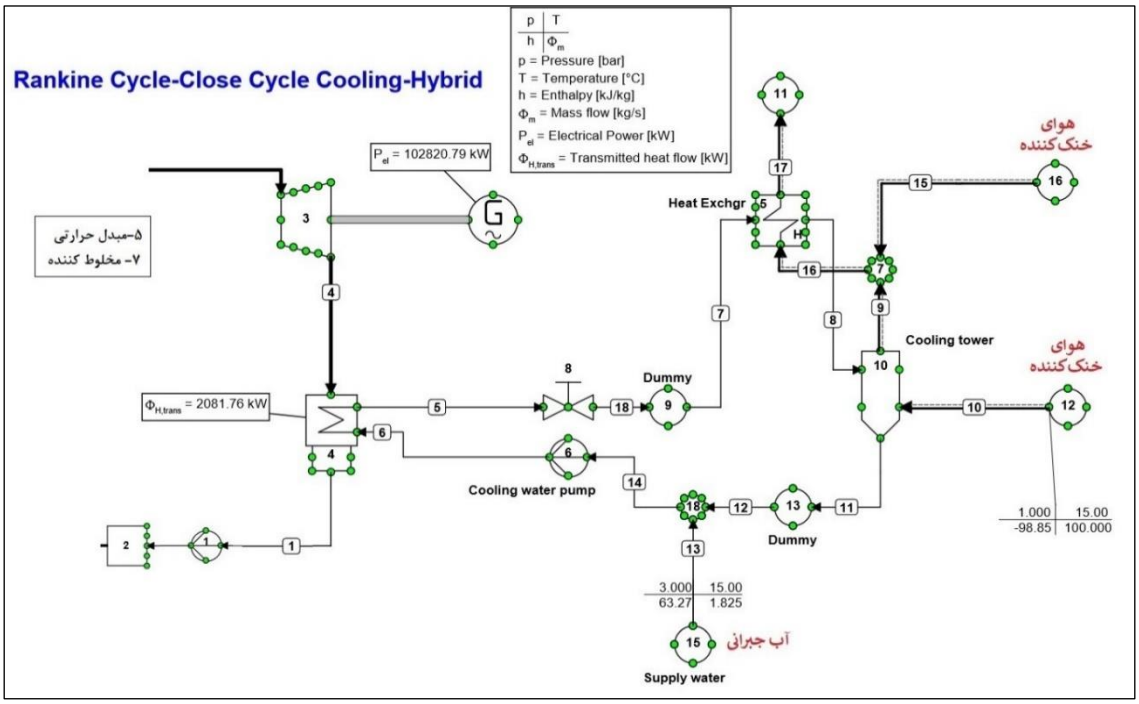
کندانسور تا ۵/۲ مگاوات کاهش می‌یابد. همچنین مقدار آب جبرانی اضافه شده به برج خنک‌کن مقدار ۲/۲۷ کیلوگرم برثانیه می‌باشد که در مقایسه با حالت اول بسیار ناچیز است (این آب به دلیل بخار شدن مقداری از آب در اشباع کننده صورت می‌گیرد). در این حالت خنک‌کاری با هوا در اشباع کننده برج خنک‌کن، بیشترین سهم را در سرد کردن آب مورد نیاز خنک‌کاری کندانسور به عهده دارد. در حالت سوم برج خنک‌کننده تر در سیکل حرارتی کندانسور با یک برج خنک‌کننده هیبریدی با فرض ثابت بودن شرایط عملکردی کندانسور (همسان با حالت اول) جایگزین می‌گردد. در این حالت مطابق شکل (۳) مشاهده می‌گردد میزان تبادل حرارت در کندانسور به مقدار ۲/۰۸ مگاوات می‌رسد همچنین مقدار آب جبرانی اضافه شده به سیکل خنک‌کاری هیبریدی مقدار ۱/۸۲ کیلوگرم برثانیه خواهد بود.



شکل ۱: خروجی حرارت مبادله شده در کندانسور و مقدار و کیفیت آب مورد نیاز جهت خنک‌کاری سیکل باز



شکل ۲: خروجی حرارت مبادله شده در کندانسور و مقدار و کیفیت آب مورد نیاز جهت خنک‌کاری برج تر



شکل ۳: خروجی حرارت مبادله شده در کندانسور و مقدار و کیفیت آب مورد نیاز جهت خنک‌کاری هیبریدی

معادلات انتقال حرارت در برج خنک‌کننده

استفاده از مبدل‌های حرارتی نوع Forgo T60 در برج‌های خنک‌کننده خشک رایج است. ضریب انتقال حرارت کل شامل سه ضریب انتقال حرارت مختلف از جمله همرفت جریان آب داخلی، هدایت از لوله‌ها و همرفت بین هوا و لوله است. بنابراین می‌توان رابطه (۱) را برای تعیین ضریب انتقال حرارت کل در نظر گرفت[۱].

$$\frac{1}{U} = \frac{1}{h_{w,i}A_i} + \frac{1}{\eta h_{a,f}A_f} + \frac{\delta}{KA_t} \quad (۱)$$

در این رابطه A_i مساحت سطح داخلی لوله، A_t میانگین مساحت انتقال حرارت لوله، A_f سطح بیرونی لوله، h_a ضریب انتقال حرارت جریان خارجی (سمت هوا)، h_w ضریب انتقال حرارت جریان داخلی (سمت آب)، k هدایت حرارتی لوله و η کارایی باله و لوله است. محاسبه انتقال حرارت برج‌های خنک‌کننده خشک بر اساس سطح جلویی انجام می‌شود. بنابراین، رابطه (۱) را می‌توان به صورت رابطه (۲) بازنویسی نمود[۹].

$$\frac{1}{U_c(A_f/A_{fr})} = \frac{1}{h_{w,i}(A_i/A_{fr})} + \frac{1}{\eta h_{a,f}(A_f/A_{fr})} + \frac{\delta}{K(A_t/A_{fr})} \quad (۲)$$

$$\frac{1}{U_c(A_f/A_{fr})} = \frac{1}{h_{w,i}(A_i/A_{fr})} + \frac{1}{\eta h_{a,f}(A_f/A_{fr})} + \frac{\delta}{K(A_t/A_{fr})} \quad (۳)$$

$$h_a = \frac{1}{\frac{1}{\eta h_{a,f}(A_f/A_{fr})} + \frac{\delta}{K(A_t/A_{fr})}} \quad (۴)$$

$$h_w = h_{w,i}\,(A_i/A_{fr}) \quad (۵)$$

A_{fr} سطح جلو مبدل حرارتی، U ضریب انتقال حرارت کل و U_c ضریب انتقال حرارت کل بر اساس سرما سطح است.

به منظور محاسبه ضرایب انتقال حرارت طرف آب و هوا روابط بالا از مقدار ارایه شده توسط سازنده مبدل حرارتی استفاده می‌گردد[۱].

$$h_w = 317.3 + 2.82(T_{wi} - T_{wo})Q_{wo}^{0.8} \quad (۶)$$

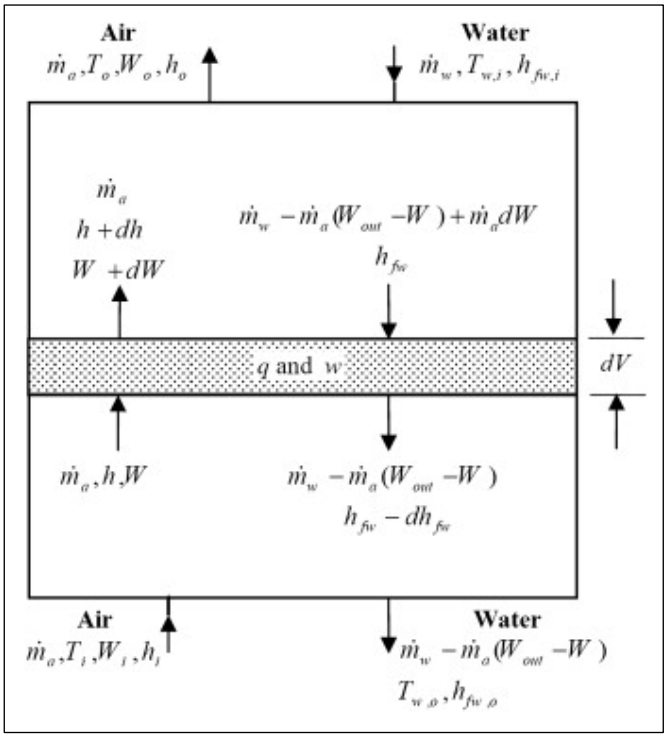
$$h_a = 1180\left[\frac{\dot{m}_a}{A_f} * (\frac{\rho_{oa}}{\rho_{am}})^{0.64}\right]^{0.515} \quad (۷)$$

ρ_{am} میانگین چگالی هوا از طریق مبدل حرارتی است:

$$\rho_{am} = (T_{a,i} - T_{a,o})/2 \quad (۸)$$

تبادل انرژی در برج‌های خنک‌کننده خشک

در صورتی‌که هیچگونه حرارتی از کندانسور به محیط منتقل نشود (این فرض به میزان عایق بودن بدنه کندانسور بستگی دارد)، گرمای آزاد شده از بخار به مایع خنک‌کننده در کندانسور برابر با گرمای آزاد شده از آب برج خنک‌کننده می‌باشد. گرمای آزاد شده از آب خنک‌کننده برابر با گرمای جذب شده توسط هوای عبوری از برج است(شکل ۴). بنابراین:



شکل ۴: حجم کنترل برای حفظ تعادل جرم و انرژی در یک برج خنک‌کننده جریان مخالف

$$\dot{Q}_c = \dot{m}_{w,t}C_{pw}\Delta T_w = \dot{m}_{a,t}C_{pa}\Delta T_a \quad (۹)$$

مقداردهی اولیه داده‌های نیروگاه

با توجه به داده‌های ارایه شده در جدول (۱) مقدار دبی جرمی آب تغذیه مورد نیاز در سیکل رنکین توسط نرم‌افزار محاسبه می‌شود. همچنیین شرایط دما و فشار خروجی و میزان انرژی مصرفی در هر کدام از قسمت‌های سیکل محاسبه خواهد شد تا برای نیروگاه بخار با مقدار توان خروجی ۱۰۰ مگاوات شرایط در هر کدام از بخش‌های سیکل، توسط نرم‌افزار امکان‌سنجی و محاسبه شود.

جدول ۱: داده های طراحی اولیه نیروگاه بخار با خنک‌کاری سیکل باز

پارامتر		واحد	مقدار
دمای بخار خروجی از بویلر و ورودی به توربین‌ها	T_3	℃	۴۰۰
افت فشار در بویلر	ΔP	bar	۱۰
فشار بخار در کندانسور	P_4	bar	۰/۰۴۲۵
افزایش دمای آب خنک‌کننده در کندانسور	ΔT_c	℃	۵
راندمان مکانیکی پمپ ۱	η_{pump1}	--	۰/۶۵
فشار خروجی پمپ ۱	P_2	bar	۸۰
راندمان حرارتی توربین	η_{Turbin}	--	۰/۸۵
مقدار توان الکتریکی ژنراتور	$\dot{W}_G$	MW	۱۰۰
دمای محیط	T_5	℃	۱۵
فشار محیط	P_5	bar	۱
راندمان مکانیکی پمپ ۶	η_{pump6}	--	۰/۷۵
فشار خروجی پمپ ۶	P_6	$\div bar$	۵

اعتبارسنجی

برای اعتبار سنجی، مقدار کار خروجی توربین، حرارت داده شده به بویلر، کار مصرفی در پمپ (۱) و پمپ (۶) همچنین تبادل حرارتی در کندانسور را بصورت دستی مطابق داده‌های اولیه در جدول (۲) با استفاده از روابط مربوطه و جداول ترمودینامیک محاسبه نموده و با نتایج حاصل از محاسبات خروجی برنامه سایکل-تمپو که مطابق شکل (۵) ارایه شده است مقایسه گردید. لازم به ذکر است برنامه سایکل-تمپو خواص مواد مختلف منجمله آب و هوا را از برنامه جانبی FluidProp دریافت می‌کند.

POWER / HEAT TRANSMITTED FROM APPARATUS

NO	APPARATUS	TYPE	BASED ON ENTHALPY FLOWS [MW]	BASED ON TOTAL ENERGY FLOWS [MW] DEFINITION 1	DEFINITION 2
2	Boiler	1	-293.642	-293.642	-293.642
3	Turbine	3	100.000	100.000	100.000
4	Condenser	4	-0.000	-0.000	0.000
1	Pump	8	-1.199	-1.199	-1.199
6	Pump	8	-4.992	-4.992	-4.992
5	Sink/Source	10	-589.927	391.412	23227.179
7	Sink/Source	10	789.761	-191.578	-23027.346
3	PIPE		0.000	0.000	0.000
TOTAL TRANSMITTED :			0.000	0.000	0.000

شکل ۵: فایل خروجی نرم افزار سایکل-تمپو برای مقادیر انرژی در هر دستگاه سیکل نیروگاه بخار

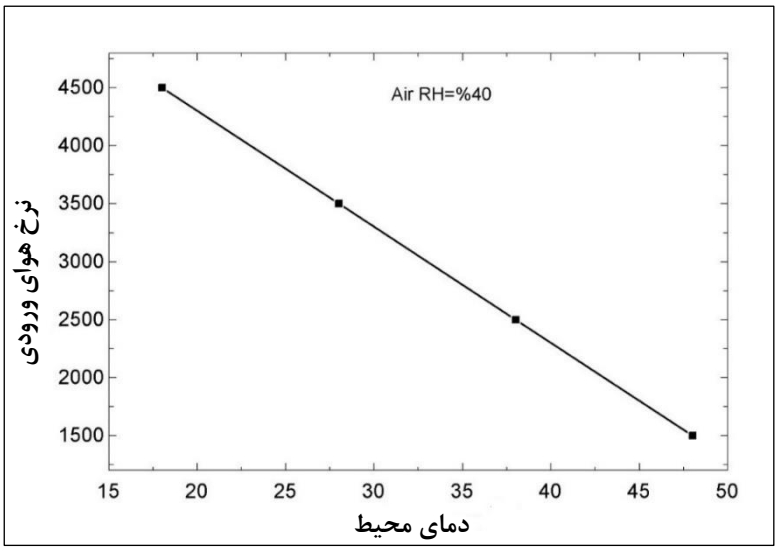
جدول ۲: مقایسه خروجی نرم افزار سایکل تمپو جهت نیروگاه بخار و محاسبات دستی

روابط مربوطه	مقدار محاسبه شده از جداول ترمودینامیک (مگاوات)	مقدار خروجی برنامه سایکل-تمپو (مگاوات)	مقدار خطا (%)
$w_T = \dot{m}(h_3 - h_{4(real)})$	۹/۹۸	۱۰۰	۱/۱
$w_{Pump1} = \dot{m}(h_1 - h_{2(real)})$	-۱/۱۷۳	-۱/۱۹۹	۲/۲
$w_{Pump6} = \dot{m}(h_5 - h_{6(real)})$	-۴/۸۶۲	-۴/۹۹۲	۲/۷
$q_{Boiler} = \dot{m}(h_3 - h_2)$	-۲۹۰/۵	-۲۹۳/۶۴	۱/۰۸
$q_{condenser} = \dot{m}(h_1 - h_4) - \dot{m}_{Cool_Water}(h_7 - h_6)$	۰/۰۰۲	۰	۰

نتایج و بحث

تاثیر دمای محیط بر نرخ هوای ورودی به قسمت تر و خشک خنک‌کننده هیبریدی

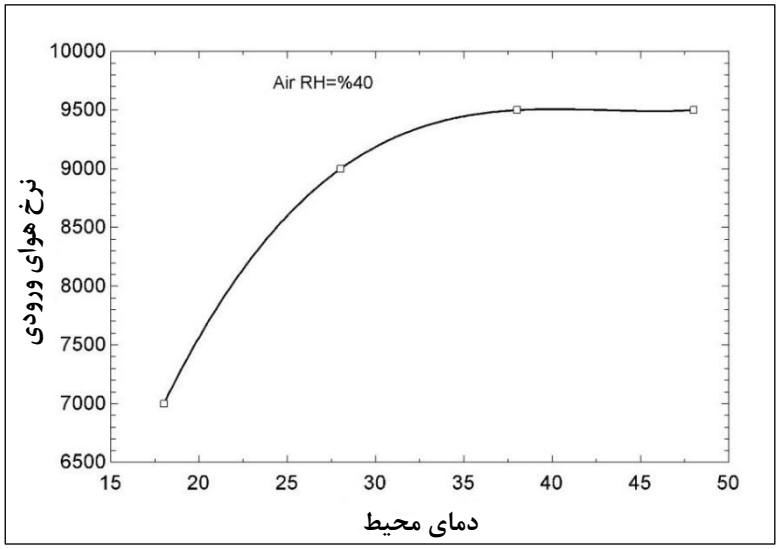
در ابتدا میزان دمای هوای ورودی به قسمت تر یا همان برج خنک‌کن و قسمت خشک یا همان مبدل حرارتی در خنک‌کننده هیبریدی بررسی می‌گردد. برای این کار مقدار هوای لازم جهت خنک‌کاری در قسمت خشک و تر برای چهار دمای متفاوت محیط (۱۸، ۲۸، ۳۸ و ۴۸ درجه سانتی‌گراد) و رطوبت ۴۰٪ محاسبه می‌شود.



شکل ۶: تاثیر افزایش دمای محیط بر نرخ هوای ورودی به قسمت تر خنک‌کننده هیبریدی

همانطور که در شکل (۶) مشاهده می‌گردد با افزایش دمای محیط نرخ هوای ورودی به قسمت تر خنک‌کننده کاهش پیدا می‌کند. از طرفی طبق شکل (۷) مقدار نرخ هوا در قسمت خشک خنک‌کننده افزایش پیدا خواهد کرد. دلیل افزایش نرخ هوا در قسمت خشک این است که چون قسمت خشک در بالادست خنک‌کننده قرار دارد برای جبران میزان افزایش دمای محیط که به کاهش تبادل حرارتی با آب خنک‌کننده می‌گردد، باید نرخ هوای ورودی به قسمت خشک را افزایش داد. حال اینکه این افزایش نرخ هوا در قسمت خشک باعث کاهش بیشتر دمای آب خنک‌کننده می‌گردد. این امر باعث می‌شود که در قسمت تر یا همان برج خنک‌کن به مقدار هوای کمتری جهت خنک‌کاری نیاز باشد بنابراین مقدار نرخ هوای ورودی به قسمت تر کاهش خواهد یافت. البته در مجموع با افزایش دمای محیط مقدار نرخ کلی هوای ورودی به خنک‌کننده هیبریدی را باید افزایش داد

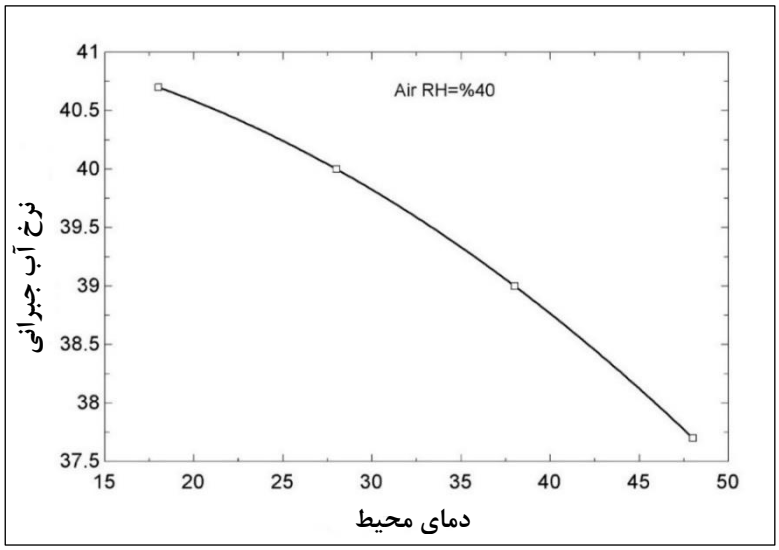
به عبارتی در ماه‌های گرم سال و یا زمان روز(در مقایسه با شب) باید فن‌های بیشتری را در مدار مکش هوا به خنک‌کننده روشن نمود.



شکل ۷: تاثیر افزایش دمای محیط بر نرخ هوای ورودی به قسمت خشک خنک‌کننده هیبریدی

تاثیر دمای محیط بر مقدار دبی آب جبرانی در خنک‌کننده هیبریدی

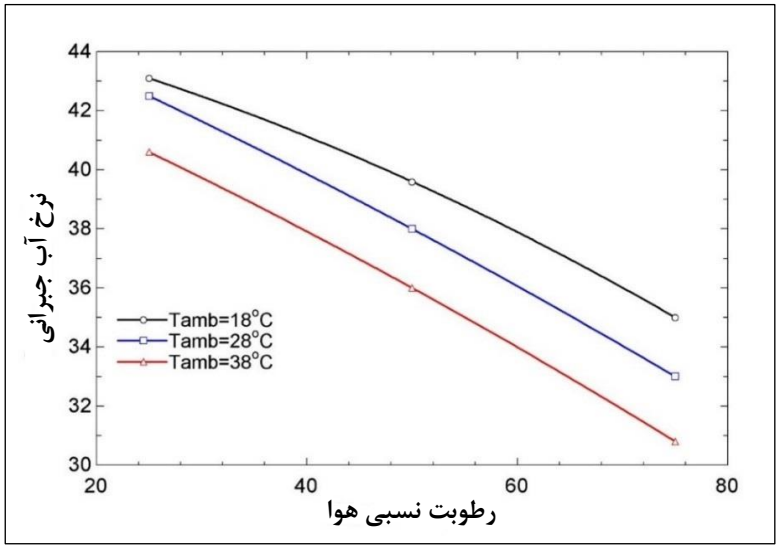
در خنک‌کننده هیبریدی مقداری از آب خنک کننده کندانسور در خنک کننده تر با هوا مخلوط شده و بخار می‌گردد. بنابراین از مقدار آب خنک‌کننده جریان یافته در سیکل خنک‌کاری کاسته می‌شود که این مقدار کاهش آب در خنک‌کننده هیبریدی بعد از خنک‌کننده تر با اضافه کردن آب تازه جبران می‌گردد تا مقدار جرم آب جریان یافته در سیکل خنک‌کاری ثابت باقی بماند. همانطورکه در شکل (۸) قابل مشاهده است با افزایش دمای محیط میزان نرخ آب جبرانی به خنک‌کننده کاهش پیدا می‌کند. دلیل این امر واضح است چون این میزان آب، صرف جبران آب بخار شده در قسمت تر می‌شود.



شکل ۸: تاثیر افزایش دمای محیط بر نرخ آب جبرانی در خنک‌کننده هیبریدی

تاثیر رطوبت نسبی هوا بر مقدار دبی آب جبرانی در خنک‌کننده هیبریدی

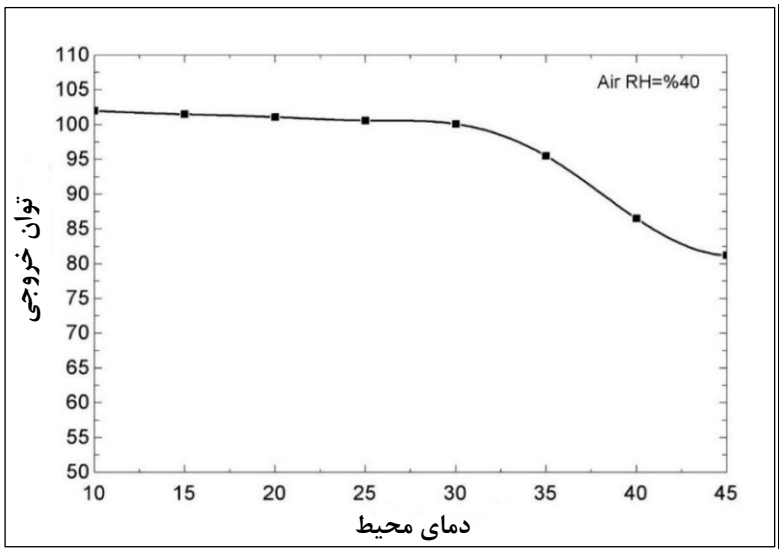
با افزایش رطوبت هوا، میزان آب خنک‌کننده که در قسمت تر با هوا مخلوط شده و به‌صورت مخلوط هوای اشباع از برج خنک‌کن خارج می‌شود کاهش پیدا خواهد کرد. این موضوع به راحتی در شکل (۹) قابل مشاهده است. دلیل این کاهش دبی آب جبرانی به دلیل کم شدن تبخیر آب در برج خنک‌کن با افزایش درصد رطوبت موجود در هوا خواهد بود.



شکل ۹: تاثیر رطوبت نسبی هوا بر نرخ آب جبرانی در خنک‌کننده هیبریدی

تاثیر دمای محیط بر میزان توان خروجی نیروگاه بخار

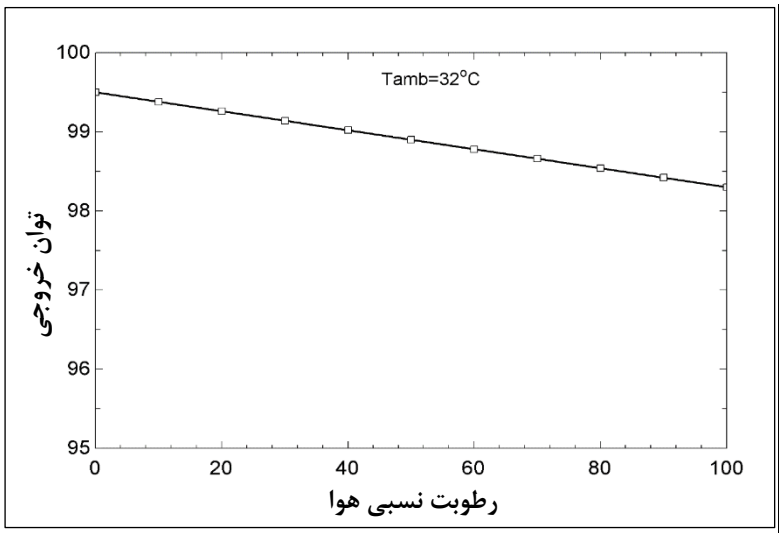
افزایش دمای محیط تا ۳۰ درجه سانتی‌گراد تاثیر زیادی بر روی توان تولیدی نیروگاه برق ندارد ولی از دمای ۳۰ درجه به بالا، افزایش دمای محیط مقدار توان برق تولیدی در نیروگاه را کاهش می‌دهد. زیرا با بالا رفتن دمای محیط مقدار دمای آب خنک‌کننده در کندانسور بالاتر می‌رود و این امر باعث می‌گردد که آب تغذیه نیروگاه به مقدار لازم سرد نشود. این افزایش دما باعث افزایش فشار ورودی توربین و در نتیجه کاهش توان تولیدی آن می‌شود. با توجه به شکل (۱۰) دلیل عدم تغییر توان خروجی نیروگاه تا این دما این است که دمای آب خروجی از توربین بخار تقریباً ۳۰ درجه سانتی‌گراد می‌باشد.



شکل ۱۰: تاثیر دمای محیط بر میزان توان خروجی نیروگاه بخار

تاثیر رطوبت نسبی هوا بر میزان توان خروجی نیروگاه بخار

از آنجایی که در شکل (۱۱) نشان داده شده است، رطوبت نسبی تاثیر محسوسی بر عملکرد قسمت خشک خنک‌کننده هیبریدی ندارد. از سوی دیگر، در قسمت مرطوب با افزایش رطوبت نسبی هوا میزان دبی آب جبرانی کمتر می‌گردد که این عامل تاثیر کمی بر برق تولید شده در نیروگاه خواهد داشت پس در مجموع تاثیرات رطوبت هوا بر توان خروجی نیروگاه بسیار کم است.



شکل ۱۱: تاثیر رطوبت نسبی هوا بر میزان توان خروجی نیروگاه بخار

نتیجه‌گیری

در این تحقیق، تاثیر تغییر پارامترهایی همانند دمای آب خنک‌کننده خروجی از کندانسور و شرایط محیطی همانند دما و رطوبت بر کارایی برج خنک‌کننده هیبرید و کارایی سیکل نیروگاه بخار مورد بررسی و نتایج بشرح ذیل حاصل گردید.

* استفاده از خنک‌کاری هیبریدی در نیروگاه بخار میزان آب مصرفی در نیروگاه را در مقایسه با خنک‌کاری سیکل باز به میزان ۱۰۰٪ و در مقایسه با خنک‌کاری تر به مقدار ۲۰٪ کاهش می‌دهد.
* افزایش دمای محیط تا ۳۰ درجه سانتی‌گراد تاثیر زیادی بر میزان برق تولیدی نیروگاه ندارد ولی در دماهای بالاتر از ۳۰ درجه سانتی‌گراد افزیش دمای محیط میزان برق تولیدی نیروگاه را کاهش می‌دهد.
* افزایش رطوبت نسبی هوا در حالتی‌که از خنک‌کاری هیبریدی در نیروگاه بخار استفاده شود تاثیری کمی بر روی میزان برق تولیدی نیروگاه دارد.
* میزان دبی آب جبرانی در خنک‌کاری هیبریدی با افزایش دما کم می‌شود.
* میزان دبی آب جبرانی در خنک‌کاری هیبریدی با افزایش رطوبت نسبی هوا کم می‌شود.
* با افزایش دمای محیط، میزان دمای آب خنک‌کننده در کندانسور اندکی بالاتر می‌رود.
* با بالاتر رفتن دمای محیط میزان دبی هوای ورودی به خنک‌کننده‌های تر و خشک در مجموع کاهش خواهد یافت.

فهرست علایم

علایم انگلیسی			
$\dot{Q}$	شدت حرارت منتقل شده KW	$\dot{m}$	دبی جرمی Kg/s
h	آنتالپی $\frac{Kj}{Kg.K}$	V	سرعت جریان سیال m/s
U	ضریب انتقال حرارت $\frac{W}{m^2.K}$	$\dot{W}$	توان KW

مراجع

[1] Parsa, S., Shokouhmand, H., Sattari, A., Nikian, M., Heravi, F.E., (2016). Thermo-economic study of hybrid cooling tower systems. International Journal of the Physical Sciences, 11, pp 306-320.

[2] Elliott, T.C., (1989). Standard handbook of powerplant engineering.

[3] Hunt, G.F., Douglass, M., Woodward, A.R., Howard, D.L., Andrews, E.F.C., Beecher, Arnold J.J., Capener, J.R., (1991). Modern Power Station Practice; Turbines, Generators and Associated Plant 3rd edition Volume C, British Electricity Ltd, Oxford.

[4] Davis, G., Selkowitz, S., Brook, M., (2003). Comparison of alternate cooling technologies for california power plants economic, environmental and other tradeoffs. Public Interest Energy Research. California Energy Commission.

[5] Sarker, M.M.A., Shim, G.J., Lee, H.S., Moon, C.G., Yoon, J.I., (2009). Enhancement of cooling capacity in a hybrid closed circuit cooling tower. Applied Thermal Engineering, 29(16), pp 3328-3333.

[6] Lindahl, P., Mortensen, K., (2010). Spx cooling technologies. Plume abatement-the next generation.

[7] Maulbetsch, J.S., (2013). Hybrid cooling for thermal-electric power generation. In Heat Transfer Summer Conference (55492), p V003T23A004. American Society of Mechanical Engineers.

[8] Rezaei, E., Shafiei, S., Abdollahnezhad, A., (2010). Reducing water consumption of an industrial plant cooling unit using hybrid cooling tower. Energy Conversion and Management, 51(2), pp 311-319.

[9] Schulze, C., Thiede, S., Thiede, B., Kurle, D., Blume, S., Herrmann, C., (2019). Cooling tower management in manufacturing companies: A cyber-physical system approach. Journal of Cleaner Production, 211, pp 428-441.