نشریه مهندسی مکانیک
نشریه علمی انجمن مهندسان مکانیک ایران
ISME

دوره ۳۳، شماره ۵، شماره پیاپی ۱۵۸، آذر و دی ۱۴۰۳، صفحه ۵۷-۴۲
ISSN: 1605-9719
DOI: https://doi.org/10.30506/mmep.2024.2029152.2176

ارزیابی فنی، اقتصادی و تعیین روش مناسب خنک سازی هوای ورودی نیروگاه سیکل ترکیبی با تکنیک‌های چند معیاره

علی اکبر قبادی فومشی
دانشجوی دکتری

حمیدرضا طباطبایی*
استادیار

یاسر ملایی برزی
استادیار

گروه مهندسی مکانیک، واحد کاشان، دانشگاه آزاد اسلامی، کاشان، ایران

مقاله مروری
دریافت: ۱۴۰۳/۰۲/۲۵
بازنگری: ۱۴۰۳/۰۴/۱۹
پذیرش: ۱۴۰۳/۰۵/۱۶

چکیده: در فصول گرم سال به دلیل افزایش دمای ورودی به کمپرسور توان تولیدی توربین های گاز کاهش می یابد. خنک سازی هوای ورودی توربین گاز یک فناوری است که باعث بهبود عملکرد توربین گاز می‌شود، که در آن با صرف هزینه کمتر توان توربین گاز به ازای هر کیلووات افزایش پیدا می کند. در این مطالعه سه روش خنک سازی هوای ورودی توربین گازی شامل فاگ، مدیا و چیلر جذبی به منظور بهبود عملکرد نیروگاه سیکل ترکیبی کاشان مورد ارزیابی فنی و اقتصادی قرار گرفته اند. در این مقاله با بکارگیری تکنیک چند معیاره (تاپسیس) با توجه به معیارهای تصمیم گیری، اولویت بندی روش خنک سازی هوای ورودی جهت بکارگیری در نیروگاه کاشان انجام شده است و اولویت بندی روش ها با استفاده از روش‌های تاپسیس مشخص شدند. با توجه به شرایط فنی و اقتصادی و شرایط محیطی منطقه کاشان با استفاده از تکنیک های چند معیاره سیستم خنک کاری مدیا به عنوان سیستمی مناسب جهت بهبود عملکرد در این نیروگاه انتخاب و معرفی می گردد. با استفاده از سیستم مدیا در نیروگاه کاشان، توان خالص خروجی از نیروگاه به میزان ۵/۱۶۶ درصد، بازده انرژی و اگزرژی سیکل گازی به ترتیب ۲/۲۶ و ۲/۲۵ درصد افزایش می یابد.

واژه‌های راهنما: توربین گاز، انرژی، اگزرژی، تاپسیس، خنک کاری هوای ورودی، ترموفلو

Technical, economic evaluation and determining appropriate method of cooling of inlet air of combined cycle power plant with multi-criteria techniques

Ali Akbar Ghobadi Fomeshi
PhD Student

Hamidreza Tabatabaei*
Assistant Professor

Yaser Mollaei Barzi
Assistant Professor

Department of Mechanical Engineering, Kashan Branch, Islamic Azad University, Kashan, Iran

Abstract: In hot seasons of year, due to increase in inlet temperature to compressor, production power of gas turbines decreases. Gas turbine inlet air cooling is a technology that improves gas turbine performance, in which gas turbine power per kilowatt is increased by spending less. In this study, three gas turbine inlet air cooling methods including fog, media and absorption chiller have been technically and economically evaluated in order to improve performance of Kashan combined cycle power plant. In this article, by using multi-criteria technique according to decision criteria, prioritization of inlet air cooling method for use in Kashan power plant has been done and prioritization of methods has been determined using TOPSIS[1] methods. Considering technical and economic conditions and environmental conditions of Kashan region, using multi-criteria techniques, Media cooling system is selected and introduced as a suitable system to improve performance in this power plant. By using media system in Kashan power plant, net power output from power plant increases by 5.166%, energy efficiency and exergy of gas cycle increases by 2.26% and 2.25%, respectively.

Keywords: Gas turbine, Energy, Exergy, TOPSIS, Inlet air cooling, Thermoflow

*نویسنده مسئول، hr.tabatabaei@iau.ac.ir

[1] Technique for Order Preference by Similarity to Ideal Solution

۱- مقدمه

تاکنون روش‌های زیادی جهت بهبود عملکرد سیکل‌های ترکیبی ارائه شده است که هر کدام از این روش‌ها اثرات متفاوتی بر روی توان خروجی، بازده و مصرف ویژه سوخت، مصرف یا بازیابی آب دارند.

انتخاب یک روش خاص با توجه به نوع نیروگاه، شرایط اقلیمی منطقه کاری، نحوه تأثیر آن بر عملکرد سیکل، تجهیزات و شرایط اقتصادی طرح صورت می‌گیرد.

از مهمترین پارامترهای موثر بر عملکرد توربین گاز می‌توان به مواردی مانند نسبت فشار، دمای ورودی به کمپرسور، بازده کمپرسور، کار مصرفی کمپرسور، دمای ورودی به توربین، بازده توربین، کار خروجی توربین، نسبت سوخت به هوا، دبی جرمی سیال عبوری اشاره کرد. با ارائه یک سری روش‌ها و تغییر هر یک از پارامترهای گفته شده، می‌توان عملکرد توربین گاز را بهبود بخشید.

روش‌های مؤثر در بهبود عملکرد توربین گاز عبارتند از: خنک‌کاری میانی، خنک‌کاری تبخیری (مدیا و فاگ)، خنک‌کاری از راه ذخیره سازی انرژی (ذخیره سازی یخ آب سرد)، خنک‌کاری تبریدی (با استفاده از چیلر جذبی و چیلر تراکمی)، تزریق آب یا بخار به محفظه احتراق، گرم کردن هوای خروجی از کمپرسور، تولید بخار به وسیله بویلر بازیاب.

از آنجا که خنک‌کاری هوای ورودی به کمپرسور، یک فرآیند مستقل است، بنابراین در توربین‌های گاز در حال بهره برداری عملی است و طرح و اجرای ساده‌تری دارد. خنک‌سازی هوای ورودی توربین گاز یک فناوری شناخته شده است که برای بهبود عملکرد توربین گاز استفاده می‌شود، که در آن توان توربین گاز با هزینه کمتری به ازای هر کیلووات افزایش می‌یابد[۱]. روش‌های مختلفی برای خنک‌سازی هوای ورودی توربین استفاده شده است.

توربین‌های گازی دارای حساسیت دمای محیطی هستند که در آن با افزایش دمای محیط، ظرفیت و بازده هر دو کاهش می‌یابد. تقاضای توان بخش کمپرسور متناسب با دمای مطلق هوای ورودی است. ظرفیت نرخ جریان جرمی کمپرسور متناسب با چگالی هوا در ورودی کمپرسور است که با دمای مطلق نسبت معکوس دارد. بنابراین دمای بالای محیط بر ظرفیت و کارایی توربین تأثیر منفی می‌گذارد. رویکردهای مختلفی برای خنک-سازی هوای ورودی توربین به کار گرفته شده است.

همدانی و همکاران عملکرد یک سیستم خنک‌سازی هوای ورودی را برای یک نیروگاه گازی ۱۵۷ مگاواتی واقع در عسلویه در جنوب ایران مورد مطالعه قرار دادند. آنها یک روش خنک‌سازی هیبریدی جدید، سیستم‌های خنک‌سازی ترکیبی (سیستم خنک‌سازی تبخیری غیرمستقیم[1]+چیلر جذبی) پیشنهاد دادند. سپس با آنالیز عملکردی و حرارتی-اقتصادی افزایش توان خروجی، درآمد خالص حاصل از افزایش فروش برق و دوره بازپرداخت را نشان دادند[۲].

زیتون خنک‌سازی هوای ورودی توربین گاز تبخیری دو مرحله‌ای را برای مدل توربین گاز GE 7001EA در شرایط آب و هوایی شهر ریاض عربستان بررسی کرد. سیستم تبخیری دو مرحله‌ای از مراحل تبخیری غیر مستقیم و مستقیم تشکیل شده است. با شبیه‌سازی توربین گاز با استفاده از نرم افزار ترموفلکس[2] مقایسه پارامترهای عملکردی مختلف توربین‌های گازی انجام شد و سود سالیانه اضافه شده و دوره بازپرداخت برای سیستم‌های مختلف خنک‌سازی هوای ورودی برآورد شد[۱].

برکات و همکارانش، مقایسه اثرات سه روش خنک کننده هوا شامل مبدل حرارتی هوایی، سیستم فاگ و سیستم کولینگ هیبریدی جدید، بر عملکرد یک توربین گازی در نیروگاه Damietta واقع در منطقه ساحلی مصر را انجام داده‌اند. آنها مشاهده کردند که سیستم هیبریدی نسبت به سایر سیستم‌ها برتر است، زیرا قادر به افزایش متوسط انرژی سالانه ۹/۹ درصد در مقابل ۸ و ۶/۶ درصد به ترتیب برای سیستم فاگ و سیستم مبدل حرارتی هوایی است. علاوه بر این، سیستم هیبریدی در مقایسه با سیستم فاگ میزان مصرف آب را تا ۵۰ درصد کاهش داده و در مناطقی که درجه حرارت بیش از ۳۰ درجه سانتی‌گراد و رطوبت نسبی کمتر از ۶۰ درصد باشد، کارآمدترین روش است[۳].

ماتجانوو برای خنک کردن هوای ورودی توربین گازی ۲۸/۱ مگاواتی در تاشکند که میزان تولید آن به ۲۴/۱ مگاوات کاهش یافته بود و همچنین در حالی که دمای محیط آن به ۴۵ درجه سانتی‌گراد می‌رسید، بازده الکتریکی از ۳۴/۲ درصد به ۳۲ درصد کاهش می‌یافت، چیلر جذبی پیشنهاد کرده است تا این کاهش را جبران نماید. برای فرآیند خنک کننده چیلر جذبی نیز از سه نوع منبع گرما، گازهای توربین گاز، گازهای HRSG و انرژی خورشیدی استفاده نمود[۴].

لین و همکارانش نیز به یک مطالعه مقایسه‌ای از ویژگی‌های عملکرد در یک کمپرسور توربین گازی قبل و بعد از تزریق آب

[1] IECS
[2] Thermoflex

به هوای ورودی جهت خنک‌سازی آن پرداختند. نتایج آنها نشان داد با این روش می‌توان تا رنج ۰/۵ درصد بازده سیستم را افزایش داد[۵].

دنگ و همکاران بررسی‌های گسترده‌ای از سیستم‌های خنک‌سازی هوای ورودی توربین گاز انجام دادند. هدف این کار ارائه یک بررسی پیشرفته از عملکرد نیروگاه سیکل ترکیبی بر اساس چندین سیستم خنک‌کننده هوای ورودی پیشنهادی بود. مطالعه آنها نشان داد که مصرف انرژی چیلر مکانیکی در مقایسه با سرمایش تبخیری زیاد است. علاوه بر این، CCPP مجهز به چیلر جذبی بهترین راه حل را برای افزایش عملکرد تا ۲۳ درصد را نشان داد[۶].

دیزاجی و همکاران سیستم‌های خنک‌سازی ورودی هیبریدی را بررسی کرد. آنها گزارش کردند که سیستم‌های خنک‌سازی ورودی هیبریدی معمولاً به مقادیر آب جبرانی کمتری نسبت به سیستم‌های خنک‌سازی تبخیری معمولی نیاز دارند، زیرا مقدار آبی که در ابتدا باید اضافه شود به طور قابل توجهی کمتر است. در مقایسه با تراکم بخار مکانیکی، سیستم هیبریدی هوا را تا دمای متوسط خنک می‌کند و ظرفیت سرمایشی/برودتی مورد نیاز را به میزان قابل‌توجهی کاهش می‌دهد. بنابراین چیلرهای مورد نیاز می‌توانند ظرفیت نسبی کمتری داشته باشند و توان نسبتاً کمتری مصرف کنند[۷].

میشرا و همکاران با استفاده از خنک‌سازی هوای ورودی کمپرسور یک سیکل توربین گاز را از نظر قانون اول آنالیز کردند. توربین گاز در پارامترهای مختلف عملیاتی و محیطی بررسی شده و اثر آن‌ها را بر کار ویژه و کارایی نیروگاه سیکل توربین گاز مورد مطالعه قرار دادند[۸].

کمال و همکاران تأثیر خنک‌سازی هوای ورودی توربین با استفاده از چیلرهای الکتریکی بر عملکرد ژنراتور توربین گازی LM6000PD در آب و هوای مالزی را با استفاده از نرم‌افزار جی تی پرو[1] ارزیابی کردند. آنها نشان دادند که توان خالص خروجی توربین گاز و نرخ حرارت به طور قابل توجهی بهبود می‌یابد و خنک‌سازی هوای ورودی توربین با استفاده از چیلرهای الکتریکی به عنوان یک فناوری افزایش توان در مالزی موثر است[۹].

گنگ بکارگیری یک چیلر جذبی لیتیوم بروماید دو اثره را برای خنک‌سازی ورودی توربین گاز بر اساس داده‌های اقلیمی واقعی و پارامترهای فنی توربین گاز مطالعه کرد و صرفه‌جویی در سوخت سالیانه به عنوان معیار مورد تحلیل قرار گرفت. نتایج یک صرفه‌جویی مصرف سوخت ۲۶۳۵۹/۲ گرم به ازای هر ۱ کیلووات توان خروجی واحد و کل صرفه‌جویی سالیانه سوخت ۳۵۴/۶ تن در طول سال را نشان داد[۱۰].

آندری رادچنکو و همکاران یک طراحی سیستم خنک‌سازی ابتکاری برای آب و هوای معتدل پیشنهاد کردند: خنک‌سازی هوای ورودی بسته به دمای خنک‌سازی در دو مرحله اجرا می‌شود. این روش به یک مرحله خنک‌سازی با دمای بالا و یک مرحله خنک‌سازی با دمای پایین تقسیم می‌شود. نتایج این مطالعه نشان داد که صرفه‌جویی در سوخت سالیانه یک توربین احتراقی با استفاده از سیستم خنک‌سازی هوای ورودی ترکیبی جذبی- تزریقی ۵۰ درصد بیشتر از یک توربین احتراقی است که فقط از یک سیستم چیلر جذبی لیتیوم بروماید تک اثره استفاده می‌کند[۱۱].

تولبا و همکاران یک سیستم خنک‌سازی هوای ترکیبی جدید با استفاده از سیستم خنک‌سازی تبریدی قبل از سیستم خنک-سازی فاگ برای کاهش اندازه سیستم خنک‌سازی و بهبود عملکرد توربین گاز پیشنهاد دادند. تخریب اگزرژی، توان خالص و همه بازده‌ها (قانون اول و بازده دوم) در شرایط مختلف بررسی شد و مدل تئوری با استفاده از داده‌های عملکرد واقعی نیروگاه توربین گازی ۲۵ مگاواتی (GE GT-TM) ساخته شده توسط GE، نیروگاه هلیوپولیس-مصر اعتبارسنجی شد.

نتایج نشان داد حداکثر افزایش توان خروجی در حداکثر دمای محیط (۳۱۳ کلوین) حدود ۱۴/۳درصد است، در حالی که تغییر راندمان قانون اول و راندمان قانون دوم بسیار کم است و می‌توان آن را نادیده گرفت. سیستم خنک‌سازی چند مرحله‌ای پیشنهادی آنها در صورت استفاده از یک سیستم چیلر، هزینه دوره برگشت را کاهش می‌دهد. این به معنای هزینه‌های سرمایه-گذاری اولیه و هزینه‌های کل سالیانه پایین است[۱۲].

اسپینوسا و همکاران یک تکنیک جدید برای کاهش دمای هوای ورودی به GT با بازیابی گرمای تلف شده از گازهای خروجی پیشنهاد دادند. محتوای حرارتی گاز خروجی به عنوان منبع حرارتی یک سیکل تبرید اجکتوری و ظرفیت خنک‌سازی تولید شده برای خنک کردن هوای ورودی به GT استفاده گردید. تجزیه و تحلیل اگزرژی و محیطی برای بررسی روش پیشنهادی بر بازده اگزرژی، عوامل محیطی و شاخص پایداری انجام شد. نتایج نشان داد که با روش پیشنهادی تولید توان ۶/۲۶ درصد افزایش یافت[۱۳].

اودیلا و همکاران یک بررسی فنی بر اساس تحلیل مقایسه‌ای فن‌آوری‌های خنک‌سازی هوای ورودی توربین گازی و کاربردهای

[1] GT Pro

آن بر اساس شرایط اقلیمی را انجام دادند. بررسی آنها نشان داد که بیشترین سود حاصل از سرمایش تبخیری در آب و هوای گرم و کم رطوبت حاصل می‌شود. علاوه بر این، مقاله آنها نشان داد که کارایی کولر تبخیری عمدتاً به رطوبت موجود در هوا بستگی دارد و امکان‌سنجی هر برنامه خنک‌سازی هوای ورودی اساساً به مکان آن وابسته است[۱۴].

دابوان و همکاران یک سیستم خنک‌سازی هوای ورودی جدید را برای بهبود عملکرد توربین گازی در مناطق گرم پیشنهاد دادند. سیستم پیشنهادی آنها از حرارت اتلافی از اینترکولر برای خنک‌سازی هوای ورودی کمپرسور از طریق چیلرهای جذبی استفاده نمود. آنها عملکرد این سیستم و چهار فناوری رایج خنک‌سازی تبخیری، خنک‌سازی جذبی با انرژی خورشیدی، خنک‌سازی جذبی با بخار و خنک‌سازی تراکم بخار را مقایسه کردند. نتایج آنها نشان داد که سیستم پیشنهادی توان خروجی را ۱۹ درصد و راندمان کلی را ۲/۳ درصد افزایش داد. نتایج نشان داد که دوره بازپرداخت سیستم آنها کوتاه‌تر از سیستم‌های خنک‌سازی دیگر است[۱۵].

دینس و همکاران اثر خنک‌سازی هوای ورودی بر انتشار گازهای گلخانه‌ای و عملکرد یک توربین گازی در دماهای مختلف محیط (۱۵ تا ۵۵ درجه سانتی‌گراد) را مورد بررسی قرار دادند. آنها یک فرآیند تبرید را با یک موتور توربین گازی توربوشفت برای خنک‌سازی هوای ورودی ادغام کردند و نیروی مورد نیاز برای خنک‌سازی از توان خروجی توربین گاز استخراج شد. با خنک‌سازی هوای ورودی، تلفات توان خروجی به ۳/۲۸ درصد کاهش و افزایش انتشار گازهای گلخانه‌ای از ۵/۸۴ درصد به ۳/۴۱ درصد کاهش پیدا کرد، که نشان دهنده بهبود ۲/۴۳ درصدی در یک روز گرم با دمای ۵۵ درجه سانتی‌گراد بود[۱۶].

با توجه به مقالات و مطالعات گذشته، یکی از مهمترین مشکلات مربوط به توربین گاز در نیروگاه‌های سیکل ترکیبی و گازی کاهش توان تولیدی و راندمان آن‌ها در فصل تابستان است. با افزایش دمای هوای محیط، دمای ورودی به کمپرسور افزایش می‌یابد. این امر باعث افزایش دمای خروجی کمپرسور و متعاقباً افزایش دمای ورودی به توربین می‌شود. این مشکل برای کشورهای که در مناطق گرمسیر قرار دارند به مراتب بیشتر است. با توجه به اینکه در کشور ما این مشکل گریبانگیر نیروگاه‌های گازی است، لذا بررسی دقیق و علمی این امر از اهمیت ویژه‌ای برخوردار است.

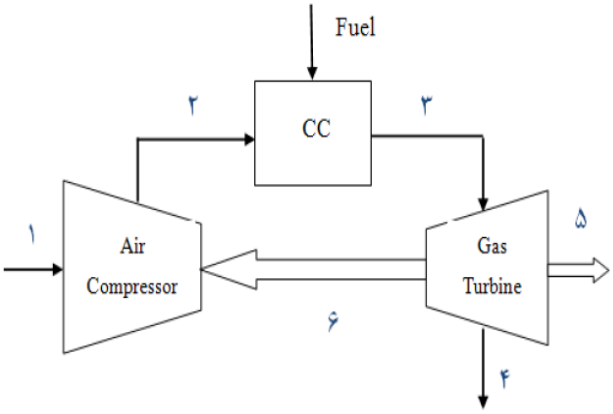
با توجه به اینکه امکان‌سنجی هر برنامه خنک‌سازی هوای ورودی اساساً به مکان و شرایط محیطی منطقه بستگی دارد، در این کار بهبود عملکرد نیروگاه سیکل ترکیبی کاشان با رویکردی جدید مورد ارزیابی قرار گرفته است. بدین منظور در کار حاضر به مدل‌سازی و تحلیل سیکل با استفاده از نرم افزار ترموفلو پرداخته می‌شود. در این کار به بررسی تأثیرگذاری سیستم‌های خنک‌سازی مختلف بر روی عملکرد نیروگاه گازی کاشان پرداخته خواهد شد.

در این مطالعه سه روش خنک‌سازی هوای ورودی توربین گاز؛ فاگ، مدیا و چیلر جذبی دواثره از لحاظ فنی و اقتصادی مورد مطالعه قرار می‌گیرند و با توجه به معیارهای ارزش‌گذاری ارائه‌شده رتبه‌بندی شده و با توجه به معیار تصمیم‌گیری تاپسیس بهترین روش انتخاب می‌گردد.

در این مقاله برای اولویت‌بندی روش خنک‌سازی هوای ورودی جهت بکارگیری در نیروگاه کاشان از روش چند معیاره تاپسیس استفاده شده است و علاوه بر عوامل عملکردی و اقتصادی سیستم‌های خنک‌سازی پارامترهای تصمیم‌گیری دیگری مانند ریسک آسیب‌پذیری واحد، تغییرات در واحد، مصرف آب، دسترسی به قطعات یدکی، بهره‌برداری و نگهداری واحد و سهولت اجرای پروژه مورد استفاده قرار گرفته است و با توجه به به این شاخص‌ها بهترین روش خنک‌سازی اولویت‌بندی شده است.

۲- مدل‌سازی ترمودینامیکی سیکل گازی نیروگاه کاشان

در این بخش به مدل‌سازی ترمودینامیکی سیکل گازی نیروگاه کاشان با استفاده از روابط ترمودینامیکی پرداخته می‌شود. شکل (۱) تصویری شماتیک از سیکل گازی را نشان می‌دهد.



شکل ۱ سیکل گازی

در جدول (۱) روابط قانون اول و دوم ترمودینامیک اجزای سیکل توربین گازی آورده شده است.

جدول (۱) روابط ترمودینامیکی اجزای سیکل توربین گازی

اجزای سیکل	روابط ترمودینامیکی
کمپرسور	$w_{AC,u} = w_{AC,a} = h_2 - h_1$ $\dot{W}_{AC,u} = \dot{W}_{AC,a} = \dot{m}_{air}(w_{AC,a})$ $w_{AC,s} = h_{2s} - h_1$ $\dot{W}_{AC,s} = \dot{m}_{air}(w_{AC,s})$ $\eta_{AC} = \frac{w_{AC,s}}{w_{AC,a}}$ $w_{AC,rev} = ex_2 - ex_1$ $\dot{W}_{AC,rev} = \dot{m}_{air} \times w_{AC,\,rev}$ $i_c = w_{cu} - w_{c,rev}$ $\dot{I}_c = \dot{W}_{cu} - \dot{W}_{c,rev}$ $\eta_{II,AC} = \frac{\dot{W}_{AC,rev}}{\dot{W}_{AC,u}}$
محفظه احتراق	$SFC = \frac{3600}{\eta_{th} LHV}$ $\overline{AFR} = \frac{n_a}{n_f}$ $AFR = \frac{\dot{m}_{air}}{\dot{m}_{Fuel}} = \frac{n_{air} M_{air}}{n_{Fuel} M_{Fuel}}$ $= \overline{AFR} \frac{M_{air}}{M_{Fuel}}$ $\dot{I}_{CC} = \dot{E}x_F + \dot{E}x_2 - \dot{E}x_3$ $\eta_{II,CC} = \frac{\dot{E}x_3}{\dot{E}x_F + \dot{E}x_2}$
توربین گازی	$\dot{W}_{GT} = \dot{W}_{GT,a} = \dot{m}_3 \times h_3$ $+\dot{m}_{Coolant} \times h_{Coolant} - \dot{m}_4 \times h_4$ $\dot{W}_{GT,s} = \dot{m}_3 \times h_3 + \dot{m}_{Coolant}$ $\times h_{Coolant}$ $-\dot{m}_{4s} \times h_{4s}$ $\eta_{GT,s} = \frac{\dot{W}_{GT}}{\dot{W}_{GT,s}}$ $\dot{W}_{GT,\,rev} = \dot{E}X_3 + \dot{E}X_{Coolant} - \dot{E}X_4$ $\dot{I}_{GT} = \dot{W}_{GT,rev} - \dot{W}_{GT}$ $\eta_{II,GT} = \frac{\dot{W}_{GT}}{\dot{W}_{GT,rev}}$
سیکل گازی	$\dot{W}_{net} = \eta_{Gen} \times (\dot{W}_{GT} - \dot{W}_{AC,u})$ $\eta_{th} = \frac{\dot{W}_{net}}{\dot{m}_F \times LHV}$ $\eta_{II,p} = \frac{\dot{W}_{net}}{\dot{E}x_F}$ $HR = \frac{3600}{\eta_{th}}$ $\dot{I}_P = \dot{E}x_F - \dot{W}_{net}$ $\eta_{th} = 1 - \frac{T_{4s} - T_1}{T_3 - T_{2s}}$

۳- معرفی سیکل ترکیبی نیروگاه کاشان

نیروگاه سیکل ترکیبی کاشان یکی از نیروگاه‌های ایران از نوع سیکل ترکیبی با ظرفیت تولید بیش از ۴۷۰ مگاوات است که شامل ۲ واحد گازی ۱۶۲ مگاواتی و ۱ واحد بخار می‌باشد.

پروژه نیروگاه گازی کاشان، شامل دو واحد گازی به ظرفیت ۱۶۲ مگاوات (مجموعاً ۳۲۴ مگاوات) در شرایط ایزو می‌باشد که در آن از توربین‌های گازی V94.2 طرح نیام استفاده شده است. سوخت این نیروگاه گاز طبیعی و سوخت پشتیبان نفت گاز (گازوئیل) است که با دو مخزن ۲۰ هزار متر مکعبی ذخیره سازی می‌شود.

مشاور کارفرما شرکت مهندسی قدس نیرو و شرکت مدیریت طرح‌های نیروگاهی ایران (مپنا) به عنوان پیمانکار، وظیفه ساخت این نیروگاه را به عهده دارد.

موقعیت جغرافیایی: نیروگاه سیکل ترکیبی کاشان در کیلومتر ۲۰ جاده کاشان به اردستان قرار دارد.

شرایط محیطی:

- رطوبت نسبی: ٪۲۰
- متوسط حداکثر دمای محیط: ۴۳ درجه سانتی‌گراد
- متوسط حداقل دمای محیط: ۱۲- درجه سانتی‌گراد
- ارتفاع از سطح دریا: ۹۳۷ متر

۴- شبیه‌سازی نیروگاه سیکل ترکیبی کاشان در نرم افزار ترموفلو

در این بخش به شبیه‌سازی سیکل گازی و ترکیبی نیروگاه کاشان در نرم افزار ترموفلو پرداخته می‌شود. برای شبیه‌سازی سیکل ترکیبی اطلاعات مربوط به شرایط هوای محیط کاشان، با شرایط دمای ۴۳ درجه و فشار محیط ۰/۹۰۵۷ بار و رطوبت نسبی ۲۰ درصد وارد نرم افزار شده و شبیه‌سازی انجام می‌گردد.

۵- بررسی اثرات تغییر دمای محیط بر عملکرد سیکل نیروگاه

پیش‌بینی عملکرد توربین گازی در شرایط مختلف جوی، منجر به بکارگیری صحیح آن، صرفه‌جویی در مصرف انرژی، بهبود عملکرد و افزایش عمر مفید آن می‌شود. برای پیش بینی عملکرد توربین گازی باید به بررسی اثر پارامترهای محیطی بر عملکرد اجزای آن پرداخت. از جمله عوامل محیطی مؤثر بر عملکرد توربین می‌توان به فشار، دما و رطوبت نسبی هوای محیط اشاره نمود.

برای بررسی اثرات تغییر دمای محیط، دما در بازه ۵ تا ۴۰ درجه سلسیوس در نظر گرفته شده، سپس تغییرات به ازای هر ۵ درجه افزایش دما بررسی شده و نتایج مقایسه می‌گردند. در این حالت سایر مشخصات مانند حالت پایه نیروگاه کاشان در نظر گرفته می‌شود (فشار محیط ۰/۹۰۵۷ بار، رطوبت نسبی ۲۰/۱۴٪ و درصد بارگذاری ۱۰۰٪). همچنین در هر مرحله مقایسه‌ای بین نتایج حاصل از دماهای مختلف و حالت پایه صورت می‌پذیرد.

دبی جرمی هوای ورودی به کمپرسور

توربین گازی یک سیستم تولید توان در حجم ثابت می‌باشد. با افزایش دمای هوای محیط و ثابت ماندن فشار هوای محیط، در یک حجم ثابت، دانسیته جریان هوا کاهش یافته و در نتیجه دبی جرمی هوای ورودی به کمپرسور کاهش می‌یابد. به ازای یک درجه سانتی گراد افزایش دما، دبی جرمی هوای ورودی به کمپرسور به طور متوسط ۰/۸ کیلوگرم بر ثانیه کاهش می‌یابد.

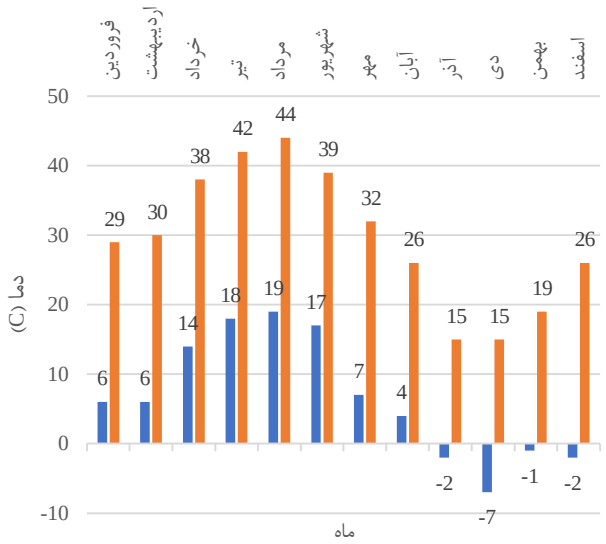
توان و بازده نیروگاه

با افزایش دمای هوای محیط، توان توربین گاز و کمپرسور کاهش پیدا می‌کند، ولی به دلیل این که شیب کاهش توان توربین گاز بیشتر از کمپرسور می‌باشد، بنابراین توان ناخالص خروجی از سیکل گازی کاهش پیدا می‌کند. به ازای یک درجه سانتی‌گراد افزایش دمای هوای محیط، توان ناخالص خروجی از سیکل گازی به طور متوسط به میزان ۹۲۰ کیلووات کاهش می‌یابد، همچنین توان ناخالص سیکل به اندازه ۲۱۲۰ کیلووات کاهش خواهد یافت.

با افزایش دمای هوای محیط، بازده انرژی سیکل گازی کاهش می‌یابد. به ازای یک درجه سانتی‌گراد افزایش دمای هوای محیط، بازده سیکل گازی به طور متوسط به اندازه ۰/۰۶۴ درصد کاهش می‌یابد، همچنین بازده واحد نیز به ازای هر درجه افزایش دما به اندازه ۰/۰۴۸ درصد کاهش پیدا می‌کند.

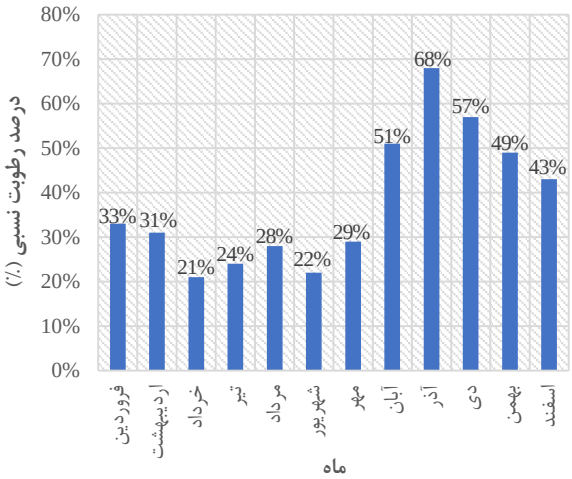
۶- بهبود عملکرد سیکل گازی نیروگاه کاشان با خنک-سازی هوای ورودی

در بخش قبل به بررسی تأثیر تغییرات دمای محیط بر روی عملکرد سیکل گازی و کل نیروگاه پرداخته شد. نتایج نشان می‌دهد که افزایش دمای محیط تأثیر زیادی بر روی توان خروجی از سیکل گازی و نیروگاه دارد، به طوری که در فشار و رطوبت نسبی ثابت، به ازای یک درجه سانتی‌گراد افزایش دما، به طور متوسط ۰/۶۳ درصد از توان سیکل گازی (تقریباً برابر با ۶۸۸ kW) و ۰/۵۳ درصد از توان نیروگاه (تقریباً برابر با ۱۶۳۷ kW) کاسته می‌شود. نیروگاه کاشان در منطقه‌ای از ایران قرار گرفته است که آب و هوایی گرم و نیمه خشک دارد. میانگین دما در این نوع آب و هوا ۱۴ تا ۱۹ درجه سانتی‌گراد می‌باشد. شکل (۲) میانگین بالاترین و پایین‌ترین دما را در طول شبانه روز و برای هر یک از ماه‌های سال، برای شهر کاشان نشان می‌دهد.



شکل ۲ میانگین بالاترین و پایین‌ترین دمای محیط در شهر کاشان به درجه سانتی‌گراد

شکل (۳) میانگین رطوبت نسبی در طول شبانه روز را برای هر یک از ماه‌های سال برای شهر کاشان نشان می‌دهد.

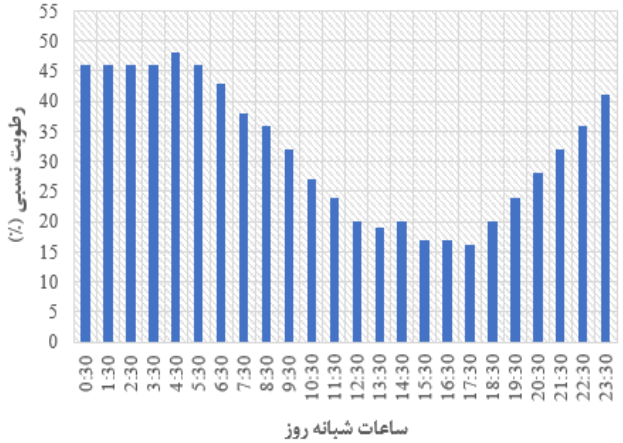


شکل ۳ میانگین رطوبت نسبی در شهر کاشان

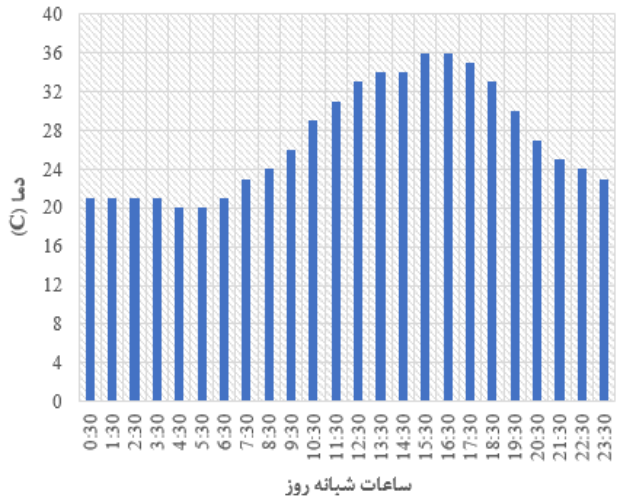
با گرم شدن هوا در طول تابستان و به تبع آن استفاده زیاد از تجهیزات خنک کننده در منازل و ادارات، میزان مصرف انرژی الکتریکی افزایش شدیدی پیدا خواهد کرد و کم شدن توان خروجی نیروگاه‌ها ممکن است مشکلاتی را در تأمین انرژی الکتریکی لازم در کشور ایجاد کند. بنابراین اولویت اصلی در

نیروگاه‌ها، تولید توان بیشتر برای تأمین انرژی الکتریکی کشور می‌باشد. مجموع عوامل گفته شده موجب شده تا ضرورت خنک-کاری هوای ورودی به کمپرسور برای افزایش توان خروجی سیکل‌های گازی پیش از پیش احساس شود. در ادامه به بررسی فنی و اقتصادی استفاده از سه سیستم خنک‌کاری مرسوم در کشور شامل، سیستم‌های خنک‌کاری تبخیری مدیا و فاگ و خنک‌کاری تبریدی چیلر جذبی دو اثره، پرداخته خواهد شد. برای این کار ابتد سه سیستم خنک‌کاری همراه با سیکل ترکیبی، در نرم افزار ترموفلو شبیه‌سازی می‌شود.

استفاده از سیستم‌های خنک‌کاری برای تمام ساعات روز و تمام سال از لحاظ فنی و اقتصادی مناسب نمی‌باشد، بنابراین از آنها فقط در ماه‌هایی که بیشترین میانگین دمایی و کمترین رطوبت را دارند، استفاده خواهد شد. از سیستم‌های خنک‌کاری از اول اردیبهشت تا آخر مهر ماه استفاده خواهد شد. شکل‌های (۴) و (۵) میانگین دما و رطوبت نسبی را در طول شبانه روز در ماه مرداد و برای شهر کاشان نشان می‌دهد.



شکل ۴ میانگین رطوبت نسبی در طول شبانه روز در ماه مرداد



شکل ۵ میانگین دما در طول شبانه روز در ماه مرداد

با توجه به شکل‌های (۴) و (۵) از سیستم‌های خنک‌کاری در ساعات بین ۱۲/۳۰ ظهر تا ۱۸/۳۰ بعد از ظهر که بیشترین دما و کمترین رطوبت نسبی را دارند، استفاده خواهد شد.

۶-۱- تحلیل اقتصادی بکارگیری سه نوع سیستم خنک-کاری در نیروگاه کاشان

یکی از مهمترین عوامل در تصمیم‌گیری به منظور رد یا پذیرش یک طرح صنعتی، بعد از ارزیابی‌های فنی طرح، بررسی اقتصادی طرح می‌باشد. طرح صنعتی مناسب، طرحی است که علاوه بر دارا بودن توجیه فنی و با در نظر گرفتن کلیه محدودیت‌ها در ساخت، تعمیر و نگهداری و بهره برداری، از لحاظ اقتصادی نیز دارای توجیه مناسب باشد.

یکی از پارامترهای مهم در ارزیابی توجیه اقتصادی یک طرح صنعتی، بازگشت سرمایه است. بازگشت سرمایه از تقسیم میزان سرمایه‌گذاری برای انجام پروژه بر میزان درآمدهای دوره‌ای و با صرفه‌جویی صورت گرفته ناشی از انجام طرح، بدست می‌آید[۱۷].

$$PB = \frac{CC}{AS} \qquad (۳۰)$$

در رابطه بالا، CC نشان دهنده سرمایه‌گذاری اولیه مورد نیاز برای انجام پروژه، PB مدت زمان بازگشت سرمایه برحسب سال و AS درآمد و یا صرفه‌جویی سالیانه ناشی از انجام پروژه می‌باشد.

در توجیه فنی و اقتصادی سیستم‌های خنک‌کاری، باید پارامترهای زیر را مد نظر قرار داد.

- هزینه سرمایه‌گذاری اولیه شامل هزینه‌های خرید و نصب تجهیزات
- هزینه‌های بهره‌برداری و تعمیر و نگهداری سالیانه
- هزینه‌های آب مصرفی
- هزینه مصرف سوخت اضافه به ازای افزایش توان تولیدی
- درآمد حاصل از افزایش توان الکتریکی خروجی از نیروگاه توسط سیستم‌های خنک‌کاری

برای به‌دست آوردن میزان افزایش توان الکتریکی تولید شده توسط نیروگاه، با اضافه شدن سیستم خنک‌کاری، ابتدا میانگین دما و رطوبت هوای محیط، بین ساعات ۱۲/۳۰ ظهر تا ۱۸/۳۰ بعد از ظهر، برای هر کدام از ماه‌های گرم سال، توسط اطلاعات بدست آمده از سایت‌های هواشناسی محاسبه می‌شود. این اطلاعات در جدول (۲) آمده است.

جدول ۲ میانگین دما و رطوبت محیط در ۶ ماه گرم سال برای شهر کاشان

ماه	دمای حباب خشک (C)	دمای حباب تر (C)	رطوبت ٪
اردیبهشت	۲۳	۱۰	۲۰
خرداد	۳۰	۱۳	۱۴
تیر	۳۳/۵	۱۶	۱۷
مرداد	۳۴	۱۶	۱۸
شهریور	۳۲	۱۴	۱۴
مهر	۲۵	۱۱	۱۸

جدول ۳ میانگین توان تولید شده در یک ساعت و برای ۶ ماه گرم سال برای سیکل بدون خنک‌کاری و همراه با خنک‌کاری فاگ

ماه	بدون خنک‌کاری		همراه با خنک‌کاری فاگ	
	توان سیکل گازی (kW)	توان سیکل ترکیبی (kW)	توان سیکل گازی (kW)	توان سیکل ترکیبی (kW)
اردیبهشت	۲۸۲۹۷۲	۴۳۳۲۳۴	۳۰۴۹۱۲	۴۵۴۹۶۲
خرداد	۲۷۰۲۳۰	۴۱۷۱۷۹	۲۹۶۵۳۲	۴۴۳۲۱۲
تیر	۲۶۴۱۳۶	۴۰۸۶۹۳	۲۹۱۱۷۰	۴۳۵۴۴۴
مرداد	۲۶۳۲۸۰	۴۰۷۴۹۲	۲۹۰۱۴۴	۴۳۴۰۷۴
شهریور	۲۶۶۷۰۲	۴۱۲۲۸۶	۲۹۴۲۰۴	۴۳۹۵۰۲
مهر	۲۷۹۵۰۸	۴۲۹۱۴۴	۳۰۲۴۱۸	۴۵۱۸۲۸

جدول ۴ میانگین توان تولید شده در یک ساعت و برای ۶ ماه گرم سال برای سیکل همراه با خنک‌کاری مدیا و چیلر جذبی

ماه	همراه با خنک-کاری مدیا		همراه با خنک‌کاری چیلر جذبی	
	توان سیکل گازی (kW)	توان سیکل ترکیبی (kW)	توان سیکل گازی (kW)	توان سیکل ترکیبی (kW)
اردیبهشت	۳۰۴۹۰۴	۴۵۵۰۳۴	۳۰۷۱۳۲	۴۵۷۱۵۷
خرداد	۲۹۶۵۳۶	۴۴۳۳۱۹	۲۹۱۳۲۲	۴۳۸۰۵۶
تیر	۲۹۱۱۷۲	۴۳۵۵۵۶	۲۸۵۱۷۴	۴۲۹۵۲۰
مرداد	۲۹۰۱۴۸	۴۳۴۱۸۹	۲۸۴۳۰۰	۴۲۸۳۰۲
شهریور	۲۹۴۲۰۰	۴۳۹۶۱۱	۲۸۷۸۰۲	۴۳۳۱۷۳
مهر	۳۰۲۴۲۸	۴۵۱۹۲۴	۳۰۱۹۸۲	۴۵۱۳۹۵

در ادامه با استفاده از نرم افزار ترموفلو، بلوک سیکل ترکیبی را برای هر دو حالت، بدون خنک‌کاری و همراه با سیستم خنک کاری، شبیه‌سازی کرده و میانگین توان تولید شده سیکل گازی و نیروگاه در یک ساعت و برای ۶ ماه گرم سال و برای هر دو حالت محاسبه می‌شود. نتایج حاصل از محاسبات برای سیستم خنک‌کاری فاگ در جدول (۳) و برای سیستم خنک‌کاری مدیا و چیلر جذبی در جدول (۴) آمده است.

جدول ۵ میزان افزایش توان یک بلوک سیکل ترکیبی با استفاده از خنک‌کاری فاگ

ماه	میزان افزایش توان سیکل ترکیبی	
	یک ساعت (kWh)	کل ماه (kWh)
اردیبهشت	۲۱۷۲۸	۴۰۴۱۴۰۸
خرداد	۲۶۰۳۳	۴۸۴۲۱۳۸
تیر	۲۶۷۵۱	۴۹۷۵۶۸۶
مرداد	۲۶۵۸۲	۴۹۴۴۲۵۲
شهریور	۲۷۲۱۶	۵۰۶۲۱۷۶
مهر	۲۲۶۸۴	۴۰۸۳۱۲۰
میزان افزایش توان در ۶ ماه		۲۷۹۴۸۷۸۰

جدول ۶ میزان افزایش توان یک بلوک سیکل ترکیبی با استفاده از خنک‌کاری مدیا و چیلر جذبی

ماه	میزان افزایش توان سیکل ترکیبی			
	همراه با خنک‌کاری مدیا		همراه با خنک‌کاری چیلر جذبی	
	یک ساعت (kWh)	کل ماه (kWh)	یک ساعت (kWh)	کل ماه (kWh)
اردیبهشت	۲۱۸۰۰	۴۰۵۴۸۰۰	۲۳۹۲۳	۴۴۴۹۶۷۸
خرداد	۲۶۱۴۰	۴۸۶۲۰۴۰	۲۰۸۷۷	۳۸۸۳۱۲۲
تیر	۲۶۸۶۳	۴۹۹۶۵۱۸	۲۰۸۲۷	۳۸۷۳۸۲۲
مرداد	۲۶۶۹۷	۴۹۶۵۶۴۲	۲۰۸۱۰	۳۸۷۰۶۶۰
شهریور	۲۷۳۲۵	۵۰۸۲۴۵۰	۲۰۸۸۷	۳۸۸۴۹۸۲
مهر	۲۲۷۸۰	۴۱۰۰۴۰۰	۲۲۲۵۱	۴۰۰۵۱۸۰
میزان افزایش توان در ۶ ماه		۲۸۰۶۱۸۵۰		۲۳۹۶۷۴۴۴

۶-۱-۱- درآمد حاصل از افزایش توان الکتریکی نیروگاه

اگر قیمت هر کیلووات ساعت برق خریداری شده از نیروگاه را برابر با ۴۰۰۰ ریال در نظر بگیریم، کل درآمد حاصل از افزایش توان نیروگاه توسط سیستم‌های خنک‌کاری فاگ، مدیا و چیلر جذبی به ترتیب برابر با ۱۱۱۷۹۵/۱۲، ۱۱۲۲۴۷/۴۰ و ۹۵۸۶۹/۷۶ میلیون ریال می‌باشد.

۶-۱-۲- هزینه سرمایه‌گذاری اولیه سیستم خنک‌کاری

با توجه به محاسبات قبلی حداکثر افزایش توان الکتریکی در یک سیکل گازی برابر با 12MWh می‌باشد و اگر هزینه متوسط خرید و نصب تجهیزات در این حالت با توجه به مرجع [۲۰] برای سیستم فاگ و مدیا برابر با 47$/kWh و برای چیلر جذبی دو اثره برابر با 125 $/kWh در نظر گرفته شود، هزینه سرمایه-گذاری اولیه برای دلار ۵۰۰۰۰۰ ریال برای ۲ واحد با سیستم-های خنک‌سازی مختلف محاسبه می‌شود که برای سیستم‌های خنک‌کاری فاگ، مدیا و چیلر جذبی به ترتیب برابر با ۲۸۲۰۰۰، ۲۸۲۰۰۰ و ۷۵۰۰۰۰ میلیون ریال می‌باشد.

۶-۱-۳- هزینه‌های سالیانه سیستم خنک‌کاری

هزینه‌های سالیانه برابر با مجموع هزینه‌های سوخت اضافه مصرف شده، هزینه آب مصرفی و هزینه تعمیر و نگهداری می-باشد که در ادامه برای سیستم‌های خنک‌کاری مختلف آورده شده است.

۶-۱-۳-۱- هزینه آب دمین مصرفی سالیانه سیستم فاگ

واحد تصفیه آب نیروگاه کاشان ظرفیت تولید روزانه ۱۰۰۰ متر مکعب آب دمین و ۲۵۰ متر مکعب آب دامستیک (نرم) را دارا می‌باشد [۲۱]. منظور از آب دمین، آب خالصی است که زبری و خورندگی نداشته باشد و عاری از یون باشد (چه یون مثبت و چه یون منفی)، اما آب دامستیک لزوماً نباید عاری از یون باشد و فقط کافی است خاصیت خورندگی نداشته باشد. مقدار آب دمین مورد نیاز برای ماه‌های گرم سال و برای یک سیستم خنک‌کاری فاگ با استفاده از نرم افزار ترموفلو محاسبه شده و در جدول (۷) مشخص شده است. هزینه تمام شده هر متر مکعب آب دمین، شامل هزینه‌های آب خام و فرآیندهای تصفیه معادل با ۱۳۲۰۰۰ ریال در نظر گرفته شده است[۲۱]. هزینه آب مصرفی برای ۶ ماه گرم سال و برای ۲ واحد سیستم فاگ برابر است با:

$$(10032.012 \times 2) \times 132000 = 2648451168 \text{ Rial} \quad (۳۱)$$

جدول ۷ میزان مصرف آب دمین سیستم فاگ

ماه	میزان مصرف آب	
	در یک ساعت (لیتر)	در یک ماه (لیتر)
اردیبهشت	۷۲۷۵/۶	۱۳۵۳۲۶۱/۶
خرداد	۹۵۳۲/۸	۱۷۷۳۱۰۰/۸
تیر	۹۷۸۱/۲	۱۸۱۹۳۰۳/۲
مرداد	۹۷۱۲/۸	۱۸۰۶۵۸۰/۸
شهریور	۹۹۷۵/۶	۱۸۵۵۴۶۱/۶
مهر	۷۹۱۲/۸	۱۴۲۴۳۰۴
میزان مصرف آب در ۶ ماه		۱۰۰۳۲۰۱۲

سیستم مدیا

مقدار آب مورد نیاز برای ماه‌های گرم سال و برای یک سیستم خنک‌کاری مدیا با استفاده از نرم افزار ترموفلو محاسبه شده و برای یک واحد برابر با ۱۰۶۵۹۲۶۸/۸ لیتر می‌باشد. هزینه تمام شده هر متر مکعب آب، معادل با ۵۰۰۰ ریال در نظر گرفته شده است[۲۱]. هزینه آب مصرفی برای ۶ ماه گرم سال و برای ۲ واحد سیستم مدیا برابر است با:

$$(10659.269 \times 2) \times 5000 = 106592690 \text{ Rial} \quad (۳۲)$$

جدول ۸ میزان مصرف آب سیستم مدیا

ماه	در یک ساعت (لیتر)	در یک ماه (لیتر)
اردیبهشت	۷۷۱۴/۸	۱۴۳۴۹۵۲/۸
خرداد	۱۰۱۲۳/۲	۱۸۸۲۹۱۵/۲
تیر	۱۰۳۸۶	۱۹۳۱۷۹۶
مرداد	۱۰۳۱۴	۱۹۱۸۴۰۴
شهریور	۱۰۵۸۷/۶	۱۹۶۹۲۹۳/۶
مهر	۸۳۹۸/۸	۱۵۱۱۷۸۴
میزان مصرف آب در ۶ ماه		۱۰۶۵۹۲۶۸/۸

۶-۱-۳-۲- هزینه مصرف سوخت اضافی سالیانه

میزان سوخت مصرف شده برای یک بلوک سیکل ترکیبی در حالات سیکل ترکیبی همراه با سیستم‌های خنک‌کاری مختلف و سیکل ترکیبی بدون خنک‌کاری برای هر یک از ۶ ماه گرم سال در جدول (۹) مشخص شده است.

جدول ۹ میزان مصرف سوخت یک بلوک سیکل ترکیبی

ماه	بدون خنک-کاری	همراه با فاگ	همراه با مدیا	همراه با چیلر جذبی
اردیبهشت	۹/۰۲۸	۹/۵۲۵	۹/۵۶۱	۹/۵۹۸
خرداد	۸/۷۲	۹/۳۴۱	۹/۳۸۱	۹/۲۳۵
تیر	۸/۵۸۴	۹/۲۱۵	۹/۲۵۴	۹/۰۸۹
مرداد	۸/۵۶۵	۹/۱۹۲	۹/۲۳	۹/۰۶۹
شهریور	۸/۶۳۹	۹/۲۸۶	۹/۳۲۵	۹/۱۵
مهر	۸/۹۴۳	۹/۴۶۹	۹/۵۰۸	۹/۴۸۵

میزان سوخت اضافه مصرف شده در طول یک ماه برای سیستم‌های خنک‌کاری مختلف در یک واحد سیکل گازی برای هر یک از ۶ ماه گرم سال در جدول (۱۰) مشخص شده است.

جدول ۱۰ میزان سوخت اضافه مصرف شده با استفاده از خنک‌کاری و برای یک واحد سیکل گازی

ماه	فاگ	مدیا	چیلر جذبی
اردیبهشت	۳۳۲۷۹۱/۲	۳۵۶۸۹۶/۸	۳۸۱۶۷۲
خرداد	۴۱۵۸۲۱/۶	۴۴۲۶۰۵/۶	۳۴۴۸۴۴
تیر	۴۲۲۵۱۷/۶	۴۴۸۶۳۲	۳۳۸۱۴۸
مرداد	۴۱۹۸۳۹/۲	۴۴۵۲۸۴	۳۳۷۴۷۸/۴
شهریور	۴۳۳۲۳۱/۲	۴۵۹۳۴۵/۶	۳۴۲۱۶۵/۶
مهر	۳۴۰۸۴۸	۳۶۶۱۲۰	۳۵۱۲۱۶
میزان اضافه سوخت مصرفی در ۶ ماه	۲۳۶۵۰۴۹	۲۵۱۸۸۸۴	۲۰۹۵۵۲۴

با در نظر گرفتن بهای هر متر مکعب گاز طبیعی برابر با ۷۰۰ ریال در ایران [۲۲]، هزینه مصرف سوخت اضافه برای سیستم‌های خنک‌کاری فاگ، مدیا و چیلر جذبی در ۲ واحد برای ۶ ماه گرم سال به ترتیب برابر با ۴۴۳۲/۴۸، ۴۷۲۰/۸۰ و ۳۹۲۷/۳۵ میلیون ریال می‌باشد.

۶-۱-۳-۳- هزینه تعمیر و نگهداری سالیانه

این هزینه‌ها طبق مراجع، برای سیستم‌های فاگ و مدیا ۲٪ هزینه سرمایه‌گذاری [۱۸] و برای سیستم چیلر جذبی، حداکثر ۳٪ هزینه سرمایه‌گذاری می‌باشند[۱۹]، بنابراین هزینه تعمیر و نگهداری سالیانه ۲ واحد برای سیستم‌های خنک‌کاری فاگ، مدیا و چیلر جذبی برای دلار ۵۰۰۰۰۰ ریال به ترتیب برابر با ۵۶۴۰، ۵۶۴۰ و ۲۲۵۰۰ میلیون ریال می‌باشد.

حال مجموع هزینه‌های سالیانه که برابر با مجموع هزینه‌های سوخت اضافه مصرف شده، هزینه آب دمین مصرفی و هزینه تعمیر و نگهداری می‌باشد، برای سیستم‌های خنک‌کاری فاگ، مدیا و چیلر جذبی محاسبه می‌شود که به ترتیب برابر با ۱۲۷۲۰/۵۰، ۱۰۴۶۷/۸ و ۲۶۴۲۷ میلیون ریال بدست می‌آید.

۶-۱-۴- مدت زمان بازگشت سرمایه سیستم خنک‌کاری

با تقسیم هزینه سرمایه‌گذاری اولیه بر درآمد خالص سالیانه سیستم خنک‌کاری، مدت زمان بازگشت سرمایه، برای سیستم‌های خنک‌کاری فاگ، مدیا و چیلر به ترتیب برابر با ۲/۸۴، ۲/۷۷ و ۱۰/۸۰ سال بدست می‌آید.

همان‌طور که مشاهده شد، بیشترین زمان لازم برای بازگشت سرمایه سیستم‌های خنک‌کاری، مربوط به چیلر جذبی دو اثره و کمترین زمان لازم، مربوط به خنک‌کاری تبخیری مدیا می‌باشد. استفاده از خنک‌کاری تبریدی چیلر جذبی دو اثره با قیمت دلار ۵۰۰۰۰۰ ریال کاملاً غیر اقتصادی می‌باشد.

نتایج نشان می‌دهد قیمت دلار تأثیر زیادی بر اقتصادی یا غیر اقتصادی بودن استفاده از سیستم‌های خنک‌کاری دارد. همچنین به دلیل این که استفاده از سیستم‌های خنک‌کاری باعث تولید توان اضافه زیادی می‌شود، قیمت برق خریداری شده از نیروگاه نیز تأثیر زیادی بر اقتصادی یا غیر اقتصادی بودن طرح‌ها دارد.

۶-۱-۵- قیمت توان اضافه تولیدی به ازای یک کیلووات ساعت تولیدی

قیمت توان اضافه تولیدی نیروگاه با سیستم‌های خنک‌کاری فاگ، مدیل و چیلر جذبی بدون در نظر گرفتن هزینه سرمایه-گذاری اولیه برای دلار ۵۰۰۰۰۰ ریال به ترتیب برابر با ۴۵۵/۱۴، ۳۷۳/۰۳ و ۱۱۰۲/۶۲ ریال به ازای کیلووات ساعت بدست می‌آید.

۶-۲- تحلیل فنی بکارگیری سه نوع سیستم خنک‌کاری در نیروگاه کاشان

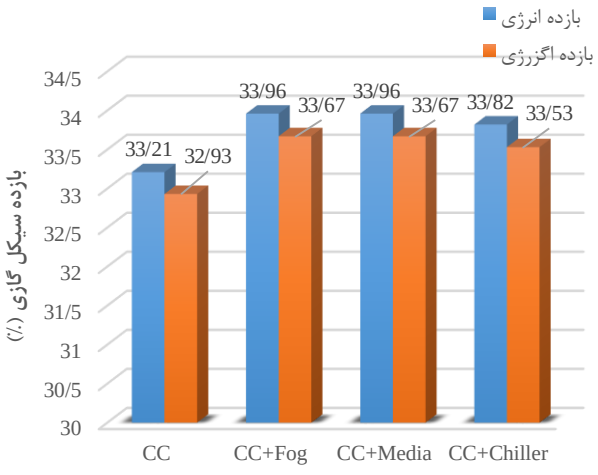
پس از محاسبات و آنالیز ترمودینامیکی توسط نرم افزار برای شرایط آب و هوای کاشان نتایج شبیه‌سازی حاصل می‌گردد. برای آنالیز بهبود عملکرد با بکارگیری نرم افزار ترموفلو، سه روش مختلف فاگ، مدیا و چیلر جذبی بررسی می‌شوند. برای مقایسه بهتر پارامترهای عملکردی خروجی مختلف مورد مقایسه و بررسی قرار می‌گیرند.

۶-۲-۱- توان خالص خروجی

با توجه به نتایج بیشترین افزایش در توان خالص خروجی نیروگاه، مربوط به سیکل ترکیبی همراه با سیستم خنک‌کاری مدیا و بعد از آن فاگ می‌باشد. برای سیستم‌های خنک‌سازی مختلف فاگ، مدیا و چیلر جذبی میزان افزایش توان نیروگاه به ترتیب برابر با ۴۳۴/۰۷۴، ۴۳۴/۱۸۹ و ۴۲۸/۳۰۲ مگاوات محاسبه می‌گردد.

۶-۲-۲- بازده انرژی

مطابق با شکل (۶)، با خنک‌کاری هوای ورودی به کمپرسور، بازده انرژی و اگزرژی سیکل گازی افزایش می‌یابد. بیشترین بازده انرژی و اگزرژی سیکل گازی در سیکل ترکیبی همراه با سیستم مدیا و فاگ اتفاق می‌افتد.



شکل ۶ مقایسه بازده انرژی و اگزرژی سیکل گازی در سیکل‌های ترکیبی مختلف

۶-۲-۳- نرخ حرارتی

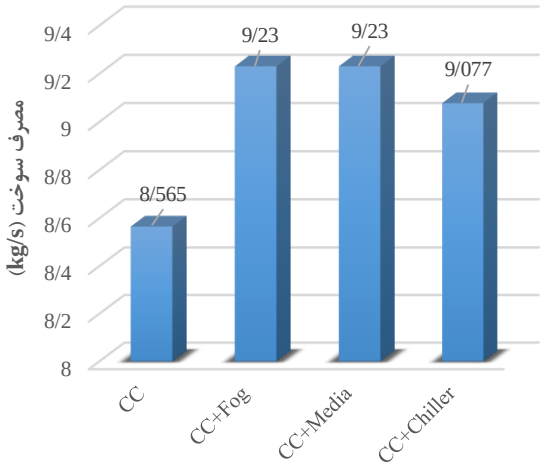
همانطور که در جدول (۱۱) مشاهده می‌شود، با خنک‌کاری هوای ورودی به کمپرسور، نرخ حرارتی سیکل گازی کاهش می‌یابد. کمترین نرخ حرارتی در سیکل گازی با استفاده از فاگ و مدیا اتفاق می‌افتد.

جدول ۱۱ نرخ حرارتی سیکل گازی در سیکل‌های مختلف

سیکل	مقدار kJ/kWh	میزان کاهش kJ/kWh	درصد کاهش ٪
بدون خنک‌کاری	۱۰۸۴۰	-	-
همراه با چیلر	۱۰۶۴۵	۱۹۵	٪۱/۸
همراه با فاگ و مدیا	۱۰۶۰۰	۲۴۰	٪۲/۲۱

۶-۲-۴- مصرف سوخت

مطابق با شکل (۷)، با خنک کاری هوای ورودی به کمپرسور، مصرف سوخت افزایش می‌یابد. کمترین مصرف سوخت مربوط به سیکل ترکیبی همراه با چیلر جذبی می‌باشد.



شکل ۷ مقایسه مصرف سوخت در سیکل‌های ترکیبی مختلف

۷- معرفی مناسب‌ترین روش جهت خنک‌کاری هوای ورودی به کمپرسور

در تصمیم‌گیری‌های چند معیاره، منظور از معیار، عواملی است که تصمیم‌گیرنده به منظور افزایش مطلوبیت و رضایتمندی از انتخاب، مدنظر قرار می‌دهد. معیار در تصمیم گیری ممکن است به صورت شاخص یا هدف ارائه گردد. شاخص عبارت است از ویژگی‌ها یا پارامترهای عملکردی که برای انتخاب گزینه‌های

تصمیم مطرح می‌باشد. در مسائل تصمیم‌گیری چنانچه تصمیم-گیری بر اساس چند شاخص صورت گیرد، آن را تصمیم‌گیری چند شاخصه می‌نامند. تنها در صورتی نتایج نهایی مدل استفاده شده قابل اعتماد می‌باشد که معیارهای مسائل به خوبی شناسایی شوند. در این مقاله عواملی تأثیرگذار بر اولویت‌بندی روش خنک-سازی هوای ورودی جهت بکارگیری در نیروگاه کاشان تشریح شده است. این عوامل تأثیرگذار، شاخص‌های ارزیابی مسئله در روش تصمیم گیری چند شاخصه هستند.

جدول ۱۲ مقایسه تأثیر استفاده از سه سیستم خنک‌کاری بر روی پارامترهای نیروگاه

پارامترها	چیلر جذبی	فاگ	مدیا
توان خالص خروجی سیکل گازی (MW)	۲۸۴/۳۰۰	۲۹۰/۱۴۴	۲۹۰/۱۴۸
توان خالص خروجی نیروگاه (MW)	۴۲۸/۳۰۲	۴۳۴/۰۷۴	۴۳۴/۱۸۹
بازده انرژی سیکل گازی (٪)	۳۳/۸۲	۳۳/۹۶	۳۳/۹۶
بازده اگزرژی سیکل گازی (٪)	۳۳/۵۳	۳۳/۶۷	۳۳/۶۷
نرخ حرارتی سیکل گازی (kJ/kWh)	۱۰۶۴۵	۱۰۶۰۰	۱۰۶۰۰
مصرف سوخت (kg/s)	۹/۰۶۹	۹/۱۹۲	۹/۲۳
بازگشت سرمایه (سال)	۱۰/۸۰	۲/۸۴	۲/۷۷
قیمت توان اضافه تولیدی (Rial/kWh)	۱۱۰۲/۶۲	۴۵۵/۱۴	۳۷۳/۰۳

جدول ۱۳ مقایسه سه سیستم خنک‌کاری با توجه به معیارهای ارزش‌گذاری طرح‌های خنک‌کاری

پارامترها	مدیا	فاگ	چیلر جذبی
هزینه سرمایه‌گذاری اولیه	۱	۱	۲
ریسک آسیب پذیری واحد به دلیل نصب سیستم خنک‌کاری	۳	۲	۱
حداقل تغییرات در واحد سیکل ترکیبی	۱	۱	۲
کمترین مصرف آب	۲	۳	۱
سهولت دسترسی به قطعات یدکی	۲	۳	۱
سهولت بهره‌برداری و نگهداری واحد	۱	۲	۳
سهولت اجرای پروژه تا زمان راه اندازی	۲	۱	۳

در این مقاله داده‌های مربوط به معیارهای تصمیم‌گیری شامل: توان خالص خروجی، بازده انرژی، بازده اگزرژی، نرخ حرارتی، مصرف سوخت، بازگشت سرمایه، قیمت توان اضافه تولیدی، هزینه سرمایه‌گذاری اولیه، ریسک آسیب‌پذیری واحد، تغییرات در واحد، مصرف آب، دسترسی به قطعات یدکی، بهره برداری و نگهداری واحد و سهولت اجرای پروژه می‌باشد و سپس نتایج اولویت‌بندی روش‌ها با استفاده از روش‌های تاپسیس مشخص می‌شود.

در جداول (۱۲) و (۱۳) به مقایسه تأثیر استفاده از سه نوع سیستم خنک‌کاری فاگ، مدیا و چیلر جذبی بر روی برخی از پارامترهای مهم در سیکل گازی و نیروگاه پرداخته شده است. معیارهای تعریف شده در جدول (۱۴) نشان داده شده است. معیارهای یک مسئله چند معیاره با توجه به تأثیر آن‌ها به دو دسته مثبت و منفی تقسیم می‌شوند. معیارهای مثبت آن دسته از معیارها هستند که تأثیری مثبت در فرآیند تصمیم‌گیری دارند و هدف حداکثر کردن آن‌ها است و در طرف مقابل معیارهای منفی، معیارهایی هستند که باید به حداقل برسند. در جدول (۱۴) سه مورد اول معیار مثبت و مابقی معیار منفی می‌باشند.

۷-۱- گزینه‌های تصمیم‌گیری

گزینه‌های مورد بررسی در این مقاله سه روش خنک‌سازی هوای ورودی توربین گاز؛ فاگ، مدیا و چیلر جذبی دو اثره می‌باشد.

۷-۲- معیارهای تصمیم‌گیری

معیارهای تعریف شده در جدول (۱۴) نشان داده شده است. معیارهای یک مسئله چند معیاره با توجه به تأثیر آن‌ها به دو دسته مثبت و منفی تقسیم می‌شوند. معیارهای مثبت آن دسته از معیارها هستند که تأثیری مثبت در فرآیند تصمیم‌گیری دارند و هدف حداکثر کردن آن‌ها است و در طرف مقابل معیارهای منفی، معیارهایی هستند که باید به حداقل برسند. در جدول (۱۴) سه مورد اول معیار مثبت و مابقی معیار منفی می‌باشند.

۷-۳- ماتریس تصمیم‌گیری

در ماتریس تصمیم‌گیری اطلاعات مربوط به گزینه‌ها و معیارها ثبت می‌شود. در این تصمیم‌گیری، ۳ گزینه به وسیله ۱۴ معیار ارزیابی می‌شوند. تمام اطلاعات به‌دست آمده برای گزینه‌ها با توجه به معیارها در جدول (۱۴) وجود دارد. این جدول در واقع

همان ماتریس تصمیم‌گیری است که سطرهای آن معیارها و ستون‌های آن گزینه‌های تصمیم‌گیری هستند.

جدول ۱۴ تشکیل ماتریس تصمیم‌گیری

شاخص	گزینه ۱	گزینه ۲	شاخص ۳
	فاگ	مدیا	چیلر جذبی
توان خالص خروجی	۲۹۰/۱۴	۲۹۰/۱۵	۲۸۴/۳
بازده انرژی	۳۳/۹۶	۳۳/۹۶	۳۳/۸۲
بازده اگزرژی	۳۳/۶۷	۳۳/۶۷	۳۳/۵۳
نرخ حرارتی	۱۰۶۰۰	۱۰۶۰۰	۱۰۶۴۵
مصرف سوخت	۹/۱۹	۹/۲۳	۹/۰۷
بازگشت سرمایه	۲/۸۴	۲/۷۷	۱۰/۸۰
قیمت توان اضافه تولیدی	۴۵۵/۱۴	۳۷۳/۰۳	۱۱۰۲/۶۲
هزینه سرمایه‌گذاری اولیه	۲۸۲۰۰	۲۸۲۰۰	۷۵۰۰۰
ریسک آسیب پذیری واحد	۲	۳	۱
تغییرات در واحد	۱	۱	۲
هزینه مصرف آب (میلیون تومان)	۲۶۴/۸۵	۱۰/۶۶	۱
دسترسی به قطعات یدکی	۳	۲	۱
بهره برداری و نگهداری واحد	۲	۱	۳
سهولت اجرای پروژه	۱	۲	۳

۷-۴- اجرای متد تاپسیس

با توجه به اینکه اطلاعات ثبت شده در ماتریس تصمیم با مقیاس‌های متفاوتی اندازه‌گیری شده‌اند، بنابراین قابل مقایسه با یکدیگر نیستند و در ابتدای مرحله روش تاپسیس، ماتریس تصمیم‌گیری به‌دست آمده از مرحله قبل (جدول (۱۴)) را با استفاده از روش‌های بی مقیاس‌سازی به ماتریسی که درایه‌های آن قابل مقایسه با یکدیگرند تبدیل می‌کنیم. درایه‌های این ماتریس همگی اعدادی در بازه (۰ و ۱) هستند که به راحتی قابل قیاس با یکدیگر هستند. در این روش درایه‌های ماتریس بی مقیاس شده طبق فرمول برابر با مقادیر هر المان از ماتریس تصمیم‌گیری تقسیم بر مجذور مجموع مربعات المان‌های هم شاخص می‌باشد.

پس از بی مقیاس‌سازی درایه‌ها ماتریس بدست آمده وزن-دهی می‌شوند. وزن معیارها را می‌توان از روش‌های مختلف محاسبه نمود. در این بخش وزن معیارها توسط پرسشنامه از نظر خبرگان حوزه‌های انرژی، فنی و اقتصادی نیروگاه کاشان به‌دست آمده است و سناریو وزن‌دهی به صورت زیر در نظر گرفته شده است.

در گام بعد پس از اختصاص وزن معیارها، ماتریس تصمیم-گیری بی مقیاس شده موزون مطابق با جدول (۱۶) از ضرب بردار وزن‌ها در ماتریس بی‌مقیاس شده بدست خواهد آمد.

در روش تاپسیس راه حل ایده‌آل مثبت برداری متشکل از بزرگ‌ترین مقدار برای شاخص‌های مثبت و کوچک‌ترین مقدار برای شاخص‌های منفی است. به بیان دیگر راه حل ایده‌آل مثبت شامل بهترین مقادیر برای هر معیار است. راه حل ایده‌آل منفی نیز به همین بیان تعریف می‌شود.

در جدول (۱۷) راه حل ایده‌آل مثبت و منفی نشان داده می‌شود. جهت محاسبه راه حل ایده‌آل مثبت و منفی برای هر معیار به ترتیب المان ماکزیمم و مینیمم در هر سطر انتخاب می‌شود. لازم به ذکر است که در معیارهای از جنس سود مقدار ماکزیمم و در معیارهای از جنس هزینه مقدار مینیمم در نظر گرفته می‌شوند.

در جدول (۱۷) معیارهای (۱) تا (۳) از جنس سود و باقی معیارها از جنس هزینه هستند.

جدول ۱۵ وزن معیارها

ردیف	شاخص	وزن
شاخص ۱	توان خالص خروجی	۰/۰۵
شاخص ۲	بازده انرژی	۰/۰۵
شاخص ۳	بازده اگزرژی	۰/۰۵
شاخص ۴	نرخ حرارتی	۰/۰۵
شاخص ۵	مصرف سوخت	۰/۰۷۵
شاخص ۶	بازگشت سرمایه	۰/۱
شاخص ۷	قیمت توان اضافه تولیدی	۰/۱
شاخص ۸	هزینه سرمایه‌گذاری اولیه	۰/۱
شاخص ۹	ریسک آسیب‌پذیری واحد	۰/۰۵
شاخص ۱۰	تغییرات در واحد	۰/۰۷۵
شاخص ۱۱	هزینه مصرف آب (میلیون تومان)	۰/۰۷۵
شاخص ۱۲	دسترسی به قطعات یدکی	۰/۰۷۵
شاخص ۱۳	بهرهبرداری و نگهداری واحد	۰/۱
شاخص ۱۴	سهولت اجرای پروژه	۰/۰۵

جدول ۱۶ تشکیل ماتریس بی‌مقیاس موزون

شاخص	سیستم فاگ	سیستم مدیا	چیلر جذبی دو اثره
توان خالص خروجی	۰/۰۲۹۰۶۱	۰/۰۲۹۰۶۲	۰/۰۲۸۴۷۶
بازده انرژی	۰/۰۲۸۹۰۷	۰/۰۲۸۹۰۷	۰/۰۲۸۷۸۸
بازده اگزرژی	۰/۰۲۸۹۰۸	۰/۰۲۸۹۰۸	۰/۰۲۸۷۸۷
نرخ حرارتی	۰/۰۲۸۸۲۷	۰/۰۲۸۸۲۷	۰/۰۲۸۹۴۹
مصرف سوخت	۰/۰۴۳۴۳۴	۰/۰۴۳۶۱۳	۰/۰۴۲۸۵۳
بازگشت سرمایه	۰/۰۲۴۶۸۴	۰/۰۲۴۰۷۵	۰/۰۹۳۸۶۷
قیمت توان اضافه تولیدی	۰/۰۳۶۴۱۶	۰/۰۲۹۸۴۶	۰/۰۸۸۲۲۲
هزینه سرمایه‌گذاری اولیه	۰/۰۳۳۱۹۸	۰/۰۳۳۱۹۸	۰/۰۸۸۲۹۳
ریسک آسیب پذیری واحد	۰/۰۲۶۷۲۶	۰/۰۴۰۰۸۹	۰/۰۱۳۳۶۳
تغییرات در واحد	۰/۰۳۰۶۱۹	۰/۰۳۰۶۱۹	۰/۰۶۱۲۳۷
هزینه مصرف آب	۰/۰۷۴۹۳۹	۰/۰۰۳۰۱۶	۰/۰۰۰۰۲۸
دسترسی به قطعات یدکی	۰/۰۶۰۱۳۴	۰/۰۴۰۰۸۹	۰/۰۲۰۰۴۵
بهره‌برداری و نگهداری واحد	۰/۰۵۳۴۵۲	۰/۰۲۶۷۲۶	۰/۰۸۰۱۷۸
سهولت اجرای پروژه	۰/۰۱۳۳۶۳	۰/۰۲۶۷۲۶	۰/۰۴۰۰۸۹

جدول ۱۷ راه حل‌های ایده‌آل در روش تاپسیس

شاخص	ایده‌آل مثبت	ایده‌آل منفی
توان خالص خروجی	۰/۰۲۹۰۶۲	۰/۰۲۸۴۷۶
بازده انرژی	۰/۰۲۸۹۰۷	۰/۰۲۸۷۸۸
بازده اگزرژی	۰/۰۲۸۹۰۸	۰/۰۲۸۷۸۷
نرخ حرارتی	۰/۰۲۸۸۲۷	۰/۰۲۸۹۴۹
مصرف سوخت	۰/۰۴۲۸۵۳	۰/۰۴۳۶۱۳
بازگشت سرمایه	۰/۰۲۴۰۷۵	۰/۰۹۳۸۶۷
قیمت توان اضافه تولیدی	۰/۰۲۹۸۴۶	۰/۰۸۸۲۲۲
هزینه سرمایه‌گذاری اولیه	۰/۰۳۳۱۹۸	۰/۰۸۸۲۹۳
ریسک آسیب‌پذیری واحد	۰/۰۱۳۳۶۳	۰/۰۴۰۰۸۹
تغییرات در واحد	۰/۰۳۰۶۱۹	۰/۰۶۱۲۳۷
هزینه مصرف آب	۰/۰۰۰۰۲۸	۰/۰۷۴۹۳۹
دسترسی به قطعات یدکی	۰/۰۲۰۰۴۵	۰/۰۶۰۱۳۴
بهره‌برداری و نگهداری واحد	۰/۰۲۶۷۲۶	۰/۰۸۰۱۷۸
سهولت اجرای پروژه	۰/۰۱۳۳۶۳	۰/۰۴۰۰۸۹

جدول ۱۸ نتایج اجرای روش تاپسیس

نام سیستم	سیستم فاگ	سیستم مدیا	چیلر جذبی دو اثره
di+	۰/۰۹۰۳۰۸	۰/۰۳۶۱۱۳	۰/۱۲۵۷۹۱
di-	۰/۱۱۴۲۴۰	۰/۱۴۴۴۳۸	۰/۰۸۹۰۷۱
Cli	۰/۵۵۸۵۰	۰/۷۹۹۹۸	۰/۴۱۴۵۵
رتبه	۲	۱	۳

سیستم مدیا با نزدیکی نسبی ۰/۷۹۹۹۸ اولویت اول و به ترتیب گزینه‌های فاگ با ۰/۵۵۸۵۰ و چیلر جذبی دو اثره با ۰/۴۱۴۵۵ اولویت دوم و سوم در روش‌های خنک‌سازی هوای ورودی به توربین گاز را به خود اختصاص داده‌اند.

۸- نتیجه‌گیری

با توجه به تحلیل فنی بکارگیری سه نوع سیستم خنک‌کاری در نیروگاه کاشان مشخص گردید که برای سیستم‌های فاگ، مدیا و چیلر جذبی میزان افزایش توان خالص خروجی نیروگاه به ترتیب برابر با ۴۳۴/۰۷۴، ۴۳۴/۱۸۹ و ۴۲۸/۳۰۲ مگاوات می‌باشد. همچنین بازده انرژی برای سیستم اصلی نیروگاه و این سه سیستم فاگ، مدیا و چیلر جذبی به ترتیب ۳۳/۲۱ درصد، ۳۳/۹۶ درصد، ۳۳/۹۶ درصد و ۳۳/۸۲ درصد بودند که نتایج نشان می‌دهد بازده برای سیستم‌های فاگ و مدیا به میزان ۲/۲۶ درصد افزایش پیدا کرده است. با مقایسه نتایج مشاهده گردید که با خنک‌کاری هوای ورودی به کمپرسور، نرخ حرارتی سیکل گازی کاهش می‌یابد و کمترین نرخ حرارتی در سیکل گازی با استفاده از فاگ و مدیا اتفاق می‌افتد که به میزان ۲/۲۱ درصد نسبت به سیستم اصلی کاهش پیدا کرده است. همچنین با خنک‌سازی هوای ورودی به کمپرسور، مصرف سوخت افزایش می‌یابد. کمترین مصرف سوخت مربوط به سیکل ترکیبی همراه با چیلر جذبی می‌باشد. مصرف سوخت برای سیستم اصلی نیروگاه و این سه سیستم فاگ، مدیا و چیلر جذبی به ترتیب ۸/۵۶۵، ۹/۲۳، ۹/۲۳ و ۹/۰۷۷ کیلوگرم بر ثانیه می‌باشد.

برای بررسی اقتصادی سیستم‌های خنک‌سازی، با در نظر گرفتن قیمت هر کیلووات ساعت برق خریداری شده از نیروگاه برابر با ۴۰۰۰ ریال، کل درآمد حاصل از افزایش توان نیروگاه توسط سیستم‌های خنک‌کاری فاگ، مدیا و چیلر جذبی به ترتیب ۱۱۱۷۹۵/۱۲، ۱۱۲۲۴۷/۴ و ۹۵۸۶۹/۷۶ میلیون ریال حاصل گردید. برای محاسبه مدت زمان بازگشت سرمایه، میزان سرمایه گذاری اولیه برای انجام پروژه بر میزان درآمدهای دوره‌ای و

صرفه‌جویی صورت گرفته ناشی از انجام طرح، تقسیم می‌شود. هزینه سرمایه‌گذاری اولیه برای دلار ۵۰۰۰۰۰ ریال برای ۲ واحد برای سیستم‌های خنک‌سازی مختلف فاگ، مدیا و چیلر جذبی برابر با ۲۸۲۰۰۰، ۲۸۲۰۰۰ و ۷۵۰۰۰۰ میلیون ریال محاسبه گردید. مجموع هزینه‌های سالیانه که عبارتند از مجموع هزینه‌های سوخت اضافه مصرف شده، هزینه آب دمین مصرفی و هزینه تعمیر و نگهداری می‌باشد، برای سه سیستم خنک‌سازی مختلف فاگ، مدیا و چیلر جذبی به ترتیب برابر با ۱۲۷۲۰/۵، ۱۰۴۶۷/۸ و ۲۶۴۲۷ میلیون ریال محاسبه شد. با توجه به درآمدها و هزینه‌های سرمایه‌گذاری، مدت زمان بازگشت سرمایه، برای سه سیستم خنک‌سازی مختلف فاگ، مدیا و چیلر جذبی به ترتیب برابر با ۲/۸۴، ۲/۷۷ و ۱۰/۸۰ محاسبه شد که نتایج نشان دهنده اقتصادی بودن سیستم‌های فاگ و مدیا را نشان می‌دهد.

در نهایت برای اولویت‌بندی روش خنک‌سازی هوای ورودی جهت بکارگیری در نیروگاه کاشان علاوه بر پارامترهای فنی و اقتصادی عوامل تأثیرگذار دیگری نیز در نظر گرفته شد که عبارتند از: ریسک آسیب‌پذیری واحد، تغییرات در واحد، مصرف آب، دسترسی به قطعات یدکی، بهره‌برداری و نگهداری واحد و سهولت اجرای پروژه. در این حالت اولویت‌بندی روش‌های خنک-سازی با استفاده از روش‌های تاپسیس مشخص گردید. با توجه به معیارهای در نظر گرفته شده سیستم مدیا با بهترین نزدیکی نسبی اولویت اول و به ترتیب گزینه‌های فاگ و چیلر جذبی دو اثره اولویت دوم و سوم در روش‌های خنک‌سازی هوای ورودی به توربین گاز را به خود اختصاص داده اند.

۹- فهرست علائم و اختصارات

علائم انگلیسی

AFR	نسبت هوا به سوخت جرمی (-)
$\overline{AFR}$	نسبت هوا به سوخت مولی (-)
ex	اگزرژی ویژه (kJ/kg)
h	آنتالپی ویژه (kJ/kg)
HR	نرخ حرارتی (kJ/kWh)
i	برگشت‌ناپذیری (kJ)
$\dot{I}$	شدت برگشت‌ناپذیری (kW)
LHV	ارزش حرارتی سوخت (kJ/kg)
M	جرم مولکولی ($kg/kmol$)
$\dot{m}$	دبی جرمی (kg/s)
n	درصد مولی (٪)
P	فشار (Pa)
SFC	مصرف ویژه سوخت (kg/kWh)
T	دما (C یا K)
w	کار (kJ)
$\dot{W}$	توان (kW)

علائم یونانی

η	بازده
γ	نسبت گرمای ویژه

زیرنویس‌ها

1	ورودی کمپرسور
2	خروجی کمپرسور
3	ورودی توربین
4	خروجی توربین
II	قانون دوم
a	هوا
Ac	مربوط به کمپرسور
air	مربوط به هوا
c	کمپرسور
cc	محفظه احتراق
Coolant	جریان خنک‌کننده
f	سوخت
Fuel	سوخت
GT	توربین گاز
GT, a	واقعی توربین گاز
Gen	ژنراتور
net	خالص
p	کل نیروگاه
rev	برگشت‌پذیر
s	آیزنتروپیک
th	حرارتی
u	مفید

۱۰- مراجع

[1] O. Zeitoun, "Two-stage evaporative inlet air gas turbine cooling," *Energies*, vol. 14, no. 5, p. 1382, 2021, doi: https://doi.org/10.3390/en14051382.

[2] A. Moradi, M. Masoomı, G. R. Salehi, and M. H. K. Manesh, "Performance analysis of gas turbine inlet air cooling plant with hybrid indirect evaporative cooling and absorption chiller system," *International Journal of Thermodynamics*, vol. 24, no. 3, pp. 248-259, 2021, doi: https://doi:10.5541/ijot.840496.

[3] S. Barakat, A. Ramzy, A. Hamed, and S. El-Emam, "Augmentation of gas turbine performance using integrated EAHE and Fogging Inlet Air Cooling System," *Energy*, vol. 189, p. 116133, 2019, doi: https://doi.org/10.1016/j.energy.2019.116133.

[4] E. Matjanov, "Gas turbine efficiency enhancement using absorption chiller. Case study for Tashkent CHP," *Energy*, vol. 192, p. 116625, 2020, doi: https://doi.org/10.1016/j.energy.2019.116625.

[5] A. Lin, Q. Zheng, Y. Jiang, X. Lin, and H. Zhang, "Sensitivity of air/mist non-equilibrium phase transition cooling to transient characteristics in a

compressor of gas turbine," *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 137, pp. 882-894, 2019, doi: https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2019.03.143.

[6] C. Deng *et al.*, "Air cooling techniques and corresponding impacts on combined cycle power plant (CCPP) performance: A review," *International Journal of Refrigeration*, vol. 120, pp. 161-177, 2020, doi: https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2020.08.008.

[7] H. S. Dizaji, E. J. Hu, L. Chen, and S. Pourhedayat, "Using novel integrated Maisotsenko cooler and absorption chiller for cooling of gas turbine inlet air," *Energy Conversion and Management*, vol. 195, pp. 1067-1078, 2019, doi: https://doi.org/10.1016/j.enconman.2019.05.064.

[8] A. Mishra, A. Srivastava, A. K. Mohapatra, and S. Sanjay, "Effect of ambient and operating parameters on the performance parameters of cooled gas turbine cycle," in *AIP Conference Proceedings*, 2021, vol. 2341, no. 1: AIP Publishing, doi: https://doi.org/10.1063/5.0049974.

[9] S. N. O. Kamal, D. A. Salim, M. S. M. Fouzi, D. T. H. Khai, and M. K. Y. Yusof, "Feasibility study of turbine inlet air cooling using mechanical chillers in Malaysia climate," *Energy Procedia*, vol. 138, pp. 558-563, 2017, doi: https://doi.org/10.1016/j.egypro.2017.10.159.

[10] Z. Geng, "Analysis of gas turbine inlet cooling system based on double-effect lithium bromide absorption chiller," 2021, doi: https://doi.org/10.25236/IJFET.2022.041009.

[11] A. Radchenko, E. Trushliakov, K. Kosowski, D. Mikielewicz, and M. Radchenko, "Innovative turbine intake air cooling systems and their rational designing," *Energies*, vol. 13, no. 23, p. 6201, 2020, doi: https://doi.org/10.3390/en13236201.

[12] H. Tolba, A. El-Maksoud, and K. Emara, "Improvement of Gas Turbine Performance Using Multi-Stage Inlet Air Cooling System," *International Journal of Sciences: Basic and Applied Research (IJSBAR)*, *v62*, no. 1, pp. 2784-0735, doi: https://www.gssrr.org/index.php/JournalOfBasicAndApplied/article/view/13887.

[13] [1] J. F. Espinosa-Cristia, B. M. Mrabet, J. R. N. Alvarez, S. S. Abdullaev, O. R. Kuzichkin, and M. S. Alhassan, "Exergy and environmental analysis of a novel turbine inlet air cooling technique for power augmentation in a CCPP based on waste energy," *Chemosphere*, vol. 338, p. 139402, 2023, doi: https://doi.org/10.1016/j.chemosphere.2023.139402.

[14] U. Unnikrishnan and V. Yang, "A review of cooling technologies for high temperature rotating components in gas turbine," *Propulsion and Power Research*, vol. 11, no. 3, pp. 293-310, 2022, doi: https://doi.org/10.1016/j.jppr.2022.07.001.

[15] Y. N. Dabwan, L. Zhang, and G. Pei, "A novel inlet air cooling system to improve the performance of intercooled gas turbine combined cycle power plants in hot regions," *Energy*, vol. 283, p. 129075, 2023, doi: https://doi.org/10.1016/j.energy.2023.129075.

[16] A. Dinc *et al.*, "Effect of Refrigerated Inlet Cooling on Greenhouse Gas Emissions for a 250 MW Class Gas Turbine Engine," *Aerospace*, vol. 10, no. 10, p. 833, 2023, doi: https://doi.org/10.3390/aerospace10100833.

[17] C. Beggs, *Energy: management, supply and conservation*. Routledge, 2010, doi: https://doi.org/10.4324/9780080494753.

[18] S. M. Arabi, M. Aminy, H. Ghadamian, H. A. Ozgoli, and B. Ahmadi, "Thermo-Economic Analysis of Applying Cooling System Using Fog on GE-F5 Gas Turbines (Case Study)," *Journal of Heat and Mass Transfer Research*, vol. 4, no. 2, pp. 73-81, 2017, doi: https://doi.org/10.22075/jhmtr.2017.1613.1106.

[19] H. Ghadamian, A. Hamidi, H. Farzaneh, and H. Ozgoli, "Thermo-economic analysis of absorption air cooling system for pressurized solid oxide fuel cell/gas turbine cycle," *Journal of Renewable and sustainable Energy*, vol. 4, no. 4, 2012, doi: https://doi.org/10.1063/1.4742336.

[20] A. Saadati, "Comprehensive Atlas of increasing the power and efficiency of the country's power plants by using air cooling of the inlet of gas units," Iran Energy Efficiency Organization, (in persian).

[21] Energy Research Institute, "Energy Consumption Optimization Deputy, Office of Studies and Productivity of Production Resources of Iran Energy Efficiency Organization (SABA)," Kashan Power Plant Information Archive, (in persian).

[22] J. Pejovian, T. Mohammadi, A. A. Ismail Nia, E. Ghafourian, "Investigating the effect of power plant fuel price modification on the financial balance of Iran's electricity industry based on providing a simulation model of the functioning of this market," Financial Economics Quarterly, Volume 17, Pages 277 to 316, Number 1, Spring 2023 (in persian).