Archive of SID

نخستین کنگره بین المللی
چالش های الکترونیکی ۲۰۱۶-تهران
1st Tehran eChallenges
International Congress 2016
17-18 October 2016 / ۲۶و۲۷ مهرماه ۱۳۹۵

بهینه سازی خنک کاری هوای ورودی به سیکل توربین گاز به روش تبخیری (مدیا) با استفاده از الگوریتم ژنتیک

ابراهیم حیاتی [۱]
دانشجوی کارشناسی ارشد، دانشگاه شهید رجایی تهران،
Ebrahim_hayati@ymail.com
محمدرضا علیگودرز
استادیار، دانشگاه تربیت دبیر شهید رجایی تهران،
Maligoodarz@yahoo.com

چکیده

توربین های گاز نقش بسیار مهمی در تامین برق مورد نیاز کشور مخصوصا در پیک بار شبکه برق بر عهده دارند. از معایب اصلی این توربین ها، تغییرات زیاد تولید توان آنها بر اثر تغییر شرایط جوی می باشد. از طرفی در زمان پیک مصرف شبکه برق ایران و همزمان با ماههای گرم سال، توان تولیدی توربین های گازی تحت تاثیر افزایش دمای محیط، به مقدار قابل ملاحظه ای کاهش می یابد.لذا اتخاذ روشهایی جهت سرمایش هوای ورودی کمپرسور این توربین ها و بازیابی توان از دست رفتهء آنها در امر بهینه سازی ضروری می باشد. با توجه به شرایط آب و هوایی گرم و خشک ایران، بیشتر نیروگاههای ایران برای خنک کاری هوای ورودی به کمپرسور از روش تبخیری (مدیا و فاگ) استفاده می کنند. استفاده از آب در روش تبخیری و همچنین بحران آب موجود، این روش خنک کاری را با محدودیت روبرو ساخته است. لذا در این مقاله بهینه سازی روش خنک کاری تبخیری با هدف افزایش توان خالص تولیدی و کاهش مصرف آب مد نظر است، که با استفاده از الگوریتم ژنتیک توسط نرم افزار متلب انجام شده است، که در نهایت با انتخاب بهینه پارامترهای n و c (دو مشخصه اصلی پکینگ های کولر تبخیری)، نسبت L/G (نسبت دبی جرمی آب به هوا) و ارتفاع پکینگ می توان، توان تولیدی سیکل نیروگاه گازی را در دمای ۳۵ درجه سانتیگراد از ۱۱۷ مگاوات به ۱۳۳/۹۹ مگاوات در حالت بهینه رسانید. و همچنین دبی آب مصرفی برای پکینگ با ارتفاع ۳/۸۷ متری برابر ۲/۸۶ کیلوگرم بر ثانیه می باشد، که در حالت طراحی بهینه این مقدار به ۲/۰۶ کیلوگرم بر ثانیه کاهش یافته است.

واژه های کلیدی : توربین گاز ، خنک کاری تبخیری ، الگوریتم ژنتیک

۱- دانشجوی کارشناسی ارشد مهندسی مکانیک گرایش تبدیل انرژی / ۰۹۱۵۹۸۵۲۳۱۱
۲- استادیار دانشکده مکانیک گرایش تبدیل انرژی / ۰۹۱۲۲۴۸۰۴۲۱

www.SID.ir

Archive of SID

۱ــ مقدمه

توربین های گازی نقش فراوانی در صنعت تولید برق، در ایستگاههای انتقال گاز و صنایع پتروشیمی ایفا می کنند. عملکرد توربین های گازی متاثر از شرایط محیط بویژه دما است.در روزهای گرم بخاطر اینکه چگالی هوا کم می شود دبی جرمی گذرنده از توربین نیز کم شده و لذا توان خروجی آن نیز افت می کند. به طور تقریب با افزایش یک درجه سانتیگراد در دمای هوای ورودی، توان خروجی، ۰/۷ درصد کاهش می یابد. از طرفی ساعات گرم تابستان، ساعات تقاضای بیشینه ی مشترکین، از برق شبکه است. لذا خنک کردن هوای ورودی به توربین گازی یکی از انواع روشهایی است که می تواند توان خروجی نیروگاه توربین گازی را بهبود بخشد. دراکثر مقالات با توجه به آب و هوای گرم و خشک ایران، روش خنک کاری تبخیری (مدیا) برای خنک کاری هوای ورودی به کمپرسور پیشنهاد شده است، سیستم های تبخیری بر اساس فرایند طبیعی تبخیر آب کار می کنند. چون فرایند تبخیر آب، گرماگیر است ضمن این فرایند، آب، گرما را از هوای اطراف گرفته، باعث خنک شدن هوا می شود. سیستم های تبخیری با خنک کاری هوای ورودی، از یک طرف با افزایش دبی هوای ورودی باعث افزایش توان خروجی از توربین و از طرف دیگر کاهش کار مصرفی کمپرسور می شوند، و در کل توان دسترس پذیر توربین را افزایش می دهند. از طرفی چون به نسبت افزایش توان تولیدی، سوخت کمتری مصرف می کنند، باعث افزایش بازده حرارتی و کاهش آلاینده های زیست محیطی می شوند.[۱]

در این مقاله، بهینه‌سازی روش خنک‌کاری تبخیری با هدف افزایش توان خالص تولیدی و کاهش مصرف آب مد نظر می‌باشد. دو راهکار برای خنک‌کاری هوای ورودی به توربین گاز در روش مدیا وجود دارد. اول، استفاده از پکینگ‌های مختلف که در بازار موجود می‌باشند و در نهایت منجر به تبخیر آب و خنک‌کاری هوای ورودی به کمپرسور می شوند که با مدل‌سازی روش مدیا می‌توان به انتخاب مناسب آن پرداخت و توابع هدف را تا حدودی ارضاء نمود. دوم، با استفاده از الگوریتم ژنتیک به بهینه‌سازی سیستم مذکور پرداخته شود و نسبت بهینه دبی جرمی آب به هوا تعیین گردد تا سیستم مذکور، توابع هدف تعیین شده را در حالت اپتیمم قرار دهد.

۲ــ مروری بر کارهای پیشین

حسینی و همکارانش[۳] استفاده از سیستم تبخیری مدیا را جهت بهبود عملکرد توربین‌های‌گازی موجود در سیکل ترکیبی نیروگاه فارس بررسی نموده‌اند. نتایج این تحقیق نشان داد که در شرایط محیطی ۳۸ درجه سانتی‌گراد و رطوبت نسبی ۸۰ درصد، با ۱۹ درجه سانتی‌گراد کاهش دمای هوای ورودی با روش تبخیری، توان هر واحد از این نیروگاه را ۱۴/۶ درصد معادل ۱۱/۲ مگاوات افزایش خواهد یافت.

محمود فرزانه کرد و همکارانش [۴] در بررسی دو روش مدیا و چیلر جذبی به مقایسه این دو روش در ورودی هوا به توربین پرداختند، این مقاله مربوط به یکی از توربین‌های گازی خانگیران پالایشگاه ایران می‌باشد. نتایج این بررسی نشان داد که استفاده از چیلر جذبی به واسطه‌ی کاهش دمای مطلوب، راندمان و توان سیکل را افزایش می‌دهد.

صنایع و همکارانش[۶] در تحقیق خود، بکارگیری سیستم‌های تبرید جذبی و تراکمی جهت خنک‌کاری هوای ورودی به توربین‌گاز را بررسی نموده و از دیدگاه فنی و اقتصادی اثرات ناشی از این سیستم‌ها را بر عملکرد توربین‌گازی ABB در شرایط آب و هوایی شیراز و بندر امام مورد تحلیل قرار داده است. مطابق نتایج ارائه شده، در شرایط اقلیمی بندر امام با دما ۴۹ درجه سانتی‌گراد و رطوبت نسبی ۶۰ درصد در صورت انتخاب ۱۰ درجه سانتی‌گراد به عنوان دمای هوای ورودی به کمپرسور، توان توربین‌گازی ۳/۸۳ درصد افزایش خواهد یافت، در حالی که در شرایط اقلیمی شیراز با دمای ۴۰ درجه سانتیگراد و رطوبت ۴۰ درصد توان خروجی ۲۴/۳ درصد افزایش می‌یابد.

www.SID.ir

Archive of SID

داوودی و همکارانش [۲] تأثیر استفاده از سیکل جذبی آب – آمونیاک جهت خنک‌کاری هوای ورودی به کمپرسور را مورد مطالعه قرار دادند، آن‌ها نشان دادند که در نتیجه کاهش دمای هوای ورودی از ۲۵ درجه سانتی‌گراد تا ۵ درجه سانتی‌گراد، توان خروجی به میزان ۲۲ درصد افزایش خواهد یافت. در این تحقیق، استفاده از روش تبرید تراکمی نیز مورد مطالعه قرار گرفته شد. با مقایسه این دو روش مشخص شد که هر چند هزینه‌های این دو طرح تقریبا برابراند، اما روش تبرید جذبی توان تولیدی را حدود ۲۵ درصد بیشتر از روش تبرید تراکمی افزایش خواهد داد.

کاکاراس و همکاران آن [۵] در یک تحقیق به بررسی تأثیر دقیق چیلر جذبی بر روی عملکرد توربین‌گاز پرداختند و این بررسی در دماهای مختلف محیط صورت گرفت. نتایج در این مقاله نشان داد که چیلر جذبی می‌تواند با توجه به تغییرات دمایی محیط دمای خروجی ثابت و مطلوبی را تولید نماید و موجب افزایش راندمان توربین‌گاز شود.

۳- روش‌های خنک‌کاری هوای ورودی به کمپرسور

۱- خنک کاری تبریدی
- خنک کاری تبریدی با استفاده از چیلر جذبی
- خنک کاری تبریدی با استفاده از چیلر تراکمی

۲- خنک کاری از راه ذخیره سازی سرما
- ذخیره سازی یخ
- ذخیره سازی آب سرد

۵- خنک کاری میانی

۶- خنک کاری تبخیری
- ایرواشر
- مدیا
- فاگ

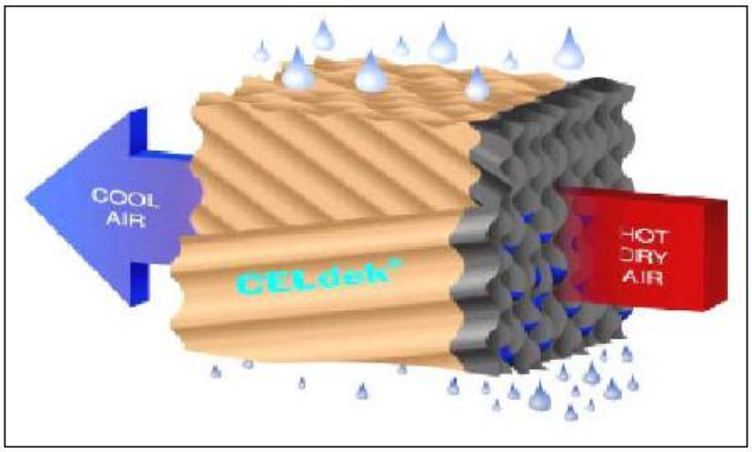
۴- روش مدیا (کولرهای محیطی)

استفاده از روش‌های تبخیری سنتی به منظور خنک‌کاری هوای ورودی به توربین‌گاز یکی از ساده‌ترین روش‌های موجود برای افزایش توان تولیدی توربین‌گاز می‌باشند. اساس کار کولرهای محیطی، فرایند طبیعی تبخیر می‌باشد. در این سیستم از یک محیط متخلخل لانه زنبوری از جنس سلولز استفاده می‌شود. زمانی که هوا از محیط متخلخل عبور می‌کند آب از سطح محیط تبخیر شده و انرژی مورد نیاز خود برای تبخیر را از هوای ورودی به کمپرسور گرفته و باعث خنک شدن آن می‌گردد. هوای ورودی پس از عبور از محیط متخلخل به دمای حباب تر نزدیک شده و وارد کمپرسور می شود. می توان در شکل (۱) یک مجموعه از صفحات سلولزی در کنار یکدیگر که در سیستم مدیا به کار رفته است را مشاهده نمود.

از نظر افزایش توان؛ دو روش فاگ (مه پاشی) و مدیا (کولر تبخیری) با محدودیت ترمودینامیکی مواجه هستند به همین خاطر در این دو روش نمی توان دمای هوای ورودی را به دمایی پایین تر از دمای حباب تر محیط رسانید. بنابراین، این دو روش در مناطقی که رطوبت نسبی بالایی دارند کارایی ندارند.

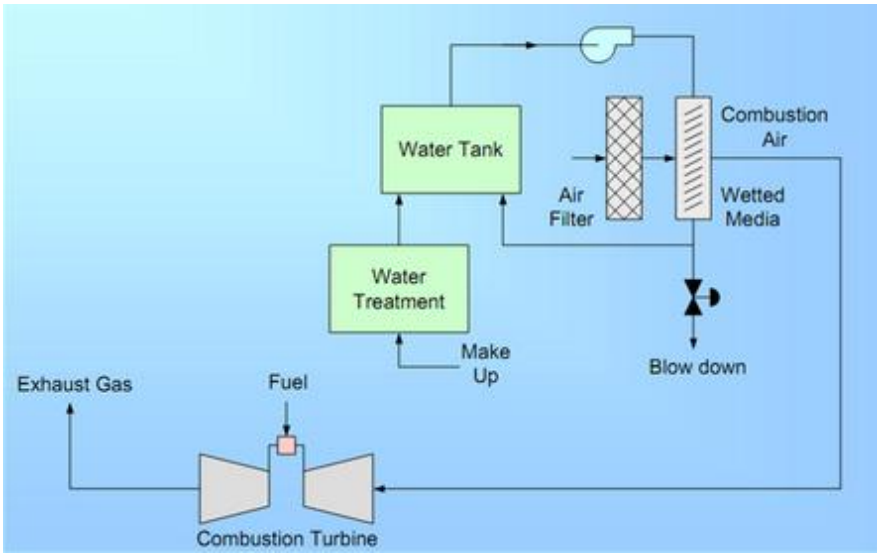
www.SID.ir

Archive of SID



شکل (۱) یک مجموعه از صفحات سلولزی در کنار یکدیگر

شکل (۲) شماتیکی از سیکل کاری خنک‌کاری هوای ورودی به روش مدیا می‌باشد. در این سیستم هوا پس از عبور از فیلترهای موجود در ورودی کمپرسور که کار آن ها گرفتن ریزگردهای هوا است وارد سیستم مدیا می شود. سیستم مدیا به طور کلی همانطور که گفته شد از یک محیط متخلخل، پمپ و تانک ذخیره ی آب ساخته شده است. پمپ، آب موجود در تانک را بر روی پکینگ ها و یا همان محیط متخلخل ریخته تا سطح محیط متخلخل مرطوب گردد. این امر موجب شده تا هوای گرم با تماس مستقیم با آب که توسط محیط متخلخل بیشتر هم شده است خنک شود. نحوی خنک‌کاری سیستم تبخیری بدین صورت می‌باشد که هوا موجب تبخیر شدن آب می‌شود فرآیند تبخیر یک فرایند گرماگیر است در نتیجه آب برای تبخیر شدن انرژی مورد نیاز خود را از هوا دریافت می کند. همچنین به دلیل کمبود رطوبت در هوا انتقال جرم آب به داخل هوا نیز زیاد می‌باشد که این دو پدیده موجب می‌شود به ترتیب دمای هوا کاهش و آب تبخیر شده وارد هوا شود. در این روند هم چگالی هوای ورودی به کمپرسور افزایش می‌یابد و هم به مقدار دبی جرمی هوا افزوده شده است.



شکل (۲) شماتیکی از نحوه‌ی عملکرد سیستم مدیا بر روی توربین گاز

www.SID.ir

Archive of SID

شایان ذکر است آبی که در این فرآیند باید از آن استفاده شود آبی با خلوص مناسب است که موجب رسوب نمک بر روی پکینگ ها نشود و در طول زمان موجبات خرابی سیستم را به وجود نیاورد برای همین قبل از تانک آب در مخزنی سختی زدایی و خالص سازی نسبی می‌شود. دمای هوای ورودی و دانسیته به‌طور مستقیم بر عملکرد توربین گاز اثر می‌گذارد، گرم و خشک بودن دمای هوای ورودی باعث پایین آمدن راندمان می‌شود. با استفاده از کولر تبخیری راندمان اصلاح می‌شود و خروجی توربین به‌طور خطی با دمای رابطه‌ی معکوس دارد. کولر تبخیری به هوزینگ توربین متصل می‌شود و هوا با عبور از کولر های تبخیری خنک می شود در نتیجه دبی هوای ورودی به کمپرسور زیاد می شود.

با استفاده از فنّاوری کولر تبخیری، راندمان اشباع به ۹۵٪ می‌رسد. زمان برگشت سرمایه در نصب کولر تبخیری بسیار سریع است. در مناطق گرم و خشک شمال غربی امریکا حدود ۶ ماه و در مناطق با رطوبت بالا ۳ تا ۴ سال می‌باشد. با استفاده از کولر تبخیری دمای حباب خشک در طول تبخیر آب کاهش می‌یابد که نتیجه‌ی آن کاهش اثر دما بدون سطح رطوبت نسبی می‌باشد[۴].

۵- الگوریتم ژنتیک

قبل از تشریح راه حل و ارائه نتایج، بهتر است الگوریتم بهینه سازی مورد استفاده، مرور مختصری شود [۷]. الگوریتم ژنتیک، تکنیک بهینه سازی عمومی است که برای جستجو در فضاهای پاسخ مغشوش که نقاط اکسترمم محلی بسیار دارند مورد استفاده قرار می گیرد. استفاده از الگوریتم ژنتیک این قدرت را به ما می دهد تا در پدیده های پیچیده سیالاتی که در آنها تعداد متغیرهای طراحی زیاد بوده و تابع یا توابع ریاضی مشخصی بین متغیرهای طراحی و تابع هدف (متغیرهای وابسته) وجود ندارند، بتوانیم مسایل بهینه سازی و جستجوی نقاط بهینه سیستم را مورد مطالعه قرار دهیم. کدهای عددی نمونه ای از این نوع مسایل هستندکه در آنها نگاشت مستقیمی بین متغیرهای طراحی و تابع هدف وجود ندارد. الگوریتم ژنتیک در اولین گام یک جمعیت اولیه (Npop) از متغیرهای طراحی را بصورت کاملا تصادفی در محدوده مجاز آنها تولید و مقادیر تابع هدف را به ازای این جمعیت محاسبه می نماید. این جمعیت شامل Npop مجموعه بفرم {A,B,C,D} می باشد. اعضای این مجموعه معمولاً بین ۲۰ تا ۱۰۰ عضو می باشند. پس از محاسبه مقادیر تابع هدف به ازای این جمعیت اولیه، جمعیت نسل بعدی با استفاده از الگوریتم ژنتیک تولید می شود. الگوریتم ژنتیک یک نرم افزار جهت رسیدن به تکامل است که اعضا در این تکامل در طول چند میکرو ثانیه متولد می شوند، جفت گیری می کنند و می میرند.

پارامترهایی که در این الگوریتم از اهمیت بیشتری برخوردارند عبارتند از :

اندازه جمعیت (Population Size)

تعداد تولید نسل (Generation)

احتمال تقاطع (Crossover Probability)

احتمال جهش (Mutation Probability)

نحوه انتخاب (Selection Strategy)

عملگر انتخاب در واقع انتخاب اعضایی از جمعیت موجود جهت تولید جمعیت جدید است. معیار اصلی در این انتخاب مقدار برازندگی هر عضو می باشد. هر عضوی که برازندگی بالاتری داشته باشد، احتمال بیشتری برای انتخاب دارد.

در این روش احتمال انتخاب بصورت زیر برای هر عضو محاسبه می شود :

$$P_i = \frac{f_i}{\sum_{j=1}^{popsize} f_i}$$

www.SID.ir

Archive of SID

که f_i مقدار برازندگی برای عضو i می باشد

تولید نسل جدید تحت اعمال دو عملگر تقاطع با احتمال p_c و جهش با احتمال p_m انجام می گیرد.

بطور کلی اگر اندازه جمعیتها کوچک انتخاب شوند در این صورت الگوریتم تعداد نمونه های کافی برای انجام محاسبات را در اختیار ندارد و احتمال آنکه در یک بهینه نسبی گرفتار شود بسیار زیاد می شود. از طرف دیگر با افزایش تعداد افراد یک جمعیت حجم محاسبات در طول یک نسل بالا رفته و سرعت همگرایی را کاهش می دهد. ار آنجائیکه انتخاب بر مبنای قوانین احتمال صورت می گیرد هیچ تضمینی برای بهتر بودن جواب در نسل جدید وجود ندارد، زیرا ممکن است حالتی پیش آید که بهترین عضو نسل گذشته حذف گردد. این امر ممکن است باعث دور شدن از جواب شده و مساله واگرا شود. برای جلوگیری از این امر آقای کّلیی در سال ۱۹۹۹ پیشنهاد داد که عضوی از هر نسل که دارای ماکزیمم مقدار برازندگی است، بدون اعمال عملگرها و بدون تغییر، به نسل دیگر منتقل شود. این مکانیزم، مکانیزم انتخاب نخبگان نامیده شده و سبب افزایش قابل توجهی در سرعت همگرایی مساله می گردد.

به هر حال اگر چه هیچ مجموعه طلایی جهت پارامترهای الگوریتم ژنتیک وجود ندارد که در همه مسایل کاربرد یکسانی داشته باشد اما محققین مختلفی با تحقیق بر روی این مساله محدوده هایی را معرفی کرده اند که پاسخ نسبتا بهتری را می توان بدست آورد. جدول (۱) پارامترهای الگوریتم را برای این تحقیق نشان می دهد.

جدول ۱- مقادیر انتخاب شده برای مشخصه های الگوریتم ژنتیک

مقادیر انتخاب شده	مشخصه های الگوریتم
۴۰	اندازه جمعیت
۲۰۰	تعداد تولید نسل
۰/۸	احتمال تقاطع
۰/۰۰۲	احتمال جهش

تابع هدف

برای یک سیستم طرحهای مختلفی می تواند قبول باشند که بعضی از آنها از بقیه بهترند. معیار مقایسه این طرحها، باید یک تابع اسکالر باشد که مقدارعددی آن را بتوان با مشخص کردن متغیرهای طراحی محاسبه نمود. چنین معیاری برای یک مساله طراحی، تابع هدف نامیده می شود. تابع هدف، محدوده مجاز متغیرهای طراحی و قیود طراحی، عناصر اصلی هر مساله بهینه سازی بوده و تعیین آنها جزء اصلی مساله می باشد.

در این بهینه سازی، هدف و تعین توابع هدف به منظور کاهش دبی آب مصرفی و افزایش راندمان حرارتی سیکل است. در تعیین توابع هدف باید خاطر نشان کرد که راندمان حرارتی با توجه به در برداشتن تقابل بین دبی سوخت و توان خالص تولیدی، اهداف ما را در بهبود عملکرد سیستم ارضاء می نماید. این در حالی است که انتخاب این تابع نسبت به تابع افزایش توان، کلی تر است و همه جنبه های سیستم را شامل می شود.تابع دیگر کاهش دبی آب مصرفی و مساحت پکینگ می باشدو به دلیل محدودیت های شدید در بهره مندی از آب در کشور ایران و همچنین کاهش هزینه ها این تابع انتخاب شده است، که برای کاهش آن حاصلضرب این مقادیر در نظر گرفته شده است.در نتیجه می توان توابع هدف را به صورت زیر تعریف نمود:

$$Object\,(1) = -\eta_{The}$$

$$Object\,(2) = \dot{m}_{Eva} \times H_{Packing}$$

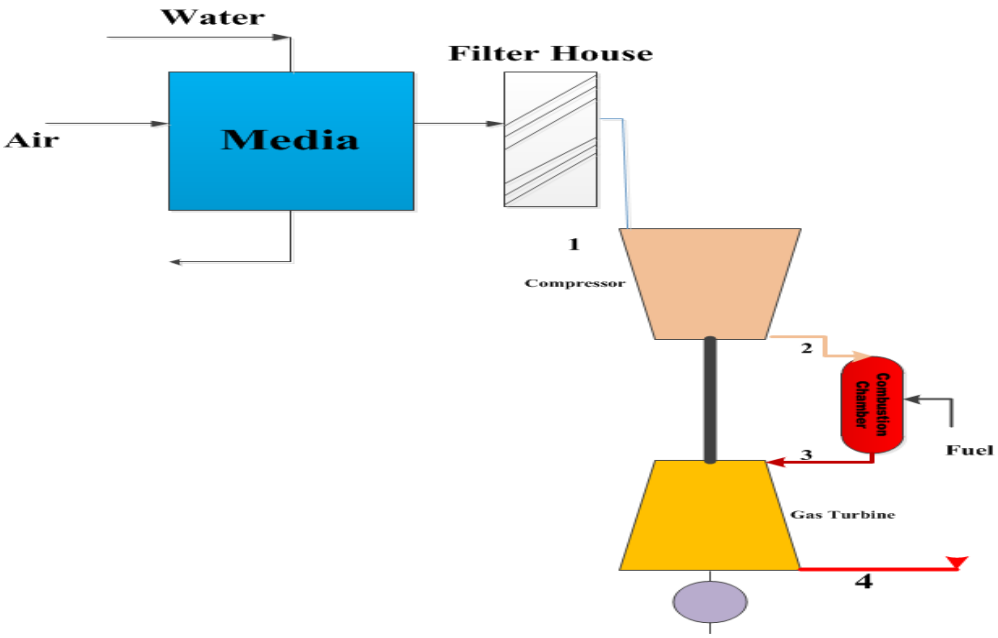
www.SID.ir

Archive of SID

در توابع بالا، η_{The} راندمان حرارتی سیکل، H_{Paking} ارتفاع پکینگ و $\dot{m}_{Eva}$ دبی آب تبخیری است.
الگوریتم ژنتیک بر اساس مینیمم کردن تابع عمل می کند در نتیجه هر تابعی که بخواهد ماکسیمم شود باید در یک منفی ضرب شود.

٦ـ معادلات حاکم

شکل (۳)نمونه‌ای از سیکل توربین گاز با خنک‌کاری هوای ورودی با استفاده از روش مدیا می‌باشد.



شکل (۳) شماتیکی از سیکل توربین گاز همراه با خنک سازی هوای ورودی به روش مدیا

در این شکل، هوا هنگام عبور از پکینگ ها، توسط آبی که بر روی پکینگ‌ها قرار می‌گیرد، سرد شده و وارد سیکل می‌شود. پس از افزایش فشار در کمپرسور وارد اتاق احتراق شده و با پاشش سوخت و انجام عمل احتراق دما افزایش می‌یابد و سپس محصولات احتراق وارد توربین‌گاز می‌شود و پس از تولید توان و کاهش دمای گازهای حاصل از احتراق از اگزوز توربین خارج و به اتمسفر فرستاده می‌شود.

کمپرسور

کمپرسور مورد بررسی دارای نسبت فشار (r) ۱۲ بار می‌باشد و راندمان آیزنتروپیک (η_{AC}) آن برابر ۸۵ درصد می‌باشد. ثابت فرض شدن این مقدار تنها برای اعتبار سنجی کار با توربین V۹۴,۲ می‌باشد. نکته‌ای که باید در این معادلات توجه شود روند محاسبه‌ی کار کمپرسور است که از رابطه‌ی (۱) به دست می‌آید این رابطه برحسب آنتالپی هوا (h) نوشته‌شده است. برای محاسبه‌ی مربوط به آنتالپی و آنتروپی هر جزء هوا و محصولات احتراق از فرمول‌های (۲) و (۳) استفاده می‌شود[۸]:

$$W_{AC} = m_a(h_1 - h$$

$$h_i = \frac{10^3}{M}\left[H^+ + a\right.$$

www.SID.ir

Archive of SID

$$S_i = \frac{1}{M}[S^+ + a \ln$$

رابطه‌ی (۴) بر اساس ادغام روابط راندمان ایزنتروپیک و فرایند پلی‌تروپیک می‌باشد. همان‌طور که در این رابطه نشان داده‌شده است دمای خروجی از کمپرسور (T۲) با راندمان ایزنتروپیک کمپرسور، نسبت فشار آن و همچنین γ_a، نسبت گرمای ویژه طبق رابطه‌ی(۵) تعریف می‌شود.

$$T_2 = T_1\left(1 + \left(\frac{1}{\eta_A}\right.\right.$$

$$\gamma_a = \frac{C_{p_a}}{C_{v_a}}$$

محفظه احتراق

سوخت مورد نظر گاز طبیعی می‌باشد. که در مدل‌سازی محفظه‌ی احتراق دبی سوخت مجهول است، در نتیجه می‌توان با استفاده از معادله‌ی احتراق و همچنین قانون اول ترمودینامیک مقدار دبی سوخت را به دست آورد. بدین منظور مجهول معادلات، برای راحت‌تر شدن حل آن‌ها، مقدار λ (نسبت هوا به سوخت) می‌باشد.

$$\bar{\lambda} = \frac{x_{O_2}\Delta h_{o_2} + x_{N_2}\Delta h_{N_2} + x_{CO_2}\Delta h_{CO_2} + x_{H_2O}\left(h_{H_2O,T_3} - h_{H_2O,T_2}\right)}{h_f + xh_{O_2,T_3} + {yh_{O_2,T_3}}/{4} - xh_{CO_2,T_3} - {yh_{H_2O,T_3}}/{2}} = \frac{\dot{m}_f}{\dot{m}_{air}} \times \frac{M_{air}}{M_f} \qquad (6)$$

در این رابطه Δh_i برابر $h_{i,T_3} - h_{i,T_2}$ است (یعنی اختلاف آنتالپی جزء iام در دمای خروجی و دمای ورودی). در رابطه‌ی (۶)، x و y به ترتیب مقدار کربن و هیدروژن در سوخت است همچنین در این رابطه M جرم مولی می‌باشد.

توربین

با توجه به قانون اول ترمودینامیک می‌توان توان توربین را از رابطه‌ی زیر محاسبه نمود

$$m_g h_3 = W_{\dot{G}T} + m$$

رابطه‌ی (۸) بر اساس ادغام روابط پلی تروپیک و راندمان توربین‌گاز به‌دست‌آمده است. باید توجه داشت درصورتی‌که افت فشار در اتاق احتراق صفر در نظر گرفته شود نسبت روبه‌رو $\left(\frac{P_3}{P_4}\right)$ برابر همان نسبت فشار کمپرسور خواهد بود.

$$T_4 = T_3\left(1 - \eta_{GT}\right.$$

درنهایت کار خروجی کل سیکل گاز برابر است با:

$$W_{\dot{N}et} = W_{\dot{G}T} - W$$

www.SID.ir

Archive of SID

سیستم خنک کننده تبخیری

با توجه به در نظر گفتن سیستم تبخیری به عنوان یک حجم کنترل می‌توان روابط انتقال حرارت برای این سیستم را به صورت زیر بیان نمود[۹]:

$$\begin{cases} \dot{Q}_{water} - \dot{Q}_{air} = 0 \\ \dot{Q}_{air} - \dot{Q}_{humidifier} = 0 \\ \dot{m}_{Eva} - \dot{m}_{air}\left(\omega_{out} - \omega_{in}\right) = 0 \end{cases} \qquad (۱۰)$$

رابطه‌ی (۱۰) بیان کننده‌ی بالانس انتقال حرارت و جرم بین آب و هوا بدون در نظر گرفتن تلفات می‌باشد. در روابط بالا Q مشخص کننده‌ی نرخ انتقال حرارت، $\dot{m}_{Eva}$ مقدار آب تبخیر شده و ω نسبت جرمی آب به هوا می‌باشد که به صورت زیر باید محاسبه شود[۹].

$$\omega = -0.077 + 7.06\times10^{-3}T - 1.85\times10^{-4}T^{2} + 2.19\times10^{-6}T^{3} \qquad (۱۱)$$

و هر کدام از پارامترهای معادله ی(۱۰) به صورت معادلات (۱۲)، (۱۳) و (۱۴) تعریف می‌شوند[۹]:

$$\dot{Q}_{water} = \dot{m}_{water} Cp_{w} T_{w,in} - \left(\dot{m}_{water} - \dot{m}_{Eva}\right) T_{w,out} \qquad (۱۲)$$

$$\dot{Q}_{air} = \dot{m}_{air}\left(h_{a,out} - h_{a,in}\right) \qquad (۱۳)$$

که در این رابطه h آنتالپی مربوط به هوا می‌باشد[۹].

$$\dot{Q}_{humidifier} = K_{humid}\, a_{humid}\, V \cdot \left[\frac{\left(h_{w,in} - h_{a,out}\right) - \left(h_{w,out} - h_{a,in}\right)}{\ln\left(\frac{h_{w,in} - h_{a,out}}{h_{w,out} - h_{a,in}}\right)}\right] \qquad (۱۴)$$

همان‌طور که از رابطه‌ی (۱۰) مشخص است عاملی که باعث انتقال حرارت در روش تبخیر می‌شود اختلاف غلظت آب می‌باشد و این اختلاف خود را در آنتالپی هوای مرطوب و آب نشان می‌دهد که عامل اصلی برای انتقال حرارت است. ضریب $K_{humid}\, a_{humid}\, V$ وابسته به نوع پکینگ می‌باشد. پارامتر K میزان ضریب انتقال جرم، a میزان مساحت پکینگ در کل حجم مبدل و V حجم کل کولر تبخیری می‌باشد حاصل ضریب این پارامترها به صورت تجربی و بر اساس تجربی به دست می‌آیند و به صورت معادله‌ی کلی زیر بیان می‌شوند[۹]:

$$\frac{K_{humid}\, a_{humid}\, V}{L} = C\left(\frac{L}{G}\right)^{n} \qquad (۱۵)$$

که در این روابط L همان دبی جرمی آب تقسیم بر حسب سطح مقطع کولر و G نیز دبی جرمی گاز تقسیم بر حسب سطح مقطع کولر تبخیری تعریف می‌شوند. در این رابطه پارامتر c و n به صورت تجربی تعیین می‌شوند. که در این مقاله c=۰,۵۲، n=-۰,۱۶ و L/G=۱ در نظر گرفته شده است [۹].

www.SID.ir

Archive of SID

مشخصه پکینگ

مشخصه‌ی هر پکینگ به‌صورت KaV تابعی از مقدار آب L و میزان هوا G به قرار زیر است:

$$\frac{K_x aV}{L} = C\left(\frac{L}{G}\right)^{-n} \qquad (۱۶)$$

مقدار لگاریتمی خط راستی با شیب n– می‌شود چون V حجم پکینگ در m۳/m۲ واحد سطح است بنابراین می‌توان معادله را به‌صورت زیر بازنویسی نمود:

$$\frac{K_x az}{L} = C\left(\frac{L}{G}\right)^{-n} \qquad (۱۷)$$

برای L/G=۱ مقدار KaV/L=c می‌شود. هر چه مقدار عمق پکینگ اضافه شود به همان نسبت c اضافه می‌شود
در مشخصه پکینگ KaV/L=c(L/G)-n ضرایب برای هر پکینگ از طریق آزمایش به دست می‌آید. بدین طریق که با در نظر گرفتن یک مقدار برای (L/G) سیستم را که پکینگ مزبور در آن قرار داده‌شده مورد آزمایش قرار داده و با اندازه‌گیری مقادیر دمای مرطوب از طریق محاسبه به روش عددی و یا به روش استفاده از منحنی‌های (Gary Williamson) مقدار KaV/L محاسبه کرده و با تغییر مقدار L/G و به دست آوردن چند نقطه می‌توان با رسم KaV/L برحسب (L/G) در مقیاس لگاریتمی ضرایب ثابت n و c را پیدا نمود.

متغیرهای تصمیم گیری

متغیر های تصمیم گیری پارامترهای طراحی هستند که البته ممکن است در روش‌های بهینه‌سازی متفاوت باشد. این متغیرها هر یک به‌طور معمول باید در محدوده‌ی معقولی قرارداشته باشند این محدوده ها در جدول (۱) داده شده اند. افزایش ارتفاع پکینگ و پارامتر n موجب افزایش افت فشار ورودی در کمپرسور می شود و این امر کارایی سیستم را کاهش می دهد. نسبت L/G بر اساس مرجع مورد نظر انتخاب شده است.

جدول (۱) محدوده ی متغیرهای تصمیم گیری [۹،۱۰]

پارامتر	Lower bound	Upper bound
پارامتر C	۰,۱	۲
پارامتر n	۰,۱	۱
نسبت L/G	۰,۵	۲
ارتفاع پکینگ (m)	۳	۸

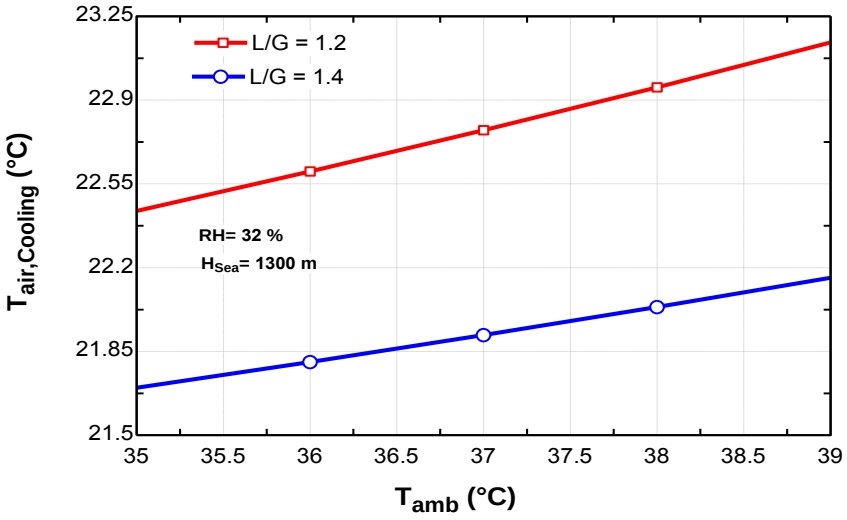
۷ـ نتایج

در این بهینه سازی، هدف کاهش دبی آب مصرفی و افزایش راندمان حرارتی سیکل است. که با استفاده از معادلات موجود و متغیرهای تصمیم گیری جدول (۱) توسط نرم افزار متلب والگوریتم ژنتیک که در باکس متلب موجود است، نتایج ذیل بدست آمده است.

در مبدل تبخیری حداقل دمای دست رسی وابسته به نسبت L/G و دمای حباب تر است. با افزایش این نسبت مشاهده می شود که مقدار دمای هوای ورودی به کمپرسور کاهش یافته که این امر موجب افزایش تلفات آب در سیستم می‌شود. شکل(۴)

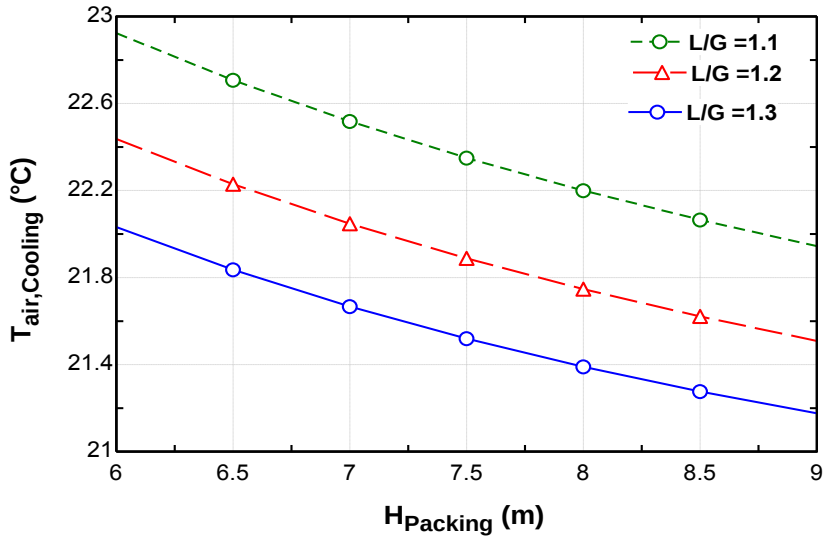
www.SID.ir

Archive of SID



شکل (۴) تغییرات دمای هوای خنک شده بر حسب نسبت L/G و دمای هوای محیط

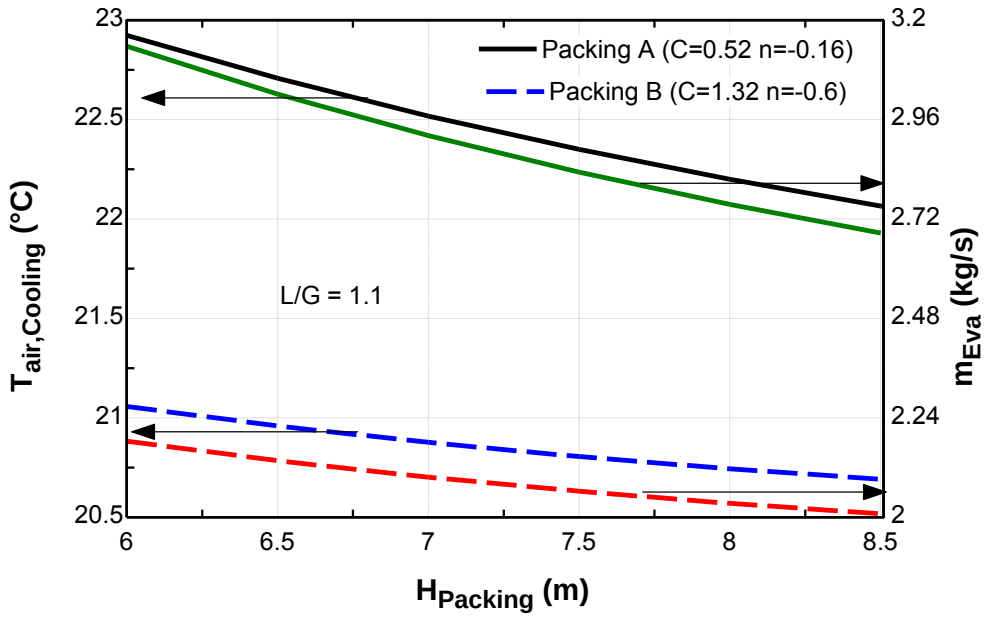
هر چه مقدار نسبت L/G کاهش یابد در نتیجه به دبی آب تبخیری کمتری نیاز می‌شود. شکل (۵) نشان می‌دهد که افزایش این نسبت موجب کاهش دمای هوای خنک شده برای ورودی به کمپرسور می‌شود. با تغییر ۰/۲ در این نسبت تغییرات دمایی تقریبا برابر ۱ درجه سانتی گراد است. همچنین در این شکل مشاهده می‌شود با استفاده از افزایش ارتفاع پکینگ‌ها می‌توان به دمای کمتری دست یافت ولی این پارامتر وابسته با دهانه‌ی ورودی کمپرسور و همچنین محدودیت‌های موجود در نصب می باشد. افزایش ارتفاع به گونه‌ای نشان دهنده‌ی افزایش مساحت در مبدل حرارتی است. در نتیجه کاهش دما در این حالت به واسطه‌ی افزایش سطوح حرارتی و همچنین افزایش هزینه‌ها است زیرا باید تعداد پکینگ‌های بیشتری نصب گردد تا مساحت افزایش یابد.



شکل (۵) تغییرات دمای هوای خنک شده بر حسب نسبت L/G و ارتفاع پکینگ

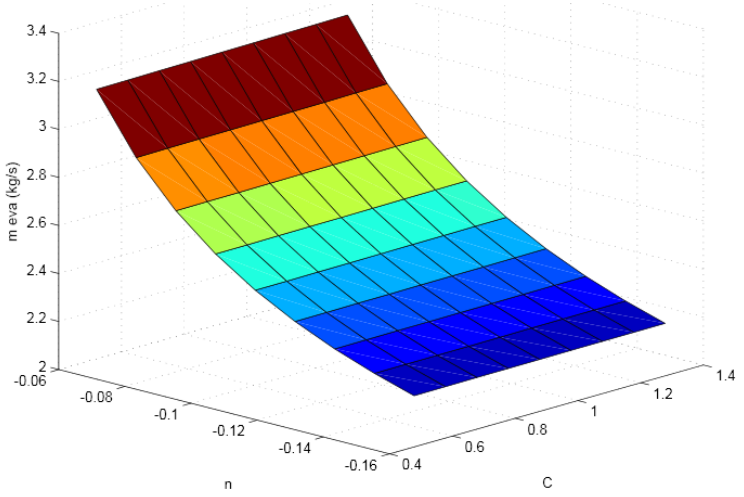
www.SID.ir

Archive of SID



شکل (۶) تغییرات دمای هوای خنک شده بر حسب تغییر نوع پکینگ و ارتفاع آن

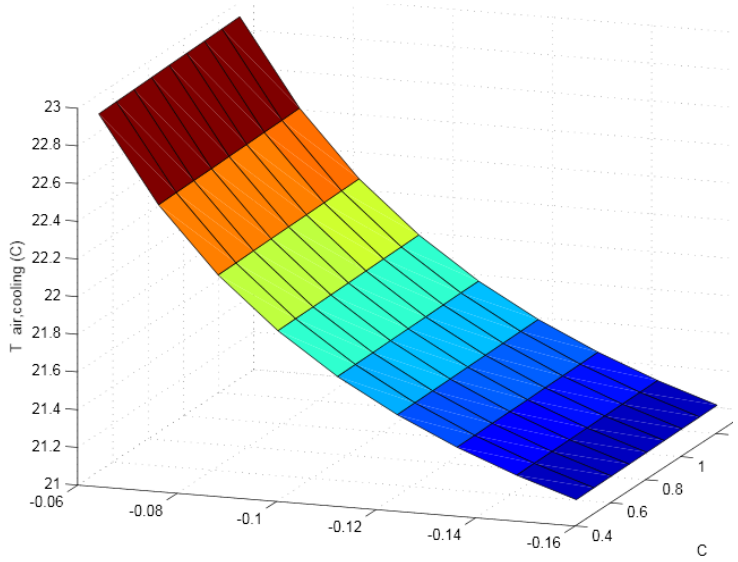
با توجه به نتیجه‌ی گرفته شده از شکل (۶) در این قسمت دو مشخصه‌ی اصلی پکینگ یعنی n و c تغییر می‌یابد و تأثیر آن‌ها بر روی پارامترهای سیکل توربین‌گاز بررسی می‌شود. با توجه به دو مشخصه‌ی اصلی پکینگ در رنج‌هایی که بر اساس دو نوع پکینگ یافت شده تغیر یافته می‌توان تأثیر آن‌ها را بر روی دبی تبخیر شده سیستم مشاهده نمود. دبی تبخیری از آن جهت مورد اهمیت می‌باشد که مشخص کننده‌ی آبی است که باید در هر ثانیه به سیستم اضافه شود و هر چه این مقدار کمتر شود می‌توان در مصرف آب صرفه جویی نمود.



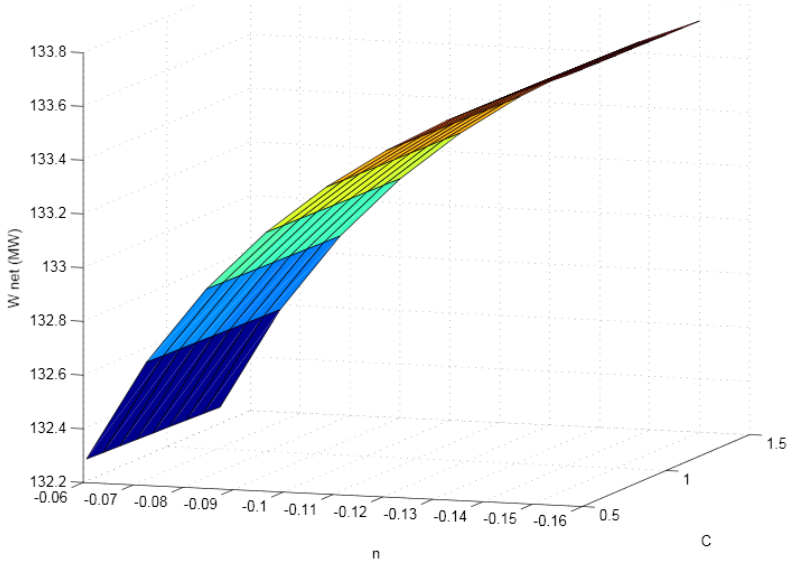
شکل (۷) تغییرات مشخصه‌های نوع پکینگ بر حسب دبی آب تبخیری شده

www.SID.ir

Archive of SID



شکل (۸) تغییرات مشخصه‌های نوع پکینگ بر حسب دمای هوای خنک شده



شکل (۹) تغییرات مشخصه‌های نوع پکینگ بر حسب توان تولیدی سیکل

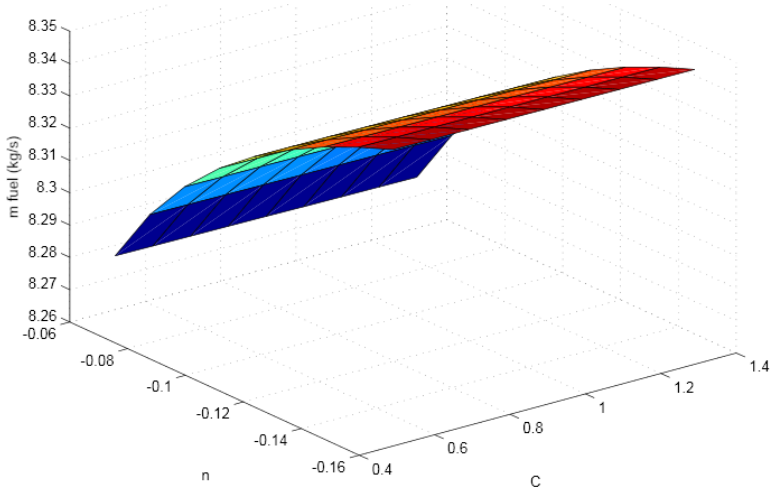
در این بررسی که در شکل (۷) نتایج آن نشان داده شده است. می‌توان دریافت که مشخصه‌ی c در یک ارتفاع ثابت بر روی دبی آب تبخیر شده تأثیر نداشته و تنها عامل پارامتر n می‌باشد که با کاهش آن مقداری دبی تبخیری کاهش یافته است.

www.SID.ir

Archive of SID

کاهش دبی تبخیر شده موجب کاهش دمای هوای ورودی به کمپرسور می‌شود که در شکل (۸) نشان داده شده است. کاهش دمای ورودی به کمپرسور نیز همان طور که در شکل (۹) نشان داده شده است توان خالص سیکل را افزایش داده است.
نکته‌ی جالب توجه در این بررسی افزایش توان و افزایش دبی سوخت مصرفی در نیروگاه می‌باشد. افزایش دبی سوخت که در شکل (۱۰) نشان داده شده است به واسطه‌ی کاهش دمای هوای ورودی به محفظه‌ی احتراق می‌باشد با توجه به رابطه‌ی (۴) در نسبت فشار ثابت کمپرسور با کاهش دمای هوای ورودی به آن (T۱) دمای هوای خروجی از کمپرسور (T۲) نیز کاهش می‌یابد در نتیجه با توجه به روابط (۶) دبی سوخت مصرفی افزایش خواهد یافت. در محاسبه‌ی راندمان سیکل توربین‌گاز به همراه خنک‌کاری هوای ورودی سه پارامتر به شدت در تقابل با یکدیگر می‌باشند اول دبی هوای ورودی به کمپرسور، دوم دبی سوخت مصرفی و سوم توان خالص تولیدی.

با استفاده از خنک‌کاری چگالی هوا افزایش می‌یابد و این افزایش به واسطه‌ی رابطه‌ی مقابل $\dot{m}_{air} = \rho(VA)_{Const}$ دبی جرمی هوا را افزایش می‌دهد. خنک‌کاری هوای ورودی کار مصرفی کمپرسور را کاهش می‌دهد، افزایش رطوبت نسبی موجب کاهش دبی آب تبخیری شده و این عامل نیز در شکل (۱۱) عامل کاهش توان مصرفی کمپرسور در رطوبت نسبی بالاتر است. کاهش دمای ورودی به اتاق احتراق و افزایش دبی جرمی هوای ورودی نسبت به حالت طراحی، دبی سوخت مصرفی را افزایش خواهد داد.

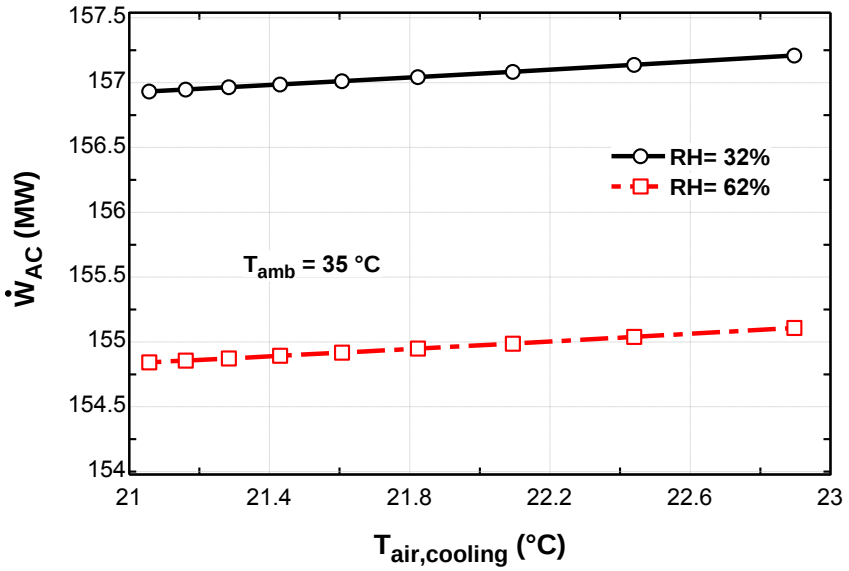


شکل (۱۰) تغییرات مشخصه‌های نوع پکینگ بر حسب توان دبی سوخت

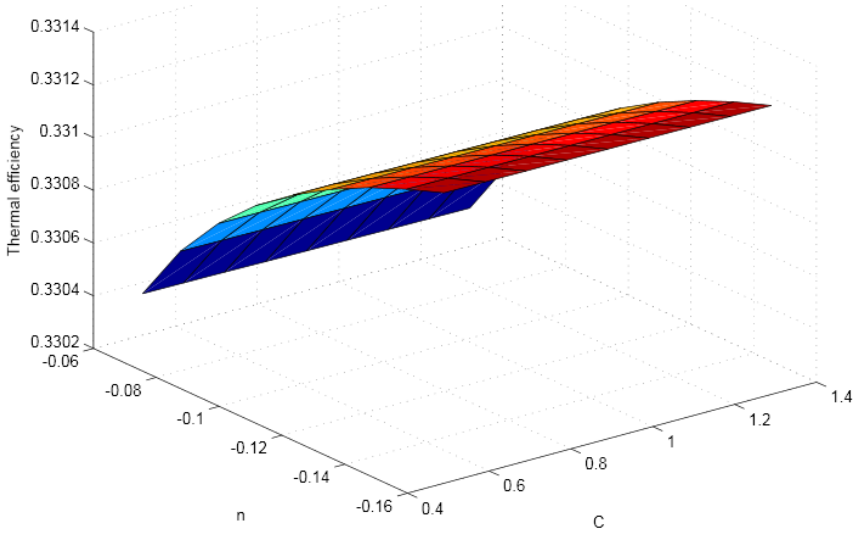
در قسمت توربین گاز نیز تنها تفاوت افزایش دبی جرمی گازهای ورودی می‌باشد که این امر افزایش توان توربین گاز را به همراه خواهد داشت. تقابل این سه عامل بر روی راندمان حرارتی سیکل به صورت شکل (۱۲) نشان داده شده است. تقابل بین افزایش دبی سوخت و افزایش توان تولیدی راندمان کل سیکل را افزایش می‌دهد.

www.SID.ir

Archive of SID



شکل (۱۱) تغییر کار کمپرسور بر حسب دمای هوای ورودی خنک کاری شده و تغییرات رطوبت نسبی هوای ورودی

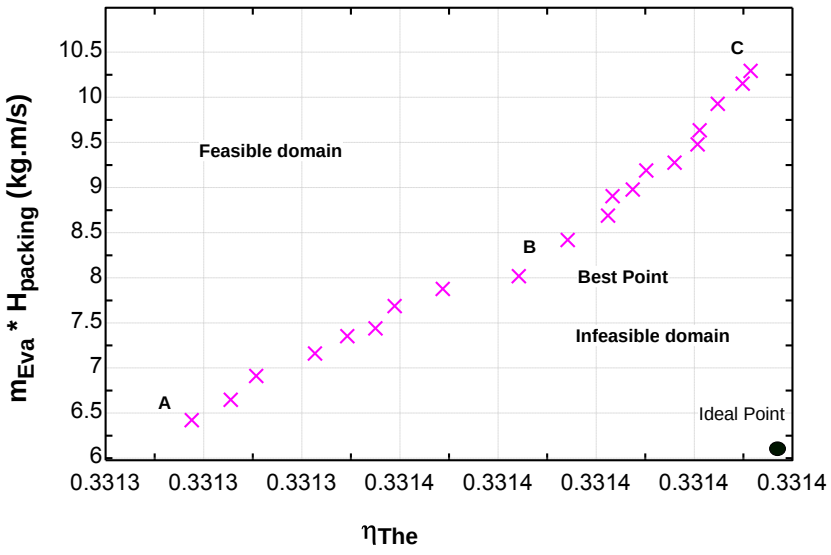


شکل (۱۲) تغییرات مشخصه‌های نوع پکینگ بر حسب راندمان الکتریکی (راندمان حرارتی) سیکل

تنها نکته‌ای که باید در این بهینه‌سازی بدان اشاره نمود عدم دسترسی به اطلاعات فنی پکینگ‌های مختلف است در همین راستا طیف پیوسته‌ای از بازه برای پارامترهای n و c در نظر گرفته می‌شود که با یافتن مقدار بهینه‌ی آن‌ها، اطلاعات فنی هر پکینگی که به ارزش پارامترهای بهینه نزدیک‌تر باشد انتخاب خواهد شد.

www.SID.ir

Archive of SID



شکل (۱۳) منحنی پرتو حاصل از بهینه سازی سیستم مدیا توربین گاز V۹۴,۲

شکل (۱۳) منحنی حاصل از بهینه سازی را نشان می‌دهدکه خروجی نرم افزار MATLAB است که معرف نقاط بهینه‌ی سیکل می‌باشد.نقاط بهینه بر روی جبه ای قرار می گیرند که جبه‌ی پرتو نام دارد. جبه‌ی پرتو منحنی و یا سطحی است که مرز بین امکان و عدم امکان را مشخص می‌کند. در این شکل نقطه‌ی (۶ ,۰,۳۳۱۴) نقطه‌ی ایده‌آل سیکل است که دسترسی به آن غیر ممکن است. هر نقطه از این منحنی که به نقطه‌ی ایده‌آل نزدیک‌تر باشد بهترین نقطه از بین نقاط دیگر می‌باشد. در شکل (۱۳) سه نقطه A ، B و C مشخص شده‌اند که در جدول (۲) به بررسی پارامترهای بهینه و توابع هدف می‌پردازد.

جدول (۲) پارامترهای بهینه یافت شده در سه نقطه‌ی منحنی پرتو

پارامتر	A	B	C
پارامتر C	۱,۹٦٤۳	۱,۹٤۹	۱,۹٤۲۱
پارامتر n	۰,۱۲۷٦	۰,۲۱٦	۰,۲۸۳
نسبت L/G	۱,۲٤	۱,۱۹	۱,۱٦۸
ارتفاع پکینگ (m)	۳,۰۰	۳,۸۷	٤,۳٤
دبی آب تبخیر شده (kg/s)	۲,۱۳٤	۲,۰٦۹	۲,۰۵۰
راندمان حرارتی سیکل (٪)	۳۳,۱۳	۳۳,۱٤	۳۳,۱٤
دبی سوخت مصرفی (kg/s)	۸,۳۵۳	۸,۳۵۸	۸,۳٦۰
دمای هوای ورودی به کمپرسور (C°)	۲۰,۹۵	۲۰,۸۱	۲۰,۷۸۰
توان خالص تولیدی (MW)	۱۳۳,۸۷۹	۱۳۳,۹۹	۱۳٤,۰۲۵

www.SID.ir

Archive of SID

با توجه به نتایج یافت شده مشاهده می‌شود هر چه ارتفاع پکینگ (مساحت) توسط الگوریتم ژنتیک افزایش بیابد از دبی آب جبرانی (آب تبخیر شده) کاسته می‌شود الگوریتم ژنتیک با توجه به پارامترهایی که در اختبار آن قرار داده شده است به گونه ای به تغییر آن‌ها پرداخته که بین مقدار دبی آب، دبی سوخت، توان خالص تولیدی و ارتفاع، تعادلی نسبی مشاهده می‌شود.

جمع بندی نتایج

در خنک کاری هوای ورودی به کمپرسور با توجه به انتخاب بهینه n و c و همچنین نسبت L/G و ارتفاع پکینگ می‌توان، توان تولیدی سیکل نیروگاه گازی را در دمای ۳۵ درجه سانتی گراد از ۱۱۷ مگاوات به ۱۳۳/۹۹ مگاوات در حالت بهینه رسانید.
دبی آب مصرفی در حالت استفاده از Packing B که از Packing نوع A شرایط مطلوب‌تری را دارد در ارتفاع ۳/۸۷ متر (مطابق با حالت بهینه‌ی یافت شده – مقایسه در شرایط یکسان) برابر ۲/۸۶ کیلوگرم بر ثانیه می‌باشد که در حالت طراحی بهینه این مقدار به ۲/۰۶ کیلوگرم بر ثانیه کاهش یافته است. در حالت طراحی دبی سوخت و راندمان حرارتی به ترتیب برابر ۷/۵۹ کیلوگرم بر ثانیه و ۳۲/۶ درصد بود که در حالت بهینه این مقادیر به ۸/۳۵ کیلوگرم بر ثانیه و ۳۳/۱۴ درصد رسیده‌اند.
با توجه به مدل‌سازی توربین گاز در صورتی که در دمای محیط ۳۵ درجه بدون خنک‌کاری هوای ورودی دبی سوختی مطابق با همین مقدار بهینه یافت شده یعنی ۸/۳۵ کیلوگرم بر ثانیه به توربین گاز تزریق شود دمای ورودی به توربین برابر ۱۱۵۷ درجه سانتی گراد خواهد شد و توان تولیدی و راندمان سیکل به ترتیب برابر ۱۳۲/۸۷ مگاوات و ۳۲/۹۴ درصد خواهد بود که در مقایسه با حالت بهینه راندمان و هم توان تولیدی خالص کمتری دارد. در یک جمع بندی کلی هر پکینگی که به نقاط یافت شده در جدول (۲) نزدیکتر باشند می‌توانند عملکرد سیستم را در نقطه ی اپتیمم خود قرار دهد.

۷ـ مراجع

[۱] Cengel, Boles, Thermodynamics an Engineering Approach Problem Solutions, -John Wiley and Sons (۲۰۰۵).
[۲] B. Dawoud a, Y.H. Zurigat, J. BortmanyThermodynamic assessment of power requirements and impact of different gas-turbine inlet air cooling techniques at two different locations in Oman, Applied Thermal Engineering ۲۵ (۲۰۰۵) ۱۵۷۹–۱۵۹۸.
[۳] R. Hosseini and A. Beshkani, Performance Improvement of Gas Turbine by Intake air Cooling Using a Media Evaporative Cooler, Energy Conversion and Management, ٤٨, ۲۰۰۷.
[٤] Mahmood Farzaneh-Gord, Mahdi Deymi-Dashtebayaz, Effect of various inlet air cooling methods on gas turbine performance, Energy ٣٦ (۲۰۱۱) ۱۱۹٦-۱۲۰٥.
[٥] E. Kakaras, A. Doukelis, S. Karellas, Compressor intake-air cooling in gas turbine plants, Energy ۲۹ (۲۰۰٤) ۲۳٤۷–۲۳٥۸.
[٦] Sepehr Sanaye, Abbasali Fardad, Masoud Mostakhdemi, Thermoeconomic optimization of an ice thermal storage system for gas turbine inlet cooling, Energy ٣٦ (۲۰۱۱) ۱۰٥۷-۱۰٦۷.
[۷] Shariat Panahi,M.," An Introduction to Genetic Algorithms, Department of Mechanical Engineering, University of Alberta, ۱۹٥٥.
[۸] A. Bejan, M.J. Moran, Thermal design and optimization, John Wiley & Sons, ۱۹۹٦.
[۹] G. B. Hill, E. J. Pring, Peter D. Osborn, BSc Eng Cooling Towers Principles and Practice, London Boston Singapore Sydney Toronto Wellington
[۱۰] Detlev Kroger-Air-cooled Heat Exchangers And Cooling Towers_ Thermal-flower Performance Evaluation And Design, Vol. ۱-Pennwell Corp (۲۰۰٤)

www.SID.ir