بررسی تاثیر روش های خنک کننده تبخیری و تبریدی بر سرمایش هوای ورودی توربین گازی

کریم مقصود[۱]، امیرحسین عتیق[۲و*]

تاریخ دریافت مقاله:
۱۳۸۹/۵/۴
تاریخ پذیرش مقاله:
۱۳۸۹/۸/۱۵

چکیده:

راندمان وتوان توربینهای گازی با افزایش دما و رطوبت هوای محیط کاهش می‌یابد، کاهش توان خروجی بویژه در فصل گرما که مصرف انرژی به حداکثر مقدار خود می‌رسد، مشکلات زیادی ایجاد می‌نماید. برای جبران این کاهش، از خنک‌کاری هوای ورودی به کمپرسور به کارمیرود. بسته به شرایط اقلیمی روشهای مختلفی برای خنک‌کاری هوا به‌کار می‌رود که به طور خلاصه شامل روشهای تبخیری، روشهای تبریدی و سیستمهای ذخیره ساز انرژی می‌باشند. پیش‌بینی عملکرد توربین گازی در شرایط خارج از نقطه طراحی (با تغییر شرایط محیطی یا سرمایش هوای ورودی)، نیازمند مدل‌سازی عملکرد تک‌تک اجزاء واحد گازی و ایجاد تطابق کاری بین اجزاء می‌باشد. در این مقاله شبیه‌سازی عملکرد توربین گازی تک محوره همراه با سرمایش هوای ورودی، بر اساس روابط ترمودینامیکی مربوط به سیکل توربین گازی بمنظور پیش بینی بتوان عملکرد توربین گازی در نقاط خارج از طرح انجام گرفته و تاثیر روشهای خنک‌کاری هوای ورودی (تبخیری و تبریدی) در شرایط اقلیمی مختلف مورد تحلیل و بررسی قرار گرفته است. نتایج مدل‌سازی توربین گازی Solar Centaur T4500 نشان می‌دهد در شرایط محیطی مردادماه شهر اهواز (متوسط دمای بیشینه ۴۸/۲°C و رطوبت نسبی ۱۳٪)، کاهش توان خروجی توربین گازی مربوطه بیش از ۲۸٪ می‌باشد. باتوجه به نتایج حاصل از بررسی تاثیر سرمایش هوا هرچه رطوبت نسبی محیط بیشتر باشد، کارائی روشهای سرمایش تبخیری کاهش یافته، بر همین اساس در مناطق گرم و مرطوب استفاده از سیستمهای تبریدی از نظر میزان افزایش توان خروجی، مناسبتر خواهد بود.

کلمات کلیدی:
توربین گازی،راندمان، سرمایش هوای ورودی، روشهای تبخیری، روشهای تبریدی

۱) عضو هیئت علمی دانشگاه شهید رجایی ، k.maghsoudi@srttu.edu
۲) دانشجوی کارشناسی ارشد دانشگاه شهید رجایی
* نویسنده مسئول، amirhosseinatigh@yahoo.com

[Downloaded from necjournals.ir on 2025-11-17]

مقدمه

توربینهـای گـازی بـه‌دلیـل کـاربرد وسـیع درصـنایع مختلـف، از اهمیـت بسـیاری برخوردارنـد. کـاربرد ایـن نـوع دسـتگاه، در سیسـتمهای مختلـف از جملـه توربوژنراتورهـا، توربوپمپهـا، توربوکمپرسـورها، موشـکهاو موتورهـای هواپیمـا بسـیار مشـهود بـوده و در حال گسترش و تکامل است.

چون توربین های گـازی مسـتقیماً از هـوای آزاد تـنفس مـی کننـد، هـر عـاملی کـه باعـث تغییـر پارامترهـای هـوا گـردد روی عملکرد توربین گازی نیز تأثیر خواهـد گذاشـت. از جملـه، درجـه حـرارت هـوای ورودی بـه کمپرسـور تـوربین هـای گـازی. هرچـه هوا گرمتر شود، چگالی آن کمتر می شـود. از آنجـایی کـه تـوربین هـای گـازی بـا دور ثابـت کـار مـی کننـد، حجـم هـوای ورودی بـه کمپرسـور آنهـا همـواره ثابـت اسـت. در نتیجـه، هرچـه هـوا گرمتـر شـود، جـرم عبـوری از مجموعـه کـاهش یافتـه و قـدرت خروجی توربین نیز که رابطـهٔ مسـتقیم بـا دبـی جرمـی عبـوری از آن دارد کـم مـی شـود. از طرفـی، فشـردن هـوای گـرم نیـاز بـه صرف انرژی بیشتری دارد. بنابراین هرچه هـوا گرمتـر شـود، انـرژی مـورد نیـاز کمپرسـور بـرای فشـردن آن بیشـتر شـده و انـرژی کمتری در محور توربین برای تبدیل به انرژی الکتریکـی بـاقی مـی مانـد. ایـن دو عامـل روی هـم باعـث مـی گردنـد کـه بـا گـرم شدن هوا، قدرت خروجی توربین های گازی کاهش یابد.

یکی از روشـهائـی کـه بـرای بهبـود عملکـرد توربینهـای گـازی مـورد توجـه فـراوان قـرار گرفتـه اسـت، اسـتفاده از سـرمایش هوای ورودی به کمپرسور تـوربین گـازی اسـت. تقریبـاً بـه ازای هریـک درجـه سـانتیگراد کـاهش دمـای هـوا، تـوان خروجـی بـه میزان ۰/۵ تا ۱ درصد افزایش خواهد یافـت. ایـن روش بـا ایـن کـه قـدمتی بـیش از ۲۵ سـال دارد امـا تنهـا حـدود ۱۵ سـال اسـت کـه بـه عنـوان یـک روش مطمـئن و صـنعتی بـرای افـزایش قـدرت خروجـی تـوربین هـای گـازی بکـار گرفتـه مـی شـود. طبـق گزارشـهای موجـود، تـاکنون بـیش از ۷۰۰ واحـد تـوربین گـازی در دنیـا بـه انـواع سیسـتم هـای مختلـف خنـک کـردن هـوای ورودی مجهز گردیـده انـد، کـه ایـن مقـدار حـدود ۳ برابـر تعـداد کـل واحـدهای گـازی و سـیکل ترکیبـی موجـود در شـبکهٔ بـرق ایران است.

با توجه به مشکلات و راه‌حل های ارائه شده، ضرورت دارد روشهای مختلف خنک‌کاری هوای ورودی با توجه به شرایط اقلیمی هر منطقه از لحاظ فنی و اقتصادی بررسی و روش مناسبی جهت خنک‌کاری هوای ورودی توربین گازی انتخاب گردد. بدیهی است مناسبترین روش جهت انجام مطالعات و بررسی‌های لازم، شبیه‌سازی رفتار توربین در شرایط واقعی است.شبیه‌سازی عملکرد توربین گازی راهی مناسب جهت بررسی تاثیر شرایط محیطی بر پارامترهای خروجی توربین گاز (توان و راندمان) می‌باشد. شبیه‌سازی براساس مدل‌سازی منحنی‌های مشخصه و مدل‌سازی عملکردتک‌تک اجزاء به کمک روابط ترمودینامیکی حاکم برسیکلهای توربین گازی، انجام می‌شود.

عملکرد اجزاء توربین گازی

عملکرد کمپرسور

عملکرد کمپرسور در شـرایط مختلـف کـاری معمـولا بـه کمـک منحنـی‌هـای نشـان دهنـده تغییـرات فشـار و دمـای خروجـی از کمپرسـور بـر حسـب گـذر جرمـی سـیال عبـوری از آن، مشـخص میگرددکـه بـه نـام منحنـی مشخصـه کمپرسـور خوانـده مـی‌شـوند. منحنـی هـای مشخصـه، بـه متغیرهـای دیگـری چـون دمـا و فشـار هـوای ورودی بـه کمپرسـور و خـواص فیزیکـی آن بستگی دارند. اگر دبی جرمی هوای عبوری از کمپرسور، $\dot{m}_a$ باشد، مقدار آن تابعی از پارامترهای زیر است:

[Downloaded from necjournals.ir on 2025-11-17]

$$\dot{m}_a = f(T_{01},P_{01},P_{02},N,d,R)$$
$$= f(T_{01},P_{01},N,d,R,\frac{P_{02}}{P_{01}}) \quad (۱)$$

که در آن: R ثابت گاز، N دور کمپرسور، d اندازه فیزیکی، T_{01} دمای سکون هوای ورودی، P_{01} فشار سکون هوای ورودی و P_{02} فشار سکون هوای خروجی می باشند، که در نهایت نسبت دبی جرمی و دمای هوای خروجی از کمپرسور به شکل زیر خواهند بود:

$$\frac{\dot{m}_a\sqrt{T_{01}}\sqrt{R}}{P_{01}d^2} = f\left[\left(\frac{Nd}{\sqrt{T_{01}}\sqrt{R}}\right),\left(\frac{P_{02}}{P_{01}}\right)\right] \quad (۲)$$

$$\frac{T_{02}}{T_{01}} = f\left[\left(\frac{Nd}{\sqrt{T_{01}}\sqrt{R}}\right),\left(\frac{P_{02}}{P_{01}}\right)\right] \quad (۳)$$

راندمان ایزنتروپیک کمپرسوردر تحول تراکم طبق رازیر بیان می‌شود.

(۴)

$$\eta_c = \frac{\left(\frac{P_{02}}{P_{01}}\right)^{(k-1)/k} - 1}{\left(\frac{T_{02}}{T_{01}}\right) - 1}$$

عملکرد محفظه احتراق

در محاسبات محفظه احتراق، افت فشار سیال که ناشی از اصطکاک است اهمیت زیادی دارد. پارامترهای مهم در ایجاد افت فشار در اتاق احتراق در رابطه زیر آمده است:

$$\frac{\Delta P_0}{P_{02}} = f\left(\dot{m}_a, T_{02},\ P_{02},\ R, \mu_2,\ d\right) \quad (۵)$$

آزمایش‌های صورت گرفته نشان می‌دهد که ضریب افت فشار کلی را مطابق رابطه زیر می‌توان نوشت:

$$PLF = \frac{\Delta P_0}{\left(\dot{m}_a^2 / 21A^2{}_m\right)} = K_1 + K_2\left(\frac{T_{03}}{T_{02}} - 1\right) \quad (۶)$$

در نهایت می‌توان افت فشار در اتاق احتراق به فشار خروجی کمپرسور را طبق رابطه زیر بیان کرد:

$$\frac{\Delta P_0}{P_{02}} = PLF\,\frac{R}{2}\left(\frac{\dot{m}_a T_{02}}{A_m P_{02}}\right)^2 \quad (۷)$$

که در آن: d اندازه فیزیکی محفظه احتراق، A_m سطح مقطع عبور جریان و PLF (Pressure Loss Factor) ضریب افت فشار در محفظه احتراق می باشد.

[Downloaded from necjournals.ir on 2025-11-17]

عملکرد توربین

مشابه آنچه در مورد کمپرسور بیان گردید، در مورد توربین نیز می‌توان روابط نهایی را به صورت زیر ارائه نمود:

$$\frac{\dot{m}_g \sqrt{T_{03}}}{P_{03}} = f\left[\left(\frac{N}{\sqrt{T_{03}}}\right),\left(\frac{P_{03}}{P_{04}}\right)\right] \quad (۸)$$

$$1-\frac{T_{04}}{T_{03}} = f\left[\left(\frac{N}{\sqrt{T_{03}}}\right),\left(\frac{P_{03}}{P_{04}}\right)\right] \quad (۹)$$

راندمان ایزنتروپیک توربین نیز به صورت زیر می‌باشد:

$$\eta_t = \frac{\left(\frac{P_{03}}{P_{04}}\right)^{(k-1)/k} - 1}{\left(\frac{T_{03}}{T_{04}}\right) - 1} \quad (۱۰)$$

روشهای خنک کاری هوای ورودی به توربینهای گازی

با وجود مزایای فراوان توربینهای گازی، تغییرات شرایط محیطی از جمله دما، فشار و رطوبت بر عملکرد آنها تاثیر زیادی دارد. طبق تحقیقات و مطالعات به عمل آمده، مشخص شده است که از بین عوامل محیطی فوق، اثر دمای ورودی به کمپرسور نسبت به سایر عوامل بسیار چشمگیرتر است. به طور متوسط به ازای هر یک درجه سانتیگراد افزایش دمای هوای محیط، ۰/۵ تا ۱٪ توان خروجی کاهش می‌یابد. اثر فشار اتمسفر در درجه بعدی اهمیت قرار دارد، هرچه فشار هوا بیشتر باشد چگالی هوا افزایش یافته و در نتیجه توان خروجی افزایش می‌یابد. رطوبت هوای محیط کمترین اثر را در بین عوامل ذکر شده بر عملکرد توربین گاز دارد، که البته این اثر قابل صرفنظر کردن نمی‌باشد.

خنک کردن هوای ورودی به کمپرسور به دلیل اینکه یک فرآیند مستقل می باشد بیشتر در توربین های گازی در حال بهره برداری مورد توجه قرار می گیرد. این روش بدون هیچگونه تغییر یا اصلاحی در اجزاء اصلی واحد توربین گازی و با رعایت برخی نکات فنی بدون هیچگونه اثرات منفی قابل اجرا است. محل نصب تجهیزات مربوط به آن تقریباً مستقل و جدا از اجزاء اصلی سیکل توربین گاز می باشد و در کل طرح و اجزاء ساده تری دارد. با این حال تمام روشهای خنک کردن هوای ورودی در توربین های گازی در حال طرح و برنامه ریزی نیز قابل طراحی و اجراء است. خنک کاری با استفاده از سیستمهای تبخیری و سیستمهای تبریدی از روشهای متداول خنک کاری هوای ورودی به توربینهای گازی می باشد.

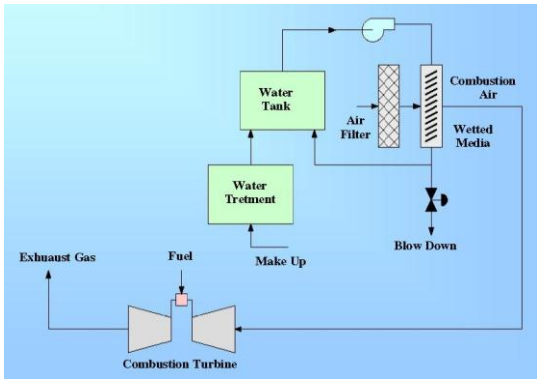
سیستم های خنک کاری تبخیری

در کلیه سیستمهای تبخیری، آب مورد نیاز جهت خنک کردن هوا، به طرق مختلفی در معرض تماس با هوا قرار گرفته، انرژی مورد نیاز جهت تبخیر را از هوای ورودی توربین می گیرد و آنرا خنک می سازد.

[Downloaded from necjournals.ir on 2025-11-17]

سیستم خنک کاری تبخیری مدیا (Media Based Evaporative Cooler)

دراین روش با قرار دادن واسطه های مرطوب و عبور جریان هوا از میان آنها، ذرات آب موجود در این واسطه‌ها با گرفتن گرمای نهان تبخیر خود از هوا جهت تبخیر شدن، باعث پایین آمدن درجه حرارت هوا می شوند. در شکل (۱) شماتیک قرار گیری این سیستم در سیکل توربین گازی نشان داده شده است. شکل (۱) شماتیک یک نمونه خنک کن مدیا را نشان می دهد. آب پس از عبور و خیس کردن سطوح مدیا در پایین کولر جمع شده و به تانک ذخیره تخلیه می شود. هوای ورودی به کمپرسور نیز از میان صفحات مدیا عبور کرده و تا حد اشباع آب موجود را تبخیر می کند. سرعت هوای عبوری از روی این صفحات نباید از حد معینی بالاتر باشد چرا که ممکن است در سرعت های بالا قطرات آب از روی سطوح جدا شده و باعث خرابی پره های کمپرسور گردند. نقطه کار خنک کن تبخیری بر اساس دمای محیط روی کنترل کننده خنک کن قابل تنظیم می باشد.



شکل۱: شماتیک قرارگیری سیستم خنک کن مدیا در سیکل توربین گازی

خنک کن در دمای بالاتر از این نقطه فعال خواهد بود. نقطه کار نباید در دمای پایین تنظیم گردد. چرا که اگر سیستم دما را بیش از حد کاهش دهد. امکان تشکیل یخ وجود خواهد داشت اگر دمای محیط به زیر صفر برسد کل سیستم تبخیری برای جلوگیری از اثرات یخ زدگی از آب تخلیه می گردد. یخ زدگی باعث ایجاد ترک در سطح مدیا می شود.

بسته به نوع مدیا و چگونگی قرارگیری آن در سیکل توربین گاز، بازده سیستم به حدود ۹۰٪ میرسد. سیستم‌های خنک‌کاری مدیا را می‌توان در نواحی که رطوبت نسبی و دمای حباب تر، کم است به کار گرفت. مزایای سیستم خنک کاری مدیا، عبارتند از:

- هزینهٔ سرمایه‌گذاری کم
- هزینهٔ تعمیر و نگهداری کم
- قابلیت کار با آب تصفیه نشده یا خام
- زمان کم مورد نیاز برای نصب سیستم

[Downloaded from necjournals.ir on 2025-11-17]

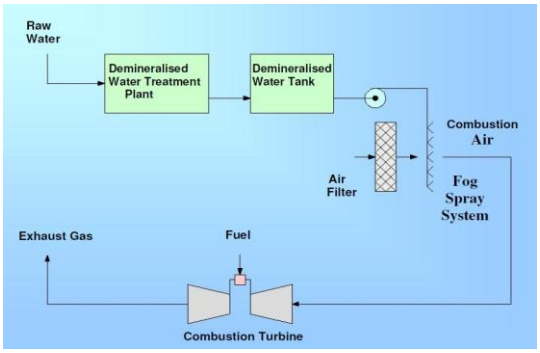
معایب سیستم خنک‌کاری مدیا، عبارتند از:

- افت فشار ناشی از مدیا(حدود ۱٪)
- نیاز به تعویض مدیا طی دوره‌های مشخص
- تاثیرپذیری زیاد از شرایط محیطی (دمای حباب تر)
- سرعت هوا هنگام عبور سطوح مدیا باید پایین باشد.

خنک‌کاری با فشار زیاد و ایجاد مه (High Pressure Fogging)

در این روش، عمل خنک سازی به وسیله میلیون ها ذره آب تولید شده با اندازه ۶ تا ۲۰ میکرون انجام می شود. قطرات آب (Fog) در هوا حرکت براونی دارند. در هوای ساکن سرعت افتادن قطرات با اندازه ۱۰ میکرون، حدود یک متر در پنج دقیقه و قطرات با اندازه های بالای ۱۰۰ میکرون، حدود یک متر در سه ثانیه می باشد. این امر نشان دهنده مدت زمان باقی ماندن قطره در هوا که رابطه مستقیم با قطر آن دارد، می باشد. در شکل ۲ شماتیکی از نحوه قرارگیری سیستم تبخیری فاگ در سیکل توربین گازی نشان داده شده است. برای تولید مه از آب مقطر با فشار بین psi ۱۰۰۰ تا psi۳۰۰۰ و نازلهای خاص استفاده می‌شود. جنس نازل فولاد ضد زنگ بوده و شامل یک اوریفیس کوچک با قطر ۵ تا ۷ هزارم اینچ می‌باشد. جت خروجی از این اوریفیس توسط یک پین ضربه ای، تبدیل به میلیون ها قطره بسیار ریز (مه) می شود. میزان تبخیر قطره ها بستگی به سطحی از آب که در معرض هوا قرار می گیرد دارد. سطح تبادل حرارتی مه تولید شده در فشار زیاد، بیشترین میزان تبخیر را ایجاد می کند.

لوله های توزیع کننده آب ورودی باید کمترین افت فشار ممکن را در مسیر ایجاد کنند. افت فشار مجاز کمتر از ۰/۰۲ اینچ آب می باشد.



شکل۲: شماتیکی از نحوه قرارگیری سیستم تبخیری فاگ در سیکل توربین گازی

کارآیی سیستم تبخیری فاگ رابطه معکوس با رطوبت هوا دارد. رطوبت نسبی هوا در اوایل صبح و هنگام غروب بالاترین مقدار و در اواسط ر وز کمترین مقدار را دارد، لذا این سیستم می تواند در طول روز کارآیی بسیار خوبی در خنک سازی هوا داشته باشد. سیستم های خنک کاری فاگ، کاربردهای مشابه با سیستم خنک کاری مدیا دارند. بیشترین مقدار خنک کاری از طریق این سیستم‌ها، زمانی محقق می‌شود که آنها در شرایط آب و هوایی گرم و خشک به کار گرفته شوند.

[Downloaded from necjournals.ir on 2025-11-17]

متغیرهای مشخصی از قبیل کیفیت آب مصرفی، هزینهٔ آب مصرفی، آلاینده‌های موجود در هوا و وضعیت عملکرد نیروگاه (در حین حداکثر بار یا کار پیوسته) می‌توانند استفاده از این‌گونه سیستم‌ها را محدود سازند. مزایا و معایب سیستم فاگ را می‌توان به‌صورت زیر نوشت:

مزایا:

- ایجاد افت فشار کمتر
- هزینه سرمایه گذاری و نصب پایین
- زمان نصب بسیار پایین (در حدود ۱ الی ۲ روز)
- امکان ایجاد رطوبت ۱۰۰٪ در هوای ورودی
- کاهش میزان NOx تولیدی
- مصرف کم برق
- عدم نیاز به تغییر ساختار اتاق فیلتر
- قابلیت خنک کردن سریعتر هوای ورودی به علت ذرات بسیار ریز تولید شده آب

معایب:

- نیاز به آب مقطر
- تغییر منحنی عملکرد کمپرسور و نزدیک تر کردن آن به Surge
- عدم کارایی لازم در مناطق با رطوبت بسیار بالا

سیستم‌های خنک‌کاری تبریدی

در فرایند سرمایش ساده دمای حباب خشک کاهش می‌یابد و رطوبت نسبی افزایش می‌یابد، اما چون فاقد رطوبت-زنی یا رطوبت‌گیری است رطوبت مخصوص هوا ثابت می‌ماند. این نوع سرمایش را با عبور دادن هوا از روی کویل‌هایی که در آنها مبرد جریان دارد می‌توان انجام داد، بنابراین سیستمهای تبریدی (چیلرها) بر این اساس عمل می‌کنند.

چیلرها از جمله تجهیزات بسیار مهم در سرمایش هستند که به طور کلی می توان آنها را به دو دسته چیلرهای تراکمی و چیلرهای جذبی تقسیم کرد. به طور کلی چیلرهای تراکمی از انرژی الکتریکی و چیلرهای جذبی از انرژی حرارتی به عنوان منبع اصلی ایجاد سرمایش استفاده می کنند.

سیستمهای تبرید تراکمی(Compression Cooling Systems)

از این سیستمها می‌توان برای سرمایش تا دماهای زیر صفر درجه استفاده نمود و دمای هوای ورودی به کمپرسور توربین گاز را تا ۵/۵ درجه سانتیگراد – حداقل دمای مجاز – بدون وابستگی به دمای حباب تر کاهش داد. در این روش با استفاده از کمپرسور و گازهای مبرد نظیر آمونیاک و لوازم جانبی دیگر، به کمک یک سیکل ترمودینامیکی، سرمای لازم را ایجاد می کنند. کمپرسور، گاز مبرد را فشرده می کند که در نتیجه این فشرده سازی، گاز گرم می شود. سپس گاز گرم شده را به چگالنده می فرستند تا در آنجا گرمایش گرفته شده و خنک گردد که در نتیجه این عمل، به مایع تبدیل می شود. آنگاه این مایع مبرد را بطور ناگهانی منبسط می کنند که در نتیجه، افت فشار خواهیم داشت و مایع مبرد در خلا نسبی، به سرعت تبخیر می شود و گرمای مورد نیاز جهت تبخیر را از آب در گردش سیستم گرفته، آنرا خنک می کند. در قسمت چگالنده، گاز مبرد گرم بوسیله آب سرد، دمایش پائین می آید و مایع می شود. این آب، باید در برج خنک کن در

[Downloaded from necjournals.ir on 2025-11-17]

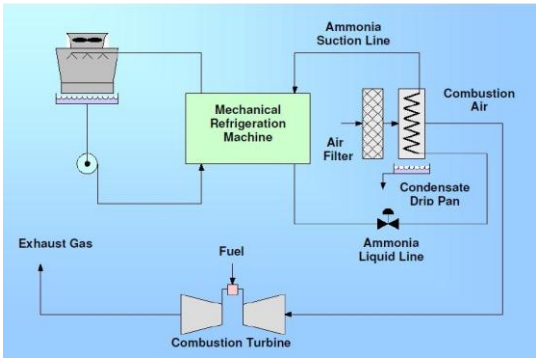
نتیجه تماس با هوا، مجدداً خنک شود. سیستمهای تبرید تراکمی به دو نوع مستقیم و غیر مستقیم تقسیم بندی می شوند. می‌شوند. در سیستمهای تبرید تراکمی نوع مستقیم، لوله‌های خنک‌کن حاوی مبرد بر سر راه جریان هوا قرار گرفته و باعث جذب حرارت هوا و در نتیجه کاهش دمای هوا می‌باشد. در نوع غیر مستقیم ابتدا آب به کمک مبرد خروجی از چیلر، خنک و سپس آب خنک شده درون لوله های خنک‌کن جریان یافته و باعث خنک شدن هوای ورودی به توربین گاز می‌شود. مزایاومعایب سیستمهای تبرید تراکمی به شرح ذیل می باشند:

مزایا:

- قابلیت سرمایش تا دماهای زیر صفر
- وابسته نبودن به شرایط اقلیمی
- ایجاد خطر کمتر برای کمپرسور و توربین از نظر ورود اشیا خارجی

معایب:

- استفاده از ماده مبرد شیمیایی و نیاز به تعویض دوره ای آن
- افت فشار قابل ملاحظه سیستم
- مصرف برق نسبتاً زیاد سیستم
- نیاز به آب خنک کننده جهت استفاده در برج خنک کن
- نیاز به فضای کافی جهت نصب تجهیزات سیستم و برج خنک کن
- هزینه اولیه بسیار زیاد سیستم
- هزینه های نگهداری زیاد



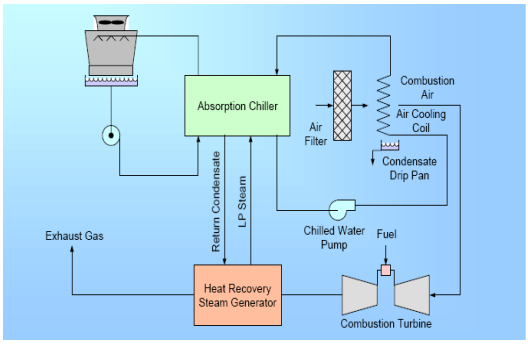
شکل ۳: شماتیکی از نحوه قرارگیری سیستم تبرید تراکمی مستقیم در سیکل توربین گازی

سیستمهای تبرید جذبی (Absorption Cooling Systems)

این نوع چیلرها بجای انرژی برق از انرژی حرارتی برای تولید سرما استفاده می نمایند و دارای قطعات متحرک کمتری نسبت به انواع کمپرسوری هستند. با توجه به ماهیت چرخشی عملکرد پمپهای آنها، میزان خرابی و هزینه های مربوط به تعمیرات آنها کمتر از انواع تراکمی وصدای آنها بسیار کمتر بوده و تقریبا بدون لرزش هستند(شکل ۴).سیستمهای تبرید جذبی متداول جهت سرمایش هوای ورودی توربینهای گازی عبارتند از:

[Downloaded from necjournals.ir on 2025-11-17]

- سیستم تبرید جذبی لیتیوم بروماید که آب بعنوان مبرد و لیتیوم بروماید بعنوان جاذب است.
- سیستم تبرید جذبی آب و آمونیاک که آمونیاک به عنوان مبرد و آب به عنوان جاذب است.



شکل ٤: شماتیکی از نحوه قرارگیری سیستم تبرید جذبی در سیکل توربین گازی

انتخاب ظرفیت چیلر جذبی تأثیر مهمی بر روی اجزای سیکل تبرید و جنبه های اقتصادی آن دارد. معمولاً دمای هوای ورودی به کمپرسور جهت جلوگیری از پدیده یخزدگی بخاطر مکش و شتاب گرفتن سیال در ورودی کمتر از ۵ درجه سانتیگراد در نظر گرفته نمی‌شود. علاوه برآن انتخاب دماهای پایین باعث افزایش بار سرمایش شده که به تبع آن ظرفیت چیلر مورد نیاز بیشتر و هزینه آن هم بیشتر خواهد بود. بطور کلی، پارامترهای مهمی که در هنگام بررسی و انتخاب، سیستم جذبی موثر واقع می شوند، عبارتند از:

- امکان نصب کویلها هم در بیرون و هم درون اتاق فیلتر
- مصرف برق بسیار کم سیستم (تنها باید نیاز پمپها را از نظر برق تامین کرد)
- امکان دسترسی به آب داغ یا بخار آب در محل
- امکان دسترسی به آب خنک کننده برای استفاده در برج خنک کن
- افت فشار قابل ملاحظه سیستم
- فشار کم سیستم و در نتیجه نگهداری پیچیده آن
- مصرف آب زیاد در برج خنک کن
- مصرف سوخت زیاد سیستم
- موجود بودن فضای کافی جهت نصب تجهیزات سیستم جذبی و همچنین برج خنک کن
- هزینه اولیه بسیار بالای سیستم

[Downloaded from necjournals.ir on 2025-11-17]

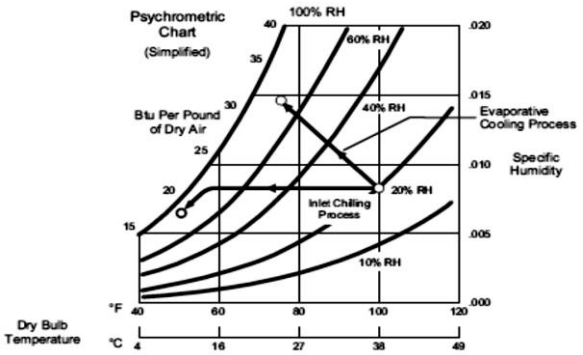
شبیه سازی عملکرد توربین گازی

مدلسازی سیستمهای خنک کاری هوای ورودی

سیستمهای تبخیری

برای مدلسازی سیستم با توجه به معلوم بودن شرایط محیطی (دما، رطوبت نسبی و فشار) و بازده سیستم به عنوان داده-های اولیه، پارامترهای خروجی، شامل دما و نسبت رطوبت با توجه به شکل ۵، بصورت زیر محاسبه می شود.

$$\omega_1 = 0.622\left[\frac{\varphi(P_g)_{T_{a1}}}{P_{a1}-\varphi(P_g)_{T_{a1}}}\right] \qquad (۱۱)$$



شکل ۵: نمودار سایکرومتریک و فرایندهای سرمایش

با فرض حالت اشباع در خروجی سیستم، نسبت رطوبت هوای خروجی:

$$\omega_2 = 0.622\left[\frac{(P_g)_{T_{wb}}}{P_{a1}-(P_g)_{T_{wb}}}\right] \qquad (۱۲)$$

که P_g فشاراشباع هوابوده به صورت تابعی برحسب دمای هوامدل می‌شود.بدین ترتیب با استفاده از روش سعی و خطا، مقداری برای T_{wb} حدس زده می‌شود، پس از آن مقادیر ω_1 و ω_2 محاسبه شده و در رابطه زیر که براساس تحول اشباع آدیاباتیک نوشته شده است، قرار می‌دهیم.مقدار T_{wb} زمانی به دست می‌آید که قدرمطلق خطا(R) به صفرمیل کند.

$$R = \omega_1 - \left(\frac{C_{pwa}(T_{wb}-T_{a1})+\omega_2(h_{fg})_{T_{wb}}}{(h_g)_{T_{a2}}-(h_f)_{T_{wb}}}\right) \qquad (۱۳)$$

که C_{pwa} ظرفیت گرمایی ویژه هوای مرطوب (هوای خشک و بخار آب) می‌باشد. بازده سیستم خنک‌کاری تبخیری نیز به صورت زیر تعریف می‌شود:

[Downloaded from necjournals.ir on 2025-11-17]

$$\eta_{e.c} = \frac{T_{a1} - T_{a2}}{T_{a1} - T_{wb}} \quad (۱۴)$$

با معلوم بودن بازده و محاسبه دمای حباب‌تر، دمای خروجی سیستم (دمای هوای ورودی به کمپرسور) از رابطه زیر به دست می‌آید:

$$T_{a2} = T_{a1} - \eta_{e.c}(T_{a1} - T_{wb}) \quad (۱۵)$$

در نهایت اگر دبی جرمی هوای ورودی به کمپرسور $\dot{m}_a$ باشد،دبی جرمی آب مصرفی ($\dot{m}_w$) بدین صورت بدست می‌آید:

$$\dot{m}_w = \dot{m}_a(\omega_1 - \omega_2) \quad (۱۶)$$

سیستمهای تبریدی

در سیستمهای تبریدی معمولا دمای خروجی از سیستم مقداری ثابت در نظر گرفته شده تابع شرایط محیطی نمی‌باشد. برای محاسبه بار سرمایش دو پارامتر تعیین کننده‌اند، حرارت محسوس (q_s) که از هوا به آب سرد چیلر منتقل می شود و حرارت نهان بخار آب (q_l) که در اثر تقطیر دفع شده و هوا خنک‌تر می‌شود:

$$Q_c = \dot{m}_a(h_{2a} - h_{1a}) \quad (۱۷)$$

ضریب عملکرد سیستمهای تبرید تراکمی بصورت زیر محاسبه می شود:

$$COP = \frac{Q_c}{W} \quad (۱۸)$$

بنابراین با توجه به اینکه $Q_L = Q_c$ می‌باشد، انرژی الکتریکی مصرفی به صورت زیر محاسبه می‌شود:

$$W = \frac{Q_c}{COP} \quad (۱۹)$$

ضریب عملکرد سیستمهای تبرید جذبی نیز بصورت زیر محاسبه می شود:

$$COP = \frac{Q_L}{Q_H} \quad (۲۰)$$

و حرارت مورد نیاز از رابطه زیر بدست می آید:

$$Q_H = \frac{Q_L}{COP} \quad (۲۱)$$

مدلسازی اجزای اصلی توربین گازی

مدل‌سازی کمپرسور

در کمپرسور یک تحول تراکم آدیاباتیک صورت می‌گیرد، با فرض اینکه نقطه ۱ ورودی و نقطه ۲ خروجی کمپرسور باشد، بر اساس شکل ۹ می‌توان نوشت:

$$\dot{W}_c = H_2 - H_1 \quad (۲۲)$$

$$\eta_c = \frac{(H_2 - H_1)_s}{H_2 - H_1} \quad (۲۳)$$

[Downloaded from necjournals.ir on 2025-11-17]

بر حسب دما داریم:

$$\dot{W}_c = \dot{m}_a Cp_a T_{01}(rp^{(k-1)/k} - 1)/\eta_c \qquad (۲۴)$$

محاسبه دما و فشار خروجی کمپرسور نیز از روابط زیر صورت می‌گیرد:

$$T_{02} = T_{01} + \frac{T_{01}}{\eta_C}(rp^{(k-1)/k} - 1) \qquad (۲۵)$$

$$P_{02} = rpP_{01} \qquad (۲۶)$$

مدل‌سازی محفظه احتراق

در محفظه احتراق سوخت و هوا ترکیب وگازهای داغ تولید می‌شوند. انرژی ناشی ازاحتراق بصورت زیر محاسبه می شود:

$$Q = \dot{m}_{a,g} Cp_{a,g}(T_{03} - T_{02}) \qquad (۲۷)$$

$$fa = \frac{1}{\eta_b LHV / Cp_{a,g}(T_{03} - T_{02})} \qquad (۲۸)$$

در رابطه فوق، fa نسبت سوخت به هواست ومقدارآن در محاسبات سیکل بسیار تعیین کننده است.اگر ΔP_{cc} میزان افت فشار در محفظه احتراق باشد، داریم:

$$P_{03} = P_{02} - \Delta P_{cc} \qquad (۲۹)$$

مدل‌سازی توربین

با توجه به شکل ۵، توان تولیدی توربین برابر است با:

$$\dot{W}_t = \dot{m}_g Cp_g \eta_t (T_{03} - T_{04}) \qquad (۳۰)$$

$$\dot{W}_t = \dot{m}_g Cp_g T_{03} \eta_t \left(1 - (1/rp_t)^{(k-1)/k}\right) \qquad (۳۱)$$

و دمای خروجی توربین نیز از رابطه زیر بدست می آید:

$$T_{04} = T_{03} - T_{03}\eta_t \left(1 - (1/rp_t)^{(k-1)/k}\right) \qquad (۳۲)$$

[Downloaded from necjournals.ir on 2025-11-17]

برقراری شرط گذر جرمی

در توربینهای گازی تک‌محوره با سرعت ثابت،سازگاری عملکرداجزاء رادر نسبتهای فشارو دبی‌های مختلف، می‌توان با برقراری شرط گذر جرمی هموار ساخت، یعنی شرایطی ایجاد شود که دبی جرمی هوای عبوری از کمپرسور با دبی جرمی هوای عبوری از توربین برابر گردد. دبی جرمی هوای عبوری از کمپرسور:

$$\dot{m}_{a1} = \left(\frac{\dot{m}_a \sqrt{T_{01}}}{P_{01}} \right) \frac{P_{01}}{\sqrt{T_{01}}} \qquad (۳۳)$$

دبی جرمی هوای عبوری از توربین:

$$\dot{m}_{a3} = \left(\frac{\dot{m}_g \sqrt{T_{03}}}{P_{03}} \right) \frac{P_{03}}{\sqrt{T_{03}}} - \dot{m}_f \qquad (۳۴)$$

در معادلات فوق مقادیر $\frac{\dot{m}_a \sqrt{T_{01}}}{P_{01}}$ و $\frac{\dot{m}_g \sqrt{T_{03}}}{P_{03}}$ دبی‌های جرمی بدون بعد می‌باشند که از منحنی مشخصه کمپرسور و توربین بدست آمده و تنها مجهول این معادلات، مقدار دمای گازهای داغ ورودی به توربین T_{03} بوده که از رابطه زیر محاسبه می شود:

$$\frac{\dot{m}_g \sqrt{T_{03}}}{P_{03}} = \left(\frac{\dot{m}_a \sqrt{T_{01}}}{P_{01}} \right) \left(\frac{P_{01}}{P_{02}} \right) \left(\frac{P_{02}}{P_{03}} \right) \sqrt{\frac{T_{03}}{T_{01}}} \left(\frac{\dot{m}_g}{\dot{m}_a} \right) \qquad (۳۵)$$

$$\frac{T_{03}}{T_{01}} = \left(\left(\frac{\dot{m}_g \sqrt{T_{03}}}{P_{03}} \Big/ \frac{\dot{m}_a \sqrt{T_{01}}}{P_{01}} \right) \left(\frac{\dot{m}_a}{\dot{m}_g} \right) \left(\frac{P_{03}}{P_{01}} \right) \right)^{1/2} \qquad (۳۶)$$

محاسبات نهایی

پس از محاسبه پارامترهای مورد نیاز و حل معادلات حاکم در خنک‌کن ورودی، کمپرسور، محفظه احتراق و توربین و اطمینان از تطابق اجزاء و برقراری شرط گذر جرمی، محاسبات نهایی شامل توان خالص تولیدی، راندمان حرارتی سیکل، نرخ حرارت و ... صورت می‌گیرد.

توان خالص خروجی:

$$\dot{W}_{net} = \eta_m (\dot{W}_t - \dot{W}_c) \qquad (۳۷)$$

راندمان حرارتی:

$$\eta_{th} = \dot{W}_{net} / Q \qquad (۳۸)$$

[Downloaded from necjournals.ir on 2025-11-17]

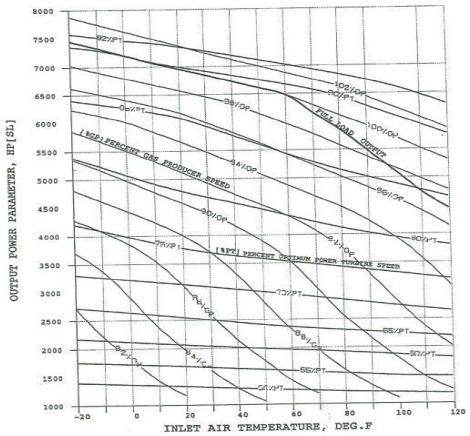
و نرخ حرارت:

$$H.R = 3600\ \eta_b\ m_f\ LHV/\dot{W}_{net} \qquad (۳۹)$$

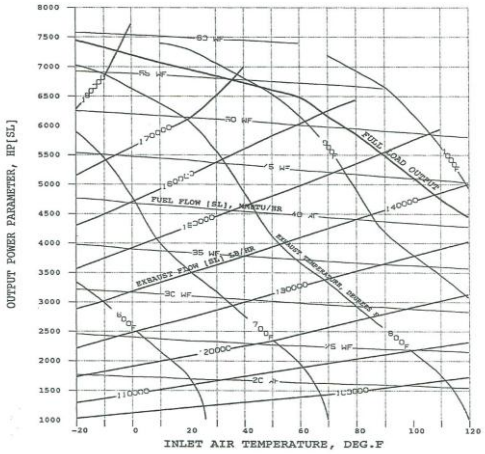
نتایج

معرفی مرکز انتقال نفت شهید چمران اهواز

مرکز انتقال نفت شهید چمران اهواز در کیلومتر ۱۱ جاده اندیمشک و در ارتفاع حدود ۱۵ متر از سطح دریا واقع شده ودارای ۳ واحد توربین گازی بوده که ظرفیت اسمی هر واحد ۳۵۰۰ کیلووات است. توربینهای گازی محصول کمپانی Solar و مدل Solar Centaur T4500 می‌باشند. منحنی‌های مشخصه اجزاء توربین گازی مذکور دراشکال۱۰ تا ۱۳ نشان داده شده اند.

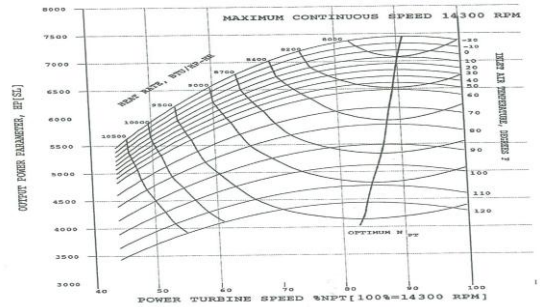


شکل ٦: منحنی توان بهینه خروجی و سرعت محور و درصد گاز تولیدی بر حسب دمای هوای ورودی

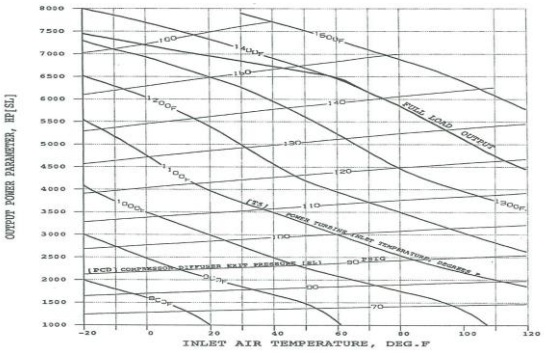


شکل ۷: منحنی توان خروجی بر حسب پارامترهای دبی سوخت، دبی گاز خروجی و دمای گاز خروجی نسبت به دمای هوای ورودی

[Downloaded from necjournals.ir on 2025-11-17]



شکل۸: منحنی توان خروجی توربین بر حسب درصد سرعت دورانی محور توربین و نرخ گرمایی



شکل ۹: منحنی توان خروجی توربین بر حسب فشار خروجی کمپرسور و دمای ورودی توربین T5 نسبت به دمای هوای ورودی به سیستم

شرایط آب و هوایی اهواز

شـرایط آب و هـوایی اهـوازاز نـوع فراخشـک و رطوبـت نسـبی در ماههـای گـرم سـال قابـل توجـه اسـت. بررسـی عملکـرد توربینهـای گـازی مرکزانتقـال نفـت شـهید چمـران، نیازمنـد اطلاعـات مربـوط بـه شـرایط اقلیمـی (فشـار،دما و رطوبـت نسـبی)، بوده که در جدول۱، متوسط ماهیانه دما و رطوبت بیشینه و کمینه شهر اهواز در سال ۸۶ بعنوان نمونه ارائه شده است.

[Downloaded from necjournals.ir on 2025-11-17]

جدول ۱: متوسط ماهیانه دما و رطوبت بیشینه و کمینه اهواز سال۸٦

پارامتر / ماه	دمای بیشینه	دمای کمینه	رطوبت بیشینه	رطوبت کمینه	ساعات گرم روز
فروردین	۲۷/۵	۱۷/۵	۶۹	۳۲	۰
اردیبهشت	۳۷/۸	۲۴/۸	۵۱	۱۷	۱۲
خرداد	۴۴/۳	۲۸	۴۵	۱۴	۱۸
تیر	۴۶/۲	۲۸/۱	۳۷	۱۰	۱۸
مرداد	۴۸/۲	۲۹/۲	۴۴	۱۳	۲۲
شهریور	۴۵/۲	۲۶/۷	۵۱	۱۲	۱۶
مهر	۳۸/۴	۲۱/۶	۶۶	۱۷	۱۴
آبان	۳۰/۹	۱۶/۳	۶۷	۲۱	۶
آذر	۲۱	۱۱/۵	۷۳	۳۴	۰
دی	۱۴	۴/۴	۸۳	۳۷	۰
بهمن	۱۷/۲	۸/۲	۸۱	۴۰	۰
اسفند	۲۵/۹	۱۲/۹	۶۲	۱۸	۰

تحلیل سیکل توربین گازی در نقطه طراحی

برای به دست آوردن پارامترهای خروجی توربین گازی در نقطه طراحی، اولین قدم داشتن اطلاعات ورودی در نقطه طراحی می‌باشد:

۱) شرایط محیطی (در حالت ایزو)

T_{amb} =۱۵°C

P_{amb} =۱۰۱/۳kpa

φ =۶۰٪

۲) مشخصات توربین گازی

سوخت مصرفی توربینهای مذکور اغلب گاز طبیعی می‌باشد که بر اساس مدارک فنی مربوطه دارای ارزش حرارتی LHV = ۴۸۳۰۰ kJ/kg می‌باشد.

- هوای خنک‌کاری تیغه‌های توربین۰٪
- راندمان محفظه احتراق ۹۸٪
- راندمان مکانیکی واحد گازی ۹۸٪

[Downloaded from necjournals.ir on 2025-11-17]

- افت فشار در کانال ورودی ۱٪
- افت فشار در محفظه احتراق ۳.۵٪
- افت فشار در کانال خروجی ۰/۵٪

نتایج اطلاعات خروجی از برنامه کامپیوتری تهیه شده و اطلاعات واقعی توربین گازی در شرایط طراحی، در جدول ۲ ارائه شده اند. مقایسه داده‌های واقعی و خروجی برنامه کامپیوتری نشان می‌دهد که در نقطه طراحی خطا بسیار اندک بوده و حداکثر خطا حدود ۰/۵٪ و مربوط به دبی جرمی هوای عبوری می‌باشد. بنابراین می‌توان نتایج برنامه در نقاط خارج از طرح را با دقت قابل قبول مورد بررسی و ارزیابی قرار داد.

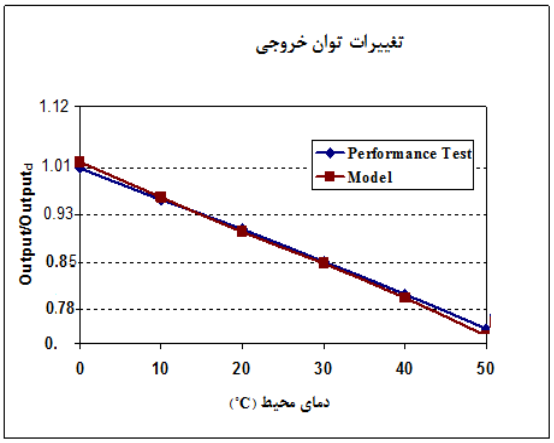
جدول ۲: مقایسه نتایج برنامه با اطلاعات واقعی در نقطه طراحی

پارامتر	واقعی	مدل	درصد خطا
دبی جرمی هوای ورودی(kg/s)	۱۸.۷	۱۸.۶	۰.۵۳
نسبت فشار کمپرسور	۱۰.۳	۱۰.۳	۰
توان خالص تولیدی (MW)	۳۵۰۰	۳۵۱۴	۰.۰۸
راندمان حرارتی سیکل (٪)	۲۷.۹	۲۷.۸۵	۰.۳۸
نرخ حرارت (kJ/KWh)	۱۲۹۰۵	۱۲۹۱۵	۰.۲۸
دمای گازهای خروجی (°C)	۴۴۵	۴۴۴	۰.۰۹

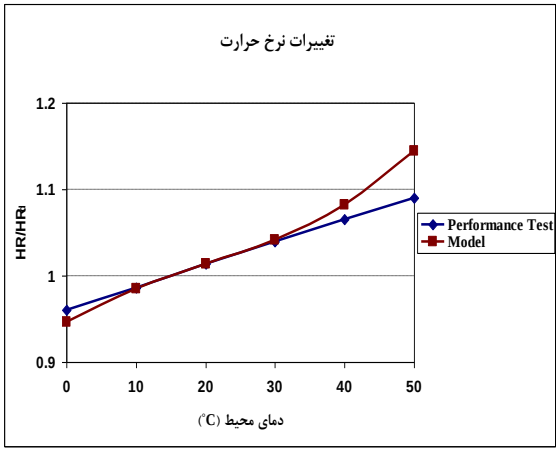
مقایسه نتایج مدل با اطلاعات واقعی در شرایط خارج از نقطه طرح

اطلاعات و داده‌های واقعی مربوط به عملکرد توربین گازی در شرایط خارج از طرح، از منحنی های تست کارایی (Performance Test) که در آرشیو فنی موجود است، استخراج شده‌اند. برای به‌دست آوردن نتایج مدل نیز در اطلاعات ورودی برنامه، شرایط محیطی را تغییر داده (تغییر دمای محیط در رطوبت نسبی ثابت ۶۰٪) و با هر تغییر نتایج حاصل ثبت گردیده اند (شکلهای ۱۴ و ۱۵).

[Downloaded from necjournals.ir on 2025-11-17]



شکل ۱۰: نمودار تغییرات توان خروجی سیکل بر حسب دمای محیط و مقایسه با شرایط واقعی

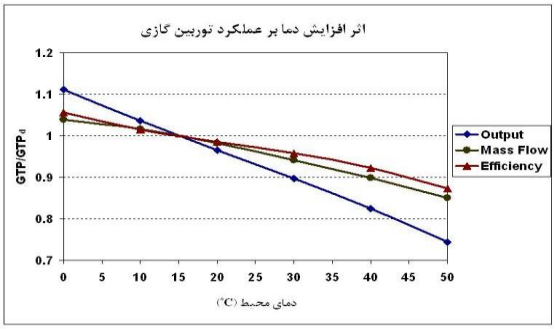


شکل ۱۱: نمودار تغییرات نرخ حرارت بر حسب دمای محیط و مقایسه با شرایط واقعی

تاثیر دما بر کارکرد توربین گازی

بطور کلی تاثیر افزایش دمای محیط بر پارامترهای ترمودینامیکی توربین گازی مورد مطالعه در شکل ۱۲ نشان داده شده است:

[Downloaded from necjournals.ir on 2025-11-17]



شکل ۱۲: تغییر پارامترهای واحد گازی در اثر افزایش دمای محیط (۶۰٪ = رطوبت نسبی)

با توجه به شکل (۱۲) در اثر افزایش دمای هوای ورودی:

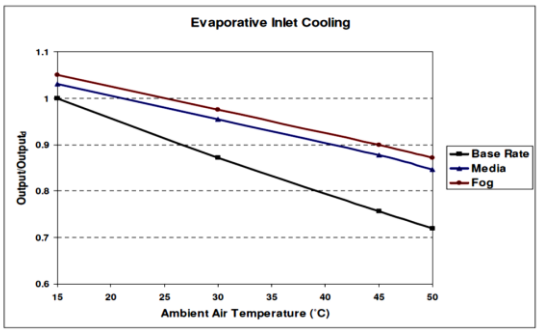
جرم حجمی کاهش می‌یابد و موجب کاهش دبی جرمی هوای ورودی از ۱۰۰٪ در شرایط استاندارد به حدود ۸۶٪ در دمای ۵۰ درجه سانتیگراد می‌گردد.

دبی جرمی و نسبت فشار کمپرسور کاهش و توان مصرفی کمپرسور افزایش می‌یابد و باعث کاهش توان تولیدی تا حدود ۷۶٪ می‌گردد.

در نتیجه کاهش توان، راندمان حرارتی سیکل تا حدود ۸۷٪ شرایط استاندارد کاهش می‌یابد.

تاثیر سرمایش هوای ورودی

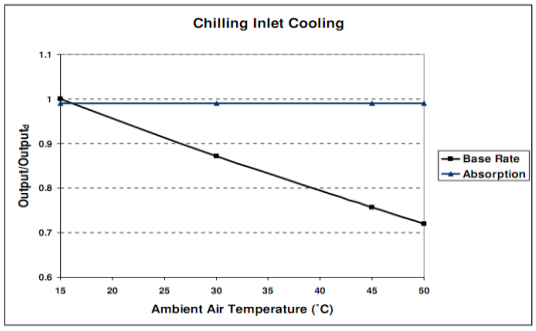
بررسی تاثیر سیستمهای سرمایشی ابتدا در حالت full load و سپس در حالت 90% Load انجام شده و مورد بررسی قرار گرفته است.



شکل ۱۳: تاثیر سیستمهای خنک کاری تبخیری در رطوبت نسبی ۳۰٪ بر عملکرد توربین گازی

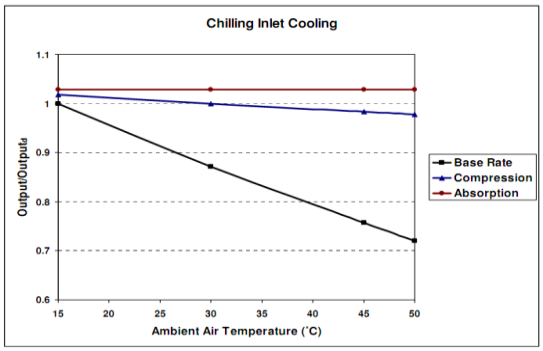
[Downloaded from necjournals.ir on 2025-11-17]

میـزان تـوان خروجـی در دمـای C ۵۰ در نتیجـه بکـارگیری سیسـتم مـدیا ۸٤/۷ درصـد تـوان نـامی و در نتیجـه بکـارگیری سیستم تبخیـری فـاگ ۸۷/۲ درصـد تـوان نـامی اسـت. بنـابراین بـا اسـتفاده از سیسـتم مـدیا % ۱۷/٦ و بـا اسـتفاده از سیسـتم فاگ % ۲۱ نسبت به حالت اولیه (بدون سرمایش هوای ورودی)، افزایش توان خروجی خواهیم داشت.



شکل ١٤: تاثیر سیستم تبرید جذبی با دمای خروجی C ۱۵ بر عملکرد توربین گازی

تـوان خروجـی پـس از بکـارگیری سیسـتم تبریـد جـذبی برابـر ۹۹درصـد تـوان نـامی اسـت ونسـبت بـه شـرایط اولیـه % ۳۷/۵ افزایش توان خواهیم داشت.

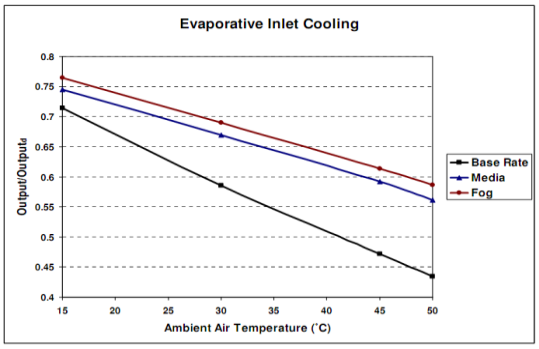


شکل ۱۵: تاثیر سیستمهای تبریدی با دمای خروجی ۱۰ درجه سانتیگراد بر عملکرد توربین گازی

میزان تـوان خروجـی در نتیجـه بکـارگیری سیسـتم تبریـد تراکمـی در روزهـای گـرم سـال حـدود ۹۷/۸ درصـد تـوان نـامی و در نتیجـه بکـارگیری سیسـتم تبریـد جـذبی حـدود ۱۰۲/۸ درصـد تـوان نـامی مـی باشـد. هـر چنـد هـر دو سیسـتم دارای دمـای خروجی یکسان می باشند اما بدلیل مصـرف انـرژی در سیسـتمهای تبریـد تراکمـی، میـزان تـوان خـالص خروجـی کمتـر اسـت. بـا

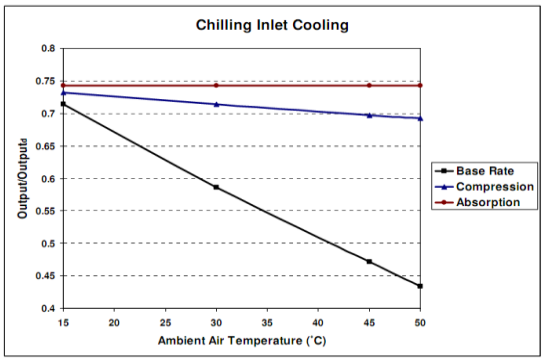
[Downloaded from necjournals.ir on 2025-11-17]

توجه به اینکه توان خروجی این دستگاه در اوج گرما حدود ۷۲ درصد توان نامی میباشد، با استفاده از سیستم تبرید تراکمی ۳۵/۸% و با استفاده از سیستم تبرید جذبی ٤۲/۸% افزایش توان خروجی حاصل میشود.بررسی تاثیر سرمایش هوای ورودی در حالت Load ۹۰% در ادامه ارائه شده است.



شکل ١٦: تاثیر سیستمهای خنک کاری تبخیری در رطوبت نسبی ۳۰٪ و در حالت 90% Load

در دمای ۵۰ درجه سانتیگراد در نتیجه بکارگیری سیستم تبخیری مدیا، توان خروجی به ۵۶ درصد توان نامی و درنتیجه بکارگیری سیستم فاگ توان خروجی به ۵۸/۶ درصد توان نامی افزایش می یابد. لازم بذکر است استفاده از سرمایش هوای ورودی در دورهای پائین مشابه آن است که در دورهای بالاتری از توربوپمپ بهره برداری میگردد، بعنوان مثال بکارگیری سیستم فاگ در دماهای بالای C ٤۰ تقریبا همان قدرتی را تولید میکند که توربین گاز در دور ۹۵٪ تولید می نماید. بنابراین در شرایطی که به دلیل عوامل محدود کننده امکان افزایش دور دستگاه از ۹۰٪ بیشتر نباشد،استفاده از سرمایش هوای ورودی راه حل مناسبی است.



شکل ۱۷: تاثیر سیستمهای خنک کاری تبریدی با دمای خروجی ۱۰ درجه سانتیگراد در حالت 90% Load

[Downloaded from necjournals.ir on 2025-11-17]

میـزان تـوان خروجـی بـا اسـتفاده از سیسـتم تبریـد تراکمـی در اوج گرمـا حـدود ٦٩/٢ درصـد تـوان نـامی و بـا اسـتفاده ازسیسـتم تبریـد جـذبی ٧٤/٢ درصـد تـوان نـامی اسـت.می تـوان گفـت درصـورت بکـارگیری سیسـتم تبریـد جـذبی در شـرایط هوایی گرم در حالت Load ٩٠% ، مشابه آن است که توربین در حالت Full Load بهره برداری گردد.

نتیجه گیری

بطورکلی نتایج حاصل از تحقیق بعمل آمده در ذیل آورده شده است:

۱) میـزان افـت تـوان خروجـی تـوربین گـازیSolar Centaur T4500 نسـبت بـه شـرایط اسـتاندارد در روزهـای گرم سال بیش از ۲۸٪ است.

۲) در آب و هوای گـرم در صـورت اسـتفاده از سیسـتمهای خنـک کـاری تبخیـری تـا حـدود ۲۱٪ افـزایش تـوان تولیـدی میسر خواهد بود.

۳) در نتیجه بکارگیری سیستمهای تبریدی در اوج گرما میزان افزایش توان خروجی بیش از۴۰٪ است.

۴) بررسـی تـاثیر روشـهای خنـک کـاری درحالـت Load 90% نشـان میدهـد در روزهـای گـرم سـال امکـان تولیـد همـان میـزان قـدرتی کـه تـوربین گـازی در حالـت Full Load و بـدون سـرمایش هـوای ورودی دارد میسـر و امکان پذیر است.

۵) سرمایش تبخیری در شرایط اقلیمی که رطوبت نسبی پایین است، کارایی بیشتری دارد.

۶) سیسـتمهای تبریـد جـذبی نسـبت بـه شـرایط محیطـی تـاثیر پـذیری ندارنـد و بنـابراین در شـرایط محیطـی گـرم و مرطوب نیز کارایی مناسبی دارند.

۷) افزایش توان حاصل از سیستمهای تبرید جذبی نسبت به تبرید تراکمی با دمای خروجی یکسان، بیشتر است.

[Downloaded from necjournals.ir on 2025-11-17]

منابع

[۱] زونتاگ، بورگناک، ون‌وایلن، غلامرضا ملک زاده، مبانی ترمودینامیک کلاسیک، ویرایش پنجم، انتشارات نما ۱۳۷۹

[۲] یونس.ای.سنجل، میشل.ای.بولر، بهرام پوستی، ترمودینامیک مهندسی، ویرایش سوم، انتشارات نما ۱۳۸۱

[۳] A.M.Y. Razak, "Industrial Gas Turbine Performance Engineering", Woodhead Publishing Limited, Houston, June 2007.

[۴] P. Zhu, H. Saravanmuttoo, "Simulation of an Advanced Twin Spool Industrial Gas Turbine", ASME J. of Engineering for Gas Turbines and Power, Vol. 114, 1992.

[۵] J. Kurzke, "Model Based Gas Turbine Parameter Corrections", ASME TURBO EXPO., Power for Land, Sea & Air, GT-38234, 2003.

[۶] Q. Z. Al-Hamdan, M. S. Ebaid, "Modeling and Simulation of a Gas Turbine Engine for Power Generation", ASME J. of Engineering for Gas Turbines and Power, Vol. 128, 2006.

[۷] R.Yokoyama, K. Ito, ''Evaluation of Operational Performance of Gas Turbine Cogeneration Plant with Intake Air Cooled by Ice Storage'', ASME Paper GT-304. 2000.

[۸] K. Mathioudakis, T. Tsalavoutas, "Uncertainty Reduction in Gas Turbine Performance Diagnostics by Accounting for Humidity Effects", Journal of Engineering for Gas Turbine and Power, Vol. 124, 2001.

[۹] M. Chaker, Cyrus B. Meher-Homji, "Inlet Fogging of Gas Turbine Engines Detailed Climatic Analysis of Gas Turbine Evaporative Cooling Potential In The USA", Mee Industries Inc, Monrovia, California, 2003.

[۱۰] YSH. Najjar, MM. Alhazmy, "Augmentation of Gas Turbine Performance Using Air Coolers", Applied Thermal Engineering, 24 2004.

[۱۱] R. Hosseini, A. Beshkani, "Performance Improvement of Gas Turbines by Intake Air Cooling Using a Media Evaporative Cooler", Energy Conversion and Management, 2007.

[۱۲] W. W. Bathie, Fundamentals of Gas Turbines, 2nd Edition, John Wiley & Sons Inc., New York, 1984.

[۱۳] H. Cohen, G. Rogers, H. Saravanamuttoo, Gas Turbine Theory, 3th Edition, Longman Scientific & Technology, New York, 1987.

[۱۴] T. R. Mee, "Inlet Fogging Augments Power Production", Power Engineering, February 1999.

[۱۵] C. Cortes, D. Williams, "Gas Turbine Inlet Air Cooling, an overview of current technologies", Power GEN, Las Vegas, Nevada; 2003.

[Downloaded from necjournals.ir on 2025-11-17]

[۱۶] T.L. Pierson, “Turbine Air Systems”, Ltd., ASHRAE Winter Meeting, Chicago, IL January 26, 2003.

[۱۷] P.P. Walsh, P. Fletcher, Gas Turbine Performance, United Kingdom, Blackwell Science, 1998.

[۱۸] A. Lazaretto, A. Toffolo, “Analytical and Neural Network Models for Gas Turbine Design and Off-Design Simulation”, Int. J. Applied Thermodynamics, Vol. 4, 2001.

[Downloaded from necjournals.ir on 2025-11-17]