



مدلسازی افزایش توان در توربین‌های گازی توسط پاشش ذرات ریز آب در ورودی کمپرسور با در نظر گرفتن اثر رطوبت ورودی بر روی اجزای چرخه

سالم بعنونی^{۱*} و محمود چهارطاقی^۲

^۱ استادیار، دانشکده مهندسی - گروه مهندسی مکانیک، دانشگاه شهید چمران اهواز

^۲ استادیار، دانشکده مهندسی مکانیک، دانشگاه صنعتی شاهرود

چکیده

از جمله عوامل مؤثر در میزان توان خروجی توربین گاز، دمای محیط است. این عامل به حدی تعیین کننده و تأثیرگذار می‌باشد که افزایش آن به میزان یک درجه سانتیگراد موجب کاهش توان خروجی توربین به مقدار ۰/۶ تا ۰/۹ درصد خواهد شد. یکی از راهکارهای مقابله با کاهش توان خروجی توربین گاز، سرمایش هوای ورودی به کمپرسور است. این مقاله ضمن مرور روش‌های مختلف سرمایش هوای ورودی که شامل روش‌های سرمایش تبخیری و تبریدی است، به صورت تخصصی بر روی روش پاشش مستقیم آب متمرکز می‌شود. در معرفی این سیستم ضمن اشاره به نحوه مدلسازی ترمودینامیکی سیکل مربوطه و بیان اثرات پاشش آب بر پارامترهای سیکل، توربین گازی GE-F5 نیروگاه گازی مشهد مورد بررسی قرار می‌گیرد. نتایج نشان می‌دهد که حداکثر خنک کاری هوای ورودی ۲۲ درجه سانتیگراد است که در این شرایط از ۱۸/۷۹ درصد از افت توان توربین گازی جلوگیری می‌شود.

کلمات کلیدی: توربین گاز؛ سرمایش هوای ورودی؛ مدلسازی ترمودینامیکی؛ مدلسازی محفظه احتراق؛ افزایش توان.

۱- مقدمه

(دمای محیط) کاهش چگالی هواست. افزایش دمای هوای ورودی به کمپرسور با افزایش کار کمپرسور و کاهش توان تولیدی توربین، باعث کاهش توان خالص خروجی به میزان ۰/۶ تا ۰/۹ درصد به ازای هر درجه سانتیگراد افزایش دما می‌شود [۱]. یکی از راه‌های مقابله با این اثرات، سرمایش هوای ورودی است. چندین روش افزایش قدرت توسط خنک کاری هوای ورودی وجود دارد که درحالت کلی به دو

از آن جایی که توربین گازی مجموعه‌ای است که مستقیماً از هوای آزاد تنفس می‌کند، لذا هر عاملی که باعث تغییر شرایط آب و هوایی گردد موجب تغییر عملکرد توربین گازی خواهد شد. یکی از این عوامل دمای هوای ورودی به کمپرسور می‌باشد. توربین‌های گازی جزء ماشین‌های حجم ثابت محسوب می‌شوند و در دور ثابت، دبی حجمی ثابتی از هوا را از خود عبور می‌دهند. یکی از اثرات افزایش دمای ورودی

* نویسنده مسئول؛ تلفن: ۰۶۱۱-۳۳۳۰۰۱۰ داخلی (۵۶۶۳)؛ فکس: ۰۶۱۱-۳۳۳۰۰۱۰

آدرس پست الکترونیک: banooni@scu.ac.ir

سیستم مه‌پاش از سال ۱۹۵۰ مورد توجه قرار گرفته است، هنگامی که ویلکوکس^۱ و تروت^۲ [۷] پیشنهاد دادند که تزریق آب به داخل هوای ورودی به کمپرسور باعث کاهش دمای خروجی هوا از کمپرسور و کاهش کار مصرفی کمپرسور می‌گردد. موثر بودن این روش تا اندازه زیادی به دما و رطوبت نسبی محیط وابسته است. هرچه هوا گرم‌تر و رطوبت نسبی کمتر باشد، راندمان خنک‌کاری تبخیری بالاتر خواهد بود.

در تراکم مرطوب هدف نزدیک شدن به تراکم هم‌دما به جای تراکم آدیباتیک می‌باشد که این کار توسط پاشش قطرات آب به داخل کمپرسور محقق می‌شود راندمان به دست آمده به افزایش توان خروجی توربین جبران هزینه پاشش آب و تغییرات اعمال شده را می‌نماید. در سال ۱۹۶۰ جانز^۳ و هاوکینز^۴ [۸] پاشش آب به هوا را در حین تراکم در کمپرسور (تراکم مرطوب) پیشنهاد دادند. افزایش در قدرت خالص خروجی سیکل، کاهش کار مصرفی کمپرسور و کاهش آلودگی (NOx)، از نتایج خنک‌کاری هوا به روش تراکم مرطوب می‌باشد.

چاکر^۵ و همکاران [۹]، فرآیند مه‌پاشی ورودی را در مجرای ورودی کمپرسور با استفاده از روش‌های تحلیلی و محاسباتی (CFD) بررسی کردند. همچنین آزمایش‌هایی را در یک تونل باد برای به دست آوردن بسامد تشدید برای آرایش لوله‌های نازل‌های پاشش قطرات در شرایط خشک و مرطوب، به دست آوردند.

با استفاده از مدل توسعه یافته باگنولی^۶ و همکاران [۱۰]، اثرات تزریق آب بین مرحله‌ای را روی عملکرد یک توربین گاز مدل VEA مورد بررسی قرار دادند. آنها دریافتند که توربین‌های گازی تقریباً ۱۵ درصد از قدرت خروجی را به علت افزایش دما در مقایسه با شرایط ایزو از دست می‌دهند.

صنایع و همکاران [۱۱]، اثرات مه‌پاشی ورودی به کمپرسور و تراکم مرطوب را روی عملکرد توربین گاز مورد مطالعه قرار دادند. آنها تبخیر قطرات کوچک آب را در مجرای ورودی کمپرسور مورد مطالعه قرار دادند و قطر قطرات

دسته سیستم‌های خنک‌کن تبریدی و تبخیری تقسیم می‌شوند [۲].

در سیستم سرمایش تبریدی که جزء خنک‌کن‌های غیرتماسی است، خنک شدن هوا به واسطه عبور آن از روی کویل‌های آب سرد صورت می‌گیرد. آب خنک شده توسط چیلر در کویل‌های سرد جاری شده و هوا ضمن عبور از روی این کویل‌ها، گرمای خود را به صورت محسوس از دست می‌دهد. چیلرهایی که در این روش به کار می‌روند از هر دو نوع تراکمی و جذبی می‌باشند. از مزایای خنک‌کن تبریدی قابلیت سرد کردن هوا تا دمایی کمتر از دمای مرطوب است و بدون توجه به مقدار رطوبت موجود در محیط، هر میزان خنک‌کاری را می‌توان از آنها انتظار داشت. البته برای جلوگیری از یخ زدن هوا در ورودی کمپرسور معمولاً هوای ورودی را از ۵-۸ درجه سانتیگراد بیشتر خنک نمی‌کنند. بنابراین در مناطق مرطوب این سیستم‌ها بر سیستم‌های خنک‌کاری تبخیری ترجیح داده می‌شوند [۳].

سرمایش تبخیری در حالت کلی به دو دسته تقسیم می‌شود. یکی سرمایش تبخیری مدیا و دیگری سرمایش به روش پاشش تحت فشار آب (مه پاش، شکل ۱). سرمایش تبخیری متداول به دو صورت معمولاً به کار می‌رود. در نوع اول که ایر واشر نام دارد با پاشش آب در مسیر هوا و تبخیر شدن آب، هوا خنک می‌شود. در این روش ذرات آب درشت می‌باشند و تبخیر به طور کامل صورت نمی‌گیرد. در نوع دوم که به مدیا معروف است هوا از لابلای صفحات خیس عبور کرده، با تبخیر شدن مقداری از آب این صفحات، هوا خنک می‌شود. کیفیت آب خنک‌کاری مورد احتیاج نسبت به سیستم خنک‌کاری مه پاش کمتر است. اما در این روش به ماکزیمم تبخیر یعنی دمای مرطوب نمی‌توان رسید [۴].

در سیستم خنک‌کاری مه پاش، آب تصفیه شده توسط نازل‌های فشار بالا به ذرات مه‌مانند تحت فشار (۲۱-۷ MPa) تبدیل می‌شود [۵]. این ذرات با تبخیر شدن باعث خنک شدن هوا در ورودی توربین گاز می‌شود. در این روش می‌توان به رطوبت نسبی ۱۰۰ درصد در ورودی توربین گاز رسید [۶].

¹ Wilcox

² Trout

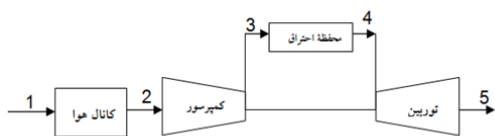
³ Jones

⁴ Hawkins

⁵ Chaker

⁶ Bagnoli

آب به صورت گاز ایده‌آل فرض شده است. شکل ۲ شماتیک مدل توربین گاز را نشان می‌دهد.



شکل ۲- شماتیک مدل توربین گاز به همراه نقاط مورد بررسی

۲-۱- سرمایش هوا در کانال هوای ورودی

حالت هوای جو در یک فشار خاص توسط دو خاصیت متمرکز مستقل معین می‌گردد. چون در مدلسازی سیکل توربین گاز هوا به صورت هوای جو در نظر گرفته شده است، برای مشخص کردن خواص هوا در نقاط مختلف سیکل از روابط هوای مرطوب استفاده می‌شود. از هندبوک ASHRAE [۱۳] وابستگی این پارامترها بهم به صورت زیر است:

$$\omega = \frac{0.622\phi P_g}{P - \phi P_g} \quad (1)$$

$$\phi = \frac{\omega P}{\omega P_g + 0.622 P_g} \quad (2)$$

$$h = c_{pa}T + \omega \times (2501.3 + c_{pw}T) \quad (3)$$

که در این رابطه دما برحسب سانتیگراد است و آنتالپی هوای خشک به صورت اختلاف آنتالپی با آنتالپی هوا در 0°C است، یعنی آنتالپی کل به صورت زیر است:

$$h = 273.26 + c_{pa}T + \omega \times (2501.3 + c_{pw}T) \quad (4)$$

$$v = \frac{R_a(T + 273.15)}{P} (1 + 1.608\omega) \quad (5)$$

که در این روابط:

P : فشار مخلوط بخار- هوا (kPa)

P_g : فشار بخار آب در حالت اشباع (kPa)

T : دمای خشک ($^\circ\text{C}$)

R_a : ثابت گاز برای هوا

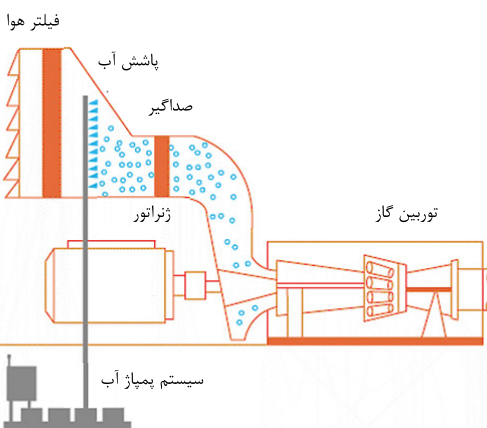
C_{pa} : گرمای ویژه هوای خشک

C_{pw} : گرمای ویژه بخار آب

کوچک آب را در انتهای مجرای ورودی تخمین زدند. آنها نتایج‌شان را با نرم‌افزار فلونتت مورد مقایسه قرار دادند.

سیکستون^۱ و همکاران [۱۲]، یک شبیه‌سازی را روی کاهش تولید NOx با اجرای خنک‌کاری تبخیری کمپرسور انجام دادند. آنها فرض کردند که میزان تبخیر بستگی به نفوذ جرم و حرکت قطره با جریان هوا بدون سرعت نسبی دارد. آنها همچنین فرض کردند که همه استیج‌ها بدون اصطکاک و آدیباتیک هستند.

در این مقاله ضمن مدلسازی ترمودینامیکی سیکل توربین گاز به همراه سرمایش هوای ورودی، اثرات سرمایش هوای ورودی بر روی توربین گاز GE-F5 نیروگاه گازی مشهد با اعمال اثرات سرمایش و ورود رطوبت در محفظه احتراق و مدلسازی احتراق با اثرات رطوبت بررسی می‌کند. در واقع سعی شده است مدل ترمودینامیکی بهبود یافته‌ای ارائه گردد.



شکل ۱- پاشش آب در کانال ورودی توربین گاز جهت سرمایش هوای ورودی [۱]

۲- مدلسازی ترمودینامیکی توربین گاز همراه با سرمایش هوای ورودی

هدف این مدلسازی، ارائه یک فرآیند محاسباتی کامل برای آنالیز توربین گاز مجهز به خنک‌کن تبخیری می‌باشد. در این مدل هوا به صورت مرطوب در نظر گرفته شده و چون فشار جزئی بخار آب موجود در هوای مرطوب بسیار کم است بخار

¹ Sexton

سردکردن تبخیری بر روی یک خط دمای مرطوب ثابت در نمودار رطوبت سنجی حرکت می‌کند.

چون خطوط دمای مرطوب ثابت تقریباً منطبق بر خطوط آنتالپی ثابت می‌باشند، آنتالپی جریان هوا نیز می‌تواند ثابت فرض شود. بنابراین در یک فرآیند سرمایش تبخیری خواهیم داشت:

$$Twb \cong const. \quad (۱۳)$$

$$h \cong const. \quad (۱۴)$$

برای مشخص کردن خواص هوا در ورودی کمپرسور به یک خاصیت مستقل دیگر نیز نیاز می‌باشد. بنابراین برای مدل کردن پاشش دو حالت در نظر گرفته شده است.

الف) رطوبت نسبی در ورودی کمپرسور معلوم است (ϕ_2).

ب) مقدار آب پاشش شده معلوم است، در این صورت ω_2 معلوم خواهد بود.

بنابراین با داشتن دو خاصیت (Twb_2, ϕ_2) یا (Twb_2, ω_2) در ورودی کمپرسور، سایر خواص محاسبه می‌شوند. همچنین چون کمپرسور اساساً وسیله‌ای حجم ثابت است، دبی هوای ورودی با معلوم بودن دبی حجمی در ورودی کمپرسور و داشتن V_2 یا به عبارت دیگر چگالی هوا در نقطه ۲، به دست می‌آید.

در خنک‌کاری تبخیری، بازده خنک‌کن تبخیری به صورت زیر تعریف می‌شود:

$$\eta_{e.c} = \frac{T_{db1} - T_{db2}}{T_{db1} - T_{wb2}} \quad (۱۵)$$

بنابراین در خنک‌کن تبخیری، حداکثر پتانسیل خنک‌کاری وقتی به دست می‌آید که به دمای مرطوب برسیم یا این که در پایان خنک‌کاری به رطوبت ۱۰۰٪ برسیم.

بنابراین می‌توان روابط حاکم بر فرآیند پاشش را به صورت زیر نشان داد:

قانون بقای جرم برای هوای خشک:

$$\dot{m}_{a1} = \dot{m}_{a2} = \frac{\dot{V}}{v_2} \quad (۱۶)$$

قانون بقای جرم برای آب موجود در هوا:

$$\dot{m}_{a1} w_1 + \dot{m}_{w_{injected}} = \dot{m}_{a2} \omega_2 \quad (۱۷)$$

قانون بقای انرژی:

$$h_2 \approx h_1 \quad (۱۸)$$

برای به دست آوردن رابطه‌ای برای محاسبه دمای مرطوب از آزمایش اشباع آدیاباتیک استفاده می‌شود. اگر طول کانال به اندازه کافی بلند باشد هوا در هنگام خروج به صورت اشباع در می‌آید و در این حالت دمای حالت اشباع دمای مرطوب خواهد بود. در اینجا از روابط هندبوک ASHRAE [۱۳] استفاده شده است:

$$h_a = 0.24 \times T \quad (Btu / lb) \quad (۶)$$

$$h_g = 1061 + 0.444 \times T \quad (Btu / lb) \quad (۷)$$

$$h = 0.24 \times T + \omega(1061 + 0.444 \times T) \quad (Btu / lb) \quad (۸)$$

اما از قانون بقای انرژی آنتالپی خروجی از کانال یا آنتالپی حالت اشباع، برابر مجموع آنتالپی هوای ورودی به اضافه آنتالپی آب اضافه شده به هوا در اثر تبخیر در دمای هوای خروجی است:

$$h + (\omega_s' - \omega)h_w' = h_s' \quad (۹)$$

که در آن h_w' از رابطه تقریبی زیر به دست می‌آید:

$$h_w' = T' - 32 \quad (Btu / lb) \quad (۱۰)$$

در روابط بالا اندیس s بیانگر حالت اشباع و علامت پریم (') حالت مربوطه در دمای مرطوب است. بنابراین با جاگذاری در رابطه (۹)، رابطه زیر به دست می‌آید. در این رابطه اگر دما و رطوبت مطلق معلوم باشد، دمای مرطوب به دست می‌آید.

$$\omega = \frac{(1093 - 0.556T_{wb})\omega_s' - 0.24(T - T_{wb})}{1093 + 0.444T - T_{wb}} \quad (۱۱)$$

که در آن ω_s' رطوبت مطلق در حالت اشباع، T_{wb} دمای مرطوب و T دما بر حسب فارنهایت می‌باشد. مهمترین پارامتری که خود را در روابط ترمودینامیکی مخلوط بخار-هوا ظاهر می‌سازد، فشار بخار اشباع است که از رابطه زیر به دست می‌آید:

$$\omega = \frac{(1093 - 0.556T_{wb})\omega_s' - 0.24(T - T_{wb})}{1093 + 0.444T - T_{wb}} \quad (۱۱)$$

$$\ln(P_g) = \frac{c_8}{T} + c_9 + c_{10}T + c_{11}T^2 + c_{12}T^3 + c_{13} \ln(T) \quad (۱۲)$$

که در آن P_g بر حسب psi و دما بر حسب رانکین است. با داشتن دو خاصیت از خاصیت‌های بالا می‌توان دیگر پارامترها را به دست آورد.

چون انتقال حرارت بین هوا و محیط در حین عمل سرمایش تبخیری قابل اغماض است، اساساً فرآیند سرمایش تبخیری مشابه فرآیند اشباع آدیاباتیک است و بنابراین فرآیند

$$c_{pa} = (a_a + b_a T_k + c_a T_k^2 + d_a T_k^3) / 29 \left(\frac{kJ}{kg} \right)$$

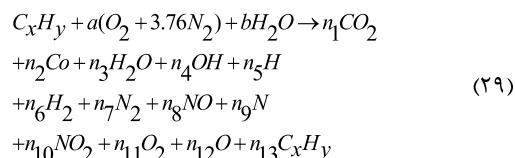
با به دست آمدن دما در خروجی کمپرسور کار مصرفی آن برابر خواهد بود با:

$$w_c = h_3 - h_2 \left(\frac{kJ}{kg \text{ dry air}} \right) \quad (28)$$

بنابراین از تحلیل کمپرسور، دما، فشار، آنتالپی و دبی جرمی هوا و آب خروجی از کمپرسور (که برابر دبی ورودی به کمپرسور هستند) به دست می‌آید که در تحلیل محفظه احتراق از آنها استفاده می‌شود.

۲-۳- تحلیل محفظه احتراق

مرحله سوم در تحلیل سیکل، تحلیل محفظه احتراق می‌باشد. با در نظر گرفتن احتراق فشار ثابت در محفظه احتراق و این که دما، فشار، مقدار آب و هوای خشک موجود در هوای ورودی به محفظه احتراق از تحلیل کمپرسور به دست آمده‌اند، محصولات احتراق را در دو حالت می‌توان تعیین کرد. یکی معلوم بودن دمای خروجی محفظه احتراق (دمای بالای سیکل) و دیگری معلوم بودن مقدار سوخت پاشیده شده در محفظه احتراق یا به عبارت دیگر در Q_{in} ثابت. چون معمولاً دمای بالای سیکل در سیکل‌های واقعی معلوم است، در تحلیل اولیه سیکل از این فرض استفاده شده است. با در نظر گرفتن این که احتراق کامل باشد و محصولات احتراق به صورت زیر باشند، خواهیم داشت:



که b نسبت جرمی آب به سوخت است و به صورت زیر تعریف می‌شود:

$$b = \frac{kg \text{ water}}{kg \text{ fuel}} \times \frac{M \text{ fuel}}{M \text{ water}} \quad (30)$$

برای یافتن این ۱۳ مجهول نیاز به ۱۳ معادله داریم. ۴ معادله از موازنه تعداد مولکول‌های اکسیژن، نیتروژن، هیدروژن و کربن حاصل می‌گردند و تعداد ۹ معادله مستقل دیگر نیز اساساً از معادلات غیر خطی تعادل حاصل می‌شوند که به طور توأم با چهار معادله قبلی حل می‌شوند. بنابراین

البته با معلوم بودن خواص هوای مرطوب در ورودی کمپرسور از جمله دما می‌توان از رابطه زیر نیز آنتالپی را به دست آورد:

$$h = 273.26 + c_{pa} T_2 + \omega_2 \times (2501.3 + c_{pw} T_2) \quad (19)$$

۲-۲- فرآیند تراکم هوای مرطوب در کمپرسور

با داشتن مشخصات هوای ورودی به کمپرسور، برای به دست آوردن دمای خروجی از آن در نسبت تراکم مشخص، به دو روش می‌توان عمل کرد. یکی با استفاده از تعریف راندمان آدیاباتیک و دیگری با استفاده از راندمان پلی‌تروپیک. البته پارامتر مهم رطوبت مطلق در فرآیند تراکم به دلیل این که جرم هوا و آب تغییر نمی‌کند، ثابت است. بنابراین در فرآیند تراکم داریم:

$$\omega_3 = \omega_2 \quad (20)$$

با داشتن راندمان آدیاباتیک و حدس دما در حالت آیزنتروپیک، به صورت زیر دمای خروجی را می‌توان تعیین کرد:

$$\frac{T_{3s}}{T_2} = \left(\frac{P_3}{P_2} \right)^{\frac{k-1}{k}} \quad (21)$$

$$\eta_c = \frac{h_{3s} - h_2}{h_3 - h_2} \Rightarrow h_3 = h_2 + \frac{(h_{3s} - h_2)}{\eta_c} \quad (22)$$

البته به دلیل وابستگی k به دما، دو رابطه فوق همراه روابط زیر با سعی و خطا برای به دست آمدن دمای خروجی از کمپرسور به کار می‌روند.

$$k = \frac{c_p}{c_p - R} \quad (23)$$

$$c_p = \frac{1}{(1 + \omega_2)} \times (c_{pa} + \omega_2 \times c_{pw}) \quad (24)$$

$$R = \frac{1}{(1 + \omega_2)} \times (R_a + \omega_2 \times R_w) \quad (25)$$

روش دیگر به دست آوردن دمای خروجی کمپرسور از رابطه زیر برحسب راندمان پلی‌تروپیک است:

$$\int_{T_1}^{T_2} c_p \times \frac{dT}{T} = \frac{R}{\eta_{pol}} \times \ln(r_c) \quad (26)$$

و گرمای ویژه مخلوط آب و هوای خشک را می‌توان از روابط زیر بر حسب دما نوشت:

$$c_{pw} = (a_w + b_w T_k + c_w T_k^2 + d_w T_k^3) / 18 \left(\frac{kJ}{kg} \right) \quad (27)$$

$$R = \frac{R_{II}}{M_m} \quad (36)$$

روش دیگر به دست آوردن دمای خروجی توربین از رابطه زیر برحسب راندمان پلی تروپیک است:

$$\int_{T_{31}}^{T_4} c_p \text{ prod} \times \frac{dT}{T} = R \times \eta_{pol,t} \times \ln(r_t) \quad (37)$$

با به دست آمدن دما در خروجی توربین کار مصرفی آن برابر خواهد بود با:

$$w_t = h_4 - h_5 \left(\frac{kJ}{kg \text{ prod.}} \right) = \quad (38)$$

$$\frac{m_5}{m_{al}} (h_4 - h_5) \left(\frac{kJ}{kg \text{ dry air}} \right)$$

راندمان کل سیکل نیز از رابطه زیر به دست می‌آید:

$$\eta = \frac{W_t - W_c}{Q_m} \quad (39)$$

۳- نتایج مدل‌سازی سیکل توربین گاز GE-F5

نیروگاه مشهد

صحت این مدل ابتدا در شرایط ایزو مطابق با جدول ۱ اعتبار بخشی شده و سپس نتایج این تحلیل بر روی سیکل توربین گاز GE-F5 نیروگاه مشهد، در شرایط طراحی و سرمایه‌ش تا حالت اشباع در زیر آمده است. توان خالص تولیدی محاسبه شده ۲۴/۳۰ در برابر ۲۴/۳۳ مگاوات کاتالوگ توربین است که همخوانی خوبی دارد.

جدول ۱- مشخصات توربین گاز GE-F5 در شرایط ایزو

۱۵	دمای ورودی
٪۶۰	رطوبت نسبی ورودی
۱۰۱/۳۲۵	فشار ورودی (kpa)
۹۱/۶۲۲	دبی حجمی هوا (m ³ /s)
۷/۵	نسبت فشار کمپرسور
۱۱۱/۱۱	دبی جریان هوا (در شرایط ایزو) (kg/s)
٪۸۵	راندمان آدیباتیک کمپرسور
٪۸۷	راندمان آدیباتیک توربین
۱۲۱۷	دمای ورودی به توربین (K)
٪۴	افت فشار محفظه احتراق
٪۵	درصد هوای خنک‌کننده پره توربین

در شرایط طراحی (دما ۴۰ درجه سانتیگراد و رطوبت ۱۰٪) دمای مرطوب ۱۸/۲۳ درجه سانتیگراد است. بنابراین

برای حل یک سیستم CHON با محصولات بالا لازم است که چهار معادله خطی و نه معادله غیر خطی به طور همزمان حل شوند. معادلات حاصل از موازنه اتمی بصورت زیر هستند:

$$\begin{aligned} x &= n_1 + n_2 + n_{13} \\ y + 2b &= 2n_3 + n_4 + n_5 + 2n_6 + 4n_{13} \\ 2a \times 3.76 &= 2n_7 + n_8 + n_9 + n_{10} \end{aligned} \quad (31)$$

این معادلات را برای جزء مولی به شکل زیر می‌توان نوشت:

$$\begin{aligned} y\chi_1 + y\chi_2 + y\chi_{13} - 2x\chi_3 \\ - x\chi_4 - x\chi_5 - 2x\chi_6 - 4x\chi_{13} &= 0 \\ 2(a-x)\chi_1 + (2a-x)\chi_2 - x\chi_3 - x\chi_4 - x\chi_8 \\ - 2x\chi_{10} - 2x\chi_{11} - x\chi_{12} + 2a\chi_{13} &= 0 \\ 7.52a\chi_1 + 7.52a\chi_2 - 2x\chi_7 \\ - x\chi_8 - x\chi_9 - x\chi_{10} + 7.52a\chi_{13} &= 0 \end{aligned} \quad (32)$$

همان طور که بیان شد جهت حل معادله احتراق نیاز به ۹ معادله در کنار معادلات موازنه شیمیایی است که می‌توان از ۹ واکنش تعادلی تجزیه دی‌اکسید کربن، تجزیه آب، تشکیل رادیکال هیدروکسیل، تجزیه هیدروژن، تجزیه اکسیژن، تشکیل متان، تجزیه نیتروژن، تشکیل اکسید نیتریک و تشکیل دی‌اکسید نیتریک برای این منظور استفاده کرد. لذا با ۱۳ معادله ۱۳ مجهول جزء مولی محصولات احتراق به دست می‌آید [۱۴].

۲-۴- تحلیل توربین

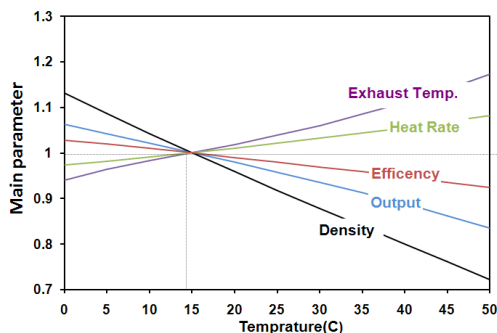
تحلیل فرآیند انبساط در توربین مشابه تحلیل فرآیند تراکم در کمپرسور است. لذا با داشتن نسبت انبساط توربین و راندمان آدیباتیک آن، از روابط زیر دما گازهای خروجی توربین به دست می‌آیند.

$$\frac{T_{5s}}{T_4} = \left(\frac{P_5}{P_4} \right)^{\frac{k-1}{k}} \quad (33)$$

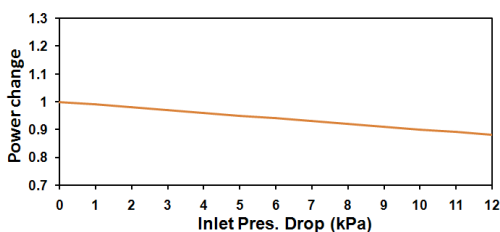
$$\eta_t = \frac{h_5 - h_4}{h_{5s} - h_4} \quad (34)$$

البته به دلیل وابستگی k به دما، دو رابطه فوق همراه روابط زیر با سعی و خطا برای به دست آمدن دمای خروجی از توربین به کار می‌روند.

$$k = \frac{c_p}{c_p - R} \quad (35)$$

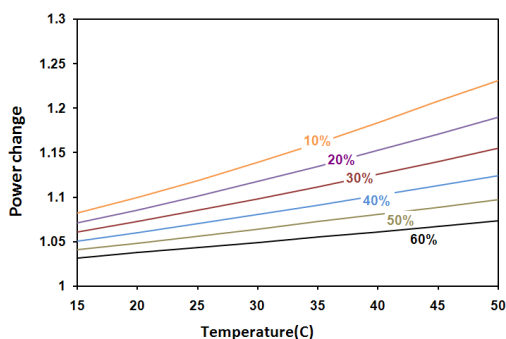


شکل ۳- نمودار تغییرات پارامترهای کلیدی توربین گاز با دمای هوای محیط نسبت به حالت ایزو (Density: چگالی، Output: توان خالص خروجی، Efficiency: راندمان، Heat rate: نرخ حرارت، Exhaust Temp.: دمای خروجی)



شکل ۴- نمودار اثر افت فشار هوای ورودی بر توان خروجی توربین گاز

با در نظر گرفتن دما و رطوبت به طور همزمان، در شکل ۵، پتانسیل افزایش توان در سیکل توربین گاز GE-F5 در دما و رطوبت نسبی متفاوت نشان داده شده است.



شکل ۵- پتانسیل افزایش توان توربین گاز GE-F5 در دماها و رطوبت‌های مختلف محیط (محور افقی دمای محیط است)

حداکثر پتانسیل خنک‌کاری حدود ۲۲ درجه سانتیگراد می‌باشد. دبی جرمی هوا در این شرایط ۹۸/۱۴ کیلوگرم بر ثانیه در برابر ۱۱۱/۱۱ کیلوگرم بر ثانیه در حالت ایزو است که در حالت اشباع ۱۰۴ کیلوگرم بر ثانیه است. بنابراین در حالت طراحی دبی جرمی ۰/۸۸/۳٪ و در حالت اشباع ۰/۹۳/۶٪ دبی جرمی حالت ایزو است و این بدین معناست که با سرمایش هوا می‌توان در این حالت تا ۵٪ کاهش دبی جرمی را جبران کرد. بر اساس شکل ۳، کمپرسور در حالت طراحی ۸۲/۸٪ از حالت ایزو بیشتر کار مصرف می‌کند و این در حالی است که حدود ۱۲٪ از حالت ایزو، جرم کمتری نیز متراکم می‌کند. با توجه به درصد بالای کار مصرفی کمپرسور از توان تولیدی (حدود ۵۶٪) کاهش کار کمپرسور باعث افزایش قابل توجهی در کل توان تولیدی می‌شود که در حالت اشباع ۸٪ کار مصرفی کمپرسور کاهش می‌یابد.

بنابراین سرمایش هوای ورودی تا اشباع می‌تواند کار مصرفی کمپرسور را به ۲۷۷ کیلوژول بر کیلوگرم در مقابل ۲۹۴/۸ کیلوژول بر کیلوگرم حالت طراحی برساند. با توجه به ثابت گرفتن دمای خروجی محفظه احتراق، سوخت مصرفی در برابر توان تولید شده در برابر افزایش ۶٪ حالت طراحی نسبت به حالت ایزو، به هنگام سرمایش هوای ورودی با ۶/۸٪ کاهش از حالت ایزو نیز کمتر می‌شود. بنابراین یکی از مزایای کاهش دمای هوای ورودی توسط سرمایش هوا کاهش نرخ حرارتی می‌باشد. در جدول ۲، کارکرد سیکل توربین گاز GE-F5 در سه حالت ایزو، طراحی و سرمایش توسط مه پاش تا حالت اشباع با هم مقایسه شده است.

جدول ۲- کارکرد سیکل توربین گاز GE-F5 در سه حالت ایزو، طراحی و سرمایش توسط Fog تا حالت اشباع

اشباع	طراحی	ایزو	
۲۷۷	۲۹۴/۸	۲۷۰/۹	توان مصرفی کمپرسور (kJ/kg)
۸۵/۲	۴۸۳/۶	۴۸۴/۳	توان تولیدی توربین (kJ/kg)
۱۰۴	۹۸/۱۴	۱۱۱/۱۱	دبی جرمی (kg/s)
۲۲/۵۷	۱۹	۲۴/۳۳	توان خالص تولیدی MW
۲۸/۱۴	۲۶/۲۵	۲۷/۷۹	راندمان

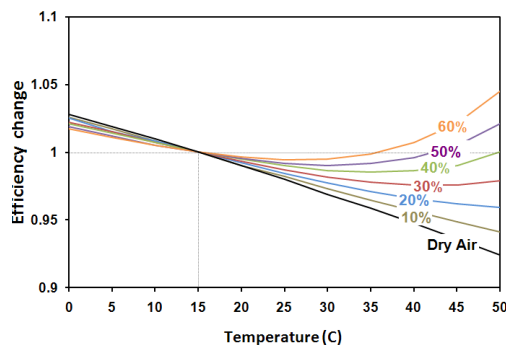
سرمايش هوا تا حالت اشباع، با مصرف ۲ متر مکعب گاز در ثانيه ۲۲/۵۷ مگاوات توان توليد مي‌شود. بنابراین با ۸/۷٪ مصرف بيشتري سوخت، به ۱۸/۷۹٪ افزايش توان مي‌توان دست يافت.

• با توجه به کاهش ۱٪ توان خالص توليدي با افت فشار در کانال هوای ورودی برای سيکل بالا، در صورت به کار بردن سيستم‌های سرمايش تيريدی يا تبخيري از نوع مديا، مي‌توان ميزان کاهش توان ناشی از افت فشار هوا در اين گونه سيستم‌های سرمايش را پيش‌بيني کرد.

مراجع

- [1] Cyrus B, MeherHomji CB, Thomas RM (1999) Gas turbine power augmentation by fogging of inlet air, Proceeding of 28th Turbo- machinery Symposium, Houston, TX, September 1999
- [2] Chaker M, Meher-Homji CB (2002) Climatic Analysis of gas turbine evaporative cooling potential of international locations, ASME International Gas Turbine and Aeroengine Conference, Amsterdam, The Netherlands, June 3-6, 2002, ASME Paper No. 2002-GT-30559.
- [۳] سالم بعنونی (۱۳۸۱)، افزايش توان توربينهای گازی با فناوری Fog، همایش افزايش توان توربينهای گازی با سرمايش هوای ورودی، تهران، معاونت انرژی وزارت نیرو.
- [۴] محمد عامری (۱۳۸۱)، ارائه یک روش مناسب افزايش توان توربينهای گازی، ۱۷امین کنفرانس بين المللی برق، تهران، توانیر، پژوهشگاه نیرو.
- [۵] کاظم سراپچی، محمود احمدی (۱۳۷۹)، بررسی ترموديناميکی توربين گاز مجهز به خنک‌کن تبخيري، ۱۵امین کنفرانس بين المللی برق، تهران، توانیر، پژوهشگاه نیرو.
- [۶] حمید ابراهيم‌پور (۱۳۸۱)، افزايش ظرفيت توربينهای گازی در فصل گرم از طريق کاهش دمای هوای ورودی، سومین همایش کیفیت و بهره‌وری در صنعت برق، تهران، پژوهشگاه نیرو
- [7] Wilcox EC, Trout AM (1951) Analysis of thrust augmentation of turbojet engines by water injection at compressor inlet including charts for calculation compression processes with water injection NACA Report No.1006.
- [8] Sanaye S, Rezazadeh H, Aghazeynali M (2006) Effects of inlet fogging and wet compression on

طبق این نمودار هرچه رطوبت محیط کمتر باشد و دمای محیط بالاتر باشد، پتانسیل بيشتري برای افزايش توان توسط سيستم سرمايش تبخيري به خصوص Fog وجود دارد که در صورت خنک‌کاری هوای ورودی مي‌توان به آن منظور رسید. همچنين شکل ۶ اثر دما و رطوبت را به صورت همزمان بر روی راندمان توربين گازی GE-F5 نشان مي‌دهد. مطابق این شکل اثر دما و رطوبت هوا بر راندمان کمتر از توان خالص است.



شکل ۶- اثر دما و رطوبت به صورت همزمان بر روی راندمان توربين گازی GE-F5 نسبت به حالت ایزو (محور افقی دمای محیط می‌باشد)

۴- جمع بندی

با توجه به بحث‌های صورت گرفته در قسمت‌های قبلی نتایج زیر را می‌توان از تحلیل مزبور برشمرد:

- ماکزیمم افزايش توان قابل حصول سيکل GE-F5 نیروگاه گازی مشهد ۱۸/۷۹٪ است.
- با توجه به ۲۲ درجه سانتیگراد خنک‌کاری صورت گرفته در حالت ماکزیمم خنک‌کاری، افزايش توان به ازای هر درجه سانتیگراد در بهترین حالت ۰/۸۵٪ است که بین ۰/۹ تا ۰/۶ برای هر درجه سانتیگراد خنک‌کاری قابل پیش‌بيني است.
- راندمان سيکل ۷٪ در حالت سرمايش ماکزیمم بهبود می‌یابد.
- اگر هر متر مکعب گاز طبیعی ۳۹۳۲۱ کیلوژول گرما تولید کند، در حالت طراحی برای توليد ۱۹ مگاوات توان ۱/۸۴ متر مکعب گاز در ثانيه نیاز است. در صورت

- [12] Sexton MR, Urbach HB and Knauss DT (1998) Evaporative cooling for NO_x suppression and enhanced engine performance for naval gas turbine propulsion plants, ASME Paper No. 98-GT-332.
- [13] ASHRAE Handbook of Fundamentals (1981) Volume 1, American Society of Heating, Refrigerating, and Air Conditioning Engineers, Atlanta, Ga.
- [۱۴] سالم بعنونی، سید مصطفی حسینعلی پور (۱۳۸۹)، کاهش NO_x در توربین‌های گازی در اثر سرمایش هوای ورودی با پاشش آب در کانال هوای ورودی، سومین کنفرانس سوخت و احتراق ایران، دانشگاه صنعتی امیرکبیر.
- gas turbine performance, ASME Paper No. GT-2006-90719.
- [9] Jones JB, Hawkins GA (1960) Engineering Thermodynamics, John Wiley & Sons Inc.
- [10] Chaker M, Meher-Homji CB, Mee T III (2002) Inlet fogging of gas turbine engines– part A: fog droplet thermodynamics, heat transfer and practical considerations, ASME Turbo Expo 2002, Amsterdam, The Netherlands
- [11] Bagnoli M, Bianchi M, Melino F, Peretto A, Spina PR, Ingistov S, Bhargava RK (2006) Application of a computational code to simulate inter stage injection effects on GE frame 7EA gas turbine, ASME Paper No. GT-2006-90343.