

بررسی پدیده کاهش توان توربوکمپرسورهای ایستگاه‌های تقویت فشار گاز به کمک مدلسازی سیکل توربین گاز همراه با خنک‌کاری هوای ورودی

ابراهیم خلیلی اردلی^۱، سید مصطفی حسینعلی پور^۲

شهرکرد - شرکت گاز استان چهارمحال و بختیاری - واحد پژوهش و توسعه
khalili@nigc-chbgas.ir

چکیده

توربین‌های گاز در سالهای اخیر کاربردهای گسترده‌ای در بخش تولید انرژی الکتریکی، افزایش فشار خط در ایستگاه‌های انتقال گاز و... دارند. از معایب این توربین‌ها تحت تأثیر قرار گرفتن راندمان و توان خروجی توسط شرایط جوی و محیطی می‌باشد. به طوری که با افزایش دما و در نتیجه کاهش چگالی هوای ورودی، توان خروجی توربین به میزان قابل توجهی افت می‌کند که این عامل در مسیر خطوط انتقال گاز با کاهش فشار خط لوله همراه خواهد بود. در این مقاله ابتدا سیکل توربین گاز همراه با سیستم خنک‌کن هوای ورودی به آن مدلسازی شده و با عملکرد واقعی توربین مقایسه می‌گردد و سپس اثر شرایط محیطی بر توان خروجی توربین بررسی می‌گردد. نتایج مدل برای یک نمونه واقعی از توربین گاز (واقع در ایستگاه تقویت فشار گاز نینزار-شهر قم)، تطابق خوبی با عملکرد واقعی توربین نشان می‌دهد. توان خروجی توربین گاز در فصول گرم سال هم در حالت واقعی و هم در حالت وجود سیستم خنک‌کن نشان داده شده است. میزان بار سرمایش توسط مدل کامپیوتری با توجه به شرایط محیط و منطقه محاسبه می‌گردد. به عنوان یک شرایط کارکرد بهینه، افزایش توان خروجی به میزان 12٪ با مشخص بودن یک شرایط طراحی معین، مشاهده گردید.

واژه‌های کلیدی: توربین گاز، خنک‌کاری هوای ورودی، بار سرمایش، ایستگاه تقویت فشار گاز

1- مقدمه

در فصول گرم سال با افزایش دما، دانسیته هوا کم شده و در نتیجه دبی جرمی هوای ورودی به کمپرسور کاهش می‌یابد. از آنجا که قدرت خروجی توربین گاز رابطه مستقیم با دبی جرمی هوای ورودی دارد، توان خروجی هم کاهش خواهد یافت [1، 2]. توربینهای گاز ماشینهای حجم ثابت هستند، بنابراین در یک دور ثابت، هوای ورودی بدون توجه به شرایط هوای محیط به یک حجم ثابت محدود می‌شود. با افزایش دمای هوا طبق رابطه گاز کامل دانسیته آن کم می‌شود:

$$P = \rho RT \rightarrow \rho = \frac{P}{RT} \quad (1)$$

$$\dot{m} = \rho A v \Rightarrow \downarrow \rho \propto \downarrow \dot{m} \quad (2)$$

از آنجا که توان بیشتری برای متراکم نمودن هوای گرم لازم است، راندمان توربین گاز نیز کاهش می‌یابد. کار کمپرسور بر واحد جرم هوا نیز برابر است با:

1- کارشناس ارشد مهندسی مکانیک، سرپرست واحد پژوهش

2- دانشیار، مهندسی مکانیک

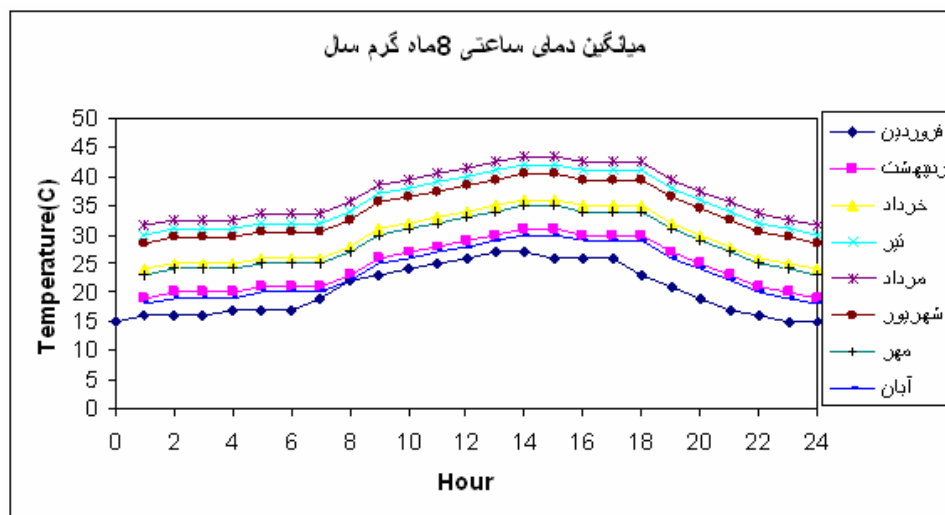
(3)

$$w_{comp.} = \frac{h_2 - h_1}{\eta_c} = \frac{c_p(T_2 - T_1)}{\eta_c} = \frac{c_p T_1 \left(\frac{T_2}{T_1} - 1 \right)}{\eta_c} = \frac{c_p T_1 \left(\left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1 \right)}{\eta_c}$$

بنابراین با استفاده از یک سیستم خنک کن می توان هوای گرم محیط را قبل از ورود به کمپرسور خنک نمود. تقریباً به ازای هر 1°C خنک کاری، توان خروجی به میزان 0.5 تا 1 درصد افزایش خواهد یافت [3و6].

2- شرایط آب و هوایی محیط (Site Condition)

براساس اطلاعات آب و هوایی منطقه نيزار، 8 ماه از سال به عنوان گرمترین ماههای سال در نظر گرفته می شود. ماکزیمم دمای منطقه 43C است و با توجه به بالا بودن دما روش خنک کاری هوای ورودی به کمپرسور توربین گاز به منظور افزایش توان خروجی می تواند انتخاب مناسبی باشد. مطابق شکل 1 ناحیه پیک دما از ساعت 9 صبح تا 5 بعد از ظهر می باشد.



شکل 1- نمودار تغییرات متوسط دمای ماهیانه هر ساعت از روز

به کمک استاندارد ASHRAE و با رتبه بندی 5% دماهای حباب تر و خشک شرایط طرح تابستانی بیرون، بصورت $T_{wb} = 23^{\circ}\text{C}$ و $T_{db} = 37^{\circ}\text{C}$ برای 8 ماه خنک کاری در ساعات پیک (9 صبح تا 5 بعد از ظهر) در نظر گرفته می شود.

3- عملکرد توربین های گازی ایستگاه تقویت فشار نيزار قم

جدول 1 مشخصات فنی مربوط به توربین های گاز ایستگاه تقویت فشار نيزار قم را نشان می دهد. رابطه واقعی بین دمای هوای ورودی و عملکرد توربین گاز بسته به نوع و مدل توربین گاز متغیر بوده و معمولاً به صورت تابعی از درجه حرارت توسط سازندگان توربین ارائه شده و بستگی به نوع و مدل توربین گاز مورد استفاده می باشد. با توجه به موقعیت جغرافیایی منطقه و ارتفاع 1373 متر از سطح دریا و شرایط کارکرد واقعی توربین ها، منحنی عملکرد واقعی توربین و همچنین مصرف واقعی سوخت آن با اعمال ضرایب اصلاح توان و اصلاح مصرف سوخت، به صورت زیر تصحیح و عملکرد واقعی توربین گاز بصورت زیر خواهد بود [1 و 7]:

جدول 1- مشخصات فنی توربین های MS5002C در شرایط ISO [1]

28/3Mw	توان خروجی
12/3 Mw/kwh	نرخ حرارتی (Heat Rate)
8/8:1	نسبت تراکم کمپرسور هوا
4670rpm	دور توربین
$\eta_C=0.85$	راندمان کمپرسور
$\eta_T=0.85$	راندمان توربین
123/4 Kg/Sec	دبی خروجی اگزوز
517C	دمای خروجی اگزوز (EGT)
16 Stage	تعداد مراحل کمپرسور
12 اتاقک احتراق	سیستم محفظه احتراق
110ton	وزن
15×3/2×3/8	ابعاد

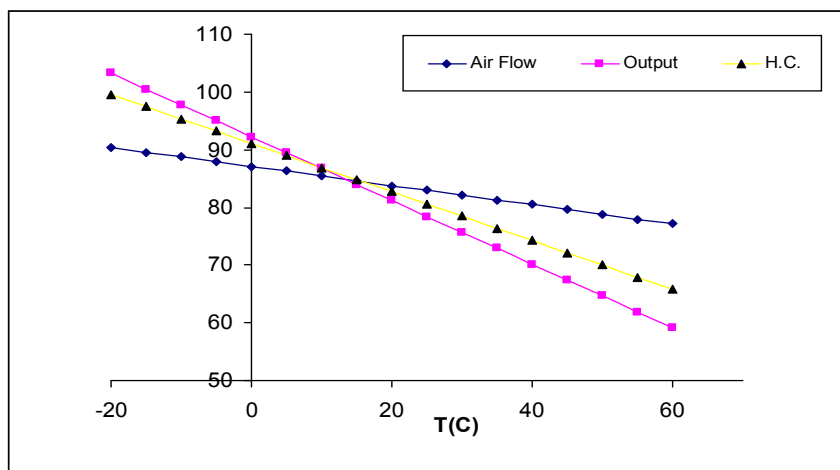
$$P(\%) = -0.552T(^{\circ}C) + 92.22 \quad (4)$$

$$H.C.(\%) = -0.421T(^{\circ}C) + 91.1 \quad (5)$$

$$(6)$$

$$m_{air}(\%) = -0.166T(^{\circ}C) + 87.1$$

$$P(Mw) = -0.156T(^{\circ}C) + 26.1 \quad (7)$$

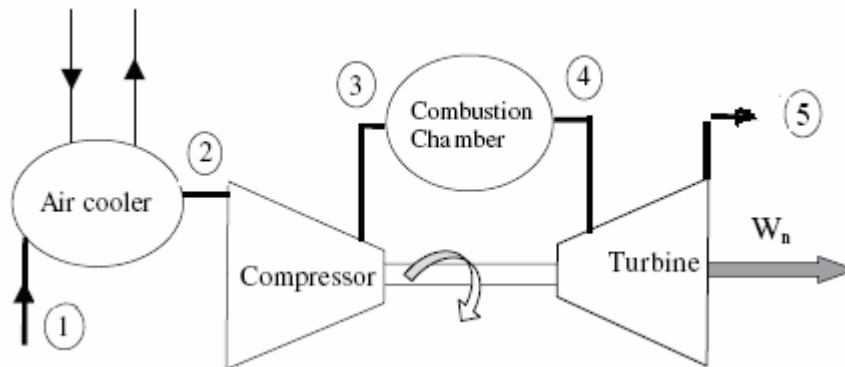


شکل 2- منحنی عملکرد واقعی توربین گاز MS5002C منطقه نیزار بر حسب دمای ورودی به کمپرسور

با توجه به شکل، قدرت خروجی توربین گاز در دمای استاندارد برابر با 24Mw می باشد. در دمای 43C این مقدار به 19.4Mw کاهش می یابد. روابط (4) تا (7) عملکرد توربین گاز را مطابق با اطلاعات بدست آمده از data book موجود در ایستگاه نشان می دهد. در قسمت بعد نتایج حاصل از اجرای برنامه کامپیوتری مورد بحث و بررسی قرار می گیرد و عملکرد توربین گاز که بکمک برنامه شبیه سازی بدست آمده است با عملکرد واقعی توربین گاز مقایسه می گردد.

4- آنالیز سیکل توربین گازی همراه با سیستم خنک کن هوای ورودی

در مدلسازی ترمودینامیکی سیکل توربین گازی، چهار فرایند خنک کاری تبریدی هوا در کانال ورودی، تراکم، احتراق و انبساط در توربین مورد بررسی قرار گرفته است (مطابق شکل 3).



شکل 3- شماتیک سیکل توربین گازی همراه با خنک کن هوای ورودی جهت شبیه سازی

4-1- فرایند خنک کاری ورودی به کمپرسور توربین گازی

حالت هوای جو در یک فشار خاص بوسیله دو خاصیت متمرکز مستقل معین می گردد. بقیه خاصیتها می تواند از روابط موجود بین خواص (رطوبت نسبی ϕ ، رطوبت مطلق ω ، دمای خشک T_{db} ، دمای مرطوب T_{wb} ، حجم مخصوص v و آنتالپی h) محاسبه شوند، وابستگی این پارامترها به هم به صورت زیر بیان شده است:

$$\omega = \frac{0.622\phi P_g}{p - \phi P_g} \quad (8)$$

$$\phi = \frac{\omega P}{\omega P_g + 0.622 P_g} \quad (9)$$

$$h = c p_a T + \omega \times c p_w T \quad (10)$$

$$C p_a = (A_a + B_a \theta + C_a \theta^2 + D_a \theta^3) \quad (11)$$

$$C p_w = (A_w + B_w \theta + C_w \theta^2 + D_w \theta^3) \quad (12)$$

$$(13)$$

$$\ln \frac{m_a R_a (T+273)}{P} \quad (14)$$

$$\ln(P_g) = \frac{C_1}{T} + C_2 + C_3 T + C_4 T^2 + C_5 T^3 + C_6 \ln(T)$$

که در روابط بالا $\theta = T(\text{Kelvin})/1000$ ، P فشار مخصوص بخار-هوا (Kpa)، P_g فشار بخار آب در حالت اشباع (Kpa)، T دمای خشک (C)، R_a ثابت گاز برای هوا، $C p_a$ گرمای ویژه هوای خشک و $C p_w$ گرمای ویژه بخار آب می باشد. P_g فشار بخار اشباع برحسب psia و دما برحسب رانکین است. مقادیر ثابتها در روابط فوق در جدول 2 آمده است [7 و 3].
در سرمایش تبریدی، هوا با عبور از روی یک کویل سرد، خنک می شود. بنابراین خواهیم داشت:

$$(15)$$

$$\omega_2 = \omega_1$$

باید توجه داشت که جریان ورودی شامل هوا و بخار آب همراه با آن می‌باشد. فشارهای جزئی بخار و هوا بصورت زیر محاسبه خواهد شد:

$$P_v = \phi P_g \quad (16)$$

$$P_a = P - P_v \quad (17)$$

$$m\dot{v} = 0.622 m\dot{a} \frac{P_v}{P_a} \quad (18)$$

جدول 2- ضرایب ثابت در معادلات رطوبت سنجی [10]

$C_1 = -10440.4$	$A_a = 1.05$	$A_w = 1.79$
$C_2 = -11.29$	$B_a = -0.365$	$B_w = 0.107$
$C_3 = -0.027$	$C_a = 0.85$	$C_w = 0.586$
$C_4 = 0.12897 \times 10^{-4}$	$D_a = -0.39$	$D_w = -0.2$
$C_5 = -0.2478 \times 10^{-8}$		
$C_6 = 6.54$		

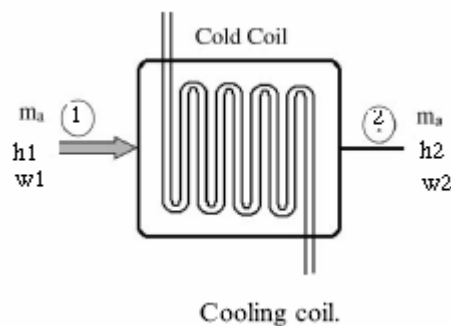
در روابط فوق P فشار محیط (مجموع فشار بخار آب و فشار هوا) و $m\dot{v}$ نرخ جرمی بخار آب در هوا و $m\dot{a}$ نرخ جرمی هوای ورودی در حالت واقعی به کمپرسور می‌باشد که داریم:

$$m\dot{a} = m\dot{v} + m\dot{w} \quad (19)$$

مطابق حجم کنترل در نظر گرفته شده در شکل 4، معادله پیوستگی برای هوا و آب بکار برده می‌شود.

$$m_{a_1} = m_{a_2} \quad (20)$$

$$m_{v_1} = m_{v_2} + m_{l_2} \quad (21)$$



شکل 4- حجم کنترل فرایند کویل سرمایش [4]

برای محاسبه مقدار بار سرمایش مورد نیاز جهت خنک کاری هوای ورودی می‌توان از قانون اول ترمودینامیک استفاده نمود

$$Q_{c.v.} + \sum m_1 h_1 = \sum m_2 h_2 \quad (22)$$

$$(23)$$

$$Q_{c.v.} + \sum m_a h_{a_1} + \sum m_{v_1} h_{v_1} = \sum m_a h_{a_2} + \sum m_{v_2} h_{v_2} + m_{l_1} h_{l_1}$$

$$\frac{Q_{c.v.}}{m_a} + h_{a_1} + \omega_1 h_{v_1} = \omega_2 h_{v_2} + h_{a_2} + (\omega_1 - \omega_2) h_{l_1} \quad (24)$$

4-2- فرایند تراکم هوای مرطوب در کمپرسور

برای بدست آوردن دمای خروجی از کمپرسور در نسبت تراکم مشخص، به استفاده از تعریف راندمان آدیاباتیک می توان عمل کرد. بنابراین در فرایند تراکم داریم:

$$\omega_2 = \omega_3 \quad (25)$$

$$\frac{T_{3,S}}{T_2} = \left(\frac{P_3}{P_2} \right)^{\frac{k-1}{k}} \quad (26)$$

$$\eta_{comp} = \frac{h_{3S} - h_2}{h_3 - h_2} \Rightarrow h_3 = h_2 + \frac{h_{3S} - h_2}{\eta_{comp}} \quad (27)$$

بدلیل وابستگی k به دما، دو رابطه فوق همراه با روابط زیر با سعی و خطا برای بدست آوردن دمای خروجی بکار می روند.

$$k = \frac{cp}{cp - R} \quad (28)$$

$$cp = \frac{I}{I + \omega_2} (cp_a + \omega_2 \times cp_w) \quad (29)$$

$$R = \frac{I}{I + \omega_2} (R_a + \omega_2 \times R_w) \quad (30)$$

گرمای ویژه مخلوط آب و هوای خشک را می توان از روابط زیر برحسب دما نوشت:

$$Cp_a = (A_a + B_a \theta + C_a \theta^2 + D_a \theta^3) \quad (31)$$

$$Cp_w = (A_w + B_w \theta + C_w \theta^2 + D_w \theta^3) \quad (32)$$

که ضرایب گرمای ویژه آب در جدول 2 آمده است. کار مصرفی کمپرسور برابر خواهد بود با:

$$w_{comp} = m_{air} (h_3 - h_2) \quad (33)$$

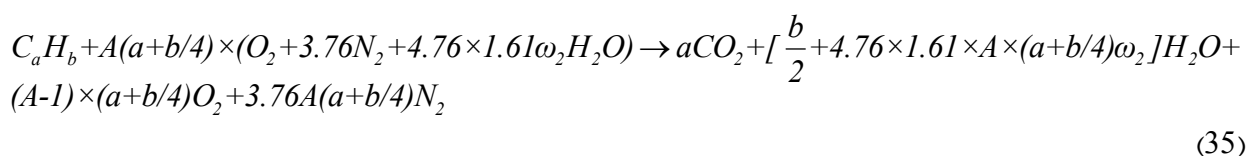
4-3- تحلیل محفظه احتراق

با در نظر گرفتن احتراق فشار ثابت در محفظه و این که دما، فشار، مقدار آب و هوای خشک موجود در هوای ورودی به محفظه احتراق از تحلیل کمپرسور بدست آمده اند، محصولات احتراق را در دو حالت می توان تعیین کرد. یک معلوم بودن دمای بالای سیکل (دمای خروجی از محفظه احتراق) و دیگری معلوم بودن مقدار سوخت پاشیده شده در محفظه احتراق یا به عبارت دیگر با $Q_{C.V.}$ مشخص. به منظور تحلیل حساسیت پارامترها بر هم و برای پیش بینی تغییرات دمای بالای سیکل با مقدار پاشش، از فرض دوم استفاده می شود. نسبت رطوبت عبارت است از:

(34)

$$\omega = \frac{M_v}{M_a} \frac{N_v}{N_a} = \frac{18}{29} \frac{N_v}{N_a} \rightarrow N_v = 1.61 \omega N_a$$

N_v تعداد مولهای بخار آب موجود در هوا، N_a تعداد مولهای هوای خشک، M_v جرم مولی بخار آب و M_a جرم مولی هوا بنابراین معادله واکنش را به صورت زیر داریم:



A نسبت هوای ورودی در شرایط استوکیومتری است. به عبارت دیگر اگر AF نماینده نسبت هوا به سوخت باشد، داریم:

$$AF = \frac{n_{air}}{n_{fuel}} = \frac{\dot{m}_{air}/M_{air}}{\dot{m}_{fuel}/M_{fuel}} = \frac{\dot{m}_{air}}{\dot{m}_{fuel}} \frac{M_{fuel}}{M_{air}} \quad (36)$$

که در رابطه فوق \dot{m}_{air} دبی جرمی هوا، \dot{m}_{fuel} دبی جرمی سوخت پاشیده شده در محفظه احتراق، M_{air} جرم مولکولی هوا و در نهایت M_{fuel} جرم مولکولی سوخت می‌باشد. بنا به تعریف مقدار A برابر است با:

$$A = \frac{AF}{AF_{theo}} \quad (37)$$

با اعمال قانون اول ترمودینامیک با صرف نظر کردن از تغییرات انرژی پتانسیل و جنبشی و با در نظر گرفتن واکنش شیمیایی طبق رابطه 35 در محفظه احتراق با فرض جریان پایدار، حالت پایدار (SSSF) می‌توان نوشت [7]:

$$Q_{C.V.} + \sum_R n_i (\bar{h}_f^\circ + \Delta \bar{h})_i = \sum_P n_e (\bar{h}_f^\circ + \Delta \bar{h})_e \quad (38)$$

که در رابطه فوق \bar{h}_f° آنتالپی تشکیل هر جزء در شرایط متعارفی (دمای 25°C و فشار 0.1Mpa) می‌باشد که آنتالپی تشکیل عناصر در این دما صفر است. آنتالپی هر یک از اجزاء در شرایطی غیر از شرایط متعارفی به صورت زیر محاسبه می‌گردد [10]:

$$\bar{h}_{T,P} = (\bar{h}_f^\circ)_{25^\circ\text{C}, 0.1\text{Mpa}} + (\Delta \bar{h})_{25^\circ\text{C}, 0.1\text{Mpa} \rightarrow T,P}$$

4-4- تحلیل توربین

تحلیل فرایند انبساط در توربین، مشابه تحلیل فرایند تراکم در کمپرسور است. لذا با داشتن نسبت انبساط توربین و راندمان آدیاباتیک آن، از روابط زیر آنتالپی خروجی و در نتیجه دمای خروجی را محاسبه می‌کنیم:

$$\frac{T_{5,S}}{T_4} = \left(\frac{P_5}{P_4} \right)^{\frac{k-1}{k}} \quad (40)$$

$$\eta_t = \frac{h_5 - h_4}{h_{5,S} - h_4} \Rightarrow h_5 = h_4 + \eta_t (h_{5,S} - h_4) \quad (41)$$

بدلیل وابستگی k به دما، دو رابطه فوق همراه روابط زیر با سعی و خطا برای بدست آوردن دمای خروجی به کار می‌روند.

$$C_p = X_{CO_2} C_{p_{CO_2}} + X_{H_2O} C_{p_{H_2O}} + X_{N_2} C_{p_{N_2}} + X_{O_2} C_{p_{O_2}} \quad (42)$$

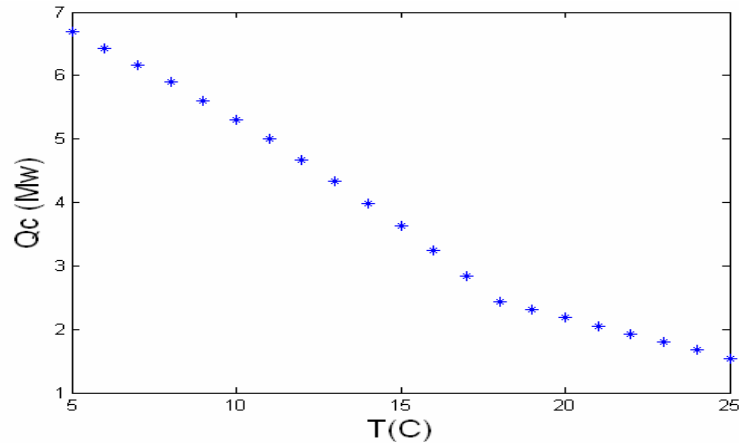
با محاسبه C_p به صورت تابعی از دما، می‌توان مقدار $k = \frac{C_p}{C_{p-R}}$ محاسبه نمود. با بدست آوردن دما در خروجی توربین، کار توربین برابر خواهد بود با:

$$w_t = (\dot{m}_{air} + \dot{m}_{fuel}) (h_4 - h_5) \quad (43)$$

5- نتایج مدل سرمایه‌های هوای ورودی به توربین گاز

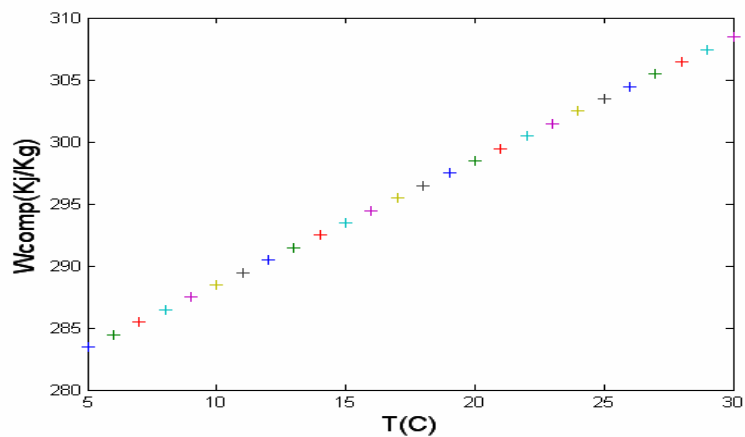
شکل 5 تغییرات بار سرمایه‌های مورد نیاز برای خنک‌کاری هوای ورودی به کمپرسور را نشان می‌دهد. با کاهش دمای مطلوب ورودی به کمپرسور، میزان بار سرمایه‌های تا دمای خنک‌کاری حدود 18C رشد آرامی داشته و به ازای خنک‌کاری تا دماهای کمتر از 18C بار سرمایه‌های افزایش چشمگیری خواهد داشت. علت امر آن است که با کاهش دمای خنک‌کاری و رسیدن به دمای 18C ، به دمای نقطه شبنم نزدیک می‌شویم. در حقیقت به ازای دماهای کمتر از نقطه شبنم بار سرمایه‌های از نوع بار محسوس بوده و از نقطه شبنم به بعد، بار حرارتی نهان بواسطه تقطیر بخارات آب موجود در هوا به بار حرارتی محسوس اضافه

می‌شود. کاهش دمای خنک‌کاری تارسیدن به نقطه شبنم با افزایش رطوبت نسبی همراه بوده و از نقطه شبنم به بعد، بخارات آب موجود در هوا در رطوبت نسبی $\phi=100\%$ شروع به تقطیر می‌کنند.

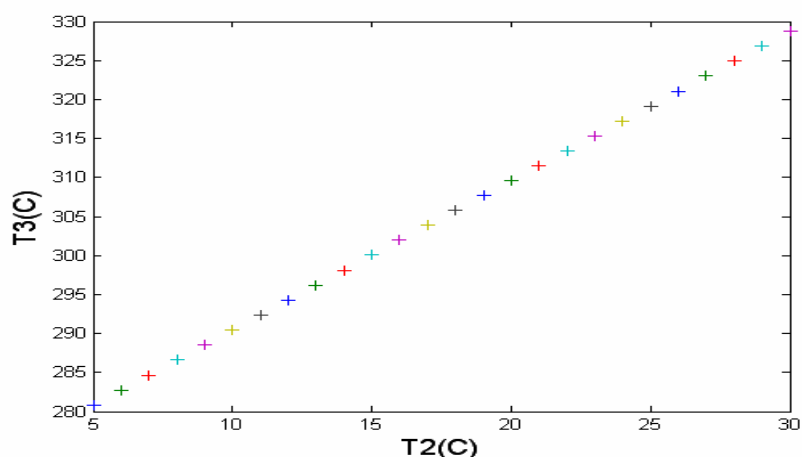


شکل 5- تغییرات بار سرمایش بر حسب دمای مطلوب ورودی به کمپرسور

اگر نسبت فشار کمپرسور ثابت فرض شود، تغییرات کار مصرفی، کار مصرفی بر واحد جرم و تغییرات دمای خروجی از کمپرسور به ترتیب بصورت شکل‌های 6 و 7 خواهد بود.

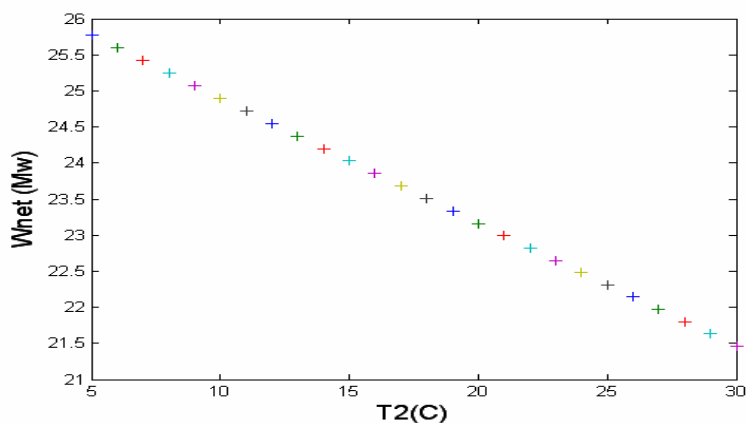


شکل 6- نمودار کار مصرفی کمپرسور بر واحد جرم بر حسب دمای هوای ورودی



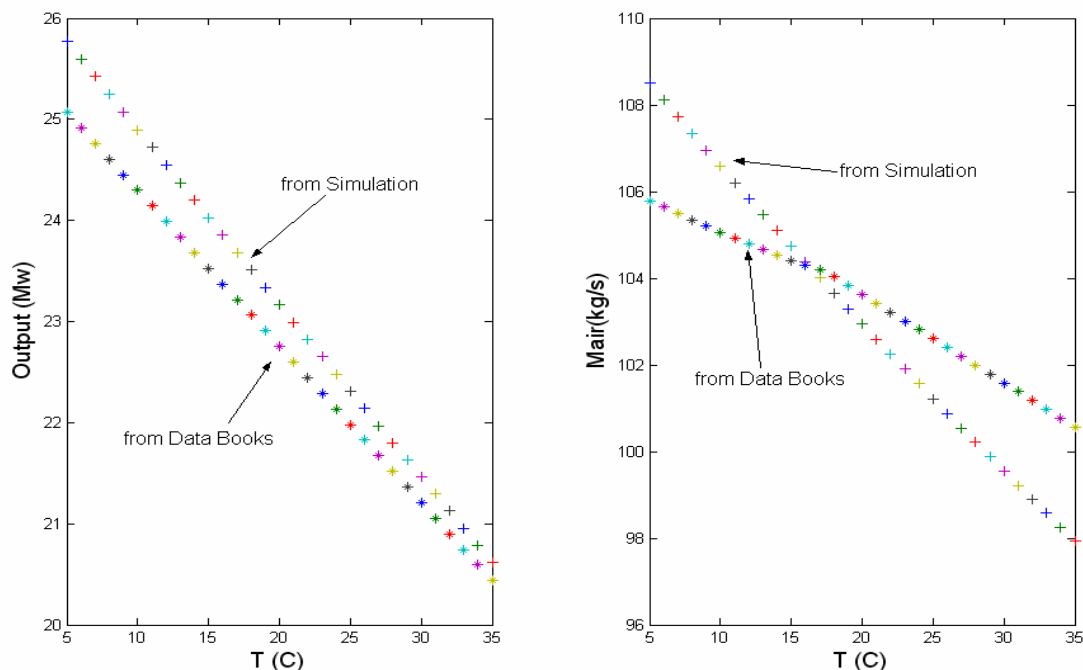
شکل 7- تغییرات دمای خروجی از کمپرسور برحسب دمای هوای ورودی به آن

شکل 8 توان خالص خروجی از مجموعه سیکل توربین گازی را نشان می‌دهد. در بیشترین دمای هوای ورودی شاهد کمترین قدرت خروجی از توربین گاز خواهیم بود.



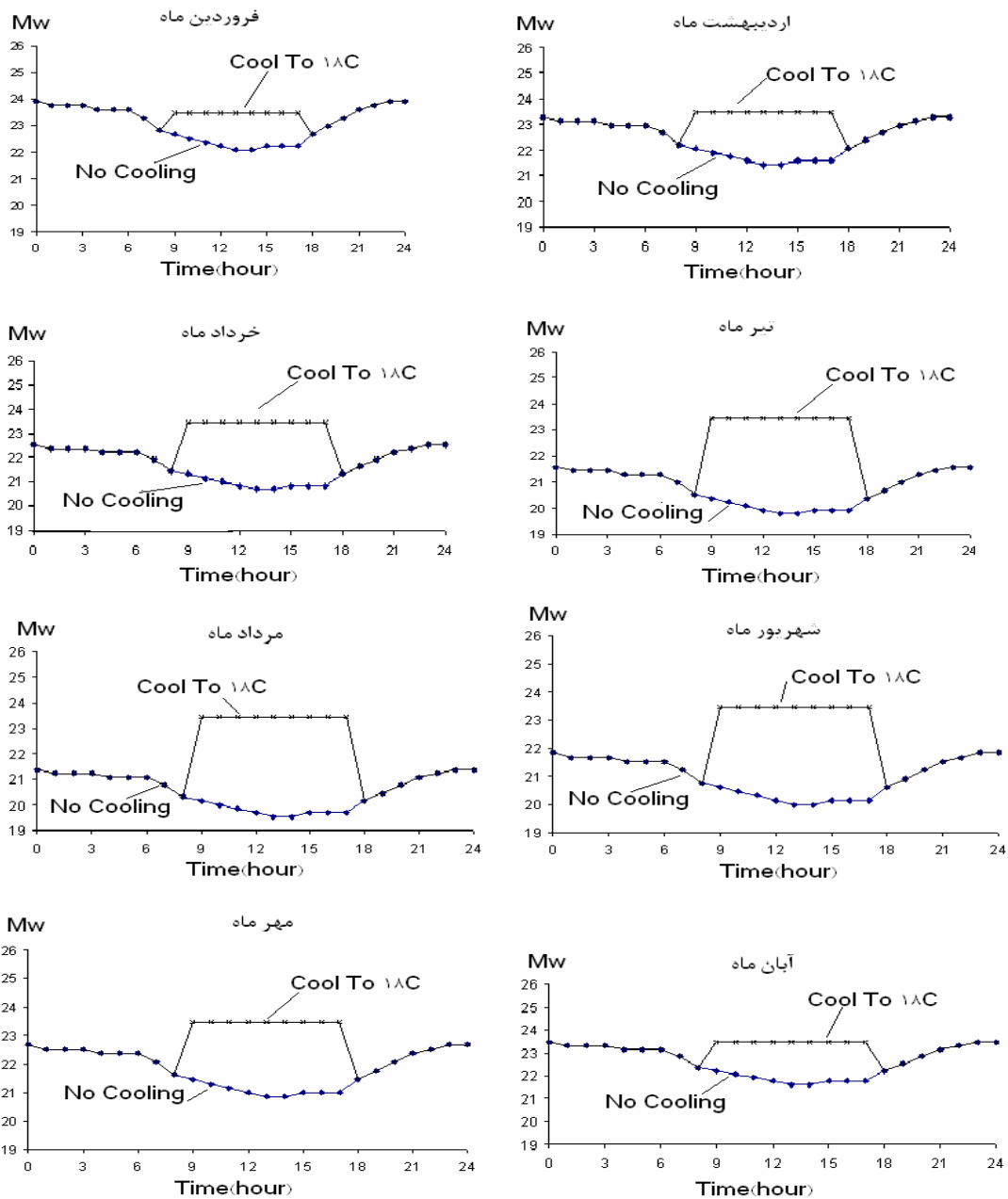
شکل 8- تغییرات توان خالص خروجی از توربین گاز حسب دمای هوای ورودی

شکل 9 عملکرد توربین گاز را که به کمک برنامه شبیه سازی بدست آمده است، نشان می‌دهد. با مقایسه این دو عملکرد مشاهده می‌شود که نتایج اجرای برنامه کامپیوتری تطابق بسیار خوبی را با نمودار عملکرد واقعی توربین نشان می‌دهند.



شکل 9- توان خروجی و دبی ورودی توربین گاز بر حسب دمای هوای ورودی به کمپرسور

به منظور مشاهده روند تغییر عملکرد سیستم در یک دوره آب و هوایی (8 ماه گرم مورد نظر) می توان توان خروجی توربین گاز را در دو حالت بدون خنک کاری و با خنک کاری هوای ورودی به توربین، بررسی نمود. شکل 10 به خوبی نشان می دهد که با خنک کاری هوای ورودی به توربین چه میزان افزایش در توان خروجی سیستم خواهیم داشت. از آنجا که ناحیه پیک گرما از ساعت 9 صبح تا 5 بعد از ظهر در نظر گرفته شده است، بنابراین می توان در این ساعات خنک کاری هوای ورودی را خنک نمود. بیشترین افزایش توان خروجی توربین مربوط به گرمترین ماه سال یعنی مردادماه و مقدار این افزایش توان حدود 4Mw می باشد. در مقابل کمترین افزایش توان خروجی توربین در خنک ترین ماه سال یعنی فروردین ماه بوده و مقدار آن کمتر از 2Mw می باشد. نکته مهمی که باید به آن اشاره نمود این است که دمای مطلوب خنک کاری هوا، دمای 18C در نظر گرفته شد. این دما در حقیقت دمای نقطه شبنم مربوط به شرایط طرح بیرون در منطقه است. این دما به عنوان دمای مطلوب بهینه جهت ورود به کمپرسور در نظر گرفته شده است.



شکل 10- توان خروجی توربین گاز در ماه‌های گرم سال در دو حالت بدون خنک‌کاری و با خنک‌کاری هوای ورودی

بمنظور تبادل حرارت بین هوای ورودی و آب سرد تولید شده باید از مبدل حرارتی استفاده نمود. چون یک سیال آب و یک سیال هوا است بهترین انتخاب مبدل از نوع coil-Fins (لوله-پره) می باشد. تا کوچکتر بودن ضریب انتقال حرارت سمت هوا نسبت به آب با بکارگیری از سطح تبادل حرارت بزرگتر جبران شود. مبدل حرارتی باید بگونه‌ای باشد که کمترین افت فشار را هم در سمت آب و هم در سمت هوا داشته باشد. افت فشار سمت هوایی برابر $\Delta P_{air} = 2.8kpa$ و در سمت آب برابر $\Delta P_{Water} = 48kpa$ محاسبه گردید [8و7].

- 1- با توجه به مشکل کاهش توان خروجی توربینهای گاز در فصول گرم سال، می توان به کمک خنک کاری هوای ورودی به کمپرسور، مشکل کاهش توان خروجی را برطرف نمود و از خرید توربین های گاز با قیمت تقریبی $300\$/kw$ [11] که هزینه های هنگفتی را به دنبال دارند، جلوگیری نمود.
- 2- سیکل توربین گازی همراه با سیستم خنک کن هوای ورودی به آن مدلسازی گردید. عملکرد توربین گاز حاصل از مدل شبیه سازی شده تطابق بسیار خوبی با عملکرد واقعی توربین (مطابق اسناد و مدارک موجود در ایستگاه) داشته است.
- 3- به ازای هر درجه سانتیگراد خنک کاری هوای ورودی به توربین گاز 0.65% توان خروجی قابل افزایش است.
- 4- با توجه به بررسی های به عمل آمده، انتخاب دمای 18 درجه سانتیگراد (دمای نقطه شبنم) به عنوان دمای مطلوب ورودی به کمپرسور، انتخاب مناسبی است.
- 5- برای توربین گازی مورد بررسی با توان اسمی 28Mw، که در شرایط طرح محیطی $T_{db}=37^{\circ}C$ و $\phi=30\%$ و $P=86Kpa$ (با توجه به ارتفاع از سطح دریا) عمل می کند، افزایش توان حداکثر 4Mw در گرمترین فصل سال مشاهده گردید.

مراجع

- 1) اسناد و مدارک ایستگاه تقویت فشار نيزار قم، منطقه 3 عمليات انتقال گاز - 1384
- 2) Sanjeev Jolly, P.E. Joseph Nitzken, P.E. Donald Shepherd Caldwell Energy & Environmental, Inc. Louisville, Kentucky, USA, "Capacity Enhancement of ABB 11N1 with Thermal Energy Storage" Presented at the Power-Gen International, New Orleans, Louisiana - November 30-December 2, 1999.
- 3) Sanjeev Jolly, P.E. Joseph Nitzken, P.E. Donald Shepherd, "Evaluation of Combustion Turbine Inlet Air Cooling Systems" ,USA, Presented at the Power-Gen Asia, New Delhi, India - September 29-October 1, 1998
- 4) M.M. Alhazmy a, Y.S.H. Najjar , "Augmentation of gas turbine performance using air coolers", Department of Thermal Engineering and Desalination Technology, King Abdulaziz University, Jeddah, Saudi Arab, Department of Mechanical Engineering, Jordan University of Science and Technology, September 2003
- 5) Mohammad Ameri, Seyed Hossein Hejazi, Kourosh Monta, "Performance and economic of the thermal energy storage systems to enhance the peaking capacity of the gas turbines", Power and Water University of Technology, Tehran, Iran, 2004
- 6) E. Kakaras, A. Doukelis, S. Karellas, "Compressor intake-air cooling in gas turbine plants", Department of Mechanical Engineering, National Technical University of Athens, Greece, 2004
- 7) ابراهيم خلیلی، مدلسازی سیکل توربین گاز همراه با خنک کاری هوای ورودی به روش ذخیره سازی سرمایه‌ی به منظور افزایش توان خروجی، پایان نامه کارشناسی ارشد، دانشگاه علم و صنعت ایران، 1385
- 8) طراحی مبدل های حراری فشرده، ترجمه دکتر محمد رضا معتمد اکتسابی، 1371، نشر شرکت رادیاتور ایران
- 9) مقدمه ای بر انتقال گرما، فرانک. پ اینکروپرا، ترجمه دکتر علی اصغر رستمی، نشر دانشگاه صنعتی اصفهان، 1380
- 10) مبانی ترمودینامیک کلاسیک، سونتاک، بورگنک، وان وایلن، ویرایش ششم، انتشارات نورپردازان، 2002 نیویورک
- 11) سیکل توربین گازی، دکتر محمد رضا انصاری، نشر آثار علمی دانشگاه تربیت مدرس، 1380