

استفاده از گازهای فلر در چیلرهای جذبی به منظور خنک کردن هوای ورودی توربین گازی و افزایش راندمان آن

مسعود عسکری^۱، مهدی حمزه ای^۱

^۱ Department of Mechanical Engineering, Ahvaz Branch, Islamic Azad University, Ahvaz, Iran

چکیده

یکی از مهم‌ترین راههای افزایش راندمان توربین‌های گاز خنک کردن هوای ورودی به کمپرسور می‌باشد. از اصلی‌ترین روش‌های خنک‌کاری هوای ورودی به کمپرسور استفاده از چیلر جذبی می‌باشد. نوآوری بکار برده شده در این مقاله استفاده از گازهای فلرینگ برای تغذیه این چیلرها می‌باشد. در واحد بهره‌برداری اهواز ۴ (واحد مورد مطالعه) روزانه حجمی درمعاذل MSCFD ۹۰۰ (هزار فوت مکعب استاندارد در روز) گاز آسماری را دارد برای سوختن به سیستم فلرینگ ارسال میکند که میتوان با یک انشعاب‌گیری از این خط لوله گاز و استفاده از آن در یک چیلر جذبی انرژی مورد نیاز برای سرمایش هوای ورودی به کمپرسور را فراهم آورد. در ادامه با بررسی تاثیر خنک‌کاری هوای ورودی توربین‌های گازی Ruston TA1750 با هدف بهبود راندمان توربین گازی توسط نرم افزار ThermoFlow شبیه‌سازی شده است. نتایج شبیه‌سازی نشان می‌دهد که راندمان توربین با کاهش دما از ۴۱ درجه سانتی‌گراد (دمای محیط) به میزان ۱۵ درجه سانتی‌گراد از ۱۲/۶ درصد به ۱۳/۲۹ درصد افزایش می‌یابد. پس انجام محاسبات فوق نتایج بدست آمده از این بررسی‌ها، نشان می‌دهد که با هریک درجه کاهش دمای هوای ورودی حدود ۰/۷ درصد بر توان خروجی و ۰/۴۶ درصد بر راندمان حرارتی توربین‌های گازی افزوده می‌شود.

واژه‌های کلیدی: فلر، چیلر جذبی، توربین گازی، افزایش راندمان توربین گاز

۱- مقدمه

امروزه با افزایش استاندارد های زندگی و رشد جمعیت کل تشعشعات گازهای گلخانه ای روبه افزایش است. همچنین با افزایش تقاضا برای مصرف نفت و گاز و تولید محصولات جانبی زیادی به عنوان محصولات ناخواسته سوزانده می شود. اگرچه فلرینگ راهی مناسب برای کاهش فشار و به جهت ایمنی بیشتر می باشد اما اثرات جبران ناپذیری بر محیط زیست خواهد گذاشت. این روش نه تنها باعث از بین رفتن منابع انرژی می شود همچنین باعث مسایل جدی برای محیط زیست می شود.

افزایش راندمان انرژی، کاهش هزینه های اقتصادی و کاهش آلاینده های زیست محیطی از جمله اهداف قابل ذکر در این زمینه هستند که هم در مراحل طراحی سیستم های انرژی و هم در فرآیند بازسازی این سیستم ها به وسیله مهندسیین طراح، متخصصان انرژی و مدیران صنایع مورد توجه قرار می گیرند. توربین های گازی یکی از ماشین های تولید توان به شمار می آیند با توجه به جایگاه مهم این توربین ها و کاربرد گسترده آنها در نیروگاه ها و صنایع مهم نفت، گاز و پتروشیمی همواره تلاش های زیادی در راستای افزایش راندمان سیکل کاری توربین های گازی صورت پذیرفته است. توان خروجی و راندمان توربین های گازی با افزایش درجه حرارت اتمسفر، کاهش پیدا می کند و تجربه نشان داده است که بازدهی توربین گاز در روزهای سرد سال یا حتی در ساعات سرد روز افزایش می یابد.

یکی از روش های جبران این نقیصه خنک کاری هوای ورودی به کمپرسور می باشد. با خنک کاری هوای ورودی به کمپرسور، دبی جرمی هوا افزایش پیدا کرده و موجب ازدیاد توان خالص خروجی می گردد. برای خنک کاری هوای ورودی از روش هایی مانند خنک کاری تبخیری، چیلرهای جذبی و ذخیره سازی انرژی استفاده می شود که در این مطالعه از گاز فلر برای تامین انرژی مورد نیاز چیلرهای جذبی جهت خنک کنند کاری هوای ورودی توربین استفاده شده است.

حامل های انرژی مصرفی در واحد بهره برداری اهواز ۴ به دو بخش عمده انرژی حرارتی و الکتریکی تقسیم بندی می شوند. عمده انرژی حرارتی واحد، در توربین های گازی مصرف می شود. این توربین ها نیروی محرکه لازم برای پمپ های انتقال نفت به پالایشگاه آبادان را فراهم می کنند. عمده مصرف انرژی الکتریکی فرآیندی نیز در الکتروپمپ های انتقال نفت به واحد نمک زدایی اهواز ۴ صورت می پذیرد.

۲- شرایط موجود واحد بهره برداری شماره چهار اهواز ۴

اولین واحد بعد از تأسیسات سرچاهی که وظیفه جداسازی گاز همراه نفت را برعهده دارد، واحد بهره برداری است. در این واحد مخلوط دو فازی نفت و گاز وارد تفکیک گر ها شده و در مراحل مختلف تفکیک گر ها، فاز گاز و مایع از هم جدا می شوند. فاز گازی به ایستگاه تقویت فشار ارسال شده و پس از افزایش فشار، مابقی فرآیند تصفیه و پالایش را طی می کند. نفت جداسازی شده نیز بسته به نوع نفت، جهت صادرات و یا پالایش به پالایشگاه ها فرستاده می شود. واحد بهره برداری شماره چهار اهواز

در سال ۱۳۵۴ در ۱۸ کیلومتری شرق شهرستان اهواز با ظرفیت اسمی ۲۷۵ هزار بشکه نفت خام در روز، راه‌اندازی شد. هدف از تأسیس این واحد جمع‌آوری و فرآورش نفت خام تولیدی از مخزن آسماری اهواز بوده است. هم‌اکنون نفت خام ورودی این واحد، حدود ۱۱۰/۹ هزار بشکه در روز از تعداد ۵۲ حلقه چاه مخزن آسماری اهواز تأمین شده و نفت فراورش شده این واحد به پایانه‌های صادراتی خارگ و پالایشگاه آبادان ارسال می‌گردد. گاز مرحله اول تولیدی به کارخانه گاز و گاز مایع ۶۰۰ و گاز مراحل دوم، سوم و چهارم پس از افزایش فشار در ایستگاه تقویت فشار گاز، جهت انجام عملیات نه‌زدایی و مایع‌گیری به کارخانه گاز و گاز مایع ۷۰۰ و ۸۰۰ ارسال می‌گردد. در مجموع بطور متوسط گاز آسماری مرحله چهارم این واحد که حجمی درمعدل ۹۰۰ MSCFD (هزار فوت مکعب استاندارد در روز) را دارد روزانه برای سوختن به سیستم فلرینگ فرستاده میشود. [۱۲]

۳- بررسی و ارزیابی فلر

از واژه فلر برای توصیف یک شعله بی‌حفاظ که گازهای مازاد را می‌سوزاند، استفاده می‌شود. این پدیده در تأسیسات نفتی، پالایشگاه‌ها و صنایع پتروشیمیایی به منظور ایمنی کارکنان و تجهیزات موجود در محل اتفاق می‌افتد. در واقع گازهای فلر هنگامی تولید می‌شوند که فرایندها عملکرد کاملی نداشته باشند.

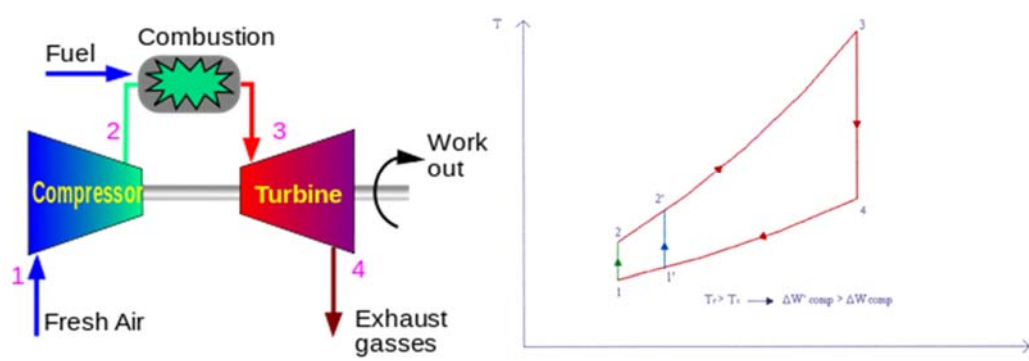
نرمال فلرینگ در کارخانه ناچیز و در حدود ۲۰۰ تا ۳۰۰ (هزار فوت مکعب استاندارد در روز) که شامل گاز پتویی مخازن و گاز شمعک فلر می‌باشد. عمده گازسوزی واحد بهره‌برداری مربوط به گاز مرحله چهارم و در حدود ۹۰۰ MSCFD خواهد بود که در مجموع گاز فلرینگ چیزی در حدود ۱۱۰۰ MSCFD الی ۱۲۰۰ می‌باشد. توان حرارتی گاز فلر بیش از ۱۴ مگاوات می‌باشد. با فرض بازده نیروگاهی ۳۰ درصد، توان تولید ۴/۲ مگاوات برق در حال هدر رفتن می‌باشد. [۱۲]

دلیل گازسوزی عدم توانایی کمپرسور مرحله چهارم کارخانه تقویت فشار گاز در دریافت این مقدار گاز است. به منظور مشخص شدن توانایی الکتروکمپرسور مرحله چهارم در دریافت تمامی گاز از مقایسه توان نامی مصرفی الکتروموتور آن با توان مصرفی آن در صورت افزایش دبی استفاده می‌گردد.

راهکار کوتاه مدت جهت کاهش گازسوزی که پایه ارایه این تحقیق است استفاده بخشی از این گاز برای افزایش راندمان توربین گازی است. بعبارتی برای افزایش راندمان توربین گازی دمای هوای ورودی به کمپرسور توربین گازی را باید کاهش داد. برای اینکار از یک سیستم چیلر جذبی برای عمل کاهش دما استفاده میشود در اثر عبور هوای ورودی به کمپرسور از روی کوئل‌هایی که توسط چیلر جذبی خنک میشوند، نیروی محرکه چیلر جذبی توسط گاز ارسالی به فلر تأمین خواهد گردید. گاز مرحله چهارم با لوله ۱۰ اینچی به فلر میرود. برای تأمین خوراک چیلر یک انشعاب گیری ۶ اینچی صورت می‌پذیرد. عملیات انشعاب گیر به روش هات تپ انجام خواهد پذیرفت.

۴- چگونگی تاثیر گزاری دما بر راندمان توربین گازی

سیکل ترمودینامیکی برای تون که سیکل ایده آل یک توربین گازی است و دیاگرام دما-آنتروپی (T-S) در شکل ۱ نمایش داده شده است.



شکل ۱: فلودیاگرام سیکل توربین گازی و نمودار دما - آنتروپی سیکل برای تون (سیکل ایده آل توربین گازی)

نقطه ۱، دمای هوای ورودی به کمپرسور را در حالت عادی نشان می دهد. لذا طبق قانون اول ترمودینامیک، توان مصرفی کمپرسور از رابطه زیر محاسبه می گردد.

$$\Delta W = h_2 - h_1 \approx C_p(T_2 - T_1) \quad (1)$$

همان طوری که مشاهده می شود، میزان توان مصرفی کمپرسور، متناسب با اختلاف دما بین ورودی و خروجی کمپرسور است. با گرم شدن هوا، نقطه ۱ به نقطه ۱' منتقل شده و میزان کار مصرفی کمپرسور به مقدار زیر می رسد.

$$\Delta W = h_{2'} - h_{1'} \approx C_p(T_{2'} - T_{1'})$$

به دلیل واگرا بودن خطوط فشار ثابت در روی دیاگرام T-S، اختلاف دمای (T₂ - T₁) از (T_{2'} - T_{1'}) بیشتر بوده و

در نتیجه کار کمپرسور نیز در این حالت افزایش می یابد.

در حالت واقعی، عملکرد توربین گازی از سیکل ایده آل برای تون تبعیت نخواهد کرد و این سیکل با اندکی تغییر، به منحنی **Error! Reference source not found.** تبدیل می گردد که در مورد این منحنی هم، همان تفاسیر در مورد مصرف

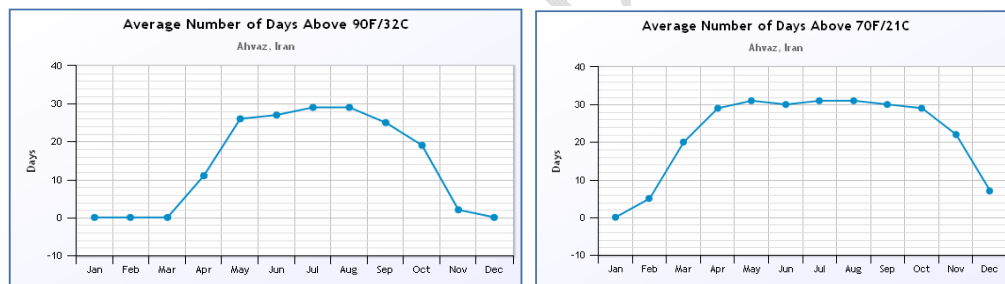
کار کمپرسور صادق است، با این تفاوت که رابطه محاسبه توان به صورت رابطه زیر خواهد بود.

$$(W)_{\text{comp}} = \frac{c_p T_1 [(P_2/P_1)^{(\gamma-1)/\gamma} - 1]}{\eta_c} \quad (2)$$

۵- محاسبات مربوط به سیستم خنک کننده ی هوای ورودی به توربین گازی واحد اهواز ۴

برای محاسبات بار سرمایشی مورد نیاز برای خنک کاری هوای ورودی به توربین، نیاز به شرایط دمای اهواز است. ماکزیمم دمای شهر اهواز حدود ۴۹ درجه سانتیگراد است. به جز سه ماه، در مابقی ماه های سال میانگین ماهانه دما بیشتر از ۱۵ درجه است. همانگونه که در شکل ۴ دیده میشود تعداد روزهای که دمای محیط بالاتر از ۲۱ درجه را تجربه می کنند، ۲۶۶ روز است. [۱]

سناریو در نظر گرفته شده برای سیستم خنک کننده هوای ورودی توربین، کاهش دمای طرح خارج شهر اهواز از دمای ۴۸ درجه به میزان دمای ۱۵ درجه سانتیگراد باشد. لازم به ذکر است برای جلوگیری از ایجاد یخ در کمپرسور حداقل دمای خروجی سیستم خنک کننده ۱۰ درجه سانتی گراد قرار گرفته است. همچنین ماکزیمم دمای استفاده شده از اواسط خرداد تا اواسط شهریور برابر ۴۸ درجه سانتی گراد و ماکزیمم رطوبت نسبی صبحگاهی متناظر در این ماه ها ۴۰٪ است. [۹]



شکل ۲. میانگین تعداد روزهای با دمای بالاتر از ۲۱ و ۳۲ درجه در شهر اهواز

گام اول (محاسبه دبی هوای عبوری):

با توجه به رابطه ذیل برای هوا داریم: [۳]

$$\dot{m}(\text{air}) = \rho(\text{air}) * V \quad (3)$$

دبی حجمی :

$$V = A * v \quad (4)$$

با استفاده از اندازه گیری در محل سایت مساحت را بدست آوردیم:

$$A = (0.17 * 1.82) * 4 = 1.24 \text{ m}^2$$

سرعت هوای ورودی کمپرسور بعبارتی سرعت مکش هوا به داخل کمپرسور که با استفاده از دستگاه سرعت سنج در محل

سایت سرعت مکش موجود را چندین بار بدست آورده و میانگین آنها را وارد محاسبات نموده ام :

$$v = 6.086 \text{ m/s}$$

$$V = 1.24 * 6.086 = 7.547 \text{ m}^3/\text{s}$$

لذا با فرض ثابت بودن چگالی هوا در دما های مختلف داریم :

$$\rho(\text{air}) = 1.184 \text{ kg/m}^3$$

$$m'(\text{air}) = 1.184 * 7.547 = 8.936 \text{ kg/s}$$

گام دوم (ظرفیت چیلر):

ابتدا ظرفیت کویل را محاسبه میکنیم:

$$Q'(\text{coil}) = m'(\text{air}) * C_p(\text{air}) * \Delta T(\text{air}) \quad (5)$$

$$\Delta T(\text{air}) = A.T.^1 - C.S.O.T.^2 = 15$$

$$C_p(\text{air}) = 1.012 \text{ (kJ/kg.k)}$$

$$m'(\text{air}) = 8.9 \text{ (kg/s)}$$

$$Q'(\text{coil}) = (8.9) * (1012) * 15$$

با فرض بازده ۹۵ درصدی برای کویل خواهیم داشت:

$$Q'(\text{chiller}) = [Q'(\text{coil})] / 0.95$$

در این سناریو با توجه به اینکه میخواهیم ۱۵ درجه از دمای هوای ورودی را کاهش دهیم لذا برای ماه های مختلف سال و دما های آنها لیستی تهیه گردیده و ظرفیت را جداگانه برای تمام ماه های سال اندازه گیری نمودم که محاسبات آن بر اساس فرمول بالا برای دما های مختلف در جدول ۱ محاسبه و درج گردید.

1. Ambient temprature
2. Cooling System Outlet Temp

جدول ۱. محاسبه بار سرمایشی سیستم خنک کننده‌ی هوای ورودی به توربین

parameter	Ambient Temperature	Avg. Relative Humidity	Cooling System Outlet Temp.	Cooling System Capacity
Unit	°C	%	°C	kW
JAN	11	72	—	—
FEB	14	64	—	—
MAR	19	56	10	84
APR	26	44	11	118
MAY	31	31	16	136
JUN	34	25	19	136
JUL	36	27	21	136
AUG	36	28	21	136
SEP	32	32	17	135
OCT	27	38	12	136
NOV	20	52	10	91
DEC	15	69	—	—
ANNUAL	25	44	—	Max = 136

با توجه به رابطه زیر ظرفیت چیلر برحسب تن تبرید بدست خواهد آمد:

$$136 \text{ kW} \times \frac{0.2843 \text{ USRT}}{1 \text{ kW}} = 38.57 \text{ USRT}^*$$

گام سوم (انتخاب چیلر):

برای انتخاب چیلر مناسب باید بر اساس کاتالوگ سازنده ها و تن تبرید محاسبه شده در بالا نوع چیلر و سایر مشخصه های لازم را استخراج نمود. [۱۴]

برای اینکار کاتالوگ چیلر های شرکت World Energe بررسی شده و نزدیکترین ظرفیت بزرگتر از ظرفیت ۳۹usrt انتخاب شده است که نزدیک ترین ظرفیت، ظرفیت ۵۰ usrt می باشد. در ضمن نوع انتخابی چیلر، چیلر دو اثره شعله مستقیم^۴ می باشد.

گام چهارم (محاسبه ظرفیت برج خنک کن)

$$Q(\text{cooling tower}) = m \cdot (c.t.) * Cp(\text{water}) * \Delta T(c.t.) \quad (۶)$$

۳. تن تبرید

۴. Double Effect Direct Fired Absorption Chiller

با توجه به کاتالوگ چیلر انتخابی برای سناریو اول اطلاعات زیر برای برج خنک کن استخراج می گردد:

$$T(\text{in}) = 37.1^{\circ}\text{C}$$

$$T(\text{out}) = 32^{\circ}\text{C}$$

$$V'(\text{total}) = 50 \text{ m}^3/\text{h}$$

$$m' = \rho(\text{water}) * V' = 1000 * 50 / 3600 = 13.89 \text{ kg/s}$$

$$Cp(\text{water}) = 4.1813 \text{ kJ /kg.k}$$

در نتیجه ظرفیت برج خنک کن بدست خواهد آمد:

$$Q'(\text{c.t.}) = 13.89 * 4.1813 * 5.1$$

$$Q'(\text{c.t.}) = 296 \text{ kw}$$

$$Q'(\text{c.t.}) = 84 \text{ USRT}$$

گام پنجم) انتخاب برج خنک کن (

همانگونه که از کاتالوک مشخص گردیده بزرگترین عدد بعد از ۸۴ تن تبرید که در بالا محاسبه گردید عبارت است از ۹۰

تن تبرید لذا مدل برج خنک کن هوایی منتخب ۹۰-SRFCT از شرکت Saran Air Conditioning Mlg.Group انتخاب شده

بود بدست خواهد آمد. [۱۵]

۵) شبیه سازی

۵-۱) نتایج اندازه گیری های انجام پذیرفته و اطلاعات مورد استفاده برای شبیه سازی توربین گازی

آنالیز گازهای خروجی از دودکش بر مبنای آنالیز خشک در جدول شماره ۲ ارائه شده است. [۱۲].

جدول ۲- اطلاعات استفاده شده برای شبیه سازی و محاسبه راندمان توربین گازی

Parameter		Quantity
Air Compressor Speed		10800 r.p.m (A)
Power Turbine Speed		4800 r.p.m (A)
Intermediate Duct Temp. (Temperature Between Compressor Turbine & power Turbine)		564 °C (A)
Exhaust Analysis	Temp	485 °C (M)
	% O ₂	17% (M)
	% CO ₂	2.28% (M)
	ppm CO	22 (M)
	ppm NO	33 (M)
Ambient Temp.	ppm NO _x	33 (M)
		41 °C (M)
Ambient Relative Humidity		38 % (M)

M: مقادیر اندازه گیری شده، C: مقادیر محاسبه شده و A: مقداری ثبت شده در واحد

اطلاعات استفاده شده برای شبیه سازی و محاسبه راندمان توربین گازی، در جدول ۲ ارائه شده است. لازم به ذکر است، بیان نکات ذکر شده در جدول برای شبیه سازی توربین ضروری است. نسبت رطوبت هوا با توجه به دمای خشک و رطوبت نسبی اندازه گیری شده در محیط، از نمودار سایکرومتریک بدست آمده است.

۲-۵) شبیه سازی توربین گازی در شرایط بهره برداری با استفاده از نرم افزار Thermoflow

برای شبیه سازی توربین در شرایط بهره برداری ابتدا دبی هوای ورودی به کمپرسور را بدست می آوریم. در قسمت های قبلی بطور کامل دبی جرمی و دبی حجمی ورودی به کمپرسور را بررسی و محاسبه نمودیم.

$$\dot{m} = 8.936 \text{ kg/s}$$

برای تعیین شرایط عملکردی کمپرسور توربین گازی در حالت بهره برداری از منحنی عملکرد کمپرسور استفاده شده است محور افقی این نمودار دبی بی بعد هوای ورودی به کمپرسور و محور عمودی آن نسبت تراکم کمپرسور می باشد. خطوط مورب نمودار نیز دور بی بعد می باشد. با مشخص بودن دور کمپرسور و دبی هوای ورودی به آن می توان نسبت تراکم کمپرسور و راندمان پلی تروپیک کمپرسور در شرایط بهره برداری را بدست آورد. همان گونه که در شکل ۳ مشاهده می شود، شرایط طراحی

کمپرسور TA1750 نیز بر روی نمودار مشخص است. این شرایط، شامل نسبت تراکم $3/4$ ، دور بی بعد 713 ، دبی هوای بی بعد $28/8$ و راندمان پلی تروپیک 82 درصد می باشد. [۸]

محاسبات مربوط به دبی و دور بی بعد کمپرسور در شرایط بهره برداری برای رجوع به منحنی عملکرد در ادامه آورده شده

است. [۸] و [۱]

$$\text{Non Dimentional air mass flow} = \frac{M\sqrt{T_1}}{P_1} \quad (7)$$

$$M = 70944 \text{ lb/h} = 19.7 \text{ lb/s}$$

$$\text{Non Dimentional air mass flow} = \frac{19.7\sqrt{314.15}}{14.62} = 23.89$$

$$\text{Non Dimentional Compressor Speed} = \frac{N}{\sqrt{T}} \quad (8)$$

$$\text{Non Dimentional Compressor Speed} = \frac{N}{\sqrt{T}} = \frac{10800}{\sqrt{314.15}} = 609$$



شکل ۳- شرایط بهره برداری کمپرسور توربین گاز

با توجه به دبی هوای ورودی به کمپرسور و دور بی بعد آن، نسبت تراکم کمپرسور در شرایط بهره برداری $3/4$ و راندمان

پلی تروپیک آن ۸۵/۸ درصد می باشد. ملاحظه می شود شرایط بدست آمده برای کمپرسور دقیقاً بر روی خط تعادل عملکردی^۵ قرار دارد که خود دلیلی بر درستی نتایج اندازه گیری و محاسباتی (دبی سوخت ورودی، آنالیز دود، دبی هوای ورودی و سرعت کمپرسور) است. همچنین ملاحظه می گردد کمپرسور با نسبت تراکم پایین تر از شرایط طراحی در حال کار است. این امر بیانگر این است که توربین گازی در شرایط بهره برداری در بار حداکثر قرار ندارد. با توجه به نتایج بدست آمده از نمودار، شبیه سازی کمپرسور در محیط نرم افزار انجام پذیرفته است. در نهایت بالانس انرژی نیز در جدول شماره ۳ ارائه شده است.

جدول ۳. بالانس انرژی مدل شبیه سازی توربین گازی

Heat Balance [kW]

Combustor [1]	
Heat removed/lost	15.54
Fuel Source [2]	
Heat input	5182.00
Gas/Air Compressor [3]	
Compression power	1430.50
Gas/Air Sink [4]	
Heat removed/lost	4653.00
Gas/Air Source [5]	
Heat input	146.40
Gas/Air Turbine [6]	
Expansion power	1450.50
Gas/Air Turbine [7]	
Expansion power	639.90
Total Energy Input	6758.00
Total Energy Output	6758.00
Cycle Heat Balance Error	-0.01 -0.0001 %

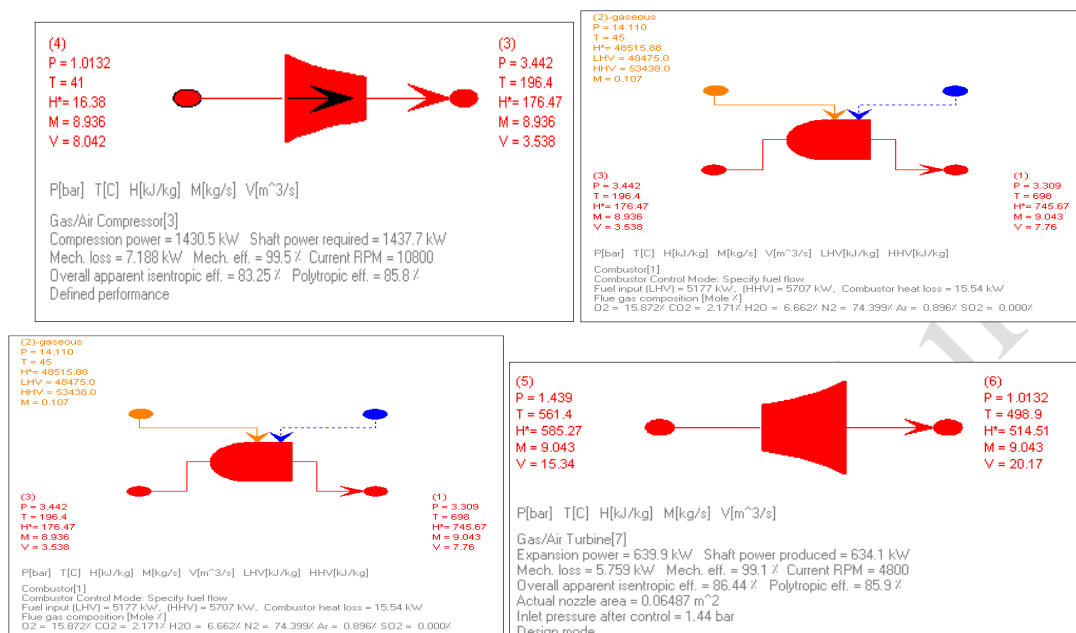
Zero enthalpy @ 77F (25C) & vapor H2O.

۳-۵) تهیه مدل شبیه سازی توربین گازی و صحت سنجی مدل در شرایط طراحی

شبیه سازی توربین گازی در ماژول Thermoflex و GT Pro از نرم افزار Thermoflow صورت پذیرفته است. این نرم افزار یک نرم افزار بسیار قوی برای مدل سازی توربین های گازی، بخار و سیکل های نیروگاهی است. با استفاده از این نرم افزار تاثیر هر یک از پارامترها بر راندمان توربین گازی را می توان بررسی نمود. مدل ایجاد شده ی توربین گازی این واحد در Error! Reference source not found. نمایش داده شده است. [۱۰]

5. Equilibrium running line



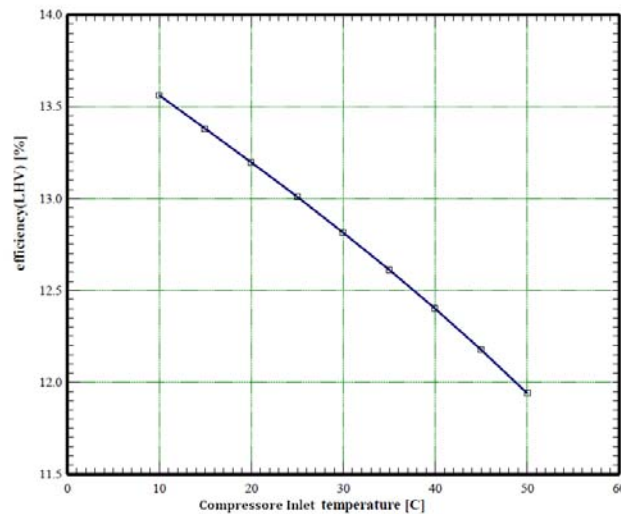


شکل ۴: مدل شبیه سازی ایجاد شده ی توربین گازی در محیط نرم افزار Thermoflow

برای صحت سنجی مدل شبیه سازی توربین گازی، مدل ایجاد شده در شرایط طراحی (بار ۱۰۰ درصد) و شرایط جوی استاندارد (دمای ۱۵ درجه و فشار ۱ اتمسفر) شبیه سازی شده است. راندمان شبیه سازی توربین، مقدار ۱۷/۶٪ بدست آمده که با مقدار راندمان توربین در حالت طراحی مطابقت دارد. این امر حاکی از درستی مدل ایجاد شده است.

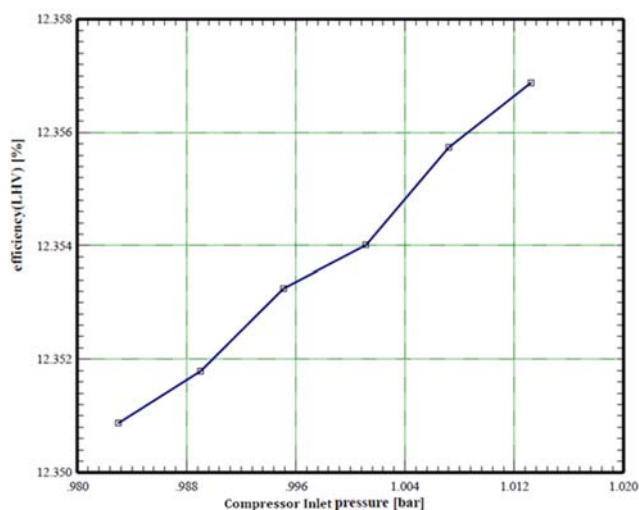
۶) نتایج

همان طور که در بخش های قبلی بیان شد، راندمان توربین گازی با افزایش دما کاهش پیدا می کند. با توجه به اینکه مدل شبیه سازی توربین گازی واحد بهره برداری اهواز ۴ در نرم افزار ترموفلو ایجاد شده است، لذا می توان میزان تأثیر افت دمای هوای ورودی به توربین بر راندمان توربین گازی را بررسی نمود، که نتایج مربوطه در شکل ۵ ارائه شده است. ملاحظه می شود، با کاهش دمای هوای ورودی به توربین از ۵۰ درجه سانتی گراد به ۱۵ درجه سانتی گراد، راندمان توربین از مقدار ۱۱/۹۴ درصد به مقدار ۱۳/۳۸ درصد افزایش پیدا می کند.



شکل ۵. تأثیر دمای ورودی به توربین گازی واحد بهره‌برداری اهواز ۴ بر راندمان آن

از طرفی همان‌طور که بیان شد با نصب سیستم خنک‌کننده در مسیر هوای ورودی به توربین گازی، افت فشاری در حدود ۲۰ میلی بار در مسیر هوای ورودی ایجاد شده و هوا با فشار کمتری وارد کمپرسور توربین گازی می‌شود. این خود عاملی برای افت راندمان توربین است. تأثیر افت فشار هوای ورودی به توربین بر راندمان توربین‌های گازی واحد بهره‌برداری اهواز ۴ در شکل ۶ ارائه شده است. ملاحظه می‌شود تأثیر افت فشار هوای ورودی به توربین بر راندمان آن ناچیز بوده و مقدار راندمان توربین در دمای ۴۱ درجه سانتی‌گراد با افت فشار ۲۰ میلی بار از ۱۲/۳۶ درصد به ۱۲/۳۵ درصد کاهش پیدا می‌کند. بنابراین ملاحظه می‌شود افت راندمان ایجاد شده به واسطه افت فشار سیستم خنک‌کننده‌ی هوای ورودی در مقابل افزایش راندمان ایجاد شده به واسطه کاهش دمای هوای ورودی به توربین ناچیز است.



شکل ۶. تأثیر افت فشار هوای ورودی بر راندمان توربین گازی واحد بهره‌برداری اهواز ۴

تشکر و قدردانی

مقاله مستخرج از پایان‌نامه کارشناسی ارشد با عنوان استفاده از گازهای فلر در چیلرهای جذبی به منظور خنک کردن هوای ورودی توربین گازی و افزایش راندمان آن در دانشگاه آزاد اسلامی واحد اهواز بوده است.

منابع

- [1] Performance Test Procedure of MW701 gas turbine, Mitsubishi Heavy Industries LTD, October 9th 1993.
- [2] Catalog of CHP Technologies, U.S. Environmental Protection Agency, Combined Heat and Power Partnership, 2015
- [3] Thami K. Ibrahim, M. M. Rahman and Ahmed N. Abdalla, "Improvement of gas turbine performance based on inlet air cooling systems: A technical review". International Journal of Physical Sciences, Vol. 6(4), pp. 620-627, 18 February, 2011
- [۴] کرباسی، عبدالرضا، بررسی سیستم مدیریت محیط زیست در منطقه نفتی دارخوین و ارائه راهکار جهت بهبود عملکرد آن، همایش ملی محیط زیست، ۱۳۸۸
- [۵] بهبودی، داوود؛ اثرات زیست محیطی مصرف انرژی و رشد اقتصادی در ایران، فصلنامه اقتصاد مقداری، دوره ۵، شماره ۴، سال ۱۳۸۷
- [6] Sonntag, Borgnakke and Van Wylen, "Fundamentals of Thermodynamics", 6th Edition, 2003.
- [7] Sakhaei. S. A, Safari M, "Study and Comparison of Inlet Air Cooling Technique of Gas Turbines and Their Effects on Increase of the Efficiency and Outlet Power". International Journal of Materials, Mechanics and Manufacturing, Vol. 2, No. 4, November 2014.
- [8] Ruston TB4000 combustion Gas Turbine Data Sheet, Document No. 401-428/019.
- [9] <http://www.weatherbase.com/>
- [۱۰] سعادت‌آبادی، احسان‌اله، طراحی و شبیه‌سازی سیکل های نیروگاهی با استفاده از نرم افزار ترموفلو، چاپ اول، تهران، انتشارات الیاس، پاییز ۱۳۹۵
- [11] William E. Stewart, "Turbine Inlet Air Cooling", ASHRAE Journal, September 1998.



[۱۲] ممیزی جامع انرژی صنعتی، شرکت ملی مناطق نفتخیز جنوب، شرکت بهره‌برداری نفت و گاز کارون، ۱۳۹۲

[13] Ebara Absorption Chillers Catalog, Serial No. E9024TMDC5.

[14] <http://www.yorktehran.com/>

[15] <http://www.saran-mfg.com/>

www.Mobadel.ir



پارک علم و فناوری دانشگاه تهران



Shiraz University of Technology



دانشگاه تهران



دانشگاه تهران



دانشگاه کاشان



تاریخ: ۱۳۹۷/۰۹/۲۲

جناب آقایان
مهدی حمزه‌ای و مسعود عسکری

همکاری صمیمانه جنابعالی در ارائه مقاله علمی ارزشمندتان با عنوان:

افزایش راندمان توربین گازی Ruston TA1750 و جلوگیری از هدر رفت انرژی در فلرهای واحد بهره برداری شماره چهار اهواز با خنک‌کاری هوای ورودی توربین توسط چیلر جذبی

به دهمین کنفرانس ملی مبدل‌های گرمایی، چیلر و برج خنک کن که در تاریخ ۲۲ آذر ماه ۱۳۹۷ توسط هم‌اندیشان انرژی کیمیا و دانشکده فنی دانشگاه سراسری کاشان برگزار گردید را ارج نهاده و این لوح به پاس قدردانی از تلاش‌های آن محقق گرامی اهدا میشود. این کنفرانس علمی در پایگاه استنادی علوم جهان اسلام ISC ثبت گردیده است. (کد اختصاصی: ۰۲۸۰۷-۹۷۱۸۱) لازم به ذکر است این مقاله به صورت شفاهی پذیرش گردیده است.

با آرزوی موفقیت و سربلندی روز افزون جنابعالی در راه خدمت به میهن عزیزمان ایران.

خشانار شکیبی
دبیر همایش

محمدرضا مزدیان‌فر
دانشیار دانشکده فنی دانشگاه کاشان



www.Mobadel.ir

این گواهی‌نامه بدون مهر برجسته لوگوی همایش فاقد اعتبار است.