تأثیر تغییر دمای محیط بر عملکرد توربینهای گازی GE-F5

دکتر محسن قاضی خانی - داود تفضلی - نیما منشوری

دانشکده مهندسی دانشگاه فردوسی مشهد

۱- چکیده

هدف از این مقاله بررسی اثر دمای محیط بر عملکرد توربین‌های گازی می‌باشد. چون تاثیرپذیری این توربین‌ها از دمای محیط زیاد است. در این مقاله تاثیر تغییر دمای محیط، برروی پارامترهای مختلف توربین گازی GE-F5 نیروگاه شیروان مورد مطالعه واقع شده است. این پارامترها در قدرت‌های 10^{MW} و 15^{MW} و 20^{MW} به صورت توابعی از دمای محیط بدست آمده‌اند.

بررسی‌ها نشان می‌دهد که بعلت کاهش جزئی دبی جرمی هوای ورودی و کاهش قابل توجه راندمان ایزنتروپیک کمپرسور در توربین‌های گازی با افزایش دمای محیط فشار خروجی کمپرسور به ازای هر یک درجه افزایش دمای هوای ورودی تقریباً 20^{kPa} کاهش می‌یابد. ودمای خروجی کمپرسور به ازای هر درجه افزایش دمای محیط 1.13^{oC} افزایش می‌یابد. همچنین دمای اگزوز به ازای هر یک درجه افزایش دمای محیط 2.5^{oC} افزایش می‌یابد و راندمان سیکل با افزایش حدود 50^{oC} دمای هوای محیط در حدود 3% کاهش می‌یابد. لازم به توضیح است که دبی جرمی سوخت در توان ثابت تولیدی با افزایش دمای محیط همواره افزایش می‌یابد.

واژه‌های کلیدی: تغییر دمای محیط، توربین گازی، دبی جرمی هوا، راندمان ایزنتروپیک کمپرسور، دمای اگزوز.

[Downloaded from necjournals.ir on 2024-04-19]

۲- مقدمه

یکی از مهمترین مشکلات مربوط به توربین گازی در نیروگاهها کاهش توان تولیدی و راندمان آنها در فصل تابستان است. این مشکل برای کشورهائی که در مناطق گرمسیری قرار دارند به مراتب بیشتر است، بگونه‌ای که با افزایش $40^{o}c$ دمای محیط، بمیزان 30% از توان تولیدی توربین کاهش می‌یابد[1]. با توجه به اینکه در کشور ما این مشکل گریبانگیر نیروگاههای گازی است لذا بررسی دقیق و علمی این امر از اهمیت ویژه‌ای برخوردار است. روشهای متفاوتی برای جبران کاهش قدرت در توربینهای گازی با افزایش دمای محیط پیشنهاد شده‌اند که بعضاً بشرح زیر می‌باشند.

بکارگیری سیستم تبرید جذبی با استفاده از انرژی تلف شدهٔ اگزوز برای کاهش دمای ورودی در توربینهای گازی [2] .

تزریق بخار به توربینهای گازی برای کاهش دمای محصولات احتراق ورودی به توربین و جبران افزایش دمای محیط در این توربینها [1] .

خنک کردن هوای ورودی به کمپرسور توربین گازی با پاشش آب به جریان هوا [3] .

خنک کردن هوای خروجی از کمپرسور توربین گازی با پاشش آب به جریان هوا [3] .

اضافه کردن بخار به اتاق احتراق با روش HAT[4] .

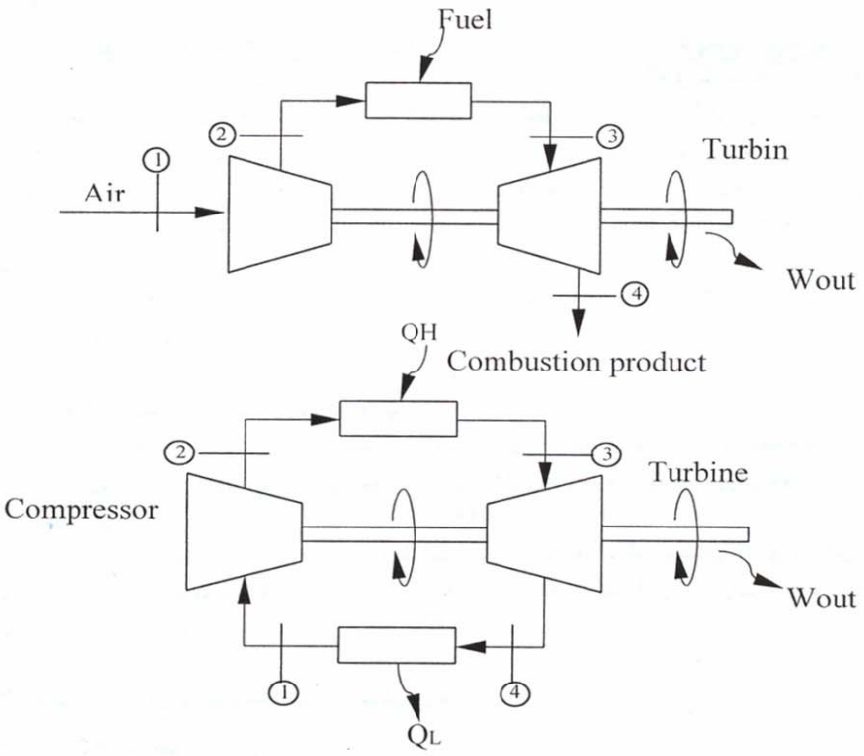
با توجه به اهمیت کاهش قدرت با افزایش دمای محیط در توربینهای گازی در این مقاله به بررسی این پدیده پرداخته شده است و عوامل مربوط به کاهش قدرت و راندمان مورد تجزیه و تحلیل واقع شده است.

۳- سیکل ایده‌آل و محاسبات توربینهای گازی

۳-۱- سیکل برایتون

سیکل ایده‌آل توربینهای گازی سیکل برایتون است. سیکل برایتون چرخه‌ای است که در آن سیال هوا با رفتار گاز کامل فرض شده است. در سیکل برایتون دو فرآیند ایزنتروپیک و دو فرآیند فشار ثابت وجود دارد فرآیندهای تراکم در کمپرسور و انبساط در توربین ایزنتروپیک و دو فرآیند اتاق احتراق (حرارت منتقله از منبع گرم) و کندانسور (حرارت منتقله به منبع سرد) فشار ثابت فرض می‌شوند. شکل ۱ (الف) شماتیک ساده‌ای از یک توربین گازی و شکل ۱(ب) سیکل بستهٔ یک توربین گازی همانند سیکل برایتون را نشان می‌دهند.

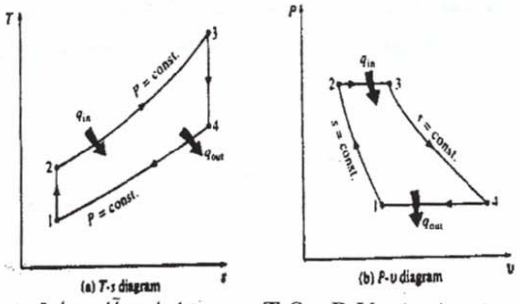
[Downloaded from necjournals.ir on 2024-04-19]



شکل ۱- (الف) شماتیک ساده‌ای از یک توربین گازی

(ب) سیکل بستهٔ یک توربین گازی همانند سیکل برایتون

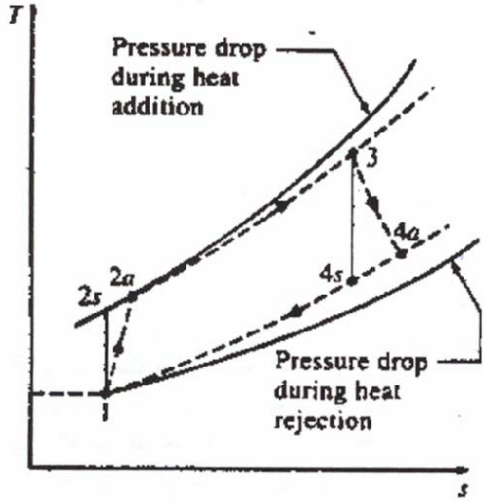
در شکل (۲) سیکل برایتون در دیاگرام T-S ودیاگرام P-V نمایش داده شده‌اند.



شکل ۲- نمودارهای P-V و T-S در سیکل ایده‌آل برایتون

[Downloaded from necjournals.ir on 2024-04-19]

در شکل (۳) سیکل واقعی یک توربین گازی در دیاگرام T-S نشان داده شده است.



شکل ۳ - دیاگرام T-S در عملکرد توربین گازی در شرایط واقعی

۳-۲- محاسبات توربینهای گازی

۳-۲-۱- محاسبهٔ توان تولیدی

توان تولیدی از رابطهٔ (۱) در یک توربین گازی (با فرض ناچیز بودن حرارت منتقله به محیط و ناچیز بودن تغییر سینیتیک) محاسبه می‌شود.

$$W^{o}_{net} = (m^{o}_{a} + m^{o}_{f})(h_3 - h_4) - m^{o}_{a}(h_2 - h_1) \qquad (۱)$$

۳-۲-۲- محاسبهٔ راندمان احتراق

در صورتی که محصولات احتراق در اگزوز اندازه‌گیری شود راندمان احتراق براساس میزان هیدروژن، هیدروکربن سوخته و منواکسید موجود در اگزوز محاسبه می‌شود، در توربینهای گازی هیدروکربن نسوخته در اگزوز وجود ندارد (بسیار ناچیز است) امّا منواکسیدکربن و هیدروژن به میزان کمی در اگزوز وجود دارد. راندمان احتراق از رابطهٔ زیر محاسبه می‌شود[5] .

$$\eta_{comb} = 1 - \frac{m^{o}_{HC} Q_{LHV})_{HC}}{m^{o}_{f} Q_{LHV})_{f}} - \frac{m^{o}_{co} Q_{LHV})_{co}}{m^{o}_{f} Q_{LHV})_{f}} - \frac{m^{o}_{H2} Q_{LHV})_{H2}}{m^{o}_{f} Q_{LHV})_{f}} \qquad (۲)$$

چون m^{o}_{HC} در اگزوز توربینهای گازی تقریباً معادل صفر است لذا داریم:

$$\eta_{comb} = 1 - \frac{m^{o}_{co} Q_{LHV})_{co}}{m^{o}_{f} Q_{LHV})_{f}} - \frac{m^{o}_{H2} Q_{LHV})_{H2}}{m^{o}_{f} Q_{LHV})_{f}} \qquad (۳)$$

[Downloaded from necjournals.ir on 2024-04-19]

$Q_{LHV})_{Co}$ و $Q_{LHV})_{H_2}$ ارزش حرارتی Co و ارزش حرارتی H_2 از نوشتن قانون اول ترمودینامیک برای رابطهٔ احتراق CO و احتراق H_2 بشرح زیر محاسبه می‌شود[٦]

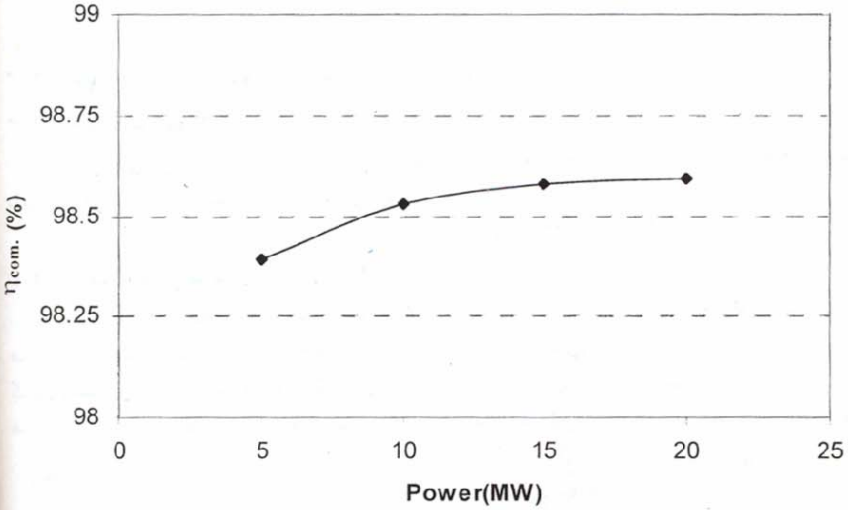
$$CO + \frac{1}{2}O_2 \leftrightarrow CO_2 \qquad (٤)$$

$$H_2 + \frac{1}{2}O_2 \leftrightarrow H_2O \qquad (٥)$$

$$Q_{LHV})_{Co} = \frac{1}{22}\bar{h}_f^{\,o})_{Co_2} - \frac{1}{28}\bar{h}_f^{\,o})Co \qquad (٦)$$

$$Q_{LHV})_{H_2} = \frac{1}{18} \times \bar{h}_f^{\,o})_{H_2o} \qquad (٧)$$

با توجه به محاسبات انجام یافته توسط برنامهٔ کامپیوتری که در این پروژه برای انجام محاسبات فراهم شده است، راندمان احتراق با توجه به میزان محصولات احتراق در اگزوز توربین گازی GE-F5 نیروگاه مشهد مطابق با شکل (٤) تغییر می‌کند. با توجه به شکل (٤) با تقریب بسیار خوبی راندمان احتراق در توربینهای گازی را با تقریب بسیار خوبی می‌توان ٪٩٨/٥ در نظر گرفت.



شکل ۴- تغییرات راندمان احتراق در توربینهای گازی GE-F5 [۶]

[Downloaded from necjournals.ir on 2024-04-19]

راندمـان احـتراق به نسبت انرژی حاصله از احتراق به انرژی حاصله از ارزش حرارتی سوخت نیز گفته می‌شود و از رابطهٔ زیر محاسبه می‌شود[7] .

$$\eta_{comb} = \frac{(m_a^o + m_f^o)\ h_3 - m_a^o h_2}{m_f^o Q_{LHV})_f} \qquad (۸)$$

۳-۲-۳- محاسبهٔ T_3, m_a^o

بـرای محاسـبهٔ m_a^o و T_3 بـا توجـه بـه مشـخص بـودن راندمـان احتراق در توربینهای گازی $\eta_{comb} \cong 0.985$ و انـدازه‌گـیری T_1، T_2، T_4، m_f^o و W_{net}^o مقادیـر m_a^o و T_3 از روابـط (۱) و (۸) محاسبه می‌شوند.

۳-۲-۴- محاسبهٔ سایر پارامترهای توربینهای گازی

الف: محاسبهٔ راندمان حرارتی راندمان حرارتی از رابطهٔ زیر محاسبه می‌شود.

$$\eta_{th} = \frac{W_{net}^o}{m_f^o Q_{LHV})_f} \qquad (۹)$$

ب : راندمان ایزنتروپیک کمپرسور و توربین از روابط زیر محاسبه می‌شوند.

$$\eta_{comp} = \frac{h_{2S} - h_1}{h_2 - h_1} \qquad (۱۰)$$

$$\eta_{comp} = \frac{h_4 - h_3}{h_{4S} - h_3} \qquad (۱۱)$$

ج: نسبت کار معکوس[1]

$$B.W = \frac{m_a^o(h_2 - h_1)}{(m_a^o + m_f^o)(h_3 - h_4)} \qquad (۱۲)$$

۴- داده‌های آزمایش و انجام محاسبات

در ایـن کار داده‌های آزمایش از روی گزارشهای فنی[2] روزانه نیروگاه گازی شیروان که از نوع GE-F5 ، توربیـنهای گـازی PG5361 مـی‌باشـند بـرای دماهای مختلف محیط جمع‌آوری شده‌اند. نـتایج مـربوط بـه انـدازه‌گـیری محصـولات احـتراق از نـیروگاه GE-F5 مشـهد توربینهای گازی PG5251 گردآوری شده‌اند.

محاسـبات در ایـن کـار تحقیقاتی توسط برنامهٔ کامپیوتری که به همین منظور فراهم شده است انجام یافته و شامل محاسبات احتراق و پارامترهای مختلف توربینهای گازی می‌باشد[٦] .

---

1 - Back Work

2 - Lock Shit

[Downloaded from necjournals.ir on 2024-04-19]

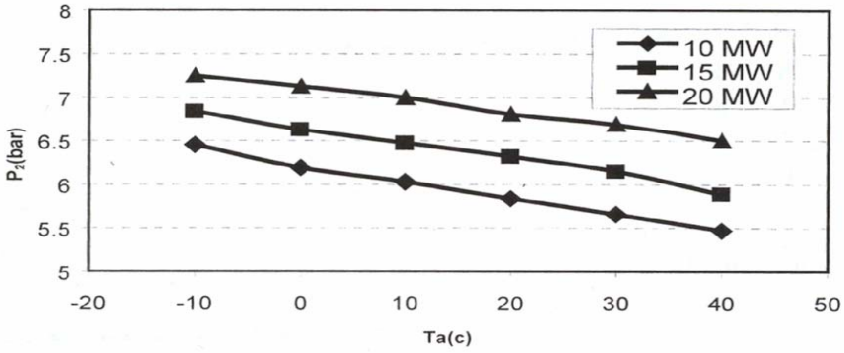
۵- بررسی نتایج

۵-۱- اثر تغییر دمای ورودی بر فشار خروجی کمپرسور

با تغییر دمای ورودی از $10^{o}c-$ تا $40^{o}c$ ، فشار خروجی کمپرسور در توانهای تولیدی ثابت کاهش می‌یابد (شکل ۵). کاهش فشار خروجی کمپرسور در توان ثابت به گونه‌ای است که به ازاء یک درجه افزایش دمای ورودی بین 17.5kPa تا 20kPa فشار خروجی کمپرسور کاهش یافته است. علت این کاهش یکی بخاطر کاهش جزئی دبی جرمی هوای ورودی به کمپرسور است که در شکل (۱٤) نشان داده شده است. و دلیل مهمتر مربوط به کاهش راندمان ایزنتروپیک کمپرسور است که در شکل (۹) آمده است و باعث کاهش فشار در خروجی کمپرسور گردیده است.

رابطه فشار خروجی کمپرسور نسبت به دمای محیط در توربین‌های GE-F5 در رابطهٔ (۱۳) نشان داده شده است[٦] .

$$P_2^{kPa} = -2.0096T_a(^{o}_{C}) + 666.42 \qquad (۱۳)$$



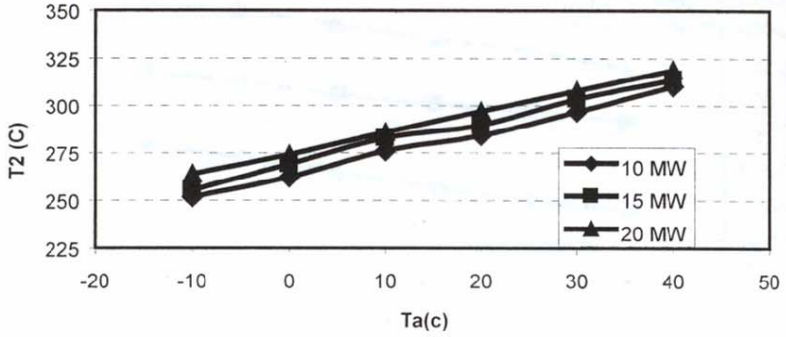
شکل ۵- تأثیر تغییر دمای ورودی در فشار خروجی کمپرسور

۵-۲- اثر تغییر دمای ورودی بر دمای خروجی کمپرسور

با تغییر دمای ورودی از $10^{o}c-$ تا $40^{o}c$، دمای خروجی کمپرسور در توانهای تولیدی ثابت افزایش می‌یابد، شکل (٦). این افزایش به گونه‌ایست که به ازاء یک درجه افزایش دمای ورودی، دمای خروجی کمپرسور بین $1.1^{o}c$ تا $1.3^{o}c$ افزایش یافته است. علت افزایش دمای خروجی کمپرسور مربوط به فرآیند تراکم در کمپرسور است که با افزایش دمای ورودی دمای خروجی نیز افزایش یافته است. رابطهٔ دمای خروجی کمپرسور نسبت به دمای محیط در توربین‌های GE-F5 در رابطهٔ (۱٤) نشان داده شده است[٦] .

$$T_2(^{o}C) = 1.101T_a(^{o}C) + 268.056 \qquad (۱٤)$$

[Downloaded from necjournals.ir on 2024-04-19]



شکل ۶- تأثیر دمای ورودی در دمای خروجی کمپرسور

۵-۳- اثر تغییر دمای ورودی بر دمای خروجی از اتاق احتراق

با افزایش دمای ورودی از $10^{o}c-$ تا $40^{o}c$ ، دمای خروجی از اتاق احتراق در توانهای ثابت افزایش می‌یابد، شکل(۷). این افزایش به گونه‌ایست که به ازاء هر یک درجه افزایش دمای ورودی، دمای خروجی از اتاق احتراق بین دو تا سه درجه افزایش یافته است، علت این افزایش عمدتاً مربوط به کاهش راندمان حرارتی نیروگاه است که در توان تولیدی ثابت با افزایش دمای ورودی سوخت بیشتری مصرف شود (شکل‌های ۱۲و۱۳). یعنی چون راندمان حرارتی کاهش یافته است لزوماً برای توان تولیدی ثابت در دماهای ورودی بالاتر سوخت بیشتری در اتاق احتراق مصرف می‌شود، که خودبخود دمای خروجی اتاق احتراق را افزایش می‌دهد. پارامتر کلیدی کاهش قدرت تولیدی توربینهای گازی در رابطه با افزایش دمای ورودی مربوط به افزایش T3 است به گونه‌ایکه امکان استفاده از توربینهای گازی در دماهای بالای T3 بعلت استهلاک شدید پرّه‌های توربین وجود ندارد و ضرورت کاهش توان تولیدی در دماهای بالای محیط را باعث می‌شود.

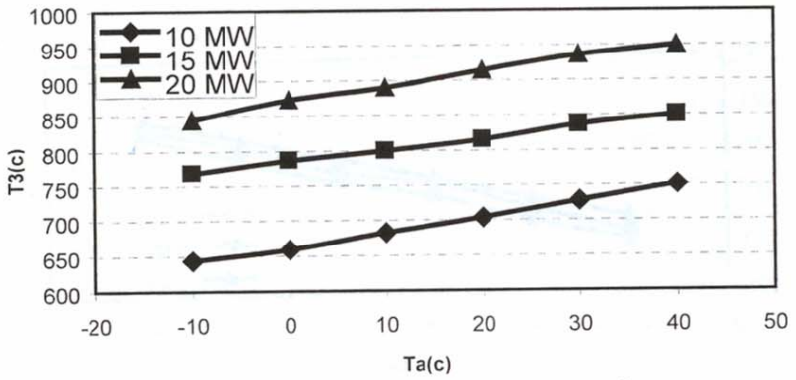
تغییر دمای خروجی اتاق احتراق بر اثر تغییر دمای محیط برای توانهای 10MW ، 15MW و 20MW در توربینهای گازی GE-F5 در روابط (۱۵)، (۱۶) و (۱۷) آورده شده است[٦] .

$$10^{MW} \rightarrow T_3(^{o}C) = 2.3754T_a(^{o}C) + 609.93 \qquad (۱۵)$$

$$15^{MW} \rightarrow T_3(^{o}C) = 3.1184T_a(^{o}C) + 694.58 \qquad (۱٦)$$

$$20^{MW} \rightarrow T_3(^{o}C) = 2.0602T_a(^{o}C) + 830.44 \qquad (۱۷)$$

[Downloaded from necjournals.ir on 2024-04-19]



شکل ۷- تأثیر دمای ورودی در دمای خروجی از اتاق احتراق

۵-۴- اثر تغییر دمای ورودی بر دمای اگزوز در توربینهای گازی

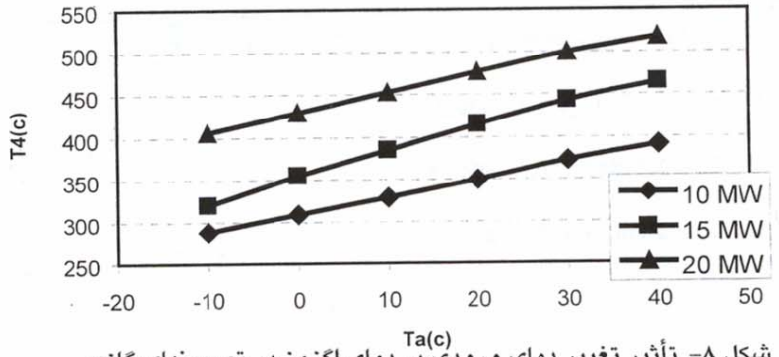
با افزایش دمای ورودی از $-10\ ^{o}c$ تا $40\ ^{o}c$ دمای اگزوز در توان تولیدی ثابت افزایش می‌یابد، شکل (۸). این افزایش به گونه‌ایست که به ازاء هر یک درجه افزایش دمای ورودی، دمای اگزوز بین دو تا سه درجه افزایش می‌یابد. علت افزایش دمای اگزوز مربوط به ثابت بودن نرخ انبساط در توربین با توان تولیدی ثابت است، که با افزایش دمای خروجی از اتاق احتراق دمای اگزوز نیز افزایش یافته است.

اثر تغییر دمای اگزوز بر اثر تغییر دمای محیط برای توانهای 10MW ، 15MW و 20MW در توربینهای گازی GE-F5 در روابط (۱۸)، (۱۹) و (۲۰) آورده شده است[٦] .

$$10^{MW} \rightarrow T_4(^{o}C) = 2.2751T_a(^{o}C) + 300.57 \quad (۱۸)$$

$$15^{MW} \rightarrow T_4(^{o}C) = 2.5774T_a(^{o}C) + 335.04 \quad (۱۹)$$

$$20^{MW} \rightarrow T_4(^{o}C) = 2.1826T_a(^{o}C) + 437.79 \quad (۲۰)$$



شکل ۸- تأثیر تغییر دمای ورودی بر دمای اگزوز در توربینهای گازی

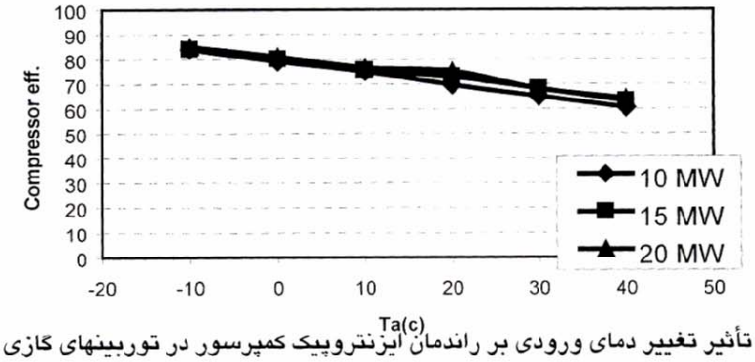
[Downloaded from necjournals.ir on 2024-04-19]

۵-۵- اثر تغییر دمای ورودی برای راندمان ایزنتروپیک کمپرسور

با افزایش دمای محیط راندمان ایزنتروپیک کمپرسور کاهش می‌یابد، شکل (۹). کاهش راندمان به گونه‌ای است که به ازاء هر یک درجه دمای ورودی 0.4% راندمان کمپرسور کم می‌شود. علت کاهش راندمان ایزنتروپیک کمپرسور بخاطر کاهش فشار خروجی کمپرسور با افزایش دمای ورود است، شکل (۵). یعنی کار بازگشت‌پذیر کمپرسور $W_s = \int \upsilon dp$ با کاهش فشار خروجی کم می‌شود، ضمن آنکه نسبت کار معکوس توربین گازی با افزایش دمای ورودی زیاد می‌شود که بیانگر افزایش کار مصرفی کمپرسور در توان ثابت در دماهای ورودی بالاتر است. واضح است که با کم شدن کار بازگشت‌پذیر کمپرسور و افزایش نسبت کار معکوس راندمان ایزنتروپیک کمپرسور کاهش می‌یابد.

اثر تغییر راندمان ایزنتروپیک‌کمپرسور بر اثر تغییر دمای محیط در توربینهای گازی GE-F5 در رابطهٔ (۲۱) آورده شده است[۶] .

$$\eta_{comp}(\%) = -0.4512T_a(^\circ C) + 80.034 \qquad (۲۱)$$



شکل ۹- تأثیر تغییر دمای ورودی بر راندمان ایزنتروپیک کمپرسور در توربینهای گازی

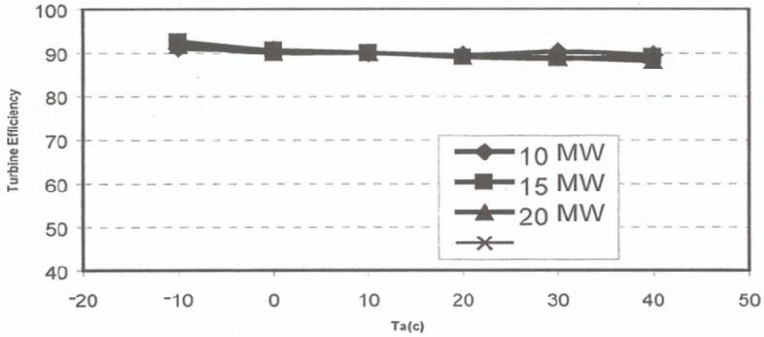
۵-۶- اثر تغییر دمای ورودی بر راندمان ایزنتروپیک توربین

با افزایش دمای محیط راندمان ایزنتروپیک توربین در توان ثابت تغییر بسیار ناچیزی دارد (شکل ۱۰). علت آنکه راندمان تقریباً ثابت است مربوط به تولید انتروپی در توربین است که عمدتاً تحت تأثیر توان تولیدی و نسبت انبساط گاز در توربین تغییر می‌نماید. چون توان تولیدی تقریباً ثابت است لذا راندمان ایزنتروپیک تقریباً ثابت می‌ماند.

اثر تغییر راندمان ایزنتروپیک توربین بر اثر تغییر دمای محیط در توربینهای گازی GE-F5 در رابطهٔ (۲۲) آورده شده است [۶] .

$$\eta_{tur}(\%) = -0.05372T_a(^\circ C) + 90.698 \qquad (۲۲)$$

[Downloaded from necjournals.ir on 2024-04-19]



شکل ۱۰ – اثر تغییر دمای محیط بر راندمان ایزنتروپیک در توربین‌های گازی

۵-۷- اثر تغییر دمای ورودی بر نسبت کار معکوس توربین گازی

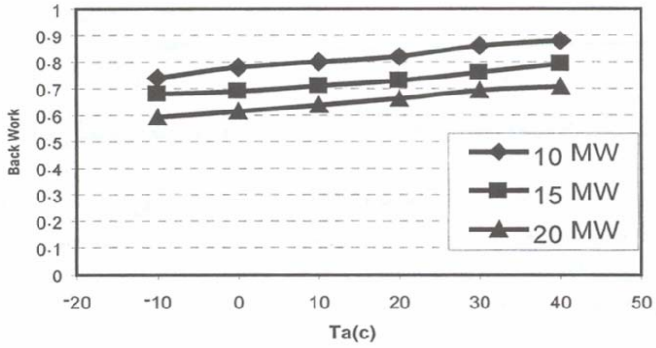
با افزایش دمای محیط نسبت کار معکوس افزایش می‌یابد (شکل ۱۱). علت آن کاهش راندمان ایزنتروپیک کمپرسور و تغییرات ناچیز راندمان ایزنتروپیک توربین است که در شکلهای (۹) و(۱۰) بحث شد.

اثر تغییر نسبت کار معکوس بر اثر تغییر دمای محیط در توربینهای گازی GE-F5 در روابط (۲۳)، (۲۴) و (۲۵) آورده شده است [۶].

$$10^{MW} \rightarrow BW = 0.0027829T_a(^\circ C) + 0.77205 \quad (۲۳)$$

$$15^{MW} \rightarrow BW = 0.0024302T_a(^\circ C) + 0.69329 \quad (۲٤)$$

$$20^{MW} \rightarrow BW = 0.0023951T_a(^\circ C) + 0.61814 \quad (۲٥)$$



شکل ۱۱- اثرتغییر دمای محیط بر نسبت کار معکوس در توربینهای گازی

[Downloaded from necjournals.ir on 2024-04-19]

۵-۸- اثر تغییر دمای ورودی بر راندمان حرارتی توربینهای گازی

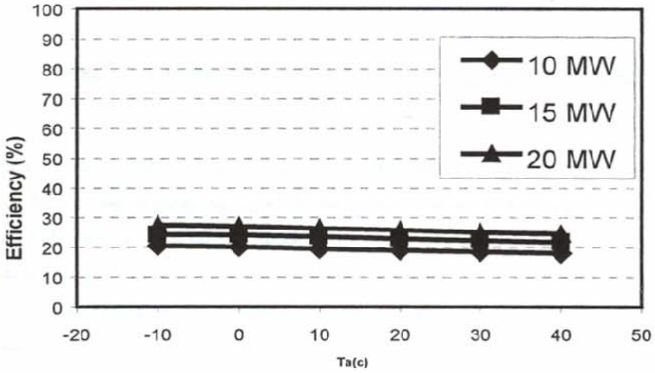
راندمان حرارتی توربینهای گازی با افزایش 50oc دمای ورودی بین دو تا سه‌ونیم درصد کاهش می‌یابد (شکل ۱۲). علت کاهش راندمان حرارتی عمدتاً مربوط به کاهش راندمان ایزنتروپیک کمپرسور است (شکل ۹). که هم نسبت کار معکوس را افزایش می‌دهد و هم باعث کاهش راندمان حرارتی می‌شود. به بیانی دیگر مقدار بیشتری از توان تولیدی توربین در دماهای ورودی بالاتر، در کمپرسور مصرف می‌شود و لذا برای توان تولیدی ثابت ضرورتاً مصرف سوخت افزایش یافته و راندمان حرارتی را پائین می‌آورد.

اثر تغییر راندمان حرارتی در توربینهای گازی GE-F5 بر اثر تغییر دمای محیط در روابط (۲۶)، (۲۷) و (۲۸) آورده شده است [٦] .

$$10^{MW} \rightarrow \eta_{th}(\%) = -0.04364T_a(^\circ C) + 19.802 \quad (۲۶)$$

$$15^{MW} \rightarrow \eta_{th}(\%) = -0.052059T_a(^\circ C) + 23.979 \quad (۲۷)$$

$$20^{MW} \rightarrow \eta_{th}(\%) = -0.063449T_a(^\circ C) + 26.954 \quad (۲۸)$$



شکل ۱۲- تأثیرتغییر دمای ورودی بر راندمان حرارتی توربینهای گازی

۵-۹- اثر تغییر دمای ورودی بر دبی سوخت مصرفی

دبی سوخت مصرفی با افزایش دمای محیط به ازاء توان تولیدی ثابت افزایش می‌یابد (شکل۱۳). علت آن مربوط به کاهش راندمان حرارتی توربینهای گازی به ازاء افزایش دمای محیط است.

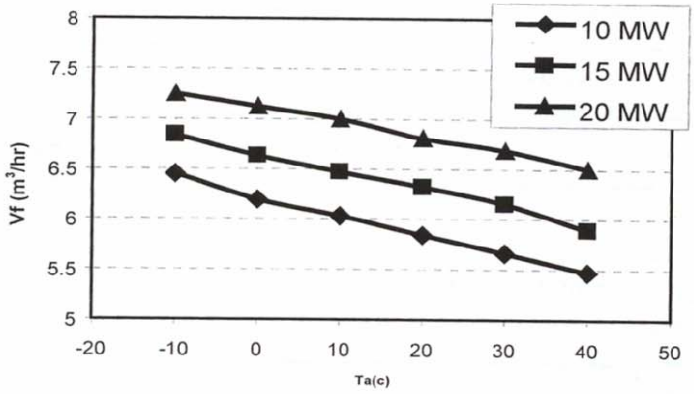
اثر تغییر دبی حجمی سوخت مصرفی در توربینهای گازی GE-F5 بر اثر تغییر دمای محیط در روابط (۲۹)، (۳۰) و (۳۱) آورده شده است [٦] .

$$10^{MW} \rightarrow V_f\left(\frac{m^3}{hr}\right) = 12.27T_a(^\circ C) + 5279 \quad (۲۹)$$

$$15^{MW} \rightarrow V_f\left(\frac{m^3}{hr}\right) = 15.479T_a(^\circ C) + 6533.1 \quad (۳۰)$$

[Downloaded from necjournals.ir on 2024-04-19]

$$20^{MW} \rightarrow V_f\left(\frac{m^3}{hr}\right) = 19.858T_a(^\circ C) + 7750.8 \qquad (۳۱)$$



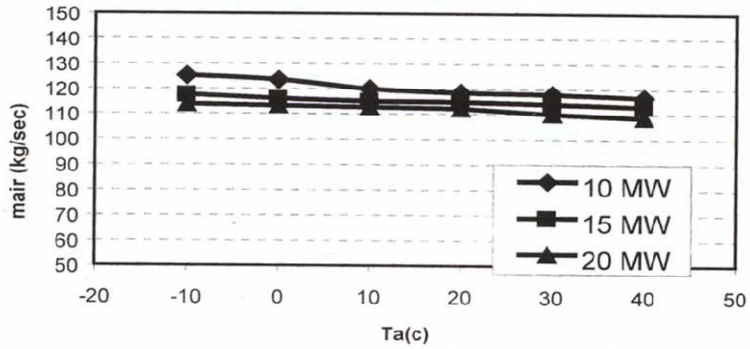
شکل ۱۳ - تأثیرتغییر دمای محیط بر دبی سوخت مصرفی

۵-۱۰- اثر تغییر دمای ورودی بر دبی جرمی هوا در توربینهای گازی

دبی جرمی هوا در توربینهای گازی با افزایش دمای محیط کاهش می‌یابد، شکل (۱٤). علت آن مربوط به افزایش حجم مخصوص هوا با افزایش دمای محیط است که هوای مکیده شدهٔ کمپرسور را کاهش می‌دهد.

اثر تغییر دبی جرمی هوای ورودی در توربینهای گازی بر اثر تغییر دمای محیط در رابطهٔ (۳۱) آورده شده است.

$$m_a^o(Kg/s) = -0.0965T_a(^\circ C) + 116.65 \qquad (۳۲)$$



شکل ۱۴- تأثیرتغییر دمای محیط بر دبی جرمی هوا در توربینهای گازی

[Downloaded from necjournals.ir on 2024-04-19]

۶- نتیجه‌گیری

۶-۱- افزایش دمای محیط در توربینهای گازی باعث کاهش فشار خروجی و افزایش دمای خروجی در کمپرسور در توان تولیدی ثابت می‌شود.

۶-۲- افزایش دمای محیط در توربینهای گازی باعث کاهش شدید راندمان ایزنتروپیک کمپرسور در توان تولیدی ثابت می‌شود. این پدیده مهمترین عامل در کاهش راندمان و توان تولیدی در توربینهای گازی بر اثر افزایش دمای محیط است.

۶-۳- با افزایش دمای محیط در توربینهای گازی راندمان ایزنتروپیک توربین در توان تولیدی ثابت، تقریباً ثابت است.

۶-٤- با افزایش دمای محیط در توربینهای گازی، دمای خروجی از اتاق احتراق در توان تولیدی یکسان افزایش می‌یابد این پدیده مهمترین عامل در ضرورت کاهش توان تولیدی توربینهای گازی در دماهای بالاتر محیط است.

۶-۵- نسبت کار معکوس در دماهای بالاتر محیط بشدت افزایش می‌یابد، لذا مصرف مخصوص سوخت افزایش یافته و راندمان حرارتی کاهش می‌یابد.

منابع

1- J. H. Horlock, "Combined power plants including combined cycle gas turbine (CCGT) plants", First edition, chapter 7 page 265, Printed in UK, by B.P.C.C. 1992.

2- B. Mohanty and G. Paloso JR, "Enhancing gas turbine performance by intake air cooling using an absorption chiller", School of environment, Resources and development, Asian Institute of Technology, P.O. Box 2754, Bangkok 10501, Thailand, 1993.

3- :Ashraf M. Bassily, "Effects of evaporative inlet and after cooling on the recuperated gas turbine cycle", Nuclear Engineering laboratory, USA, 2001.

4- T.S. Kim, C.H. Song, S.T. Ro, S.K. Kauh, "Influence of ambient condition on thermodynamic performance of the humid air turbine cycle", Department of Mechanical Engineering, Seal National University, Sout 151-742 South Korea 1999.

5- M. Ghazikhani, "Spark ignition engine warm-up and emissions: effect of inlet air preheat and steam injection", Dept. of Fuel and nergy, The university of Leeds, Ph.D. Thesis, 1993.

۶- داود تفضلی و نیما منشوری، «بررسی اثر تزریق بخار در توربینهای گازی GE-F5 » پایان‌نامهٔ کارشناسی گروه مکانیک دانشکدهٔ مهندسی دانشگاه فردوسی مشهد، ۱۳۸۱.

7- R. E.Sonntag, G. Borgnakke and G.J. Van Wylen, "Fundamental of Thermodynamics" 5th ed. John Wiely and Sons, 1998.

[Downloaded from necjournals.ir on 2024-04-19]

علائم اختصاری

انتالپی خروجی‌کمپرسور درفرآیند ایزونتروپیک	h2s
دبی جرمی هوای ورودی	m_a^o
انتالپی خروجی‌توربین درفرآیند ایزتروپیک	h4s
دبی جرمی سوخت مصرفی	m_f^o
انتالپی ورودی به توربین	h3
دبی جرمی هیدروکربن اگزوز	m_{HC}^o
انتالپی اگزوز	h4
ارزش حرارتی هیدروکربن	QLHV)HC
انتالپی خروجی از کمپرسور	h2
ارزش حرارتی سوخت	QLHV)f
انتالپی ورودی به کمپرسور	h1
ارزش حرارتی مونواکسیدکربن	QLHV)co
انتالپی تشکیل	$\bar{h}_f^o$
ارزش حرارتی هیدروژن	QLHV)H2
راندمان حرارتی	η_{th}
دمای ورودی به توربین	T3
راندمان ایزنتروپیک کمپرسور	η_{comp}
دمای اگزوز	T4
راندمان ایزنتروپیک توربین	η_{tur}
دمای محیط	Ta
راندمان احتراق	η_{comb}
دمای ورودی به کمپرسور	T1
حجم مخصوص	υ
دمای خروجی کمپرسور	T2
دبی جرمی مونواکسیدکربن	m_{Co}^o
نسبت کار معکوس	B.W
دبی جرمی هیدروژن	m_{H2}^o
فشار خروجی کمپرسور	P2
دبی حجمی سوخت مصرفی	Vf
توان خالص	W_{net}^o

[Downloaded from necjournals.ir on 2024-04-19]