

اثر نوع سوخت بر عملکرد و میزان NO_x تولیدی توربین‌های گازی

مهران عامری^۱، افشین عبداللهیان^۲، صابرصادقی^۳، امیر حسین ضیایی^۴

دانشگاه شهید باهنر کرمان، دانشکده فنی، بخش مهندسی مکانیک
ameri_mm@mail.uk.ac.ir

چکیده

علاوه بر اثر شرایط محیطی، از عوامل مهم و تأثیر گذار بر عملکرد توربین‌های گازی، نوع سوخت مصرفی در آنها است. نوع سوخت با اعمال اثر بر دبی محصولات احتراق و خواص محصولات احتراق بر توان خروجی، راندمان و انرژی گازهای خروجی از آگزوز اثر بسیار دارد. به علاوه مقدار آلاینده‌های موجود در محصولات احتراق خروجی از آگزوز به نوع سوخت بستگی دارد. در این مقاله با استفاده از یک روش دیفرانسیلی ساده و بدون نیاز به منحنی‌های مشخصه توربین و کمپرسور اثر گاز طبیعی و گازوییل بر توان خروجی، راندمان و انرژی گازهای خروجی از آگزوز توربین‌های گازی با دقت کافی محاسبه شده و با استفاده از یک روش تقریبی مقدار NO_x موجود در محصولات احتراق خروجی بدست می‌آید. نتایج بدست آمده با نتایج تست کارایی و اندازه‌گیری NO_x خروجی یک نوع توربین‌گازی مقایسه گردیده است.

واژه‌های کلیدی: توربین‌گاز- نوع سوخت- عملکرد- NO_x .

۱- مقدمه

در ابتدا توربین‌های گازی به عنوان محرک هواپیما مورد استفاده قرار می‌گرفتند. بعدها از این موتورها به عنوان مولدهای قدرت محوری نیز بهره گرفته شد. امروزه توربین‌های گازی در سیکل‌های تولید قدرت کاربرد گسترده‌ای دارند. ابعاد کوچک، نسبت بالای توان تولیدی به وزن و سادگی در نصب سبب شده که از آنها به عنوان محرک اولیه در صنایع و در تولید برق استفاده شود. با وجود مزایای فراوانی که این ماشین‌ها دارند شرایط محیطی و نوع سوخت مصرفی بر عملکردشان تأثیر فراوان می‌گذارد. اثر قوی شرایط محیط (دما، فشار و رطوبت) بر عملکرد توربین‌گاز کاملاً شناخته شده است [۱]. توربین‌های گازی معمولاً از گاز طبیعی و گازوییل به عنوان سوخت مصرفی استفاده می‌کنند. نوع سوخت با اعمال اثر عمده بر دبی محصولات احتراق و خواص محصولات احتراق، بر توان خروجی، راندمان و انرژی گازهای خروجی از آگزوز اثر بسیار دارد [۲]. انرژی گازهای خروجی از آگزوز مورد استفاده سیکل ترکیبی و یا سیستم‌های هم‌تولید (Cogeneration) است. همچنین میزان آلاینده‌های موجود در محصولات احتراق به نوع سوخت مصرفی در توربین‌گاز وابستگی کامل دارد.

معمولاً برای بررسی عملکرد توربین‌های گازی به منحنی‌های مشخصه توربین و کمپرسور نیاز است و از طرفی این اطلاعات از اسرار مهم شرکت‌های سازنده این سیستم‌ها به شمار می‌روند و به سادگی قابل دسترسی نیستند. لذا در این مقاله

۱- استادیار

۲- کارشناس ارشد مکانیک شرکت مدیریت تولید برق کرمان

۳- کارشناس مکانیک

۴- کارشناس مکانیک

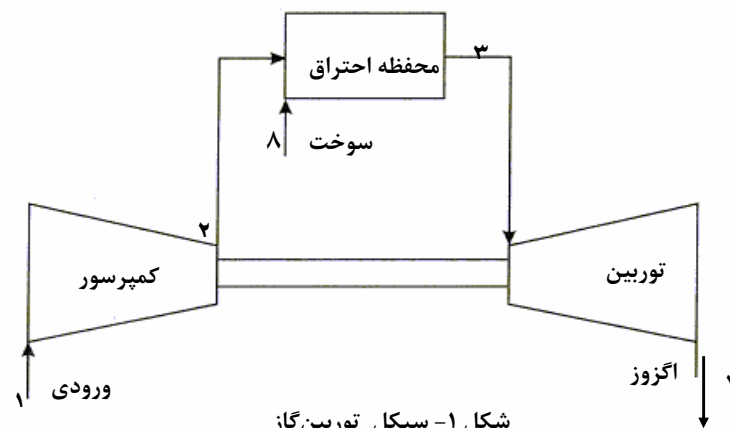
سعی شده است از روشی استفاده کنیم که نیاز به این منحنی‌ها نبوده و از طرفی دارای دقت کافی باشد. در این روش با کمک گرفتن از معادلات ترمودینامیکی حاکم بر توربین‌های گازی ساده، معادلات دیفرانسیل حاکم [۲] بدست آمده و آنگاه اثر نوع سوخت بر عملکرد توربین‌های گازی بررسی می‌شود. همچنین با استفاده از یک روش تقریبی مقدار NO_x موجود در محصولات احتراق خروجی بدست می‌آید [۲]. در انتها نتایج بدست آمده از گاز طبیعی و گازوییل با نتایج تست کارایی و اندازه‌گیری NO_x خروجی توربین‌گاز زیمنس V94.2 نصب شده در نیروگاه سیکل ترکیبی کرمان مقایسه می‌شود.

۲- معادلات دیفرانسیل حاکم بر سیکل توربین‌گاز ساده

در یک توربین‌گاز ساده هوا در کمپرسور متراکم شده، در محفظه احتراق انرژی گرفته و با انبساط در توربین موجب تولید توان می‌شود. بخشی از توان تولیدی به مصرف کمپرسور رسیده و بقیه به عنوان توان خالص خارج می‌شود. چون توان خروجی اختلاف بین توان توربین و کمپرسور است، بررسی آن نیازمند تحلیل رفتار توربین و کمپرسور می‌باشد. با مراجعه به شکل (۱) توان مصرفی کمپرسور و توان خروجی توربین از معادلات زیر بدست می‌آیند:

$$W_c = (H_2 - H_1) = n_a Cp_{12}^a (T_2 - T_1) \quad (۱)$$

$$W_t = (H_3 - H_4) = n_g Cp_{34}^g (T_3 - T_4) \quad (۲)$$



که در آن W_t توان تولیدی توربین، W_c توان مصرفی کمپرسور، T دمای هر نقطه، n_a دبی مولی هوا، n_g دبی مولی محصولات احتراق، H انتالپی هر نقطه، Cp_{12}^a متوسط ظرفیت حرارتی مخصوص مولی هوا بین مراحل ۱ و ۲ و Cp_{34}^g متوسط ظرفیت حرارتی مخصوص مولی محصولات احتراق بین مراحل ۳ و ۴ می‌باشد.

W_{GT} توان خالص توربین‌گاز، اختلاف بین توان تولیدی توربین و توان مصرفی کمپرسور است:

$$W_{GT} = W_t - W_c$$

$$W_{GT} = n_g Cp_{34}^g (T_3 - T_4) - n_a Cp_{12}^a (T_2 - T_1) \quad (۳)$$

مقدار انرژی ورودی به سیکل، خروجی از آن و راندمان خواهد بود:

$$H_{in} = n_g Cp_{23}^g (T_3 - T_2) + n_f Cp_{28}^f (T_2 - T_8) \quad (۴)$$

$$H_{ex} = n_g Cp_4^g (T_4 - T_1) \quad (۵)$$

$$\eta_{GT} = \frac{W_{GT}}{H_{in}} \quad (۶)$$

که در آن n_f دبی مولی سوخت، Cp_{28}^f متوسط ظرفیت حرارتی مخصوص مولی سوخت بین مراحل ۲ و ۸، H_{in} انرژی ورودی به سیکل، H_{ex} انرژی گازهای خروجی از توربین و η_{GT} راندمان حرارتی سیکل است. عبارت $Cp_{28}^f(T_2 - T_8)$ با فرض تعادل دمایی سوخت و هوای خروجی از کمپرسور در لحظه احتراق ($T_2 = T_8$) حذف می‌شود.

دو نسبت K_T و K_C را به صورت نسبت توان تولیدی توربین به توان خالص و توان مصرفی کمپرسور به توان خالص،

تعریف می‌کنیم:

$$K_T = \frac{W_t}{W_{GT}} \quad K_C = \frac{W_C}{W_{GT}} \quad (7)$$

$$K_T - K_C = 1 \quad (8)$$

با دیفرانسیل گرفتن از معادله (۳) و (۶) نتایج زیر بدست می‌آید:

$$dW_{GT} = dW_t - dW_C \quad (9)$$

$$\frac{dW_{GT}}{W_{GT}} = K_T \frac{dW_t}{W_t} - K_C \frac{dW_C}{W_C} \quad (10)$$

$$\frac{d\eta_{GT}}{\eta_{GT}} = \frac{dW_{GT}}{W_{GT}} - \frac{dH_{in}}{H_{in}}$$

و با دیفرانسیل گرفتن از معادلات (۱)، (۲)، (۴) و (۵) خواهیم داشت:

$$\frac{dW_t}{W_t} = \frac{dn_g}{n_g} + \frac{dCp_{34}^g}{Cp_{34}^g} + \frac{d(T_3 - T_4)}{T_3 - T_4} \quad (11)$$

$$\frac{dW_C}{W_C} = \frac{dn_a}{n_a} + \frac{dCp_{12}^a}{Cp_{12}^a} + \frac{d(T_2 - T_1)}{T_2 - T_1} \quad (12)$$

$$\frac{dH_{in}}{H_{in}} = \frac{dn_g}{n_g} + \frac{dCp_{23}^g}{Cp_{23}^g} + \frac{d(T_3 - T_2)}{T_3 - T_2} \quad (13)$$

$$\frac{dH_{ex}}{H_{ex}} = \frac{dn_g}{n_g} + \frac{dCp_4^g}{Cp_4^g} + \frac{d(T_4 - T_1)}{T_4 - T_1} \quad (14)$$

با استفاده از معادله بین دماهای ورودی و خروجی کمپرسور و توربین و همچنین نسبت فشار و راندمان پلی‌تروپیک آنها

ارتباط بین دمای ورودی و خروجی کمپرسور و توربین به صورت زیر می‌شود:

$$T_2 = T_1 \pi^{(RCp_{12}^a / \eta_C)} \quad (15)$$

$$T_4 = T_3 \pi^{(-R\eta_t / Cp_{34}^g)} \quad (16)$$

که در آن π نسبت فشار، η_t راندمان پلی‌تروپیک توربین، η_C راندمان پلی‌تروپیک کمپرسور و R ثابت جهانی گازها می‌باشد. با ترکیب معادلات (۹) تا (۱۶) معادلات مربوط به توان، راندمان و انرژی گازهای خروجی از توربین گاز، به شکل زیر تغییر می‌کنند:

$$\frac{dW_{GT}}{W_{GT}} = -K_T \frac{dT_1}{T_1} + \frac{dP_1}{P_1} + K_T d(q_f FAR) + K_T (1 - \beta) \frac{dCp_{34}^g}{Cp_{34}^g} + K_T \frac{dT_3}{T_3} + K_T \beta \frac{d\eta_t}{\eta_t} \quad (17)$$

$$+ K_C \alpha \frac{d\eta_c}{\eta_c} + (K_T \beta - K_C \alpha) \frac{d \ln \pi}{\ln \pi} \quad (18)$$

$$\frac{d\eta_{GT}}{\eta_{GT}} = (\gamma - K_C) \frac{dT_1}{T_1} + K_C d(q_f FAR) + (K_C - K_T \beta) \frac{dCp_{34}^g}{Cp_{34}^g} + (K_C - \gamma) \frac{dT_3}{T_3}$$

$$+ K_T \beta \frac{d\eta_t}{\eta_t} + (K_C - \delta) \alpha \frac{d\eta_c}{\eta_c} + (K_T \beta - K_C \alpha + \alpha \delta) \frac{d \ln \pi}{\ln \pi} \quad (19)$$

$$\frac{dH_{ex}}{H_{ex}} = (-\lambda) \frac{dT_1}{T_1} + d(q_f FAR) + (1 + \mu) \frac{dCp_4^g}{Cp_4^g} + \lambda \frac{dT_3}{T_3} - \frac{d\eta_t}{\eta_t} - \frac{d \ln \pi}{\ln \pi}$$

صورت زیر تعریف می گردند: $FAR = \frac{n_f}{n_a}$ و $q_f = \frac{n_g - n_a}{n_f}$ است. شش ضریب موجود در معادلات بالا به دماهای چهارگانه سیکل وابسته هستند و به صورت زیر تعریف می گردند:

$$\alpha = T_2 \frac{\ln(T_2/T_1)}{T_2 - T_1} \quad \gamma = \frac{T_2}{T_3 - T_2} \quad \lambda = \frac{T_4}{T_4 - T_1}$$

$$\beta = T_4 \frac{\ln(T_3/T_4)}{T_3 - T_4} \quad \delta = \frac{T_2 - T_1}{T_3 - T_2} \quad \mu = T_4 \frac{\ln(T_3/T_4)}{T_4 - T_1}$$

در معادلات بالا فرض شد که $\frac{dCp_{23}^g}{Cp_{23}^g} = \frac{dCp_{34}^g}{Cp_{34}^g}$ که موجب خطای بسیار ناچیزی می شود.

با توجه به معادلات بالا، تک تک عوامل دخیل بر عملکرد توربین گاز به وضوح مشاهده می شوند. با استفاده از این معادلات به سادگی می توان میزان تأثیر پذیری سیکل توربین را در برابر تغییر کوچک عوامل مختلف محاسبه کرد. برای مثال می توان اثر شرایط محیطی و نوع سوخت را بر توان خروجی، راندمان سیکل و انرژی گازهای خروجی اگزوز توربین گاز بررسی کرد.

۳- اثر ترکیبات سوخت بر عملکرد توربین گاز

با توجه به معادلات (۱۷)، (۱۸) و (۱۹) به روشنی در می یابیم که نوع سوخت مصرفی در توربین گاز مستقیماً در جملات

$d(q_f FAR)$ و $\frac{dCp^g}{Cp^g}$ وارد می شود. ولی در حقیقت نوع سوخت مصرفی بر نسبت فشار و راندمان پلی تروپیک توربین و

کمپرسور نیز اثر می گذارد اما میزان آن کم است. بنابراین اثر عمده سوخت بر دبی محصولات احتراق و ظرفیت حرارتی مخصوص محصولات احتراق است [۳]. بنابراین تحلیل اثر سوخت با استفاده از جملات مربوطه در معادلات (۱۷)، (۱۸) و (۱۹) صورت می گیرد.

$$\frac{dW_{GT}}{W_{GT}} = K_T d(q_f FAR) + K_T (1 - \beta) \frac{dCp_{34}^g}{Cp_{34}^g} \quad (20)$$

$$\frac{d\eta_{GT}}{\eta_{GT}} = K_C d(q_f FAR) + (K_C - K_T \beta) \frac{dCp_{34}^g}{Cp_{34}^g} \quad (21)$$

$$\frac{dH_{ex}}{H_{ex}} = d(q_f FAR) + (1 + \mu) \frac{dCp_4^g}{Cp_4^g} \quad (22)$$

با انتگرال گیری از این معادلات می توان نسبت توان تولیدی، راندمان و همچنین انرژی حرارتی گازهای خروجی از آگزوز را به توان تولیدی، راندمان و انرژی حرارتی گازهای آگزوز در حالت مرجع بصورت تابعی از نوع سوخت پیدا کرد. از معادلات معلوم است که هر چه میزان $(q_f FAR)$ (در واقع دبی محصولات احتراق) بیشتر باشد توان، راندمان و انرژی گازهای خروجی بیشتر می شود. عوامل زیر در ترکیب سوختها سبب افزایش دبی محصولات احتراق می شود:

- ۱- مقادیر بالای هیدروژن، اکسیژن و تیتروژن در ترکیب و یا مخلوط سوخت: توجه کنید که برای سوختی با فرمول شیمیایی $C_n H_m S_x O_y N_n$ مقدار $q_f = \frac{h}{4} + \frac{o}{2} + \frac{n}{2}$ خواهد بود.
- ۲- زنجیره های کوتاهتر پارافینی: برای سوختی با فرمول شیمیایی $C_n H_{2n+2}$ ، زنجیره های کوتاهتر پارافینی به $\frac{h}{4}$ بزرگتری منجر می شود.

با توجه به اینکه در معادلات بالا β کوچکتر از یک است، سوختی که محصولات احتراق آن دارای ظرفیت حرارتی مخصوص (Cp^g) بالاتری است، توان خالص توربین گاز را افزایش می دهد، در حالیکه موجب کاهش راندمان می گردد. افزایش توان خالص توربین گاز به علت افزایش توان تولیدی توربین بوده در حالیکه کاهش راندمان به علت افزایش دما و در نتیجه انرژی گازهای خروجی است.

۴- تولید NO_x

از سینتیک شیمیایی می دانیم که سرعت انجام یک واکنش شیمیایی با کاهش غلظت فرآورده ها یا افزایش غلظت محصولات متناسب است. اگر این تناسب به تساوی تبدیل شود ثابت تناسب را ثابت سرعت می نامند که با K نشان داده می شود. تغییر ثابت سرعت یعنی K بادما به وسیله معادله زیر بیان می گردد:

$$K = A \exp(-E_a / RT) \quad (23)$$

که در آن A ثابت ویژه واکنش مورد مطالعه و E_a انرژی فعال سازی واکنش است. این معادله نخستین بار توسط سوانته آرنیوس در ۱۸۸۹ پیشنهاد شد و به معادله آرنیوس مشهور است. اکنون با توجه به اینکه سرعت واکنش با ثابت سرعت متناسب است می توان نوشت:

$$\frac{d[NO_x]}{dt} \propto \exp(-E_a / RT_{ST}) \quad (24)$$

که T_{ST} دمای آدیاباتیک شعله در واکنش استوکیومتری است. از طرف دیگر با توجه به اینکه تولید NO_x به دمای محفظه احتراق وابسته است، هر چیز که دمای محفظه احتراق را بتواند تغییر دهد بر میزان NO_x تولیدی تاثیر دارد. با دقت در این مساله که دما و فشار از طریق معادله حالت گازها به هم مرتبط هستند می توان گفت که میزان NO_x تولیدی با فشار محفظه مرتبط است. این ارتباط را می توان به صورت زیر بیان نمود:

$$[NO_x] \propto P_2^m \quad (25)$$

مقدار m از طریق آزمایشات تجربی بین ۰/۳ تا ۰/۶ است [۲، ۴ و ۵]. لازم به ذکر است که چون در محفظه احتراق محصولات احتراق در حالت گاز می باشند تنها دو کمیت ترمودینامیکی دما و فشار برای تعیین حالت گاز کافی است. پس داریم:

$$[NO_x] \propto \exp(-E_a / RT_{ST}) \cdot \tau_B \quad (26)$$

که τ_B زمان توقف (residence time) است. از ترکیب روابط (۲۵) و (۲۶) رابطه زیر بدست می‌آید.

$$[NO_x] \propto P_2^m \exp(-E_a / RT_{ST}) \cdot \tau_B \quad (27)$$

پس با تعریف $T^* = \frac{E_a}{R}$ خواهیم داشت:

$$[NO_x] \approx Const \cdot P_2^m \exp[-T^* / T_{ST}] \quad (28)$$

حال برای مقایسه NO_x تولیدی ناشی از احتراق سوخت نوع (۱) با NO_x تولیدی ناشی از احتراق سوخت نوع (۲) و با توجه به اینکه تغییرات T_{st} بین ۲۲۰۰ تا ۲۵۰۰ درجه کلون است و بنابراین $(\bar{T}_{ST})^2 \approx T_{ST1} \cdot T_{ST2}$ است، می‌توان نوشت:

$$\frac{NO_{x2}}{NO_{x1}} = \exp[-T^* (\frac{1}{T_{ST2}} - \frac{1}{T_{ST1}})] \approx \exp[\frac{(T_{ST2} - T_{ST1})T^*}{2350^2}] \quad (29)$$

اکنون از ترکیب معادلات (۲۸) و (۲۹) داریم:

$$NO_x = KP_2^m \exp[K'T_{ST}] \quad (30)$$

در رابطه فوق $K' = E_a / [(2350)^2 R]$ و مقدار K که برای سوخت‌های مختلف تقریباً یکسان است به صورت تجربی برای محفظه احتراق هر توربین گاز تعیین می‌شود. قابل ذکر است که K مقادیر τ_B و رابطه ای برای تبدیل غلظت به مقدار در میلیون را دربر گرفته است.

حال رابطه (۳۰) را می‌توان برای سوختی با فرمول شیمیایی $C_C H_H S_S O_O N_N$ ، با توجه به روابط گاز کامل، معادله حالت گاز کامل (با فرض محصولات احتراق به صورت گاز کامل)، معادلات مربوط به انتالپی و معادله واکنش مربوط به احتراق سوخت به معادله زیر تبدیل نمود:

$$NO_x = KP_2^m \exp\left[\frac{K'(LHV + \omega H_{a2} - E^{dis})}{cC\hat{P}^{Co2} + \frac{h}{2}C\hat{P}^{H2O} + (\nu\omega + \frac{n}{2})C\hat{P}^{N2}}\right] \quad (31)$$

که $\omega = C + S + h/4 - 2/o$ ، ν نسبت مولی نیتروژن به اکسیژن در هوا (≈ 3.76)، LHV ارزش حرارتی پایین سوخت و E^{dis} انرژی مورد نیاز برای تجزیه محصولات واکنش است [۲].

مقدار E_a از رابطه (۲۳) و با داشتن مقدار k (ثابت سرعت) برای دو دمای مشخص و مکانیزم‌های مختلف NO_x بدست می‌آید [۶]. آنگاه می‌توان K' را محاسبه کرد:

$$K' = 8.26752 * 10^{-3} (k^{-1})$$

۵- نتایج

اکنون معادلات پارامتری بدست آمده را برای توربین گاز مدل زیمنس V94.2 که در نیروگاه سیکل ترکیبی کرمان نصب شده است، بررسی کرده و نتایج بدست آمده را با اطلاعات ارایه شده توسط سازنده مقایسه می‌کنیم. سوخت مورد استفاده در توربین گازی در شرایط کاری گاز طبیعی و گازوییل و در شرایط نامی این سوخت متان فرض شده است.

توربین گازی V94.2 در نقطه طرح با سوخت متان دارای ضرایب و پارامترهای زیر است:

$$\begin{aligned} K_C &= 1.04 & T_1 &= 288.15K & Cp_{34}^g &= 34.072243225 \text{ kJ / kmol} \\ K_T &= 2.04 & P_1 &= 1.013 \text{ bar} & \pi &= 11.1 \\ W_{GT} &= 161.42 \text{ MW} & RH &= 60\% & q_f &= 1 \\ \eta_{GT} &= 35.02\% & FAR &= 0.032696078 & & \end{aligned}$$

$$\alpha = 1.411 \quad \beta = 0.771 \quad \gamma = 0.828 \quad \delta = 0.433$$

لازم به ذکر است که ضرایب با شرایط محیطی و نوع سوخت تغییر می‌کنند ولی به علت جزئی بودن این تغییرات آنها را ثابت فرض می‌کنیم. بنابراین اکنون می‌توان اثر نوع سوخت مصرفی را بر عملکرد نسبت به شرایط طراحی بدست آورد.

۵-۱- اثر گاز طبیعی و گازوییل بر عملکرد

گاز طبیعی تحویلی به نیروگاه سیکل ترکیبی کرمان دارای ترکیبات زیر است:

$$\begin{aligned} CH_4 &= 88.1807\% & C_4H_{10} &= 0.309958\% & C_5H_{12}n &= 0.099986\% & N_2 &= 5.69922\% \\ C_2H_6 &= 3.5995\% & C_4H_{10}n &= 0.39994592\% & C_6H_{14} &= 0.039994592\% & CO_2 &= 0.19997296\% \\ C_3H_8 &= 1.3098\% & C_5H_{12} &= 0.12998\% & C_7H_{16} &= 0.009998648\% & H_2O &= 0.01352\% \end{aligned}$$

$$LHV = 44947 \text{ KJ / Kg}$$

با در نظر گرفتن این ترکیبات و محاسبه نسبت سوخت به هوا ($FAR = 0.0316$) بکارگیری معادله واکنش مربوط به احتراق این سوخت در محفظه‌های احتراق، خواهیم داشت:

$$\begin{aligned} Cp_{34}^g &= 34.04770648 \text{ kJ / kmol} \\ q_f &= 0.988 \end{aligned}$$

بنابراین از معادله (۲۰) خواهیم داشت:

$$\frac{W_{GT}}{W_{GT(CH_4)}} = 0.9969$$

این نسبت توسط شرکت سازنده ۰/۹۹۷ گزارش شده است. در این حالت اختلاف ۰/۰۱٪ است.

با جانشین کردن مقادیر مورد نیاز در معادله (۲۱) به راندمان حرارتی برابر $\frac{\eta_{GT}}{\eta_{GT(CH_4)}} = 0.99895$ دست می‌یابیم که مقدار

ارائه شده توسط شرکت سازنده ۰/۹۹۹۱ است. با جانشین کردن این مقادیر در رابطه (۲۲) میزان تغییر در انرژی خروجی گازهای اگزوز به صورت زیر می‌باشد:

$$\frac{H_{ex}}{H_{ex(CH_4)}} = 0.964$$

ترکیبات موجود در سوخت گازوییل مورد استفاده در این نیروگاه به صورت زیر است:

$$\begin{aligned} C &= 85.97\% & O &= 0.000\% & S &= 0.776\% \\ H &= 13.234\% & N &= 0.02\% & H_2O &= 0.000\% \end{aligned}$$

$$LHV = 42610 \text{Kj} / \text{Kg}$$

گازوییل نیز پارامترهای زیر را به دنبال دارد:

$$FAR = 0.0440065$$

$$Cp_{34}^g = 34.12794565 \text{kJ} / \text{kmol}$$

$$q_f = 0.46675$$

بنابراین در اینجا هم با جانشین کردن ضرایب در معادله (۲۰) به نتیجه زیر دست می‌یابیم:

$$\frac{W_{GT}}{W_{GT(CH_4)}} = 0.97625$$

این نسبت توسط شرکت سازنده ۰/۹۷۷۱ گزارش شده است. در این حالت ۰/۰۸۶٪ خطا حاصل شد. با جانشین کردن مقادیر

مورد نیاز در معادله (۲۱) به راندمان حرارتی برابر $\frac{\eta_{GT}}{\eta_{GT(CH_4)}} = 0.987$ دست می‌یابیم. مقدار ارائه شده توسط شرکت سازنده

۰/۹۹۱٪ است. استفاده از گازوییل بجای گاز متان موجب تغییر $\frac{H_{ex}}{H_{ex(CH_4)}} = 0.957$ در انرژی گازهای آگزوز می‌گردد.

بنابراین استفاده از گازوییل به جای گاز طبیعی تقریباً موجب ۰/۲٪ کاهش توان، ۰/۱٪ کاهش راندمان و بیش از ۰/۰۶٪ کاهش در انرژی حرارتی گازهای خروجی از آگزوز می‌شود. این مسئله بدون توجه به اثرات اقتصادی و زیست‌محیطی استفاده از گازوییل به جای گاز طبیعی است.

۵-۲- اثر گاز طبیعی و گازوییل بر تولید NO_x

واکنش احتراق در حالت استوکیومتری نشان می‌دهند که دمای آدیاباتیک شعله در واکنش استوکیومتری برای گاز طبیعی مورد استفاده در نیروگاه سیکل ترکیبی کرمان برابر است با:

$$T_{ST} = 2334 \text{K} \text{ (گاز طبیعی)}$$

و برای گازوییل مورد استفاده برابر است با:

$$T_{ST} = 2441 \text{K} \text{ (گازوییل)}$$

بنابراین معادله (۲۹) نسبت تولیدی حاصل از احتراق گازوییل به NO_x تولید شده از احتراق گاز طبیعی را برابر ۲/۴ تخمین می‌زند که با نتایج حاصل از اندازه‌گیری‌های انجام شده روی گاز خروجی از توربین‌های گاز نیروگاه که در جدول ۱ آمده تطابق خوبی دارد.

جدول ۱- اندازه‌گیری NO_x توسط اداره کل حفاظت محیط زیست استان کرمان

تاریخ اندازه‌گیری: ۸۳/۹/۳۰

گازوییل	گاز طبیعی	
94.32 ppm	45.73 ppm	واحد شماره سه
73.42 ppm	26.52 ppm	واحد شماره شش

همان طور که از جدول ۱ مشاهده می‌شود اندازه‌گیری، نسبت NO_x تولیدی حاصل از احتراق گازوییل به NO_x تولید شده از احتراق گاز طبیعی را بین ۲ تا ۲/۸ نشان می‌دهد.

با توجه به اینکه فشار هوای ورودی به محفظه احتراق توربین‌های گاز نیروگاه تقریباً برابر $۸/۶$ بار ($P_2 \approx 8.6 \text{ bar}$) است، اگر مقدار m در معادله (۳۰) را تقریباً برابر $۰/۵$ در نظر بگیریم [۲]، آنگاه می‌توان مقدار K را برای توربین گاز مدل زیمنس V94.2 به گونه زیر تخمین زد:

$$4.0 * 10^{-9} < K < 5.0 * 10^{-9}$$

۶- نتیجه‌گیری

با استفاده از یک روش دیفرانسیلی برای ترمودینامیک توربین گاز، اثر نوع سوخت مصرفی را بر عملکرد توربین‌های گازی مورد بررسی قرار داده و نتایج بدست آمده از این روش با نتایج ارائه شده توسط سازنده مقایسه گردید که نشان‌دهنده دقت کافی این روش است. همچنین با استفاده از یک روش تقریبی اثر نوع سوخت بر مقدار NO_x تولیدی توربین گاز پیش‌بینی شد که با نتایج اندازه‌گیری تطابق خوبی دارد. نتایج نشان دادند که نوع سوخت مصرفی اثر قابل توجهی بر توان، راندمان، انرژی گازهای خروجی و NO_x تولیدی توربین گاز دارد. استفاده از گازوییل بجای گاز طبیعی، موجب کاهش توان، راندمان و انرژی گازهای خروجی از ماشین شده و NO_x تولیدی را چند برابر افزایش می‌دهد.

تشکر و قدردانی

در خاتمه لازم است از شرکت محترم مدیریت تولید برق کرمان که در نگارش این مقاله ما را یاری دادند صمیمانه تشکر و قدردانی کنیم.

مراجع

- 1- El-Hadik, A., "The impact of atmospheric conditions on gas turbine performance," Journal of Engineering for Gas turbines and Power, Vol. 112, pp. 590-596, 1990.
- 2- Moliere, M., "Stationary gas turbine and primary energies: A review of fuel influence on energy and combustion performances," International Journal of Thermal Science, Vol. 39, pp. 141-172, 2000.
- 3- Walsh, P.P., Fletcher, P., Gas Turbine Performance, Blackwell Science Ltd., 1998.
- 4- Felteberg, A.S., Tanglrala, V.E., Elllott, R.A., Pavrl R.E., Schlefer, R.B., "Reduced NO_x Diffusion Flame Combustors for Industrial Gas Turbines," Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, Vol 123, pp. 757-765, 2001.
- 5- Felteberg, A.S., Starkey, M.D., Schlefer, R.B., Pavrl R.E., Bender, M., Booth, J.L., Schmidt, G.R., "Performance of a Reduced NO_x Diffusion Flame Combustors for the MS5002 Gas Turbine," Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, Vol 122, pp. 301-306, 2000.
- 6- Strehlow, R.A., Combustion Fundamentals, McGraw Hill, 1984.