

# بررسی تاثیر افت فشار مسیر دود خروجی توربین گاز بر عملکرد آن

علی سیستانی نیا<sup>۱</sup>

مظفرعلی مهربان<sup>۲</sup>

<sup>۱</sup> دانشجوی کارشناسی ارشد، بخش مهندسی مکانیک، دانشگاه شهید باهنر کرمان

<sup>۲</sup> استاد بخش مهندسی مکانیک، دانشگاه شهید باهنر کرمان

## چکیده

راندمان توربین گاز تحت تاثیر فاکتورهای متعددی از قبیل نوع سوخت، خواص هوای ورودی، افت فشار ورودی و خروجی و ... تغییر می کند. در این مقاله ایجاد افت فشار در مسیر دود به سبب اضافه شدن سیستم های بازیافت حرارت، بازیافت آب و همچنین افزایش میزان افت فشار به دلیل رسوب گذاری و یا مسدود شدن جریان دود و تاثیر آن بر فشار خروجی توربین مورد رسیدگی قرار می گیرد. سپس به وسیله مدل ترمودینامیکی ارایه شده و استفاده از نرم افزار مطلب تاثیر این افت فشار بر روی عملکرد توربین گاز ارزیابی می گردد. نتیجه نشان می دهد که تغییر در فشار خروجی توربین که ناشی از این افت فشارها می باشد بصورت مستقیم بر روی راندمان توربین گاز تاثیر دارد. بطور کلی با افزایش افت فشار یک بازیافت، بطور مثال HRSG توان خروجی و راندمان توربین گاز کاهش پیدا می کند.

**واژه‌های کلیدی:** توربین گازی، HRSG، افت فشار، بررسی عملکرد

بهره برداری قرار گرفت و هم اکنون توربینهای گازی با قدرت

بیش از ۲۰۰ مگاوات نصب و بهره برداری می گردند.

امروزه توربینهای گازی کاربرد گسترده ای در سیکل های تولید

توان پیدا کرده اند. ابعاد کوچک آنها، نسبت بالای توان تولیدی

به وزن و همچنین سادگی در نصب سبب شده است که از آنها به

عنوان محرک اولیه در بسیاری از صنایع استفاده شود.

گسترش استفاده از توربین های گازی محققان و صنعت گران

مرتبط در این زمینه را بر آن داشته تا کوششهای زیادی در جهت

بالا بردن راندمان سیکل کاری توربین گاز انجام دهند. از جمله

این فعالیتها می توان به مقاله پولیکاس [۱] اشاره نمود که در آن

به معرفی انواع توربین گاز و میزان راندمان آنها پرداخته است.

راندمان توربین گاز تحت تاثیر فاکتورهای متعددی از قبیل نوع

## ۱- مقدمه

سیکل برایتون برای اولین بار در حدود سال ۱۸۷۰ میلادی به

وسیله جورج برایتون پیشنهاد گردید. اکنون، سیکل برایتون فقط

برای توربین گاز استفاده می شود. جایی که دو فرایند تراکم و

انبساط در ماشین دوار وجود دارند. جان باربر توربین گاز

را در سال ۱۷۹۱ میلادی پایه گذاری کرد که پس از مطالعات زیاد

بالاخره در اوایل قرن بیستم اولین توربین گازی که از یک توربین

چندطبقه عکس العملی و یک کمپرسور محوری چندطبقه

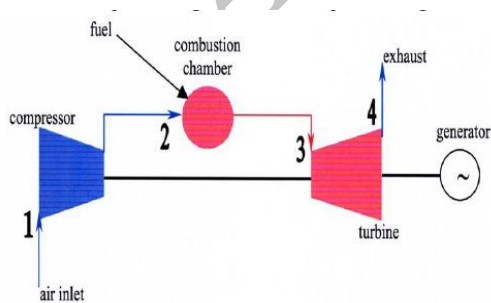
تشکیل شده بود، ساخته شد. اولین دستگاه توربین گاز در سال

۱۹۳۳ میلادی در یک کارخانه فولاد ریزی در کشور آلمان مورد

راندمان عنوان شده است. روشهای بالا بردن راندمان توربین گاز با تغییر شرایط هوایی محیطی یعنی تغییر شرایط هوای ورودی به کمپرسور توسط اسپننی و همکاران مورد مطالعه قرار گرفت [۵]. انواع روشهای خنک کردن دمای ورودی به کمپرسور مطرح و خصوصیات هر یک از آنها شرح داده شده است. بررسی افت فشار مسیر هوای ورودی<sup>۲</sup> توربین گاز V94.2.5 با استفاده از مدل عددی توسط خرسند و همکاران انجام شد. از نتایج آن می توان جهت کاهش افت ها در طراحی های آینده استفاده نمود [۶]. در این تحقیق بررسی تغییرات فشار خروجی توربین بر عملکرد توربین گاز V94.2.3 در شرایط ایزو<sup>۳</sup>(دمای هوا ۱۵ درجه سلسیوس، رطوبت ۶۰٪ و فشار ۱/۰۱۳ بار) مورد بررسی قرار می گیرد.

## ۲- اساس کار توربین گاز

طبق تعاریف ترمودینامیکی توربین گازی یک نوع موتور گرمایی است که انرژی حرارتی حاصل از ترکیب همه نوع سوخت و هوا را به انرژی مکانیکی تبدیل می کند. سوخت مصرفی توربین گازی می تواند جامد، مایع و گاز باشد و صرف نظر از نوع آن چون ترکیب سوخت و هوا در نهایت منجر به تولید گاز داغ پرفشار می شود به آن توربین گازی می گویند. مبنای اصلی سیکل توربین گازی بر پایه سیکل برایتون می باشد. قسمتهای اصلی توربین شامل چهار بخش کمپرسور، محفظه احتراق، توربین و ژنراتور می باشد. همانطور که در این نمودار ها مشخص است این سیکل شامل مراحل افزایش فشار، افزایش دما، کاهش فشار و کاهش دما می باشد. اساس کار توربین گاز در شکلهای زیر آمده است:



شکل ۱: نمایی از سیکل برایتون

سوخت، خواص هوای ورودی، افت فشار ورودی و خروجی و ... تغییر می کند. طراحی اگزوز توربین گاز در سیکلهای ساده و همچنین HRSG<sup>۱</sup> با اگزوز مربوطه در سیکلهای ترکیبی دارای اهمیت ویژه ای است. برای اینکه افت فشار زیاد این سیستمها باعث کاهش راندمان و توان خروجی توربین گاز می شود. وجود قطعاتی همچون صدا خفه کن در اگزوز توربین گاز، اضافه شدن سیستمهایی از قبیل بازیافت حرارت، بازیافت آب و یا حتی تشکیل رسوب بر روی لوله های بویلر باعث مسدود شدن مسیر دود خروجی توربین گاز می شود و افزایش فشار خروجی توربین را به دنبال دارد. افزایش فشار خروجی توربین باعث کاهش توان خروجی توربین و همچنین راندمان توربین گاز می شود. توسط مولیر تاثیر سوخت بر روی راندمان احتراق و انرژی انجام شده است [۲]. همچنین تاثیر تزریق آب یا بخار به محصولات احتراق مورد ارزیابی قرار گرفته است خصوصا تاثیر آن بر ناکس بررسی شد. ضمناً بیان شده است که فشار خروجی کمپرسور تنها وابسته به فشار محیط یعنی فشار کمپرسور نمی باشد بلکه وابسته به سوخت نیز هست هر چند که تاثیر آن کوچک است. در نهایت تاثیر دمای خروجی توربین گاز بر روی راندمان حرارتی سیکل مورد بررسی قرار گرفت. تاثیر دمای محیط و همچنین ارتفاع بر روی راندمان توربین گاز توسط کمپانی ICF مورد تحقیق قرار گرفته است [۳] و نتیجه نشان داد که هر چه دمای محیط کمتر و همچنین ارتفاع از سطح دریا پایین تر باشد راندمان توربین گاز بهتر و توان تولیدی بیشتر می باشد. همچنین توسط هومجی و همکاران دلایل افت راندمان توربین گاز از جنبه های عملی مورد ارزیابی قرار گرفت و یکسری راهکار جهت ارزیابی این افت ها ارائه شده است [۴]. از آنجائیکه از بویلرهای بازیافت جهت تبدیل سیکل ساده به سیکل ترکیبی زیاد استفاده شده است، علاوه بر راندمان به پایش وضعیت این بویلرها نیز پرداخته شده است. در نتیجه گیری از مهمترین عوامل کنترل افت های راندمان یک توربین گاز فهم و درک اپراتورها از توربین گاز، اجزاء آن و همچنین مکانیزم افت های

<sup>۲</sup> Air intake

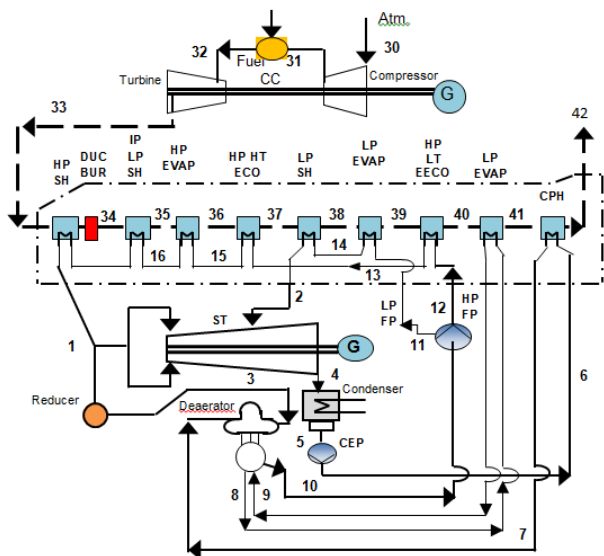
<sup>۳</sup> Iso(International Standards Organization)

<sup>۱</sup> Heat recovery steam generation

### ۳- مدل ترمودینامیکی توربین گاز سیکل

#### ترکیبی

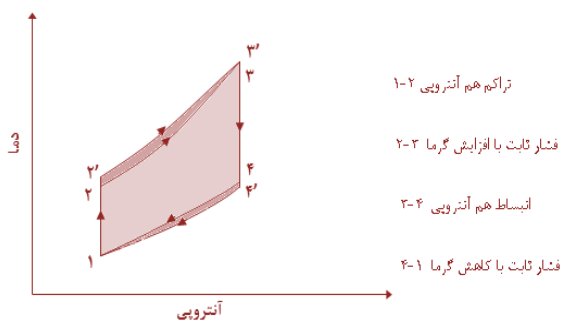
شکل ۳ شماتیکی از توربین گاز سیکل ترکیبی با سوخت گاز را نشان می دهد که در قسمت انتهایی سیکل از یک بازیافت حرارت دوفشاره جهت تولید بخار بدون بازیاب حرارت استفاده شده است، توربین گاز در ابتدای این سیکل قرار دارد که شامل کمپرسور تک محوره، محفظه احتراق جهت سوزاندن گاز طبیعی برای انبساط در توربین گاز و خود توربین گاز است.



شکل ۳: شماتیکی از توربین گاز سیکل ترکیبی

معمولاً سیال عامل در CCGT<sup>۴</sup> هوا است که به وسیله کمپرسور هوا متراکم می شود و سپس به سمت اتاقهای احتراق جهت ترکیب با سوخت جهت تولید گازهای داغ با درجه حرارت بالا انتقال داده می شود. در ادامه این گازهای داغ به سمت توربین گاز که به محور ژنراتور متصل شده است برای تولید الکتریسیته ارسال می شود. در طول این فرایند دمای گاز دودکش خروجی توربین گاز کاهش خواهد یافت. سپس با انتقال به داخل HRSG که شامل سوپر هیتر، اواپراتور و اکنومایزر است، از انرژی باقیمانده جریان دود استفاده می شود. با جریان پیدا کردن دود در داخل HRSG تولید بخار جهت توربین بخار برای تولید الکتریسیته مهیا می شود. بخارات کندانس شده خروجی توربین به سمت کندانسور هدایت می شود، جایی که آب خنک کن حرارت بخارات خروجی توربین را می گیرد و سپس آب مایع

ایجاد فشار برگشتی در خروجی توربین گاز باعث افزایش دمای خروجی توربین می شود [۷] از طرف دیگر در زمان تست کارایی توربین گاز بیشترین میزان درجه حرارت سیکل را با توجه به محدودیت جنس پره توربین در نظر می گیرند، یعنی دمای ورودی به توربین  $T_3$  در حالت ماکزیمم قرار می گیرد. همچنین توسط سیستم کنترل توربین گاز با اندازه گیری مرتب دمای ترموکوپل های خروجی توربین همواره دمای ورودی به توربین در یک محدوده ثابت قرار می گیرد. پس دمای ورودی به توربین  $T_3$  ماکزیمم و یک عدد ثابت است. پیش بینی تاثیر افزایش فشار خروجی توربین بر سیکل ایده آل توربین گاز یک سیکل ترکیبی در شکل ۲ نشان داده شده است.



شکل ۲: تاثیر افزایش دمای خروجی توربین بر روی نمودار دما-انترپوی در یک سیکل ایده آل توربین گاز (دمای ورودی به کمپرسور و توربین ثابت است)

فرایندهای ایده آل قبل از بالا رفتن فشار خروجی توربین با اعداد پریم دار و بعد از بالا رفتن فشار خروجی، بدون پریم بر روی نمودار دما - انترپوی در شکل ۲ نشان داده شده است. چنانچه از روی شکل فوق مشخص است سیکل ۱-۲-۳-۴ مربوط به سیکل ایده آل توربین گاز قبل از افزایش دمای خروجی توربین می باشد در حالی که ۱-۲-۳-۴ سیکل ایده آل توربین گاز بعد از افزایش دمای  $T_4$  است. براساس شکل فوق دمای  $T_4$  که دمای افزایش یافته خروجی توربین می باشد موجب بالا رفتن دمای خروجی کمپرسور از  $T_2$  به  $T_2'$  می شود. ثابت بودن  $T_1$  و  $T_3$  یعنی دمای ورودی به کمپرسور و توربین موجب کاهش  $Q_3$  و همچنین افزایش  $Q_4$  نسبت به سیکل اولیه می شود. در مجموع براساس معادله ۴ انترپوی سیستم افزایش می یابد. افزایش انترپوی، باعث انحراف بیشتر سیکل از حالت ایده آل می شود و باید واقعی در نظر گرفته شود [۹] و [۱۰]. راندمان کمپرسور و راندمان توربین  $\eta_c$  و  $\eta_t$  می باشد.

<sup>۴</sup> Combined cycle gas turbine

توان مورد نیاز کمپرسور  $m^{\circ}_a W_c$  است که  $m^{\circ}_a$  نرخ دبی جرمی کمپرسور است.

### ۳-۲- مدل اتاق احتراق

بانوشتن بالانس انرژی برای اتاق احتراق داریم [۸].

$$m^{\circ}_a C_{pa} T_2 + m^{\circ}_f \times LHV + m^{\circ}_f C_{pf} T_f = (m^{\circ}_a + m^{\circ}_f) C_{pg} \times TIT \quad (۸)$$

که  $m^{\circ}_f$  دبی جرمی سوخت،  $m^{\circ}_a$  نرخ دبی جرمی هوا، LHV ارزش حرارتی پایین، TIT دمای ورودی توربین یعنی  $T_3$ ،  $C_f$  گرمای ویژه سوخت و  $T_f$  دمای سوخت می باشد.

با استفاده از معادله حاصل از بالانس انرژی اتاق احتراق  $F$  نسبت سوخت به هوا بدست می آید.

$$F = \frac{m^{\circ}_f}{m^{\circ}_a} = \frac{C_{pg} \times TIT - C_{pa} T_2}{LHV + m^{\circ}_f C_{pf} T_f - C_{pg} \times TIT} \quad (۹)$$

همچنین:

$$m^{\circ}_f = \frac{m^{\circ}_a \times (C_{pg} \times T_3 - C_{pa} \times T_2)}{LHV - C_{pg} \times T_3} \quad (۱۰)$$

از ترم  $m^{\circ}_f C_{pf} T_f$  به دلیل کوچک بودن صرف نظر شده است.  $k_c$  رابه صورت نسبت توان خروجی توربین به توان خالص تعریف می کنیم [۲].

$$k_c = W_c / W_{Gnet} \quad (۱۱)$$

لازم به ذکر است که ضریب  $k_c$  با شرایط محیطی تغییر می کند ولی به علت جزئی بودن این تغییرات آن را ثابت فرض می کنیم.

$$m^{\circ}_a = \frac{k_c \times (m^{\circ}_a + m^{\circ}_f) \times W_{Gnet}}{C_{pa} \times (T_2 - T_1)} \quad (۱۲)$$

$$m^{\circ}_a = k_c \left( m^{\circ}_a + \left( \frac{m^{\circ}_a \times (C_{pg} T_3 - C_{pa} T_2)}{LHV - C_{pg} T_3} \right) \right) \times \frac{W_{Gnet}}{C_{pa} \times (T_2 - T_1)} \quad (۱۳)$$

گرمای ویژه دود  $C_{pg}$  از معادله زیر به دست می آید [۸]:

$$C_{pg}(T) = 0.991615 + 6.99703 \times 10^{-5} T + 2.7129 \times 10^{-7} T^2 - 1.22442 \times 10^{-10} T^3 \quad (۱۴)$$

که در فرمول فوق  $T$  معادل دمای موثر در توربین است و براساس دمای محصولات احتراق ورودی و خروجی به توربین و همچنین با در نظر گرفتن تاثیر دمایی هوای خنک کاری قطعات محاسبه می شود.

$$C_{vg} = C_{pg} - R_g \quad (۱۵)$$

$$R_g = 0.291 \text{ kJ/kg} \cdot \text{K}$$

خروجی توسط پمپ تغذیه به سمت HRSG ارسال می شود. مدل سازی از CCGT انجام شده در مراحل بعدی شرح داده شده است.

### ۳-۱- مدل کمپرسور هوا

بامعلوم بودن دمای هوا و فشار ورودی کمپرسور و همچنین راندمان پلی تروپیک کمپرسور پارامترهای زیر بدست می آیند.

$$r_p = \frac{P_2}{P_1} \rightarrow P_2 = r_p P_1 \quad (۱)$$

جایی که  $P_1$  و  $P_2$  فشارهای ورودی و خروجی کمپرسور و  $r_p$  نسبت فشار می باشند.

دو خاصیت  $C_p$  و  $\gamma$  نقش مهمی در محاسبات بازده سیکل ایفا می کنند و لزوماً باید تغییرات آنها را بر اثر تغییر شرایط در طول سیکل به حساب آورد. گرمای ویژه هوا  $C_{pa}$  از معادله زیر به دست می آید [۸]:

$$C_{pa}(T) = 1.04841 - (3.8371 \times 10^{-4} T) + (9.4537 \times 10^{-7} T^2) - (5.49031 \times 10^{-10} T^3) + (7.9298 \times 10^{-14} T^4) \quad (۲)$$

با استفاده از گرمای ویژه  $\gamma_a$  به شرح زیر بدست می آید:

$$C_{va} = C_{pa} - R_a \quad (۳)$$

$$R_a = 0.287 \text{ kJ/kg} \cdot \text{K}$$

$$\gamma_a = \frac{C_{pa}}{C_{va}} \quad (۴)$$

دمای خروجی کمپرسور:

$$T_2 = T_1 \left( \frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{\gamma_a - 1}{\gamma_a}} \quad (۵)$$

راندمان ایزنتروپیک کمپرسور به این صورت بیان می شود.

$$\eta_c = \frac{\left( \frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{\gamma_a - 1}{\gamma_a}} - 1}{\left( \frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{\gamma_a - 1}{\gamma_a \eta_p}} - 1} \quad (۶)$$

کارخروجی کمپرسور:

$$W_c = C_{pa} T_1 \frac{\left( \left( \frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{\gamma_a - 1}{\gamma_a}} - 1 \right)}{\eta_c \times \eta_m} \quad (۷)$$

که  $C_{pa}$  گرمای ویژه هوا و  $\eta_m$  بازده مکانیکی توربین و کمپرسور است که بر اساس هندبوکهای توربین گاز برای تمامی موتورها به جزء رمجتها افت مکانیکی به صورت زیر جهت محاسبه راندمان توربین و کمپرسور در نظر گرفته می شود.

$$\text{MECHANICAL LOSSES} \leq \%5$$

$$\gamma_g = \frac{C_{pg}}{C_{vg}} \quad (16)$$

### ۳-۳- مدل توربین گاز

پس از مشخص شدن میزان  $P_2$  یکی از اهداف طراحی اتقاق احتراق به حداقل رساندن افت فشار خروجی کمپرسورتا ورودی توربین است. بصورت ایده آل  $P_2 = P_3$  فرض شده است. اما در حالت واقعی یک میزان ثابت شده ای برای ضریب افت فشار<sup>۵</sup> محفظه احتراق وجود دارد.

$$\text{COMBUSTION CHAMBER LOSSES} = 2\%$$

جهت بدست آوردن افت:

$$\text{FPL} = (P_2 - P_3)/P_2 \quad (17)$$

پس فشارورودی به توربین از رابطه زیر به دست می آید:

$$P_3 = (1 - \text{FPL})P_2 \quad (18)$$

یا:

$$P_3 = \frac{P_4}{\left(1 - \eta_t \times \left[1 - \left(\frac{P_4}{P_3}\right)^{\frac{\gamma_g - 1}{\gamma_g}}\right]\right)^{\frac{\gamma_g}{\eta_p(\gamma_g - 1)}} \quad (19)$$

دمای گازهای خروجی توربین گاز از معادله زیر به دست می آید:

$$T_4 = T_3 \left(\frac{P_4}{P_3}\right)^{\frac{\eta_p(\gamma - 1)}{\gamma}} \quad (20)$$

کارتوربین خواهد بود:

$$W_t = C_{pg} \times T_3 \times \eta_t \times \left[1 - \frac{1}{\left(\frac{P_3}{P_4}\right)^{\frac{\gamma_g - 1}{\gamma_g}}}\right] / \eta_m \quad (21)$$

کارخالص توربین گاز:

$$W_{Gnet} = W_t - W_c \quad (22)$$

دبی جرمی دود:

$$m^{\circ}_g = (m^{\circ}_a + m^{\circ}_f) \quad (23)$$

توان خروجی توربین:

$$\text{Power} = (m^{\circ}_g) \times W_{Gnet} \quad (24)$$

حرارت منتقل شده به سیکل:

$$Q_{add} = C_{pg} \left( T_3 - T_1 \left( 1 + \frac{\left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{\frac{\gamma_a - 1}{\gamma_a}} - 1}{\eta_c} \right) \right) \quad (25)$$

راندمان حرارتی سیکل:

$$\eta_{th} = \frac{W_{Gnet}}{Q_{add}} \quad (26)$$

راندمان ایزنتروپیک توربین:

$$\eta_t = \frac{1 - \left(\frac{P_4}{P_3}\right)^{\frac{\gamma - 1}{\gamma}} \eta_p}{1 - \left(\frac{P_4}{P_3}\right)^{\frac{\gamma - 1}{\gamma}}} \quad (27)$$

ضمناً از خصوصیات وفق داده شده توسط وایتل جهت آنالیز همه توربین های گاز نیز می توان استفاده نمود. گازهای احتراق، در واقع خصوصیات هوا با درجه حرارت بالا هستند. برای اینکه نسبت بالای هوا به سوخت، مورد نیاز توربین گاز است، خصوصیات ترمودینامیکی گازهای احتراق توربین گاز جهت ماشین های سیکل بسته ای که سیال عامل آنها هواست و همچنین سیکلهای بازی که با هوا کار می کنند می تواند مورد استفاده قرار گیرد [۱۳].

### ۴- محاسبه میزان تاثیر افت بویلر بازیافت

#### شرکت دوسان بر عملکرد توربین گاز

جهت مشخص کردن میزان تاثیرافت بویلر بازیافت برروی عملکرد توربین گازدر شرایط ایزو به شکل زیر اقدام می شود: افت فشار حاصل از دودکش و همچنین بویلر بازیافت را در مجموع معادل ۲۹ میلی بار درنظرمی گیریم [۱۲].

$$\Delta P_{H,S} = 29 \text{ mbar}$$

فشارخروجی توربین از رابطه زیر بدست می آید:

$$P_4 = (P_{4,0} + \Delta P_{H,S}) \quad (28)$$

در هر صورت سعی گردید جهت بررسی میزان افت و نشان دادن میزان تاثیرآن برروی توربین گاز ۷۹۴.۲۳ از یک بازه افت استفاده گردد که شامل محدوده ای از افت های منطقی پیش بینی شده باشد. توربین ۷۹۴.۲۳ با آنالیزسوخت متان ودرشرایط طرح دارای مشخصات زیر می باشد [۱۱]:

$$T_3 = 1333.15 \text{ K}$$

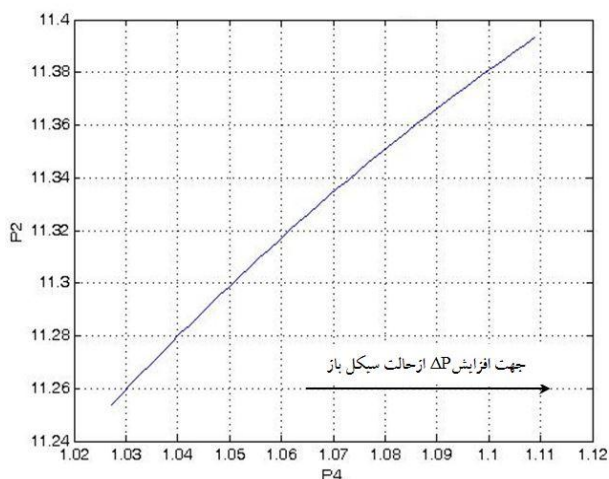
$$P_{4,0} = 1.0185 \text{ bar}$$

$$\text{LHV} = 45436056541 \text{ kJ/kg}$$

با جمع آوری نتایج تست کارایی انجام شده جهت واحدهای سیکل ترکیبی کرمان درطول ۱۳ سال بهره برداری از آنها واستخراج راندمان ایزنتروپیک توربین ازبین حدود ۶۰ نمونه ومقایسه آنها با یکدیگر مشخص گردید با توجه به تغییرات آیتمهای تاثیرگذار بر راندمان ایزنتروپیک، از جمله نسبت فشار

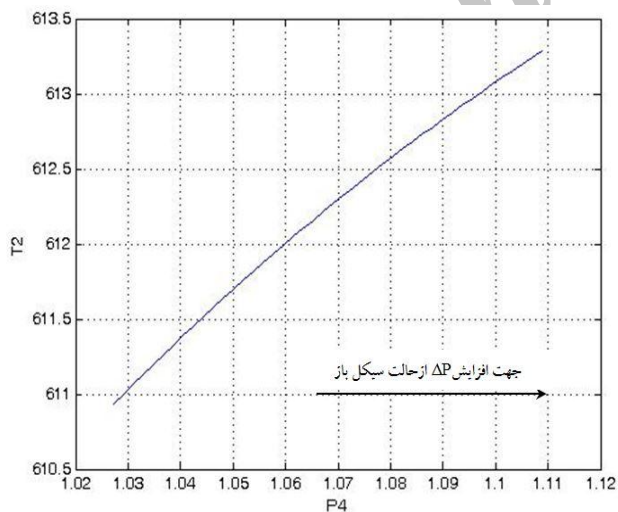
<sup>5</sup> Fractional pressure loss(FPL)

از آنجاییکه فشار ورودی به توربین متاثر از فشار خروجی کمپرسور است پس منطقی است تغییرات فشار ورودی به توربین را ناشی از فشار خروجی کمپرسور بینیم. هر چند میزان افت اتاقتها احتراق نیز تاثیر گذار است، ولی بسیار جزئی می باشد. پس اگر نمودار مربوط به فشار خروجی کمپرسور بر حسب افزایش فشار خروجی توربین را رسم نماییم نتیجه مطابق نمودار ارائه شده در شکل ۵ می باشد.



شکل ۵: تاثیر فشار خروجی توربین بر فشار خروجی کمپرسور

بنابراین ایجاد افت در مسیر خروجی دود توربین گاز باعث افزایش نسبت فشار کمپرسور خواهد شد. حال چنانچه نمودارهای مربوط به دمای خروجی کمپرسور و همچنین دمای خروجی توربین را بر حسب فشار خروجی توربین رسم نماییم نتیجه به ترتیب مطابق شکل ۶ و شکل ۷ خواهد شد.

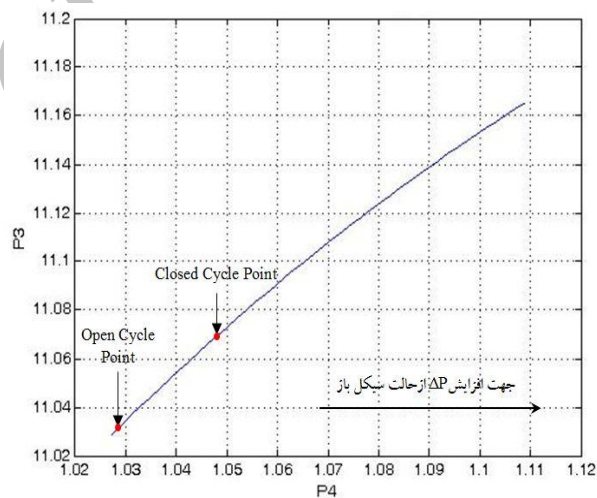


شکل ۶: تاثیر فشار خروجی توربین بر روی دمای خروجی کمپرسور

درواحدهای مختلف وحتى یک واحد میزان تغییرات این راندمان جزئی می باشد که در حل مسئله مورد توجه قرار گرفت. به منظور بدست آوردن میزان تاثیر افت فشار بر روی عملکرد توربین گاز با استفاده از داده های ارائه شده و همچنین حل معادلات معرفی شده با استفاده از نرم افزار مطلب نتایج به شرح زیر می باشد.

## ۵- بحث بر روی نتایج

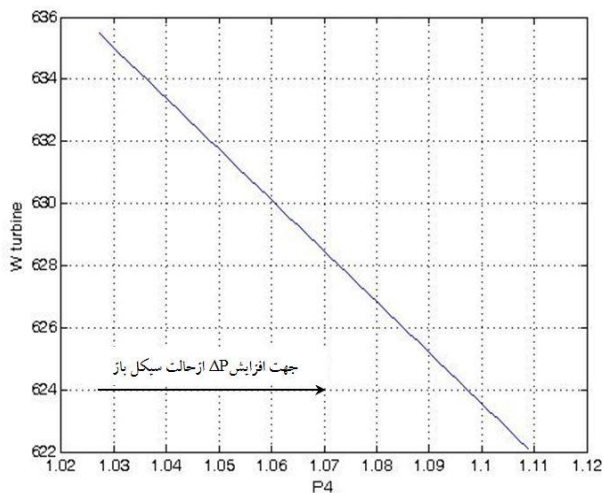
بر اساس آنچه بیان شد افزایش افت فشار در مسیر خروجی دود آگروز توربین گاز باعث بالارفتن فشار خروجی توربین یعنی  $P_4$  می شود. به همین دلیل میزان افت فشار داخل HRSG مهمترین اصل در طراحی آن می باشد و گازهای دودکش باید جهت غلبه بر این افت فشار، توربین گاز را در فشار بالاتر از اتمسفر ترک نمایند. بر اساس نتایج محاسباتی نرم افزار افزایش  $P_4$  موجب افزایش  $P_3$  یعنی دمای ورودی به توربین می شود. نتیجه در شکل ۴ نشان داده شده است.



شکل ۴: تاثیر فشار خروجی توربین بر فشار ورودی به توربین

باتوجه به شکل فوق مشاهده می کنیم که با افزایش افت فشار در مسیر دود شاهد بالا رفتن فشار خروجی توربین و در نتیجه افزایش فشار ورودی به توربین می باشیم. چنانچه در شکل فوق مشخص است، نقاط مربوط به سیکل باز، سیکل بسته به ترتیب  $P_4$  های ۱/۰۲۸۵، ۱/۰۴۷۵ می باشند. بطوریکه با نصب HRSG فشار ورودی توربین از ۱۱/۰۳۱ بار به ۱۱/۰۶۸ بار افزایش می یابد. بنا بر این بر اساس منحنی ارائه شده با تغییر میزان افت فشار در مسیر دود تغییرات فشار ورودی به توربین بدست می آید.

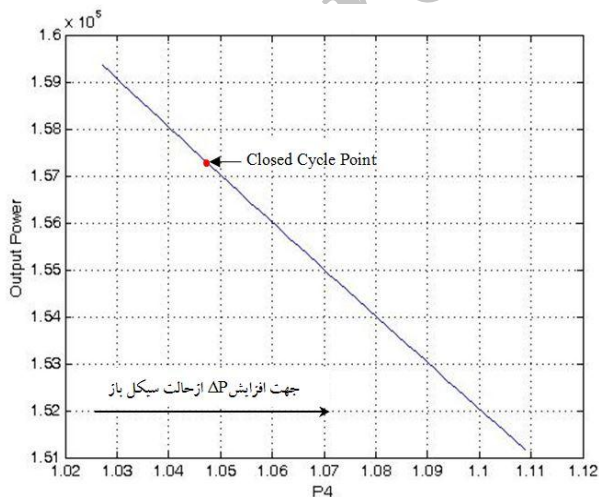




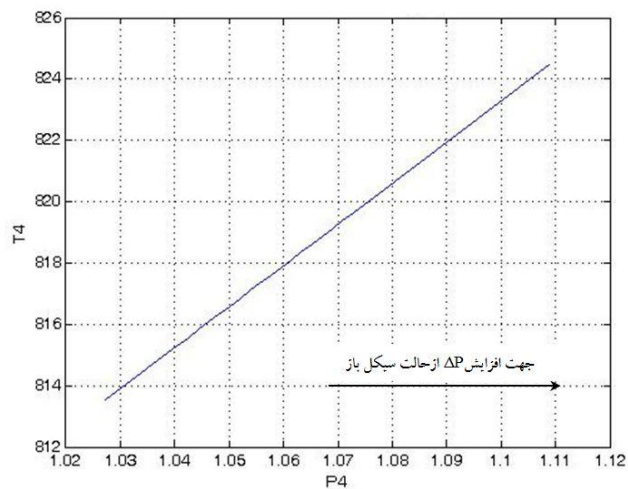
شکل ۹: تاثیر فشار خروجی توربین بر روی کار توربین

همانطور که از نمودارها به وضوح مشخص است با ایجاد افت فشار در خروجی توربین گاز کار توربین کاهش و کار کمپرسور افزایش می یابد. هر چه میزان این افت فشار بیشتر باشد، میزان کار توربین کمتر و میزان کار کمپرسور بیشتر خواهد شد.

کار خالص انجام شده برواحد دبی جرمی اختلاف بین توان توربین و کمپرسور است. پس با نتایج حاصل شده کار خالص کاهش می یابد. توان خروجی توربین گاز با نسبت فشار و دمای ورودی به توربین تغییر می کند. با توجه به ثابت بودن دمای ورودی به توربین توان خروجی متاثر از نسبت فشار می شود. درسیکلهای ترکیبی افزایش نسبت فشار در مقایسه با دمای ورودی توربین اثر کمتری در بازده دارد. با رسم نمودار توان خروجی بر حسب فشار خروجی توربین نتیجه به شرح زیر است (شکل ۱۰).

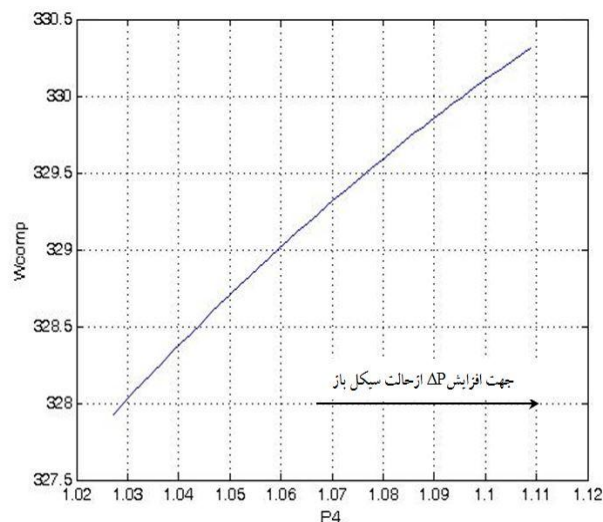


شکل ۱۰: تاثیر فشار خروجی توربین بر روی توان خروجی ماشین

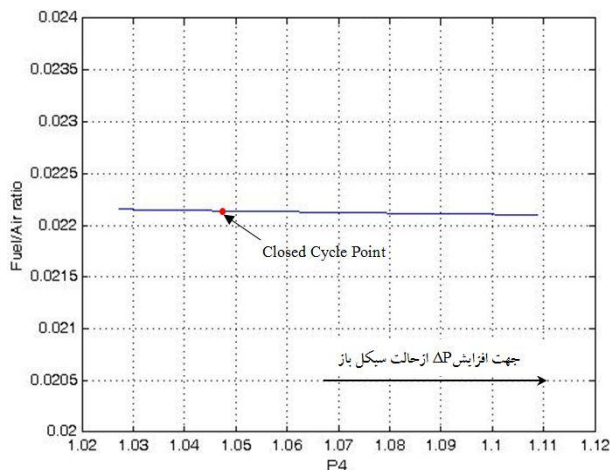


شکل ۷: تاثیر فشار خروجی توربین بر روی دمای خروجی توربین

با توجه به نمودار ارایه شده در شکل ۷ افزایش افت فشار در خروجی توربین موجب بالا رفتن دمای خروجی توربین شده است و مفهوم آن عدم استفاده کافی از انرژی حرارتی محصولات احتراق در توربین بوده است. با استناد به نتیجه محاسبات نرم افزار افزایش هر ۱۰ میلی بار افت فشار در خروجی توربین گاز باعث بالا رفتن درجه حرارت خروجی توربین حدود ۱/۳ درجه می شود. تاثیر افت فشار در مسیر دود خروجی توربین گاز بر روی دما و فشار خروجی توربین و کمپرسور نشان داده شد. در نتیجه با تغییر این پارامترها کار توربین و کمپرسور نیز تحت تاثیر قرار خواهد گرفت که نتیجه در نمودارهای ارایه شده در شکل های ۸ و ۹ نشان داده شده است.



شکل ۸: تاثیر فشار خروجی توربین بر روی کار کمپرسور



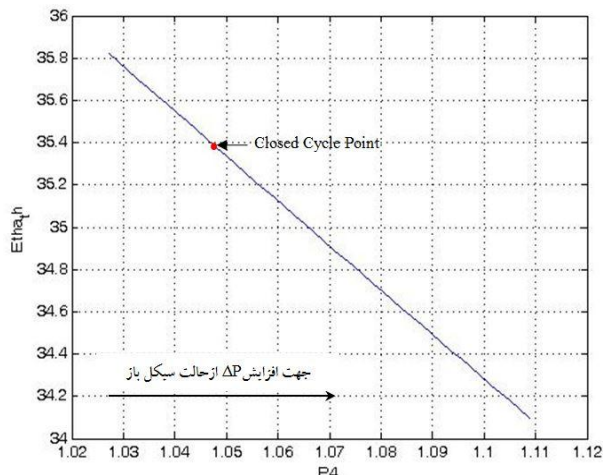
شکل ۱۲: تاثیر فشار خروجی توربین بر روی نسبت سوخت به هوا

مطابق نمودار ارایه شده در بالا نسبت سوخت به هوا تقریباً ثابت است که هم خوانی خوبی با نمودارهای استاندارد ارایه شده در این خصوص دارد.

## ۶- نتیجه گیری

در این تحقیق به بررسی تاثیرافت فشار مسیر دود خروجی بر توربین گاز V94.2.3 پرداختیم. با انجام این تحقیق واقعیت برای ما روشن شد که عدم توجه به افزایش افت فشار در مسیر دود باعث افت راندمان و توان تولیدی توربین گاز می شود. پس جهت استفاده از سیستمهای بازیافت در زمان طراحی و همچنین جلوگیری از تشکیل رسوب و مسدود شدن مسیر جریان دود در زمان بهره برداری به منظور به حداقل رساندن افت فشار الزامی است. نکته مهم دیگر در این تحقیق این مسئله است که نسبت فشار قبل و بعد از کمپرسور دارای مقدار بهینه می باشد. اصولاً این باور غلط وجود داشت که هر چقدر میزان نسبت فشار در کمپرسور بیشتر باشد عملکرد توربین بهتر خواهد بود و سیکل کاری راندمان بالاتری خواهد داشت در صورتیکه یک نسبت فشار بهینه برای کمپرسور وجود دارد.

راندمان هر ماشین با میزان کاری که جذب یا تولید می کند، بیان می شود. در توربین گاز با کاهش توان انتظار کاهش راندمان نیز وجود دارد. با استفاده از نتایج محاسبات انجام شده تاثیر افت فشار در خروجی توربین گاز بر روی راندمان حرارتی ماشین مطابق شکل ۱۱ می باشد.



شکل ۱۱: تاثیر فشار خروجی توربین بر روی راندمان حرارتی

با استناد به محاسبات انجام شده توسط نرم افزار، اطلاعات مربوط به سیکل باز، سیکل بسته یعنی به ترتیب  $P_4$  های ۱/۰۲۸۵، ۱/۰۴۷۵ بدست می آید. توان تولیدی به ازای هر ۱۰ میلی بار افزایش افت در انتهای توربین گاز حدود ۱۰۰۰ کیلووات کاهش پیدا کرده و در مجموع افزایش افت به واسطه تبدیل سیکل باز به بسته ۱۹۴۷ کیلووات بدست آمده است. با انجام تست عملی در یکی از واحدهای نیروگاه در حالت مشابه یعنی تبدیل سیکل باز به بسته با بسته شدن دایورتر دمپر کاهش توان تولیدی حدود ۱/۹ مگاوات بود.

کاهش توان به واسطه کاهش دبی جرمی می باشد. از آنجاییکه دمای ورودی به توربین ثابت می باشد پس با کاهش دبی جرمی هوا سیستم کنترل توربین گاز جهت جلوگیری از ازدیاد دمای ورودی به توربین دبی جرمی سوخت را در پروسه احتراق و به همان نسبت کاهش می دهد. جهت نشان دادن نسبت تغییر سوخت به هوا در طی افزایش افت فشار در خروجی توربین گاز در شکل ۱۲ نشان داده شده است.



## فهرست علائم

[3] Technology Characterization: Gas Turbines, 2008, Prepared by: Energy and Environmental Analysis (an ICF International Company) 1655 North Fort Myer Drive, Suite 600 Arlington, Virginia 22209 (an ICF International Company).

[4] Meher- Homji, C.B., Chaker, M.A., and Motiwala, H. M., Gas Turbine Performance Deterioration, Proceeding of the 30<sup>th</sup> Turbomachinery Symposium.

[5] Espanani, R., Ebrahimi, S.H., and Ziaeimoghadam, H.R., 2013, Efficiency Improvement Methods of Gas Turbine, Energy and Environmental Engineering. 1(2):36-54.

[6] Khorsand, KH., Karimian, S.M.H., Varmaziar, M., and Sarjami, S., 2010. Investigation of Flow Pattern and Pressure Loss of A V94.2.5 Gas Turbine Air Intake System Using 3D Numerical Modeling. CONTINUUM MECHANICS, FLUIDS, HEAT, Proceedings of the 5th IASME / WSEAS International Conference on CONTINUUM MECHANICS (CM '10) 273-278.

[7] Woudstra, N., Woudstra, TH., Pirone, A., and Stelt, T., V., 2010. Thermodynamic evaluation of combined cycle plants, Energy Conversion and Management 51:1099-1110.

[8] Mansouri, M. T., and Ahmadi P., GanjehKaviri, A., MohammaDNazri, M.J., 2012. Exergetic and economic evaluation of the effect of HRSG configurations on the performance of combined cycle power plants, Energy Conversion and Management 58: 47- 58.

[9] Borgnakke, S., and Wylen, V., 1997. "Fundamentals of Thermodynamics" fifth edition, 339-402.

[10] Falck, N., 2008, Axial Flow Compressor Mean Line Design, 2008 Master Thesis Division of Thermal Power Engineering, Department of Energy Sciences Lund University, Sweden.

[11] V94.2 Gas Turbine Technical Description "Thermodynamic Data at ISO Condition".

[12] GAS & WATER STEAM FLOW CIRCUIT (MP-KRC-GM-02-HL0-005)-B.

[13] Whittle, S. F., 1981. Gas Turbine Aerothermodynamics. New York: Pergamon.

$C_p$ (kJ/kg .K)	گرمای ویژه فشار ثابت
$C_v$ (kJ/kg .K)	گرمای ویژه حجم ثابت
$C_f$ (kJ/kg .K)	گرمای ویژه سوخت
$m$ (kg)	دبی جرمی
$P$ (bar)	فشار
$Pr$	نسبت فشار
$Q$ (kJ/kg)	انتقال گرما
$T$ (K)	دما
$W$ (kw/kg or mw/kg)	کار خروجی
$Power$ (kw or mw)	توان خروجی توربین
$F$	نسبت سوخت به هوا
$P_{4,0}$ (bar)	فشار خروجی توربین بدون آگزوز
$\Delta P_{H,S}$ (bar)	افت فشار بویلر باز یافت
LHV	ارزش حرارتی پایین
TIT (K)	دمای ورودی به توربین
R (kJ/kg .K)	ثابت جهانی گازها

## علائم یونانی

$\gamma$	نسبت گرمای ویژه
$\eta_{th}$	راندمان حرارتی
$\eta_t$	راندمان ایزنتروپیک توربین
$\eta_c$	راندمان ایزنتروپیک کمپرسور
$\eta_p$	راندمان پلی تروپیک

## زیر نویس

t	توربین
c	کمپرسور
Net	خالص
g	محصولات احتراق
f	سوخت
a	هوا
add	منتقل شده
1	ورودی به کمپرسور
2	خروجی از کمپرسور
3	ورودی به توربین
4	خروجی از توربین

## مراجع

[1] Poullikkas, A., 2005. An overview of current and future sustainable gas turbine technologies, Applied Energy, Vol g, PP 409-443.

[2] Molière M., 2009. Stationary gas turbines and primary energies: A review of fuel influence on energy and combustion performances, Int. J. Therm. Sci. 39:141-172.