

بررسی عملکرد سیکل بازگرمایشی توربین گاز با تزریق بخار

کاظم سراپچی

استادیار دانشکده مکانیک دانشگاه تبریز و همکار
شرکت برق منطقه ای آذربایجان

مسلم کارگر

دانشجوی کارشناسی ارشد مکانیک دانشگاه تبریز

تبریز- ایران

واژه‌های کلیدی: ژنراتور سوئیچ رلوکتانس، مبدل انرژی بادی

چکیده:

توسعه و بکارگیری سیکل‌های توربین گازی پیشرفته در سیستم‌های تولید برق به منظور رسیدن به بازدهی‌های بیشتر و میزان آلایندگی کمتر امری اجتناب ناپذیر است. بازگرمایش گازهای خروجی از توربین تا دمای ورودی سیکل و انبساط دوباره آن جزء روشهایی است که عمدتاً به منظور افزایش توان سیکل توربین گازی ساده مورد استفاده قرار می‌گیرد. همچنین تزریق بخار به سیکل توربین گازی از طرحهای پیشرفته‌ای است که باعث افزایش توان و راندمان آن شده و میزان آلایندگی را کاهش می‌دهد. در این مقاله عملکرد سیکل بازگرمایش توربین گاز با تزریق بخار مورد بررسی قرار می‌گیرد و نتایج حاصل از این بررسی نشان دهنده عملکرد خوبی از این سیکل می‌باشد بطوری که راندمان چنین سیکلی در دمای ورودی 1400°C و نسبت فشار ۳۰ به ۵۷/۹۴ درصد می‌رسد که از راندمان سیکل بازگرمایشی توربین گاز و سیکل توربین گاز با تزریق بخار که بازده آنها در این شرایط بترتیب برابر با ۴۵/۵۲ و ۵۶/۶۹ درصد می‌باشند بیشتر است.

(۱) مقدمه

هدف اصلی از بکارگیری اتاق احتراق بازگرمایشی در سیکل توربین گازی افزایش توان آن می‌باشد [۱]. برای یک نسبت فشار و توان ویژه معین بزرگترین مزیت استفاده از بازگرمایش پایین بودن دمای ورودی توربین متناظر با اتاق احتراق اصلی و اتاق احتراق بازگرمایش در مقایسه با همان دما در سیکل ساده می‌باشد. بنابراین هزینه‌های مربوط به استفاده از سوپر آلیاژها برای مقاومت در مقابل دماهای بالا می‌تواند با این روش کاهش یابد.

بالا بودن کار ویژه و دمای خروجی توربین در سیکل توربین گازی با اتاق احتراق بازگرمایشی می‌تواند باعث استفاده مناسب آن در سیکل ترکیبی شود [۱].

یکی از دلایل اصلی پایین بودن راندمان و توان خالص در سیکل توربین گازی ساده اتلاف حرارت در گازهای گرم خروجی از توربین می‌باشد. یک روش به منظور استفاده از این انرژی، تولید بخار و سپس تزریق آن به اتاق احتراق می‌باشد. در این روش در نتیجه انتقال حرارت از گازهای گرم به

ترکیبی دارای بیشترین بازده از تمامی سیکلهایی است که اساساً از توربینهای گازی استفاده می کنند [۳].

در سال ۱۹۸۹ با پیشنهاد سیکل هوای مرطوب توربین گاز توسط رائو (Rao) مطالعاتی در مورد پیکر بندی و عملکرد بهینه آن انجام شد. در این سیکل اختلاط بخار با هوا در یک ستون انتقال متقابل جرم و حرارت که اشباع کننده نامیده می شود انجام می گیرد و بر خلاف سیکلهای تزریق بخار اختلاط بسیار بازگشت پذیر بخار با هوا باعث افزایش زیاد بازده می شود. تحلیلهای انجام یافته در مورد یک سیکل بهینه شده هوای مرطوب توربین گاز با میان خنک کن نشان داد که در دمای ورودی 1500°C و نسبت فشار ۴۸ بازده این سیکل به ۵۷ درصد می رسد. این مقدار با بازده سیکلهای ترکیبی که در آنها از توربینهای گازی سنگین و با ظرفیت بالا با دمای ورودی 1280°C استفاده می شود قابل مقایسه می باشد [۶].

در سال ۲۰۰۰ توسط آقای دیک (Dick) و همکار وی [۷] مقایسه عملکرد سیکل تزریق بخار توربین گاز، سیکل تزریق بخار توربین گاز با بازیاب حرارتی و میان خنک کن و سیکل تزریق بخار توربین گازی که در آن اتاق احتراق بازگرمایش در اولین طبقه توربین می باشد، در دمای ورودی 1250°C انجام گرفت و نتایج نشان داد که سیکل تزریق بخار با بازگرمایش دارای بیشترین کار خالص بوده و بازده سیکل تزریق بخار توربین گاز با بازیاب حرارتی اندکی بیشتر از بازده سیکلهای دیگر می باشد.

در این مقاله کار تحقیقی نسبتاً کاملی در مورد عملکرد سیکل بازگرمایشی توربین گاز با تزریق بخار انجام می گیرد. برای این منظور سعی می شود با بررسی تأثیر مقادیر مختلف دمای ورودی توربین و نسبت فشار شرایط کارکرد بهینه چنین سیکلی مورد ارزیابی قرار گیرد. لازم به توضیح است که در مورد سیکل مورد بحث تنها منبع در دسترس بخشی از مرجع [۷] می باشد که در بالا به آن اشاره گردید. و به غیر از آن منبع دیگری در دسترس نویسندگان این مقاله نبوده است.

آب تغذیه در یک بویلر بازیافت گرما بخار فراگرم تولید شده و با فشاری معادل فشار اتاق احتراق به درون آن تزریق می شود. نتیجتاً با افزایش آهنگ دبی جرمی و گرمای ویژه محصولات احتراق، کار توربین افزایش یافته و کار خالص سیکل زیادتر می شود و با افزایش کار خالص و کاهش اتلاف حرارت بازده سیکل نیز بهبود پیدا می کند [۲].

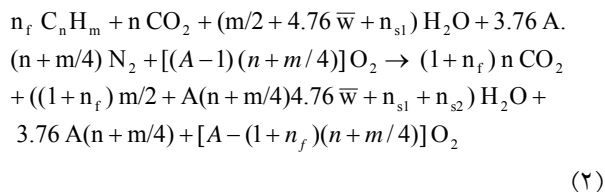
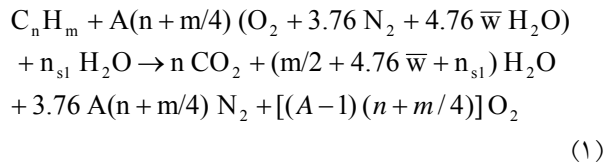
برای نیروگاههایی با ظرفیتهای زیر ۵۰ MW استفاده از سیکل توربین گاز با تزریق بخار در مقایسه با سیکل ترکیبی بسیار اقتصادی می باشد [۳]. علاوه بر آن تزریق بخار یک روش کاملاً برگزیده برای کاهش آلایندگی های زیست محیطی نظیر اکسیدهای نیتروژن (Nox) می باشد [۴]. همچنین سیکل دارای تزریق بخار تحت بارهای جزئی عملکرد مطلوبی داشته و کارکرد آن در سیستمهای تولید همزمان بسیار انعطاف پذیر است [۵]. بدین معنی که از بخار می توان به منظور مصارف گرمایشی منازل در زمستان و یا مصارف صنعتی استفاده نمود و در تابستان برای تولید توان بیشتر به اتاق احتراق تزریق کرد.

با توجه به مزایایی که برای سیکل توربین گاز با تزریق بخار ذکر گردید تاکنون مطالعات زیادی به منظور گسترش و بکارگیری این نوع سیکلها انجام یافته و یا در حال انجام است. در سال ۱۹۹۵ مقایسه ای بین سیکل تزریق بخار توربین گاز، سیکل ترکیبی و سیکل تزریق بخار توربین گاز با بازیابی دوگانه و میان خنک کن و پس خنک کن^۱ (DRIASI) انجام گرفت و مشخص شد که به ازای دمای ورودی و نسبت فشار یکسان در صورت استفاده از توربینهای گازی کوچک، سیکل DRIASI دارای بازدهی بالاتر از سیکل تزریق بخار و قابل مقایسه با سیکل ترکیبی و یا بیشتر از آن می باشد. همچنین استفاده از توربینهای گازی متوسط برای این منظور بررسی گردید و معلوم شد که سیکل ترکیبی دارای بیشترین بازده بوده و با سیکل DRIASI قابل رقابت می باشد. در مورد توربینهای گازی بزرگ این بررسی نشان داد که سیکل

1. Dual Recuperated Intercooled Aftercooled Steam Injected gas turbine

۲) روش آنالیز

برای فرایندهای احتراق در اتاق احتراق اولیه و اتاق احتراق بازگرمایش بترتیب داریم:



ضریب هوای تئوری، با برقراری بالانس انرژی بین واکنشگران و محصولات احتراق در اتاق احتراق اولیه بدست می آید.

$$\sum (n_i \cdot \bar{h}_i)_{Ractant} = \sum (n_i \cdot \bar{h}_i)_{Product} \quad (3)$$

که در آن:

$$\bar{h}_i = \bar{h}_f + \int_{298^\circ}^{T_i} \bar{C}_p \cdot dT$$

برای اتاق احتراق بازگرمایش نیز می توان روابط مشابهی نوشت.

دمای خروجی توربین پر فشار (T_4) از رابطه زیر محاسبه می شود.

$$\int_{T_3}^{T_4} \frac{\bar{C}_{p_{g1}}}{T} dT = \bar{R} \eta_\infty \ln(P_4 / P_3) \quad (4)$$

که در آن $\bar{C}_{p_{g1}}$ گرمای ویژه کل گازهای گذرنده توربین پر فشار و η_∞ بازده پلی تروپیک آن می باشد.

کار این توربین به ازای واحد جرم هوای ورودی برابر است با:

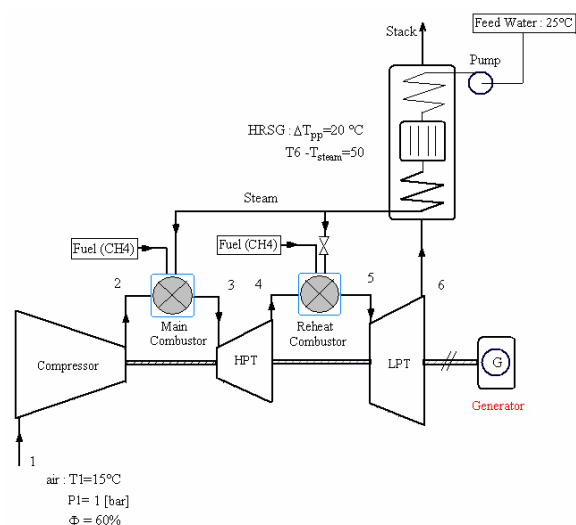
$$W_{HPT} = \frac{\int_{T_3}^{T_4} \bar{C}_{p_{g1}} dT}{M_{g1}} \cdot (1 + f_1 + x_1) \quad (5)$$

که در آن M_{g1} مولکول گرم گازهای گذرنده از توربین f_1 نسبت جرمی سوخت به هوای ورودی سیکل و x_1 نسبت جرمی بخار به هوای ورودی سیکل می باشد. به روشی

در این تحقیق با ساختن مدل‌هایی برای سیکل بازگرمایشی توربین گاز و سیکل توربین گاز با تزریق بخار و مقایسه عملکرد آنها با نتایج موجود [۷ و ۱۱] سیکل بازگرمایشی توربین گاز با تزریق بخار مطابق شکل ۱ مدل‌سازی شده است. سپس برنامه کامپیوتری در محیط نرم افزار EES برای هریک از مدل‌های مذکور تهیه شده است [۸].

نرم افزار EES قابلیت حل معادلات غیرخطی کوپل شده را دارد و خواص ترمودینامیکی گازهای ایده آل و مواد مختلف به صورت توابعی از پارامترهای لازم در معادلات وارد می شود. علاوه بر این امکانات دیگری شامل توابع ریاضی، رسم نمودار از روی پارامترهای محاسبه شده، پیشینه سازی و کمینه سازی و ... در این نرم افزار موجود است. به منظور برنامه سازی برای هر یک از سیکل‌های ذکر شده روابط ترمودینامیکی حاکم بر اجزای بکار رفته در آنها مورد استفاده قرار گرفته است.

با فرض مدل گاز ایده آل با گرمای ویژه متغیر برای هوای ورودی کمپرسور و گازهای حاصل از احتراق و همچنین بخار تزریق شونده به اتاق احتراق برخی روابط مهم مدل‌سازی سیکل بازگرمایشی توربین گاز با تزریق بخار در ادامه آورده شده است.



شکل ۱. سیکل بازگرمایشی توربین گاز با تزریق بخار

نیازمند تعیین دقیق نسبت فشار در توربینهاست بطوریکه با افزایش کار ویژه، بازده افت کمتری داشته باشد [۱]. همچنین تعیین نسبت فشار بهینه کمپرسور برای این منظور دارای اهمیت است.

افزایش دمای ورودی باعث افزایش مصرف سوخت در اتاق احتراق بازگرمایش و افزایش تلفات حرارتی در خروجی توربین کم فشار می گردد بنابراین در دماهای ورودی خیلی بالاتر بازده سیکل بازگرمایشی توربین گاز از بازده سیکل توربین گازی ساده کمتر می شود [۱].

۳-۲- سیکل توربین گاز با تزریق بخار (STIG)

با تزریق بخار به سیکل توربین گازی ساده (GT) کار ویژه و بازده بهبود قابل توجهی پیدا می کند. در نسبت فشارهای کمتر، زیاد بودن دمای خروجی توربین باعث بیشتر شدن دبی بخار شده و موجب افزایش زیاد کار توربین در این نسبت فشارها می گردد. در نتیجه با ازدیاد بیشتر کار ویژه به همراه کاهش دمای گازهای خارج شونده از بویلر بازیافت گرما باعث بهبود بیشتر بازده نسبت به سیکل ساده می شود. و با توجه به این موضوع نسبت فشارهای مربوط به کار ویژه بیشینه و بازده بیشینه در سیکل تزریق بخار کمتر از همان پارامترها در سیکل توربین گازی ساده می باشد [۴ و ۷].

در نسبتهای فشار بالاتر با کاهش دمای خروجی توربین و افزایش دمای گازهای گذرنده از بویلر بازیافت گرما در نقطه پینچ انتقال حرارت کاهش می یابد. و با کاهش دبی بخار و افزایش تلفات حرارتی در دودکش کارخالص و بازده سیکل کاهش می یابد.

همچنین افزایش دمای ورودی توربین باعث افزایش راندمان و توان خالص در این سیکل می گردد. در نتیجه افزایش دمای خروجی توربین دمای گازهای گذرنده از دودکش تنزل می یابد. که این باعث ایجاد اثرات خورندگی در دیواره های دودکش می شود [۴]. از این رو به ازای یک دمای ورودی معین نسبت فشار را از یک حدی نمی توان کمتر کرد. در این بررسی با فرض گاز طبیعی به عنوان سوخت پایتترین دمای مجاز برای گازهای دودکش 100°C در نظر گرفته می شود.

مشابه دمای خروجی توربین کم فشار و کار آن به ازای واحد هوای ورودی به سیکل محاسبه می گردد.

بالانس انرژی در بویلر بازیافت گرما برای محاسبه دبی بخار (n_s) بصورت زیر استفاده می شود.

$$\int_{T_p}^{T_b} (\sum n_i \bar{C}_{pi}) dT = n_s \cdot (\bar{h}_s(T_s, P_2) - \bar{h}_s(T_b, P_2)) \quad (8)$$

$$n_s = n_{s1} + n_{s2} \quad \text{و}$$

در این رابطه \bar{C}_{pi} گرمای ویژه هر یک از اجزای گازهای گذرنده از توربین کم فشار و T_p دمای گازهای گذرنده از بویلر بازیافت گرما در نقطه پینچ می باشد که اختلاف آن با دمای جوش آب در فشار اتاق احتراق (T_b) 20°C فرض می شود. همچنین اختلاف دما بین بخار خارج شونده از بویلر بازیافت گرما (T_s) و دمای گازهای خروجی توربین کم فشار (T_6)، 50°C منظور می شود.

۳ نتایج و بحث

در تحلیل سیکلها بازده پلی تروپیک توربین و کمپرسور ۹۰ درصد، بازده اتاق احتراق ۹۹ درصد و دمای ورودی توربینها برابر در نظر گرفته می شود. همچنین فرض می شود که شرایط هوای ورودی کمپرسور طبق شرایط *ISO* دارای دمای 15°C و فشار ۱ bar و رطوبت نسبی ۶۰ درصد می باشد.

۳-۱) سیکل بازگرمایشی توربین گاز (RGT)

مهمترین ویژگی سیکل بازگرمایشی توربین گاز بیشتر بودن کار ویژه آن نسبت به سیکل توربین گازی ساده (GT) است. علت بیشتر بودن کار ویژه این سیکل انبساط گاز با دمای ورودی بیشتر در توربین کم فشار می باشد که باعث بیشتر شدن کار توربین در مرحله دوم انبساط شده و در نتیجه توان خالص سیکل افزایش پیدا می کند [۱].

بر اساس تحلیلهای ترمودینامیکی کار ویژه سیکل بازگرمایشی توربین گاز در شرایطی بیشینه می شود که نسبت فشار در توربین پرفشار و توربین کم فشار یکسان باشد [۳ و ۹ و ۱۰]. در حالی که برای افزایش بازده باید نسبت فشار توربین پرفشار کوچکتر باشد. بنابراین بهینه کردن عملکرد این سیکل

با افزایش y (افزایش دبی بخار تزریق شونده به اتاق احتراق اصلی) دبی جرمی گذرنده از توربین پرفشار نیز بیشتر شده و کار آن رفته رفته بیشتر می شود و این درحالی است که کار توربین کم فشار نسبت به حالت $(y = 0)$ تغییر زیادی پیدا نکرده است.

اگر همه بخار به اتاق احتراق اولیه تزریق شود $(y = \infty)$ افزایش دبی جرمی در هر دو توربین بیشتر شده و کار خالص بیشترین افزایش را پیدا می کند.

همچنین با افزایش y بازده سیکل RSTIG نسبت به بازده سیکل RGT افزایش قابل ملاحظه ای پیدا می کند. بنابراین با تزریق کل بخار به اتاق احتراق اولیه عملکرد سیکل RSTIG در وضعیت مطلوبتری قرار می گیرد. این نتیجه در قسمتهای بعدی این تحقیق مورد استفاده قرار خواهد گرفت.

۳-۳- سیکل بازگرمایشی توربین گاز با تزریق بخار (RSTIG)

پارامتر e برای ارتباط دادن نسبت فشار کمپرسور با نسبت فشار توربین پرفشار بوسیله رابطه زیر تعریف می گردد.

$$\Gamma_{HPT} = \Gamma_C^e \quad (0 \leq e < 1) \quad (9)$$

به منظور بررسی تاثیر مقدار تزریق بخار به هر یک از اتاقهای احتراق در جدول ۱ پارامترهای کارکردی سیکل RSTIG برحسب مقادیر مختلف، نسبت دبی بخار تزریق شونده به اتاق احتراق اولیه به دبی بخار تزریق شونده به اتاق احتراق بازگرمایشی (y) در نسبت فشار ۲۵ و دمای ورودی 1200°C و $e = 0.26$ محاسبه شده است. در جدول ۱ با مقایسه کار ویژه سیکل RGT و سیکل RSTIG درحالت تزریق بخار به اتاق احتراق بازگرمایشی $(y = 0)$ ، دیده می شود که کار توربین کم فشار در نتیجه افزایش دبی جرمی آن زیاد می شود. در این حالت کار توربین پر فشار برابر با مقدار آن در سیکل RGT می باشد.

جدول ۱. پارامترهای کارکردی سیکل بازگرمایشی توربین گاز با تزریق بخاردر دمای ورودی 1200°C و نسبت فشار ۲۵ و $e = 0.26$

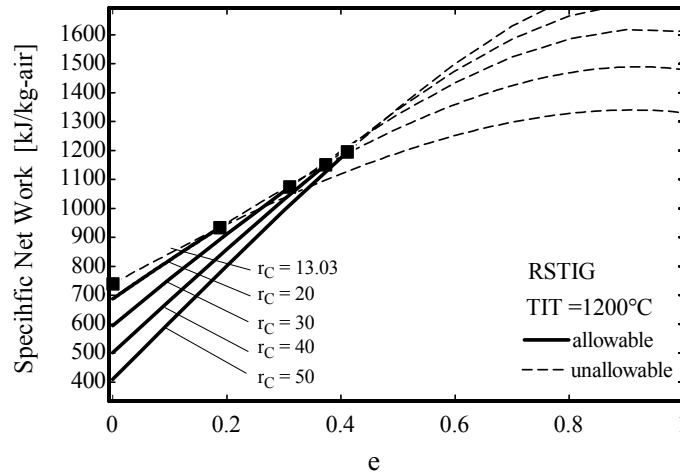
	y	W_{HPT} (kJ/kg-air)	W_{LPT} (kJ/kg-air)	W_{net} (kJ/kg-air)	η_{cycle} (%)	TOT_{HPT} ($^\circ\text{C}$)	TOT_{LPT} ($^\circ\text{C}$)	Steam flow (kg/kg-air)
RSTIG	۰	۳۰۳/۱	۱۱۰۳	۸۶۶/۹	۵۱/۲۲	۹۶۵/۲	۶۵۲/۳	۰/۲۷۹۷
	۰/۵	۳۵۰	۱۱۰۷	۹۱۶/۱	۵۲/۴۶	۹۷۳/۱	۶۵۲/۹	۰/۲۸۱
	۱	۳۷۳/۶	۱۱۰۸	۹۴۰/۸	۵۳/۰۵	۹۷۶/۲	۶۵۳/۲	۰/۲۸۱۷
	۵	۴۲۱/۱	۱۱۱۲	۹۹۰/۶	۵۴/۲	۹۸۱/۳	۶۵۳/۸	۰/۲۸۳
	∞	۴۴۵	۱۱۱۳	۱۰۱۶	۵۴/۷۵	۹۸۳/۴	۶۵۴/۱	۰/۲۸۳۷
RGT	--	۳۰۳/۱	۷۴۹/۹	۵۲۱/۳	۴۱/۹	۹۶۵/۲	۶۲۹	--

در نمودار شکل ۲ دیده می شود که بیشترین کار ویژه برای هر نسبت فشار در این نقاط بدست می آید و این در حالی است که در نمودار شکل ۳ این نقاط نزدیک به مقادیر بیشینه بازده می باشند. چنین حالتی در دماهای ورودی 1000°C و 1400°C نیز وجود دارند. در جدول ۲ پارامترهای کارکردی سیکل مزبور در دمای ورودی 1200°C محاسبه شده و مقادیر بهینه e برای حداکثر کار ویژه بدست آمده اند. این مقادیر با مقادیر بهینه e برای بازده حداکثر تفاوت

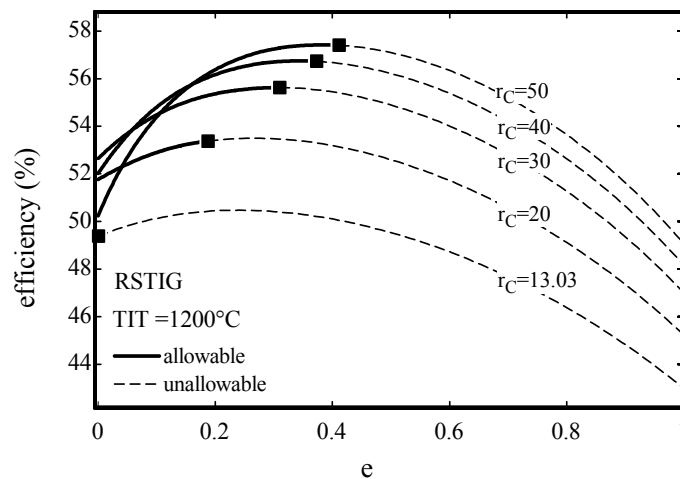
به منظور بررسی تاثیر نسبت فشار توربینها در عملکرد سیکل RSTIG در شکلهای ۳ و ۲ پارامترهای کارکردی این سیکل در دمای ورودی 1200°C و در نسبتهای فشار مختلف بر حسب پارامتر e نشان داده شده است. قسمتهای خط چین منحنیها نشان دهنده کمتر بودن دمای گاز در دودکش از مقدار حداقل تعیین شده (100°C) می باشد و بیشترین مقدار مجاز پارامتر e برای هر نسبت فشار بوسیله نقاط درشت مشخص شده است.

شود و مقدار آن در شکل ۴ در دماهای ورودی مختلف بر حسب نسبت فشار نشان داده شده است.

محسوسی ندارند. برای عملکرد بهینه سیکل RSTIG به ازای هر نسبت فشار، بیشترین مقدار مجاز e که در آن کار ویژه بیشینه می گردد به عنوان مقدار بهینه e در نظر گرفته می



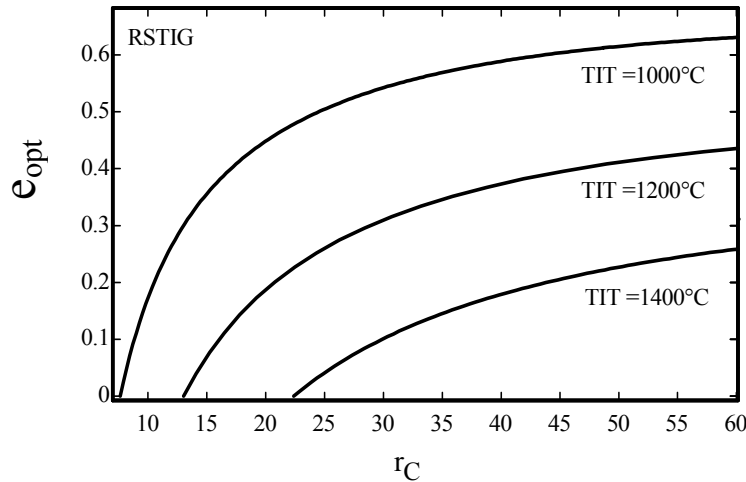
شکل ۲. کار ویژه خالص سیکل بازگرمایشی توربین گاز با تزریق بخار در نسبتهای فشار مختلف بر حسب پارامتر e



شکل ۳. بازده سیکل بازگرمایشی توربین گاز با تزریق بخار در نسبتهای فشار مختلف بر حسب پارامتر e

جدول ۲. پارامترهای کارکردی سیکل بازگرمایشی توربین گاز با تزریق بخار در دمای ورودی 1200°C و در نسبتهای فشار مختلف

r_c	e_{opt}	w_{net} (kJ/kg-air)	η_{Cycle} (%)	Steam flow (kg/kg-air)
۱۳/۰۳	۰	۷۳۹/۶	۴۹/۳۹	۰/۲۵۱
۲۰	۰/۱۸۷۵	۹۳۳/۵	۵۳/۳۸	۰/۲۷۳۴
۳۰	۰/۳۱	۱۰۷۴	۵۵/۶۳	۰/۲۹۱۷
۴۰	۰/۳۷۳۳	۱۱۵۰	۵۶/۷۳	۰/۳۰۲۶
۵۰	۰/۴۱۱۲	۱۱۹۵	۵۷/۴۱	۰/۳۰۹۷



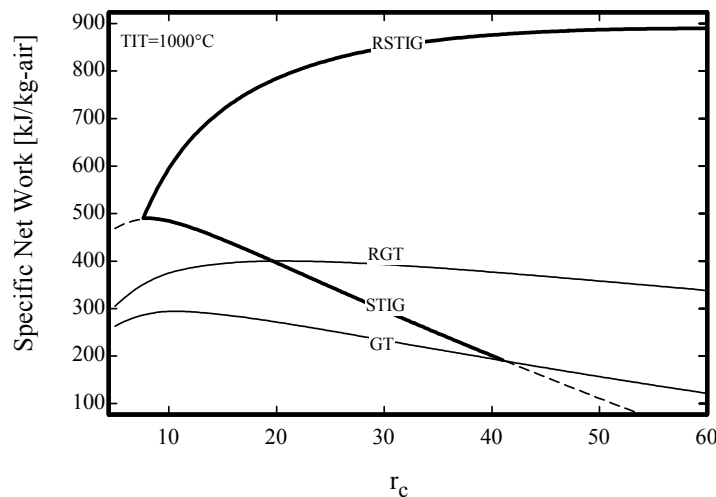
شکل ۴. مقادیر بهینه e بر حسب نسبت فشار در دماهای ورودی مختلف

سیکلهای توربین گازی دارد باعث شده است تا کار ویژه این سیکل خیلی بیشتر از کار ویژه سیکلهای بازگرمایشی توربین گاز و توربین گاز با تزریق بخار گردد.

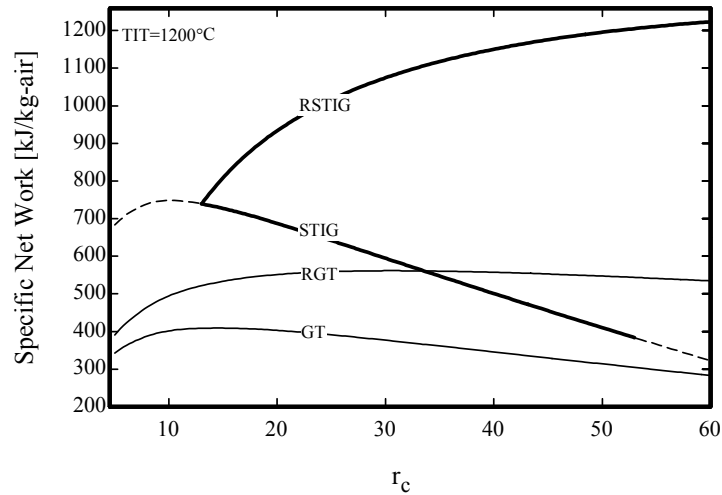
همچنین در شکل‌های ۸ و ۹ و ۱۰ دیده می‌شود که بازده سیکل RSTIG در نسبت‌های فشار بالا آن از بازده سیکل STIG بیشتر می‌گردد.

با ملاحظه شکل‌های ۵ تا ۱۰ دیده می‌شود که در دماهای ورودی بالاتر نسبت فشار حداقل برای تزریق بخار به منظور جلوگیری از تنزل دما در دودکش بیشتر می‌شود و نیز بازده سیکل RSTIG بهبود کمتری در مقایسه با بازده سیکل STIG پیدا می‌کند

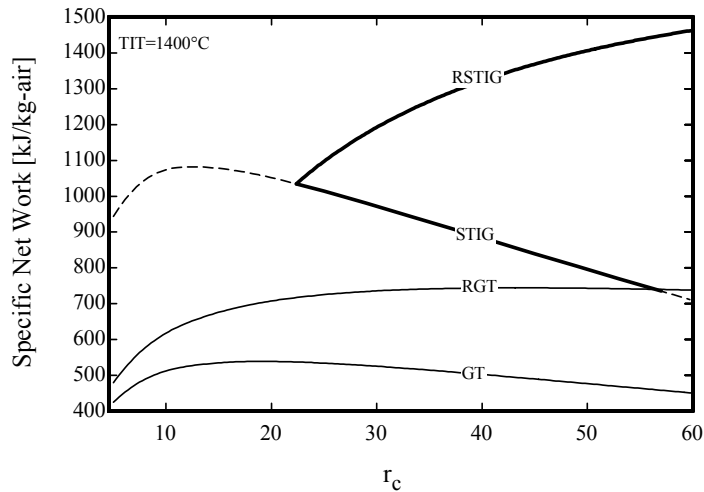
به منظور مقایسه عملکرد سیکل RSTIG با عملکرد سیکلهای دیگر نمودار بازده و کار ویژه این سیکلها بر حسب نسبت فشار در شکل‌های ۵ تا ۱۰ نمایش داده شده است. برای سیکل RGT مقدار بیشینه این پارامترها و برای سیکل RSTIG شرایط بهینه ای که در بالا بدست آمد منظور می‌شود. در شکل‌های ۵ و ۶ و ۷ دیده می‌شود که با افزایش نسبت فشار کار ویژه سیکل STIG کمتر می‌شود که علت آن در بخش پیش ذکر گردید. ولی در سیکل RSTIG در چنین شرایطی با کاهش نسبت فشار توربین کم فشار دمای خروجی آن بیشتر شده و با افزایش انتقال حرارت در بویلر بازیافت گرما مقدار دبی بخار بیشتر می‌گردد. افزایش دبی جرمی در توربینها به همراه نقشی که بازگرمایش در افزایش توان



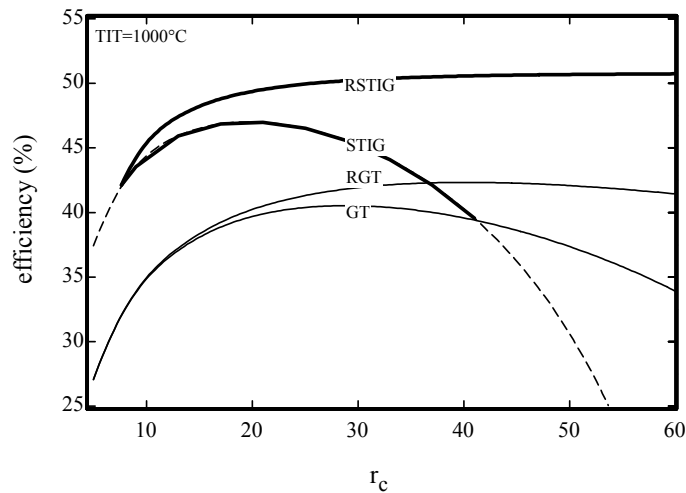
شکل ۵- مقایسه کار ویژه سیکل بازگرمایشی توربین گاز با تزریق بخار با سیکلهای دیگر بر حسب نسبت فشار در دمای ورودی 1000°C



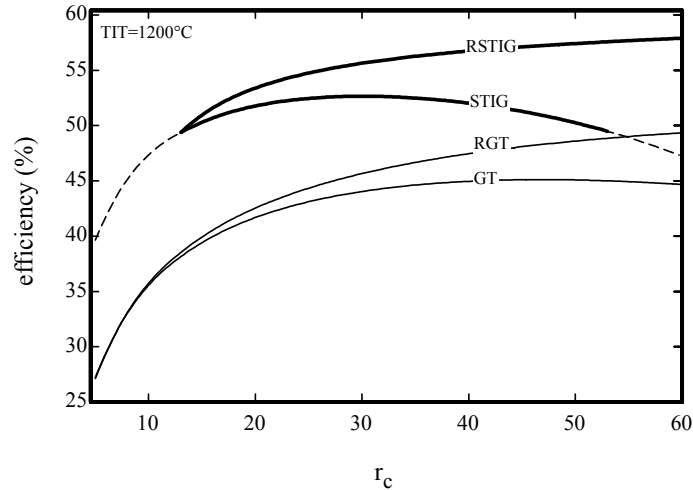
شکل ۶. مقایسه کار ویژه سیکل بازگرمایشی توربین گاز با تزریق بخار با سیکل‌های دیگر برحسب نسبت فشار در دمای ورودی 1200°C



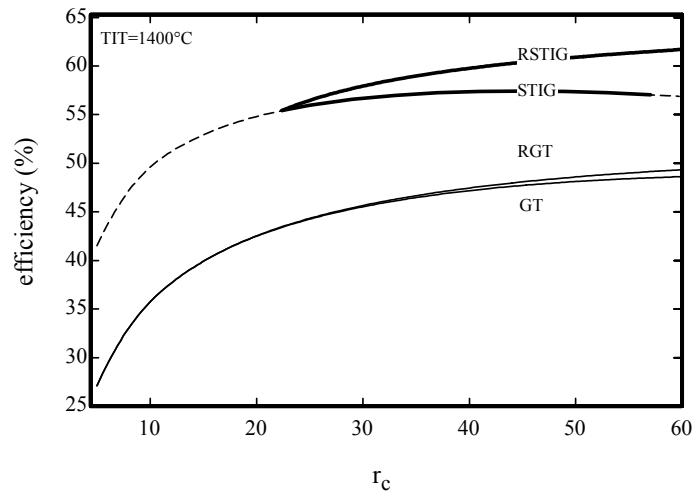
شکل ۷. مقایسه کار ویژه سیکل بازگرمایشی توربین گاز با تزریق بخار با سیکل‌های دیگر برحسب نسبت فشار در دمای ورودی 1400°C



شکل ۸. مقایسه بازده سیکل بازگرمایشی توربین گاز با تزریق بخار با سیکل‌های دیگر برحسب نسبت فشار در دمای ورودی 1000°C



شکل ۹. مقایسه بازده سیکل بازگرمایشی توربین گاز با تزریق بخار با سیکل‌های دیگر برحسب نسبت فشار دردمای ورودی ۱۲۰۰°C



شکل ۱۰. مقایسه بازده سیکل بازگرمایشی توربین گاز با تزریق بخار با سیکل‌های دیگر برحسب نسبت فشار دردمای ورودی ۱۴۰۰°C

بیشتر از راندمان دو سیکل دیگر که در این شرایط بترتیب برابر با ۴۵/۵۲ و ۵۶/۶۹ درصد می باشند است. در دمای ورودی پایینتر و نسبت فشارهای بالاتر عملکرد سیکل STIG به دلیل کاهش دبی بخار نامطلوب می شود. ولی سیکل RSTIG در نتیجه افزایش دمای خروجی توربین و افزایش دبی بخار و نیز کاهش تلفات حرارتی عملکرد بهتری از خود نشان می دهد.

با افزایش دمای ورودی توربین کار ویژه سیکل RSTIG بیشتر می شود ولی افزایش بازده نسبت به سیکل STIG کمتر می گردد.

۴) جمع بندی کلی

در این مقاله حالت‌های مختلف مقدار تزریق بخار به هر یک از اتاق‌های احتراق بررسی گردید و معلوم شد که با تزریق کل بخار به اتاق احتراق اولیه، عملکرد سیکل RSTIG در شرایط بهتری قرار می گیرد. با این نتیجه عملکرد سیکل مزبور با سیکل‌های دیگر مقایسه گردید و نتایج نشان داد که این سیکل عملکرد بهتری نسبت به سیکل RGT و STIG دارد. بطوری که راندمان سیکل RSTIG در دمای ورودی ۱۴۰۰°C و نسبت فشار ۳۰ به ۵۷/۹۴ درصد می رسد که

- [3] Bolland,O;Stadaas,J.1995.'coperative avaluation of combined cycles and gas turbine systems with water injction and recuperation '. ASME Jour.of Engineering for Gas Turbine and Power.,Vol.117 , pp138-145
- [4] Tuzson, J. 1992, 'Status of steam injected gas turbine.'" ASME Jour.of Engineering for Gas Turbine and Power.,Vol.114 , pp682-686
- [5] Baken,j.A.M , Hospel,B. ,1988, 'optimized operation of steam injected gas turbine cogeneration units' Proc. of the 1988 ASME GOGEN-TURBO, pp 259-265
- [6] Ciesa, P;Lozza, G;Macchi, E; Consonni,S. 1995 'An assessment of thermodynamic performance of mixed gas-steam cycles : Part B—Water injected and HAT cycles ' ASME Jour.of Engineering for Gas Turbine and Power.,Vol.117 , pp499-509
- [7] De Peape,M., Dick E. 2000. 'Cycle improvement to steam injected gas turbine.' Int.J.Energy Res.2000,24,pp1081-1107
- [8] 'Engineering Equation Solver' software, commercial version 6.883 ; www.fchart.com
- 9] Crane R A. (1998). 'A critical analysis of the thermodynamic advantages of reheat in gas turbine ' Proc Instn Mech Engrs Vol 215 Part A
- [10] Cohen,H., Rogers,G F C., Saravanamutoo H I N. Gas Turbine Theory, 3 rd edition, 1987 (Longman, Scientific and Technical , Singapore)

[۱۱] شگری مشهدی ، محسن . ۱۳۷۹ . تجزیه و تحلیل

سیکل تزریق بخار توربین گاز به روش انرژی و
اگرژی. پایاننامه کارشناسی ارشد .گروه مهندسی
مکانیک ، دانشگاه تبریز

[۱۲] عباسی یغمور اعلی ، لیلا . ۱۳۷۷ . بررسی و مقایسه
سیکل ساده و تزریق بخار توربین گاز- پایاننامه
کارشناسی- گروه مهندسی مکانیک- دانشگاه تبریز

در ادامه این کارتحقیقی سعی خواهد شد مدل
کاملتری از سیکل RSTIG با برآورد مقدار هوای خنک
کاری پره های توربین ایجاد شود و بررسی کاملتری از
موضوع مورد بحث این مقاله صورت گیرد.

علائم بکار رفته

GT	سیکل توربین گازی ساده
RGT	سیکل بازگرمایشی توربین گاز
STIG	سیکل تزریق بخار توربین گاز
RSTIG	سیکل بازگرمایشی توربین گاز با تزریق بخار
rC	نسبت فشار کمپرسور
HPT	توربین پرفشار
LPT	توربین کم فشار
TIT	دمای ورودی توربین
TOT	دمای خروجی توربین
e	پارامتر ارتباط دهنده نسبت فشار کمپرسور با نسبت فشار توربین در رابطه $(T_{HPT} = r_C^e)$.
y	نسبت دبی جرمی بخار تزریقی به اتاق احتراق اولیه به دبی جرمی بخار تزریقی به اتاق احتراق بازگرمایش

مراجع:

- [1] Da Cunha,MA., de Fransa Mendes Carneiro,H F., Barbosa,JR., Travieso,L E., Pilidis,P;Ramsden,KW. 2001. 'An insight on intercooling and reheat gas turbine ' , Proc Instn Mech Engrs Vol 215 Part A
- [2] Larson ED;Williams R.H.; 1987 'Steam injected gas turbine'. . ASME Jour.of Engineering for Gas Turbine and Power. Vol. 109 ; pp55-69