بررسی ترمودینامیکی سیکل تزریق بخار توربین گاز

کاظم سرابچی — استادیار گروه مهندسی مکانیک، دانشکدهٔ فنی، دانشگاه تبریز

محسن شکری مشهدی — کارشناس ارشد مهندسی مکانیک

لیلا عباسی یغموراعلی — کارشناس مهندسی مکانیک

چکیده

با افزایش روزافزون سهم نیروگاههای گازی در تولید و تأمین برق مورد نیاز شبکه سراسری، همچنین بهمنظور مقابله با بحران انرژی و استفاده مطلوب از منابع انرژی موجود، روشهای مختلفی برای بهبود عملکرد این نوع نیروگاهها پیشنهاد شده است. در این میان، استفاده از روش تزریق بخار بهسیکل توربین گاز ساده بسیار مفید و کارآمد میباشد. لذا در دهههای اخیر مورد توجه و استقبال بسیار طراحان واقع شده است. هدف اصلی این مقاله، مطالعه تأثیر پارامترهای مختلفی از قبیل دمای ورود به توربین، اختلاف دما در نقطه پینچ، نسبت فشار سیکل،... بر روی پارامترهای عملکردی سیکل مانند کارخالص ویژه تولیدی، بازده سیکل، مقدار آب مصرفی،... میباشد. بمنظور واقعیتر نمودن عملکرد سیکل، گرمای ویژه در تمام مراحل تحلیل بصورت تابعی از دما و ترکیب شیمیائی سیال، لحاظ شده است [8]. همچنین برای فرآیندهای تراکم و انبساط نیز از بازده پلیتروپیک استفاده شده است [9]. در این مطالعه مشاهده گردید که بازده و کار خالص سیکل تزریق بخار همواره از مقادیر مشابه در سیکل ساده توربین گاز بیشتر میباشد. برای مثال، در دمای ورود بهتوربین ۱۴۰۰ کلوین، استفاده از سیکل تزریق بخار بازده را بسته به نسبت فشار در حدود ۱۰ الی ۳۸ درصد و کار خالص خروجی را در حدود ۳۰ الی ۹۰ درصد نسبت به سیکل ساده توربین گاز افزایش می دهد.

کلمات کلیدی: سیکل تزریق بخار توربین گاز، دیگ بازیافت گرما، توربین گاز، اختلاف دما در نقطه پینچ

Thermodynamic Investigation of Steam Injected Gas Turbine Cycle

K. Sarabchi — Department of Mechanical Engineering, University of Tabirz

M. Shokri Mashadi — MSc in Mechanical Engineering

Lila Abbasi — BSc in Mechanical Engineering

Abstract

Today gas turbine power plants play an important role in power generation. Different methods have been proposed to improve the performance of this plant. One attractive method is to produce steam and then inject it into combustion chamber. In this paper the effect of different parameters like turbine inlet temperature, compressor pressure ratio, pinch point temperature difference,… on performance parameters of the steam injected cycle is investigated. The attempt has been made to model the actual behavior of this system. It has been observed that the efficiency and power output of steam injected cycle is always higher than corresponding simple cycle. For example, at turbine inlet temperature of 1400K, the efficiency and work output is higher about 10-38% and 49-90% respectively depending on cycle pressure ratio.

Key words: Steam Injected Gas Turbine Cycle, Heat Recovery Boiler, Gas Turbine, Pinch Point Temperature Difference

۱- مقدمه

در نیروگاههای گازی، بلحاظ بالا بودن دمای گازهای خروجی از توربین گاز و بدلیل آنکه این گازها حاوی انرژی قابل ملاحظهای میباشند، لازم است با استفاده از روشهائی اتلاف این انرژی در دسترس جلوگیری بعمل آید. همچنین ضمن آن از تولید آلایندههای مخرب زیست محیطی، نظیر اکسیدهای نیتروژن و غیره نیز کاسته گردد. یکی از این روشها استفاده از سیکل تزریق بخار توربین گاز (Steam Injection Gas Turbine= STIG) میباشد. در این روش، در دیگ بازیافت گرما (Heat Recovery Boiler) بخار توسط انتقال حرارت از گازهای گرم خروجی به آب، تولید میشود. سپس بخار تولید شده که دارای فشاری معادل فشار اتاق احتراق میباشد و در حالت فوق گرم قرار دارد به اتاقک احتراق تزریق میگردد. این امر باعث افزایش آهنگ جریان جرمی گذرنده از توربین شده و نتیجه آن افزایش قدرت و بازده سیکل است. اساساً، سیکل تزریق بخار توربین گاز معادل یک سیکل ترکیبی است، که در آن محصولات احتراق و بخار آب، بجای آنکه هر یک در توربین جداگانهای منبسط گردند، تنها در یک توربین منفرد منبسط شده وتولید توان مینمایند [1]. در نیروگاههای بزرگتر از ۵۰ مگاوات، استفاده از سیکلهای ترکیبی بهعلت پائین بودن هزینة سرمایهگذاری آنها توصیه میگردند. ولی با کاهش ظرفیت نیروگاههای ترکیبی، سهم سرمایهگذاری قسمت بخاری نسبت به قسمت گازی افزایش مییابد. لذا در نیروگاههای با ظرفیت کمتر، استفاده از سیکل تزریق بخار میتواند مقرون بهصرفه باشد [2]. بهاین دلیل است که این نوع سیکلها امروزه مورد توجه ویژه طراحان واقع شده است.

اولین بار ایده تزریق بخار به سیکل توربین گاز در سال ۱۹۰۳، توسط محقق نروژی (Aegidus Ellving) مطرح شد [3]. از دهة ۱۹۵۰ بهبعد، گزارشات جالبی در این حوزه تحقیقاتی، تدوین شد.

در سال ۱۹۶۹ نیز آقای (Bultzo)، ماکزیمم جرم بخاری را که میتوان بهسیکل تزریق بخار وارد نمود، را مورد بررسی قرار داد [4]. از سال ۱۹۷۶ بهبعد حرکت روبهرشدی در تکامل این تکنولوژی صورت پذیرفت. در نوامبر ۱۹۸۱ نتایج آزمایشها وتحقیقات، برای اضافه کردن سیستم پاشش بخار بهیک توربین گاز موجود با توان (3.5 MW) و مدل (Alison KB 501) انتشار یافت [5]. در سال ۱۹۸۴ اولین سیکل تزریق بخار در دانشگاه (San jose) کالیفرنیا طراحی شد و بهبهرهبرداری رسید [6]. در سال ۱۹۹۲ آقای (Tuzson) طی مقالهای، هزینه خالصسازی آب مصرفی در سیکل را معادل (۵%) هزینه سوخت برآورد نمود، که بهاین ترتیب گام مهمی در توجیه اقتصادی استفاده از این سیکلها برداشته شد [7]. ادامه این مطالعات، همچنان با سرعت فزایندهای در حال انجام و پیگیری میباشد.

هدف اصلی این مقاله، مطالعه و بررسی تأثیر پارامترهای مهم طراحی از قبیل دمای ورود بهتوربین، تفاضل دما در نقطه پینچ (pinch Point)، نسبت فشار سیکل، نسبت جرم بخار تزریق شده (آب مصرفی) بهجرم هوا، افت فشارها و غیره روی پارامترهای عملکردی سیکل از قبیل کار خالص ویژه تولیدی، بازده، میزان صرفهجویی در مصرف ویژه سوخت... میباشد. در این مطالعه سعی شده است، حتیالامکان تمامی عواملی که در عملکرد واقعی سیکل مؤثر میباشند، در نظر گرفته شوند. از این روی، گرمای ویژه فشار ثابت، تابعی از دما و ترکیب شیمیایی سیال منظور شده است [8].

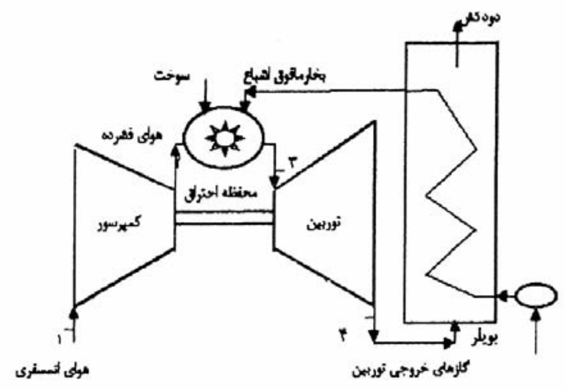
همچنین فرآیندهای تراکم و انبساط درکمپرسور و توربین نیز بهصورت واقعی لحاظ شدهاند [9]. افت فشارهای موجود در سیکل واقعی نیز در این تحلیل در نظر گرفته شده است. در انتها بهلحاظ، افزایش دقت و اطمینان، برنامه کامپیوتری در محیط (Turbo Pascal 7) نوشته شده است، که محاسبات متوالی و تکراری سیکل را انجام میدهد.

۲- تحلیل ترمودینامیکی سیکل تزریق بخار توربین گاز

۲-۱- توصیف کلی سیکل

شکل (۱) اجزاء مختلف سیکل تزریق بخار و مشخصههای آنرا نشان میدهد. هوای مرطوب بهعنوان گاز کامل با نسبت رطوبت مولی ϖ_1 و دمای T_1 و فشار P_A (معادل ارتفاع نیروگاه از سطح دریا) وارد کانال ورودی کمپرسور شده و ضمن عبور از این کانال دچار افت فشار معادل (DP_C) درصد از فشار اولیهاش میگردد. آنگاه وارد کمپرسور با بازده پلیتروپیک $(\eta_{\infty c})$ شده و یک فرآیند تراکمی با نسبت فشار (R) را طی میکند. از آنجائی که، تجزیه و تحلیل بکار رفته در این مقاله، بازاء نسبت

فشارهای مختلف می‌باشد. لذا بازده پلی تروپیک بجای بازده ایزنتروپیک استفاده شده است [10]. سپس هوای متراکم، وارد اتاقک احتراق شده و سوخت هیدروکربنی با فرمول کلی (C_nH_m) بهمراه بخار مافوق گرم از قسمت دیگر وارد محفظه احتراق شده و در اثر احتراق با بازده (η_{cc})، دمای محصولات احتراق افزایش می‌یابد.



شکل ۱- اجزاء تشکیل دهنده سیکل تزریق بخار توربین گاز

بر اثر عبور جریانهای جرمی از محفظه احتراق افت فشاری معادل (DP_{cc}) درصد از فشار اولیه ایجاد می‌گردد. بهمنظور کنترل دمای گازهای گرم خروجی از محفظه احتراق و همچنین ایجاد احتراق کامل، می‌توان پارامتر ضریب هوای تئوری (A) را در معادله احتراق در نظر گرفت [11]. نهایتاً گازهای گرم از محفظه احتراق خارج شده، وارد توربین گاز می‌شوند. در این قسمت گازهای گرم ضمن تولید توان، از دما و فشارشان کاسته شده و از توربین خارج می شوند. گازهای انبساط یافته همچنان دارای دما وانرژی حرارتی نسبتاً بالایی میباشند، که در این شرایط وارد دیگ بازیافت گرما شده و انرژی حرارتی خود را بهآب تصفیه شده پرفشار منتقل می‌نماید. آب در اثر این انتقال حرارت تغییر فاز داده و در حالتی که اختلاف دما در نقطه پینچ در دیگ (ΔT_{PP}) فرض می‌شود، بهحالت بخار مافوق گرم از بویلر خارج شده و بهسمت محفظه احتراق هدایت می شود.

۲-۲- تحلیل ترمودینامیکی کمپرسور

با در نظر گرفتن هوا بهعنوان گاز کامل و با توجه به تعریف بازه پلی‌تروپیک کمپرسور می‌توان نوشت:

$$\eta_{\infty c} = \frac{dh_s}{dh} = \frac{\overline{R}Tdp/p}{\overline{C}p_{air}dT} \Rightarrow \qquad (۱)$$

$$\int_{T_1}^{T_2} \overline{C}p_{air} \times \frac{dT}{T} = \int_{P_1}^{P_2} \frac{\overline{R}}{\eta_{\infty c}} \times \frac{dp}{p} \qquad (۲)$$

در روابط فوق، تابع تغییرات گرمای ویژه فشار ثابت برحسب دما و ترکیب شیمائی سیال در دست میباشد [8]. لذا تنها مجهول در رابطه فوق، دمای هوای خروجی از کمپرسور می‌باشد، که با استفاده از روشهای عددی سعی و خطا (روش تکرار نیوتن-رافسون) قابل دستیابی می‌باشد [12]. کار ویژه مصرفی کمپرسور نیز به ازاء واحد جرم هوای ورودی، با محاسبه انتگرال ذیل بدست می آید:

$$w_{comp.} = \frac{\left[\int_{T_1}^{T_2} \overline{C}p_{air}dT + \varpi_1 \int_{T_1}^{T_2} \overline{C}p_{vap}dT\right]}{(28.97 + 18.05 \times \varpi_1)} \qquad (۳)$$

۲-۳- تحلیل ترمودینامیکی محفظه احتراق

هوای اتمسفری با نسبت رطوبت مولی ϖ_1 که هوای خشک آن شامل ۲۱% اکسیژن و ۷۹% نیتروژن می باشد، بهعنوان عامل اکسید کننده در فرایند احتراق در نظر گرفته می‌شود. با فرض آنکه نیتروژن در واکنش شیمیایی احتراق شرکت نمی‌کند و در خروج با همان دمای گازهای حاصل از احتراق محفظه را ترک می‌کند، می‌توان معادله شیمیایی احتراق سوخت را با در نظر گرفتن ضریب هوای تئوری (A) و پاشش بخار فوق گرم بهصورت ذیل ارئه نمود:

$$\begin{aligned} & C_nH_m + A(n+m/4)[O_2 + 3.76N_2 + \varpi_1 H_2O] \\ & +1.61A(n+m/4)(m_s/m_a)[4.76+\varpi_1]H_2O \\ & \Rightarrow nCO_2 + 3.76A(n+m/4)N_2 + [A(n+m/4) \\ & [\varpi_1 + 1.61(m_s/m_a)(4.76+\varpi_1)] + m/2]H_2O \\ & +(A-1)(n+m/4)O_2 \qquad (۴) \end{aligned}$$

با فرض آنکه محفظه احتراق، بی‌درو باشد، می‌توان معادله بالانس انرژی در اتاقک احتراق را بصورت ذیل ارائه داد:

$$\sum_{I=React.} n_i h_i = \sum_{j=Prod.} n_j h_j$$

$$h = h_{form.} + \int_{T_1}^{T} \overline{C}_p dT \qquad (5)$$

حال با در دست داشتن نسبت رطوبت هوا، ترکیب شیمیائی سوخت و همچنین بازده احتراق می‌توان نسبت سوخت بههوای واقعی و آنگاه ضریب هوای اضافی را بهترتیب ذیل بدست آورد:

$$f_{act} = \frac{f_{th}}{\eta_{cc}}$$

$$f_{act} = \frac{(12n+m)(1+\varpi_1)/(A.\eta_{cc})}{(n+m/4)(4.76+\varpi_1)(28.97+18\varpi_1)} \qquad (6)$$

با مراجعه به معادله احتراق، می‌توان گرمای ویژه فشار ثابت محصولات احتراق را بهشرح ذیل نوشت:

$$\overline{C}p_g = \frac{\sum_{j=Prod.} n_j \overline{C}p_j}{\sum_{j=Prod.} n_j} \qquad (7)$$

۲-۴- تحلیل ترمودینامیکی توربین

با فرض آنکه محصولات احتراق، رفتار گاز کامل را داشته باشند و با توجه بهتعریف بازده پلی تروپیک توربین می‌توان نوشت:

$$\eta_{\infty t} = \frac{dh}{dh_s} = \frac{\overline{C}_{Pg} dT}{\overline{R}T(dp/p)} \Rightarrow$$

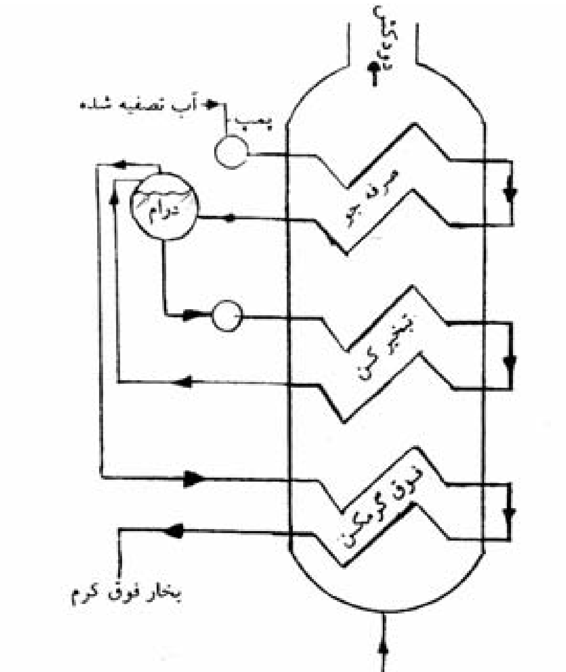
$$\int_{P_3}^{P_4} \eta_{\infty t} \overline{R}(dp/p) = \int_{T_3}^{T_4} \overline{C}_{pg}(dT/T) \qquad (8)$$

در معادله اخیر، با استفاده از روشهای عددی و استفاده از سعی و خطا (روش تکرار نیوتن-رافسون) می‌توان دمای گازهای خروجی از توربین را بدست آورد [12]. بهاین ترتیب، کار ویژه تولیدی توربین نیز بدست خواهد آمد:

$$w_{tur.} = \frac{1+\varpi_1}{(28.97+18.05\varpi_1)} \int_{T_3}^{T_4} \overline{C}_{pg} dT \qquad (9)$$

۲-۵- تحلیل ترمودینامیکی دیگ بازیافت گرما

مطابق شکل (۲) در قسمتهای مختلف دیگ، تبادل حرارت بین گازهای گرم و آب پرفشار تصفیه شده انجام می‌پذیرد، که در نهایت آب تغییر فاز داده و بهصورت بخار فوق گرم از بویلر خارج می‌گردد.



شکل ۲- طرحوارهای از ساختمان دیگ بازیافت گرما

بخاطر وجود فرآیند تغییر فاز، ساختمان بویلرها باید از قسمتهای مختلفی مانند: صرفهجو (Economiser)-تبخیرکن (Evaporator)-فوق گرمکن (Superheater) ساخته شود. با دانستن دمای گازهای خروجی از توربین (T_4) می‌توان دمای گازهای گرم را در نقطه پینچ محاسبه نمود:

$$T_g = T_4 - \frac{m_s}{m_g \overline{C}_{Pg}}(h_{w2} - h_{fB}) \qquad (10)$$

با محاسبه (T_g)، بهراحتی می‌توان دمای گازهای خروجی از بویلر را نیز بدست آورد:

$$T_5 = T_g - \frac{m_s}{m_g \overline{C}_{pg}}(h_{fB} - h_{wi}) \qquad (11)$$

۲-۶- تحلیل کلی سیکل

از قسمتهای پیشین، کار ویژه تولیدی توربین، کار ویژه مصرفی کمپرسور و نسبت سوخت بههوا محاسبه شد. حال می‌توان به سادگی کار خالص ویژه تولیدی سیکل را بازاء یک کیلوگرم هوای ورودی به کمپرسور محاسبه نمود:

$$w_{net} = (1 + f_{act}) w_{tur} - w_{comp} \quad (۱۲)$$

با محاسبه کار خالص ویژه تولیدی و با دردست داشتن ارزش حرارتی پائین سوخت، می‌توان بازده حرارتی سیکل را بهشرح مقابل محاسبه نمود:

$$\eta_{th} = \frac{w_{net}}{(LHV.f_{act})} \quad (۱۳)$$

جهت ارزیابی اقتصادی سیکل، بهتر است تخمینی از میزان مصرف ویژه سوخت در دست باشد. لذا پارامتر مصرف ویژه سوخت بشرح ذیل تعریف می‌شود:

$$S.F.C = \frac{(3600.f_{act})}{w_{net}} \quad (۱۴)$$

استفاده از معادلات ارائه شده، پارامترهای عملکری سیکل را بازاء شرایط ورودی مختلف ارائه می‌نماید. همانطور که اشاره گردید، محاسبه این پارامترها نیاز بهاستفاده از روشهای عددی خواهد داشت [۱۷].

۳- روش محاسبات

جهت انجام دقیق تمام محاسبات سیکل، برنامه کامپیوتری در محیط (Turbo Pascal 7) نوشته شده، که قادر است محاسبات مربوط به آزمونهای تکراری سعی و خطا، محاسبه انتگرال و غیره را با اطمینان و سرعت انجام دهد. خروجی‌های این برنامه نیز، بهصورت نمودار در قسمت نتایج آورده شده است.
در بخش تحلیل کمپرسور، با داشتن شرایط ورودی، میتوان با استفاده از روش تکرار نیوتن–رافسون دمای هوای خروجی از کمپرسور را بهتوسط معادله (۲) بدست آورد. سپس با محاسبه انتگرال (۳) کار ویژهٔ مصرفی کمپرسور نیز بدست خواهد آمد.

با مراجعه بهمعادله بالانس انرژی درمحفظه احتراق معادله (۵) مشاهده می‌شود که دمای گازهای خروجی از اتاق احتراق، ضریب هوای تئوری، نسبت جرم بخار تزریقی به جرم هوا و دمای بخار مافوق گرم، از جمله مجهولات آن معادله می‌باشند. بهمنظور حل معادله مذکور، لازم است از معادلات قید یا محدود کننده (Constraint Equations) زیر استفاده شود:

$$T_g - T_B = \Delta T_{pp} \quad (۱۵)$$

$$T_4 - T_{w_2} = \Delta T_{ap} \quad (۱۶)$$

$$T_3 = Const. \quad (۱۷)$$

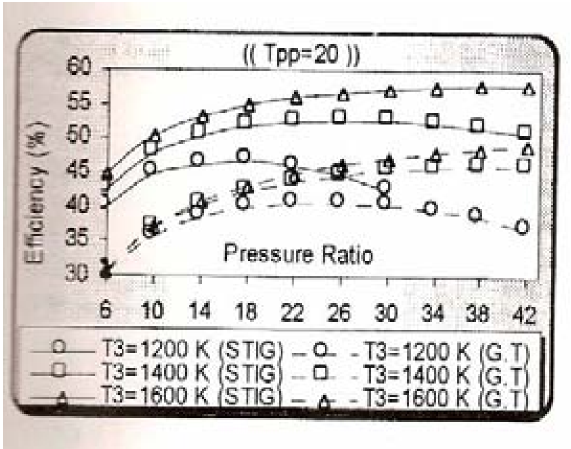
در این معادلات قیدی، پارامتر اختلاف دمای نهایی (تفاضل بین دمای گازهای خروجی از دیگ بخار با دمای بخار مافوق گرم خروجی (ΔT_{ap}))، همچنین پارامتر اختلاف دما در نقطه پینچ (ΔT_{pp})، باید به گونهای انتخاب شوند که حداکثر بازیافت انرژی بههمراه حداقل بازگشت ناپذیری در بویلر ایجاد گردد. لذا هرچه این پارامترها کوچکتر انتخاب شوند، بویلر عملکرد بهتری خواهد داشت. ولی در عوض، حجم مبدل و سطوح انتقال حرارت آن افزایش می‌یابند، که هزینه ساخت و سرمایهگذاری اولیه آنها را بیشتر خواهد نمود. لذا بهتر است از مقادیر بهینه آن پارامترها در تحلیل استفاده شود. در این مطالعه، این پارامترها بهترتیب ۵۰ و ۲۰ درجه سلسیوس انتخاب شده اند [13]. معادله قید مربوط به اختلاف دما در نقطه پینچ (معادله (۱۵))، قادر است مقدار جرم بخار تزریقی به اتاق احتراق را معین نماید. زیرا مقدار بخار تولید شده، همواره با اختلاف دما در نقطه پینچ رابطه عکس دارد. بعبارت دیگر هرچه (ΔT_{pp}) کوچکتر انتخاب شود، سطح تبادل حرارت افزایش یافته و میزان تولید بخار افزایش خواهد داشت.
معادله قید مربوط به اختلاف نهایی دما نیز (معادله (۱۶))، دمای بخار مافوق گرم را کنترل می‌نماید. بهنحوی که حاصل این تفاضل در محدوده ۵۰ درجه سلسیوس واقع گردد. معادله قید آخر نیز، دمای گازهای ورودی به توربین را در مقدار ثابتی ارائه می‌نماید.

روش بدستآوردن مجهولات، مبتنی بر فرآیند سعی و خطا با استفاده از روش تکرار نیوتن-رافسون می‌باشد. بهاین ترتیب که ابتدا، دمائی که برای ورود گازهای گرم بهتوربین مورد نیاز می‌باشد، در نظر گرفته می شود. سپس با منظور کردن مقدار معینی برای پارامتر $\left(m_s / m_a\right)$ که در هر مرحله از تکرار، با گام (۰/۰۵) تغییر می‌نماید، مقداری برای $\left(T_{w_2}\right)$ حدس زده می‌شود و با استفاده از معادله (۸) دمای گازهای خروجی توربین محاسبه می‌شود. با بدست آمدن $\left(T_{w_2}, T_4\right)$ می‌توان معادله قید (۱۶) را بررسی نمود. اگر معادله ارضاء شد، پارامترهای محاسبه شده، صحیح هستند و محاسبه را ادامه می‌دهیم. چنانچه معادله ارضاء نگردید، مقدار جدیدی برای $\left(T_{w_2}\right)$ حدس زده می‌شود. فرآیند فوق تا زمانی که معادله قید مزبور ارضاء گردد، ادامه می‌یابد. حال با استفاده از رابطه (۱۰)، دمای گازهای گرم در نقطه پینچ بدست می‌آید. این دما در صورتی صحیح است که معادله قید (۱۵) را ارضاء نماید. چنانچه آن معادله قید ارضاء نشد، آنگاه مقدار جدیدی برای $\left(m_s / m_a\right)$ (به اندازهٔ ۰/۰۵بیشتر از مقدار قبلی) در نظر گرفته می‌شود، و فرآیند محاسباتی فوق دوباره تکرار می گردد. در نهایت به ازاء هر مقدرا برای پارامترهای $\Delta T_{ap}, \Delta T_{pp}, T_3$، مجهولات مذکور، حاصل می شوند [۱۶].

۴- نتایج و تجزیه و تحلیل آنها

با استناد به روابط بدست آمده در قسمتهای قبل و با استفاده از برنامه کامپیوتری که بههمین منظور نوشته شده است، می‌توان جهت بررسی عملکرد سیکل، تحلیلی بصورت ذیل ارائه نمود:

با بررسی نمودار شماره (۳) که تغییرات بازده را برحسب افزایش نسبت فشار نشان می‌دهد، مشاهده می‌شود که بازاء شرایط یکسان، بازده سیکل تزریق بخار همواره بیشتر از بازده سیکل ساده توربین گازی مشابه میباشد. همچنین بازاء دمای معینی از گازهای ورودی بهتوربین (T_3=const.) بازده سیکل تزریق بخار با افزایش تدریجی نسبت فشار ابتدا افزایش محسوسی نموده، سپس روند نزولی طی می‌کند. این نزول بخاطر افزایش کار مصرفی کمپرسور در ازاء افزایش نسبت فشار میباشد. افزایش دمای گازهای ورودی بهتوربین علاوه بر آنکه بازده را بصورت کاملاً قابل ملاحظهای افزایش می‌دهد، ضمن آن نسبت فشاری را که منجر بهایجاد حداکثر بازده می‌شود را نیز افزایش خواهد داد. لذا افزایش دمای گازهای ورودی بهتوربین از آن جهت که بازده را افزایش میـدهد، بسیار مفید و مطلوب مـی باشد. ولی از طرف

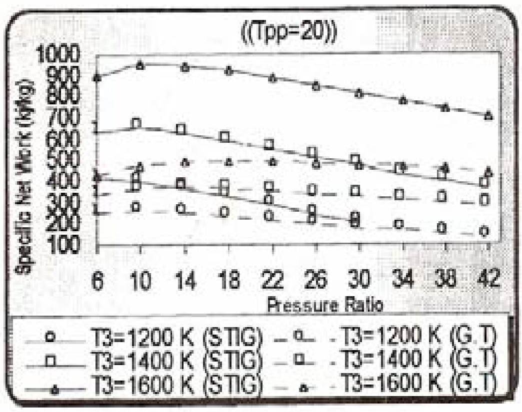


شکل ۳- نمودار تغییرات بازده برحسب نسبت فشار

دیگر منجر بهبزرگ شدن نسبت فشار بهینه خواهد گردید. باید توجه داشت که پرههای توربین از لحاظ مقاومت حرارتی نیز، تحمل افزایش بیش از اندازه دمای ورود به توربین را ندارد. همچنین ملاحظه می‌شود که نسبت فشاری که منجر بهحداکثر بازده در سیکل تزریق بخار می‌گردد همواره کمتر از نسبت فشار مربوط به حداکثر بازده در سیکل ساده توربین گاز مشابه می باشد. لذا استفاده از سیکل تزریق بخار موجب عملکرد بهینه سیکل در نسبت فشارهای پایینتر خواهد شد.

از نمودار شماره (۴) که تغییرات کار خالص تولیدی سیکل را برحسب نسبت فشار، با $(\Delta T_{pp} = 20C)$ نشان می دهد، دیده می شود که بازاء شرایط یکسان، کارخالص تولیدی سیکل تزریق بخار همواره از کارخالص تولیدی سیکل ساده توربین گازی مشابه، بطور قابل توجهی بیشتر می‌باشد. که دلیل آن افزایش آهنگ جریان جرمی گذرنده از توربین بههمراه افزایش گرمای ویژه فشار ثابت محصولات احتراق و همچنین افزایش مختصر نسبت سوخت بههوا می‌باشد. گرمای ویژه محصولات احتراق بدان جهت افزایش می‌یابد که گرمای ویژه بخار آب تقریباً دو برابر گرمای ویژه هوا می باشد [8]. لذا افزایش نسبت بخار تزریقی باعث افزایش گرمای ویژهٔ محصولات احتراق خواهد شد، که با توجه به معادله (۹)، کار خالص ویژه توربین و سیکل

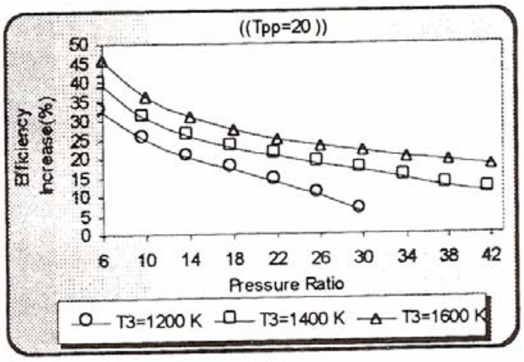
نیز افزایش خواهد یافت. همچنین با افزایش نسبت فشار کار خالص ویژه تولیدی ابتدا افزایش یافته، سپس نزول می‌نماید.



شکل ۴- نمودار تغییرات کار خالص ویژه سیکل بازاء نسبت فشار

همینطور با افزایش دمای گازهای ورودی به توربین، کار خالص تولیدی نیز افزایش محسوسی خواهد داشت. از طرف دیگر نسبت فشاری که منجر به تولید حداکثر کار خالص ویژه خروجی در سیکل تزریق بخار می‌گردد، همواره از نسبت فشار مربوط به تولیدکار خالص ویژه بیشینه سیکل ساده توربین گازی کمتر میباشد. لذا استفاده از سیکل تزریق بخار در این مورد نیز در ارجحیت قرار می‌گیرد. بهمین ترتیب، در هر دو سیکل، نسبت فشارهائی که باعث تولید حداکثر کارخالص میشوند نیز همواره کمتر از نسبت فشارهای مربوط به ایجاد حداکثر بازده می‌باشند. در طراحی، غالباً استفاده از نسبت فشاری که هردوی بازده و کارخالص خروجی را حداکثر نماید، مورد نظر می‌باشد. لذا لازم است طراح برای انتخاب نسبت فشار، تحلیل اقتصادی انجام داده و بهترین نسبت فشار را منظور نماید. عموماً انتخاب نسبت فشار بهینه برای تولید بیشترین کارخالص خروجی منجر به کاهش آهنگ جریان جرمی هوای مورد نیاز برای تولید قدرت معینی در سیکل می‌گردد، که این خود باعث کوچکتر شدن حجم اجزاء تشکیل دهنده نیروگاه می‌شود. که در نهایت منجر به کاهش هزینههای سرمایهگذاری اولیه خواهد شد. از طرف دیگر انتخاب نسبت فشار بهینه برای در اختیار داشتن بالاترین بازده ((بازاء تولید توان معین)) منجر به کاهش مصرف ویژه سوخت خواهد شد که این نیز به نوبه خود کاهش هزینههای جاری و از جمله هزینه سوخت نیروگاه را در پی خواهد داشت. لذا نسبت فشار بهینه از نقطهنظر مطالعات اقتصادی، همواره مقداری را دارا است که کل هزینههای نیروگاه را که شامل هزینههای سرمایهگذاری اولیه بعلاوه هزینههای جاری می‌باشد، را به کمترین مقدار ممکن برساند.

از نمودار (۵) که درصد افزایش بازده سیکل تزریق بخار به بازده سیکل ساده را در مقابل نسبت فشار در شرایط عملکردی مختلف نشان می‌دهد، مشخص است که افزایش دمای گازهای ورودی بهتوربین، باعث افزایش تغییرات بازده شده و عملکرد سیکل را بهبود می‌بخشد.

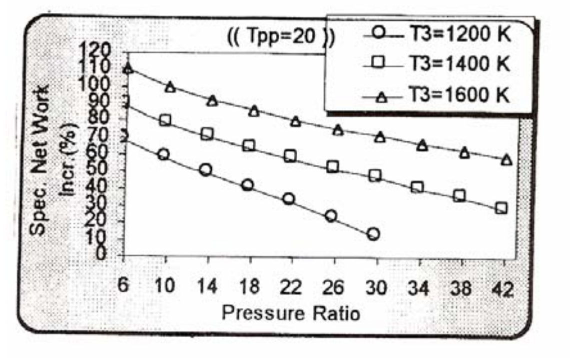


شکل ۵- نمودار درصد تغییرات بازده بازاء نسبت فشار

بهمین ترتیب با افزایش نسبت فشار، از مقدار درصد افزایش بازده کاسته خواهد شد. نتیجتاً سیکل تزریق بخار توربین گاز بازاء نسبت فشارهای کمتر و دماهای ورود بهتوربین بیشتر، بصورت مفیدتر و کارآمدتری خواهد بود. بعنوان مثال مشاهده می‌شود که بازاء دمای ورودی ۱۴۰۰ K، بازده بسته بهمقدار نسبت فشار در حدود ۱۲ الی ۳۸ درصد افزایش نشان می‌دهد.

با مراجعه به نمودار (۶) که درصد افزایش کار خالص ویژه سیکل تزریق بخار را بهسیکل ساده در مقابل نسبت فشار نشان می‌دهد، دیده می‌شود که با افزایش نسبت فشار، نسبت تغییرات کارخالص ویژه تولیدی کاهش خواهد یافت، و با افزایش دمای گازهای ورودی به توربین، این افزایش قابل ملاحظهتر خواهد بود. لذا می‌توان گفت که سیکل تزریق بخار در نسبت فشارهای

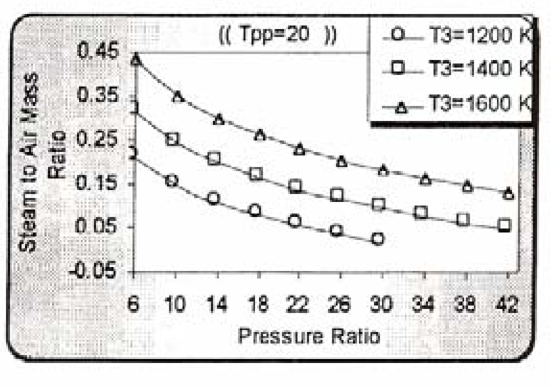
کم و دماهای ورود بهتوربین بالاتر، درصد افزایش بیشتری در کار خالص ویژه خواهـد داشت.



شکل ۶- نمودار درصد تغییرات کار خالص ویژه سیکل برحسب فشار

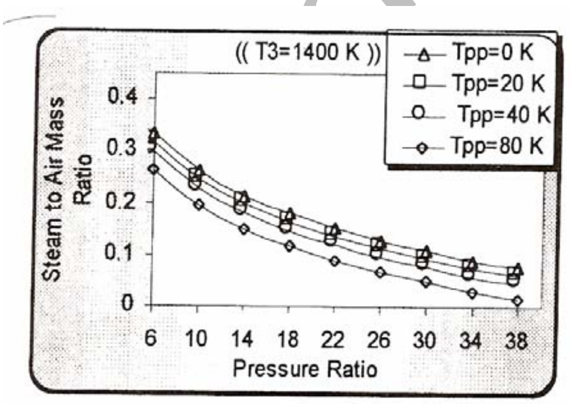
با مقایسه دو نمودار اخیر شکلهـای (۵ و ۶) دیده می‌شود که بازاء شرایط معین، نسبت تغییرات قدرت خالص ویژه تولیدی بسیار شدیدتر از نسبت تغییرات بازده می‌باشد، زیرا با مراجعه به معادله (۱۳) مشاهده می‌شود که بازده سیکل با افزایش کارخالص ویژه سیکل نسبت مستقیم دارد و با نسبت سوخت به هوا نیز رابطه معکوس دارد. از آنجائیکه تزریق بخار موجب افزایش کار تولیدی و همچنین افزایش نسبت سوخت به هوا می‌گردد، لذا شدت افزایش بازده کمتر از شدت افزایش کار خالص تولیدی در سیکل خواهد شد. برای مثال در دمای $(T_3 = 1400k)$، درصد افزایش کار خالص بین ۳۰ الی ۹۰ درصد می‌باشد. که این مقدار درحدود سه برابر افزایش بازده خواهد بود.

از نمودار (۷) که مقدار آب مصرفی سیکل تزریق بخار را بازاء یک کیلوگرم هوای ورودی نشان می‌دهد، میتوان مشاهده نمود که با افزایش دمای ورود بهتوربین، آب مصرفی سیکل، افزایش خواهد یافت. ولی از طرف دیگر با افزایش نسبت فشار، مقدار آب مصرفی تنزل خواهد یافت. زیرا افزایش نسبت فشار منجر به کاهش دمای گازهای خروجی از توربین شده، که نتیجه آن کاسته شدن از انرژی گازهای وارد شده به بویلر می‌باشد. که در نهایت باعث کوچکتر شدن آهنگ تبادل حرارت در بویلر خواهد شد. این نیز به نوبه خود منجر به کاهش مصرف آب برای تولید بخار در بویلر می‌گردد. با توجه به آنکه هزینه تصفیه آب مصرفی در سیکل تزریق بخار در مقایسه با هزینه سوخت کمتر می‌باشد [7]، لذا در طراحی سیکـل، توجه به معیارهائی از قبیـل کار ویژه



شکل ۷- نمودار نسبت جرمی آب مصرفی سیکل تزریق بخار به جرم هوای مورد نیاز برحسب نسبت فشار

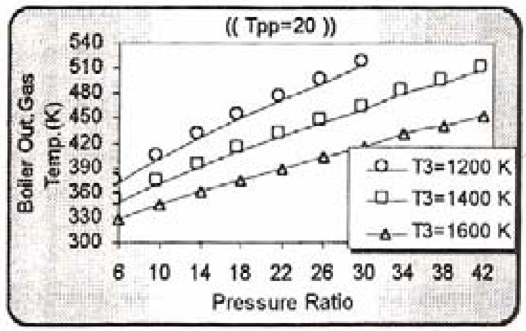
تولیدی و بازده، از اهمیت بیشتری برخوردار می‌باشد. از نمودار شماره (۸) که مقدار آب مصرفی در سیکل تزریق بخار را بازاء تغییرات نسبت فشار برای اختلاف دما در نقطه پینچ مختلف نشان می دهد، مشاهده می‌شود که افزایش اختلاف دما در نقطه پینچ موجب کاهش جرم بخار تولیدی می‌گردد که دلیل آن افزایش بازگشت ناپذیریهـای موجود در بویلر می‌باشـد. که منجر



شکل –۸ نمودار نسبت جرمی آب مصرفی سیکل به جرم هوای ورودی به سیکل برحسب نسبت فشار

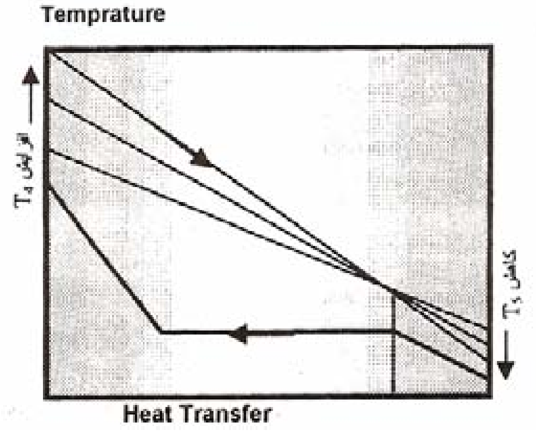
بهکاهش آب مصرفی سیکل شده و در نهایت افزایش کار خالص ویژه را در پی خواهد داشت.

از نمودار شماره (۹) که تغییرات دمای گازهای خروجی از بویلر را در مقابل نسبت فشار و بازاء دماهای ورود بهتوربین مختلف نشان می‌دهد، دیده می‌شود که دمای گازهای خروجی از بویلر با افزایش دمای ورود بهتوربین کاهش یافته، و با افزایش نسبت فشار نیز افزایش نشان خواهد داد.



شکل ۹- نمودار دمای گازهای خروجی بویلر بازاء نسبت فشار

افزایش نسبت فشار منجر به کاهش دمای گازهای خروجی از توربین می‌شود، که در صورت ثابت بودن (ΔT_{pp}) دمای گازهای خروجی از بویلر افزایش خواهد یافت. همچنین با در نظر گرفتن نسبت فشار و (ΔT_{pp}) ثابت مشاهده می‌شود که با افزایش دمای گازهای ورودی به توربین، دمای گازهای خروجی از توربین افزایش می‌یابد. (مراجعه به نمودار (۱۰)). که این منجر

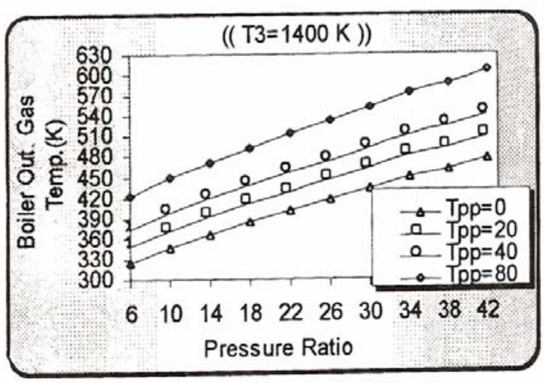


شکل ۱۰- منحنی توزیع دما (با دمای ورود به توربین متغییر)

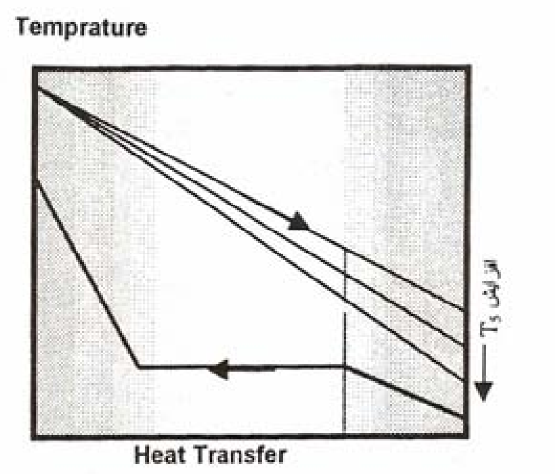
بهکاهش دمای گازهای خروجی از بویلر خواهد شد.

کمترین دمای خروجی از بویلر، محدودیتی دارد که بستگی به کیفیت و نوع سوخت مصرفی دارد.

بهمین صورت از نمودار (۱۱) مشاهده می‌شود که افزایش اختلاف دما در نقطه پینچ منجر به افزایش دمای گازهای خروجی از بویلر خواهد شد (مراجعه به نمودار (۱۲)). لذا بویلرهای با (ΔT_{pp}) بالاتر، کارآئی چندانی در عمل نخواهد داشت، ضمن آنکه از هزینه سرمایهگذاری اولیه پائینتری برخوردار هستند.

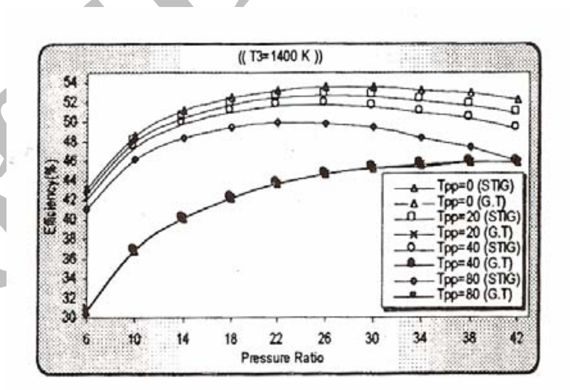


شکل ۱۱- نمودار دمای گازهای خروجی بویلر بازاء نسبت فشار با دمای ورود به توربین ثابت

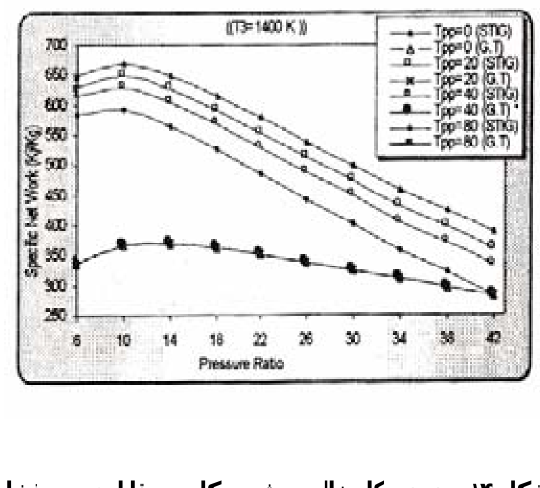


شکل ۱۲- منحنی توزیع دما (با اختلاف دما در نقطه پینچ متغییر)

با مشاهده نمودارهای (۱۳) و (۱۴) که تغییرات بازده و کار خالص ویژه را بازاء تغییرات نسبت فشار در (ΔT_{pp})های مختلف نشان می‌دهد، دیده می‌شود که در تمامی شرایط عملکردی، بازده و کار خالص تولیدی سیکل تزریق بخار بالاتر از بازده و کارخالص تولیدی سیکل ساده توربین گاز قرار می‌گیرد. همچنین با کاهش مقدار (ΔT_{pp})، بازده و کار خالص ویژه افزایش خواهد یافت. در عین حال کاهش اختلاف دما، موجب افزایش سطوح تبادل حرارت می‌شود که این امر هزینه ساخت دیگ بازیافت گرما را افزایش خواهد داد. بهاین ترتیب مقدار بهینه تفاضل دما در نقطه پینچ را باید درتحلیلهای اقتصادی مشخص نمود.



شکل ۱۳- منحنی تغییرات بازده با نسبت فشار (با T3 ثابت)



شکل ۱۴- منحنی کار خالص ویژه سیکل در مقابل نسبت فشار

۵- مقایسة نتایج

بررسی پارامتریک و ارزیابی جامع این نوع سیکل در محدوده گسترده‌ای از متغیرهای عملکردی، بعنوان ویژگی بارز مطالعه حاضر نسبت به سایر تحقیقات انجام یافته در این زمینه مطرح می‌باشد. در اکثر تحقیقات، گرمای ویژه گازها بصورت مقدار متوسط و میانگین لحاظ شده، حال آنکه در این مطالعه بهصورت متغیر با دما و ترکیب شیمیائی در نظر گرفته شده است. همچنین اغلب محققین در تمام شرایط عملکردی، پارامتر تزریق بخار را بطور مقدار ثابت مدل کرده‌اند. ولی در اینجا بسته به شرایط عملکردی سیکل، مقدار مذکور از حل معادلات بدست آورده شده است. لحاظ کردن موارد مذکور در تجزیه و تحلیل، ضمن آنکه عملکرد ترمودینامیکی سیکل را دقیقتر پیشبینی می‌کند، منجر به پیچیده‌تر و حجیمتر شدن قابل توجه محاسبات می‌گردد.

آقای Bolland [2] یک مقایسه تحلیلی بین سیکل تزریق بخار توربین گاز با سایر سیکلها از جمله سیکل تزریق آب، سیکل ترکیبی، سیکل مجهز به خنککن میانی و بازیاب انجام داده‌اند. در این تحلیل مشاهده می‌شود که بازاء دمای ورود به توربین ۱۱۵۰°C و اختلاف دما در نقطه پینچ ۱۰C و اختلا دمای نهائی ۲۰°C بازده سیکل، بسته به مقدار نسبت فشار بین ۴۴% الی ۵۰% تخمین زده می‌شود. در حالی‌که در مطالعه حاضر بازده در شرایط مذکور با کمی اختلاف بدست آورده شده است. همچنین با مراجعه به مرجع [14]، در شرایطی که دمای ورود به توربین ۱۳۴۳C و نسبت فشار ۲۰ و بازده پلی‌تروپیک توربین و کمپرسور بهترتیب ۷۱% و ۸۳% باشند، مشاهده می‌شود که مقدار بخار تزریق شده به سیکل STIG در حدود $Kg_{steam}/Kw.h$ ۱/۸تخمین زده می‌شود. در حالی که در همین شرایط، مقدار تزریق بخار در مطالعه اخیر، بخاطر تغییر شرایط عملکردی سیکل در حدود ۵% اختلاف نشان می‌دهد.

جهت مقایسه نتایج این مقاله با نتایج تجربی سیکلهای عملی، می‌توان سیکل تزریق بخار توربین گاز از نوع Kawasaki MA-13-CC [15] را در نظر گرفت که دمای ورود به توربین آن ۱۰۱۰C و نسبت فشار آن ۸/۹ می‌باشد. بازده پلی تروپیک توربین و کمپرسور هر دو ۸۶% می‌باشد. دمای نقطه پینچ بگونهای انتخاب شده است که مقدار تزریق بخار در تمام حالات کاری مقدار ثابت ۱۸/۷% باشد. در چنین شرایط عملکردی، بازده و توان سیکل به ترتیب ۳۳/۷% و $350\,Kj/Kg_{\text{Inlet air}}$ خواهد

بود. این پارامترها در مقایسه با نتایج مطالعه حاضر، اختلافی در حدود ۴% نشان می‌دهد. همانگونه که از بررسی‌های فوق پیداست، تمام موارد اختلاف از تفاوت شرایط عملکردی: نظیر تفاضل دما در نقطه پینچ اختلاف دمای نهائی، بازده پلی‌تروپیک توربین و کمپرسور و همچنین در نظر گرفتن گرمای ویژه متغییر ناشی می‌شود.

۶- نتیجه گیری

در تمامی شرایط عملکردی، بازده و کارخالص تولیدی سیکل تزریق بخار بالاتر از بازده و کار خالص تولیدی سیکل ساده توربین گاز می‌باشد. لذا بازاء دمای ورودی ۱۶۰۰ کلوین و اختلاف دما در نقطه پینچ برابر ۲۰ درجه، مقدار درصد افزایش بازده در محدوده ۲۰ الی ۴۵ درصد قرار می‌گیرد، که در همین شرایط درصد افزایش کار خالص تولیدی بین ۶۵ الی ۱۱۰ درصد واقع میباشد. لذا در شرایط یکسان افزایش کار خالص تولیدی بسیار بیشتر از افزایش بازده می باشد. همچنین نسبت فشار بهینهای که منجر بهتولید حداکثر بازده و کار خالص میگردد، همواره برای سیکل تزریق بخار کمتر از سیکل ساده توربین گاز می‌باشد بههمین ترتیب، نسبت فشار بهینه مربوط به تولید حداکثر کار خالص تولیدی، همواره کوچکتر از نسبت فشار بهینه مربوط به حداکثر بازده می‌باشد.

با افزایش دمای ورود به توربین نسبت فشار بهینه برای تولید حداکثر بازده افزایش خواهد یافت. بهطوری که بازاء دمای ورود به توربین ۱۶۰۰K، نسبت فشار بهینه حدود ۴۵ می‌باشد. حال آنکه نسبت فشار بهینه بازاء دمای ورودی ۱۲۰۰K در حدود ۱۸ میباشد. همچنین نسبت فشار بهینه برای تولید حداکثر کار خالص ویژه تولیدی نیز با افزایش دمای ورودی، افزایش می‌یابد، بهطوری که در دمای ورودی ۱۶۰۰K نسبت فشار بهینه حدود ۱۳ است. ولی در دمای ورودی ۱۲۰۰ کلوین نسبت فشار بهینه در حدود ۴ می‌باشد.

نسبت فشارهای بهینه در سیکل تزریق بخار برای تولید بیشترین بازده و بیشترین کار خالص خروجی، همواره کمتر از نسبت فشارهای بهینه در سیکل ساده توربین گاز مشابه می‌باشند. لذا سیکل تزریق بخار در پائین آوردن نسبت فشار بهینه، بسیار مطلوب خواهد بود.

با افزایش نسبت فشار از شدت افزایش بازده و کار خالص سیکل، کاسته خواهد شد. لذا سیکل در نسبت فشارهای کمتر دارای بیشترین افزایش در بازده و کار خالص تولیدی می‌باشد. هردوی افزایش دمای ورود به توربین و کاهش نسبت فشار باعث افزایش آب مصرفی سیکل خواهد شد. حال آنکه افزایش تفاضل دما در نقطه پینچ، موجب کاهش آب مصرفی می‌گردد. لذا با در نظر گرفتن یک نیروگاه گازی با سیکل تزریق بخار ۱۰۰ مگاواتی، که دمای گازهای ورود به توربین و اختلاف دما در نقطه پینچ آن بهترتیب ۱۴۰۰ K و ۲۰ K کلوین می‌باشد، بسته به مقدار نسبت فشار مقدار هوای مورد نیاز سیکل بین ۱۵۸ الی ۲۷۸ کیلوگرم بر ثانیه می‌باشد. که بهاین ترتیب مقدار آب مصرفی نیز ۱۳ الی ۵۰ کیلوگرم بر ثانیه متغییر خواهد بود.

افزایش دمای ورود بهتوربین یا کاهش نسبت فشار باعث کاهش دمای گازهای خروجی از بویلر می‌شود. این کاهش دما تا زمانی که چگالش صورت نگیرد، مفید بود. موجب افزایش بازده خواهد شد. از طرف دیگر افزایش تفاضل دما در نقطه پینچ منجر به افزایش دمای گازهای خروجی از بویلر و کاهش بازده و کاهش کار خالص خروجی از سیکل خواهد شد.

نمادها

ضریب هوای اضافی	A
گرمای ویژه فشار ثابت	C_p[kj/kgK]
افت فشار	DP[kPa]
نسبت سوخت به هوا	f
سیکل ساده توربین گاز	GT
آنتالپی	h [kj/kg]
ارزش حرارتی پائین سوخت	L.H.V [kj/kg_{fuel}]
ترکیب سوخت	m,n
تعداد مولها	n
فشار	p [kPa]
تبادل حرارت	q [kw]
نسبت فشار	R
ثابت جهانی گازها	$\overline{R}$ [kj/kmol K]
مصرف ویژه سوخت	S.F.C. [kg_{fuel}/kw.h]
سیکل تزریق بخار توربین گاز	STIG
دما	T[K]
کار	W[kj]
کار ویژه	w[kj/kg]
نسبت رطوبت مولی	ϖ

بازده	η
شرایط محلی	A
واقعی	act
هوا	air
شرایط دما ثابت	B
کمپرسور	c
محفظه احتراق	cc
حالت اشباع	f
گاز	g
خالص	net
ایزنتروپیک	s
توربین	t
تئوری	th
ورودی بویلر	w_1
خروجی بویلر	w_2
نقطه پینچ	pp
نقطه تفاضل نهائی	ap
نقاط مشخصی در سیکل	1,2,3,4,5

مراجع

[1] Anymous, "Advanced With Steam Injected Turbin", Diesel and Gas Turbine Small Gas World Wide, 1990, Jan./Feb, pp 39-44.

[2] Bolland, O., Stadaas, J., "Comparative Evaluation of Combined Cycles and Gas Turbine systems With Water Injection, Steam Injection, And Recuperation", ASME Journal of Engineering for Gas Turbine and Powe, Vol. 117, 1995, pp 138-145.

[3] Burnham, J.B., Giuliani, M.H., Moeller, D.J, "Development Installation, and Operating Results of Steam Injection System (STIG) in a General Electric LM5000 Gas Generator", ASME Journal of Engineering for Gas-Turbine and Power, Vol. 109, 1987, pp 257 265.

[4] Bultzo, C., "Steam Injection, a Source of-Incremental Power" ASME paper No.69-GT 68.

[5] Jones, J.L., Flynn, B.R, Strother, J.R., "Operating Flexibility and Economic Benefits of a Dual Fluid Cycle 501-KB Gas turbine Engine in Cogeneration Applications", ASME paper No. 82-GT-298.

[6] Baber,J., "Steam Injection Seen opening Cogen for Variable-load Users", Energy User News, July, 9. pp 237-244.

[7] Tuzson, J., "Status of Steam Injected Gas Turbines", ASME Journal of Engineering for Gas Turbine and Power, Vol. 114, 1992, pp 682-686.

[8] Van Wylen, J, Sonntag, E., "Fundamentals of Classicl Thermodynamics", 3rd edition, 1992

[9] Cohen, Rogers, H., "Gas Turbine Theory", 3rd Edition.

[10] Horlock, J., Robert, E., "Axial Flow Turbines; fluid Mechanics and Thermodynamics", 1996.

[11] Matsumoto, M., Ito, K., Yokoyama, R. "Optimal Operation of Cogeneration Plants With Steam Injected Gas Turbines", ASME Cogen-Turbo IGTI, Vol,6, pp 93-100.

[12] Mathew, John, H., "Numerical Methods for Mathematics, Science and Engineering" 2nd Edition, Prentce Hall, 1992.

[13] Macchi, E., Consonni, S., Lozza, G.m Chiesa, P. "An Assessment of The Thermodynamic Performance of Mixed Gas-Steam Cycles: Part A-Intercooled and Steam Injected Cycles", ASME Journal of Enginering of for Gas Turbine and Powr, Vol 117, 1995, pp489-495.

[14] Rice, I.G, "Steam Injected Gas Turbine Analysin: Steam Rates", ASME Journal of Engineering of Gas Turbine and Power, Vol. 117, April, 1995, pp 347-353.

[15] Paepe, D.E., Dick, E., "Cycle Improvments to Steam Ingected Gas Turbines", Int. J. Engrgy Res., 2000, 24, pp 1081-1107.

[۱۶] عباسی یغمور اعلی، لیلا، ۱۳۷۷، بررسی و مقایسه سیکل ساده و تزریق بخار توربین گاز پایاننامه کارشناسی، گروه مهدسی مکانیک، دانشگاه تبریز

[۱۷] شکری مشهدی، محسن، ۱۳۷۹، تجزیه و تحلیل سیکل تزریق بخار توربین گاز به روش اگزرژی پایاننامه کارشناسی ارشد، گروه مهندسی مکانیک، دانشگاه تبریز