

تحلیل ترمودینامیکی و اگزرجتیکی ترکیبهای مختلف چرخه توربین گازی و آب شیرین کن تبخیری چند مرحله ای

سید محمود ابوالحسن علوی

فاطمه نوری گوشکی

سید احسان شکیب*

محمد مصطفی غفوربان

استادیار، دانشکده مهندسی مکانیک، دانشگاه آزاد اسلامی، مشهد، ایران
دانشجوی کارشناسی ارشد، دانشکده مهندسی مکانیک، دانشگاه آزاد اسلامی، مشهد، ایران
استادیار، دانشکده مهندسی مکانیک، دانشگاه بزرگمهر قائنات، قاین، ایران
دانشجوی دکتری، دانشکده مهندسی مکانیک، دانشگاه فردوسی مشهد، مشهد، ایران

چکیده

در این پژوهش به تحلیل ترمودینامیکی و اگزرجتیکی سه نوع چرخه توربین گازی کوپل شده با آب شیرین کن گرمایی چند مرحله‌ای با تراکم بخار (METVC) پرداخته شده است. سیستم اول چرخه توربین گاز ساده (بدون تزریق بخار) می باشد. در سیستم دوم تزریق بخار به داخل محفظه احتراق (STIC) و در سیستم سوم تزریق بخار قبل از محفظه احتراق (STIBC) صورت گرفته است. در ابتدا با ثابت نگه داشتن پارامترهای طراحی از قبیل نسبت فشار کمپرسور، دمای محصولات احتراق، فشار بخار محرک و ... عملکرد این سه مدل بررسی شده است و سپس با استفاده از کد محاسباتی تاثیر هر یک از این پارامترها بر راندمان اگزرجتی، توان خروجی، نرخ تخریب اگزرجتی و عوامل موثر بر تولید توان و آب شیرین مطالعه شده است. نتایج نشان می‌دهند که راندمان اگزرجتی در مدل‌های با تزریق بخار، ۴ درصد نسبت به مدل بدون تزریق بخار افزایش می‌یابد و در مدل‌های STIC و STIBC با اعمال تزریق بخار، به ترتیب نرخ تخریب اگزرجتی با روند کاهشی به ترتیب به ۸۰/۲۲ و ۸۱/۲۶ مگاوات خواهد رسید در حالی که در مدل بدون تزریق بخار این پارامتر ۸۲/۷۵ مگاوات می‌باشد.
واژه‌های کلیدی: تحلیل انرژی و اگزرجتی، تزریق بخار، نرخ بازگشت ناپذیری (تخریب اگزرجتی)، تولید همزمان، آب شیرین کن تبخیری چند مرحله‌ای.

Exergetic and Thermodynamic Analysis of Several Combinations of Gas Turbine Cycles with Multiple Effect Evaporation Desalination

S. M. Abolhasan Alavi

F. Nouri Gooshki

S. E. Shakib

M. M. Ghaforyan

Department of Mechanical Engineering, Azad University of Mashhad, Mashhad, Iran

Department of Mechanical Engineering, Azad University of Mashhad, Mashhad, Iran

Department of Mechanical Engineering, Bozorgmehr University of Qaenat, Qaen, Iran

Department of Mechanical Engineering, Ferdowsi University of Mashhad, Mashhad, Iran

Abstract

In this study, three kinds of gas turbine cycles coupled with multi effect evaporation thermal vapor compression desalination (METVC) are investigated. The first system is a simple cycle gas turbine (without steam injection). In the second and third system, a cycle gas turbine with steam injection into the combustion chamber (STIIC) and a gas turbine with steam injection before the combustion chamber (STIBC) are considered, respectively. At the first, design parameters such as compressor pressure ratio, the temperature of combustion product and pressure of motive steam was fixed and the performance of these three models are evaluated. Then, using a developed computational code, the effect of these parameters on exergy efficiency, output power, exergy destruction and important parameters of fresh water and power production are studied. The results show that exergy efficiency for models with steam injection increased 4% compared to the model without steam injection. In addition, for STIIC and STIBC, the rate of irreversibilities will reduce to 80.22 and 81.26 MW where this parameter is 82.72 MW for without steam injection model.

Keywords: Energy and exergy analyses, Steam injection, Exergy destruction, Cogeneration, Multi-effect thermal vapor compression desalination.

مصرف سوخت و یا از الکتریسیته شبکه سراسری دریافت می‌کردند. اما با توجه به پژوهش‌های مختلف و تحلیل اقتصادی این گونه سیستم‌ها، امروزه استفاده از سیستم‌های تک منظور همسوخ شده و از سیستم‌های دو منظوره استفاده می‌شود [۱-۲]. سیستم‌های دو منظوره تولید همزمان آب شیرین و توان شامل دو بخش مهم، نیروگاه‌های گرمایی و واحدهای شیرین سازی آب هستند [۲]. در تحقیقاتی که توسط بلند و استاداس [۳] انجام شد، نتایج مفیدی در مورد استفاده از چرخه‌های مختلف توربین گازی از جمله چرخه ساده، چرخه تزریق بخار و چرخه ترکیبی بدست آمد. نتایج این بررسی

۱- مقدمه

با توجه به رو به زوال بودن منابع انرژی فسیلی، مسائل مربوط به بازیافت انرژی در واحدهای صنعتی و فرایندی در سال‌های اخیر محققین بیشماری را متوجه خود کرده است. از آنجا که تولید آب-شیرین همزمان با افزایش جمعیت مناطق مختلف، همواره یکی از مسائل مهم صنعتی بوده، استفاده از تکنولوژی شیرین سازی آب می-تواند یکی از موثرترین و مفیدترین روش‌های استفاده از گرمای بازیافتی واحدهای نیروگاهی باشد. سیستم‌های اولیه شیرین سازی آب شور و آب دریا انرژی مورد نیاز خود را مستقلاً از منبع گرمایی با

* نویسنده مکاتبه کننده، آدرس پست الکترونیکی: se.shakib@buqaen.ac.ir

با این وجود در مقالات معدودی به مطالعه سیستم تولید توان و بهبود عملکرد آنها با فرآیند تزریق بخار پرداخته شده است، بالاخص در رابطه با تحلیل انرژی و آگزرونی استفاده از تزریق بخار قبل و بعد از محفظه احتراق مشاهده نمی شود. در واقع مطالعه چگونگی استفاده از تکنیک های بهبود عملکرد چرخه گازی و نیز تحلیل انرژی و آگزرونی آن از جمله مواردی است که خلا آن در ادبیات موضوع کاملا مشهود است. در همین راستا در این پژوهش با در نظر گرفتن عملکرد ترمودینامیکی آب شیرین کن های گرمایی و چرخه توربین گازی به تحلیل انرژی و آگزرونی سه چرخه توربین گازی ساده (بدون تزریق بخار)، چرخه با تزریق بخار به داخل محفظه احتراق (STIC) و با تزریق بخار قبل از محفظه احتراق (STIBC) پرداخته خواهد شد.

۲- مدل های ترمودینامیکی سیستم

سیستم های مورد مطالعه، شامل سه مدل ترکیب چرخه توربین گازی (یکی همراه با تزریق بخار به داخل محفظه احتراق، تزریق بخار قبل از محفظه احتراق و دیگری بدون تزریق بخار)، بویلر بازتاب گرمای آب شیرین کن تبخیری چند مرحله ای با تراکم بخار می باشد که با استفاده از کد محاسباتی متلب^۲ مدل سازی و بسط داده شده اند و معادلات ترمودینامیکی حاکم بر هر یک از آنها بطور جداگانه ارایه می شود.

۲-۱- تحلیل انرژی چرخه ساده نیروگاه گازی

شکل ۱ کولینگ یک نیروگاه گازی ساده (بدون تزریق بخار) با آب شیرین کن تبخیری چند مرحله ای تراکم بخار گرمایی را نشان می دهد. چرخه همزمان تولید توان و آب، یک چرخه توربین گازی ساده است که از گاز داغ خروجی از توربین گازی جهت تولید بخار مورد استفاده آب شیرین کن استفاده می شود. دمای هوای اتمسفر در کمپرسور بصورت آیزنتروپیک افزایش می یابد [۱۱] طبق رابطه (۱) داریم:

$$T_{2s} = T_1 (r_c)^{\frac{(k-1)}{k}} \quad (1)$$

که r_c نسبت فشار کمپرسور، T بر حسب درجه کلوین، P فشار بر حسب کیلوپاسکال و زیرنویس های ۱، ۲ و s به ترتیب مربوط به ورودی، خروجی و آیزنتروپیک است. k نسبت گرمای ویژه در فشار ثابت به گرمای ویژه در حجم ثابت برای مخلوط چند جزئی هوا تعریف می گردد. مقادیر گرمای ویژه بوسیله رابطه (۲) متغیر با دما محاسبه شده است [۱۱]:

$$C_p = a + by + cy^{-2} + dy^2y = 10^{-3}T \quad (2)$$

که a , b , c , d اعداد ثابت برای هر یک از عناصر تشکیل دهنده هوا و تابع دما می باشد.

دمای واقعی هوای خروجی اسز کمپرسور با استفاده از راندمان آیزنتروپیک کمپرسور بصورت رابطه (۳) محاسبه می شود [۱۱]:

$$T_2 = T_1 + \left(\frac{T_{2s} - T_1}{\eta_c} \right) \quad (3)$$

که بر اساس آخرین پیشرفت تکنولوژی توربین های گازی صورت گرفت، نشان داد که در مورد سیستم های کوچک بازده قانون اول چرخه تزریق بخار قابل مقایسه با چرخه ترکیبی می باشد. در تحقیقی از کوپک و زمیر [۴] که بر روی تاثیر تزریق بخار در اتاق احتراق روی بازده قانون دوم در سال ۲۰۰۴ انجام شد، نشان داده شده است که افزایش دبی جرمی بخار تزریق شده، افزایش توان الکتریکی خالص خروجی و کاهش اتلاف آگزرونی کلی یا بازگشت ناپذیری را در بر خواهد داشت. بهیچانی نیا و همکاران [۵] در تحقیقی به بررسی تحلیل ترمودینامیکی چرخه های توربین گازی همراه با تزریق بخار به داخل محفظه احتراق پرداختند. نتایج حاکی از آن است که استفاده از سیستم تزریق بخار باعث افزایش ۱۵ درصدی راندمان گرمایی شده است. از لحاظ اقتصادی نیز این روش موجب کاهش چشمگیر هزینه تولید برق در حدود ۳۱ درصد شده است. در کارنیشیدا و همکاران [۶] دو روش تزریق به کار گرفته شده است. روش اول تزریق آب (یکی در قبل از مرحله کمپرسور و دیگری بعد از مرحله کمپرسور) و روش دوم تزریق بخار (یکی در محفظه احتراق و دیگری بعد از مرحله کمپرسور) می باشد. نتایج حاکی از بالاتر بودن راندمان چرخه تزریق بخار نسبت به چرخه تزریق آب است. اساس کار توربین های گازی مرطوب^۱، اضافه کردن بخار آب (آب) به هوای فشرده می باشد. مطالعات نشان می دهد که بحث استفاده از سیستم های آب شیرین کن در ترکیب با چرخه توربین گازی از جمله مواردی است که در سالیهای اخیر با اقبال زیادی مواجه شده است.

لیور و ونگ [۷] چرخه توربین گازی با تزریق بخار و اتصال آن را با آب شیرین کن تبخیری چند مرحله ای مورد بررسی قرار دادند. پژوهشگران از نتایج مدلسازی نتیجه گرفتند که دبی بخار تزریق شده به اتاق احتراق تاثیر عمیقی بر تولید آب و توان خواهد داشت. افزایش این دبی سبب افزایش تولد توان اما کاهش تولید آب شیرین خواهد داشت و از طرف دیگر افزایش دمای ورودی به توربین باعث افزایش توان و آب تولیدی خواهد شد.

یو و اصفهانی [۸] عملکرد سیستم ترکیبی چرخه توربین گازی با تزریق بخار و آب شیرین گرمایی چند مرحله ای را مورد مطالعه قرار دادند. در این پژوهش نویسندگان تاثیر اختلاف دمای مراحل آب شیرین کن و درصد دبی بخار تزریقی به هوا را بر اقتصاد سیستم و مسائل فنی آن مورد بررسی قرار دادند.

بهیچانی نیا و همکاران [۹] تحلیل اقتصادی سیستم ترکیبی تولید توان و آب شیرین را مورد بررسی قرار دادند. سیستم مورد مطالعه آنها شامل چرخه توربین گازی و آب شیرین کن چند مرحله با افت ناگهانی فشار بود که نویسندگان با توجه ویژه به میزان دسترسی واقعی (Availability) به واحد مذکور اقدام به مطالعه آن نموده اند.

احمدی و همکاران [۱۰] بهینه سازی اکسرژی اکونومیکی یک سیستم ترکیبی شامل نیروگاه گازی، پیل سوختی اکسید جامد و آب شیرین کن تبخیری چند مرحله ای را به انجام رساندند. محققین با انجام بهینه سازی سیستم مورد مطالعه توانستند راندمان اکسرژی را از ۵۷٪ به ۶۳٪ افزایش داده و قیمت انرژی الکتریکی را کاهش دهند.

^۲ MATLAB

^۱ Humidified Gas Turbine

برای بدست آوردن توان مصرفی کمپرسورهای هوا و سوخت از معادلات (۱۵) و (۱۶) استفاده می‌شود که مبنای آن‌ها قانون اول ترمودینامیک می‌باشد [۱۲].

$$\dot{W}_{ca} = \dot{m}_a(1 + \omega_1)(h_2 - h_1) \quad (15)$$

$$\dot{W}_{cf} = \dot{m}_f \left(\frac{1}{AF} \right) (h_f - h_0) \quad (16)$$

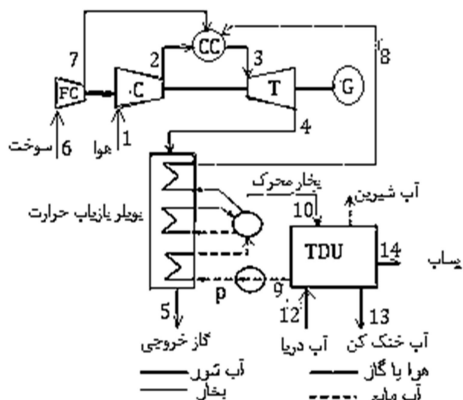
دبی محصولات احتراق از رابطه (۱۷) و توان تولیدی توربین از رابطه (۱۸) محاسبه می‌شوند:

$$\dot{m}_g = \dot{m}_a + \dot{m}_f \quad (17)$$

$$\dot{W}_t = \dot{m}_g(h_3 - h_4) \quad (18)$$

۲-۲- تحلیل انرژی نیروگاه گازی همراه با تزریق بخار به داخل محفظه احتراق

شکل ۲ طرحواره نیروگاه گازی با تزریق بخار به داخل محفظه احتراق و ترکیب آن با آب شیرین کن تبخیری چند مرحله‌ای تراکم بخار گرمایی را نشان می‌دهد که پارامترهای مورد نیاز برای محاسبات آن در ادامه توضیح داده شده است:



شکل ۲- سیستم ترکیبی آب و توان در حالت تزریق بخار داخل محفظه احتراق [۷]

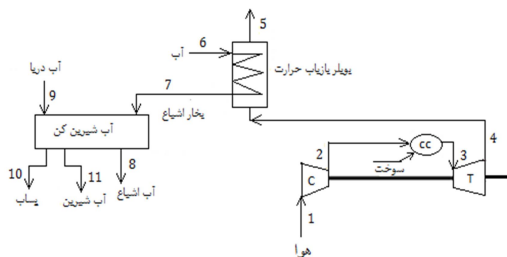
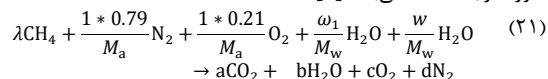
با استفاده از روابط پلی تروپیک برای گاز ایده آل و با فرض آیزنتروپیک بودن کمپرسور با راندمان آیزنتروپیک η_c دمای هوای خروجی از کمپرسور طبق رابطه (۱۹) بدست می‌آید [۷]:

$$T_2 = T_1 + \frac{T_1}{\eta_c} \left(r_c^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right) \quad (19)$$

برای یک کمپرسور آیزنتروپیک، راندمان (η_c) را می‌توان از رابطه (۲۰) محاسبه کرد [۷]:

$$\eta_c = 1 - \left(0.04 + \frac{r_c - 1}{150} \right) \quad (20)$$

واکنش به ازای نرخ جریان جرمی یک کیلوگرم هوای خشک (شامل ۲۱٪ O_2 و ۷۹٪ N_2)، در محفظه احتراق انجام می‌شود. واکنش در محفظه احتراق در چرخه همراه با تزریق بخار داخل محفظه احتراق به صورت رابطه (۲۱) می‌باشد [۷]:



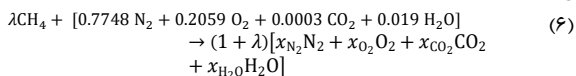
شکل ۱- سیستم تولید همزمان ساده [۱۲]

رطوبت نسبی و رطوبت مطلق که بترتیب با ϕ و ω_1 نشان داده می‌شوند از روابط (۴) و (۵) محاسبه می‌شوند:

$$\phi = \frac{P_v}{P_g} \quad (4)$$

$$\omega_1 = \frac{0.622 P_v}{P_{atm} - P_v} \quad (5)$$

واکنش در محفظه احتراق در چرخه توربین گازی ساده به صورت رابطه (۶) است [۱۱]:



$$\lambda = \frac{n_f}{n_a} \quad (7)$$

$$1 + \lambda = \frac{n_p}{n_a} \quad (8)$$

که طبق روابط (۷) و (۸)، نسبت مولی سوخت به هوا می‌باشد، n مقدار مولی و زیرنویس‌های a, F, P مربوط به محصولات احتراق، سوخت و هوا است. با موازنه واکنش شیمیایی، ضرایب مولی محصولات به صورت رابطه (۹) بدست می‌آید [۱۱]:

$$\begin{cases} x_{N_2} = \frac{0.7748}{1 + \lambda} \\ x_{O_2} = \frac{0.2059 - 2\lambda}{1 + \lambda} \\ x_{CO_2} = \frac{0.0003 + \lambda}{1 + \lambda} \\ x_{H_2O} = \frac{0.019 + 2\lambda}{1 + \lambda} \end{cases} \quad (9)$$

دمای خروجی از توربین گاز نیز مشابه معادلات ذکر شده برای کمپرسور طبق رابطه (۱۰) محاسبه می‌شود [۱۱]:

$$T_{4s} = \frac{T_3}{(r_c)^{\frac{k-1}{k}}} \quad (10)$$

دمای واقعی هوای خروجی از توربین با استفاده از راندمان آیزنتروپیک توربین طبق رابطه (۱۱) بدست می‌آید:

$$T_4 = T_3 - (T_3 - T_{4s}) \eta_t \quad (11)$$

که طبق رابطه (۱۱)، زیرنویس‌های ۳ و ۴ مربوط به ورودی و خروجی توربین می‌باشد [۱۱].

برای محاسبه دبی هوا، نسبت هوا به سوخت و دبی سوخت به ترتیب از معادلات (۱۲)، (۱۳) و (۱۴) استفاده می‌شود [۱۲]:

$$\dot{m}_a = \frac{\dot{W}_{net} M_a}{(h_1 - h_2) + (1 + \lambda)(h_3 - h_4)} \quad (12)$$

$$AF = \frac{M_a}{\lambda M_f} \quad (13)$$

$$\dot{m}_f = \lambda \left(\frac{M_f}{M_a} \right) \dot{m}_a \quad (14)$$

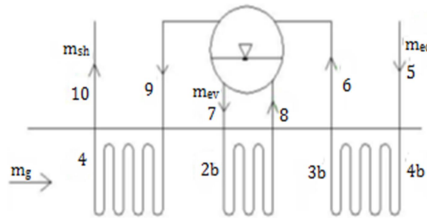
$$\dot{W}_{cf} = \dot{m}_f \left(\frac{1}{AF} \right) (h_f - h_o) \quad (29)$$

توان خالص خروجی از چرخه از رابطه‌ی (۳۰) قابل محاسبه است:

$$\dot{W}_{net} = \dot{W}_t - (\dot{W}_{ca} + \dot{W}_{cf}) \quad (30)$$

۲-۴- تحلیل انرژی بویلر بازیاب

معادلات سه قسمت اصلی بویلر بازیاب یعنی سوپر هیت، تبخیرکننده و اکونومایزر به ترتیب با روابط (۳۱) تا (۳۴) مدل می‌شوند. طرحواره کلی سیستم بویلر بازیاب در شکل ۴ آمده است [۱۳]:



شکل ۴- طرحواره سیستم بویلر بازیافت گرما [۱۳]

$$\dot{m}_g (h_{G,4} - h_{G,2b}) = \dot{m}_s (h_{SH,10} - h_{V,9}) \quad (31)$$

$$\dot{m}_g (h_{G,2b} - h_{G,3b}) = \quad (32)$$

$$\dot{m}_w (h_{L,7} - h_{L,6}) + \dot{m}_s (h_{V,8} - h_{L,7}) \quad (33)$$

$$\dot{m}_w = \dot{m}_s * (1 + BD) \quad (33)$$

$$\dot{m}_g (h_{G,3b} - h_{G,4b}) = \dot{m}_w (h_{L,6} - h_{L,5}) \quad (34)$$

که $h_{G,2b}$ آنتالپی گاز فراگرم خروجی و $h_{V,9}$ آنتالپی بخار در دمای درام می‌باشد. $h_{G,3b}$ آنتالپی خروجی تبخیرکننده و m_w دبی ورودی به بویلر بازیاب، $h_{L,7}$ ، $h_{L,6}$ ، $h_{V,8}$ به ترتیب آنتالپی ورودی تبخیرکننده، آنتالپی ورودی درام، آنتالپی خروجی تبخیرکننده و BD را مقدار تخلیه آب درام در نظر می‌گیریم. $h_{G,4b}$ آنتالپی گاز خروجی اکونومایزر و $h_{L,5}$ آنتالپی آب ورودی اکونومایزر می‌باشند.

اختلاف دمای پینچ که اختلاف دمای تبخیر در تبخیرکننده و دمای گازهای داغ خروجی از تبخیرکننده تعریف می‌شود از رابطه (۳۵) قابل محاسبه است:

$$T_{pinch} = T_{3b} - T_7 \quad (35)$$

دمای تقرب^۱ اکونومایزر از رابطه (۳۶) قابل محاسبه است:

$$T_{Approach} = T_7 - T_6 \quad (36)$$

که خواص ترمودینامیکی گاز داغ از معادلات مرجع [۱۲] استخراج شده است. بویلر مدلسازی شده برای حالت بدون تزریق بخار تنها متشکل از بخش اکونومایزر و تبخیرکننده است، چرا که آب شیرین‌کن مورد مطالعه تنها نیاز به بخار اشباع دارد.

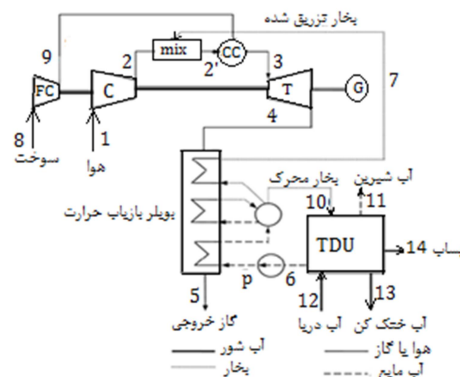
مجهولات در اینرابطه، (d.c.b.a.a)، از تعادل جرمی عناصر در سمت راست و چپ معادله، به همراه معادله قانون اول ترمودینامیک در محفظه احتراق بدست می‌آیند.

در رابطه (۲۱)، w نسبت تزریق بخار است که برابر است با نسبت بخار تزریق شده به هوای فشرده شده و از رابطه (۲۲) محاسبه می‌شود [۷]:

$$w = \frac{\dot{m}_s}{\dot{m}_a} \quad (22)$$

۲-۳- تحلیل انرژی نیروگاه گازی همراه با تزریق بخار قبل از محفظه احتراق

شکل ۳ طرحواره نیروگاه گازی با تزریق بخار قبل از محفظه احتراق و ترکیب آن با آب شیرین‌کن تبخیر چند مرحله‌ای تراکم بخار گرمایی را نشان می‌دهد:



شکل ۳- سیستم ترکیبی آب و توان در حالت تزریق بخار قبل از محفظه احتراق

واکنش در محفظه احتراق در چرخه همراه با تزریق بخار قبل از محفظه احتراق مشابه معادلات مربوط به مدل تزریق بخار داخل محفظه احتراق در نظر گرفته شده است.

دمای گازهای خروجی از توربین از رابطه (۲۳) محاسبه می‌شود [۷]:

$$T_4 = T_3 + \eta_t T_3 \left(\left(\frac{1}{r_c} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right) \quad (23)$$

در دو مدل همراه با تزریق بخار، دبی جریان جرمی گازهای حاصل از احتراق که از توربین عبور می‌کند برابر جمع جریان‌های هوای خشک، رطوبت موجود در آن، سوخت و بخار تزریقی می‌باشد [۷]. که توسط رابطه (۲۴) محاسبه می‌شود:

$$\dot{m}_g = \dot{m}_a + \dot{m}_f + \dot{m}_s \quad (24)$$

که در آن η_t استفاده از رابطه (۲۵) بدست می‌آید [۷]:

$$\eta_t = 1 - \left(0.03 + \frac{r_c - 1}{180} \right) \quad (25)$$

و r_c از رابطه (۲۶) محاسبه می‌شود:

$$r_c = \frac{p_3}{p_4} \quad (26)$$

توان تولیدی توربین، توان مصرفی کمپرسورهای هوا و سوخت به ترتیب طبق روابط (۲۷)، (۲۸) و (۲۹) ارزیابی می‌شوند:

$$\dot{W}_t = \dot{m}_g (h_3 - h_4) \quad (27)$$

$$\dot{W}_{ca} = \dot{m}_a (1 + \omega_1) (h_2 - h_1) \quad (28)$$

¹Approach Temperature

$$D'_i = D_{i-1} C_p \frac{T_{v_{i-1}} - T'_i}{L_i} \quad (45)$$

بنابراین، معادله موازنه انرژی مراحل 2 تا N می‌تواند صورت معادله (46) نوشته شود [11]:

$$D_i = \frac{1}{L_i} [(D_{i-1} + D'_{i-1}) L_{i-1} - F C_p (T_i - T_i) - B_{i-1} C_p \Delta T] \quad (46)$$

دبی آب خنک کننده طبق معادله (47) قابل محاسبه است [14]:

$$M_{cw} = \frac{D_N + D'_N - M_{ev}}{C_p (T_f - T_{cw})} - M_f \quad (47)$$

برای ازکتور بخار، مدل بوسیله مرجع [15] بررسی شده است که برای محاسبه نسبت ورودی به عنوان تابعی از نسبت تراکم (Cr) و نسبت انبساط (Er) استفاده شده است. نسبت تراکم (Cr) و نسبت انبساط (Er) به ترتیب طبق معادلات (48) و (49) قابل محاسبه هستند [15]:

$$Cr = \frac{P_s}{P_{ev}} \quad (48)$$

$$Er = \frac{P_m}{P_{ev}} \quad (49)$$

هنگامی که دبی بخار محرک (M_m) و دبی ورودی (Ra) داده شده است، دبی بخار مکیده شده از آخرین مرحله و دبی ورودی به ازکتور (M_{ev}) از معادلات (50) و (51) بدست می‌آیند [14]:

$$M_s = M_m * (1 + \frac{1}{Ra}) \quad (50)$$

$$M_{ev} = M_m - M_s \quad (51)$$

یکی از مهمترین پارامترهایی که عملکرد آب شیرین کن را نشان می‌دهد، نسبت عملکرد است که نسبت آب قابل شرب تولید شده به بخار محرک مصرف شده است [14]. آب قابل شرب طبق معادله (52) و ضریب عملکرد طبق معادله (53) قابل محاسبه هستند:

$$D_{tot} = \sum_{i=1}^N D_i \quad (52)$$

$$PR = \frac{D_{tot}}{M_m} \quad (53)$$

۳- تحلیل انرژی

انرژی عبارتست از حداکثر کار مفید که از مقدار مشخصی انرژی در دسترس حاصل می‌شود. در یک سیستم باز انرژی و به تبع آن انرژی از سه طریق تبادل کار، انتقال گرما و انتقال انرژی همراه با جرم بامحیط اطراف مبادله می‌شود.

انرژی برواحد دبی جریان طبق رابطه (54) قابل محاسبه است [11]:

$$ex = ex^{PH} + ex^{CH} + ex^{KE} + ex^{PE} \quad (54)$$

انرژی فیزیکی و انرژی شیمیایی به ترتیب از معادلات (55) و (56) قابل محاسبه هستند:

$$ex^{PH} = (h - h_0) - T_0 (s - s_0) \quad (55)$$

$$\bar{ex}^{CH} = \sum x_k ex_k^{CH} - \bar{R} T_0 \sum x_k \ln x_k \quad (56)$$

برای محاسبه انرژی آب دریا، انرژی آب خالص و نمک خالص در مخلوط آب و نمک می‌تواند طبق رابطه (57) محاسبه گردد [17]:

$$s_i = s(P, T)_{i,pure} - R_u \ln x_i \quad (57)$$

بازده انرژی آب شیرین کن طبق معادله (58) به دست می‌آید [12]:

$$\eta_{ex} = \frac{E_p}{E_f} = \frac{M_d e_d + M_b e_b - M_{cw} e_{cw} + M_f e_f}{M_m e_m - M_v e_v} \quad (58)$$

۲-۵- تحلیل انرژی واحد آب شیرین کن تبخیری چند

مرحله ای با تراکم بخار

شکل 5 طرحواره ای از یک سیستم آب شیرین کن را نشان می‌دهد. آب شیرین کن مورد نظر از نوع تبخیر چند مرحله‌ای تراکم بخار گرمایی با تغذیه موازی بوده که شامل تعدادی تبخیرکننده، ازکتور بخار، جعبه های فلش و یک چگالنده انتهایی به منظور چگالش بخار تولید شده در آخرین مرحله تشکیل شده است [11].

برای ارزیابی عملکرد گرمایی سیستم، یک مدل ریاضی با به کارگیری قوانین بقای جرم و انرژی برای تبخیرکنندهها، ازکتور بخار، جعبه‌های فلش و چگالنده در نظر گرفته شده است که برای سیستم آب شیرین-کن فرضیات زیر در نظر گرفته شده است [14]:

- سیستم آب شیرین کن در حالت پایا کار می‌کند.

- بخار تشکیل شده در هر مرحله عاری از نمک است.

- درصد شوری پساب نهایی 7000 میلی گرم بر لیتر فرض شده است.

- دبی آب شور ورودی به تمام مراحل ثابت است. برای محاسبه آن طبق رابطه (37) داریم:

$$F = \frac{M_f}{N} \quad (37)$$

- سطح انتقال گرمای تبخیرکنندههای 2 تا N یکسان است.

- اختلاف دمایی اولیه بین مراحل متوالی ثابت بوده و طبق رابطه (38) قابل محاسبه است:

$$\Delta T = \frac{T_1 - T_N}{N - 1} \quad (38)$$

اگر دمای بخار گرمایشی T_s باشد، دمای اولین مرحله از رابطه (39) و دمای سایر مراحل از رابطه (40) قابل محاسبه است:

$$T_1 = T_s - \Delta T \quad (39)$$

$$T_{i+1} = T_i - \Delta T \quad i = 2, \dots, N \quad (40)$$

موازنه جرم نمک و آب برای اولین مرحله و مراحل 2 تا N طبق معادلات (41)، (42)، (43) و (44) قابل محاسبه است:

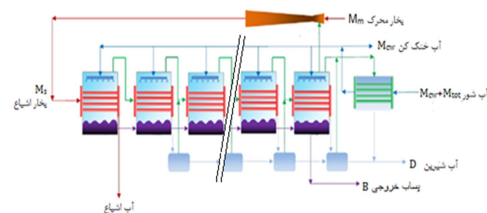
$$B_1 = F - D_1 \quad (41)$$

$$B_i = F + B_{i-1} - D_i \quad i = 2, \dots, N \quad (42)$$

$$x_1 = \frac{F}{B_1} x_f \quad (43)$$

$$x_i = \frac{F}{B_i} x_f + \frac{B_{i-1}}{B_i} x_{i-1} \quad i = 2, \dots, N \quad (44)$$

از سوی دیگر، بخار با دو مکانیزم در مرحله 2 تا N تولید شده است: جوشیدن و تبخیر ناگهانی. دبی بخار تشکیل شده در جعبه‌ی فلش از



شکل 5- آب شیرین کن تراکم بخار گرمایی شش مرحله ای [12]

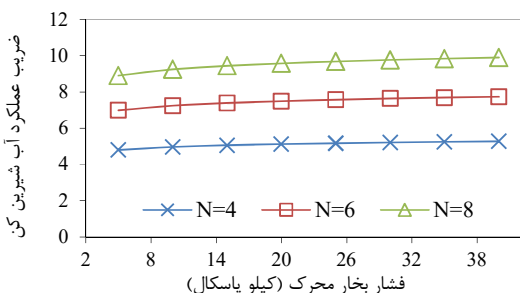
معادله (45) محاسبه می‌شود [14]:

چرخه‌های مورد نظر از یک واحد توربین گازی تشکیل شده‌اند که گرمای گاز خروجی از توربین، جهت تولید بخار اشباع در یک بویلر بازیاب بازیافت شده است. سپس از بخار تولید شده جهت تولید آب شیرین در یک آب شیرین کن تبخیر چند مرحله‌ای تراکم بخار گرمایی بهره‌بردار می‌شود. در مدل‌های STIC و STIBC به ترتیب قسمتی از بخار تولیدی درون محفظه احتراق و قبل از محفظه احتراق تزریق می‌شود. هدف از انجام این پژوهش، مطالعه تاثیر پارامترهای عملکردی مختلف چرخه تولید توان و آب شیرین کن بر تولید محصولات است.

۴-۱- بررسی اثر فشار بخار محرک بر ضریب عملکرد آب-

شیرین‌کن

شکل ۶ تغییرات ضریب عملکرد آب شیرین کن بر حسب فشار بخار محرک در سیستم تولید همزمان چرخه توربین گاز ساده با آب شیرین-کن METVC را نشان می‌دهد. از آنجائیکه تغییرات ضریب عملکرد وابستگی به چرخه بالادست و وجود یا عدم وجود تزریق بخار به محفظه احتراق چرخه توربین گازی ندارد بنابراین تغییرات ضریب عملکرد آب شیرین کن با فشار بخار محرک برای دو چرخه دیگر تحت مطالعه نیز کاملاً مشابه همین شکل می‌باشد که از تکرار آنها خودداری می‌گردد. مشاهده می‌شود که با افزایش فشار بخار محرک به دلیل افزایش دما، دبی آب شور ورودی به آب شیرین کن افزایش یافته که منجر به افزایش میزان آب شیرین تولیدی می‌شود که نهایتاً ضریب عملکرد آب شیرین کن افزایش پیدا می‌کند. با افزایش تعداد مراحل آب شیرین کن به دلیل افزایش سطح گرمایی چگالندهها، مقدار ضریب عملکرد افزایش پیدا می‌کند.



شکل ۶- اثر تغییرات فشار بخار محرک بر ضریب عملکرد آب شیرین کن در سیستم تولید همزمان چرخه توربین گاز ساده با آب شیرین کن METVC

۴-۲- بررسی اثر تغییرات نسبت فشار کمپرسور بر توان

خالص خروجی

در سیستم تولید همزمان چرخه توربین گاز ساده با آب شیرین کن METVC توان خالص خروجی ثابت در نظر گرفته شده است. شکل ۷ و شکل ۸ تغییرات توان خالص خروجی بر حسب نسبت فشار کمپرسور در مدل سیستم تولید همزمان چرخه نیروگاه گازی STIC و STIBC با آب شیرین کن METVC برای دو درصد تزریق بخار ۰/۱ و ۰/۱۵ و دو دمای ورودی به توربین ۱۱۰۰°C و ۱۲۰۰°C را نشان می‌دهد.

برای سیستم‌های تولید همزمان توان و آب شیرین که در اینجا مورد بحث قرار گرفته است، بازده آگزرژی از رابطه (۵۹) محاسبه می‌شود [۱۳]:

$$\eta_{ex} = \frac{E_p}{E_F} = \frac{W_{net} + M_d e_d + M_b e_b - M_{cw} e_{cw} + M_f e_f}{\dot{m}_f e_{fuel}} \quad (59)$$

۴- بحث و نتایج

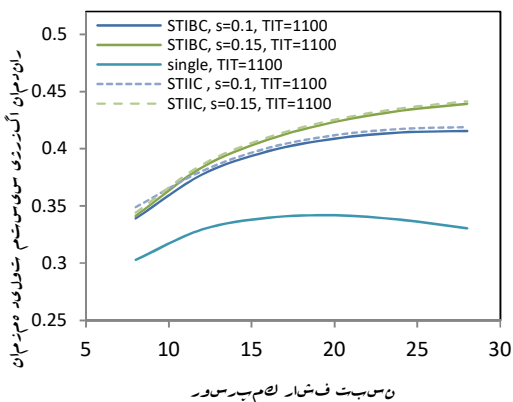
در ابتدا با ثابت نگه داشتن پارامترهای طراحی نظیر نسبت فشار کمپرسور (۱۰)، دمای محصولات احتراق (۱۱۰۰C)، فشار بخار محرک یا همان بخار خروجی از بویلر بازیاب و ورودی به آب شیرین کن (۱۵۰۰Kpa)، عملکرد این سه مدل بررسی شده است و نتایج برای هر سه مدل در جدول ۱ آورده شده است. سپس هر یک از پارامترهای طراحی مستقلاً تغییر داده شده و پارامترهای وابسته شامل راندمان آگزرژی، توان خروجی و نرخ بازگشت ناپذیری‌ها (نرخ تخریب آگزرژی) و تولید آب شیرین محاسبه گردیده است.

جدول ۱- نتایج مربوط به سه سیستم تولید همزمان (چرخه نیروگاه

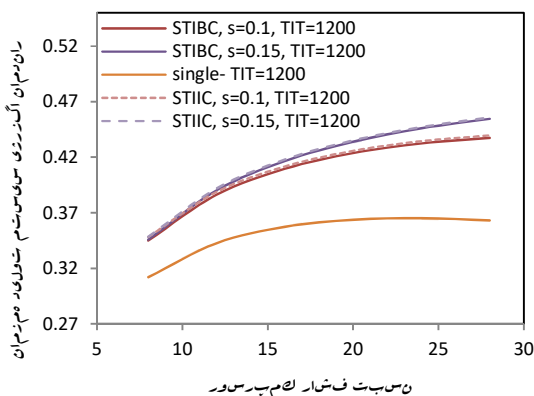
گازی با آب شیرین کن گرمایی) با فرض بودن پارامترهای طراحی

پارامتر	سیستم تولید همزمان بخار به داخل محفظه احتراق (STIC)	سیستم تولید همزمان بخار به داخل محفظه احتراق (TSIBC)	سیستم تولید همزمان بخار به داخل محفظه احتراق (STIC)
ضریب عملکرد آب شیرین کن	۷/۳۹۲	۷/۳۹۲	۷/۳۹۲
دبی آب شیرین تولیدی (کیلوگرم بر ثانیه)	۱۷۱	۸۲/۳۷۸	۸۲/۴۹۷
راندمان آگزرژی کل	۰/۳۲۳	۰/۳۶۵	۰/۳۶۱
راندمان آگزرژی آب شیرین کن	۰/۰۳۰۶	۰/۰۳۰۷	۰/۰۴۰۴
توان خالص خروجی (مگاوات)	۴۰	۴۸/۸۴	۴۷/۶۷
تخریب آگزرژی کل (مگاوات)	۸۲	۸۰/۲۲۲	۸۱/۲۶۷

جدول ۱ نشان می‌دهد که راندمان آگزرژی کلد مدل‌های همراه با تزریق بخار نسبت به مدل بدون تزریق بخار ۰/۴٪ افزایش یافته است و نرخ تخریب آگزرژی کاهش یافته است. راندمان آگزرژی آب شیرین کن در مدلی که تزریق بخار قبل از محفظه احتراق صورت گرفته است ۰/۱٪ نسبت به دو مدل دیگر افزایش یافته است. توان خالص خروجی نیز با تزریق بخار تقریباً ۸ مگاوات افزایش پیدا کرده است. با توجه به این جدول ضریب عملکرد آب شیرین کن برای هر سه مدل یکسان است. در مدل‌های همراه با تزریق بخار، به دلیل اینکه مقداری از بخار تولیدی توسط بویلر بازیاب، به چرخه توربین گاز تزریق می‌شود، دبی آب شیرین تولیدی نسبت به مدل بدون تزریق بخار کمتر است.



شکل ۹- اثر تغییرات نسبت فشار کمپرسور بر راندمان گذرزی در سه سیستم تولید همزمان چرخه توربین گاز ساده با $TIT=1100^{\circ}C$ با آب شیرین کن METVC



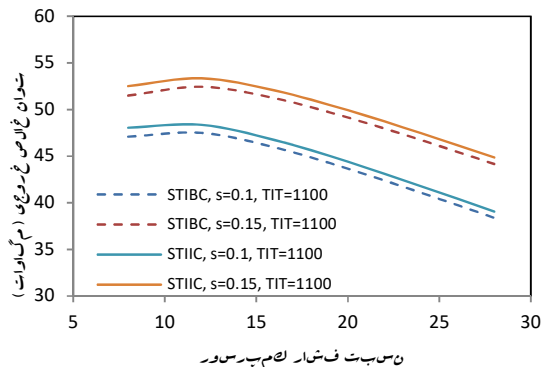
شکل ۱۰- اثر تغییرات نسبت فشار کمپرسور بر راندمان گذرزی در سه سیستم تولید همزمان چرخه توربین گاز ساده با $TIT=1200^{\circ}C$ با آب شیرین کن METVC

در مدل سیستم تولید همزمان در چرخه نیروگاه گازی STIIC و STIBC با آب شیرین کن METVC، افزایش نسبت فشار کمپرسور، دمای ورودی محفظه احتراق را زیاد می‌کند و در نتیجه مصرف سوخت کاهش یافته و راندمان گذرزی سیستم تولید همزمان افزایش می‌یابد که با افزایش درصد تزریق بخار به دلیل افزایش دبی جرمی گذرنده از توربین، در مجموع توان خالص خروجی افزایش می‌یابد که منجر به افزایش راندمان گذرزی سیستم تولید همزمان می‌شود. همچنین افزایش نرخ تزریق بخار در هر دو چرخه مورد مطالعه باعث افزایش راندمان گذرزی به سبب افزایش دبی جریان گذرنده از توربین می‌گردد.

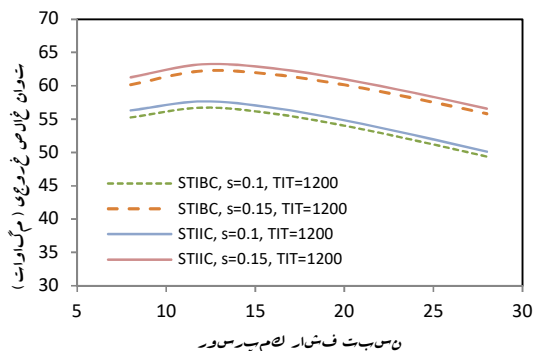
۴-۴- بررسی اثر تغییرات نسبت فشار کمپرسور بر نرخ تولید آب شیرین

شکل ۱۱ و شکل ۱۲ نرخ تولید آب شیرین بر حسب نسبت فشار کمپرسور را در سه سیستم تولید همزمان چرخه توربین گاز با آب شیرین کن METVC در $TIT=1100^{\circ}C$ و $TIT=1100^{\circ}C$ نشان می‌دهد. در چرخه ساده، با افزایش نسبت فشار کمپرسور، نرخ تولید آب شیرین ابتدا کاهشی و سپس افزایشی است که این مساله وابستگی

با افزایش نسبت فشار کمپرسور تولید توان خالص چرخه در ابتدا اندکی افزایش و سپس کاهش خواهد یافت که در مرجع ۱۹ بدان اشاره شده است [۱۹]. با افزایش درصد تزریق بخار به دلیل افزایش دبی جرمی گذرنده از توربین، توان خالص خروجی افزایش می‌یابد. همچنین مشاهده می‌گردد که میزان تولید توان در چرخه STIIC در مقایسه با STIBC در یک نسبت فشار و درصد تزریق بخار مشخص بیشتر است.



شکل ۷- اثر نسبت فشار کمپرسور بر توان خالص خروجی در مدل سیستم تولید همزمان چرخه نیروگاه گازی STIBC و STIIC با آب شیرین کن METVC در $TIT=1100^{\circ}C$



شکل ۸- اثر نسبت فشار کمپرسور بر توان خالص خروجی در مدل سیستم تولید همزمان چرخه نیروگاه گازی STIBC و STIIC با آب شیرین کن METVC در $TIT=1200^{\circ}C$

۴-۳- بررسی اثر نسبت فشار کمپرسور بر راندمان گذرزی سیستم‌های تولید همزمان

شکل ۹ و شکل ۱۰ تغییرات راندمان گذرزی سه سیستم تولید همزمان مورد مطالعه را به ترتیب به ازای دمای ورودی به توربین معادل ۱۱۰۰ و ۱۲۰۰ درجه سانتیگراد بر حسب تغییرات نسبت فشار کمپرسور نشان می‌دهد.

در چرخه توربین گازی ساده، با توجه به اینکه توان خالص خروجی در این مدل ثابت در نظر گرفته شده، با افزایش نسبت فشار کمپرسور به دلیل افزایش دبی آب شیرین تولیدی مطابق فرمول ۵۹، راندمان گذرزی سیستم تولید همزمان افزایش می‌یابد. با افزایش دمای ورودی توربین به دلیل افزایش دبی بخار محرک، دبی آب شیرین تولیدی افزایش و در نتیجه راندمان گذرزی سیستم تولید همزمان افزایش می‌یابد.

راندمان آگزرنژی چرخه تولید همزمان، توان خالص خروجی و تخریب آگزرنژی مورد توجه قرار گرفت و نتایج کلی زیر بدست آمد

- با تزریق ۱۰ درصد بخار در مدل‌های تزریق بخار به داخل محفظه احتراق و تزریق بخار قبل از محفظه احتراق توان خروجی به ترتیب ۱۷/۶۶٪ و ۱۶/۱٪ نسبت به مدل بدون تزریق بخار افزایش می‌یابد ولی نرخ تولید آب شیرین در هر دو مدل نسبت به حالت بدون تزریق بخار ۵۲٪ کاهش پیدا می‌کند. در نتیجه تزریق بخار اثر زیادی روی تولید آب و توان خروجی دارد و می‌تواند پارامتر کلیدی در طراحی محسوب گردد.

- در مدل‌های تزریق بخار به داخل محفظه احتراق و تزریق بخار قبل از محفظه احتراق، افزایش نسبت فشار و نرخ تزریق بخار، توان تولیدی و راندمان آگزرنژی را افزایش و نرخ تولید آب شیرین را کاهش می‌دهد. همچنین با افزایش دمای ورودی به توربین، توان تولیدی، راندمان آگزرنژی و نرخ تولید آب شیرین افزایش می‌یابد.

- در چرخه‌های تزریق بخار، نرخ تخریب آگزرنژی نسبت به حالت بدون تزریق بخار کاهش می‌یابد.

- فشار بخار خروجی از مبادله کن بازیاب و تعداد مراحل آب شیرین کن تاثیر قابل توجهی بر مقدار آب شیرین تولیدی و ضریب عملکرد آب شیرین کن خواهند داشت.

- در مدل تزریق بخار داخل محفظه احتراق نسبت به مدل تزریق بخار قبل از محفظه احتراق تخریب آگزرنژی یک مگاوات کمتر، توان خالص خروجی ۰/۹۱ مگاوات بیشتر، راندمان آگزرنژی کل تقریباً یکسانو نرخ تولید آب شیرین ۰/۱۲ کیلوگرم بر ثانیه کمتر و راندمان آگزرنژی آب شیرین کن یک درصد کمتر است.

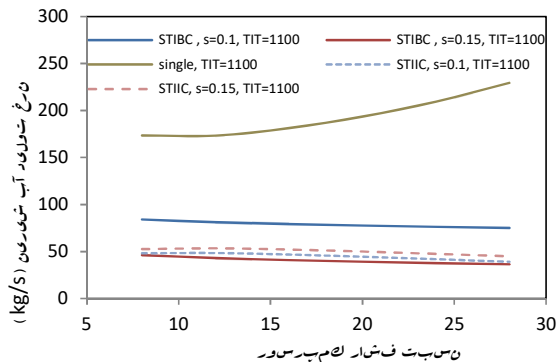
۶- نمادها

هو	A
نسبت جرمی هوا به سوخت	AF
دبی جرم عبوری (پساب) (kg/s)	B
کمپرسور هوا	C
محفظه احتراق	CC
نسبت تراکم	Cr
گرمای ویژه (kJ/kg.K)	Cp
دبی آب شیرین تولیدی (kg/s)	D
آگزرنژی (kW/kg)	ex
نسبت انبساط	Er
نرخ جرمی تغذیه هر مرحله (kg/s)	F
کمپرسور سوخت	FC
ژنراتور	G
آنتالپی ویژه (kW/kg)	h
مولد بخار بازیاب گرما	HRSG
نمای آیزنتروپیک	K
گرمای نهان تبخیر (kJ/kg)	L
ارزش گرمایی پایین سوخت (j/kg)	LHV
دبی جرمی (kg/s)	m
دبی جرمی (kg/s)	M
تعداد مراحل	N
فشار (kPa)، پمپ	P

مستقیم به تولید توان سیکل دارد و روند آن کاملاً مشابه روند تولید توان در شکل‌های ۷ و ۸ می‌باشد.



شکل ۱۱- اثر تغییرات نسبت فشار کمپرسور بر تولید آب شیرین در سه سیستم تولید همزمان چرخه توربین گاز با آب شیرین کن METVC و TIT=1100 °C



شکل ۱۲- اثر تغییرات نسبت فشار کمپرسور بر تولید آب شیرین در سه سیستم تولید همزمان چرخه توربین گاز با آب شیرین کن METVC و TIT=1200 °C

در مدل سیستم تولید همزمان چرخه نیروگاه گازی STIC و STIBC با آب شیرین کن METVC، برای یک مقدار مشخص نسبت فشار کمپرسور و با ثابت بودن دمای محصولات احتراق، با افزایش درصد تزریق بخار به دلیل اینکه دبی بخار محرک کمتری از بویلر بازیاب به سمت آب شیرین کن می‌رود، نرخ تولید آب شیرین کاهش می‌یابد.

۵- نتیجه گیری

در مقاله حاضر تاثیر پارامترهای عملکردی سه چرخه تولید همزمان توان و آب شیرین، چرخه توربین گاز ساده (بدون تزریق بخار)، چرخه با تزریق بخار به داخل محفظه احتراق (STIC) و با تزریق بخار قبل از محفظه احتراق (STIBC) بررسی شد و اثر پارامترهایی نظیر نسبت تراکم اژکتور، نسبت فشار کمپرسور و فشار بخار محرک در سه مدل مختلف مورد مطالعه قرار گرفت. برای مقایسه رفتار سه چرخه، شاخصه‌هایی نظیر ضریب عملکرد آب شیرین کن، مقدار آب شیرین تولیدی،

آب دریا	sw
ورودی و خروجی کمپرسور	1,2
ورودی و خروجی توربین	3,4
کلی	tot
گرمايي	th
حالت بخار مرحله	V
آب خالص	W

۷-مراجع

[1] Johansen J., Babus’Haq R. F., Probert S. D., an Integrated CHPand Desalination Plant, *Applied Energy*, Vol. 53, pp. I57-178, 1996.

[2] Darwish M.A., Desalting fuel energy cost in Kuwait in view of \$75/barreloil price, *Desalination*, Vol. 208, pp. 306-320, 2007.

[3] Bolland O., Stadaas J.F., Comparative anevaluation of combined cycleand gas turbine system with water injection, steam injection and recuperation, *Journal of Engineering for gas turbine and power*, Vol. 117, pp.138-145, 1995.

[4] Kopac M., Zember B., Exergy analysis of the steam-injected gas turbine, *International Journal of Exergy*, Vol.1, pp. 363-374, 2004.

[5] Behbahaninia A., Farshad A., Shams A., Amidpour M., Exergy andthermoeconomic optimization of gas turbine cycle with steam injection in the combustion chamber, *Iranian Journal of Mechanical Engineering*, Vol. 1, pp.23-39, 2009.(In Persian)

[6] Nishada K., Takagi T., Kinoshita S., Regenerative steam-injection gas turbine systems, *Applied energy*, Vol.81, pp. 231-246, 2005

[7] Wang Y., Lior N., Performance analysis of combined humidified gas turbine power generation and multi-effect thermal vapor compression desalination systems Part 1: The desalination unit and its combinationwith a steam-injected gas turbine power system, *Desalination*, Vol. 196, pp. 84-104, 2006.

[8] Janghorban Esfahani I., Chang Kyoo Y., Feasibility study and performance assessment for the integrationof a steam-injected gas turbine and thermal desalination system, *Desalination*, Vol. 332, pp. 18-32, 2014

[9] Alizadeh Arani A. M., Zamani V., Behbahaninia A., Economic analysis of a combined power and desalination plant considering availability changes due to degradation, *Desalination*, Vol. 414, pp. 1-9, 2017

[10] Ahmadi R., Pourfatemi S. M., Ghaffari S., Exergoeconomic optimization of hybrid system of GT, SOFC and MED implementing genetic algorithm, *Desalination* 411 (2017) 76-88

[11] Bejan A., Tstsaronis G., Moran M., *Thermal Design and Optimization*, John Wiley & Sons, New York, 1996.

[12] Shakib S.E., Amidpour M., Aghanajafi C., Simulation and optimization of multi effect desalination coupled to a gas turbine plant with HRSG consideration, Elsevier. *Desalination*, Vol. 285, pp. 366-376, 2012.

[13] Shakib S.E., Hosseini S.R., Amidpour M., Aghanajafi C., Multi-objective optimization of a cogeneration plant for supplying given amount ofpower and fresh water, *Desalination*, Vol. 286,pp. 225-234, 2012.

[14] Shakib S.E., Amidpour M., Aghanajafi C., A new approach for process optimization of a METVC desalination system, *Desalination and Water Treatment*, Vol.37, pp. 1-13, 2012.

[15] Power R., *Steam Jet Ejector for the Process Industries*, McGraw Hill, New York, 1994.

[16] Kahraman N., Cengel Y.A., Exergy analysis of a MSF distillation plant, *Energy Conversionand Management*, Vol. 46, pp. 2625-2636, 2005.

ضریب عملکرد	PR
نسبت فشار	R
نسبت ورودی	Ra
ثابت جهانی گاز (j/mol.K)	Ru
آنتروپی (kJ/kg.K)	S
دما (C)	T
بیشترین دمای آب شور (C)	TBT
آب شیرین کن	TDU
دمای ورودی توربین (C)	TIT
دبی جرمی بخار تزریقی (kg/s)	W
شوری (ppm)	X

علائم یونانی

راندمان	η
نسبت سوخت به هوا	λ
رطوبت نسبی	φ
نسبت رطوبت	ω

بالانویس

شیمیایی	CH
جنبشی	KE
پتانسیل	PE
فیزیکی	PH

زیر نویس

نقطه تقرب	ap
پساب	B
کمپرسور، چگالنده	C
آب خنک کن	Cw
نمای آیزنتروپیک	c.v
آب شیرین	D
تبخیرکننده	E
اکونومایزر	eco
اکونومایزر	ec
بخار ورودی، تبخیرکننده	ev
تبخیرکننده	eva
اگزورژی	ex
آب تغذیه، سیال، سوخت	f
سوخت	Fuel
گاز داغ	g
تعداد مراحل، اجزا	I
آیزنتروپیک کمپرسور	Ic
آیزنتروپیک توربین	It
بخار محرک	m
تعداد مراحل آب شیرین کن	N
خالص	net
خروجی	O
خروجی	out
محصولات	P
نقطه پینچ	PP
بخار گرمایشی، نمک، آیزنتروپیک	S
حالت اشباع	sat
فراگرمکن	sh
فراگرمکن	sup