



بررسی اثر انجام بازتوانی کامل بر ارتقاء خصوصیات فنی - اقتصادی یک نیروگاه بخار

سید مصطفی حسینعلی پور^{۱*}، عبدالله مهرپناهی^۲، کامران مبینی^۳

۱- دانشیار، دانشکده مهندسی مکانیک، دانشگاه علم و صنعت ایران

۲- کارشناس ارشد مهندسی مکانیک، دانشگاه تربیت دبیر شهید رجایی

۳- استادیار، دانشکده مهندسی مکانیک، دانشگاه تربیت دبیر شهید رجایی

*تهران، صندوق پستی ۱۶۳-۱۶۷۶۵ alipour@iust.ac.ir

چکیده- بازتوانی به اضافه کردن واحد(های) توربین گاز به سیکل بخار و استفاده از حرارت گازهای خروجی آنها به منظور بالا بردن راندمان سیکل ایجاد شده، گفته می‌شود. روشهای بازتوانی به دو دسته کلی تقسیم می‌شوند. متداول‌ترین روش بازتوانی، بازتوانی کامل است و جهت بازسازی نیروگاههایی که تقریباً در انتهای عمر مفید کاریشان هستند به کار می‌رود. در چنین حالتی مقادیر هزینه‌های سرمایه‌گذاری اولیه نسبت به حالت احداث سیکل ترکیبی با خصوصیات مشابه به شکل مطلوبی کاهش خواهد یافت. توابع هدف، تابعهای قیمت واحد برق تولیدی نیروگاه و راندمان اگزرژی واحد می‌باشند. این توابع براساس متغیرهای مستقل مهم موجود در بویلر بازتاب حرارت، توربین‌های بخار و توربین گاز و با توجه به تغییرات دبی سوخت تزریق به داکت برنر مورد بررسی قرار می‌گیرد. در نهایت با توجه به توابع هدف معرفی شده سعی در بدست آوردن بهینه‌ترین خصوصیات فنی - اقتصادی سیکل بازتوانی نیروگاه بعثت توسط روش بهینه‌سازی الگوریتم ژنتیک در دو سناریوی بهینه‌سازی یک‌هدفه و دوهدفه خواهد شد.
کلیدواژگان: بازتوانی کامل، نیروگاه بخار، توربین گاز، بویلر بازتاب حرارت، سیکل ترکیبی.

Investigation of Full Repowering Effects on Techno-Economic properties of a Steam Power Plant

S. M. Hosseinalipour^{1*}, A. Mehrpanahi², K. Mobini³

1- Assoc. Prof. of Mechanical Eng, IUST

2- M. SC. Mechanical Eng., Shahid Rajae Teacher Training University

3- Assis. Prof. of Mechanical Eng, Shahid Rajae Teacher Training University

*P.O.B. 16765-163, Tehran, Iran. alipour@iust.ac.ir

Abstract- Repowering means addition of gas turbine unit(s) to a steam power plant in order to make use of the exhaust gas heat and to increase efficiency of the new combined cycle. There are two groups of repowering methods: partial repowering and full repowering. Full repowering is more common and is used in power plants with nearly ended useful lifetime. In this case the capital investment is considerably reduced compared with the case of making a similar combined cycle. Objective functions are per kWh electricity cost and exergy efficiency. These functions are based on important independent variables of heat recovery boiler, steam turbines, gas turbine. Finally, considering the introduced objective functions, it is tried to achieve the most optimized techno-economic characteristics for Be'sat power plant repowering cycle, using genetic algorithm optimization method with two scenarios of single and multi objective.

Keywords: Full Repowering- steam Power Plant- gas Turbine- heat Recovery Boiler- combined Cycle.

۱- مقدمه

در انجام بازتوانی کامل شیوه‌های گوناگونی قابل اجرا خواهد بود که با توجه سناریوی مد نظر در حذف گرمکن‌های آب تغذیه سیکل بخار شامل:

۱. حذف گرمکن‌های آب تغذیه فشار پایین

۲. حذف گرمکن‌های آب تغذیه فشار بالا و فشار پایین

۳. عدم حذف گرمکن‌های آب تغذیه

می‌باشد. بعلاوه روشهای بازتوانی کامل از جهت نوع بویلر بازیاب مورد استفاده در انجام بازتوانی نیز با هم متفاوت خواهند بود [۹].

یکی از نیروگاههای بخار کشور که دارای عمر بالایی است نیروگاه بعثت است. عمر بالای نیروگاه سبب کاهش حدوداً ۴/۵ درصدی راندمان سیکل موجود نسبت به زمان بهره‌برداری از آن شده است [۱۴]. مدل‌سازی انجام شده برای سیکل نیروگاه بخار باتوجه به مدارک فنی ارائه شده توسط شرکت جنرال الکتریک (سازنده نیروگاه) انجام شده است. در این تحقیق پس از انجام مدل‌سازی توربین‌های بخار بوسیله کد نوشته شده خصوصیات آنها در سناریوهای مورد نظر در انجام باتوانی کامل مورد توجه قرار گرفته و سپس با در نظر گرفتن عمر نسبتاً بالای واحد مورد بررسی، گرمکن‌های آب تغذیه از سیکل جدید حذف شده‌اند. قابلیت چنین طرحی ایجاد انعطاف‌پذیری بالاتر نسبت به حالت حفظ گرمکن‌های موجود است. در مرحله بعد با مدل‌سازی یک بویلر بازیاب و سیکل توربین گاز متناسب با شرایط توربین‌های بخار، سیکل ترکیبی جدید طراحی شده است. بویلر مورد استفاده در انجام بازتوانی با بویلرهای بازیاب تولیدی توسط شرکت مپنا منطبق شده است تا اعداد بدست آمده با مقادیر واقعی تناسب بهتری داشته باشد از جمله مزیت‌های دیگر استفاده از این نوع بویلر درصد دسترسی^۶ بیشتر و نیز استفاده بهتر از گازهای داغ خروجی از توربین گاز خواهد بود. در نهایت خصوصیات سیکل بازتوانی توسط دو تابع هدف راندمان اگزرژی و هزینه مورد بررسی قرار گرفته و مقدار بهینه آنها در دو حالت یک‌هدفه و دوهدفه توسط الگوریتم ژنتیک^۷ تعیین شده است. در بحثهای

بازتوانی شامل استفاده از گازهای خروجی از مجموعه توربین‌های (های) گاز جهت ارتقاء عملکرد نیروگاه بخار است [۱]. روشهای بازتوانی نیروگاههای بخار با سوخت غیرجامد که توسط توربین‌های گاز انجام می‌شود در دو دسته کلی جای می‌گیرند: بازتوانی کامل^۱ و بازتوانی جزئی^۲.

کاربرد روشهای بازتوانی جزئی برای ارتقاء عملکردی واحدهای بخار جدیدتر مدرنتر و بزرگتر است [۲-۴]. این روشها شامل:

۱. روش گرمایش آب تغذیه^۳

۲. روش جعبه هوای داغ^۴

۳. روش بویلر کمکی^۵

می‌باشد. متداول‌ترین روش بازتوانی، روش بازتوانی کامل است [۱، ۵-۷]. این روش به جایگزینی بویلر موجود بوسیله مجموعه بویلر بازیاب حرارت و توربین‌های (های) گاز گفته می‌شود. کاربرد روش بازتوانی کامل برای واحدهای با عمر حداقل ۲۵ سال است [۲، ۵، ۶، ۸، ۹]. استفاده از توربین‌های گاز جهت بالا بردن توان نیروگاههای بخار برای اولین بار در سال ۱۹۴۹ مطرح شد و اولین تجربه بازیاب حرارت بوسیله انجام بازتوانی کامل به سال ۱۹۶۰ میلادی بر می‌گردد [۱]. با توجه به خصوصیات ناوگان بخار کشور و عمر بالای واحدهای آن، یکی از روشهای بسیار کارآمد جهت ارتقاء توان و راندمان سیکل‌های کشور روش بازتوانی کامل است. مطابق تخمین‌های صورت گرفته برای ظرفیت قابل بازتوانی نیروگاههای کشور، روش بازتوانی کامل بالاترین ظرفیت قابل افزایش را در میان روشهای مختلف بازتوانی دارا می‌باشد [۱۰]. علیرغم این مطلب روشهای بازتوانی کامل بر خلاف روشهای بازتوانی جزئی از جمله روشهای گرمایش آب تغذیه و جعبه هوای داغ کمتر مورد توجه محققان داخلی بوده است [۴، ۸، ۱۱-۱۳].

1. Full Repowering
2. Partial Repowering
3. Feed Water Heating Repowering
4. Hot WindBox Repowering
5. Supplemental Boiler Repowering

6. Availability

7. Genetic Algorithm

افزایش دبی بخارات ورودی از سمت توربین‌های فشار پایین تغییر خواهد کرد که این شرایط اگر در حالت غیرقابل کنترل^۲ در نظر گرفته شود توسط قانون استودلا^۳ قابل دستیابی خواهد بود [۱۷]. برای جلوگیری از افت توان سیکل جدید فرض بر این است که با انجام تمهیدات لازم از جمله مقدار مبرد و پمپ‌های گردش آب بیشتر، فشار کندانسور برابر با حالت طراحی و ثابت فرض می‌شود. این حالت نیازمند اضافه شدن سطوح انتقال حرارت در این بخش خواهد بود.

۴. بویلر بازیاب مورد استفاده متناسب با بویلرهای ساخت داخل یک بویلر بازیاب دو فشاره دارای دو خروجی فشار بالا و فشار پایین و یک بخش پیش گرمایش است [۱۸]. در انتخاب بویلر بازیاب مناسب موارد زیر در نظر گرفته شده است:

الف: با وجود هزینه سرمایه گذاری کمتر سیکل تک فشاره، این حالت در صورتی اقتصادی خواهد بود که هزینه سوخت مصرفی پایین وساعت‌های کارکرد نیروگاه پایین باشد (اولویت استفاده از این حالت برای بارهای پیک است).

ب: سیکل‌های دوفشاره بازیابی حرارت بهتری از گازهای خروجی را ایجاد خواهند نمود و برای کارکرد سیکل در حالت معمول و بار نامی گزینه‌های بهتری خواهند بود.

۵. بخار در دو قسمت به سیکل بخار تزریق می‌شود. یک خط تزریق فشار بالا که به خط اصلی بخار و یک خط تزریق فشار متوسط که به ابتدای بخش فشار متوسط تزریق صورت خواهد گرفت. میزان بهینه مقدار بخارات در بخش بهینه‌سازی مورد بررسی قرار گرفته است.

۶. نیروگاه‌های سیکل ترکیبی احداث شده در ایران عمدتاً جهت کنترل بهتر توان حرارتی خروجی، ثابت نگهداشتن تولید بخار با کاهش بار توربین گاز و یا حتی خاموش شدن آن، جبران اثر تغییرات محیطی و ... از احتراق اضافی در بویلر بازیاب استفاده می‌کنند [۱۹]. بنابراین این سناریو نیز در بررسی عملکرد بهینه واحد در چند حالت با توجه به دبی سوخت ورودی و بخارات ورودی به خط اصلی مورد بررسی قرار گرفته است.

انجام شده از ۱۰ متغیر مستقل در الگوریتم ژنتیک برای بهینه‌سازی تک هدفه و ۹ متغیر مستقل برای بهینه‌سازی دوهدفه سیکل حاصل استفاده می‌شود. متغیر مستقل دبی جرمی سوخت ورودی به داکت برنر نیز در کنار این متغیرها جهت مقایسه میان حالت‌های بهینه در شرایط حاصل از تغییرات این پارامترها در نظر گرفته می‌شود. مدل‌سازی و بهینه‌سازی تک هدفه سیکل موجود و سیکل بازتوانی توسط نرم‌افزار EES و بهینه‌سازی دوهدفه توسط نرم‌افزار MATLAB انجام شده است.

۲- چگونگی انجام عملیات بازتوانی

در مدل‌سازی و انجام برنامه‌نویسی سیکل‌های بازتوانی و سیکل موجود موارد زیر در نظر گرفته شده است:

۱. اندازه بویلر بازیاب و توربین گاز استفاده شده با توجه به بیشترین بخار قابل تزریق به اولین توربین بخار فشار بالا و در شرایط ترمودینامیکی اولیه آن تعیین می‌شود [۶].

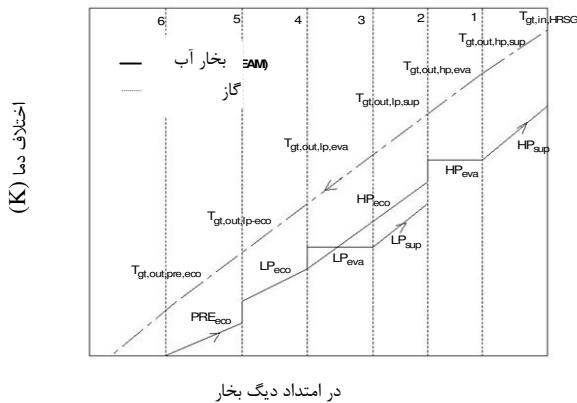
۲. علاوه بر مورد بالا محدودیت کندانسور در پذیرش مقادیر بخار تزریقی از سیکل موجود نیز باید در نظر گرفته شود که این مقدار می‌تواند تا ۴۵٪ مقدار بخار سیکل اولیه افزایش داشته باشد [۱۵]. در این جا با در نظر گرفتن حالت پس رونده بخارات زیرکشی‌های توربین‌های فشار پایین معیار میزان پذیرش بخارات اضافی توسط کندانسور تقریباً برابر با میزان بخار اضافی وارد شده به سیکل در اثر قطع زیرکشی‌های فشار بالا است. با توجه به نکات بیان شده، این مقدار تا ۱۱۸٪ مقدار بخار اولیه خواهد بود. در این جا فرض بر این است که ژنراتور و توربین‌های انتهایی خط فشار پایین توانایی پذیرش اضافه ظرفیت در حالت جدید را پیدا کرده‌اند.

۳. فشار کندانسور با توجه به دمای هوای محیط نیروگاه در برج‌های خنک کن تر و خشک با هم متفاوت خواهند بود. با توجه به اینکه نیروگاه موجود از نوع نیروگاه‌های با برج خنک‌کن‌تر است محدوده فشار کندانسور معمولاً بین ۰/۰۶۸ تا ۰/۱۳۶ بار^۱ قرار می‌گیرد [۱۶]. فشار استاتیکی کندانسور با

2. Uncontrol
3. Stodola Law

1. Bar

خصوصیات این بویلر با بویلرهای تولیدی شرکت مینا علاوه بر درام این دو بخش درام در بخش پیش گرمایش نیز در مدل سازی مورد توجه بوده است.



شکل ۱ مدل سازی بویلر بازیاب دو فشاره با پیش گرمکن

مدل سازی بویلر مشابه با طرح ارائه شده توسط کومار و همکاران انجام گرفته است که در آن نقاط پینچ و اپروچ متغیرهای مستقل معادلات است و کمیت های دمای گازهای خروجی از مقاطع مختلف بویلر بازیاب متغیرهای وابسته خواهند بود [۲۱].

معادلات بویلر بازیاب به شکل زیر است: ابتدا معادلات مربوط به نقاط پینچ و اپروچ بویلر به شکل زیر نوشته می شود:

$$T_{hp,gt,out,eva} = T_{steam,hp,eva} + \Delta T_{pinch,hp} \quad (4)$$

$$T_{lp,gt,out,eva} = T_{steam,lp,eva} + \Delta T_{pinch,lp} \quad (5)$$

$$T_{pre,gt,out,eva} = T_{steam,pre,eva} + \Delta T_{pinch,pre} \quad (6)$$

$$T_{hp,steam,out,eco} = T_{hp,steam,in,eva} + \Delta T_{app,hp} \quad (7)$$

$$T_{lp,steam,out,eco} = T_{lp,steam,in,eva} + \Delta T_{app,lp} \quad (8)$$

$$T_{pre,steam,out,eco} = T_{pre,steam,in,eva} + \Delta T_{app,pre} \quad (9)$$

۷. در انجام مدل سازی سیکل، با توجه به داده های سیکل های ترکیبی موجود و جهت انطباق بهتر با حالت های واقعی مقدار ۵ درصد افت فشار در مسیر بعد از بخار ساز^۱ در سطوح مختلف فشاری موجود بویلر در نظر گرفته شده است.

۳- مدل سازی سیکل

۳-۱- توربین بخار

در نیروگاه موجود سه رده توربین فشار بالا، فشار متوسط و فشار پایین وجود دارد. برای انجام مدل سازی این توربین ها فشار خروجی از آنها ثابت و راندمان آیزنتروپیک مطابق با رابطه زیر در اثر تغییرات دبی بخارات ورودی شاهد تغییرات است [۶]:

$$\begin{aligned} \frac{\eta_{ise,new}}{\eta_{ise,first}} = & -1.0176 \left(\frac{\dot{m}_{st,new}}{\dot{m}_{st,first}} \right)^4 \\ & + 2.4443 \left(\frac{\dot{m}_{st,new}}{\dot{m}_{st,first}} \right)^3 - 2.1812 \left(\frac{\dot{m}_{st,new}}{\dot{m}_{st,first}} \right)^2 \\ & + 1.053 \left(\frac{\dot{m}_{st,new}}{\dot{m}_{st,first}} \right) + 0.701 \end{aligned} \quad (1)$$

توان تولیدی این توربین ها برابر است با:

$$\dot{W}_{st} = \sum_{stages} \dot{m}_{st,in} (h_{st,in} - h_{st,out}) \quad (2)$$

راندمان آیزنتروپیک نیز از رابطه زیر قابل دستیابی است:

$$\eta_{ise,st} (h_{st,in} - h_{st,out,ise}) = (h_{st,in} - h_{st,out}) \quad (3)$$

متغیرهای مستقل این بخش شامل میزان دبی بخارات تزریقی از خط فشار بالای بویلر بازیاب خواهد بود.

۳-۲- بویلر بازیاب حرارت

این بویلر از نوع دو فشاره با دو خروجی بخار در دو سطح فشاری فشار بالا و فشار پایین است (شکل ۱). جهت هم خوانی

1. Evaporator

بخش اختلاف دمای نقاط پینچ و اپروچ در سه بخش فشار پایین، فشار بالا و پیش گرمکن خواهد بود.

۳-۳- توربین گاز

مجموعه توربین گاز به شکل سیکل برایتون ساده در نظر گرفته شده و مدل سازی آن انجام گرفته است:

$$P_i = P_i \quad (15)$$

$$r_{PT} = r_{PB} r_{PC} \quad (16)$$

$$T_r = T_i \left\{ 1 + \frac{1}{\eta_{Comp}} \left[(r_{PC})^{\frac{\gamma_a - 1}{\gamma_a}} - 1 \right] \right\} \quad (17)$$

$$T_i = T_r \left\{ 1 - \eta_{GT} \left[1 - (r_{PT})^{\frac{1 - \gamma_g}{\gamma_g}} \right] \right\} \quad (18)$$

$$AF = \frac{C_{p_g} (T_r - T_i) - C_{p_a} (T_r - T_i)}{\eta_{CC,gt} LHV - C_{p_g} (T_r - T_i)} \quad (19)$$

$$\dot{m}_a = \frac{\dot{W}_{gt}}{(1 + AF) C_{p_g} (T_r - T_i) - C_{p_g} (T_r - T_i)} \quad (20)$$

$$\dot{m}_f = AF \times \dot{m}_a \quad (21)$$

$$\dot{m}_{gt} = \dot{m}_f + \dot{m}_a \quad (22)$$

اکثر متغیرهای ثابت به شکل مشابه با [۲۱، ۲۲] و به صورت زیر در نظر گرفته شد:

مقدار ثابت گازهای حاصل از احتراق $0.2944 \text{ kJ/kg}^\circ\text{C}$ ، مقدار افت فشار ناشی از محفظه احتراق ۳ درصد، ارزش حرارتی پایین سوخت برابر با ارزش حرارتی گازمتان و برابر 5000 kJ/kg ، راندمان محفظه احتراق ۹۷ درصد، ظرفیت گرمایی ویژه گازهای حاصل از احتراق و نیز هوای احتراق مشابه بویلر بازیاب و از روابط

در مرحله بعد معادلات تعادل انرژی در بویلر جهت دستیابی به مشخصات گازهای گذرنده از بویلر به شکل زیر نوشته می شود:

در بخش فشار بالا درفاصله بین ورود گاز تا خط ۲ داریم:

$$\begin{aligned} & \dot{m}_{hp} (h_{out, hp, sup} - h_{out, hp, eco}) \\ & = \dot{m}_{gas, in, HRSG} (C_{p, gt, in, HRSG} \\ & (T_{gt, in, HRSG} - T_{gt, out, hp, eva}) (1 - hl) \end{aligned} \quad (10)$$

در فاصله بین خطوط ۲ و ۴ داریم:

$$\begin{aligned} & \dot{m}_{lp} (h_{out, lp, sup} - h_{out, lp, eco}) + \dot{m}_{hp} \\ & (h_{out, lp, eco} - h_{in, lp, eco}) = \dot{m}_{gas, in, HRSG} \\ & (C_{p, gt, lp, out, eva} (T_{gt, lp, out, eva} - T_{gt, lp, out, eva}) (1 - hl) \end{aligned} \quad (11)$$

در فاصله بین ۲ و ۳ داریم:

$$\begin{aligned} & \dot{m}_{lp} (h_{out, lp, sup} - h_{out, lp, eva}) = \\ & \dot{m}_{gas, in, HRSG} (C_{p, gt, lp, out, eva} \\ & (T_{gt, hp, out, eva} - T_{gt, lp, out, sup}) (1 - hl) \end{aligned} \quad (12)$$

در فاصله بین ۴ و ۵ داریم:

$$\begin{aligned} & (\dot{m}_{lp} + \dot{m}_{hp}) (h_{out, lp, eco} - h_{in, lp, eco}) \\ & = \dot{m}_{gas, in, HRSG} (C_{p, gt, lp, out, eva} \\ & (T_{gt, lp, out, eva} - T_{gt, lp, out, eco}) (1 - hl) \end{aligned} \quad (13)$$

اکنون در فاصله بخش پایانی (بین ۵ و ۶) که مشخص کننده دمای گازهای خروجی از بویلر بازیاب نیز خواهد بود داریم:

$$\begin{aligned} & (\dot{m}_{lp} + \dot{m}_{hp}) (h_{out, pre, eco} - h_{in, pre, eco}) \\ & = \dot{m}_{gas, in, HRSG} (C_{p, gt, lp, out, eco} \\ & (T_{gt, lp, out, eco} - T_{gt, pre, out, eco}) (1 - hl) \end{aligned} \quad (14)$$

ظرفیت گرمایی ویژه گازهای ورودی به هر بخش با توجه به تابع دمایی به کار گرفته شده تعیین شده است [۲۱]. مقدار تلفات حرارتی ۵٪ در نظر گرفته شد. متغیرهای مستقل این

[۲۱] استفاده شد. در این بخش متغیرهای مستقل شامل راندمان توربین و راندمان کمپرسور هستند.

جرمی جریان سوخت ورودی به بویلر موجود از ترکیب دورابطه زیر انجام گرفت:

$$\dot{Q}_{boiler} = \dot{m}_f \cdot LHV_f \quad (27)$$

$$\dot{Q}_{boiler} = \frac{\dot{m}_{fw, in} (h_{out, boiler} - h_{in, boiler})}{\% \eta_{boiler}} \quad (28)$$

از روابط فوق مقدار دبی سوخت تزریقی به ازای سوخت گاز طبیعی به بویلر موجود قابل دستیابی است. اکنون با توجه به رابطه زیر ضریبی به نام ضریب تلفات اگزرژی ویژه تعریف می‌شود که رابطه میان اگزرژی شیمیایی و ارزش حرارتی پایین سوخت می‌باشد [۲۵، ۲۶]:

$$\xi = \frac{ex_f}{LHV_f} \quad (29)$$

و نیز رابطه‌ای که بیانگر مقدار تجربی این ضریب برای سوخته‌های با فرمول کلی $C_x H_y$ می‌باشد [۲۷]:

$$\xi = 1.033 + 0.0169(y/x) - 0.0698/x \quad (30)$$

برای تعیین مقدار این ضریب گاز متان به عنوان گاز مورد استفاده در نظر گرفته شد. از مدل‌سازی مجموعه توربین گاز مقدار $\dot{m}_{f, gt}$ نیز که مقدار دبی سوخت تزریقی به مجموعه توربین گاز در سیکل جدید است بدست خواهد آمد. بنابراین به تابع هدفی برای اگزرژی دست خواهیم یافت که در ارتباط مستقیم تغییرات توان سیکل بازتوانی و نرخ سوخت ورودی به آن خواهد بود.

۴-۲- تابع نرخ واحد الکتریسیته تولیدی

برای تعیین نرخ واحد جریان الکتریسیته تولیدی در انجام بازتوانی سه فاکتور هزینه سرمایه گذاری اولیه، تعمیر و نگهداری و هزینه سوخت مصرفی دخالت دارند. بعد از تعیین تجهیزات لازم برای انجام بازتوانی هزینه سرمایه گذاری اولیه بوسیله روابط موجود محاسبه شده است [۲۸، ۲۹]. تجهیزات

۳-۴- داکت برنر

برای بدست آوردن دمای گازهای خروجی از داکت برنر از معادله انرژی بر روی حجم کنترل اطراف داکت برنر استفاده شده است [۲۳]:

$$\dot{m}_{gt} C_{p, g} T_i + \dot{m}_{f, DB} LHV = \dot{m}_{g, in, HRSG} (C_{p, gt, in, HRSG} T_{gt, in, HRSG} + (1 - \eta_{CC, DB}) \dot{m}_{f, DB} LHV) \quad (23)$$

مقدار سوخت تزریقی به داکت برنر به عنوان متغیر مستقل در نظر گرفته می‌شود. این مقدار به دلیل در نظر گرفتن شرایط لوله‌های سوپرهیتر کمتر از ۱ Kg/s در نظر گرفته می‌شود [۲۴].

۴- توابع هدف:

۴-۱- تابع راندمان اگزرژی سیکل

یکی از تابع هدف به کار گرفته شده در بهینه‌سازی سیکل موجود تابع راندمان اگزرژی خواهد بود. رابطه کلی در محاسبه راندمان اگزرژی عبارت است از:

$$\eta_{ex, cc} = \frac{\sum_{i=1}^n \dot{W}_i}{\sum_{i=1}^n \dot{E}_{f_i}} \quad (24)$$

در عبارت فوق:

$$\sum_{i=1}^n \dot{W}_i = \dot{W}_{gt} + \dot{W}_{st} \quad (25)$$

$$\sum_{i=1}^n \dot{E}_{f_i} = \dot{E}_{f, gt} = e_f \dot{m}_{f, gt} \quad (26)$$

مجموع $\sum_{i=1}^n \dot{W}_i$ توان تولیدی نیروگاه و مجموع $\sum_{i=1}^n \dot{E}_{f_i}$

اگزرژی سوخت ورودی به نیروگاه است. در مرحله بعد با توجه به عدم وجود اطلاعات در مورد میزان سوخت مصرفی نیروگاه برحسب سوخت گاز طبیعی محاسبات برای دستیابی به دبی

$$Z_c = \frac{TCI.CRF}{\dot{W}.H} [\$ / Kwh] \quad (37)$$

$$Z_c + Z_{OM} = \frac{(TCI)(CRF)\phi}{\dot{W}H} [\$ / Kwh] \quad (38)$$

$$TCI = \sum \alpha Z_{PEC} (1 + r_n)^n \quad (39)$$

ϕ فاکتور تعمیر و نگهداری بوده و مقدار آن با توجه به نوع نیروگاه مشخص می شود. در صورت نداشتن اطلاعات جامع میتوان از مقدار ۱/۰۶ استفاده کرد [۳۰]. مدت زمان کارکرد سالانه نیروگاه جدید با احتساب میزان دسترسی حدوداً ۹۱ درصدی برابر با ۸۰۰۰ ساعت در نظر گرفته شده است. همچنین نرخ بهره متوسط سالیانه و π با توجه به سنوات ارائه روابط هزینه ای جهت برآورد هزینه کنونی تجهیزات در نظر گرفته خواهد شد. مقدار α نیز با توجه به برابر با ۴/۱۶ خواهد بود [۲۸]. برای برآورد فاکتور برگشت سرمایه داریم:

$$CRF = \frac{i(i+1)^n}{(1+i)^n - 1} \quad (40)$$

مقدار ۰/۱۸۲ برای این کمیت معرفی می شود [۳۰]. اما در این جا محاسبات بر مبنای نرخ بهره ۱۲ درصد، عمر مفید ۳۰ ساله نیروگاه جدید استفاده شده است. برای برآورد هزینه سالانه سوخت نیز داریم:

$$M = C_f \dot{m}_f LHV_f t_s [\$ / annum] \quad (41)$$

و برای هزینه سوخت به ازای هر کیلووات ساعت داریم:

$$Z_f = \frac{C_f \dot{m}_f LHV_f}{\dot{W}H} t_s [\$ / Kwh] \quad (42)$$

از طرف دیگر برای نرخ حرارتی:

$$HR_{pp} = \frac{\dot{m}_f LHV_f}{\dot{W}} \times 3600 [kJ / kWh] \quad (43)$$

بنابراین:

$$Z_f = C_f HR_{pp} [\$ / kWh] \quad (44)$$

لازم عبارتند از توربین گاز، کمپرسور هوا، محفظه احتراق، بویلر بازتاب حرارت، داکت برنر. هزینه خرید توربین گاز:

$$Z_{gt} = \left(\frac{C_{\pi} \dot{m}_g}{C_{\pi} - \eta_{gt}} \right) \ln(r_{pr}) [1 + \exp(C_{\pi} T_{\pi} - C_{\pi})] \quad (31)$$

کمپرسور هوا:

$$Z_{AC} = \left(\frac{C_{\pi} \dot{m}_a}{C_{\pi} - \eta_{Comp}} \right) r_{PC} \ln(r_{PC}) \quad (32)$$

محفظه احتراق:

$$Z_{CC} = \left(\frac{C_{\pi} \dot{m}_a}{C_{\pi} - r_{PB}} \right) [1 + \exp(C_{\pi} T_{\pi} - C_{\pi})] \quad (33)$$

بویلر بازتاب حرارت:

$$Z_{HRSG} = C_{\pi} \left[\left(\frac{\dot{Q}_{pre,eco}}{\Delta T_{lm,pre,eco}} \right)^{0.8} + \left(\frac{\dot{Q}_{pre,eva}}{\Delta T_{lm,pre,eva}} \right)^{0.8} + \left(\frac{\dot{Q}_{lp,eva}}{\Delta T_{lm,lp,eva}} \right)^{0.8} + \dots \right] + C_{\pi} \dot{m}_{st} + C_{\pi} \dot{m}_{gt} \quad (34)$$

داکت برنر:

$$Z_{DB} = 74.97.463 (\dot{Q}_{DB})^{0.8833} \quad (35)$$

پس از انجام مراحل فوق به بررسی سایر هزینه های موثر در تعیین قیمت هر کیلووات ساعت برق تولیدی می پردازیم: این هزینه ها همانگونه که قبلاً عنوان شد شامل هزینه های تعمیر و نگهداری و هزینه سوخت مصرفی نیروگاه می باشد. هزینه های مربوط به تعمیر و نگهداری (اعم از ثابت و متغیر) در حالت کلی و با فرض کارکرد نیروگاه در شرایط بار نامی، را می توان به صورت رابطه ای بر حسب هزینه کل سرمایه گذاری اولیه نوشت [۸]:

$$Z_{OM} = (\phi - 1) Z_c [\$ / Kwh] \quad (36)$$

برق تمام شده از نیروگاه است. با توجه به قیمت واقعی برق که ۷۷۳ ریال تعیین شده است و انطباق این مقدار و تقسیم آن میان بخشهای مختلف تولید، انتقال و توزیع به شکل مشابه با صنایع نیروگاهی موجود در کشورهایی که دارای بازار آزاد انرژی هستند می‌توان به تقریبی از بهای مناسب برق جهت تعیین این قید دست یافت. چنانچه سهم بخش تولید برابر با ۷۵ درصد از کل هزینه برق تولید و سود متعارف سرمایه گذاری با توجه به نرخ بهره موجود حدوداً ۱۸ درصد تعیین شود و نیز ۱۰ درصد مالیات بر درآمد برای نیروگاه در نظر گرفته شود، هزینه مناسب جهت برق تولیدی در این بخش ۴۶۵ ریال خواهد شد.

۲. دمای گازهای خروجی از توربین گاز جهت پیشگیری از ایجاد نقطه شبنم بیشتر از ۱۱۰ درجه سانتی‌گراد در نظر گرفته می‌شود.

۳. با توجه به محاسبات انجام شده و اینکه افزایش اختلاف دمای نقطه بینچ پیش گرمکن در ماکزیمم ۳۰ درجه نتایج بهتری ایجاد کرده است قید نقطه بینچ برای این بخش کمتر از ۳۰ درجه در نظر گرفته شد.

۴. با توجه به اینکه سیکل توربین گاز الحاقی سیکل ساده می‌باشد بهترین مقدار نسبت فشار کمپرسور در این سیکل جهت افزایش راندمان، بیشترین مقدار قابل دسترسی برای این کمیت است. در این جا با توجه به محدودیتهای موجود این مقدار ۱۶ در نظر گرفته شده است [۳۱، ۳۲]. همچنین محاسبات انجام شده در حالت‌های مختلف، نشان‌دهنده آنست که با کاهش راندمان کمپرسور هزینه‌های تولیدی نیز کاهش یافته است. در واقع یکی از نتایج اجرای بهینه‌سازی توسط الگوریتم ژنتیک این است که با هدف‌گذاری کاهش هزینه‌ها راندمان ایزنتروپیک کمپرسور کاهش و با هدف‌گذاری افزایش راندمان اگزرژی سیکل نسبت فشار کمپرسور افزایش داشته است نمودارهای شکل ۲ و شکل ۳ این وضعیت را در سیکل ترکیبی حاصل در حالت بدون احتراق اضافی نشان می‌دهد. بنابراین با در نظر گرفتن این خصوصیت در هر کدام از توابع هدف جهت بهینه‌سازی تک‌هدفه از ۹ متغیر مستقل استفاده شده است.

۵. شرایط نیروگاه بعثت در حالت طراحی در نظر گرفته شده

بهای سوخت مصرفی با توجه به بهای محلی گاز طبیعی تقریباً برابر با [Rial/kJ] ۰/۰۳ در نظر گرفته شده است [۲۳، ۲۸]. در مرحله بعد با توجه به فرمولهای فوق به محاسبه میزان هزینه هر کیلوواتساعت برق تولیدی پردازیم. از جمع‌بندی و ترکیب و روابط فوق برای تخمین هزینه هر کیلوواتساعت برق داریم [۲۰]:

$$Z_E = \left(\frac{TCI}{WH} \right) (CRF) \phi + C_f HR_{pp} [$/kWh] \quad (45)$$

بعد از بیان روابط مورد نیاز در تعیین مقادیر توابع هدف، به بیان چگونگی اعمال تغییرات بر روی سیکل نیروگاه مد نظر جهت دستیابی به بهترین ویژگیهای فنی-اقتصادی پرداخته خواهد شد. جهت انجام بهینه‌سازی برخی قیود در نظر گرفته می‌شوند [۲۳، ۸] که عبارتند از:

$$T_t \leq 615^\circ C \quad T_{Stack} \geq 110^\circ C$$

$$0.8 \leq \eta_{gt} < 0.92 \quad 0.8 \leq \eta_{AC} < 0.9$$

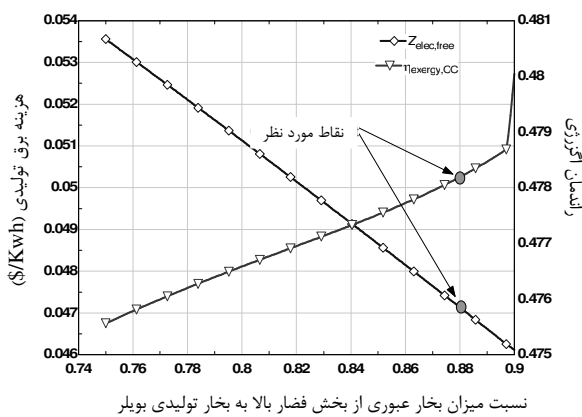
$$8 \leq r_{PC} \leq 16 \quad 10 \leq \Delta T_{approach} \leq 30$$

$$10 \leq \Delta T_{pinch} \leq 20$$

$$\dot{m}_{in,cond,first,steam} \leq \dot{m}_{hp,st} \leq 1.183 \dot{m}_{in,cond,first,steam}$$

قبل از بحث بر سر نتایج ذکر چند نکته لازم بنظر میرسد:

۱. هنگام بدست آوردن ماکزیمم مقدار تابع هدف اگزرژی سیکل یک مقدار قیدی برای حداکثر هزینه برق تولیدی جهت همگرایی پاسخهای بدست آمده لازم خواهد بود. این قید با توجه به بهای واقعی برق تولیدی تعیین خواهد شد. با فرض اینکه هزینه بخش تولید ۸۰٪-۷۵٪ و سایر هزینه‌های مربوط به قیمت برق تولیدی مربوط به بخشهای توزیع و انتقال باشد به محاسبه قیمت برق خریداری شده از نیروگاهها در حالت سوخت غیر یارانه ای می‌پردازیم. مبنای انجام محاسبات قیمت



شکل ۴ بررسی اثر تغییرات دبی بخارات ورودی به بخش فشار متوسط بر توابع هدف

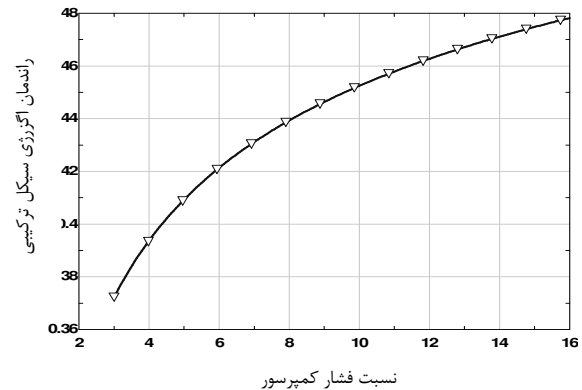
۵- دسته‌بندی حالت‌های بهینه‌سازی

حالت‌های بهینه‌سازی در کل در پنج دسته کلی جهت مقایسه مورد بررسی قرار می‌گیرند که اساس این تقسیم بندی میزان سوخت ورودی به داکت برنر در دو حالت کلی با احتراق اضافی^۱ و بدون احتراق اضافی^۲ و در دو سناریوی بهینه‌سازی یک هدفه هرکدام از توابع هدف و بهینه‌سازی توام (دو هدفه) توابع مورد نظر مورد توجه قرار گرفته‌اند. ۱۰ متغیر مستقل در نظر گرفته شده است که توسط روش بهینه‌سازی الگوریتم ژنتیک بهترین حالت موجود برای هر کدام از موارد بدست آمده است (جدول ۱).

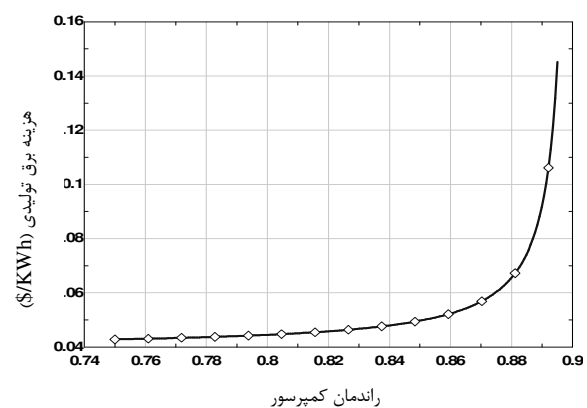
۶- بهینه‌سازی سیکل باز توانی

اکنون به انجام بحث بر روی نتایج به بررسی بهینه‌سازی تک هدفه و دو هدفه توسط توابع هدف، رسم نمودارهای آنها و در نهایت تاثیر هر کدام از متغیرهای مستقل بر کمیتهای اصلی پرداخته می‌شود. با توجه به محدودیت در نظر گرفته شده برای قیمت برق تولیدی در تابع هدف راندمان انرژی کلیدیه مقادیر بدست آمده برای متغیرهای مستقل در دو تابع هدف مورد بحث توسط الگوریتم ژنتیک، محدوده مقادیر آنها در حالت

و تغییرات انجام شده نسبت به شرایط سیکل در بار نامی مورد بررسی قرار گرفته است.



شکل ۲ اثر افزایش نسبت فشار کمپرسور بر راندمان انرژی

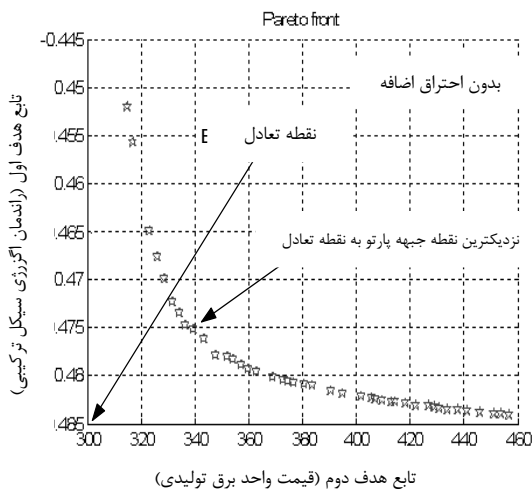


شکل ۳ اثر افزایش راندمان کمپرسور بر هزینه برق تولیدی

۶. مطابق شکل ۴ با افزایش دبی جرمی بخارات خط فشار پایین خروجی از بویلر بازباب، راندمان انرژی کاهش و قیمت واحد الکتریسیته افزایش می‌یابد. بنابراین مقدار این بخارات با در نظر گرفتن حداکثر مقدار در بویلرهای موجود، برابر با ۱۲ درصد بخارات خط فشار بالا در نظر گرفته شده است. وجود چنین خاصیتی بررسی این پارامتر در متغیرهای مستقل موجود را منتفی می‌کند.

1. Fired
2. Unfirde

با در نظر گرفتن قیود ناشی از انجام بهینه‌سازی تک هدفه برای هر کدام از توابع هدف به تعیین یک نقطه بهینه فنی-اقتصادی پرداخته شده است که در شکل‌های ۵ و ۶ مشاهده می‌شود. نقاط بهینه در حالت‌های مختلف بحث شده با در نظر گرفتن وزن مساوی برای دو تابع مورد بحث نزدیکترین نقاط به نقطه تعادل^۵ در جبهه پارتو^۶ در نظر گرفته شده است.



شکل ۵ نقطه بهینه فنی-اقتصادی در حالت بدون احتراق اضافی

شکل ۵ برای حالت بدون احتراق اضافی و شکل ۶ برای بیشترین مقادیر دبی جرمی گاز تزریقی برای ایجاد احتراق اضافی بدست آمده‌اند. برای سایر حالتها نیز نمودارهای مشابهی قابل ارائه است. مقادیر نقاط بهینه تعیین شده برای هر کدام از حالت‌های موجود در یک ستون مجزا (MOO⁷) در جدول ۱ بیان شده است. در ادامه بحث به تاثیر برخی متغیرهای مستقل در توابع هدف پرداخته خواهد شد.

متغیرهای مستقل در نمودارهای رسم شده در شکل‌های ۷ و ۸ در حالت بهینه‌یابی شده فنی سیکل و در شکل‌های ۹ تا ۱۱ در حالت بهینه‌یابی شده اقتصادی سیکل بدون احتراق اضافی مورد بررسی قرار گرفته‌اند.

بهینه شده تک هدفه مقادیر مناسب برای سیکل جدید محسوب خواهند شد.

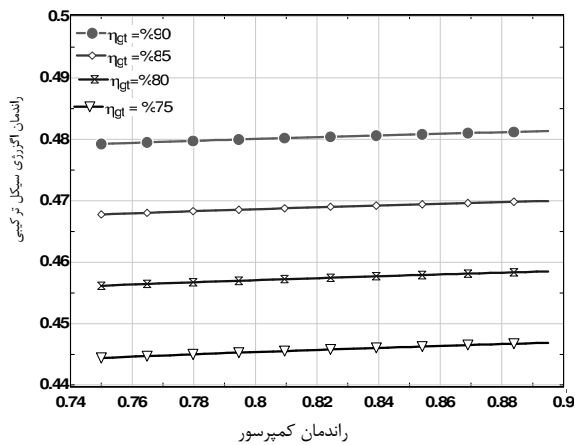
در نظر گرفته شده برای سه پارامتر مهم در بهینه‌یابی توسط الگوریتم ژنتیک عبارتند از:

۱. تعداد افراد^۱: ۵۶
۲. تعداد جمعیت و نسل^۲: ۱۲۸
۳. حداکثر نرخ جهش^۳: ۰/۳۵

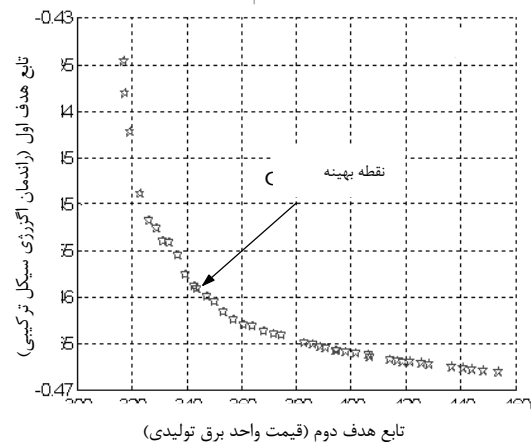
این بهینه‌یابی با تعریف یک جدول ۴۰ سطری که تنظیمات فوق برای هر کدام از سطور انجام شده است صورت گرفته است. از یک سطر به سطر بعدی مقادیر بهینه شده مجدداً بهینه‌یابی می‌شوند. در بهینه‌سازی هر سطر حدود ۴۳۰۰ بار فراخوانی توابع صورت می‌گیرد که در کل توابع هدف حدود ۱۷۲۰۰۰ بار جهت بهینه‌سازی فراخوانی شده‌اند. بعد از انجام بهینه‌سازی تک هدفه توسط نرم‌افزار EES به بهینه‌سازی دوهدفه در نرم‌افزار MATLAB پرداخته می‌شود. با توجه به وسعت کد نوشته شده جهت مدل‌سازی و بهینه‌سازی تک هدفه در محیط نرم‌افزار EES و اثر پارامترهای بسیار زیاد در تعیین متغیرهای وابسته، بهینه‌یابی دو هدفه به شکل زیر انجام گرفته است. ابتدا با توجه به مقادیر بدست آمده از بهینه‌سازی تک‌هدفه مقدار متغیر مستقل اختلاف دمای نقطه پینچ فشار پایین در تمام حالت‌های موجود ثابت و برابر با ۱۰°C در نظر گرفته شده است. اکنون با توجه به اثر تغییرات ۹ متغیر مستقل دیگر بر متغیرهای وابسته (توابع هدف) با کورولایشن تعدادی مشخص از داده‌ها (حاصل از اثر متغیرهای مستقل بر توابع هدف) توسط اعمال رگرسیون خطی بر این نتایج به توابعی از متغیرهای وابسته برحسب متغیرهای مستقل دست خواهیم یافت (جدول ۲). میزان خطای هر کدام از این توابع نسبت به مقادیر بهینه تک هدفه هر کدام از متغیرهای وابسته توسط روش DSM^۴ تعیین شده است و در ستون‌هایی مجزا در جدول ۲ بیان شده است. اکنون بوسیله این توابع و

1. No. of Individuals
2. No. of Generations
3. Max. Mutation Rate
4. Direct Search Method

5. Equilibrium Point
6. Pareto Frontier
7. Multi Objective Optimization



شکل ۷ اثر راندمان ایزنتروپیک توربین و کمپرسور بر تابع انرژی



شکل ۶ نقطه بهینه فنی - اقتصادی در حالت با احتراق اضافی

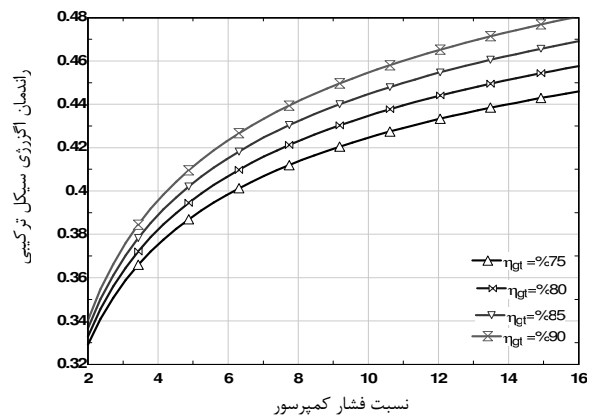
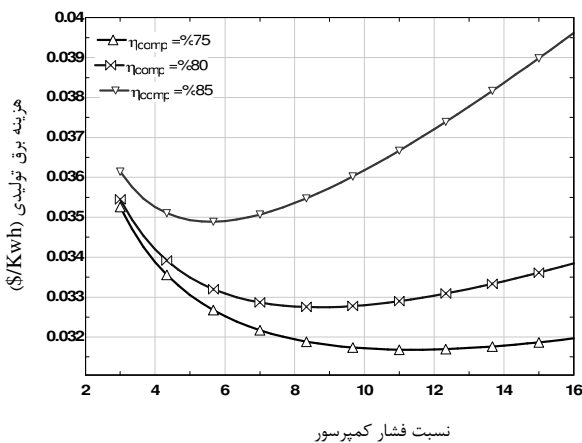
جدول ۱ مقادیر متغیرهای مستقل و وابسته در حالت‌های مختلف بهینه شده

متغیرهای مستقل	دسته‌بندی حالت‌های مختلف سیکل همراه با احتراق اضافی برحسب دبی سوخت تزریقی															
	سیکل بدون احتراق اضافی			۰/۲۵ (Kg/s)				۰/۵ (Kg/s)			۰/۷۵ (Kg/s)			۱ (Kg/s)		
	OF1	OF2	MOO	OF1	OF2	MOO	OF1	OF2	MOO	OF1	OF2	MOO	OF1	OF2	MOO	
$\Delta T_{pinch, hp}$	۱۲/۶۱	۱۰/۴۹	۱۲/۶	۱۰/۲۹	۱۱/۸۵	۱۱/۸۲	۱۰/۱۴	۱۷/۲۹	۱۶/۷۲	۱۰/۱	۲۰	۱۷/۴۶	۱۰/۱۲	۱۹/۸۵	۱۹/۲۴	
$\Delta T_{pinch, lp}$	۱۰/۰۵	۱۰/۱	۱۰	۱۰	۱۰/۲	۱۰	۱۰	۱۰/۰۲	۱۰	۱۰	۱۰/۰۱	۱۰	۱۰	۱۰/۱۲	۱۰	
$\Delta T_{pinch, pre}$	۲۱/۴۶	۲۹/۹۷	۲۷/۳۲	۱۲/۳۹	۲۵/۰۳	۱۵/۵۹	۲۴/۶۸	۲۱/۱۱	۲۱/۵۲	۱۳/۳۹	۲۰/۸	۱۵/۲۴	۱۲/۵۵	۲۳/۶۴	۱۷/۲۹	
$\Delta T_{app, hp}$	۲۱/۹۲	۲۴/۴۶	۲۴/۳۲	۲۹/۵۸	۲۹/۵۳	۲۹/۵۶	۲۸/۷۱	۲۹/۸	۲۹/۷۲	۱۰/۷۶	۲۹/۸۷	۲۸/۱۸	۲۰/۱۲	۳۰	۲۹/۰۸	
$\Delta T_{app, lp}$	۱۰/۴	۱۰/۰۲	۱۰/۳۵	۱۰	۱۰/۳۱	۱۰/۰۶	۱۰/۲۲	۱۰/۴۹	۱۰/۳	۱۰	۱۰/۰۲	۱۰/۰۱	۱۰/۰۲	۱۰/۰۵	۱۰/۰۳	
$\Delta T_{app, pre}$	۲۷/۵۱	۲۵/۹۸	۲۷/۰۹	۲۸/۲۹	۲۷/۶۵	۲۸/۰۶	۲۷/۳۸	۳۰	۲۹	۱۳/۳۹	۲۹/۷۲	۱۶/۹۴	۲۵/۵۲	۲۵/۹۵	۲۵/۷۶	
$\eta_{Comp} [\%]$	۸۳/۳۵	۷۵	۷۶/۷۵	۸۲/۲۱	۷۵	۷۶/۴۶	۸۱/۶	۷۵	۷۶/۱۸	۸۰/۳	۷۵	۷۵/۸	۸۰/۳۹	۷۵	۷۶/۵۱	
$\eta_{GT} [\%]$	۹۰/۴۲	۸۰/۸۸	۸۷/۲۹	۹۰/۵۴	۸۱/۱۵	۸۷/۲۵	۹۰/۵۱	۸۷/۳۹	۸۷/۳۹	۹۰/۳	۸۱/۱۳	۸۸/۱۷	۹۰/۳۴	۸۱/۴۲	۸۶/۹۳	
k^*	۱/۰۷۴	۱/۰۴۸	۱/۰۷۳	۱/۰۸۲	۱/۰۷۲	۱/۰۸۵	۱/۱۰۱	۱/۰۸۷	۱/۰۸۷	۱/۱۱۶	۱/۱۳۳	۱/۱۲	۱/۱۲۷	۱/۱۴۹	۱/۱۳۷	
r_{PC}	۱۶	۱۱/۳۲	۱۵/۷۶	۱۶	۱۱/۷۱	۱۵/۹۵	۱۶	۱۵/۷۶	۱۵/۷۶	۱۶	۱۱/۴۷	۱۵/۹۶	۱۶	۱۱/۴۷	۱۵/۸۶	
$\dot{W}_{gt, net} [MW]$	۱۷۶/۴	۱۲۳/۹	۱۶۱/۷	۱۶۹/۶	۱۲۴/۵	۱۵۸/۲	۱۶۸/۱	۱۵۰/۶	۱۵۰/۶	۱۷۴/۳	۱۱۶/۹	۱۵۳/۶	۱۶۵/۵	۱۲۶/۳	۱۴۶	
$\dot{W}_{st, new} [MW]$	۸۷/۵۸	۸۵/۴۸	۸۷/۵۹	۸۸/۲۱	۸۷/۳۷	۸۸/۴۹	۸۹/۷۲	۸۵/۵۳	۸۸/۶۵	۹۰/۸۸	۹۲/۲۱	۹۱/۲۲	۹۱/۷۵	۹۳/۳۹	۹۲/۵۱	
$\eta_{th, cc} [\%]$	۴۹/۱	۴۵/۰۵	۴۸/۵۲	۴۸/۸	۴۵/۱۵	۴۸	۴۸/۴۴	۴۴/۵۳	۴۷/۵۵	۴۸/۱	۴۴/۲۹	۴۷/۴۴	۴۷/۷۶	۴۴/۰۲	۴۶/۷۹	
$\eta_{ex, cc} [\%]$	۴۸/۱۵	۴۴/۱۷	۴۷/۵۸	۴۷/۸۶	۴۴/۲۷	۴۷/۰۷	۴۷/۵	۴۳/۶۷	۴۶/۶۲	۴۷/۱۷	۴۳/۴۳	۴۶/۵۲	۴۶/۸۴	۴۳/۱۷	۴۵/۸۸	
$Z_{elec} [\$ / Kwh]$	۰/۰۴۶۵	۰/۰۳۱۶۸	۰/۰۳۳۷	۰/۰۴۶۴۵	۰/۰۳۱۷۹	۰/۰۳۳۸۱	۰/۰۴۶۵	۰/۰۳۱۸۷	۰/۰۳۳۹۲	۰/۰۴۶۵	۰/۰۳۲۰۶	۰/۰۳۵۰۹	۰/۰۴۶۴۸	۰/۰۳۲۴۲	۰/۰۳۴۳۵	
$\eta_{ex, cc} [\%](CF)$	-----	-----	۴۷/۵۲	-----	-----	۴۷/۰۴	-----	-----	۴۶/۶۱	-----	-----	۴۶/۶۲	-----	-----	۴۵/۸۷	
$Z_{elec} [\$ / Kwh](CF)$	-----	-----	۰/۰۳۳۹۵	-----	-----	۰/۰۳۴	-----	-----	۰/۰۳۴۰۹	-----	-----	۰/۰۳۵۲۶	-----	-----	۰/۰۳۴۲۹	

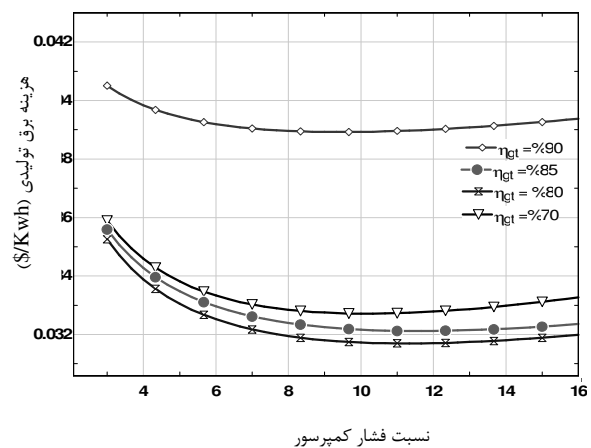
جدول ۲ مشخصات توابع کورولایشن در یکی از حالت‌های مورد بحث

متغیر وابسته	توابع ناشی از کورولایشن متغیرهای وابسته بر اساس متغیرهای مستقل به روش رگرسیون خطی با توان ۶ در حالت بدون احتراق اضافی	خطای Minimization	خطای Maximization	R ^۲
تابع هزینه برق تولیدی	$-1.3176787 \times 10^6 - 3.3714798 \times 10^6 k - 1.0040887 \times 10^6 k^2 + 1.71028379 \times 10^6 k^3 - 4.23578282 \times 10^6 k^4$ $-9.07674924 \times 10^6 k^5 + 3.7769056 \times 10^6 k^6 - 7.81082096 \times 10^6 \Delta T_{app,sp} + 5.85563773 \times 10^6 \Delta T_{app,sp}^2 - 2.51201301 \times 10^6 \Delta T_{app,sp}^3$ $+ 5.37552722 \times 10^6 \Delta T_{app,sp}^4 - 4.51465441 \times 10^6 \Delta T_{app,sp}^5 - 1.42435087 \times 10^6 \Delta T_{app,sp}^6 + 2.28122350 \times 10^6 \Delta T_{app,sp}^7$ $- 5.03295057 \times 10^6 \Delta T_{pitch,sp} + 5.9150537 \times 10^6 \Delta T_{pitch,sp}^2 - 3.905764 \times 10^6 \Delta T_{pitch,sp}^3 + 1.373787527 \times 10^6 \Delta T_{pitch,sp}^4$ $- 2.01130965 \times 10^6 \Delta T_{pitch,sp}^5 - 2.95824744 \times 10^6 \Delta T_{pitch,sp}^6 + 8.7054471 \times 10^6 \Delta T_{pitch,sp}^7 - 1.502774503 \times 10^6 \Delta T_{pitch,sp}^8$ $+ 1.502774503 \times 10^6 \Delta T_{pitch,sp}^9 - 8.02807458 \times 10^6 \Delta T_{pitch,sp}^{10} + 1.74993372 \Delta T_{pitch,sp}^{11} + 1.83591476 \times 10^6 \Delta T_{pitch,sp}^{12}$ $- 1.12031911 \times 10^6 \Delta T_{app,pre} + 2.71471835 \times 10^6 \Delta T_{app,pre}^2 + 9.91705394 \times 10^6 \Delta T_{app,pre}^3 - 1.39120173 \times 10^6 \Delta T_{app,pre}^4$ $+ 1.13957844 \times 10^6 \Delta T_{app,pre}^5 - 9.93380135 \times 10^6 \Delta T_{pitch,pre} + 1.00239247 \times 10^6 \Delta T_{pitch,pre}^2 - 5.37710567 \times 10^6 \Delta T_{pitch,pre}^3$ $+ 1.71712914 \Delta T_{pitch,pre}^4 - 2.58513032 \times 10^6 \Delta T_{pitch,pre}^5 + 1.71708499 \times 10^6 \Delta T_{pitch,pre}^6 + 5.07550237 \times 10^6 r_{pc}$ $- 9.38980338 \times 10^6 r_{pc}^2 + 9.2203044 \times 10^6 r_{pc}^3 - 5.7897999 \times 10^6 r_{pc}^4 + 1.4792908 r_{pc}^5 - 1.79049978 \times 10^6 r_{pc}^6$ $+ 2.58492648 \times 10^6 \eta_{comp} - 5.22512035 \times 10^6 \eta_{comp}^2 + 3.80518954 \times 10^6 \eta_{comp}^3 + 1.21703734 \times 10^6 \eta_{comp}^4$ $- 2.0441771 \times 10^6 \eta_{cr} + 1.18191185 \times 10^6 \eta_{cr}^2 + 7.48871324 \times 10^6 \eta_{cr}^3 - 9.37024921 \times 10^6 \eta_{cr}^4$ $- 9.57257769 \times 10^6 \eta_{cr}^5 + 1.50234807 \times 10^6 \eta_{cr}^6 - 1.39218971 \times 10^6 \eta_{cr}^7 + 4.10851811 \times 10^6 \eta_{cr}^8$	%/۶۹	%/۷۳	%۹۹/۴۶
تابع راندمان آگزوری سیکل بازتوانی	$-2.7601651 \times 10^6 - 7.77198785 \times 10^6 k - 1.13719457 \times 10^6 k^2 - 3.22989771 \times 10^6 k^3 + 2.52047960 \times 10^6 k^4$ $- 2.372760702 \times 10^6 k^5 + 7.10411585 \times 10^6 k^6 + 7.58527571 \Delta T_{app,sp} - 7.32776918 \times 10^6 \Delta T_{app,sp}^2 + 4.77607755 \times 10^6 \Delta T_{app,sp}^3$ $- 1.58460113 \times 10^6 \Delta T_{app,sp}^4 - 2.84825576 \times 10^6 \Delta T_{app,sp}^5 - 2.11779086 \times 10^6 \Delta T_{app,sp}^6 + 1.31925888 \Delta T_{pitch,sp}$ $- 1.57412492 \times 10^6 \Delta T_{pitch,sp}^2 + 2.08709728 \times 10^6 \Delta T_{pitch,sp}^3 + 9.89274542 \times 10^6 \Delta T_{pitch,sp}^4 - 7.58518714 \times 10^6 \Delta T_{pitch,sp}^5$ $+ 1.73123876 \times 10^6 \Delta T_{pitch,sp}^6 - 9.71767799 \times 10^6 \Delta T_{app,sp}^7 - 1.42745359 \times 10^6 \Delta T_{app,sp}^8 + 4.15592143 \times 10^6 \Delta T_{app,sp}^9$ $- 2.79273247 \times 10^6 \Delta T_{app,sp}^{10} + 8.55739055 \times 10^6 \Delta T_{app,sp}^{11} + 2.82203098 \times 10^6 \Delta T_{app,sp}^{12} + 1.87657747 \times 10^6 \Delta T_{app,pre}$ $- 8.18248720 \times 10^6 \Delta T_{app,pre}^2 - 7.54338071 \times 10^6 \Delta T_{app,pre}^3 + 1.52971773 \times 10^6 \Delta T_{app,pre}^4 - 4.32845071 \times 10^6 \Delta T_{app,pre}^5$ $+ 3.98800119 \times 10^6 \Delta T_{app,pre}^6 + 7.0905602 \Delta T_{pitch,pre} - 7.31743508 \times 10^6 \Delta T_{pitch,pre}^2 + 3.47309999 \times 10^6 \Delta T_{pitch,pre}^3$ $- 1.07845183 \times 10^6 \Delta T_{pitch,pre}^4 + 1.74438034 \times 10^6 \Delta T_{pitch,pre}^5 - 1.18120077 \times 10^6 \Delta T_{pitch,pre}^6 - 9.18521472 r_{pc}$ $+ 1.77939019 r_{pc}^2 - 1.73174333 \times 10^6 r_{pc}^3 + 8.85527231 \times 10^6 r_{pc}^4 - 2.57374488 \times 10^6 r_{pc}^5 + 3.09708581 \times 10^6 r_{pc}^6$ $+ 1.21856475 \times 10^6 \eta_{comp} - 1.28013153 \times 10^6 \eta_{comp}^2 - 2.48803434 \times 10^6 \eta_{comp}^3 + 7.04131258 \times 10^6 \eta_{comp}^4$ $- 7.05854450 \times 10^6 \eta_{cr} + 1.82807229 \times 10^6 \eta_{cr}^2 + 4.19428044 \times 10^6 \eta_{cr}^3 - 9.89803983 \times 10^6 \eta_{cr}^4$ $+ 1.157070352 \times 10^6 \eta_{cr}^5 - 7.58908070 \times 10^6 \eta_{cr}^6 + 1.34279017 \times 10^6 \eta_{cr}^7 + 9.1797151 \times 10^6 \eta_{cr}^8$	%/۳۶	%/۵۳	%۹۹/۶۵

مربوط به سیکل توربین گاز در تابع هدف هزینه مشاهده می شود که با افزایش مقدار نسبت فشار کمپرسور تا یک حد مشخص هزینه ها کاهش یافته و بعد از آن شاهد افزایش دوباره این تابع خواهیم بود. مقدار این نقطه اپتیمم کاملاً به حد پایین راندمان در نظر گرفته شده برای کمپرسور وابسته است. هر چه این حد در مقادیر پایینتری قرار گیرد نقطه اپتیمم نسبت فشار کمپرسور نیز با آن کاهش خواهد یافت در این جا حداقل نسبت راندمان کمپرسور ۷۵٪ در نظر گرفته شد. همانگونه که در شکل ۹ نیز دیده می شود حالت مشابهی برای راندمان ایزنتروپیک توربین وجود دارد یعنی با افزایش این پارامتر تا یک مقدار مشخص هزینه برق تولیدی در حال کاهش و از این مقدار به بعد تابع هزینه برق تولیدی نشان دهنده افزایش این پارامتر خواهد بود. این نمودار نشان دهنده آنست که با افزایش این پارامتر بعد از نقطه اپتیمم اثر نسبت فشار کمپرسور بر هزینه ها تشدید شده است. اما برای راندمان ایزنتروپیک کمپرسور، همانگونه که در شکل ۱۰ دیده می شود، افزایش این تابع با افزایش آن در ارتباط مستقیم است.



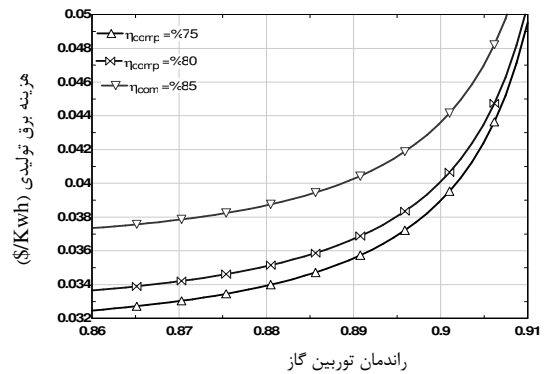
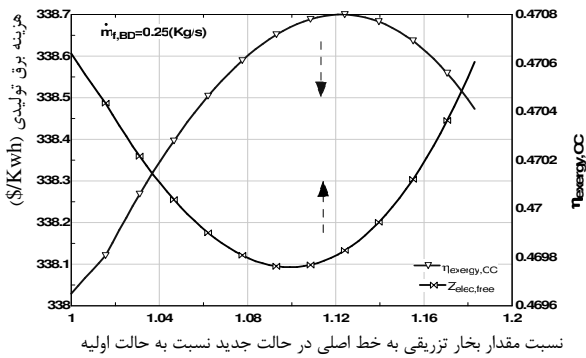
شکل ۸ اثر راندمان ایزنتروپیک توربین و نسبت فشار کمپرسور بر تابع اگزوزی



شکل ۹ اثر راندمان ایزنتروپیک توربین و نسبت فشار کمپرسور بر تابع هزینه برق تولیدی

همانگونه که در شکل ۷ قابل مشاهده است و همانگونه که قبلاً نیز بیان شد، اثر نسبت فشار کمپرسور اثر قابل ملاحظه ای بر راندمان اگزوزی داشته و با تغییر آن با توجه به اینکه سیکل از نوع سیکل ساده است راندمان سیکل تحت تاثیر قرار گرفته است [۳۱، ۳۲]. اثر راندمان توربین بر تابع مورد بحث در این بخش نیز قابل ملاحظه است. با این وجود تغییرات راندمان کمپرسور اثر کمتری بر تابع راندمان اگزوزی سیکل دارد. در بررسی متغیرهای

شکل ۱۰ اثر راندمان ایزنتروپیک توربین و نسبت فشار کمپرسور بر تابع هزینه برق تولیدی



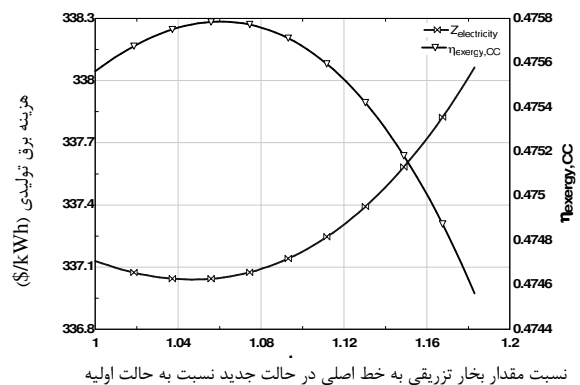
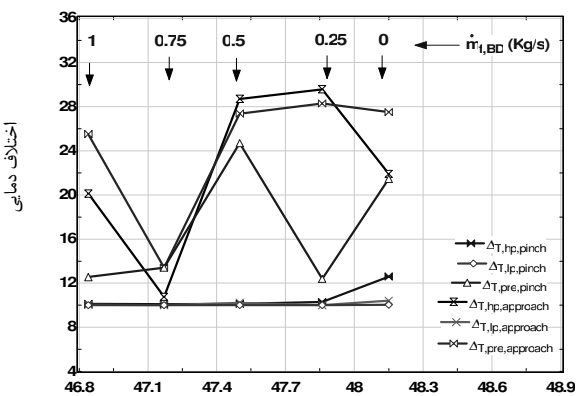
شکل ۱۳ اثر مقدار بخارات تزریقی به خط اصلی بر توابع هدف در حالت بدون احتراق اضافی

شکل ۱۱ اثر راندمان ایزنتروپیک توربین و کمپرسور بر تابع هزینه برق تولیدی

مقادیر اکسترمم برای تمام حالت‌های موجود برای هزینه برق تولیدی و نیز راندمان اگزرژی دارای مقادیر متفاوتی است. منحنی‌های نمودار شکل ۱۲ با توجه به مقادیر این متغیر در سیکل بهینه‌شده در حالت بدون احتراق اضافی بدست آمده‌اند. سیکل با احتراق اضافی همانگونه که در نمودار شکل ۱۳ نمایش داده شده است محدوده‌های راندمان در رنجی پایین‌تر و بر عکس مقادیر هزینه‌ها دارای محدوده بالاتری بوده‌اند (به فلش‌ها توجه شود). نقاط اکسترمم با تغییر دبی جرمی سوخت تزریقی به داکت برنر تغییر شاهد تغییرات (جدول ۱). در نهایت در این بخش در نمودارهایی به بیان تغییرات نقاط پینچ و اپروچ در مقادیر مختلف بهینه توابع هدف در سناریوهای ارائه شده پرداخته شده است. رفتار سیکل برای نقاط مورد نظر شاهد تغییراتی بوده که در شکل‌های ۱۴ و ۱۵ مشاهده می‌شود.

با افزایش آن هزینه برق تولیدی نیز افزوده شده است. با ثابت در نظر گرفتن نسبت فشار کمپرسور در نقطه اپتیمم افزایش راندمان توربین گاز و راندمان کمپرسور هر چند با میزان تاثیر متفاوت اما باعث افزایش هزینه برق تولیدی خواهند شد (شکل ۱۱).

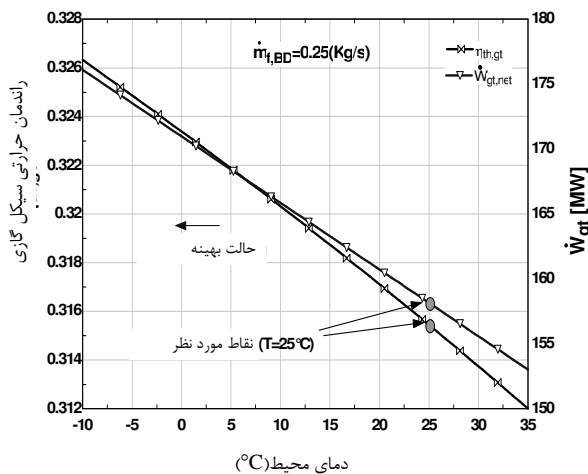
یکی از متغیرهای مستقل مهم مورد بحث میزان بخار تزریقی به کندانسور است. با افزایش این پارامتر تا یک نقطه شاهد افزایش راندمان اگزرژی سیکل بازتوانی و از این نقطه اپتیمم به بعد و با افزایش این مقدار شاهد کاهش راندمان خواهیم بود. از طرف دیگر حالت عکس این وضعیت برای هزینه برق تولیدی مشاهده می‌شود یعنی توابع با افزایش مقادیر بخارات ورودی به سیکل تا یک حد شاهد کاهش هزینه‌ها خواهیم بود و بعد از آن منحنی حالت صعودی به خود می‌گیرد. همانگونه که در جدول ۱ نیز آمده است.



راندمان اگزرژی سیکل ترکیبی

شکل ۱۴ تغییرات اختلاف نقاط پینچ و اپروچ در نقاط بهینه راندمان اگزرژی

شکل ۱۲ اثر مقدار بخارات تزریقی به خط اصلی بر توابع هدف در حالت بدون احتراق اضافی



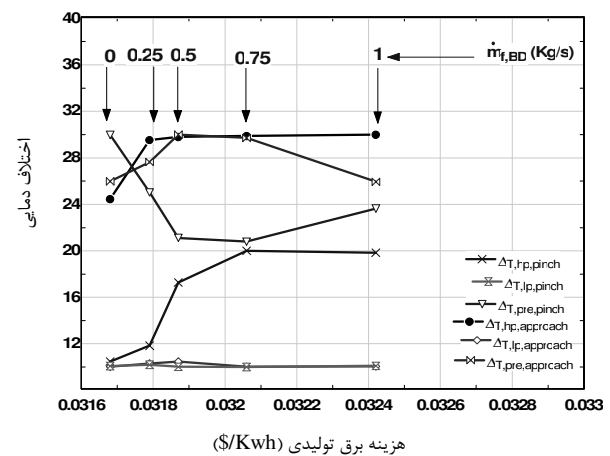
شکل ۱۷ اثر دمای محیطی بر توابع هدف در یکی از حالت‌های سیکل ترکیبی با احتراق اضافی

اما شاهد افزایش راندمان سیکل و هزینه‌ها خواهیم بود. همانگونه که نشان داده شده است هر چه دمای محیط پایین‌تر باشد شرایط سیکل به شکل بهینه‌ای تغییر خواهد کرد.

۷- نتیجه‌گیری

با در نظر گرفتن وسعت ناوگان نیروگاه‌های بخار قدیمی در کشور و لزوم بازسازی این بخش قابل توجه تولید توان در کشور یکی از روش‌های بسیار کارآمد که می‌تواند به عنوان روشی تجربه شده و تعمیم پذیر در نظر گرفته شود روش‌های بازتوانی کامل است. روش بازتوانی پیشنهادی برای سیکل نیروگاه بخار بعثت قابلیت ایجاد راندمان حرارتی ۴۹/۱٪ برای حالت بدون احتراق اضافی و راندمان حرارتی بین ۴۴/۰۲٪ تا ۴۸/۸٪ را برای حالت با احتراق اضافی در سیکل جدید را فراهم خواهد کرد. در این صورت در تعیین خصوصیات واحد با توجه به شرایط نامی نیروگاه شاهد ۱۲ تا حدوداً ۱۷ درصد افزایش راندمان حرارتی خواهیم بود. با توجه به تنوع و تعدد متغیرهای مستقل استفاده شده برخی نتایج عبارتند از:

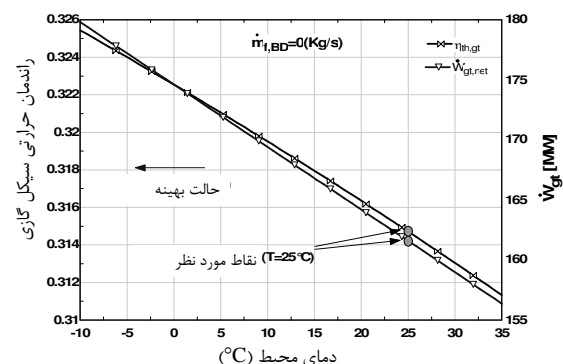
۱. در صورت در دسترس بودن کمپرسورهای با نسبت فشار بالاتر استفاده از آنها در سیکل معرفی شده باعث افزایش راندمان سیکل بازتوانی و نیز توان تولیدی آن خواهد شد.



شکل ۱۸ تغییرات اختلاف نقاط پینچ و اپروچ در هزینه برق تولیدی بهینه

با توجه به تاثیر پذیری توربین گاز از دمای محیط در مدل معرفی شده، در این بخش به بیان اثرات دمای محیط بر راندمان این بخش و نیز تغییرات توان تولیدی آن با توجه به این تغییرات پرداخته شده است. اگر T1 دمای محیط باشد رابطه راندمان توربین گاز و توان تولیدی آن در سیکل جدید مشابه نمودار شکل ۱۶ خواهد بود.

برای انجام این بحث از ستون MOO بدست آمده در جدول ۱ در هر کدام از حالتها استفاده شده و تاثیر دمای محیط بر آنها مورد توجه قرار گرفته است. برای حالت با احتراق اضافی یکی از حالت‌های مورد بحث جهت مقایسه مد نظر قرار گرفته است (شکل ۱۷). نتیجه‌ای که از نمودار شکل ۱۷ حاصل می‌شود این است که با افزایش دما (مشابه با حالت بدون احتراق اضافی) نمودارها هر چند در رنج پایین‌تری از راندمان و سطح بالاتری از هزینه‌های تولیدی قرار دارد.



شکل ۱۶ اثر دمای محیطی بر راندمان اگزورژی و هزینه برق تولیدی در سیکل ترکیبی بدون احتراق اضافی

۸- تشکر و قدردانی

مولفان بدینوسیله از همکاریها و حمایت‌های شرکت مدیریت پروژه‌های نیروگاهی ایران (مپنا) و جناب آقای دکتر کاظم معروفی تشکر می‌نمایند

۹- علائم و نشانه‌ها و ارقام

اختلاف دما (°C)	ΔT
راندمان ایزنتروپیک توربین (%)	η_{gt}
دبی جرمی (kg/s)	\dot{m}
راندمان ایزنتروپیک کمپرسور (%)	η_{AC}
نسبت فشار کمپرسور	r_{PC}
آنتالپی (kJ)	h
توان (MW)	\dot{W}
تلفات حرارتی (%)	hl
فشار (bar)	P
نسبت فشار توربین گاز	r_{PT}
نسبت فشار محفظه احتراق	r_{PB}
نسبت گرمای ویژه	γ
نسبت هوا به سوخت (%)	AF
اگرزژی مخصوص (kJ/kg.K)	e
نرخ حرارتی (MW)	\dot{Q}
نرخ حرارتی سیکل (kJ/kWh)	HR
ارزش حرارتی پایین سوخت (kJ/kg)	LHV
هزینه (\$, \$/kWh)	Z
اختلاف دمای لگاریتمی (°C)	ΔT_{lm}
نرخ بهره سالیانه (%)	i
نرخ تورم (%)	r_n
فاکتور تعمیر و نگهداری	ϕ
فاکتور برگشت سرمایه (%)	CRF
عملکرد سالیانه نیروگاه (ساعت)	H
هزینه سرمایه‌گذاری اولیه (\$)	TCI
گرمای ویژه در فشار ثابت (kJ/kg°C)	C_p

۲. افزایش راندمان کمپرسور و توربین گاز هرچند در جهت افزایش هزینه‌های سرمایه گذاری است اما باعث ارتقاء بیشتر راندمان اگرزژی و حرارتی سیکل خواهد شد.

۳. افزایش مقادیر بخارات تزریقی به خط اصلی بخار هر چند در جهت افزایش توان سیکل بازتوانی خواهد بود اما مقادیر بهینه راندمان سیکل بازتوانی در هر حالت مستقل از افزایش این کمیت است. در هر کدام از حالت‌های بحث شده در رنج شخصی از این کمیت حداکثر راندمان اگرزژی و راندمان حرارتی ایجاد خواهد شد.

۴. تعیین بهترین حالت راندمان اگرزژی و نیز هزینه برق تولیدی با در نظر گرفتن قیود مشخص برای پارامترهای نقاط پینچ و اپروچ انجام گرفته و این موارد با در نظر گرفتن قیود دیگری همچون حداقل دمای گازهای خروجی جهت جلوگیری از ایجاد نقطه شبنم تعیین شده است. تحلیل نقاط پینچ بویلر بازیاب موجود به شکل وابسته به راندمان کلی سیکل بازتوانی انجام گرفته و نقاط با در نظر گرفتن توابع هدف موجود تعیین شده‌اند.

۵. دمای محیط اثر محسوسی بر راندمان سیکل بازتوانی خواهد داشت. همانطور که در شکل‌های ۱۷ و ۱۸ مشاهده شد هر چه دمای محیط پایین‌تر باشد راندمان سیکل و هزینه‌های تمام شده کاهش خواهد یافت.

۶. همانگونه که انتظار می‌رود استفاده از احتراق اضافی در سیکل ترکیبی باعث افت خصوصیات مثبت سیکل خواهد شد و انجام چنین عملیاتی با توجه به افت محسوس خصوصیات واحد جز در شرایط لازم توصیه نمی‌شود.

هدف مقاله در کل نشان دادن میزان قابلیت ارتقاء توان و راندمان یک سیکل بخار توسط روش بازتوانی کامل بوده است مقادیر افزایش راندمان سیکل بازتوانی در صورت استفاده از سیکل‌های توربین گاز با راندمان حرارتی بالاتر مانند سیکل‌های توربین گاز بازیاب حرارتی و یا سیکل‌های گاز با تزریق بخار و ... نتایج بهتری را ارائه خواهد کرد.

۱۰- اندیس‌ها

۱۱- منابع

- | | | |
|--|----------------------------------|--------|
| [1] Stoll H.G., Smith R.W., Tomlinson L.O.; "Performance and Economic Considerations of Repowering Steam Power Plants", GE Company, 1994. | تعمیر و نگهداری | OM |
| [2] Moore T.; "Repowering as Competitive Strategy", Epri Journal, 1995. | نقطه پینچ | Pinch |
| [3] Walters A.B., Power Plant Topping Cycle Repowering, Energy Engineering Journal, 1995. | سوخت | f |
| [4] سرابچی کاظم، نباتی حمید، "بررسی ترمودینامیکی تبدیل یک نیروگاه بخار موجود به نیروگاه ترکیبی"، هشتمین کنفرانس سالانه انجمن مهندسان مکانیک ایران، ۱۳۷۹. | نیروگاه | PP |
| [5] Chase D.L., Kovacik J.M., Stoll H.G.; "The Economic of Repowering Steam Turbines", GE Company, 1991. | فشار بالا | HP, hp |
| [6] Kudlu N.; "Major Options and Considerations for Repowering With Gas Turbines", BETCHEL Project Report, 1989. | فشار پایین | LP, lp |
| [7] Stenzel W., Sopocy D.M., Pace S.; "Repowering Existing Fossil Steam Plants", EPRI, 1997. | پیش گرمکن | Pre |
| [8] صنایع سپهر، حمزه‌ای یونس، "مدل‌سازی و بهینه‌سازی فنی- اقتصادی بازسازی نیروگاههای بخار با استفاده از توربین‌های گاز"، بیستمین کنفرانس بین المللی برق، ۱۳۸۴. | کمپرسور هوا | AC |
| [9] Brandr J.A., Chase D.L.; "Repowering Application Consideration", J. of Engineering for Gas Turbines and Power, ASME, 1992. | مشعل اضافی | DB |
| [10] حسینعلی پور سیدمصطفی، مهرپناهی عبدالله، "بررسی اقتصادی بازتوانی نیروگاههای بخار در مقایسه با احداث نیروگاههای گازی"، هفتمین همایش ملی انرژی، ۱۳۸۸. | سیکل جدید | new |
| [11] نیری خضولو وحید، سیدحمودی سیدمحمد، "استفاده از هوای تازه در بازتوانی نیروگاههای بخار به روش جعبه هوا"، بیست و یکمین کنفرانس بین المللی برق، ۱۳۸۶. | آب تغذیه | fw |
| [12] اسدیان قهفرخی محمد، صمدی رامین، "مقایسه انواع روشهای بازتوانی در بهبود عملکرد نیروگاه لوشان"، شانزدهمین کنفرانس بین المللی مهندسی مکانیک، ۱۳۸۷. | اگزوزیک | ex |
| | هزینه خرید تجهیزات | PEC |
| | ثانیه | s |
| | بخار | steam |
| | تعمیر و نگهداری | first |
| | اکونومایزر | eco |
| | فوق گرمکن | sup |
| | بویلر بازیاب حرارت | HRSR |
| | گازهای توربین گاز | gas |
| | کمپرسور | comp |
| | هوا | a |
| | گاز | g |
| | محفظه احتراق | CC |
| | بویلر | b |
| | مرحله ورود هوا به کمپرسور | ۱ |
| | مرحله ورود هوا به محفظه احتراق | ۲ |
| | مرحله خروج گازهای ناشی از احتراق | ۳ |
| | مرحله خروج گازها | ۴ |

- [۲۴] صنایع سپهر، احمدی پوریا، "مدل‌سازی ترمودینامیکی و بهینه‌سازی چند هدفه نیروگاه سیکل ترکیبی با مشعل اضاف با الگوریتم ژنتیک"، هفتمین همایش ملی انرژی، ۱۳۸۸.
- [25] Ameri M., Ahmadi P., Hamidi A.; 2009. Energy, exergy and exergoeconomic analysis of a steam power plant: A case study", *Int. J. Energy Res.*, 2009, pp499-512.
- [26] Kotas T. J., *the Exergy Method in Thermal Plant Analysis*, Kriger, Malabar 1995.
- [27] Moran M.J., *Availability Analysis: A Guide to Efficient Energy Use*, ASME Press, New York, 1989.
- [28] Tsasaronis J., Bejan A., Micheal, M., *Thermal Design and Optimization*, John Wiley & Sons 1996.
- [29] Roosen P., Unhlenbruck S., Pareto K.; "optimization of a combined cycle power system as a decision support tool for trading off investment vs. operating cost", *Int. J. of Thermal Sciences*, 42, 2003, pp553-560.
- [30] Massardo A.F., Scialo M.; "Thermo-economic Analysis of Gas Turbine Based Cycle, *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*", ASME, 2000, p664-671.
- [31] El-Wakil M., 2nd Ed. *Power Plant Technology*, Mc Graw-Hill 1998.
- [32] Cohn H., Rogers G. F. C., 4th Ed. *Gas Turbine Theory*, Longman 1996.
- [۱۳] حسینی پور سید مصطفی، مهرپناهی عبدالله، "مقایسه حالت‌های موجود در بازتوانی نیروگاه‌های بخار به روش گرمایش آب تغذیه"، دومین کنفرانس نیروگاه‌های برق، ۱۳۸۸.
- [۱۴] عامری محمد، بهبودی احمد، قدسی‌قرجه بهروز، "محاسبه راندمان واقعی نیروگاه بعثت و بررسی علل افت آن"، شانزدهمین کنفرانس بین‌المللی برق، ۱۳۷۹.
- [15] Rostrom E.G., Pishko D.A., Athas J. G.; "Devon Station Repowering Study", EPRI, 1998.
- [۱۶] متقیان رضا، توچایی محمدتقی، طاهری محمدجواد، "پروژه طراحی تحقیقاتی نیروگاه بخار SPRD"، شرکت متن، بخش نیروگاه، ۱۳۷۹.
- [17] Coke D. H.; "Modeling of Off-design Multistage Turbine Pressures by Stodola's Ellipse", *PEPSE Proceeding*, 1983.
- [۱۸] یزدان‌پناه ژیل، شریفی حسین، ذکوی بهنام، "تیپ‌سازی بویلرهای بازیاب حرارت"، اولین کنفرانس صنعت نیروگاه‌های حرارتی، ۱۳۸۸.
- [۱۹] شرکتی شهریار، شریفی حسین، فولادی رامون، "بررسی جنبه‌های مختلف افزودن داکت برنر به بویلرهای بازیاب unfired"، اولین کنفرانس صنعت نیروگاه‌های حرارتی، ۱۳۸۸.
- [20] Dixon S.L., 4th Ed. *Fluid Mechanics, Thermodynamics of Turbomachinery*, pergamon press 1998.
- [21] Kumar N.R., Krishna K.R., Sitaramaraju A.V.; "Thermodynamic analysis of heat recovery steam generator in combined cycle power plant", *THERMAL SCIENCE: Vol. 11, 2007, No. 4, pp. 143-156*.
- [22] Sanjay O., Singh B.N.; "Thermodynamic modeling and simulation of advanced combined cycle for performance enhancement", *J. Power and Energy*, pp541-555.
- [23] Sanaye S., Ziabasharhagh M., Ghazinejad M.; "Optimal design of gas turbine CHP plant with preheater and HRSG", *Int. J. Energy Res.* 2009; 33 p766-777.