



پتانسیل سنجی و بهینه‌سازی فنی و اقتصادی تبدیل نیروگاه سیکل ترکیبی به سامانه تولید هم‌زمان آب و توان

مجید امیرعلی‌پور^۱، رامین کوهی کمالی^{۲*}

۱- دانشجوی دکتری، مهندسی مکانیک، دانشگاه گیلان، رشت

۲- دانشیار، مهندسی مکانیک، دانشگاه گیلان، رشت

*رشت، صندوق پستی ۳۷۵۶ kouhikamali@guilan.ac.ir

چکیده

ایران در منطقه گرم و خشک خاورمیانه قراردارد که دمای هوای تابستان در سیاری از نقاط بین ۳۵-۵۰ درجه سلسیوس است. این هوای گرم از یک سو و رشد جمعیت از سوی دیگر و از طرفی کاهش منابع آبی که در دهه‌های اخیر سیار چشمگیر بوده است؛ لزوم استفاده بهینه از واحد نیروگاهی کشور را بیش از بیش مشخص کرده به طوری که نیروگاه‌های موجود بنوای عملکرد مناسبی در تولید هم‌زمان داشته باشند؛ بنابراین در این تحقیق عملکرد یک واحد سیکل ترکیبی در شرایط تبدیل به سامانه تولید هم‌زمان آب و توان مورد مطالعه فنی و اقتصادی قرار گرفته است. در سامانه مورد نظر از هر دو مکانیزم آب شیرین کن غشایی و حرارتی که به صورت موازی در سامانه تعبیه شده است و عملکرد سامانه در شرایط متفاوت تقاضای آب و توان مورد بررسی قرار گرفته است. نتایج نشان می‌دهد زمانی که آب شیرین کن حرارتی و اسэм معکوس به تنهایی در سامانه قرار دارند توانایی تولید ۷۰۰۰ و ۱,۴۰۰,۰۰۰ مترمکعب آب شیرین روزانه را دارند. در کنار مدل سازی سامانه، تحلیل اقتصادی نیز انجام شده و تغییرات قیمت فروش آب در هر یک از واحدهای شیرین‌سازی آب با افزایش ظرفیت نشان داده شده است. در انتها با در نظر گرفتن قیمت میانگین فروش آب به عنوان یک تابع هدف و راندمان سیکل ترکیبی به عنوان تابع هدف دیگر بهینه‌سازی دو هدفه انجام گرفته و نتایج در قالب نمودار پرتو ارائه شده است. نتایج نشان می‌دهد بیشترین راندمان ۰.۴۵۴ و کمترین قیمت فروش آب ۱,۵۱۱ دلار به ازای هر مترمکعب خواهد بود.

اطلاعات مقاله

مقاله پژوهشی کامل

دریافت: ۱۱ آبان ۱۳۹۶

پذیرش: ۱۲ دی ۱۳۹۶

ارائه در سایت: ۰۵ بهمن ۱۳۹۶

کلید واژگان:

سیکل ترکیبی

تولید هم‌زمان آب و توان

آب شیرین کن غشایی و حرارتی

مدل اقتصادی

بهینه‌سازی دوهدفه

Potential assessment and techno-economic optimization of conversion of combined cycle power plant into a water and power co-generation system

Majid AmirAlipour, Ramin Kohi Kamali*

Department of Mechanical Engineering, University of Guilan, Rasht, Iran

* P.O.B. 3756 Rasht, Iran, kouhikamali@guilan.ac.ir

ARTICLE INFORMATION

Original Research Paper

Received 02 November 2017

Accepted 02 January 2018

Available Online 25 January 2018

Keywords:

Combined Cycle
Simultaneous Power and Water Generation
Membrane & Thermal Water Sweetener
Economic Model
Two-Objective Optimization

ABSTRACT

Iran is located in the warm and dry region of the Middle East, where summer temperature ranges from 35 to 50 °C in the majority of the regions. Some critical factors including hot weather, population growth, and reduction in water resources as a highly impressive factor in the recent decades, all have underlined more efficient use of power plant in Iran, such that the existing power plants must function properly in simultaneous generation. Thus, the current research presents a techno-economic analysis of the function of a combined cycle unit under the condition of conversion into a water and power co-generation system. In the system, both membrane and thermal water sweetener mechanisms are used in parallel. The performance of the system in different conditions of water and power demand has been investigated. The results show that when the Thermal and Revers Osmosi are in the system alone, they can produce about 7,000 and 1,400,000 cubic meters of fresh water per day. Following the modelling of the system, the economic analysis was also performed, and Changes in the price of water sales are shown in each of the water desalination units with increased capacity. Finally, considering the average water sale price as a objective function and combined cycle efficiency as another function, two-objective optimization was performed, and the results are presented in the form of Pareto Graph, which the highest efficiency and lowest sale price are 0.454 and 1.511, respectively.

۱- مقدمه

کرده‌اند. سیاری از محققین سیستم‌های را توسعه دادند که بر پایه منابع تجدیدپذیر انرژی کار می‌کرده‌اند و سیاری دیگر با تغییر و تکامل سیستم‌های سنتی به بررسی راندمان این سیستم‌ها مبادرت ورزیدند. در

با شروع بحران انرژی در دهه ۷۰ میلادی کشورهای پیشرفته شروع به بررسی و تحقیق در مورد سیستم‌های حديث انرژی با هدف کنترل این بحران

برای ارجاع به این مقاله از عبارت ذیل استفاده نمایید:

M. AmirAlipour, R. Kohi Kamali, Potential assessment and techno-economic optimization of conversion of combined cycle power plant into a water and power co-generation system, *Modares Mechanical Engineering*, Vol. 18, No. 02, pp. 189-200, 2018 (in Persian)

بررسی کردند آن‌ها در تحلیل خود شرایط بهینه قرار گرفتن ترمومپرسور را بر عملکرد آب شیرین کن تعیین کردند. سلیمی و عمیدپور [9] به مطالعه یکپارچه‌سازی واحد شیرین‌سازی چندمرحله‌ای با سیستم تولید هم‌زمان توان و حرارت پرداختند آن‌ها را بخار کم فشار در دو مطالعه موردی به عنوان بخار محرك برای سیستم آب شیرین کن استفاده کردند و نشان دادند که یکپارچه‌سازی آب شیرین کن با حرارت مورد نیاز 2.2 مگاوات می‌تواند موجب افزایش مصرف سوخت سیستم تولید هم‌زمان در سال به میزان 30.257 مگاوات و کاهش آن به میزان 52.765 مگاوات براساس نقطه بهره‌برداری پیش و پس از یکپارچه‌سازی شود. در سال‌های اخیر تحقیقات اندکی در خصوص سامانه‌های ترکیبی غشایی و حرارتی به وسیله پژوهشگران گزارش شده است.

ال‌سید و همکاران [10] یک طرح سری از سیستم‌های هیریدی غشایی-تبخیر ناگهانی را مورد مطالعه قرار دادند و اثر دمای آب تغذیه را به صورت آزمایشی روی سیستم بررسی شده خود تحلیل نمودند. آن‌ها گزارش کردند که به صورت متوسط ۲/۲٪ افزایش راندمان به ازای ۱ درجه سلیوس دمای آب تغذیه به دست می‌آید، همچنین نشان دادند در این حالت ۲۵٪ کاهش در مصرف انرژی وجود دارد که نسبت به حالت پیشین کمتر است. مارکوویچیو و همکاران [11] به ارائه مدلی ریاضی برای سیستم ترکیبی اسمز معکوس و تبخیر ناگهانی پرداخته، آن‌ها هدف خود را بهینه حالت طراحی و کارکرد سیستم ترکیبی برای تولید آب معزوفی کردند. سیستم مورد بررسی شامل یک واحد تبخیر ناگهانی و دو واحد اسمز معکوس بوده است. آن‌ها پارامترهایی از جمله تعداد لوله‌ها در پیش گرمنک، سرعت آب شور و ضربی انتقال حرارت کل را به عنوان متغیر برای سیستم حرارتی و فشار کارکرد جریان ورودی و خروجی مبدل را به عنوان متغیر در سیستم غشایی در نظر گرفته و مورد بررسی قرار دادند. آن‌ها مدل خود را با یک مطالعه موردي مطابقت و صحت مدل‌سازی خود را ارائه کردند. خوش‌گفتارمنش و همکاران [12] به بررسی یک سیستم ترکیبی آب شیرین کن تبخیر چند مرحله‌ای و اسمز معکوس پرداختند و سه حالت مختلف خارج کردن بخار بر مصرف سوخت نیروگاه بررسی کردند و در انتها با بهینه‌سازی اگرژی اقتصادی، حالت بهینه ترکیب سایت و سیستم هیریدی را نشان دادند. وولانینگ و همکاران [13] به تحلیل فنی و اقتصادی یک سامانه تولید هم‌زمان آب و توان پرداختند. سیستم مورد تحلیل آن‌ها یک توربین بخار، یک واحد آب شیرین کن اسمز معکوس و یک واحد آب شیرین کن تبخیر ناگهانی بوده است. سامانه مورد بررسی ظرفیت تولید 250 مگاوات توان و 120000 مترمکعب آب تازه را داشته است. نتایج بررسی آن‌ها نشان داد عملکرد هم‌زمان با شرایط تقاضا برای آب تازه قابل تغییر است زمانی تقاضای آب کمتر از 8000 مترمکعب در روز بوده ترکیب واحد توان و آب شیرین کن تبخیر ناگهانی و زمانی که تقاضای آب بالای 8000 متر مکعب در روز است ترکیب سه‌گانه تولید توان و آب شیرین کن‌های اسمز معکوس و تبخیر ناگهانی به عنوان حالت بهینه سیستم انتخاب شده انتخاب شده است. با توجه به بررسی‌های انجام گرفته و در راستای تکمیل آن‌ها و با در نظر گرفتن این نکته که عدمه تحقیقات پیشین در زمینه سیستم‌های تولید هم‌زمان آب و توان برایه واحدهای گازی و بخار به تنهایی بوده است، هدف این تحقیق ارزیابی و بهینه‌سازی فنی و اقتصادی یک واحد سیکل ترکیبی و ارائه روشی که برای سایر نیروگاههای مشابه جهت تبدیل به سامانه تولید هم‌زمان با در نظر گرفتن شرایط ترکیب هر دو فرآیند غشایی و حرارتی شیرین‌سازی آب است. بطور خلاصه موارد زیر در تحقیق حاضر مد نظر است.

- مدل‌سازی نیروگاه سیکل ترکیبی

کشورهای در حال توسعه نیز تغییر شرایط آب و هوایی، تابستان‌های گرم و خشک و همچنین رشد جمعیت زیاد منتج به افزایش سریع مصرف توان الکتریکی و آب تازه در سال‌های اخیر شده است. از سویی تحقیقاتی در سال 2010 از بازارهای شیرین‌سازی آب نشان از افزایش 11 درصدی تقاضای آب در سال‌های اخیر داشته است [1].

آب شیرین کن‌ها به عنوان یک گزینه ضروری برای غلبه بر معضل کمبود آب شیرین مطرح هستند. آب شیرین کن‌های چند اثره^۱، چند مرحله‌ای^۲ و اسمز معکوس^۳ به عنوان سه فرآیند شناخته شده در این زمینه به حساب می‌آیند. از سویی ترکیب تکنولوژی‌های حرارتی و غشایی (هیرید) شیرین‌سازی آب و ترکیب آن با واحد تولید توان جهت افزایش راندمان در سال‌های اخیر بسیار مورد نظر پژوهشگران قرار گرفته است.

مهم‌ترین مزیت سیستم‌های ترکیبی انعطاف در ارتباط بین سیستم‌های حرارتی و مکانیکی است. این مهم در انتها منجر به ترکیبی می‌شود که قادر است معاایب یک سیستم را به کمترین مقدار و مزایای یک تکنولوژی را به بیشترین مقدار خود برساند علاوه‌بر آن می‌تواند باعث کاهش هزینه مرکزی برای تولید آب معین در مقیاسی مشخص شود. شرایط حالت‌های مختلفی برای مسیر عبور آب شور و نفوذ آن بین آب شیرین کن‌های حرارتی و اسمز معکوس در دستگاه‌های ترکیبی و ترکیب آن با واحدهای توان وجود دارد و حالت موازی و سری که حالت‌هایی از نحوه ترکیب دو سیستم آب شیرین کن است که در تحقیقات متمدی پژوهشگران به اشاره کردند.

کوهی کمالی و همکاران [4-2] در تحقیقات متمدی به ارائه مدلی برای تحلیل آب شیرین کن‌های حرارتی چند مرحله مبادرت ورزیدند. آن‌ها روشی برای تحلیل پارامتری و بهینه‌سازی واحد با در نظر گرفتن همه پارامترها ارائه دادند. در واقع آن‌ها مدلی ارائه کردند که قادر به پیش‌بینی متغیرها از قبیل ضربی انتقال حرارت، دما، فشار، ظرفیت کل شرایط طراحی و عملکردی سیستم است. آمری و همکاران [5] به تحقیق روی یک واحد حرارتی قبل حمل پرداختند آن‌ها اثر متغیرهایی از قبیل تعداد افکت‌ها، فشار بخار، دمای مختلف هر افکت و دمای آب تغذیه را مورد تحلیل قرار داده و نشان دادند که مقدار بهینه عملکرد، تابعی از مقدار نمک آب، اختلاف دمای هر افکت و دمای آب تغذیه است همچنین گزارش کردند افزایش فشار بخار ورودی باعث افزایش عملکرد می‌شود. حسینی و همکاران [6] به بهینه‌سازی آن تبخیر ناگهانی و واحد ترکیبی تولید توان و آب که واحد شیرین‌سازی آن تبخیر ناگهانی و واحد توان آن توربین گاز بوده است مبادرت ورزیده و از تحلیل اگرژری اقتصادی برای تعیین عملکرد سیستم بهره جستند. پورفاطمی و احمدی [7] به تحلیل اگرژری و زمانه تولید هم‌زمان آب و توان پرداختند. آن‌ها از ترکیب پیل سوختی اکسید جامد به همراه توربین گاز برای تولید توان استفاده کردند و از حرارت تولید شده جهت راهاندازی آب شیرین کن حرارتی چند اثره استفاده کردند. نتایج تحلیل آن‌ها منجر به ارائه سیستمی با راندمان حرارتی 66% و اگرژری 57% گردید. سپس قابلیت اطمینان و دسترس‌پذیر بودن سیستم مورد مطالعه به روش مارکوف محاسبه کردند. اورتگا دلگادو و همکاران [8] به تحلیل و بررسی یک سامانه ترکیبی آب و توان پرداختند. سامانه مورد مطالعه آن‌ها ترکیب یک واحد آب شیرین کن تبخیر چند مرحله‌ای جهت تولید آب تازه و یک سیکل رانکین جهت تولید توان بوده است. آن‌ها اثر پارامترهای همچون شرایط بخار ورودی به ترمومپرسور و سطوح انتقال حرارت در آب شیرین کن را بر عملکرد سامانه

¹ MSF(Multi Stage Flashing)

² MED (Multi Effect Desalination)

³ RO (Revers Osmosis)

میزان تولید آب‌شیرین و راندمان نیروگاه دارد. خروج بخار در فشار بالاتر جهت واحد آب‌شیرین‌کن و مقدار آب‌شیرین تولیدی مطلوب و از جهت افت توان توربین بخار نامناسب است و بالعکس. تأمین بخش دیگری از آب تولیدی در سامانه به عنوان سوداصل از تبدیل نیروگاه به سامانه تولید همزمان آب و توان به عهده واحد اسمز معکوس است. پمپ آب‌شیرین‌کن اسمز معکوس توان خود را از زنترتور توربین گاز نیروگاه تأمین می‌کند. حال ترکیبی موازی برای آب‌شیرین‌کن‌های حرارتی و اسمز معکوس در سامانه مدل شده مورد نظر است و همان‌گونه که پیشتر بیان شد در حالت موازی طرفیت هر یک از واحدهای آب‌شیرین‌کن مستقل از یکدیگر است.

2-2- مدل ترمودینامیکی

یک مدل ریاضی جهت آنالیز چرخه و اجزای آن ارائه شده است که کمک می‌کند تا چرخه از لحاظ ترمودینامیکی تحلیل شود. مدل استفاده شده در این مقاله با استفاده از نرم افزار ای.اس و به صورت کاملاً پارامتری تهیه شده و تحلیل به کار رفته بطور خلاصه در ادامه ارائه شده است. برای مدل سازی سیستم معادلات موازنۀ انرژی و جرم هر مولفه از اجزاء نیروگاه با توجه به حجم کنترل آن‌ها در حالت پایدار نوشته می‌شود. در مدل سازی سیکل ترکیبی پارامترهای طراحی انتخاب شده منطبق با نیروگاه سیکل ترکیبی گیلان است و تمامی این اعداد در شرایط نیروگاهی متفاوت قابل

- بررسی تواماً اثر استفاده از بخار تولیدی بویلر بازیاب نیروگاه در شرایط مختلف تولید بخار بر عملکرد آب‌شیرین‌کن حرارتی و نیروگاه
- استفاده از انرژی الکتریکی توربین گاز در سیستم اسمز معکوس
- بررسی کارکرد همزمان واحد حرارتی و غشایی در ترکیب با سیکل ترکیبی
- تحلیل اقتصادی سامانه مدل شده
- بهینه‌سازی دو هدفه سامانه مورد نظر با در نظر گرفتن توابع هدف فنی و اقتصادی

2-2- مدل سازی

2-1- مدل توصیفی

شماتیک کامل سامانه مدل شده و همچنین نمودار مفهومی آن مطابق شکل 2,1 است. سیکل ترکیبی از دو واحد گاز، دو بویلر مولد بخار دو فشاره و یک سیکل بخار با توربین بخار در دو سطح فشار بالا و پایین، دو درام فشار بالا و فشار پایین، تانک آب تغذیه، یک کندانسور هوایی و پمپ‌های فشار بالا و فشار پایین است. در سامانه تولید همزمان آب و توان قسمتی از بخار تولیدی به عنوان بخار محرک در واحد شیرین‌سازی حرارتی مورد استفاده قرار می‌گیرد. خارج کردن بخار از هر خط فشار اثر دوگانه‌ای را بر

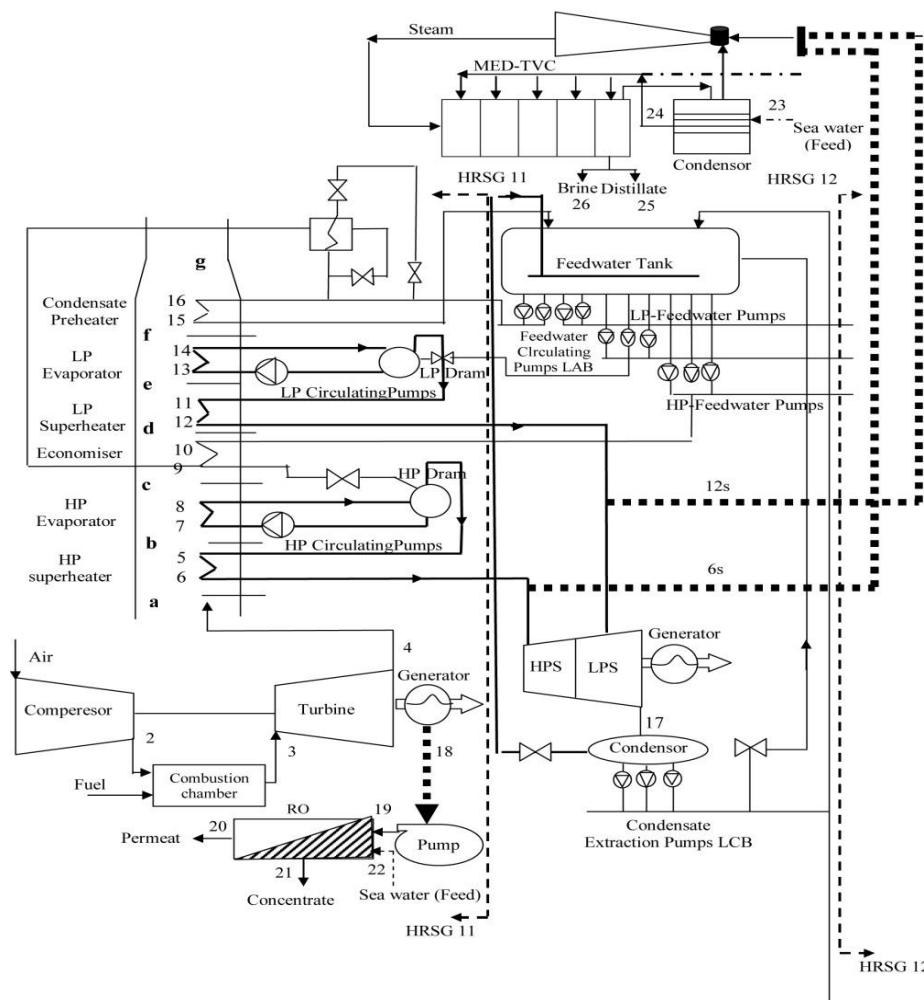


Fig. 1 Schematic of cogeneration of power and Water

شکل 1 شماتیک سامانه تولید همزمان آب و توان

3-2-2- توربین گاز

معادلات توربین در نیروگاه گازی به صورت معادلات (12-15) است.

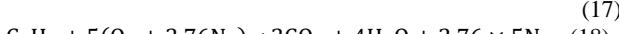
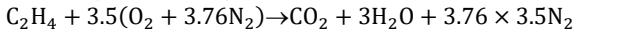
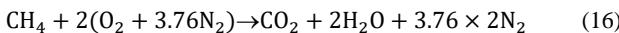
$$T_4 = T_3 \left\{ 1 + \frac{1}{\eta_{GT}} \left[1 - \left(\frac{P_3}{P_4} \right)^{1-\gamma_g/\gamma_g} \right] \right\} \quad (12)$$

$$\dot{W}_{GT} = \dot{m}_g C_{P_g} (T_3 - T_4) \quad (13)$$

$$\dot{W}_{Net} = \dot{W}_{GT} - \dot{W}_{AC} \quad (14)$$

$$\dot{m}_g = \dot{m}_1 - \dot{m}_f \quad (15)$$

η_{GT} کار توربین گاز، \dot{W}_{AC} کار کمپرسور و \dot{W}_{Nex} کار خالص و راندمان آبزنشروپیک توربین نیروگاه است. گاز طبیعی به عنوان سوخت نیروگاه در نظر گرفته شده است. گاز طبیعی در هر منطقه که وجود دارد دارای ترکیبات متفاوتی است. با توجه به بررسی انجام شده عمدۀ ترکیبات گاز طبیعی شامل 86% متان، 10% اتان و 4% پروپان در نظر گرفته شده است. معادلات سوختن متان، اتان و پروپان به مطابق روابط (16-18) است.



در سیکل توربین گاز سیال اصلی هواست، لکن پس از خروج از محفظه احتراق و سوختن گاز طبیعی در محفظه احتراق محصولات احتراق نیز به آن اضافه می‌شوند و همچنین درجه حرارت سیال در سیکل مدام در حال تغییر است؛ بنابراین تغییرات گرمایی ویژه در سیکل باستی مورد نظر قرار گیرد. ظرفیت گرمایی ویژه هوا و گاز به صورت توابع چند جمله مشخص بیان می‌شود [14].

3-2-2- بویلربازیاب

بویلر نیز مانند هر مبدلی مکانی است که انرژی از سیال داغ با درجه حرارت بالا به سیال دیگر با درجه حرارت پایین منتقل می‌شود. بویلر نیروگاه مورد نظر از نوع دو فشاره است. با نوشتن معادله موازنه انرژی برای قسمت‌های مختلف بویلر و با توجه به شماره‌گذاری‌های شکل 1 می‌توان مشخصات نواحی مختلف سیکل را به دست آورد.

سوپر‌هیتر فشار بالا به صورت رابطه (19) است.

$$\dot{m}_g c_p (T_a - T_b) = \dot{m}_{HPST} (h_6 - h_5) \quad (19)$$

اوپراتور فشار بالا به صورت رابطه (20) است.

$$\dot{m}_g c_p (T_b - T_c) = \dot{m}_{HPST} (h_7 - h_8) \quad (20)$$

اکونومایزر فشار بالا به صورت رابطه (21) است.

$$\dot{m}_g c_p (T_c - T_d) = \dot{m}_{HPST} (h_{10} - h_9) \quad (21)$$

سوپر‌هیتر فشار پایین به صورت رابطه (22) است.

$$\dot{m}_g c_p (T_d - T_e) = \dot{m}_{LPST} (h_{12} - h_{11}) \quad (22)$$

اوپراتور فشار پایین به صورت رابطه (23) است.

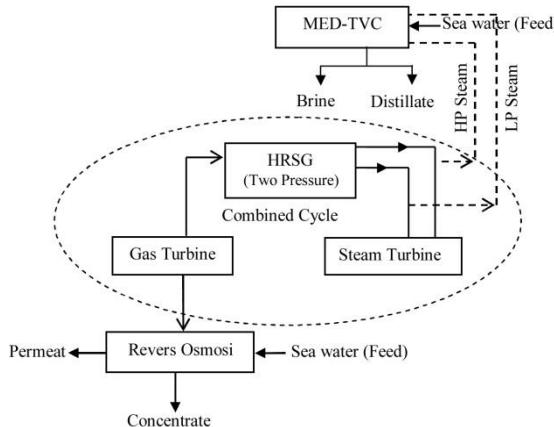
$$\dot{m}_g c_p (T_e - T_f) = \dot{m}_{LPST} (h_{13} - h_{14}) \quad (23)$$

اکونومایزر فشار پایین به صورت رابطه (24) است.

$$\dot{m}_g c_p (T_f - T_g) = \dot{m}_{COND2} (h_{15} - h_{16}) \quad (24)$$

آبهای ورودی به بویلر عبارت از آبهای تغذیه مسیرهای فشار پایین و فشار بالا، آب ورودی از کندانسور، آب ورودی از پمپ‌های تغذیه و بخارهای خروجی از بویلر عبارت از بخار خروجی از سوپر‌هیتر فشار بالا و فشار پایین و مجموع بخار خروجی از بخش پری هیتردو است. کل انرژی داده شده به بویلر مطابق روابط (26,25) و انرژی جذب شده توسط آب و بخار مطابق روابط (29-27) است.

$$Q_{total} = \dot{m}_{HotGas} \times h_{HotGas} \quad (25)$$



شکل 2 طرح مفهومی سامانه تولید هم‌زمان

تغییر است. توان نامی نیروگاه سیکل ترکیبی گیلان 450 مگاوات است که دو واحد گاز و یک واحد بخار وظیفه تامین این توان را به عهده دارد.

2-1- کمپرسور

کمپرسورهای توربین‌های گازی یک دستگاه با دبی حجمی ثابت در فرکانس ثابت شبکه هستند. دبی جرمی و در نتیجه توان تولیدی آن‌ها به طور مستقیم به چگالی‌ها به صورت روابط (2,1) بستگی دارد.

$$T_2 = T_1 \left\{ 1 + \frac{1}{\eta_{AC}} \left[r_c^{\gamma-1/\gamma} \right] \right\} \quad (1)$$

$$\dot{W}_{AC} = \dot{m}_1 C_{P_a} (T_2 - T_1) \quad (2)$$

در روابط بالا r_c نسبت فشار کمپرسور، η_{AC} راندمان کمپرسور و ظرفیت گرمایی هواست. با توجه به وابستگی γ به دما، دو رابطه (2,1) با سعی و خطاب برای به دست آوردن دمای خروجی به کار می‌روند. باید توجه داشت که جریان ورودی شامل هوا و بخار آب همراه با آن است. فشارهای جزئی بخار و هوا به کمک روابط (10-3) محاسبه می‌شود.

$$P_V = \varphi P_g \quad (3)$$

$$P_a = p - P_v \quad (4)$$

$$\dot{m}_v = 0.622 \dot{m}_a \frac{P_v}{P_a} \quad (5)$$

$$\dot{m}_a = \dot{m}_1 - \dot{m}_v \quad (6)$$

$$C_p = \frac{\dot{m}_a}{\dot{m}_a + \dot{m}_v} C_{P_g} + \frac{\dot{m}_v}{\dot{m}_a + \dot{m}_v} C_{P_w} \quad (7)$$

$$\dot{V} = \frac{\dot{m} R (T + 273)}{P} \quad (8)$$

$$\gamma = \frac{C_p}{C_p - R} \quad (9)$$

$$\omega = \frac{0.622 \varphi P_g}{P - \varphi P_g} \quad (10)$$

در معادلات فوق φ رطوبت نسبی، P_v و P_g فشار بخار اشباع، C_{P_g} گرمای ویژه گاز، C_{P_w} گرمای ویژه هوا به همراه رطوبت، C_p گرمای ویژه کل و \dot{m}_a و \dot{m}_v دبی جرمی هوای خشک و بخار است.

2-2- محفظه احتراق

هوای فشرده شده بعد از کمپرسور در محفظه احتراق با سوخت تزریقی واکنش انجام می‌دهد. معادلات آن به صورت رابطه (11) است.

$$\dot{m}_1 h_2 + \dot{m}_f LHV = \dot{m}_g h_c + (1 - \eta_{cc}) \dot{m}_f LHV \quad (11)$$

دبی سوخت و η_{cc} راندمان احتراق است.

واحد نیروگاهی ضروری است. مهم‌ترین مصرف‌کننده بخش بخار پمپ‌های فشار بالا و فشار پایین است. توان پمپ‌ها با توجه به موقعیت مکانی آن‌ها مطابق رابطه (35) محاسبه می‌شود.

$$W_{\text{pump}} = \dot{m}(h_{\text{out}} - h_{\text{in}}) \quad (35)$$

یکی دیگر از مصرف‌کننده‌های بزرگ بخش بخار فن‌های کندانسور است که در هر مدول وظیفه شناور کردن هوا بر خروجی کندانسور را به عهده دارد. توان مصرفی هر فن حدود 0.2 مگاوات است. توان مصرفی کل فن‌ها مطابق رابطه (36) است.

$$\dot{W}_{\text{fans}} = \text{number} \times \dot{W}_{\text{fan}} \quad (36)$$

در هر مدول نیروگاه سیکل ترکیبی گیلان تعداد 21 عدد پمپ وظیفه چرخش آب را به عهده دارد که از این تعداد 12 پمپ در حال کار و 9 پمپ در حال آماده به کار است. همچنین تعداد 28 فن وظیفه شناور کردن هوا را دارد. راندمان نیروگاه سیکل ترکیبی مطابق رابطه (37) محاسبه می‌شود.

$$\eta_{\text{CCPP}} = \frac{\dot{W}_{\text{GT}} - \dot{W}_{\text{Comp}} + \dot{W}_{\text{ST}} - \dot{W}_{\text{AUX,bot}}}{\dot{Q}_{\text{in,CCPP}}} \quad (37)$$

در رابطه (37) η_{CCPP} و $\dot{W}_{\text{AUX,bot}}$ به ترتیب راندمان، مجموع توان مصرف‌کننده‌ها و انرژی ورودی به سیکل ترکیبی است.

2-2-8- آب شیرین کن اسمز معکوس

در فرآیندهای آب شیرین کن غشایی با اعمال فشار یک پمپ فشار بالا، آب تغذیه به یک طرف لوله‌های اسمز معکوس تزریق می‌شود و از انتهای دیگر آن پس آب خارج می‌شود و آب شیرین شده از طریق یک خروجی سوم که عموماً در طول خط مرکزی لوله هست، خارج می‌شود. انرژی مورد نیاز برای پمپ کردن حجم V_0 از آب تغذیه با فشار ΔP ، در کاتال اسمز معکوس جریان متقطع، طبق رابطه (38) با حجم و فشار آب تغذیه تعیین می‌شود.

$$E = V_0 \Delta P \quad (38)$$

با فرض این‌که افت فشار در کاتال غشاء با توجه به اصطکاک ناچیز بوده، انرژی باقی‌مانده در جریان پس آب مطابق رابطه (39) است.

$$ER = (1 - R)V_0 \Delta P \quad (39)$$

انرژی استفاده شده برای تولید آب شیرین در یک فرآیند اسمز معکوس جریان متقطع به صورت رابطه (40) نوشته می‌شود.

$$E_P = RV_0 \Delta P \quad (40)$$

با انتگرال‌گیری از رابطه بالا انرژی ویژه مورد نیاز برای تولید آب شیرین در فرآیند اسمز معکوس جریان متقطع، به صورت رابطه (41) است.

$$W = 2.78 \times 10^{-7} \Delta P \quad (41)$$

که در رابطه (41) W انرژی ویژه مورد نیاز در فرآیندهای اسمز معکوس جریان متقطع و ΔP فشار رانش در واحد پاسکال است. فشار اسمزی در آب شیرین کن اسمز معکوس جریان متقطع در طول کاتال غشاء با توجه به رسوب نمک افزایش می‌یابد و فشار رانش باید مساوی و یا بزرگ‌تر از فشار اسمزی در انتهای کاتال غشاء باشد. در طراحی‌ها فشار مورد نیاز را می‌توان با همگن در نظر گرفتن سیستم اسمز معکوس به صورت رابطه (42) در نظر گرفت.

$$\Delta P = \bar{\Delta \pi} + \bar{V}R_m = \Delta \pi_0 \frac{2 - R}{2(1 - R)} + \Delta P_{\text{net}} \quad (42)$$

که در رابطه (42) $\bar{\Delta \pi}$ شار میانگین آب‌شیرین، R_m مقاومت غشاء، $\Delta \pi_0$ فشار اسمزی میانگین و ΔP_{net} فشار اسمزی آب تغذیه است؛ بنابراین انرژی ویژه لازم برای فرآیند اسمز معکوس جریان متقطع با ترکیب معادلات (42,41) به صورت معادله (43) نوشته می‌شود.

$$W = 2.05 \times 10^{-5} \frac{C_0(2 - R)}{2(1 - R)} + 2.78 \times 10^{-7} \Delta P_{\text{net}} \quad (43)$$

$$\dot{m}_{\text{HotGas}}(h_{\text{HotGas}} - h_{\text{HRSG}}) = Q_a + Q_R \quad (26)$$

$$Q_a = Q_{\text{B,INL,W}} - Q_{\text{B,OUT,W}} \quad (27)$$

$$Q_{\text{B,INL,W}} = [(\dot{m} \times h)_{\text{LPFW}} + (\dot{m} \times h)_{\text{HPFW}}] + (\dot{m} \times h)_{\text{SP}} + (\dot{m} \times h)_{\text{COND}} + (\dot{m} \times h)_{\text{FWC}} \quad (28)$$

$$Q_{\text{B,OUT,W}} = [(\dot{m} \times h)_{\text{LPST}} + (\dot{m}_{\text{HPFW}} \times \dot{m}_{\text{HPECO}}) \times h_{\text{HPST}}] + (\dot{m}_{\text{COND}} + \dot{m}_{\text{HPECO}} + \dot{m}_{\text{FWC}}) \times h_D \quad (29)$$

در روابط فوق Q_R مقدار انرژی حرارتی که از طریق تشعشع اتلاف می‌شود و به دلیل عایق بودن بویلر مقدار آن ناچیز است. در نیروگاه سیکل ترکیبی گیلان حدود 477 کیلو وات است. Q_a جذب شده توسط آب و

بخار و Q_{total} کل انرژی گرمایی ورودی به بویلر است، همچنین $Q_{\text{B,INL,W}}$ و

$Q_{\text{B,OUT,S}}$ به ترتیب مربوط به آب ورودی به بویلر و بخار خروجی از بویلر

است و همچنین سیال دما بالا، گازهای داغ خروجی از واحدهای گازی است. جهت محاسبه توان توربین بخار موازنه انرژی به صورت معادله (30) نوشته

می‌شود.

$$\dot{m}_6 h_6 + \dot{m}_{12} h_{12} - \dot{m}_{17} h_{17} = \dot{W}_{\text{ST}} \quad (30)$$

2-2-5- تانک آب تغذیه و درام

در هر مدول بخش بخار سیکل ترکیبی یک تانک آب تغذیه جهت دریافت

آب تقطیر شده و تغذیه پمپ‌های فشار بالا و فشار پایین وجود دارد. ظرفیت

تانک آب تغذیه در سامانه مدل شده 100 مترمکعب است. معادله موازنه

جرمی در آن به صورت رابطه (31) است.

$$\dot{m}_{\text{HPECO}} = \dot{m}_{\text{cond}} + \dot{m}_{\text{ST}} - \dot{m}_{\text{LPFW}} - \dot{m}_{\text{HPFW}} \quad (31)$$

در رابطه (31) \dot{m}_{ST} به ترتیب آب ورودی از کندانسور و بخار

\dot{m}_{HPFW} و \dot{m}_{LPFW} به فیدوایتر تانک جهت گرمایش است و همچنین

به ترتیب آب‌های خروجی از تانک آب تغذیه جهت مسیرهای فشار بالا و

فشار پایین هستند. درام که با توجه به دو فشاره بودن بویلر نیروگاه در دو

حالات فشار بالا و فشار پایین وجود دارد جهت دریافت آب از تانک آب تغذیه و انتقال آن به مسیرهای فشار بالا و فشار پایین و جدا کردن آب و بخار و

ارسال بخار اشباع به بخش سوپرهیتر بویلر تعییه شده است.

2-2-6- کندانسور نیروگاه

کندانسور مدل شده در سیکل ترکیبی که از نوع هوایی است در واقع یک

مبدل حرارتی است که سیال خنک‌کننده آن هوای محیط و سیال

خنک‌شونده آن بخارهای خروجی از توربین است. برای به دست آوردن میزان

انتقال حرارت کندانسور از رابطه (32) استفاده می‌شود.

$$\dot{m}_{\text{cond}}(h_{\text{cond,out}} - h_{\text{cond,in}}) = U_{\text{cond}} \times A_{\text{cond}} \times \Delta T_{\text{In,cond}} \quad (32)$$

برای به دست آوردن دمای هوای خروجی از کندانسور از رابطه (33)

استفاده می‌شود و اختلاف دمای لگاریتمی مطابق رابطه (34) است.

$$\dot{m}_{\text{cond}} \times (h_{\text{cond,out}} - h_{\text{cond,in}}) = \dot{m}_{\text{air}} \times C_{p,\text{air}} \times (T_{\text{air,out}} - T_{\text{air,in}}) \quad (33)$$

$$\Delta_{\text{In,cond}} = \frac{((T_{\text{cond,in}} - T_{\text{air,out}}) - (T_{\text{cond,out}} - T_{\text{air,in}}))}{\ln \frac{(T_{\text{cond,in}} - T_{\text{air,out}})}{(T_{\text{cond,out}} - T_{\text{air,in}})}} \quad (34)$$

در معادلات فوق $T_{\text{cond,out}}$ ، $T_{\text{cond,in}}$ ، $T_{\text{air,out}}$ ، $T_{\text{air,in}}$ به ترتیب

دماهی هوای ورودی، دمای هوای خروجی، دمای بخار ورودی و دمای خروجی

و همچنین $h_{\text{cond,out}}$ ، $h_{\text{cond,in}}$ ، \dot{m}_{air} و $\dot{m}_{\text{cond,in}}$ به ترتیب آنتالپی

خرجی، آنتالپی ورودی، دمی بخار کندانسور و دمی هواست.

2-2-7- مصرف کندنده‌ها

محاسبه توان مصرف کندنده‌های بخار جهت به دست آوردن توان دقیق

جدول ۱ متغیرهای آب شیرین کن چند مرحله‌ای تبخیری

Table 1 Multi effect desalination variables

نماد	توصیف
$T_{b1}, T_{b2}, \dots, T_{bn}, T_{bn}$	دمای هر افکت
$T_{F1}, T_{F2}, \dots, T_{Fn-1}, T_{Fn}, T_{Feed}$	دمای آب تغذیه کلی و هر افکت
$T_{V1}, T_{V2}, \dots, T_{Vn-1}, T_{Vn}$	دمای بخار خروجی از هر افکت
$D_1, D_2, \dots, D_{n-1}, D_n, D_{cond}$	محصول هر افکت و کندانسور
$F_1, F_2, \dots, F_{n-1}, F_n, F_1$	دبي آب تغذیه کلی و هر افکت
$V_1, V_2, \dots, V_{n-1}, V_n, V_{st}$	دبي بخار ورودی به هر افکت
$M_{sw}, M_{rej}, M_{motive}$	دبي آب دریا، آب خنک کن، بخار محرک
$V_2(1), V_2(2), \dots, V_2(n)$	برخ مکش ترمومکپرسور از هر افکت
B_1, B_2, \dots, B_n	دبي آب پساب از هر افکت
$A_{e1}, A_{e2}, \dots, A_{en}, A_c$	سطح هر افکت و کندانسور
$X_{b1}, X_{b2}, \dots, X_{bn}$	غلظت آب پساب از هر افکت

اگرچه قیمت اولیه به تنها یک نمی‌تواند سودآور بودن و یا ریسک سرمایه‌گذاری را مشخص کند، اما در تصمیم گیری‌ها نقش مهمی را ایفا می‌کند. در این تحقیق هزینه‌های سرمایه‌گذاری اصلی اولیه شامل هزینه آب شیرین کن اسمز معکوس و هزینه آب شیرین کن تبخیر چند مرحله‌ای است. چون در تحلیل حاضر شرایط عملکردی سیکل ترکیبی مدنظر است هزینه اجزای آن در نظر گرفته نشده است. رابطه هزینه خرید آب شیرین کن اسمز معکوس مطابق معادله (45) و آب شیرین کن حرارتی مطابق رابطه (46) است. معادله هزینه خرید آب شیرین کن اسمز معکوس به دو بخش هزینه کلی شامل غشا و اجزای آن و هزینه پمپ فشار بالا تقسیم شده است و با توجه به در نظر گرفتن زمان 10 سال بازگشت سرمایه، هزینه تعویض غشا در سال پنجم به اندازه 25٪ هزینه اولیه خرید دستگاه و همچنین 6٪ به عنوان مواد شیمیایی استفاده شده، در معادله (45-a) در نظر گرفته شده است [19].

16]

$$Z_{RO}(\$) = Z_{M,RO} + Z_{Pump,RO}$$

$$Z_{M,RO}(\$) = 1755(D_{day}) \quad (45\text{-a})$$

$$Z_{Pump,RO}(\$) = C71 \times \left(\frac{W_{Pump,RO}}{\eta_{m,r}} \right)^{0.7} \times \left(1 + \frac{0.2}{1 - \eta_{Pump}} \right) \quad (45\text{-b})$$

$$C71 = 705.5 \frac{\$}{kW}$$

$$Z_{MED-TVC}(\$) = \left(\frac{D_{day}}{10000} \right)^{0.9} \times 10^7 \quad (46)$$

در معادله (45) $W_{Pump,RO}$ ، $Z_{Pump,RO}$ ، $Z_{M,RO}$ ، $\eta_{m,r}$ ، η_{Pump} به ترتیب هزینه مرتبط با اجزای اصلی اسمز معکوس، هزینه پمپ، بازده پمپ، بازده مکانیکی و توان پمپ اسمز معکوس است. در آب شیرین کن‌ها از تقسیم هزینه خرید اجزا بر ظرفیت آب شیرین شده روزانه و با در نظر گرفتن 6٪ هزینه خرید و نصب به عنوان هزینه تعمیر و نگهداری [20] قیمت پایه تولید آب از رابطه (47) به دست می‌آید.

$$\dot{Z} \left(\frac{\$}{m^3} \right) = \frac{Z \times \varphi_0}{D_{day}} \quad (47)$$

در معادلات فوق φ_0 ضریب تعمیر و نگهداری که مقدار آن 1.06 و Z هزینه خرید تجهیزات و میزان تولید آب شیرین روزانه است. جهت برآورد قیمت فروش آب دو متغیر نرخ بهره بانکی و سال بازگشت سرمایه باید لحاظ گردد. فاکتور بازگشت سرمایه با در نظر گرفتن هر دوی این متغیرها به صورت رابطه (48) است.

زمانی که محدودیت ترمودینامیکی در فرآیند اسمز معکوس جریان متقاطع رخ می‌دهد، فشار رانش برای فرآیندهای اسمز معکوس با ضریب بازیاب داده شده، با فشار اسمزی در انتهای خروجی کانال برابر است؛ بنابراین فشار رانش می‌تواند از نمک اولیه آب تغذیه و ضریب بازیاب مورد نیاز مطابق رابطه (44) است.

$$\Delta P = f_{os} \frac{C_0}{1 - R} \quad (44)$$

در معادلات بالا C_0 غلظت اولیه، R ضریب بازیاب آب و f_{os} ضریب اسمزی است که مقدار آن 73.9 پاسکال تقسیم بر میلی‌گرم در واحد لیتر است. توضیحات کامل‌تر در خصوص نحوه عملکرد و مدل‌سازی واحد اسمز معکوس در مرجع [15] بیان شده است.

2-2-9- آب شیرین کن چندمرحله‌ای تبخیری

فرآیند شیرین‌سازی آب دریا به روش چند مرحله‌ای بر مبنای تبخیر و میان آب دریا در دمای اشباع و شرایط و شرایط خلاء استوار است. بخار ورودی جهت فرآیند تبخیر با دبی مشخص وارد ترمومکپرسور می‌شود، همچنین مقداری از بخار ایجاد شده از افکت آخر توسط ترمومکپرسور مکش می‌شود. این بخار ترکیب شده با دبی کل با دمای اختلاط از ترمومکپرسور خارج می‌شود و به صورت بخار اشباع شده وارد افکت اول می‌شود. دمای اشباع بخار ورودی به افکت اول است که به عنوان نیروی محرکه جهت تبخیر آب در اولین افکت استفاده می‌شود و پس از تبادل حرارت و از دست دادن انرژی خود کندانس می‌شود. مقدار کندانس بخار دستگاه که شامل مواد سمی هیدرازین است به صورت مخلوط نمی‌گردد. گرمای نهان تبخیر بخار ورودی دمای آب دریا که به نقطه جوش خود در افکت اول می‌رساند و به این ترتیب جزیی از آب دریا تبخیر می‌شود و به عنوان محصول وارد دسته لوله‌های افکت بعدی می‌شود و مابقی آن به عنوان آب پساب از افکت خارج می‌شود. بخار خارج شده از هر افکت به عنوان نیروی محرک برای تبخیر وارد افکت بعدی می‌شود. آب دریا که به عنوان آب تغذیه وارد کندانسور می‌شود، به دو قسم تقسیم می‌شود. بخشی از آن به عنوان آب تغذیه وارد افکت‌ها شده و بخش دیگر به عنوان آب خنک دوباره به دریا برگردانده می‌شود. در فرآیند طراحی سیستم‌های شیرین‌سازی به منظور نوشتن معادلات جرم و انرژی سه زیر مدل افکت‌ها، کندانسور و ترمومکپرسور به صورت هم‌زمان باید مورد توجه قرار گیرد. جدول ۱ متغیرها و مجهولات یک سیستم شیرین‌سازی چند مرحله‌ای تبخیری نشان می‌دهد. جمع این متغیرها برابر $10n+8$ است که به منظور طراحی سیستم حاکم، نیاز به همین تعداد معادله خواهد بود. جدول ۲، معادلات جرم و انرژی حاکم بر سیستم شیرین‌سازی را نشان می‌دهد [16,4].

3- مدل اقتصادی سامانه

جهت ایجاد مدل اقتصادی سامانه پیشنهادی باید از یک طرف هزینه‌های سرمایه‌گذاری و تعمیر و نگهداری و از سوی دیگر نرخ بهره بانکی در سال‌های بهره‌برداری جهت برآورد میزان قیمت پایه فروش آب ارزیابی شود و از سوی دیگر منافع تبدیل سیکل ترکیبی به سامانه تولید هم‌زمان آب و توان از نظر فنی و اقتصادی محاسبه شود. با استفاده از اطلاعات مربوط به هزینه و سود براساس معیارهای اقتصادی می‌توان پیش‌بینی کرد که عملکرد سامانه تولید هم‌زمان آب و توان از نظر اقتصادی و فنی چگونه خواهد بود. اصلی‌ترین بعد اقتصادی یک سیستم تولید هم‌زمان میزان سرمایه‌گذاری اولیه است.

جدول 2 معادلات جرم و انرژی در سیستم آب شیرین کن حرارتی

Table 2 Mass and energy equations in the thermal desalination system

معادله	توصیف
$V_1(n-1) + B_{n-1} + f_n = B_n + V_1(n) + V_2(n) + D_n$	موازنۀ جرم در هر مرحله
$B_n X_B(n-1) + f_n X_f = B_n X_B(n)$	موازنۀ جرم نمک در هر مرحله
$V_1(n-1) h_g @ T_{V(N-1)} + f_n C_p T_f(n) + B_{n-1} C_p T_b(n-1) = B_n C_p T_b(n) + V_1(n) h_g + V_2(n) h_g + D_n C_p T_v(n-1)$	موازنۀ انرژی در هر مرحله
$V_1(n-1) h_g - D_n C_p T_v(n-1) = U_e(n) A_e(n) (T_v(n-1) - T_b(n))$	نرخ انتقال حرارت کلی در هر مرحله
$U_e(n) = 1.9394 + 1.40562 \cdot 10^{-3} T_b(n) - 2.07525 \cdot 10^{-5} T_b^2(n) + 2.3186 \cdot 10^{-6} T_b^3$	ضریب انتقال حرارت کلی در هر مرحله
$M_{\text{cond}} + M_{\text{sw}} = M_{\text{rej}} + F_t + D_{\text{cond}}$	موازنۀ جرم در کندانسور
$M_{\text{cond}} h_g + M_{\text{sw}} C_p T_{\text{sw}} = D_{\text{cond}} C_p T_{\text{cond}} + M_{\text{rej}} C_p T_F + F_t C_p T_F$	موازنۀ انرژی در کندانسور
$M_{\text{cond}} h_g - D_{\text{cond}} C_p T_{\text{cond}} = U_c A_c \Delta_{\text{LMTD}}$	نرخ انتقال حرارت کلی در کندانسور
$U_c = 1.6175 + 1.537 \cdot 10^{-4} T_{\text{cond}} - 1.825 \cdot 10^{-4} T_{\text{cond}}^2 + 8.026 \cdot 10^{-8} T_{\text{cond}}^3$	ضریب انتقال حرارت کلی در کندانسور
$T_b(n) - T_v(n) = BPE$	اختلاف دمای افزاینده جوش
$T_v(n-1) - T_v = T_{st} - T_v(n)/n$	اختلاف دمای بین هر مراحل
$\Delta T_{\text{LMTD}} = (T_F - T_{\text{sw}})/(In((T_{\text{cond}} - T_{\text{sw}})/(T_{\text{cond}} - T_F)))$	اختلاف دمای لگاریتمی در کندانسور
$T_{\text{cond}} - T_F = T_{st} - T_v(n)/n$	اختلاف دمای بین آب تغذیه با دمای کندانسور
$f_1 = f_2 = \dots = f_n = F_t/n$	برابری دبی آب تغذیه در هر مرحله
$T_f(1) = T_f(2) = \dots = T_f(n) = T_F$	برابری دمای آب تغذیه هر مرحله با آب تغذیه کلی
$V_2(n) + \sum_{i=2}^n D_i + D_1 = D_{\text{tot}}$	برابری دبی محصول کلی با مجموع محصول از هر افکت
$F_t/D_{\text{tot}} = X_B/X_B - X_f$	نسبت دبی آب تغذیه به محصول
$M_{\text{motive}} + V_2(n) = V_{st}$	موازنۀ جرم ترمومکمپرسور
$GOR = D_{\text{tot}}/M_{\text{motive}}$	نسبت بازده خروجی

که شامل m قید نامساوی به صورت رابطه (51) است.

$$g_i(X) \leq 0, i = 1 \text{ تا } m \quad (51)$$

و p قید مساوی به صورت رابطه (52) است.

$$h_i(X) = 0, j = 1 \text{ تا } p \quad (52)$$

که در آن $X \in R^n$ بردار متغیرهای تصمیم گیری و $F(X) \in R^k$ بردار توابع هدف است که باید کمینه یا بیشینه شوند. در این روش برای سرعت بخشیدن به یافتن حل های بهینه از الگوریتم ژنتیک استفاده شده است. الگوریتم ژنتیک با استفاده از روش تکراری و استراتژی جستجوی اتفاقی با الگوبرداری از تکامل زیستی به یافتن حل های بهینه می پردازد.

4- شبکه عصبی GMDH

هدف شبکه عصبی نوع GMDH این است که با استفاده از M مجموعه داده آزمایشگاهی چند ورودی و تک خروجی معلوم،تابع f به گونه‌ای مشخص شود که به ازای بردار ورودی $X = [x_1, x_2, x_3, \dots, x_n]$ مقادیر تخمین شده \hat{f} تا حد امکان به مقدار واقعی نزدیک باشد، تا بدین طریق مقدار تابع خطای بین خروجی واقعی و خروجی تخمین زده شده (نشان داده شده در معامله (53)) حداقل شود.

$$\sum_{k=1}^M [\hat{f}(x_{k1}, x_{k2}, x_{k3}, \dots, x_{kn}) - y_k]^2 \quad (53)$$

مبانی ریاضی الگوریتم GMDH براساس تجزیه سری توابع ولترا به چند جمله‌ای‌های دو متغیره درجه دوم مطابق معادله (54) پایه‌ریزی شده است.

$$G(x_m, x_n) = a_0 + a_1 x_m + a_2 x_n + a_3 x_m x_n + a_4 x_m^2 + a_5 x_n^2 \quad (54)$$

توضیحات کامل در خصوص نحوه عملکرد الگوریتم ژنتیک چند هدفه

$$\text{CRF} = \frac{i(1+i)^n}{(1+i)^n - 1} \quad (48)$$

که i نرخ بهره بانکی در تحقیق حاضر ۱۶٪ و n سال بازگشت سرمایه که ۱۰ سال در نظر گرفته شده است. با تلفیق روابط (48,47) رابطه هزینه فروش آب به صورت رابطه (49) است.

$$\dot{Z}(\frac{\$}{\text{m}^3}) = \frac{Z \times \text{CRF} \times \varphi_0}{D_{\text{day}}} \quad (49)$$

4- بهینه‌سازی

4-1- بهینه‌سازی چند هدفه

با توجه به این که افزایش ظرفیت تولید آب در سامانه باعث افت کارایی سیکل ترکیبی شده است و از سویی افزایش ظرفیت تولید باعث کاهش قیمت فروش آب در سیستم می‌گردد نیاز به یک بهینه‌سازی چند هدفه بیش از پیش احساس می‌شود با انتخاب راندمان سیکل ترکیبی و هزینه فروش آب به عنوان دو تابع هدف مورد نظر در تحقیق حاضر، ابتدا خروجی مورد نیاز از نرم‌افزار ای‌ای‌اس با استفاده از مدل شبکه عصبی GMDH¹ به صورت توابع چند جمله‌ای حاصل گردیده و سپس توابع هدف به دست آمده با استفاده از الگوریتم ژنتیک با استفاده از یک کد توسعه یافته در محیط متلب بهینه گردیدند. بدینه است که در بهینه‌سازی حاضر بیشینه کردن راندمان هم‌زمان با کمینه کردن قیمت فروش آب در سیستم مد نظر است. بیان ریاضیاتی مسأله بهینه‌سازی چند هدفه در حالت کلی می‌تواند به این صورت باشد که مسأله بهینه‌سازی یافتن بردار $X^* = [x_1^*, x_2^*, \dots, x_n^*]^T$ برای بهینه کردن تابع (50) است.

$$F(X) = [f_1(X), f_2(X), \dots, f_k(X)]^T \quad (50)$$

¹ Group Method Data Handeling

5- بحث و بررسی نتایج

5-1- اعتبارسنجی

با توجه به این که سیکل ترکیبی مهم‌ترین قسمت چرخه است و مشخصات آن پس از طی سال‌های مختلف بهره برداری تغییر می‌کند اطمینان از صحت عملکرد حائز اهمیت است. در این مقاله به جهت صحت سنجی، خروجی به دست آمده از مدل‌سازی در شرایط مختلف محیطی با 20 حالت اندازه‌گیری شده از نیروگاه سیکل ترکیبی گیلان در حالت پیک بار تطبیق داده شده است. همان طور که در جدول 4 مشاهده می‌شود مقایسه خروجی مدل ترمودینامیکی و داده‌های تجربی دقت قابل قبولی را نشان می‌دهد.

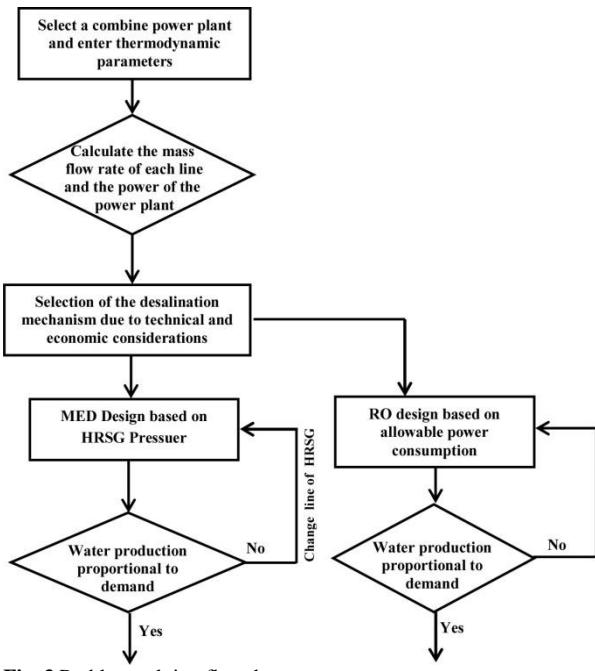
5-2- تحلیل پارامتری

پس از استخراج مدل ریاضی سامانه مورد نظر به منظور بررسی چگونگی عملکرد سامانه در شرایط تولید هم‌زمان، مطالعه پارامتری انجام گرفته که نتایج در قالب نمودارها ارائه شده است. این تحلیل به ارزیابی و انتخاب بهترین ساختار ترکیبی آب شیرین‌کن‌ها و نیروگاه از بعد فنی و اقتصادی متناسب با تقاضای متفاوت آب و توان کمک می‌کند.

شکل‌های 4 و 5 اثر خارج کردن بخار تولید شده در بویلر بازیاب جهت فرآیند شیرین‌سازی حرارتی را در دو خط فشار متفاوت بر عملکرد سیکل ترکیبی و میزان تولید آب نشان می‌دهد. برداشت بخار اثر دوگانه‌ای را بر عملکرد سامانه مورد نظر دارد و توجه به این نکته حائز اهمیت است که در تحلیل و بررسی واحدهای تولید هم‌زمان که بر پایه واحدهای توان طراحی می‌شود. حداکثر تا 50% توان تولیدی هر بخش را می‌توان در فرآیندهای دیگر که در تحقیق حاضر تولید آب شیرین است استفاده کرد.

همان طور که در شکل 4 مشاهده می‌شود برداشت 24 کیلوگرم بخار (تقرباً معادل 100% بخار تولیدی در خطوط کم فشار دوبویلر) باعث افت 15 مگاواتی توان و تولید حدود 7000 مترمکعب آب شیرین در روز شده است و با توجه به تولید حدود 60 کیلوگرم بخار در خط پرفشار هر بویلر (مجموعاً تولید 120 کیلوگرم بخار پرفشار)، همان‌گونه که در شکل 5 مشاهده می‌گردد خارج کردن نصف این مقدار که باعث افت حدود 70 مگاواتی توان توربین بخار شده، 25 هزارمترمکعب آب شیرین را تولید کرده است. با افت توان توربین بخار، راندمان سیکل ترکیبی کاهش می‌یابد و از سویی با افزایش تولید آب مطابق با روابط اقتصادی قیمت تولید و فروش آب روند نزولی به خود می‌گیرد. شکل 6 تأثیر برداشت بخار کم فشار بویلر و در نتیجه افزایش ظرفیت تولید آب را بر راندمان سیکل ترکیبی نشان می‌دهد و در شکل 7 تأثیر افزایش برداشت بخار از خط پرفشار بویلر بر روی راندمان سیکل ترکیبی و قیمت فروش آب در این واحد آب شیرین کن نشان داده شده است. همان‌گونه که در شکل 6 مشاهده می‌شود خارج کردن کل بخار از خطوط کم فشار باعث افت راندمان نیروگاه از 45.4 تا 44(افت حدود 1.4 درصدی) گشته و همان‌طور که در شکل 7 مشاهده می‌گردد خارج کردن 60 کیلوگرم بخار باعث افت حدود 7 درصدی راندمان نیروگاه گشته است. در شکل فوق مشاهده می‌گردد که برداشت بخار به مقدار 24 کیلوگرم، برابر با کل بخار کم فشار باعث افت راندمان تا حدود 0.423 گشته است (افت حدوداً 3.1 درصدی) که ارزش بالای بخار پرفشار بویلر بر عملکرد نیروگاه مشخص می‌کند. در عین حال زمانی که تقاضا برای آب تازه وجود دارد قیمت فروش آب در این واحد از حدود 1.09 دلار به ازای هر مترمکعب متناسب با تقاضای آب و توان

و شبکه عصبی GMDH در مراجع [21,20] ارائه شده است. فلوچارت حل مساله و پارامترهای ورودی مورد نیاز در مدل‌سازی سامانه تولید هم‌زمان و آب و توان در شکل 3 و جدول 3 آورده شده است.



شکل 3 فلوچارت حل مساله

جدول 3 پارامترهای ورودی در مدل‌سازی سامانه تولید هم‌زمان

Table 3 Input parameters in Simulation of the co-generation system

نقاط سیکل	واحد	مقادیر
دامای محیط	°C	15
فشلارمحیط	kPa	101.325
رطوبت نسبی	%	60
نسبت تراکم کمپرسور	-	10
بازده آبزونتروبیک کمپرسور	%	85
بازده آبزونتروبیک توربین	%	89
بازده محفظه احتراق	%	99.8
دبی هوا و ورودی کمپرسور	kg/s	495
دامای محصولات احتراق ورودی توربین گاز	°C	1060
دامای تانک آب تغذیه	°C	168
فشلار تانک آب تغذیه	bar	6.6
دامای سوپرھیترفشلار بالا	°C	503
دامای سوپرھیترفشلار پایین	°C	213
فشلار درام فشار بالا	bar	73
فشلار درام فشار پایین	bar	7
فشلار خروجی پمپ فشار بالا	bar	140
فشلار خروجی پمپ فشار پایین	bar	19
فشلار کندانسور	bar	0.1
دبی بخار انتقالی از مسیر فشارپایین به تانک آب تغذیه	kg/s	1.5
درصد بازیافت در آب شیرین‌کن‌ها	%	35
غلظت نمک آب ورودی	mlg/litr	34500
غلظت نمک آب خروجی	mlg/litr	0
بازده پمپ اسمز معکوس	%	70
بازده مکانیکی	%	70

جدول ۴ مقایسه مقادیر مدل‌سازی با مقادیر تجربی اندازه گیری شده در نیروگاه سیکل ترکیبی گیلان

Table 4 Comparison of the modelling values with the experimental values measured in Gilan Combined Cycle Power Plant

ردیف	دما محیط (K)	رطوبت نسبی	فشار کنداسور گاز (mPa)	توان گاز حاصل از مدل‌سازی (mW)	توان گاز حاصل از نسبی (%)	خطای توربین بخار (mW)	توان واقعی توربین بخار (%)	توان حاصل از مدل‌سازی (%)	خطای
1	288.5	0.9	0.0091	137.86	2.12	137	143.77	143.77	خطای
2	290.5	0.9	0.011	131	4.19	135	139.23	139.23	خطای
3	294.5	0.83	0.011	130	2.33	135	137.54	137.54	خطای
4	295.5	0.76	0.114	128	3.06	137	132.11	132.11	خطای
5	296.5	0.74	0.0122	127.2	3.13	138	132	132	خطای
6	297.5	0.72	0.0124	127.5	2.06	138	133.19	133.19	خطای
7	299.5	0.78	0.0158	124	4.23	135	127.16	127.16	خطای
8	300.5	0.81	0.0195	124	3.83	137	127.8	127.8	خطای
9	301.5	0.71	0.0282	123	3.56	132	121.72	121.72	خطای
10	302	0.52	0.0142	125	0.56	135	126.18	126.18	خطای
11	304	0.6	0.0172	122.9	1.66	134	120.35	120.35	خطای
12	305	0.58	0.0168	119	4.17	134	119.88	119.88	خطای
13	306	0.62	0.0157	122.5	0.99	135	119.05	119.05	خطای
14	307	0.52	0.0176	120	1.84	133	125.7	125.7	خطای
15	308	0.57	0.034	119	2.39	122	110.90	110.90	خطای
16	309	0.47	0.017	119/3	0.90	133	123.38	123.38	خطای
17	309.5	0.52	0.034	119	1.27	123	112.72	112.72	خطای
18	310	0.38	0.031	118.5	0.21	129	116.23	116.23	خطای
19	311	0.53	0.035	118	1.30	122	112.71	112.71	خطای
20	311.5	0.33	0.0356	118.2	0.99	120	112.77	112.77	خطای

در آب شیرین کن تبخیر چند مرحله‌ای حدود 25000 مترمکعب در روز است در حالتی که تقاضای آب تا ظرفیت فوق بوده و البته محدودیتی از نظر تولید و مصرف توان الکتریکی نباشد با در نظر گرفتن این که قیمت فروش در آب شیرین کن حرارتی کمتر از آب شیرین کن اسمز معکوس است کارکرد آب شیرین کن تبخیر چند مرحله‌ای نسبت به آب شیرین کن اسمز معکوس در سامانه مناسب‌تر است، ولی در حالتی که از نظر تولید و مصرف توان الکتریکی در نیروگاه محدودیت وجود دارد با توجه به این که آب شیرین کن اسمز معکوس باعث افت کمتری در کارایی نیروگاه می‌گردد می‌تواند به عنوان سیستم مناسب‌تر با مد نظر قرار دادن شرایط اقتصادی مورد بهره‌برداری قرار گیرد.

5- نتیجه بهینه‌سازی

در بهینه‌سازی همان‌گونه که پیشتر اشاره شد راندمان سیکل ترکیبی و قیمت فروش آب به عنوان دوتابع هدف مدنظر است. متغیرهای انتخابی ظرفیت

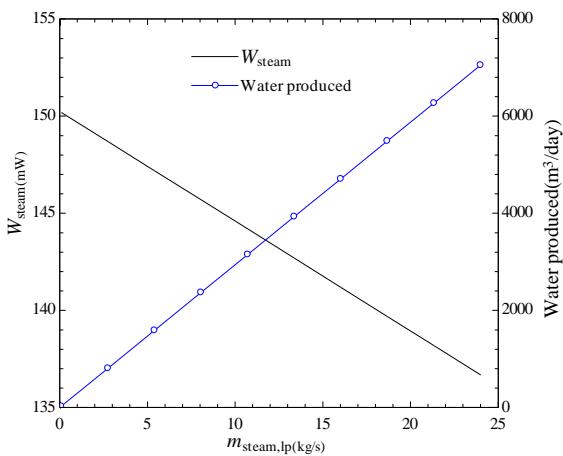


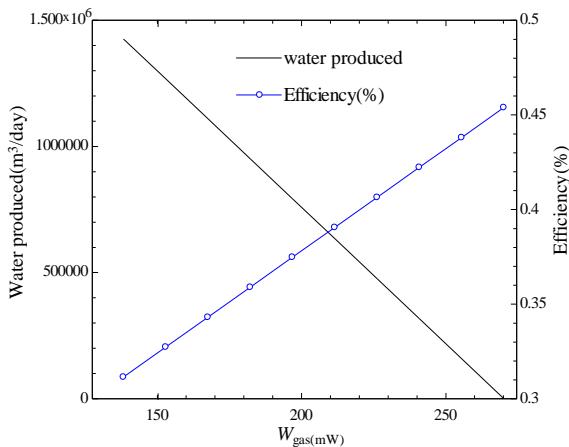
Fig.4 The effect of steam removal from the low-pressure boiler line on steam turbine power and water generation in the thermal desalination unit

شکل ۴ اثر خارج کردن بخار از خط کم فشار بویلر بر توان توربین بخار و مقدار تولید آب در واحد آب شیرین کن حرارتی

الکتریکی چگونه مورد بهره قرار گیرد.
در شرایطی که تقاضای آب بیشتر از حدود 7000 مترمکعب در روز باشد جهت تأمین آب، بخار پرفشار بویلر بازیاب مورد استفاده قرار می‌گیرد که افت بیشتر راندمان نیروگاه را درپی دارد و در شرایطی که کمتر از این مقدار آب مورد نیاز باشد با توجه به شرایط عملکرد نیروگاه و تولید توان، استفاده از خط کم فشار بویلر مناسب است. واحد دیگر شیرین سازی آب در سامانه تولید همزمان مورد تحلیل، آب شیرین اسمز معکوس است که پمپ واحد اسمز معکوس توان خود را از ژنراتور واحدهای گازی نیروگاه تأمین می‌کند. شکل 8 اثر کاهش توان تولیدی بخش گاز نیروگاه (با محدودیت بیان شده در واحدهای نیروگاهی) بر راندمان سیکل ترکیبی و مقدار تولید آب نشان می‌دهد. همان‌گونه که مشاهده می‌شود با از دست دادن توان واحد گازی که ضرر سیکل ترکیبی در حال تبدیل به سامانه تولید همزمان است تا صدرصد مقدار مجاز، تولید آب به حدود 1,400,000 مترمکعب در روز افزایش می‌یابد و از سویی با افت توان بخش گاز نیروگاه، راندمان کل به میزان تقریباً 15% کاهش یافته است که نشان می‌دهد بیشترین تأثیر را بر عملکرد سامانه تولید همزمان مدل شده چه از نظر مقدار تولید آب و چه از لحاظ عملکرد سیکل ترکیبی واحد اسمز معکوس دارد. در حالت کلی با توجه به نحوه ساختار موازی دو آب شیرین کن سامانه و با در نظر گرفتن این که در این حالت ترکیبی ظرفیت واحدها مستقل از یکدیگر است مشاهده گردید آب شیرین کن اسمز معکوس ظرفیت تولید به مقدار بسیار بالایی را دارد و می‌تواند به عنوان فرایند اصلی تولید آب در سامانه مورد بهره‌برداری قرار گیرد.

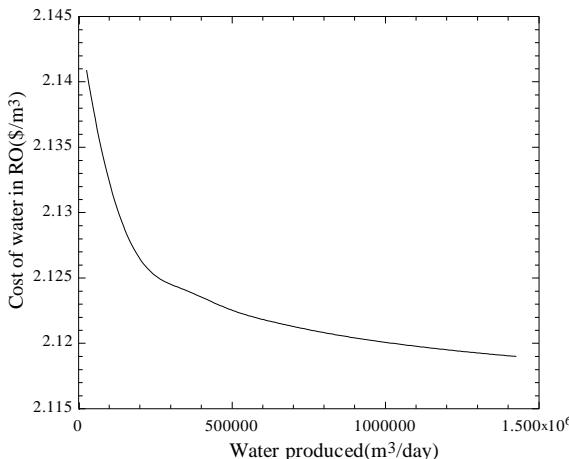
همان‌گونه که در بخش مدل‌سازی اقتصادی بیان شد هزینه آب شیرین کن اسمز معکوس به صورت ترکیبی از هزینه اصلی که شامل غشاها و اجزای آن و هزینه پمپ اسمز معکوس است. شکل 9 تأثیر افزایش ظرفیت تولید آب شیرین واحد اسمز معکوس را بر قیمت فروش آب تولیدی در این بخش نشان می‌دهد. مشاهده می‌گردد با افزایش ظرفیت قیمت روند نزولی به خود گرفته است هرچند مقدار این کاهش اندک است و به حدود 2.12 دلار کاهش یافته است. از جهتی با توجه به این که بیشترین پتانسیل تولید آب

نظر قراردادن بخار تولیدی در بویلر بازیاب و ظرفیت واحد اسمز معکوس با توجه به شرایط طراحی حاصل می‌شود. نحوه عملکرد واحدهای شیرین‌سازی آب در سامانه موردنظر به صورت موازی است که خصوصیت اصلی این نوع ترکیب مستقل بودن ظرفیت تولید آب شیرین است. با مد نظر قراردادن شرایط متفاوت و نحوه عملکرد واحد گاز و بخار سیکل ترکیبی متغیرهای انتخاب شده و حدود تغییرات آن‌ها در جدول ۵ نشان داده شده است. جهت تعیین تابع هزینه با توجه به این که قیمت فروش آب در واحدهای شیرین‌سازی متفاوت است میانگین قیمت‌ها مد نظر قرار گرفته شده است. نتایج حاصل از بهینه‌سازی که در قالب نمودار پارتو در شکل ۱۰ مشاهده می‌شود. در بهینه‌سازی دو هدف یک مجموعه نقاط بهینه حاصل می‌گردد که هیچ یک برتری نسبت به یکدیگر ندارند در واقع بردار طراحی حاصل مابین بیشترین بازده نقطه B (0.454) و نقطه A (0.451) قیمت فروش آب شیرین (1.51) دلار است همه نقاط روی منحنی حل بهینه مسأله است، ولی نزدیک‌ترین نقطه به نقطه ایده‌آل از نظر فاصله روی منحنی پارتو را می‌توان به عنوان یک حل مطلوب در نظر گرفت. نقطه C با راندمان (0.417) و قیمت (1.641) دلار می‌تواند به عنوان نقطه مورد نظر مد نظر باشد مشاهده می‌شود با دور شدن از نقطه C به سمت نقطه B با توجه به افزایش ظرفیت تولید تابع

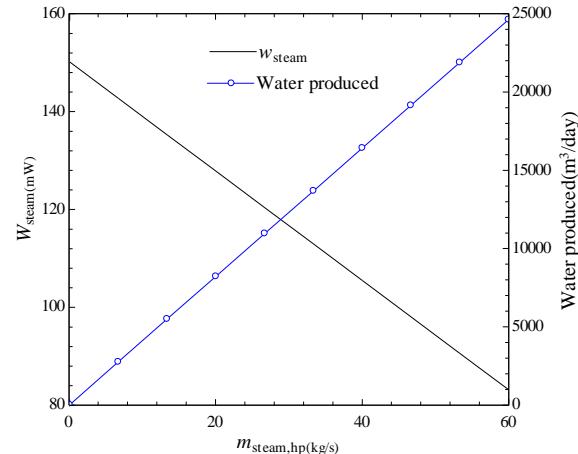


شکل 8 اثر افت توان توربین گاز بر راندمان سیکل ترکیبی و مقدار تولید آب در واحد آب شیرین کن اسmez معکوس

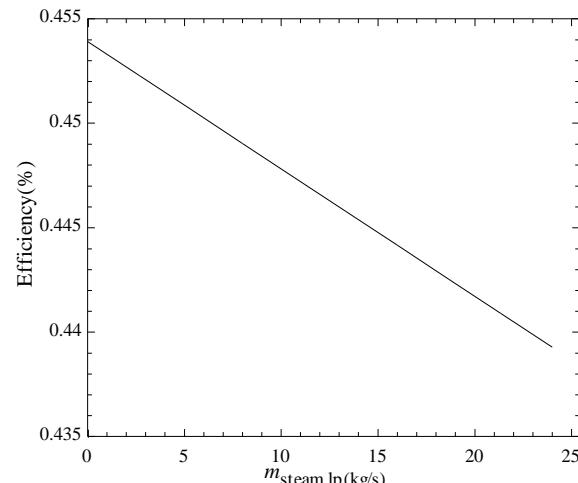
شکل 8 اثر افت توان توربین گاز بر راندمان سیکل ترکیبی و مقدار تولید آب در واحد آب شیرین کن اسmez معکوس



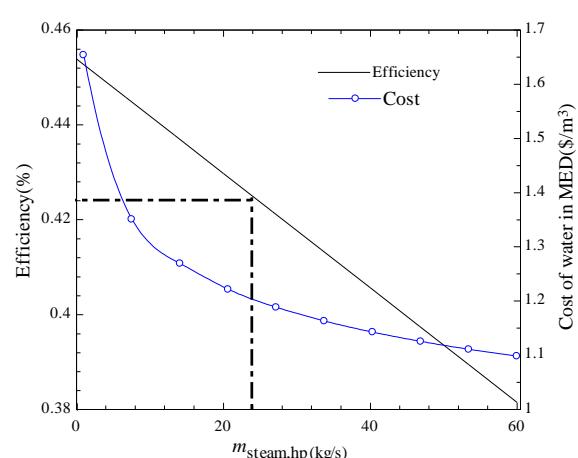
شکل 9 تغییرات قیمت آب در واحد اسmez معکوس با افزایش ظرفیت تولید



شکل 5 اثر خارج کردن بخار از خط پرسشار بویلر بر توان توربین بخار و مقدار تولید آب در واحد آب شیرین کن حرارتی

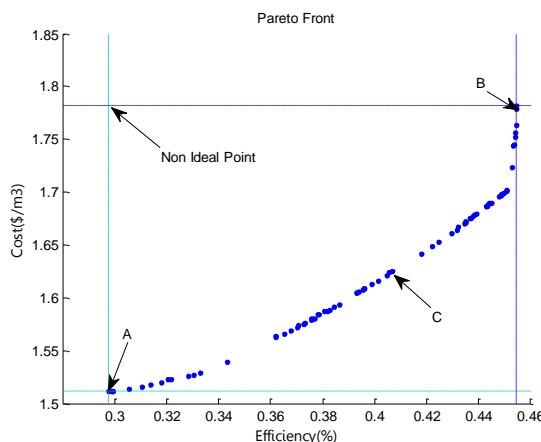


شکل 6 اثر خارج کردن بخار از خط کم فشار بویلر بر راندمان سیکل ترکیبی



شکل 7 اثر خارج کردن بخار از خط پرسشار بویلر بر راندمان سیکل ترکیبی و قیمت آب در واحد آب شیرین کن حرارتی

کل تولید آب در آب شیرین کن‌های حرارتی و اسmez معکوس است که با مد



شکل ۱۰ نمودار پارتو راندمان سیکل ترکیبی و قیمت فروش آب

آده که بیشترین راندمان سیکل بیشترین راندمان سیکل ترکیبی و کمترین قیمت فروش آب ۱.۵۱۱ دلار به ازای هر مترمکعب محاسبه گردید.

۷- منابع

- [1] R. Salcedo, E. Antipova, D. Boer, L. Jimenez, G. Guillen Gosalbez, Multi-objective optimization of solar Rankine cycles coupled with reverse osmosis desalination considering economic and life cycle environmental concerns, *Desalination*, Vol. 286, No. 8, pp. 358-371, 2012.
- [2] R. K. Kamali, S. Mohebinia, Experience of design and optimization of multi-effects desalination systems in Iran, *Desalination*, Vol. 222, pp. 639-64, 2008.
- [3] R. K. Kamali, A. Abbassi, S. A. Sadough Vanini, M. Saffar Avval Thermodynamic design and parametric study of MED-TVC, *Desalination*, Vol. 222, pp. 596-604, 2008.
- [4] R. K. Kamali, A. Abbassia, S. A. Sadough Vanini, A simulation model and parametric study of MED-TVC process, *Desalination*, Vol. 235, pp. 340-351, 2009.
- [5] M. Ameri, S. S. Mohammadi, M. Hosseini, M. Seifi, Effect of design parameters on multi-effect desalination system specifications, *Desalination*, Vol. 245, pp. 266-283, 2009.
- [6] S. R. Hosseini, M. Amidpour, A. Behbahani, Thermoeconomic analysis with reliability consideration of a combined power and multi stage flash desalination plant, *Desalination*, Vol. 278, pp. 424-433, 2011.
- [7] S. M. Pourfatem, R. Ahmadi, Thermo-economic analysis with reliability consideration of a hybrid system of Gas Turbine, SOFC and multiple effect desalination, *Modares Mechanical Engineering*, Vol. 17, No. 10, pp. 321-332, 2017. (in Persian)
- [8] B. O. Delgado, P. Palenzuela, D. Alarcon-Padilla, Parametric study of a multi-effect distillation plant with thermal vapor compression for its integration in to a Rankine cycle power block, *Desalination*, Vol. 394, pp. 18-29, 2016.
- [9] M. Salimi, M. Amidpour, Total site cogeneration and desalination system integration assessment using R-curve, *Modares Mechanical Engineering*, Vol. 17, No. 4, pp. 225-236, 2017. (in Persian)
- [10] E. El-Sayed, M. Abdel-Jawad, S. Ibrahim, A. Al-Saffar, Performance evaluation of two RO membrane configurations in a MSF/RO hybrid system, *Desalination*, Vol. 128, No. 3, pp. 231-245, 2000.
- [11] M. G. Marcovecchio, S. F. Mussati, P. A. Aguirre, N. J. Scenna, Optimization of hybrid desalination processes including multi stage flash and reverse osmosis systems, *Desalination*, Vol. 182, No. 1-3, pp. 111-122, 2005.
- [12] M. H. Khoshgoftar Manesh, H. Ghalami, M. Amidpour, M. H. Hamed, Optimal coupling of site utility steam network with MED-RO desalination through total site analysis and exergoeconomic optimization, *Desalination*, Vol. 316, pp. 42-52, 2013.
- [13] W. Lianying, H. Yangdone, G. Congjie, Optimum design of cogeneration for power and desalination to satisfy the demand of water and power, *Desalination*, Vol. 324, pp. 111-117, 2013.
- [14] Y. M. El-Sayed, *the Thermoeconomics of Energy Conversions*, Kidlington, UK, pp. 35-42, Elsevier, 2003.
- [15] C. Liu, K. Rainwater, L. Song, Energy analysis and efficiency assessment of reverse osmosis desalination process, *Desalination*, Vol. 276, pp. 352-358, 2011.
- [16] Water Solution Fanniroo Company, Accessed on 17May 2017; <http://www.fanniroogroup.com>.
- [17] Search Over 19,000 Desalination Plants & Projects, Accessed on 17 December 2017; <https://www.desaldata.com>.
- [18] Messineo, F. Marchese, Performance evaluation of hybrid RO/MEE systems powered by a WTE plant, *Desalination*, Vol. 229, No. 1-3, pp. 82-93, 2008.

هزینه افزایش می‌یابد و حرکت از C به طرف نقطه A راندمان افت می‌کند. با توجه به این که تمام نقاط حل بهینه می‌باشند با در نظر گرفتن تقاضای متفاوت توان الکتریکی و قیمت تولید و فروش آب متناسب با هر منطقه و سیاست طراحان هر یک از شرایط می‌تواند مورد نظر بهره‌برداران قرار گیرد.

۶- نتیجه‌گیری

با توجه به نیاز جوامع مختلف به انرژی الکتریکی و آب تازه، تحلیل و بهینه‌سازی شرایط تبدیل نیروگاه‌ها به سامانه تولید هم‌زمان حائز اهمیت است. در این مقاله شرایط فنی و اقتصادی تبدیل یک نیروگاه سیکل ترکیبی به سامانه تولید هم‌زمان آب و توان با در نظر گرفتن شرایط قرار گرفت و قیمت نوع آب شیرین کن حرارتی و غشایی مورد بررسی قرار گرفت. میانگین فروش آب و راندمان نیروگاه به عنوان دوتابع هدف انتخاب گردیده و با بهینه‌سازی دو هدفه هم‌زمان بهینه گردیدند. در مدل سازی نیروگاه سیکل ترکیبی به منظور بررسی صحت عملکرد نیروگاه، خروجی حاصل از مدل سازی با دیتاها تجربی نیروگاه سیکل ترکیبی گیلان تطبیق داده شده و نتایج مطابقت مناسبی را نشان می‌دهد. مهم‌ترین نتایج حاصل عبارت است از:

- ✓ شرایط متفاوت خارج کردن بخار تولیدی بویلر بازیاب بر روی مقدار تولید آب در آب شیرین کن حرارتی و عملکرد سیکل ترکیبی حائز اهمیت است به طوری که خارج کردن صدرصد بخار مجاز خطوط پرفشار و کم فشار به ترتیب باعث افت ۷ و ۱.۵ درصدی راندمان گشته است.
- ✓ در تحقیق حاضر به طور هم‌زمان از هر دو فرایند شیرین سازی به صورت موازی استفاده شده است که در این مدل ترکیبی ظرفیت هرواحد مستقل است. با مقایسه مقادیر آب شیرین شده در سامانه تولید هم‌زمان مشاهده شد که بخش اصلی تولید آب به عهده واحد اسmer معکوس است که در بیشینه حالت حدود ۱,۴۰۰,۰۰۰ متر مکعب آب شیرین تولید کرده است در حالی که آب شیرین کن حرارتی در بیشینه حالت خود حدود ۲۵ هزار مترمکعب آب را شیرین کرده است. از سویی تولید آب به وسیله اسmer معکوس باعث افت حدوداً ۱۵ درصدی راندمان سیکل ترکیبی شده است.
- ✓ تحلیل اقتصادی در سامانه مورد نظر انجام گرفته و قیمت فروش آب در واحدهای آب شیرین کن به صورت مجزا محاسبه گردید. مشاهده گردید در آب شیرین کن تبخیر چند مرحله‌ای با افزایش ظرفیت تولید تا مقدار مجاز قیمت فروش آب از حدود ۱.۶ دلار به حدود ۱.۰۹ دلار و در واحد اسmer معکوس به ۲.۲۱ دلار به ازای هر مترمکعب آب شیرین شده کاهش یافته است.
- ✓ در بهینه‌سازی سیستم با مد نظر قراردادن میانگین قیمت فروش آب که قیمت فروش آب در واحدهای غشایی و حرارتی به عنوان یکتابع هدف و راندمان سیکل ترکیبی به عنوان تابع هدف دیگر بهینه‌سازی هم‌زمان انجام گرفته و مجموعه نقاط بهینه به دست

جدول ۵ متغیرهای بهینه‌سازی و حدود تغییرات

Table 5 Optimization variables and limits of variations

شماره	متغیر	حدود تغییرات واحد
1	ظرفیت تولید آب در RO	kg/s 0-16500
2	مقدار دبی بخار مجاز خروجی از نیروگاه	kg/s 0-60

- [21] K. Atashkari, N. Nariman-Zadeh, A. Pilechi, A. Jamali, X. Yao, Thermodynamic Pareto optimization of turbojet engines using multi-objective genetic algorithms, *Thermal Sciences*, Vol. 44, No. 746, pp. 1061-71, 2005.
- [22] N. Nariman-Zadeh, K. Atashkari, A. Jamali, A. Pilechi, X. Yao, Inverse modelling of multi-objective thermodynamically optimized turbojet engines using GMDH-type neural networks and evolutionary algorithms, *Engineering Optimization*, Vol. 37, pp. 437-62, 2005
- [19] P. Roosen, S. Uhlenbruck, K. Lucas, K. Pareto, Optimization of a combined system as a decision support tool for trading off investment vs. operating costs, *Thermal Sciences*, Vol. 44, pp. 553-560, 2003.
- [20] S. Khanmohammadi, K. Atashkari, R. Kouhi Kamali, Performance assessment and multi-objective optimization of a trigeneration system with a modified biomass gasification model, *Modares Mechanical Engineering*, Vol. 15, No. 9, pp. 209-222, 2015. (in Persian) فارسی