



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

مجید امیرعلی‌پور<sup>1</sup>، رامین کوهی کامالی<sup>2\*</sup>

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

2- دانشیار، مهندسی مکانیک، دانشگاه گیلان، رشت

\*رشت، صندوق پستی 3756، kouhikamali@guilan.ac.ir

### اطلاعات مقاله

مقاله پژوهشی کامل

دریافت: 11 آبان 1396

پذیرش: 12 دی 1396

ارائه در سایت: 05 بهمن 1396

کلید واژگان:

سیکل ترکیبی

تولید هم‌زمان آب و توان

آب شیرین‌کن غشایی و حرارتی

مدل اقتصادی

بهینه‌سازی دوفهده

### چکیده

ایران در منطقه گرم و خشک خاورمیانه قرار دارد که دمای هوای تابستان در بسیاری از نقاط بین 35-50 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 بسیار چشمگیر بوده است؛ لزوم استفاده بهینه از واحد نیروگاهی کشور را بیش از پیش مشخص کرده به طوری که نیروگاه‌های موجود بتواند عملکرد مناسبی در تولید هم‌زمان داشته باشد؛ 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 شیرین‌کن غشایی و حرارتی که به صورت موازی در سامانه تعبیه شده استفاده شده است و عملکرد سامانه در شرایط متفاوت تقاضای آب و توان مورد بررسی قرار گرفته است. نتایج نشان می‌دهد زمانی که آب شیرین‌کن حرارتی و اسمز معکوس به تنهایی در سامانه قرار دارند توانایی تولید 7000 و 1.400.000 مترمکعب آب شیرین روزانه را دارد. در کنار مدل‌سازی 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 0.454 و کمترین قیمت فروش آب 1.511 دلار به ازای هر مترمکعب خواهد بود.

## 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.

### 1- مقدمه

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

با شروع بحران انرژی در دهه 70 میلادی کشورهای پیشرفته شروع به بررسی و تحقیق در مورد سیستم‌های جدید انرژی با هدف کنترل این بحران

### Please cite this article using:

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)

برای ارجاع به این مقاله ذیل استفاده نمایید:

www.mme.modares.ac.ir

بررسی کردند آن‌ها در تحلیل خود شرایط بهینه قرار گرفتن ترموکمپرسور را بر عملکرد آب شیرین‌کن تعیین کردند. سلیمی و عمیدپور [9] به مطالعه یکپارچه‌سازی واحد شیرین‌سازی چندمرحله‌ای با سیستم تولید هم‌زمان توان و حرارت پرداختند آن‌ها از بخار کم فشار در دو مطالعه موردی به عنوان بخار محرک برای سیستم آب شیرین‌کن استفاده کردند و نشان دادند که یکپارچه‌سازی آب شیرین‌کن 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 هیبریدی 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 2/2% افزایش راندمان به ازای 1 درجه سلیوس دمای آب تغذیه به دست می‌آید، همچنین نشان دادند در این حالت 25% کاهش در مصرف انرژی وجود دارد که نسبت به حالت پیشین کمتر است. مارکوویچ و همکاران [11] به ارائه مدلی ریاضی برای سیستم ترکیبی اسمز معکوس و تبخیر ناگهانی پرداخته، آن‌ها هدف خود را بهینه‌سازی حالت طراحی و کارکرد سیستم ترکیبی برای تولید آب معرفی کردند. سیستم مورد بررسی شامل یک واحد تبخیر ناگهانی و دو واحد اسمز معکوس بوده است. آن‌ها پارامترهایی از جمله تعداد لوله‌ها در پیش گرمکن، سرعت آب شور و ضریب 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 موردی مطابقت و صحت مدل‌سازی خود را ارائه کردند. خوش‌گفتارمنش و همکاران [12] به بررسی یک سیستم ترکیبی آب شیرین‌کن 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 انرژی اقتصادی، حالت بهینه ترکیب سایت و سیستم هیبریدی 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 شیرین‌کن اسمز معکوس و یک واحد آب شیرین‌کن تبخیر ناگهانی بوده است. سامانه مورد بررسی ظرفیت تولید 250 مگاوات توان و 12000 مترمکعب آب تازه را داشته است. نتایج بررسی آن‌ها نشان داد عملکرد سامانه تولید 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 شیرین‌کن تبخیر ناگهانی و زمانی که تقاضای آب بالای 8000 متر مکعب در روز است ترکیب سه‌گانه تولید توان و آب شیرین‌کن‌های 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 عمده تحقیقات پیشین در زمینه سیستم‌های تولید هم‌زمان آب و توان بر پایه 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 [11].

آب شیرین‌کن‌ها به عنوان یک گزینه ضروری برای غلبه بر معضل کمبود آب شیرین مطرح هستند. آب شیرین‌کن‌های چند اثره<sup>1</sup>، چند مرحله‌ای<sup>2</sup> و اسمز معکوس<sup>3</sup> به عنوان سه فرآیند شناخته شده در این زمینه به حساب می‌آیند. از سویی ترکیب تکنولوژی‌های حرارتی و غشایی (هیبرید) 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 معایب یک سیستم را به کمترین مقدار و مزایای یک تکنولوژی را به بیشترین مقدار خود برساند علاوه بر 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 شیرین‌کن‌های حرارتی و اسمز معکوس در دستگاه‌های ترکیبی و ترکیب آن با واحدهای توان وجود دارد دو حالت موازی و سری که حالت‌هایی از نحوه ترکیب دو سیستم آب شیرین‌کن است که در تحقیقات متمادی پژوهشگران به اشاره کرده‌اند.

کوهی کمالی و همکاران [2-4] در تحقیقات متمادی به ارائه مدلی برای تحلیل آب شیرین‌کن‌های 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 ضریب انتقال حرارت، دما، فشار، ظرفیت کل شرایط طراحی و عملکردی سیستم است. امری و همکاران [5] به تحقیق روی یک واحد حرارتی قابل حمل پرداختند آن‌ها اثر متغیرهایی از قبیل تعداد افکت‌ها، فشاربخار، 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 یک 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 انرژی اقتصادی برای تعیین عملکرد سیستم بهره جستند. پورفاطمی و احمدی [7] به تحلیل انرژی، انرژی و اقتصادی یک سامانه 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 شیرین‌کن حرارتی چند اثره استفاده کردند. نتایج تحلیل آن‌ها منجر به ارائه سیستمی با راندمان حرارتی 60% و انرژی 57% گردید. سپس قابلیت اطمینان و دسترس‌پذیری بودن سیستم مورد مطالعه به روش مارکوف محاسبه کردند. اورنگ دلاگادو و همکاران [8] به تحلیل و بررسی یک سامانه ترکیبی آب و توان پرداختند. سامانه مورد مطالعه آن‌ها ترکیب یک واحد آب شیرین‌کن تبخیر چند مرحله‌ای جهت تولید آب تازه و یک سیکل رانکین جهت تولید توان بوده است. آن‌ها اثر پارامترهای همچون شرایط بخار ورودی به ترموکمپرسور و سطوح انتقال حرارت در آب شیرین‌کن را بر عملکرد سامانه

<sup>1</sup> MSF (Multi Stage Flashing)

<sup>2</sup> MED (Multi Effect Desalination)

<sup>3</sup> RO (Revers Osmosi)

میزان تولید آب شیرین و راندمان نیروگاه دارد. خروج بخار در فشار بالاتر جهت واحد آب شیرین‌کن و مقدار آب شیرین تولیدی مطلوب و از جهت افت توان توربین بخار نامناسب است و بالعکس. تأمین بخش دیگری از آب تولیدی در سامانه به عنوان سود حاصل از تبدیل نیروگاه به سامانه تولید هم‌زمان آب و توان به عهده واحد اسمز معکوس است. پمپ آب شیرین‌کن اسمز معکوس توان خود را از ژنراتور توربین گاز نیروگاه تأمین می‌کند. حالت ترکیبی موازی برای آب شیرین‌کن‌های حرارتی و اسمز معکوس در سامانه مدل شده مورد نظر است و همان‌گونه که پیشتر بیان شد در حالت موازی ظرفیت هر یک از واحدهای آب شیرین‌کن 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.ای.اس و به صورت کاملاً پارامتری تهیه شده و تحلیل به کار رفته بطور خلاصه در ادامه ارائه شده است. برای مدل‌سازی سیستم معادلات موازنه انرژی و جرم هر مولفه از اجزاء نیروگاه با توجه به حجم کنترل آن‌ها در حالت پایدار نوشته می‌شود. در مدل‌سازی سیکل ترکیبی پارامترهای طراحی انتخاب شده منطبق با نیروگاه سیکل ترکیبی گیلان است و تمامی این اعداد در شرایط نیروگاهی متفاوت قابل

- بررسی توأم اثر استفاده از بخار تولیدی بویلر بازیاب نیروگاه در شرایط مختلف تولید بخار بر عملکرد آب شیرین‌کن 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- مدل‌سازی

### 2-1- مدل توصیفی

شماتیک کامل سامانه مدل شده و همچنین نمودار مفهومی آن مطابق شکل‌های 1، 2 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

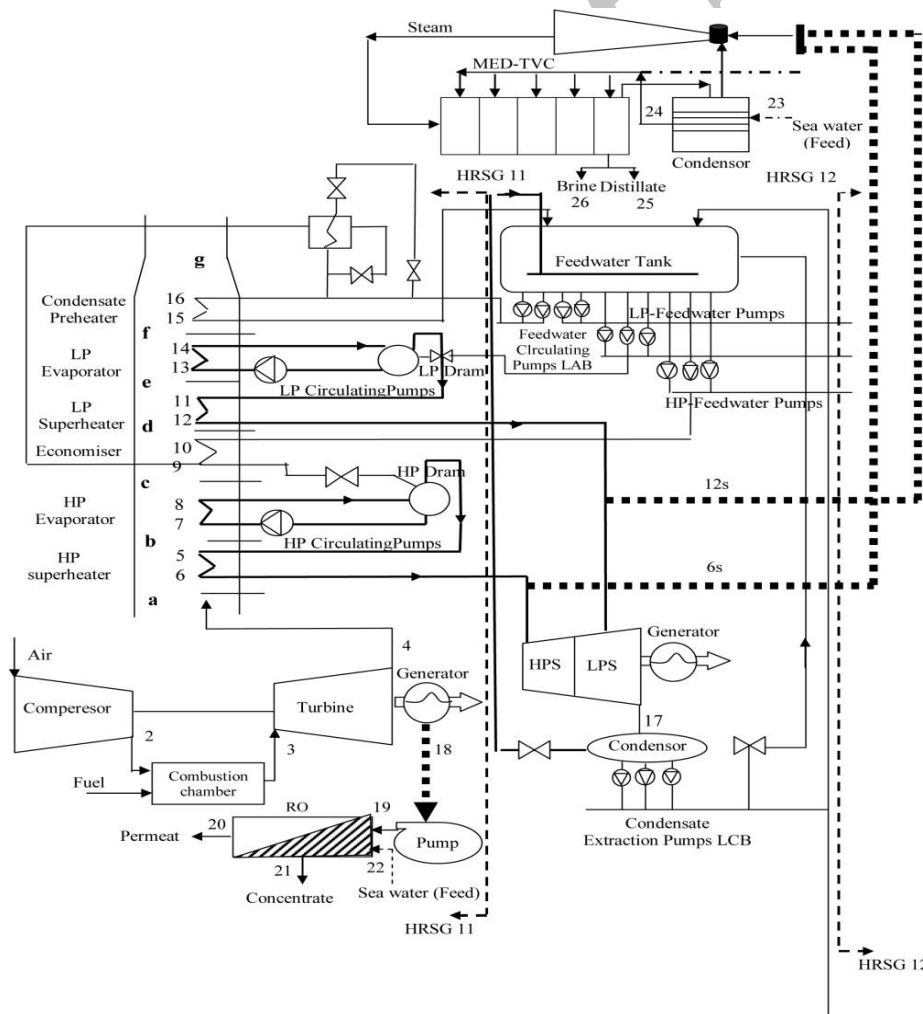


Fig. 1 Schematic of cogeneration of power and Water

شکل 1 شماتیک سامانه تولید هم‌زمان آب و توان

## 2-2-3- توربین گاز

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

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

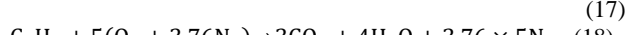
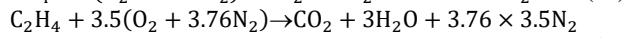
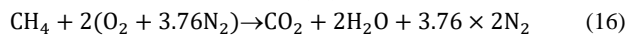
$$\dot{W}_{GT} = \dot{m}_g C_{p_g} (T_3 - T_4) \quad (13)$$

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

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

$\dot{W}_{GT}$  کار توربین گاز،  $\dot{W}_{AC}$  کار کمپرسور و  $\dot{W}_{Net}$  کار خالص

راندمان آیزنتروپیک 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 عمده 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 هواسست، 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 گرمای ویژه در سیکل بایستی مورد نظر قرار گیرد. ظرفیت گرمای ویژه هوا و گاز به صورت توابع چند جمله مشخص بیان می‌شود [14].

## 2-2-4- بویلر یاب

بویلر نیز مانند هر میدلی 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.

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

اکنونمایز 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.

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

اکنونمایز 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 مسیره‌های فشار پایین و فشار بالا، آب ورودی از کندانسور، آب ورودی از پمپ‌های تغذیه و بخارهای خروجی از بویلر عبارت از بخار خروجی از سوپر هیتر فشار بالا و فشار پایین و مجموع بخار خروجی از بخش پری هیتر دو است. کل انرژی داده شده به بویلر مطابق روابط (25، 26) و انرژی جذب شده توسط آب و بخار مطابق روابط (27-29) است.

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

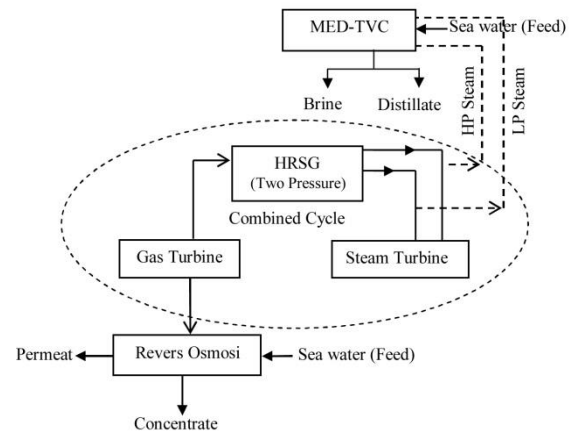


Fig. 2 Conceptual design of the co-generation system

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.

## 2-2-1- 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 چگالی هوا 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،  $\eta_{AC}$  راندمان کمپرسور و  $C_{p_a}$  ظرفیت گرمایی هواسست. با توجه به وابستگی  $\gamma$  به دما، دو رابطه (2,1) با سعی و خطا 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 (3-10) محاسبه می‌شود.

$$P_v = \phi P_g \quad (3)$$

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

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

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

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

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

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

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

در معادلات فوق  $\phi$  رطوبت نسبی،  $P_g$  و  $P_v$  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.

## 2-2-2- محفظه احتراق

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

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

$\dot{m}_f$  دبی سوخت و  $\eta_{cc}$  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.

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

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.

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

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.

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

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

### 2-2-8- آب شیرین‌کن اسمز معکوس

در فرآیندهای آب شیرین‌کن 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 معمولاً در طول خط مرکزی لوله هست، خارج می‌شود. انرژی مورد نیاز برای پمپ کردن حجم  $V_0$  از آب تغذیه با فشار  $\Delta P$ ، در کانال اسمز معکوس جریان متقاطع، طبق رابطه (38) با حجم و فشار آب تغذیه تعیین می‌شود.

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

با فرض این‌که افت فشار در کانال غشاء با توجه به اصطکاک ناچیز بوده، انرژی باقی مانده 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 متقاطع 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 متقاطع، 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 متقاطع و  $\Delta P$  فشار رانش در واحد پاسکال است. فشار اسمزی در آب شیرین‌کن اسمز معکوس جریان متقاطع در طول کانال غشاء با توجه به رسوب نمک افزایش می‌یابد و فشار رانش باید مساوی و یا بزرگ‌تر از فشار اسمزی در انتهای کانال غشاء باشد. در طراحی‌ها فشار مورد نیاز را می‌توان با همگن در نظر گرفتن سیستم اسمز معکوس به صورت رابطه (42) در نظر گرفت.

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

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

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

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

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

$$Q_{B.INL.W} = [(\dot{m} \times h)_{L.P.F.W} + (\dot{m} \times h)_{H.P.F.W}] + (\dot{m} \times h)_{S.P} + (\dot{m} \times h)_{COND} + (\dot{m} \times h)_{F.W.C} \quad (28)$$

$$Q_{B.OUT.W} = [(\dot{m} \times h)_{L.P.S.T} + (\dot{m}_{H.P.F.W} \times \dot{m}_{H.P.E.C.O}) \times h_{H.P.S.T}] + (\dot{m}_{COND.I} + \dot{m}_{H.P.E.C.O} + \dot{m}_{F.W.C}) \times h_D \quad (29)$$

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.  $Q_a$  انرژی جذب شده توسط آب و بخار و  $Q_{total}$  کل انرژی گرمایی ورودی به بویلر است، همچنین  $Q_{B.INL.W}$  و  $Q_{B.OUT.S}$  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.

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

### 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.

$$\dot{m}_{H.P.E.C.O} = \dot{m}_{cond} + \dot{m}_{ST} - \dot{m}_{L.P.F.W} - \dot{m}_{H.P.F.W} \quad (31)$$

در رابطه (31)  $\dot{m}_{ST}$  و  $\dot{m}_{cond}$  به ترتیب آب ورودی از کندانسور و بخار ورودی به فیدواتر تانک جهت گرمایش است و همچنین  $\dot{m}_{L.P.F.W}$  و  $\dot{m}_{H.P.F.W}$  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 حالت 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 جداکردن آب و بخار و ارسال بخار اشباع به بخش سوپرهیتر بویلر تعبیه 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.

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

برای به دست آوردن دمای هوای خروجی از کندانسور از رابطه (33) استفاده می‌شود و اختلاف دمای لگاریتمی مطابق رابطه (34) است.

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

$$\Delta T_{In,cond} = \frac{((T_{cond,in} - T_{air,out}) - (T_{cond,out} - T_{air,in}))}{\ln \left( \frac{T_{cond,in} - T_{air,out}}{T_{cond,out} - T_{air,in}} \right)} \quad (34)$$

در معادلات فوق  $T_{cond,out}$ ،  $T_{cond,in}$ ،  $T_{air,out}$ ،  $T_{air,in}$  به ترتیب دمای هوای ورودی، دمای هوای خروجی، دمای بخار ورودی و دمای خروجی و همچنین  $h_{cond,out}$ ،  $h_{cond,in}$ ،  $\dot{m}_{air}$  و  $\dot{m}_{cond}$  به ترتیب آنتالپی خروجی، آنتالپی ورودی، دبی بخار کندانسور و دبی هواست.

### 2-2-7- مصرف‌کننده‌ها

محاسبه توان مصرف‌کننده‌های بخش بخار جهت به دست آوردن توان دقیق

جدول 1 متغیرهای آب شیرین‌کن 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
$F_1, F_2, \dots, F_{n-1}, F_n, F_1$	دبی آب تغذیه کلی و هر افکت
$V_1, V_2, \dots, V_{n-1}, V_n, V_{st}$	دبی بخار ورودی به هر افکت
$M_{sw}, M_{rej}, M_{motive}$	دبی آب دریا، آب خنک کن، بخار محرک
$V_2(1), V_2(2), \dots, V_2(n)$	نرخ مکش ترموکمپرسور از هر افکت
$B_1, B_2, \dots, B_n$	دبی 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 تنهایی نمی‌تواند سودآور بودن و یا ریسک سرمایه‌گذاری را مشخص کند، اما در تصمیم‌گیری‌ها نقش مهمی را ایفا می‌کند. در این تحقیق هزینه‌های سرمایه‌گذاری اصلی اولیه شامل هزینه آب شیرین‌کن اسمز معکوس و هزینه آب شیرین‌کن تبخیری چند مرحله‌ای است. چون در تحلیل حاضر شرایط عملکردی سیکل ترکیبی مدنظر است هزینه اجزای آن در نظر گرفته نمی‌شود؛ بنابراین جریان مالی مثبت ناشی از تولید برق نیز در نظر گرفته نشده است. رابطه هزینه خرید آب شیرین‌کن اسمز معکوس مطابق معادله (45) و آب شیرین‌کن حرارتی مطابق رابطه (46) است. معادله هزینه خرید آب شیرین‌کن 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].

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

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

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

$$C71 = 705.5 \left( \frac{\$}{kW} \right) \quad (46)$$

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

در معادله (45)  $Z_{Pump,RO}$ ،  $\eta_{m,r}$ ،  $\eta_{Pump}$  و  $W_{Pump,RO}$  به ترتیب هزینه مرتبط با اجزای اصلی اسمز معکوس، هزینه پمپ، بازده پمپ، بازده مکانیکی و توان پمپ اسمز معکوس است. در آب شیرین‌کن‌ها 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  $\varphi_0$  ضریب تعمیر و نگهداری که مقدار آن 1.06 و  $Z$  هزینه خرید تجهیزات و  $D_{day}$  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 شیرین‌کن چند مرحله‌ای تبخیری

فرآیند شیرین‌سازی آب دریا به روش چند مرحله‌ای بر مبنای تبخیر و میعان آب دریا در دمای اشیاع و شرایط و شرایط خلاء استوار است. بخار ورودی جهت فرآیند تبخیر با دبی مشخص وارد ترموکمپرسور می‌شود، همچنین مقداری از بخار ایجاد شده از افکت آخر توسط ترموکمپرسور مکش می‌شود. این بخار ترکیب شده با دبی کل با دمای اختلاط از ترموکمپرسور خارج می‌شود و به صورت بخار اشیاع شده وارد افکت اول می‌شود. دمای اشیاع 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 مجزا از افکت اول خارج می‌شود و با تولید آب شیرین دستگاه مخلوط نمی‌گردد. گرمای نهان تبخیر بخار ورودی دمای آب خوراک را به نقطه جوش خود در افکت اول می‌رساند و به این ترتیب بعدی 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 قسمت 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 ترموکمپرسور به صورت هم‌زمان باید مورد توجه قرار گیرد. جدول 1 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 2، 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 شیرین‌کن حرارتی

Table 2 Mass and energy equations in the thermal desalination system

معادله	توصیف
$V_1(n-1) + B_{n-1} + f_n = B_n + V_1(n) + V_2(n) + D_n$	موازنه جرم در هر مرحله
$B_n X_b(n-1) + f_n X_f = B_n X_b(n)$	موازنه جرم نمک در هر مرحله
$V_1(n-1)h_{g@T_{V(N-1)}} + f_n C_p T_f(n) + B_{n-1} C_p T_b(n-1)$ $= B_n C_p T_b(n) + V_1(n)h_g + V_2(n)h_g + D_n C_p T_v(n-1)$	موازنه 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
$U_e(n) = 1.9394 + 1.40562 \times 10^{-3} T_b(n) - 2.07525 \times 10^{-5} T_b^2(n) + 2.3186 \times 10^{-6} T_b^3$	ضریب انتقال حرارت کلی در هر مرحله
$M_{cond} + M_{sw} = M_{rej} + F_t + D_{cond}$	موازنه جرم در کندانسور
$M_{cond} h_g + M_{sw} C_p T_{sw} = D_{cond} C_p T_{cond} + M_{rej} C_p T_f + F_t C_p T_f$	موازنه انرژی در کندانسور
$M_{cond} h_g - D_{cond} C_p T_{cond} = U_c A_c \Delta T_{LMTD}$	نرخ انتقال حرارت کلی در کندانسور
$U_c = 1.6175 + 1.537 \times 10^{-4} T_{cond} - 1.825 \times 10^{-4} T_{cond}^2 + 8.026 \times 10^{-8} T_{cond}^3$	ضریب انتقال حرارت کلی در کندانسور
$T_b(n) - T_v(n) = BPE$	اختلاف دمای افزایشده جوش
$T_v(n-1) - T_v = T_{st} - T_v(n)/n$	اختلاف دمای بین هر مراحل
$\Delta T_{LMTD} = (T_f - T_{sw}) / (\ln((T_{cond} - T_{sw}) / (T_{cond} - T_f)))$	اختلاف دمای لگاریتمی در کندانسور
$T_{cond} - T_f = T_{st} - T_v(n)/n$	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
$V_2(n) + \sum_{i=2}^n D_i + D_1 = D_{tot}$	برابری دبی محصول کلی با مجموع محصول از هر افکت
$F_t/D_{tot} = X_B/X_B - X_f$	نسبت دبی آب تغذیه به محصول
$M_{motive} + V_2(n) = V_{st}$	موازنه جرم ترموکمپرسور
$GOR = D_{tot}/M_{motive}$	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 تصمیم‌گیری و  $F(X) \in R^k$  بردار توابع هدف است که باید کمینه یا بیشینه شوند. در این روش برای سرعت بخشیدن به یافتن حل‌های 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 حل‌های بهینه می‌پردازد.

#### 4-2- 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  $X = [x_1, x_2, x_3, \dots, x_n]$  خروجی 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 معادله (53)) حداقل شود.

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

مبنای 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

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

که  $i$  نرخ بهره بانکی در تحقیق حاضر 16% و  $n$  سال بازگشت سرمایه 10 سال در نظر گرفته شده است. با تلفیق روابط (48,47) رابطه هزینه فروش آب به صورت رابطه (49) است.

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

#### 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 چندهدفه 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 ای.ای.اس با استفاده از مدل شبکه عصبی GMDH<sup>1</sup> 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. بدیهی 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.

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

<sup>1</sup> Group Method Data Handling

## 5- بررسی و 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 (تقریباً 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 44.4 (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 1.6 به 1.09 دلار به ازای هر مترمکعب متناسب با تقاضای آب و توان

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

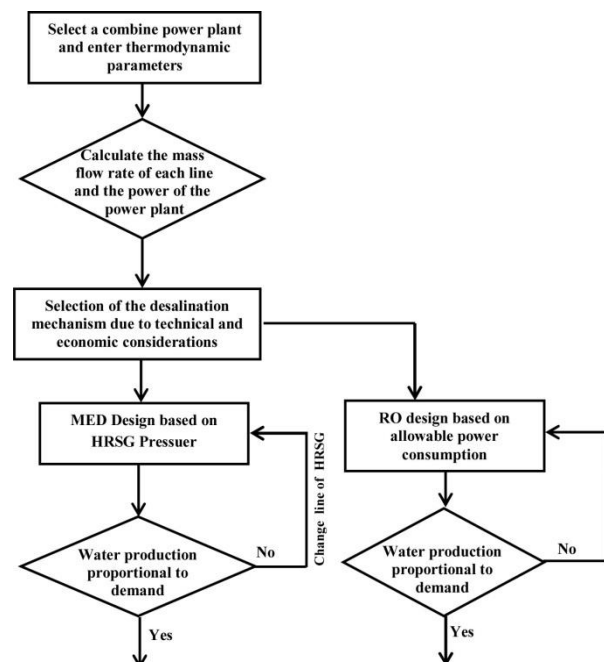


Fig. 3 Problem solving flowchart

شکل 3 فلوجارت حل مساله

جدول 3 پارامترهای ورودی در مدل‌سازی سامانه تولید هم‌زمان

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

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



جدول 4 مقایسه مقادیر مدل‌سازی با مقادیر تجربی اندازه‌گیری 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	دمای محیط (K)	رطوبت نسبی	فشار کندانسور (mPa)	توان واقعی گاز (mW)	توان گاز حاصل از مدل‌سازی (mW)	خطای نسبی (%)	توان واقعی توربین بخار (mW)	توان بخار حاصل از مدل‌سازی (mW)	خطای نسبی (%)
1	288.5	0.9	0.0091	135	137.86	2.12	137	143.77	4.94
2	290.5	0.9	0.011	131	136.49	4.19	135	139.23	3.13
3	294.5	0.83	0.011	130	133.02	2.33	135	137.54	1.88
4	295.5	0.76	0.114	128	131.92	3.06	137	132.11	3.57
5	296.5	0.74	0.0122	127.2	131.19	3.13	138	132	4.35
6	297.5	0.72	0.0124	127.5	130.13	2.06	138	133.19	3.49
7	299.5	0.78	0.0158	124	129.25	4.23	135	127.16	5.81
8	300.5	0.81	0.0195	124	128.76	3.83	137	127.80	6.72
9	301.5	0.71	0.0282	123	127.38	3.56	132	121.72	7.79
10	302	0.52	0.0142	125	125.70	0.56	135	126.18	6.54
11	304	0.6	0.0172	122.9	124.94	1.66	134	120.35	10.19
12	305	0.58	0.0168	119	123.97	4.17	134	119.88	10.54
13	306	0.62	0.0157	122.5	123.71	0.99	135	119.05	11.82
14	307	0.52	0.0176	120	122.20	1.84	133	125.70	5.49
15	308	0.57	0.034	119	121.85	2.39	122	110.90	9.1
16	309	0.47	0.017	119/3	120.38	0.90	133	123.38	7.24
17	309.5	0.52	0.034	119	120.51	1.27	123	112.72	8.36
18	310	0.38	0.031	118.5	118.75	0.21	129	116.23	9.9
19	311	0.53	0.035	118	119.54	1.30	122	112.71	7.62
20	311.5	0.33	0.0356	118.2	117.02	0.99	120	112.77	6.03

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

### 3-5- نتیجه بهینه‌سازی

در بهینه‌سازی همان‌گونه که پیشتر اشاره شد راندمان سیکل ترکیبی و قیمت فروش آب به عنوان دو تابع هدف مد نظر است. متغیرهای انتخابی ظرفیت

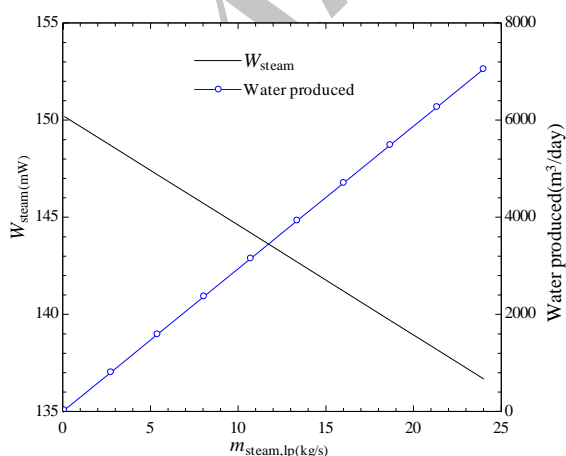


Fig.4 The effect of steam removal from the low-pressure boiler line on steam turbine power and water generation in the thermal desalination unit

شکل 4 اثر خارج کردن بخار از خط کم فشار بویلر بر توان توربین بخار و مقدار تولید آب در واحد آب شیرین‌کن 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 بازباب مورد استفاده قرار می‌گیرد که افت بیشتر راندمان نیروگاه را در پی 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 شیرین‌سازی آب در سامانه تولید هم‌زمان مورد تحلیل، آب‌شیرین‌کن 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 صددرصد 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 شیرین‌کن سامانه و با در نظر گرفتن این‌که در این حالت ترکیبی ظرفیت واحدها مستقل از یکدیگر است مشاهده گردید آب شیرین‌کن 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 شیرین‌کن اسمز معکوس به صورت ترکیبی از هزینه اصلی که شامل غشاهای و اجزای آن و هزینه پمپ اسمز معکوس است. شکل 9 تأثیر افزایش ظرفیت تولید آب شیرین‌کن 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 باتوجه به این‌که که بیشترین پتانسیل تولید آب

نظر قراردادن بخار تولیدی در بویلر بازیاب و ظرفیت واحد اسمز معکوس با توجه به شرایط طراحی حاصل می شود. نحوه عملکرد واحدهای شیرین سازی آب در سامانه مورد نظر 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 آن ها در جدول 5 نشان داده شده است. جهت تعیین تابع هزینه با توجه به این که قیمت فروش آب در واحدهای شیرین سازی متفاوت است میانگین قیمت ها مد نظر قرار گرفته شده است. نتایج حاصل از بهینه سازی که در قالب نمودار پارتو در شکل 10 مشاهده می شود. در بهینه سازی دو هدفه یک مجموعه نقاط بهینه حاصل می گردد که هیچ یک برتری نسبت به یکدیگر ندارند در واقع بردار طراحی حاصل مابین بیشترین بازده نقطه B (0.454) و نقطه A کمترین قیمت فروش آب شیرین (1.51) دلار است همه نقاط روی منحنی حل بهینه مسأله است، ولی نزدیک ترین نقطه به نقطه ایده آل از نظر فاصله روی منحنی پارتو را می توان به عنوان یک حل مطلوب در نظر گرفت. نقطه C با راندمان (0.417) و قیمت (1.641) دلار می تواند به عنوان نقطه مورد نظر مد نظر باشد مشاهده می شود با دور شدن از نقطه C به سمت نقطه B با توجه به افزایش ظرفیت تولید تابع

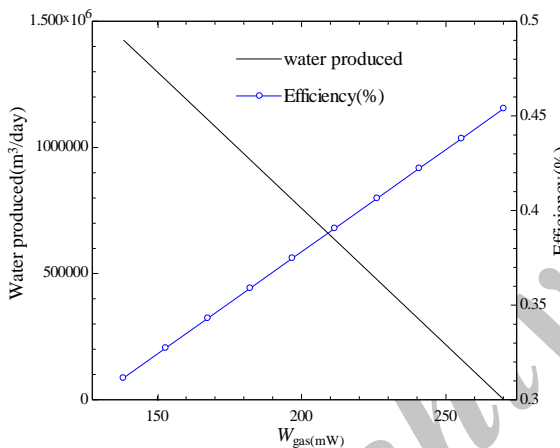


Fig.8 The effect of the gas turbine power loss on the combined cycle efficiency and water generation in the reverse osmosis desalination unit

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

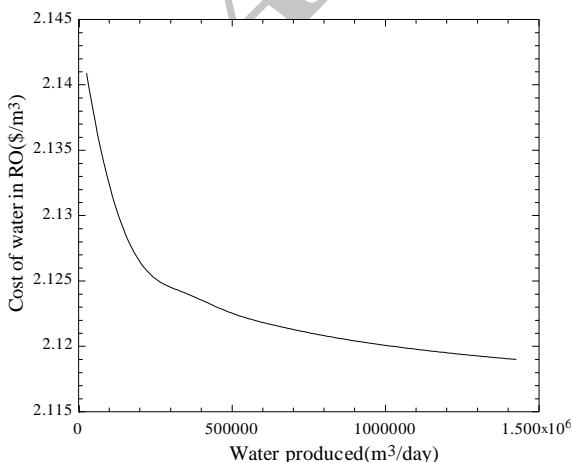


Fig.9 The variations in water cost in the reverse osmosis unit with an increase in generation capacity

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

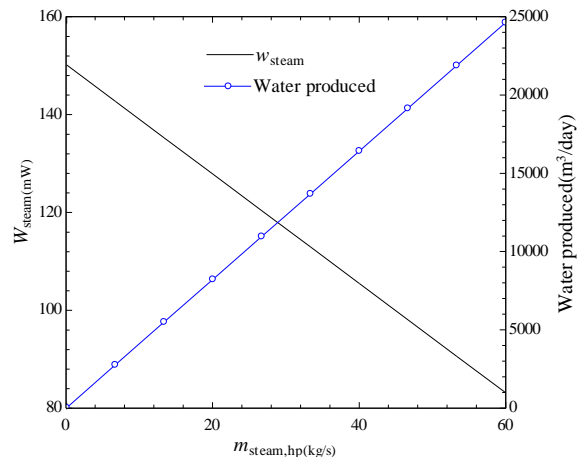


Fig.5 The effect of steam removal from the high-pressure boiler line on steam turbine power and water generation in the thermal desalination unit

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

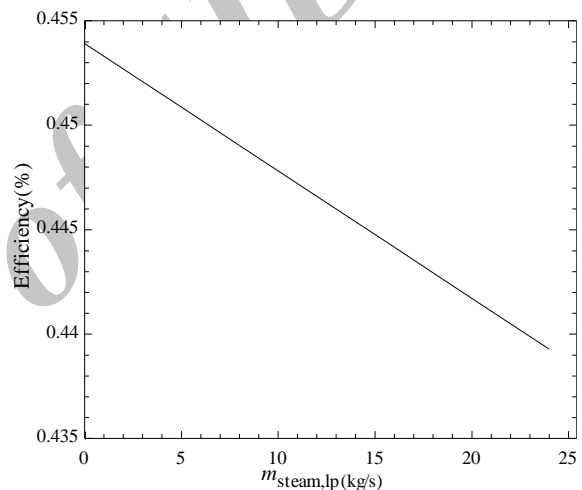


Fig. 6 The effect of steam removal from low pressure boiler line on combined cycle efficiency

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

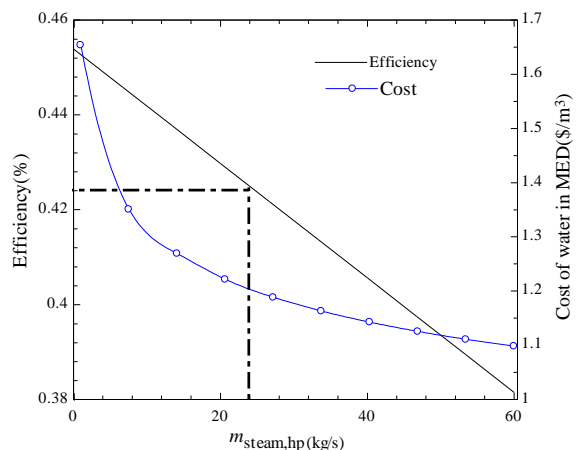


Fig.8 The effect of steam removal from high boiler line on combined cycle efficiency and water cost in thermal desalination unit

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

کل تولید آب در آب شیرین کن های حرارتی و اسمز معکوس است که با مد

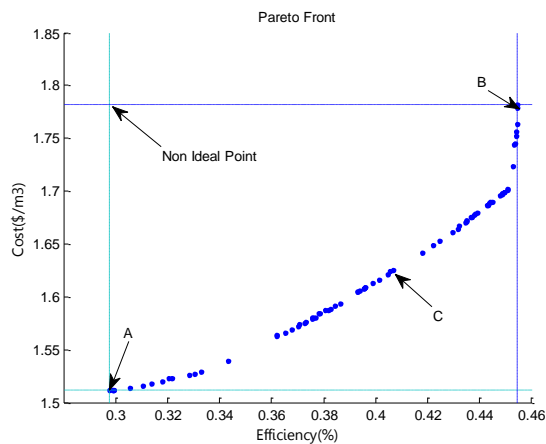


Fig.10 Pareto graph of the combined cycle efficiency and water sales price

شکل 10 نمودار پارتو راندمان سیکل ترکیبی و قیمت فروش آب

آمد که بیشترین راندمان سیکل بیشترین راندمان سیکل ترکیبی 0.454 و کمترین قیمت فروش آب 1.511 دلار به ازای هر مترمکعب محاسبه گردید.

#### 7- 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. Abbassi, 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. Behbahaninia, Thermo-economic analysis with reliability consideration of a combined power and multi stage flash desalination plant, *Desalination*, Vol. 278, pp. 424-433, 2011.
- [7] S. M. Pourfatemeh, 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. Ebrahim, 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 Thermoconomics 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.

#### 6- 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 کارکرد هر دو نوع آب شیرین‌کن حرارتی و غشایی مورد بررسی قرار گرفت و قیمت میانگین فروش آب و راندمان نیروگاه به عنوان دو تابع هدف انتخاب گردیده و با بهینه‌سازی دو هدفه هم‌زمان بهینه گردیدند. در مدل‌سازی نیروگاه سیکل ترکیبی به منظور بررسی صحت عملکرد نیروگاه، خروجی حاصل از مدل‌سازی با دیتاهای 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 بازباب بر روی مقدار تولید آب در آب شیرین‌کن حرارتی و عملکرد سیکل ترکیبی حائز اهمیت است به طوری که خارج کردن صددرصد بخار مجاز خطوط پرفشار و کم فشار به ترتیب باعث افت 7 و 1.5 درصدی راندمان گشته است.
- ✓ در تحقیق حاضر به طور هم‌زمان از هر دو فرایند شیرین‌سازی به صورت موازی استفاده شده است که در این مدل ترکیبی ظرفیت هر واحد مستقل است. با مقایسه مقادیر آب شیرین شده در سامانه تولید هم‌زمان مشاهده شد که بخش اصلی تولید آب به عهده واحد اسمز معکوس است که در بیشینه حالت حدود 1,400,000 متر مکعب آب شیرین تولید کرده است در حالی که آب شیرین‌کن حرارتی در بیشینه حالت خود حدود 25 هزار مترمکعب آب را شیرین کرده است. از سویی تولید آب به وسیله اسمز معکوس باعث افت حدوداً 15 درصدی راندمان سیکل ترکیبی شده است.
- ✓ تحلیل اقتصادی در سامانه مورد نظر انجام گرفته و قیمت فروش آب در واحدهای آب شیرین‌کن به صورت مجزا محاسبه گردید. مشاهده گردید در آب شیرین‌کن تبخیر چندمرحله‌ای با افزایش ظرفیت تولید تا مقدار مجاز قیمت فروش آب از حدود 1.6 دلار به حدود 1.09 دلار و در واحد اسمز معکوس به 2.21 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 یک تابع هدف و راندمان سیکل ترکیبی به عنوان تابع هدف دیگر بهینه‌سازی هم‌زمان انجام گرفته و مجموعه نقاط بهینه به دست

جدول 5 متغیرهای بهینه‌سازی و حدود تغییرات

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

- [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. Kouhikamali, 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)

Archive of SID