

پتانسیل سنجی استفاده از ترکیب دو نوع آب شیرین کن حرارتی و غشایی در تبدیل نیروگاه گازی به سامانه تولید همزمان آب و توان

در این مقاله ترکیب یک واحد توربین گاز با آب شیرین کن‌های حرارتی و غشایی مورد مطالعه فنی، اقتصادی قرار گرفته است. یک واحد توربین گاز مدل زیمنس V94.2 که ظرفیت نامی ۱۵۰ مگاوات دارد برای واحد تولید توان انتخاب شده است. سامانه مورد نظر از ترکیب دو آب شیرین کن حرارتی و غشایی که بصورت موازی با هم کار می‌کنند همزمان بهره می‌برد به طوری که آب پیش گرم شده در کندانسور واحد حرارتی بعنوان آب تغذیه وارد واحد غشایی می‌گردد. با این ترکیب ظرفیت تولید آب شیرین در سامانه تولید همزمان آب و توان مورد بررسی به حدود ۹۹۳ کیلوگرم در هر ثانیه رسیده است. بعد از مدلسازی فرایند، تحلیل اقتصادی نیز انجام شده است و قیمت فروش آب بعنوان سود مورد نظر از تبدیل واحد گاز به سامانه تولید همزمان آب و توان در هر کدام از آب شیرین کن‌ها بدست آمده است. در این تحلیل قیمت فروش آب با توجه به شرایط طراحی سامانه توسط واحد غشایی و حرارتی به ترتیب حدوداً ۱/۴۵ و ۰/۷ دلار به ازای هر مترمکعب محاسبه شد. در ادامه با بهینه سازی دو هدفه با در نظر گرفتن راندمان نیروگاه گاز و میزان تولید آب شیرین شرایط بهینه این ترکیب از لحاظ فنی پیشنهاد شد.

مجید امیرعلی پور^۱

دانشجوی دکترا

رامین کوهی کمالی^۲

دانشیار

واژه های راهنما: توربین گاز، تولید همزمان آب و توان، آب شیرین کن غشایی و حرارتی، مدل اقتصادی

۱- مقدمه

ایران در منطقه گرم و خشک خاورمیانه قرار دارد به طوری که دمای هوای تابستان در بسیاری از نقاط بین ۳۵ تا ۵۰ درجه می‌باشد 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 را بیش از پیش کرده است بطوری که نیروگاه‌های موجود بتواند عملکرد مناسبی در تولید همزمان آب و توان داشته باشد. از سوی دیگر، تحقیقات اخیر حاکی از افزایش ۱۱ درصدی تقاضای آب در سال‌های اخیر داشته است [۱]. این موضوع بیش از پیش ضرورت تولید آب از نیروگاه‌های حرارتی را نشان می‌دهد. آب شیرین کن‌ها بعنوان یک گزینه ضروری برای غلبه بر معضل کمبود آب شیرین مطرح هستند.

^۱دانشجوی دکترا، دانشکده مهندسی مکانیک، پردیس دانشگاهی دانشگاه گیلان، رشت، ایران majid_amiralipour@yahoo.com

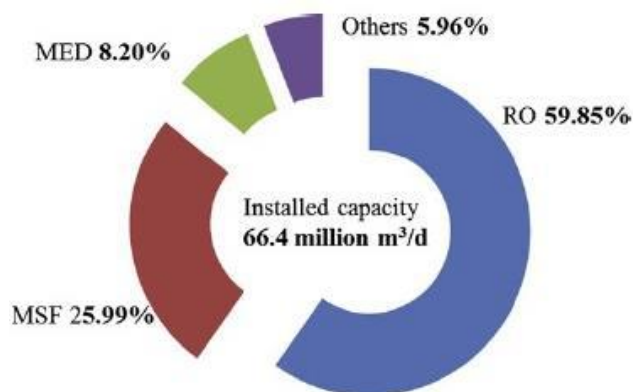
^۲دانشیار، دانشکده مهندسی مکانیک، دانشگاه گیلان، رشت، ایران kouhikamali@guilan.ac.ir

تاریخ دریافت: ۹۷/۰۳/۰۹، تاریخ پذیرش: ۹۷/۰۸/۱۲

آب شیرین کن‌های تبخیر ناگهانی^۱، چند مرحله ای^۲ و اسمز معکوس^۳ بعنوان سه نوع فرآیند اصلی شناخته شده در این زمینه به حساب می‌آیند که از میان آن‌ها اسمز معکوس بیشترین موارد استفاده را در سال‌های اخیر داشته است. همانطور که در شکل (۱) مشخص است در بیش از ۵۰٪ فرآیند شیرین سازی آب در دنیا از روش اسمز معکوس استفاده شده در حالی که مابقی آن‌ها بر پایه روش‌های حرارتی شیرین سازی آب استوار می‌باشد. سامانه های ترکیبی آب و توان که از جمله سیستم های ترکیبی انرژی در دنیا است از یک منبع انرژی برای تولید دو محصول توان و آب استفاده می کند. از سوی دیگر ترکیب تکنولوژی‌های حرارتی و غشایی (هیبرید) شیرین سازی آب و ترکیب آن با واحد تولید توان جهت افزایش راندمان در سال‌های اخیر مورد نظر پژوهشگران قرار گرفته است. از مزایای سیستم ترکیبی می‌توان به کاهش هزینه اولیه حذف اسمز معکوس چند مرحله‌ای و استفاده از سیستم‌های شیرین سازی حرارتی در ابعاد کوچکتر اشاره کرد.

مهم‌ترین مزیت سیستم‌های ترکیبی انعطاف در ارتباط بین سیستم‌های حرارتی و غشایی می‌باشد. 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 برای تولید آب با مقیاسی مشخص شود. حالت‌های مختلفی برای مسیر عبور آب شور و تقسیم آن بین آب شیرین کن‌های حرارتی و اسمز معکوس در دستگاه‌های ترکیبی وجود دارد دو طرح رایج عبارتند از حالت موازی و سری که در شکل (۲) نمایی از این دو طرح را نشان داده شده است.

در شکل‌بندی موازی که مدنظر این پژوهش می‌باشد آب تغذیه بین آب شیرین کن‌های حرارتی و اسمز معکوس تقسیم می‌شود و سپس آب شور و آب شیرین‌درخروجی مخلوط می‌شود. شرایط کارکرد هر دو سیستم شیرین‌سازی از ابتدا مستقل می‌باشد و بنابراین ظرفیت محصول هر یک از این دو سیستم از مهمترین موضوعات در طراحی و بهینه‌سازی می‌باشد. استقلال در شرایط کارکرد سیستم‌های موازی می‌تواند فواید بسیاری داشته باشد.



شکل ۱- مقایسه تکنولوژی‌های استفاده شده در آب شیرین کن‌ها [۲]

¹Multi Stage Flashing(MSF)

²Multi Effect Desalination(MED)

³Reverse Osmosis (RO)

از مهمترین مزیت آن انطباق راحت به تغییرات تقاضای توان و آب است. در واقع از آن جا که شرایط عملکرد سیستم‌های حرارتی و اسمز معکوس به یکدیگر وابسته نیست کارکرد مستقل این دو دستگاه می‌تواند با شرایط مختلف منطبق شود. در سوی دیگر شکل‌بندی حالت سری می‌تواند بسیاری از حالات ارتباطی آب شیرین تولیدی و آب شور بین سیستم شیرین‌سازی گرمایی و سیستم غشایی را شامل شود.

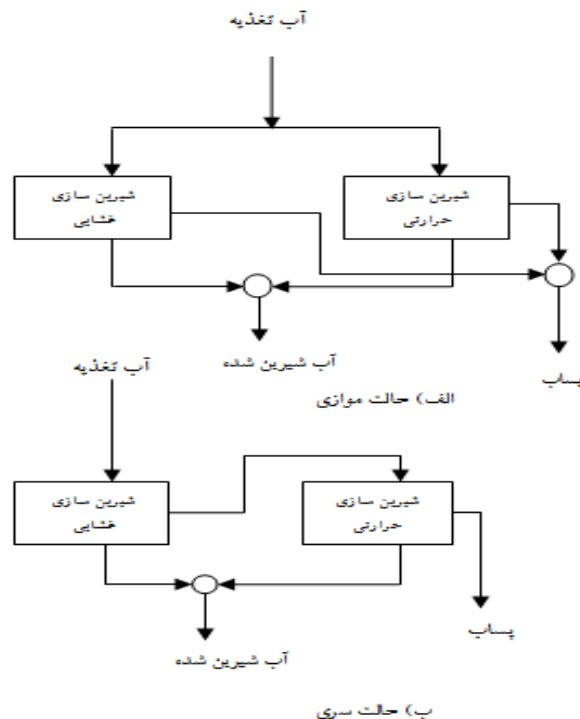
طرحی که آب تغلیظ شده در فرایند غشایی می‌تواند به عنوان آب خوراک وارد آب شیرین کن‌های حرارتی شود از همه رایج‌تر است. این طرح به عنوان جایگزین برای سیستم‌های دو مرحله‌ای غشایی بعضاً مورد استفاده قرار می‌گیرد. در سال‌های اخیر تحقیقات زیادی بر روی سیستم‌های ترکیبی حرارت و قدرت انجام گرفته و موارد مختلفی از منظر عملکرد این نوع سامانه‌ها گزارش شده است. از جمله تحقیقاتی که به بررسی سامانه‌های شیرین‌سازی آب و همچنین ترکیب آنها با واحد‌های توان پرداخته است میتوان به مواردی فوق اشاره کرد. بوزایانی^۱ و همکاران [۳] یک مطالعه جامع روی سیستم‌های تولید همزمان آب و توان انجام دادند. آن‌ها عملکرد ۳ ترکیب از سیستم‌هایی که از اسمز معکوس برای تولید آب شرب و سیکل رانکین برای تولید توان استفاده می‌کند را مورد مطالعه قرار داده و گزارش کردند که نوع ترکیب اثر مهمی بر عملکرد راندمان انرژی و انرژی و انرژی سیستم‌های تولید همزمان آب و توان دارد.

کوهی کمالی و همکاران [۴-۶] در تحقیقاتی متمرکز به ارائه مدلی برای تحلیل آب شیرین کن‌های حرارتی چند مرحله‌ای مبادرت ورزیده و روشی را 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 می‌باشد. امری و همکاران [۷] 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 می‌باشد همچنین گزارش کردند افزایش فشار بخار ورودی باعث افزایش عملکرد می‌شود.

حسینی و همکاران [۸] به بهینه‌سازی یک واحد ترکیبی تولید توان و آب که واحد شیرین‌سازی آن تبخیر ناگهانی و واحد تولید توان آن توربین گاز بوده است مبادرت ورزیده و از تکنیک‌های بهینه‌سازی چند هدفه با انتخاب توابع هدف مناسب، شرایط بهینه طرح مورد تحلیل خود را استخراج و ارائه نمودند.

امام دوست و همکاران [۹] امکان سنجی استفاده از انرژی حرارتی نیروگاه بخار سیکل ترکیبی را بعنوان انرژی مورد نیاز برای راه‌اندازی سیستم شیرین‌سازی حرارتی مورد مطالعه قرار دادند. آن‌ها تعداد افکت‌های آب شیرین کن و همچنین فشار بخار توربین بخار را مورد ارزیابی فنی و اقتصادی قرار دادند. آن‌ها آب شیرین کن سه مرحله‌ای با فشار استخراجی سه بار از توربین بخار با نرخ بازده داخلی ۲۱/۷۳ درصد و دوره بازگشت سرمایه ۴/۵ سال را بعنوان بهینه‌ترین ترکیب سیستم معرفی کردند. همانگونه که بیان شد در سال‌های اخیر ترکیب دو نوع آب شیرین کن (هیبرید) در ترکیب با واحد‌های تولید توان به جهت افزایش بهره‌وری مورد نظر پژوهشگران بوده است.

¹Bouzayani



شکل ۲- دو حالت مختلف ترکیب آب شیرین کن های حرارتی و غشایی

از جمله کارهای انجام گرفته در این خصوص عبارتند از:

ال سید^۱ و همکاران [۱۰] به صورت آزمایشی یک طرح سری از سیستم های هیبریدی غشایی- تبخیر ناگهانی را مورد مطالعه قرار دادند. ظرفیت واحد مورد مطالعه آن ها ۲۰ متر مکعب در روز بوده است. آن ها تحقیق خود را با حالت استفاده تنها از سیستم غشایی برای تولید آب شیرین مقایسه کرده و نشان دادند تغییرات دمای آب تغذیه مابین ۳۳-۱۵ درجه سانتی گراد می تواند به صورت متوسط نرخ محصولات را ۴۲-۴۸ درصد متغیر نگه دارد. همچنین نشان دادند که این حالت می تواند تا ۴۵٪ باعث کاهش مصرف انرژی در سیستم غشایی گردد. همین محققین [۱۱] در سال (۲۰۰۰) اثر دمای آب تغذیه را به صورت آزمایشی روی سیستم بررسی شده خود تحلیل نمودند. در این تحقیق یک واحد غشایی بزرگتر نسبت به حالت قبلی (۳۰۰ مترمکعب در روز) مورد مطالعه قرار گرفت. آن ها گزارش کردند که به صورت متوسط ۲/۲٪ افزایش راندمان به ازای ۱ درجه سلسیوس دمای آب تغذیه بدست می آید همچنین نشان دادند در این حالت ۲۵٪ کاهش در مصرف انرژی وجود دارد که نسبت به حالت قبلی کمتر است. کاردونا^۲ [۱۲] یک سیستم ترکیبی حرارتی چندمرحله ای متصل شده به یک سیستم اسمز معکوس که با استفاده از گاز طبیعی راه اندازی می شود را مورد مطالعه قرار دادند. ظرفیت واحد حرارت کوچک (۲۰۰۰ متر مکعب در روز) بوده و سپس شرایط مختلف عملکردی را روی مدل خود بررسی کردند آن ها به تحلیل پارامتری هزینه آب تازه تولیدی با توجه به تغییرات نرخ جریان عبوری پرداختند. با بررسی سیستم مدل شده خود ۳۰ درصد کاهش آلودگی دی اکسید کربن و ۸ درصد کاهش در هزینه آب تولیدی گزارش کردند.

¹El-sayed

²Cardona

ال مولا^۱ و همکاران [۱۳] طرحی را از سیستم های ترکیبی غشایی و تبخیر ناگهانی و تولید توان واقع در شارجه امارات متحده عربی ارائه کردند و به برآورد فنی و اقتصادی آن مبادرت ورزیده و برنامه خود را با توجه به شرایط مختلف مورد بررسی قرار دادند. آن ها مدل ترکیبی خود را با شرایط آب شیرین تولیدی که صرفاً از واحد حرارتی به دست می آید برای فصول مختلف سال مقایسه و هزینه تولید آب را در شرایط مختلف گزارش کردند. مارکوویچیو^۲ و همکاران [۱۴] به ارائه مدلی ریاضی برای سیستم ترکیبی غشایی و تبخیر ناگهانی پرداختند. آن ها هدف خود را بهینه سازی طراحی و کارکرد سیستم ترکیبی برای تولید آب معرفی کردند. سیستم مورد بررسی شامل یک واحد تبخیر ناگهانی و دو واحد غشایی بوده است.

آن ها پارامترهایی از جمله تعداد لوله ها 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 اسمز معکوس در نظر گرفته و مورد بررسی قرار دادند. آن ها مدل خود را با یک مطالعه موردی مطابقت و صحت مدلسازی خود را نشان دادند.

نجفی و همکاران [۱۵] به تحلیل اگزرژی اقتصادی و بهینه سازی چند هدفه سیستم هیبریدی حرارتی و غشایی با محرک پیل سوختی اکسید جامد و توربین گاز پرداختند آن ها شرایط بهینه سامانه مورد بررسی خود را که هزینه کل سیستم حداقل در حالی که راندمان اگزرژی حداکثر گشته نشان دادند. خوشگفتارمنش و همکاران [۱۶] به تحلیل ترمودینامیکی و بهینه سازی اگزرژی و اقتصادی یک سیستم ترکیبی آب شیرین کن تبخیر چندمرحله ای و اسمز معکوس پرداختند و شرایط بهینه سیستم خود را با در نظر گرفتن مصرف سوخت و تولید بخار در حالت مختلف نشان دادند. وولانینگ^۳ و همکاران [۱۷] به تحلیل فنی و اقتصادی یک سامانه تولید همزمان آب و توان پرداختند. سیستم مورد تحلیل آن ها 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 ۲۵۰ مگاوات توان و ۱۲۰۰۰ مترمکعب آب تازه را داشته است.

نتایج بررسی آن ها نشان داد عملکرد سامانه تولید همزمان با شرایط تقاضا برای آب تازه قابل تغییر می باشد زمانی تقاضای آب کمتر از ۸۰۰۰ مترمکعب در روز بوده ترکیب واحد توان و آب شیرین کن تبخیر ناگهانی و زمانی که تقاضای آب بالای ۸۰۰۰ مترمکعب در روز می باشد ترکیب سه گانه تولید توان و آب شیرین کن های اسمز معکوس و تبخیر ناگهانی به عنوان حالت بهینه سیستم انتخاب شده انتخاب شده است. با توجه به بررسی تحقیقات محققین پیشین و در راستای تکمیل آن ها و با در نظر گرفتن این نکته که توجه دولت ها بیش از پیش به استفاده بهینه از واحدهای نیروگاهی در سال های اخیر معطوف شده است لذا هدف این تحقیق ارزیابی یک واحد توربین گاز بعنوان یکی از رایج ترین نیروگاه های موجود در کشور و ارائه روشی برای تبدیل به سامانه های تولید همزمان آب و توان با در نظر گرفتن شرایط ترکیب هر دو نوع تکنولوژی اصلی شیرین سازی آب یعنی غشایی و حرارتی می باشد. در واقع با این نوع ترکیب ظرفیت تولید آب از یک واحد تولید توان که بعنوان سود حاصل از تبدیل یک نیروگاه گاز به سامانه همزمان آب و توان می باشد

¹A.Almulla

²Marcovecchio

³Wu Lianying

افزایش می یابد و در عین حال این حالت ترکیبی از یک سو هزینه اولیه کمتری نسبت به حالات دیگر دارد و از سوی دیگر با توجه به نوع ساختار میتواند متناسب با تقاضای آب و توان در شرایط متفاوت مورد بهره برداری قرار گیرد. همچنین بهینه سازی چندهدفه سامانه های تولید همزمان به جهت تخمین شرایط بهینه سیستم های ترکیبی که در سال های اخیر مورد توجه پژوهشگران بسیاری بوده است در کار حاضراستفاده شده است. به طور خلاصه موارد زیر مد نظر می باشد.

- ✓ مدلسازی فرایند یک واحد توربین گاز موجود در کشور
- ✓ استفاده از انرژی حرارتی خروجی از توربین گاز در آب شیرین کن چندمرحله ای
- ✓ استفاده از انرژی الکتریکی توربین گاز در سیستم اسمز معکوس
- ✓ بررسی کارکرد همزمان واحدهای حرارتی و غشایی در ترکیب با واحد گاز
- ✓ تحلیل اقتصادی سامانه مورد بررسی و برآورد هزینه فروش آب در مدل مورد تحقیق
- ✓ تحلیل پارامتری سامانه مورد تحقیق
- ✓ بهینه سازی دو هدفه بر پایه بیشینه کردن راندمان حرارتی نیروگاه و میزان تولید آب شیرین
- ✓ اعتبارسنجی مدلسازی نیروگاه با دیتاهای تجربی نیروگاه گاز سیکل ترکیبی گیلان

۲- مدلسازی

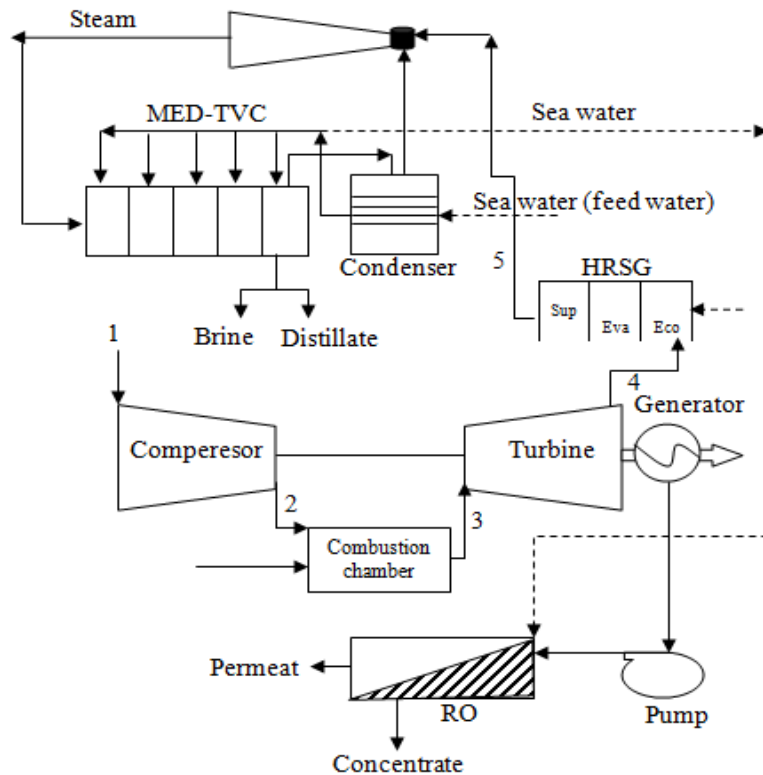
۲-۱- مدل توصیفی سامانه

دیگرام شماتیک سامانه پیشنهادی در شکل (۳) نشان داده شده است. جهت بازیافت گرمای موجود در گازهای خروجی توربین گاز ابتدا این گازها وارد یک واحد مولد بخار بازیافت حرارتی^۱ می شود. در آنجا بخار با دما و فشار مورد نظر ایجاد خواهد شد. بخار تولید شده جهت استفاده در واحد آب شیرین کن حرارتی چند مرحله ای مورد استفاده قرار می گیرد و واحد مورد نظر وظیفه تامین قسمتی از آب شیرین را بعهده دارد. همانگونه که پیش تر بیان شد حالت ترکیبی موازی برای آب شیرین کن های حرارتی و اسمز معکوس مورد نظر است. حالتی که آب پیش گرم شده در کندانسور واحد حرارتی بعنوان آب تغذیه وارد واحد اسمز معکوس می گردد. در این سامانه قسمتی از آب شیرین را واحد اسمز معکوس تولید می کند که تامین برق آن از واحد تولید توان صورت می پذیرد. تقریباً ۶ برابر ظرفیت واحد حرارتی آب وارد کندانسور می شود [۴] که ۱/۲ آن بعنوان آب تغذیه وارد افکت های آب شیرین کن می گردد و مابقی در کندانسور گرم شده است به آب دریا برگشت می کند در این تحقیق آب برگشتی بعنوان آب تغذیه واحد غشایی استفاده می گردد بنابراین می توان با توجه به درصد معمول بازیافت آب در واحد غشایی و حرارتی ظرفیت هر دو واحد آب شیرین کن را تقریباً مساوی هم در نظر گرفت.

۲-۲- مدل ترمودینامیکی

¹Heat Recovery Steam Generator(HRSG)

یک مدل ریاضی جهت آنالیز چرخه و اجزای آن ارائه شده است تا چرخه از لحاظ ترمودینامیکی تحلیل شود. مدل سازی استفاده شده در این تحقیق با استفاده از نرم افزار EES می باشد.



شکل ۳- شماتیک سامانه تولید همزمان

برای مدل سازی سامانه، معادلات موازنه انرژی و جرم هر مولفه از اجزاء نیروگاه و آب شیرین کن ها با توجه به حجم کنترل آن ها در حالت پایدار نوشته شده است. در مدل سازی نیروگاه گاز پارامترهای طراحی انتخاب شده منطبق با بخش گاز سیکل ترکیبی گیلان می باشد و تمامی این اعداد در شرایط نیروگاهی متفاوت قابل تغییر است.

فرضیات انجام شده در مدل سازی نیروگاه سیکل ترکیبی عبارتند از:

- تغییرات انرژی سینتیک سیال کاری بین نقطه ورودی و خروجی هر جزء از سیکل ناچیز می باشد.
- هیچگونه افت فشاری در کانال های ورودی هوا، محفظه احتراق، مبدل های حرارتی، کانال های خروجی هوا و اجزای متصل کننده کانال های هوا وجود ندارد.
- سیال کاری در طول سیکل دارای ترکیبات شیمیایی ثابت می باشد و یک گاز کامل با گرمای ویژه ثابت می باشد.
- خروجی تانک آب تغذیه در واقع همان ورودی پمپ های فشار بالا و فشار پایین است.
- خروجی توربین بخار فشار بالا و فشار پایین با هم مخلوط شده و با یک کیفیت وارد کندانسور هوایی می شوند.

کمپرسور

کمپرسورهای توربین‌های گازی یک دستگاه با دبی حجمی ثابت در فرکانس ثابت شبکه هستند. لذا دبی جرمی و در نتیجه توان تولیدی آنها به طور مستقیم به چگالی هوا بستگی دارد. معادلات دما و کار کمپرسور مطابق معادلات (۱) و (۲) می باشد.

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

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

در روابط بالا r_c نسبت فشار کمپرسور، η_{AC} راندمان کمپرسور و C_{P_a} ظرفیت گرمایی هوا می باشد. با توجه به وابستگی γ به دما، دو رابطه (۱) و (۲) با سعی و خطا برای بدست آوردن دمای خروجی بکار می روند. باید توجه داشت که جریان ورودی شامل هوا و بخار آب همراه با آن است. فشارهای جزئی بخار و هوا به کمک روابط (۳) تا (۱۰) محاسبه می شود.

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

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

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

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

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

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

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

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

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 می باشد.

محفظه احتراق

هوای فشرده شده بعد از کمپرسور در محفظه احتراق با سوخت تزریقی واکنش انجام می دهد. معادلات آن به صورت معادله (۱۱) می باشد.

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

\dot{m}_f دبی سوخت و η_{cc} راندمان احتراق می‌باشد.

توربین گاز

معادلات توربین در نیروگاه گازی به صورت معادلات (۱۲) تا (۱۵) می‌باشد.

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

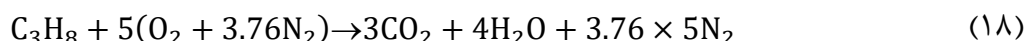
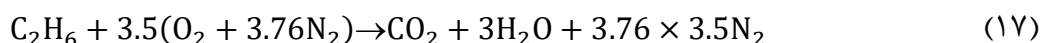
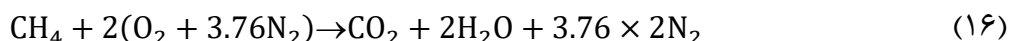
$$\dot{W}_{GT} = \dot{m}_g C_{Pg} (T_3 - T_4) \quad (13)$$

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

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

\dot{W}_{GT} کار توربین گاز، \dot{W}_{AC} کار کمپرسور و \dot{W}_{Net} کار خالص و η_{GT} راندمان آیزنتروپیک توربین نیروگاه می‌باشد. خواص γ_g و C_{Pg} نقش مهمی در بررسی کارایی سیکل دارند و بایستی تغییرات این خواص به علت تغییر شرایط کاری در سیکل توربین گاز مدنظر قرار گیرد.

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 ۸۶٪ متان (CH_4)، ۱۰٪ اتان (C_2H_6) و ۴٪ پروپان (C_3H_8) در نظر گرفته شده است. معادلات سوختن متان، اتان و پروپان به مطابق روابط (۱۶) تا (۱۸) می‌باشد.



در سیکل توربین گاز سیال اصلی هوا می‌باشد لکن پس از خروج از محفظه احتراق و سوختن گاز طبیعی در محفظه احتراق محصولات احتراق نیز به آن اضافه می‌شوند. همچنین درجه حرارت سیال در سیکل مدام در حال تغییر است. بنابراین تغییرات گرمای ویژه در سیکل بایستی مورد نظر قرار گیرد. هوا متشکل از نیتروژن، اکسیژن و بخار آب می‌باشد. گرمای ویژه این گازها بصورت روابط (۱۹) تا (۲۱) بیان می‌شوند [۱۸ و ۱۹].

$$Cp_{N_2} = 39.060 - 512.79\theta^{1.5} + 1072.7\theta^{-2} - 820.4\theta^{-3} \quad (19)$$

$$Cp_{O_2} = 37.432 + 0.020102\theta^{1.5} - 178.57\theta^{-1.5} + 236.88\theta^{-2} \quad (20)$$

$$Cp_{H_2O} = 143.05 - 183.54\theta^{0.25} + 82.751\theta^{-0.5} - 3.6989\theta \quad (21)$$

در روابط فوق $\theta = \frac{T}{100}$ لذا گرمای ویژه هوای خشک بصورت رابطه (۲۲) می‌باشد:

$$Cp_{dryair} = (0.79 \times Cp_{N_2} + 0.21 \times Cp_{O_2}) \quad (22)$$

در رابطه بالا Cp_{dryair} گرمای ویژه هوای خشک می‌باشد.

در هوای مربوط به ازاء هر یک کیلوگرم هوای خشک، Y کیلوگرم بخار آب وجود دارد. با داشتن مقادیر هوای خشک و رطوبت، کسر مولی مطابق روابط (۲۳) تا (۲۷) محاسبه می‌شود.

$$n_{dryair} = \frac{1}{29} \quad (23)$$

$$n_{humidity} = \frac{Y}{18.015} \quad (24)$$

$$X_{total} = n_{dryair} + n_{Humidity} \quad (25)$$

$$X_{dryair} = \frac{n_{dryair}}{n_{total}} \quad (26)$$

$$X_{Humidity} = \frac{n_{Humidity}}{n_{total}} \quad (27)$$

در روابط (۲۶) و (۲۷) X_{dryair} و $X_{Humidity}$ به ترتیب کسر مولی هوای خشک و رطوبت هوا می‌باشد. گرما ویژه هوا مطابق روابط (۲۸) و (۲۹) محاسبه می‌شود.

$$M_{Wetair} = X_{dryair} \times M_{dryair} + X_{Humidity} \times M_{H_2O} \quad (28)$$

$$Cp_{Wetair} = (X_{dryair} \times Cp_{dryair} + X_{Humidity} \times Cp_{Humidity}) / M_{Wetair} \quad (29)$$

محاسبه گرمای ویژه گاز نیز به مانند گرمای ویژه هوا جهت تحلیل دقیق واحد نیروگاهی ضروری می‌باشد. ظرفیت گرمایی ویژه هر کدام از آن‌ها مطابق روابط (۳۰) تا (۳۲) می‌باشد [۱۸ و ۱۹].

$$Cp_{CH_4} = -672.87 + 439.74\theta^{0.25} - 24.875\theta^{0.75} + 323.88\theta^{-0.5} \quad (30)$$

$$Cp_{CH_6} = 6.895 + 17.26\theta - 0.6402\theta^2 + 0.00728\theta^3 \quad (31)$$

$$Cp_{C_3H_8} = -4.042 + 3046\theta - 1.571\theta^2 + 0.031718\theta^3 \quad (32)$$

با توجه به روابط بیان شده درصد اجزاء تشکیل دهنده گاز طبیعی، ظرفیت گرمایی ویژه گاز بصورت معادله (۳۳) می‌باشد:

$$Cp_{N.Gas} = (0.86 \times Cp_{CH_4} + 0.10 \times Cp_{C_2H_6} + 0.04 \times Cp_{C_3H_8}) / M_{N.Gas} \quad (33)$$

در رابطه بالا پانویس $N.Gas$ به گاز طبیعی اشاره دارد.

گازهای ورودی به محفظه احتراق عبارتند از هوای مرطوب و گاز طبیعی به عنوان سوخت ورودی. در صورتیکه f نسبت سوخت به هوای ورودی به محفظه احتراق Y نسبت رطوبت هوای مرطوب باشد کسر مولی مطابق روابط (۳۴) تا (۳۶) محاسبه می‌شود.

$$n_{dry.air} = \frac{1/(1+Y)}{29} \quad (34)$$

$$n_{Humidity} = \frac{Y/(1+Y)}{18.015} \quad (35)$$

$$n_{N.Gas} = \frac{f}{18.56774} \quad (36)$$

در روابط فوق $n_{dry.air}$ و $n_{Humidity}$ به ترتیب مول‌های هوای خشک و رطوبت هوا می‌باشد. در سوختن گاز طبیعی در محفظه احتراق هیچگونه تغییر شیمیایی در رطوبت هوا ایجاد نمی‌شود و تغییرات شیمیایی در گاز طبیعی و هوای خشک ایجاد می‌گردد لذا با توجه به معادلات سوختن متان، اتان و پروپان، به ازای یک کیلوگرم هوای مرطوب ورودی مقدار هوای خشک که در احتراق می‌سوزد مطابق رابطه (۳۷) بوده و تعداد مول‌های هوای خشک و رطوبت هوا که بدون تغییر از محفظه احتراق خارج می‌شوند ورودی به توربین پس از احتراق مطابق با روابط (۳۸) و (۳۹) می‌باشد.

$$n_{dry.air} = (2 \times 4.76 \times 0.86 + 3.5 \times 4.76 \times 0.10 + 5 \times 4.76 \times 0.04) \times n_{N.Gas} \quad (37)$$

$$n_{Dry.Air.Turbine} = n_{Dry.Air} - n_{Dry.Air.bumt} \quad (38)$$

$$n_{Humidity} = \frac{Y/(1+Y)}{18.015} \quad (39)$$

علاوه براین، پس از احتراق، گازهای CO_2 و H_2O و N_2 از محفظه احتراق خارج می‌شوند که مقدار آن‌ها مطابق با روابط (۴۰) تا (۴۲) می‌باشد.

$$n_{CO_2} = (1 \times 0.86 + 2 \times 0.10 + 3 \times 0.04)n_{N.Gas} \quad (40)$$

$$n_{H_2O} = (2 \times 0.86 + 3 \times 0.10 + 4 \times 0.04) \times n_{N.Gas} \quad (41)$$

$$n_{N_2} = (2 \times 0.86 + 3.5 \times 0.10 + 5 \times 0.04) \times 3.76 \times n_{N.Gas} \quad (42)$$

بهازاء هر یک کیلوگرم هوای مرطوب و f کیلوگرم گاز طبیعی ورودی به محفظه احتراق، تعداد کل مول‌های گازهای خروجی و کسر مولی هر کدام مطابق روابط (۴۳) تا (۴۷) می‌باشد:

$$n_{In.Gas.Turbine} = n_{Dry.Air.Turbine} + n_{Humidity} + n_{H_2O} + n_{N_2} \quad (43)$$

$$X_{Dry.Air.Turbine} = n_{Dry.Air.Turbine} / n_{In.Gas.Turbine} \quad (44)$$

$$n_{Humidity+H_2O} = (n_{CO_2} + n_{H_2O}) / n_{In.Gas.Turbine} \quad (45)$$

$$X_{CO_2} = n_{CO_2} / n_{In.Gas.Turbine} \quad (46)$$

$$X_{N_2} = n_{N_2} / n_{In.Gas.Turbine} \quad (47)$$

جرم مولکولی و گرمای ویژه گازهای خروجی از محفظه احتراق و ورودی به توربین با استفاده از روابط (۴۸) و (۴۹) بیان می‌شود.

$$M_g = (X_{Dry.Air.Turbine} \times M_{Dry.Air} + x_{Humidity+H_2O} \times M_{H_2O} + X_{CO_2} \times M_{CO_2} + X_{N_2} \times M_{N_2}) \quad (48)$$

$$Cp_g = (X_{Dry.Air.Turbine} \times M_{Dry.Air} + x_{Humidity+H_2O} \times Cp_{H_2O} + X_{CO_2} \times Cp_{CO_2} + X_{N_2} \times Cp_{N_2}) / M_g \quad (49)$$

در روابط بالا M_g و Cp_g به ترتیب گرمای ویژه گاز و جرم مولکولی گاز می‌باشد.

بویلر بازیاب

بویلر همانند هر مبدلی مکانی است، که انرژی از سیال داغ با درجه حرارت بالا به سیال دیگر با درجه حرارت پایین منتقل می‌شود. بخار خروجی از بویلر بازیاب می‌تواند در حالت اشباع و یا سوپرهیت باشد.

بویلر بازیاب در سامانه مورد نظر از نوع تک فشار بوده و معادله موازنه انرژی در آن بصورت معادلات (۵۰) تا (۵۴)

می‌باشد.

اکنونمایزر

$$\dot{m}Cp(T_{g,o} - T_{g,i}) = \dot{m}_{feed}(h_{w,o} - h_{w,i}) \quad (50)$$

اوپراتور

$$\dot{m}Cp(T_{g,o} - T_{g,i}) = \dot{m}_{feed}[(h_v - h_{w,o}) + (h_l - h_{w,o})] \quad (51)$$

سوپرهیتر

$$\dot{m}_g Cp(T_{g,o} - T_{g,i}) = \dot{m}_{feed}(h_{s,o} - h_{s,i}) \quad (52)$$

$$T_{ap} = T_{sat} - T_{w,o} \quad (53)$$

$$T_{pinch} = T_{g,o,eva} - T_{sat} \quad (54)$$

در معادلات فوق $T_{g,o}$ و $T_{g,i}$ و $T_{w,o}$ و T_{sat} به ترتیب دمای گاز خروجی، گاز ورودی، دمای اشباع و دمای بخار خروجی و h_v ، h_l و $h_{w,o}$ و h_s به ترتیب آنتالپی مایع، بخار، آب خروجی و سوپرهیت می‌باشد. T_{pinch} دمای پینچ^۱ و T_{ap} دمای اپروچ^۲ بوده که در طراحی بویلر حرارتی مد نظر قرار می‌گیرد.

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 پساب 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 ΔP ، در کانال اسمز معکوس جریان متقاطع، طبق رابطه (۵۵)، با حجم و فشار آب تغذیه تعیین می‌شود.

$$E = V_0 \Delta P \quad (55)$$

با فرض اینکه افت فشار در کانال غشاء، با توجه به اصطکاک، ناچیز است، انرژی باقی مانده در جریان پساب، توسط رابطه (۵۶) بیان شده است.

¹Pinch

²Approach

$$ER = (1 - R)V_0\Delta P \quad (56)$$

بنابراین، انرژی استفاده شده برای تولید آب شیرین، در یک فرآیند اسمز معکوس جریان متقاطع بصورت رابطه (۵۷) می‌باشد.

$$E_p = RV_0\Delta P \quad (57)$$

با انتگرال گیری از رابطه بالا انرژی ویژه مورد نیاز برای تولید آب شیرین در فرآیند اسمز معکوس جریان متقاطع، بصورت رابطه (۵۸) می‌باشد.

$$W = 2.78 \times 10^{-7} \Delta P \quad (58)$$

که در رابطه (۵۸) انرژی ویژه مورد نیاز در فرآیندهای اسمز معکوس جریان متقاطع و ΔP فشار رانش در واحد پاسکال است. فشار اسمزی در آب شیرین کن 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 بصورت رابطه (۵۹) در نظر گرفت.

$$\Delta P = \bar{\Delta}\pi \bar{V} R_m = \Delta\pi_0 \frac{2 - R}{2(1 - R)} + \Delta P_{net} \quad (59)$$

که در رابطه (۵۹)، \bar{V} میانگین آب شیرین، R_m مقاومت غشاء، $\bar{\Delta}\pi$ فشار اسمزی میانگین و $\Delta\pi_0$ فشار اسمزی آب تغذیه می‌باشد. بنابراین، انرژی ویژه لازم برای فرآیند اسمز معکوس جریان متقاطع، با ترکیب معادلات (۵۸ و ۵۹) بصورت معادله (۶۰) بیان می‌شود.

$$W = 2.05 \times 10^{-5} \frac{C_0(2 - R)}{2(1 - R)} + 2.78 \times 10^{-7} \Delta P_{net} \quad (60)$$

زمانیکه محدودیت ترمودینامیکی در فرآیند اسمز معکوس جریان متقاطع رخ می‌دهد، فشار رانش برای فرآیندهای اسمز معکوس با میزان بازیافت داده شده، با فشار اسمزی در انتهای خروجی کانال برابر است. لذا فشار رانش می‌تواند از نمک اولیه آب تغذیه و درصد بازیافت مورد نیاز، مطابق رابطه (۶۱) محاسبه شود.

$$\Delta P = f_{os} \frac{C_0}{1 - R} \quad (61)$$

در معادلات بالا C_0 غلظت اولیه، R ضریب بازیاب آب و f_{os} ضریب اسمزی است که مقدار آن ۷۳/۹ پاسکال تقسیم بر میلیگرم در واحد لیتر است. توضیحات کاملتر در خصوص نحوه عملکرد و مدلسازی واحد اسمز معکوس در مرجع [۲۰] بیان شده است.

آب شیرین کن چندمرحله ای تبخیری

فرآیند شیرین سازی آب دریا به روش چند مرحله‌ای، بر مبنای تبخیر و میعان آب دریا در دمای اشباع و شرایط و شرایط خلا 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 اشباع شده وارد افکت اول می‌شود. بخار ورودی به افکت اول 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.

گرمای نهان تبخیر بخار ورودی، دمای آب خوراک را 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 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 شده 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 که همانگونه که بیان شد از این آب برگشتی بعنوان آب تغذیه در واحد غشایی استفاده می‌شود.

در فرآیند طراحی سیستم‌های شیرین سازی به منظور نوشتن معادلات جرم و انرژی، سه زیر مدل افکت‌ها، کندانسور و ترموکمپرسور به صورت همزمان باید مورد توجه قرار بگیرد. جدول (۱) متغیرها و مجهولات یک سیستم شیرین‌سازی چند مرحله‌ای تبخیری نشان می‌دهد. جمع این متغیرها برابر $10n+8$ می‌باشد 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. توضیحات کامل در خصوص نحوه عملکرد و مدلسازی آب شیرین کن MED-TVC در مراجع [۵ و ۶] بیان شده است.

پارامترهای ورودی مورد نیاز در مدلسازی سامانه تولید همزمان آب و توان و فلوچارت محاسبات ترمودینامیکی سامانه تولید همزمان در جدول (۳) و شکل (۴) نشان داده است.

۳- 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 توربین گاز به سامانه تولید همزمان آب و توان از نظر فنی و اقتصادی محاسبه شود. با استفاده از اطلاعات مربوط به هزینه و سود بر اساس 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 اگرچه قیمت اولیه به تنهایی نمی‌تواند سودآور بودن و یا ریسک سرمایه‌گذاری را مشخص کند اما در تصمیم‌گیری‌ها نقش مهمی را ایفا می‌کند. در تحقیق حاضر هزینه‌های سرمایه‌گذاری اصلی اولیه شامل هزینه آب شیرین‌کن اسمز معکوس و هزینه آب شیرین‌کن تبخیر چند مرحله‌ای و بویلر مولد بخار است.

با توجه به اینکه در تحلیل حاضر شرایط عملکردی نیروگاه گاز مدنظر است هزینه اجزای آن در نظر گرفته نمی‌شود. رابطه هزینه خرید آب شیرین‌کن اسمز معکوس مطابق معادله (۶۷) و آب شیرین‌کن حرارتی مطابق معادله (۶۸) می‌باشد.

جدول ۱- متغیرهای آب شیرین کن چند مرحله ای تبخیری

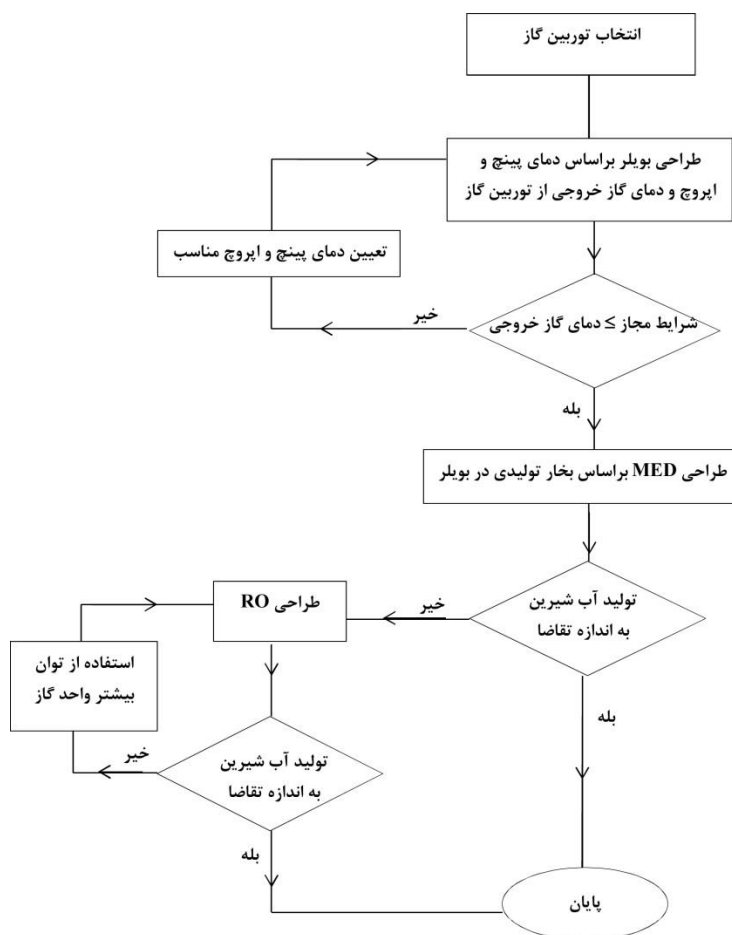
نماد	توصیف
$T_{b1}, T_{b2}, \dots, T_{bn}, T_{bn}$	دمای هر افکت
$T_{F1}, T_{F2}, \dots, T_{Fn-1}, T_{Fn}, T_{Feed}$	دمای آب تغذیه کلی و هر افکت
$T_{V1}, T_{V2}, \dots, T_{Vn-1}, T_{Vn}$	دمای بخار خروجی از هر افکت
$D_1, D_2, \dots, D_{n-1}, D_n, D_{cond}$	محصول هر افکت و کندانسور
$F_1, F_2, \dots, F_{n-1}, F_n, F_1$	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

جدول ۲- معادلات جرم و انرژی در سیستم آب شیرین کن حرارتی

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 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
$T_v(n-1) - T_v = \frac{T_{st} - T_v(n)}{n}$	اختلاف دمای بین هر مراحل
$\Delta T_{LMTD} = \frac{(T_F - T_{sw})}{\ln((T_{cond} - T_{sw})/(T_{cond} - T_F))}$	اختلاف دمای لگاریتمی در کندانسور
$T_{cond} - T_F = \frac{T_{st} - T_v(n)}{n}$	اختلاف دمای بین آب تغذیه با دمای کندانسور
$f_1 = f_2 = \dots = f_n = \frac{F_t}{n}$	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
$\frac{F_t}{D_{tot}} = \frac{X_B}{X_B - X_f}$	نسبت دبی آب تغذیه به محصول
$M_{motive} + V_2(n) = V_{st}$	موازنه جرم ترموکمپرسور
$GOR = \frac{D_{tot}}{M_{motive}}$	نسبت بازده خروجی

جدول ۳- پارامترهای ورودی در مدل‌سازی سامانه

پارامتر	واحد	مقدار
دمای محیط	کلوین	۲۸۸
رطوبت نسبی	%	۰/۶
راندمان کمپرسور	%	۰/۸۵
نسبت فشار کمپرسور	-	۱۰/۲
راندمان توربین	%	۰/۹
درصد بازیافت آب شیرین شده در اسمز معکوس	%	۰/۳۵
غلظت نمک	لیتر/میلی گرم	۳۸۵۰۰
دمای آب ورودی به بویلر مولد بخار	کلوین	۳۰۰
فشار آب ورودی به بویلر مولد بخار	بار	۲



شکل ۴- فلوجارت محاسبات سامانه تولید همزمان آب و توان

ذکر این نکته حائز اهمیت 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 ۲۰ سال

بازگشت سرمایه، هزینه تعویض غشا در سال پنجم به اندازه ۲۵٪ هزینه اولیه خرید دستگاه و همچنین ۶٪ به عنوان مواد شیمیایی استفاده شده، در معادله (۶۷a) در نظر گرفته شده است [۲۱-۲۳].

$$Z_{HRSG} * (\$) = C_{41} \sum i \left[f_{p,i} f_{T,steam,i} f_{T,gas,i} \left(\frac{Q}{\Delta In,i} \right)^{0.8} \right] + C_{42} \sum j (f_{p,j} \dot{m}_{steam,j}) + C_{43} (\dot{m}_{gas})^{1.2} \quad (63)$$

$$f_{p,i} = 0.0971 \frac{p_i}{30 \text{ bar}} + 0.9029 \quad (64)$$

$$f_{T,steam,i} = 1 + \exp \left(\frac{T_{out,steam,i} - 830}{500(k)} \right) \quad (65)$$

$$f_{T,gas,i} = 1 + \exp \left(\frac{T_{out,gas,i} - 990}{500(k)} \right) \quad (66)$$

در معادله (۶۳) ثابت‌های $C_{41} = 4131.8 \frac{\$}{(kw/k)^{0.8}}$ و $C_{42} = 13380 \left(\frac{\$}{kg/s} \right)$ و $C_{43} = 1489.7 \left(\frac{\$}{kg/s} \right)$ می‌باشد.

$$Z_{RO}(\$) = Z_{M,RO} + Z_{Pump,RO} \quad (67)$$

$$Z_{M,RO}(\$) = 1755(D_{day}) \quad A$$

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

$$C71 = 705.5 \left(\frac{\$}{kw} \right)$$

$$Z_{MED-TVC}(\$) = \left(\frac{D_{day}}{10000} \right)^{0.9} \times 10^7 \quad (68)$$

در معادلات فوق m_{steam} و m_{gas} و $T_{out,steam,i}$ و $T_{out,gas,i}$ و p_i و $\Delta In,i$ و D_{day} به ترتیب دبی بخار، دبی گاز، دمای بخار خط خروجی، دمای گاز خط خروجی، فشار هر خط، اختلاف دمای لگاریتمی و مترمکعب میزان تولید آب شیرین شده روزانه می‌باشد. با توجه به اینکه واحد اسمز معکوس انرژی مورد نیاز خود را جهت راه اندازی از نیروگاه تامین می‌کند لذا توان نیروگاه در شرایط کارکرد واحد غشایی افت می‌کند و این کاهش توان که به منزله ضرر نیروگاه حاصل از فروش برق تولیدی است جهت برآورد قیمت فروش آب در واحد اسمز معکوس می‌بایست مدنظر قرار گیرد.

در تحقیق حاضر قیمت فروش برق تولیدی نیروگاه $0.05 \frac{\$}{kwh}$ [۲۴] در نظر گرفته شده است.

در واحد شیرین‌سازی حرارتی از تقسیم مجموع هزینه خرید تجهیزات بویلر بازیاب و آب شیرین کن تبخیر چند مرحله‌ای و در واحد غشایی از تقسیم هزینه خرید اسمز معکوس به همراه هزینه ضرر برق نیروگاه بر ظرفیت آب شیرین شده روزانه و با در نظر گرفتن ۶٪ هزینه خرید و نصب بعنوان هزینه تعمیر و نگهداری تجهیزات [۲۵] قیمت پایه تولید آب از رابطه (۶۹) بدست می‌آید.

$$\dot{Z} \left(\frac{\$}{m^3} \right) = \frac{Z \times \varphi}{D_{day}} \quad (69)$$

در معادله (۶۹) ضریب تعمیر نگهداری که مقدار آن ۱/۰۶، Z هزینه خرید تجهیزات و D_{day} 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 بصورت رابطه (۷۰) می‌باشد.

$$CRF = \frac{i(1+i)^n}{(1+i)^n - 1} \quad (70)$$

که i نرخ بهره بانکی در تحقیق حاضر ۱۲٪ و n سال بازگشت سرمایه که ۲۰ سال در نظر گرفته شده است. با تلفیق روابط (۶۹) و (۷۰) رابطه هزینه فروش آب بصورت رابطه (۷۱) می‌باشد.

$$\dot{Z}_{RO} \left(\frac{\$}{m^3} \right) = \frac{Z_{RO} \times CRF \times \varphi_0 + Z_{power\ loss} \times n}{D_{day}} \quad \text{الف} \quad (71)$$

$$\dot{Z}_{MED-TV C} \left(\frac{\$}{m^3} \right) = \frac{Z_{MED-TV C} \times CRF \times \varphi_0}{D_{day}} \quad \text{ب}$$

۴- بررسی نتایج

۴-۱- اعتبارسنجی

باتوجه به اینکه توربین گاز مهمترین قسمت چرخه می‌باشد 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 بدست آمده از مدلسازی در شرایط مختلف محیطی با ۲۰ حالت اندازه گیری شده از بخش گاز نیروگاه سیکل ترکیبی گیلان تطبیق داده شده است. با توجه به دسترسی به امکانات نیروگاهی، تمام کار به صورت تجربی انجام شده و تمامی داده های تجربی برای ارزیابی مدل استفاده شده است. همانطور که در جدول (۴) مشاهده می‌شود مقایسه خروجی مدل ترمودینامیکی و داده‌های تجربی خطای قابل قبولی را نشان می‌دهد.

۴-۲- تحلیل پارامتری

پس از استخراج مدل ریاضی سامانه موردنظر به منظور تحلیل و بررسی نتایج، یک مطالعه پارامتری با توجه به متغیرهای اصلی تاثیرگذار بر سامانه تولید همزمان انجام گرفته که در ادامه نتایج در قالب نمودارها ارائه شده است. مقادیر حاصل از تحلیل فنی و اقتصادی سامانه مدل شده در جدول (۵) نشان داده شده است. در جدول فوق مقادیر توان و راندمان نیروگاه گاز قبل از تبدیل به سامانه تولید همزمان نیز نشان داده شده است. نمودار (۵) اثر تغییرات دمای محیط بر میزان بخار تولیدی در بویلر بازیاب حرارتی را نشان می‌دهد. افزایش دما باعث افت کارایی نیروگاه و کاهش دبی گازهای خروجی از توربین گاز و ورودی به بویلر بازیاب می‌شود که این عامل منجر به افت عملکرد بویلر گشته و در نتیجه کاهش میزان بخار تولیدی می‌گردد. همانگونه که در این نمودار همچنین مشاهده می‌شود افزایش فشار در خط بخار باعث کاهش میزان تولید بخار در بویلر بازیاب شده است. نمودار (۶) تاثیر تغییرات دمای محیط بر کل میزان تولید آب شیرین در سامانه مورد نظر مشاهده گردید با افزایش دما، بخار تولیدی در بویلر مولد بخار کاهش یافته است و این کاهش مقدار بخار که بعنوان بخار محرک در فرایند شیرین سازی مورد استفاده قرار می‌گیرد. در نمودار (۷) تاثیر فشار بخار محرک بر مقدار آب شیرین کل نشان داده شده است. همانطور که مشاهده می‌شود با توجه با افزایش فشار بخار میزان تولید آب ابتدا افزایش یافته و از یک فشاری روند تقریباً ثابتی دارد که علت آن عملکرد ترموکمپرسور و نسبت انبساط بخار محرک در آب شیرین کن تبخیر چندمرحله ای می‌باشد.

جدول ۴- مقایسه توان تولیدی واقعی و توان حاصل از مدلسازی در شرایط مختلف محیطی

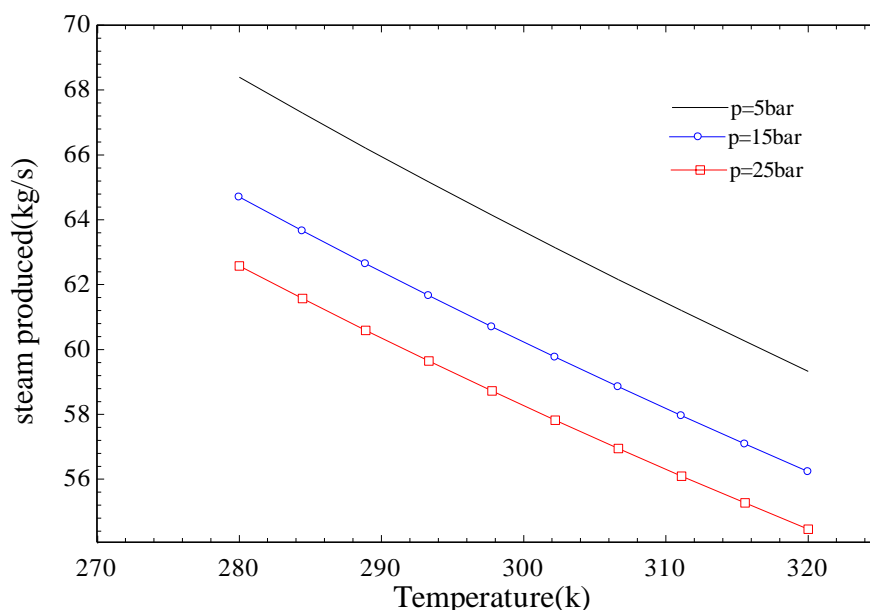
ردیف	دمای محیط (کلوین)	رطوبت نسبی	توان واقعی نیروگاه (مگاوات)	توان مدلسازی (مگاوات)	خطای نسبی. %
۱	۲۸۸/۵	۰/۹	۱۳۵	۱۳۷/۸۶	۲/۱۲
۲	۲۹۰/۵	۰/۹	۱۳۱	۱۳۶/۴۹	۴/۱۹
۳	۲۹۴/۵	۰/۸۳	۱۳۰	۱۳۳/۰۲	۲/۳۳
۴	۲۹۵/۵	۰/۷۶	۱۲۸	۱۳۱/۹۲	۳/۰۶
۵	۲۹۶/۵	۰/۷۴	۱۲۷/۲	۱۳۱/۱۹	۳/۱۳
۶	۲۹۷/۵	۰/۷۲	۱۲۷/۵	۱۳۰/۱۳	۲/۰۶
۷	۲۹۹/۵	۰/۷۸	۱۲۴	۱۲۹/۲۵	۴/۲۳
۸	۳۰۰/۵	۰/۸۱	۱۲۴	۱۲۸/۷۶	۳/۸۳
۹	۳۰۱/۵	۰/۷۱	۱۲۳	۱۲۷/۳۸	۳/۵۶
۱۰	۳۰۲	۰/۵۲	۱۲۵	۱۲۵/۷۰	۰/۵۶
۱۱	۳۰۴	۰/۶	۱۲۲/۹	۱۲۴/۹۴	۱/۶۶
۱۲	۳۰۵	۰/۵۸	۱۱۹	۱۲۳/۹۷	۴/۱۷
۱۳	۳۰۶	۰/۶۲	۱۲۲/۵	۱۲۳/۷۱	۰/۹۹
۱۴	۳۰۷	۰/۵۲	۱۲۰	۱۲۲/۲۰	۱/۸۴
۱۵	۳۰۸	۰/۵۷	۱۱۹	۱۲۱/۸۵	۲/۳۹
۱۶	۳۰۹	۰/۴۷	۱۱۹/۳	۱۲۰/۳۸	۰/۹۰
۱۷	۳۰۹/۵	۰/۵۲	۱۱۹	۱۲۰/۵۱	۱/۲۷
۱۸	۳۱۰	۰/۳۸	۱۱۸/۵	۱۱۸/۷۵	۰/۲۱
۱۹	۳۱۱	۰/۵۳	۱۱۸	۱۱۹/۵۴	۱/۳۰
۲۰	۳۱۱/۵	۰/۳۳	۱۱۸/۲	۱۱۷/۰۲	۰/۹۹

جدول ۵- نتایج حاصل از تحلیل فنی و اقتصادی نیروگاه و سامانه تولید همزمان

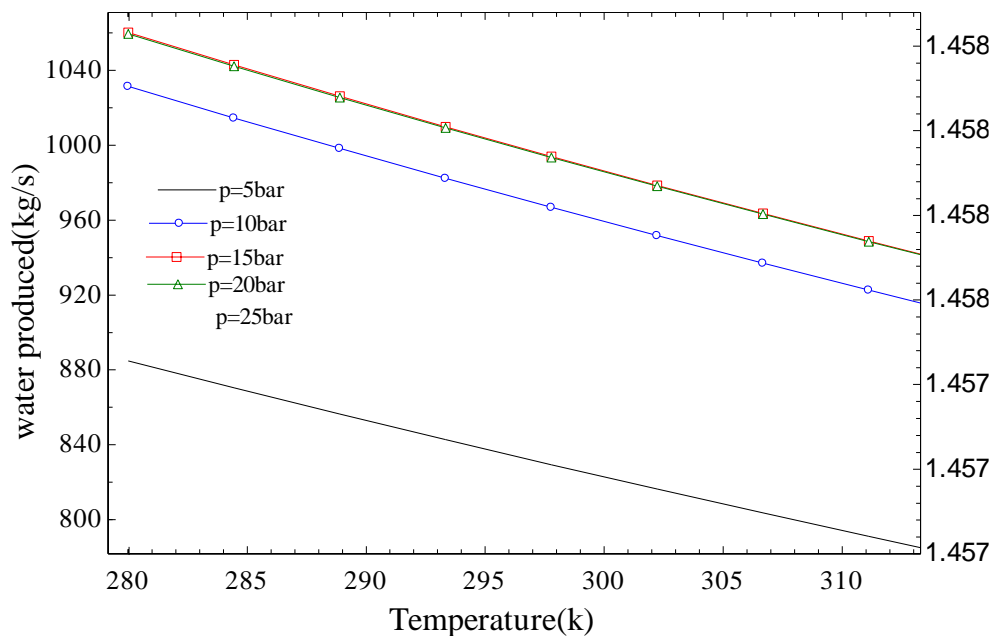
پارامتر	نیروگاه گاز	سامانه تولید همزمان	واحد
توان نیروگاه	۱۳۵	۱۳۲/۴	مگاوات
راندمان نیروگاه	۲۹/۴۲	۲۸/۴۲	%
توان پمپ اسمز معکوس	-	۴/۴	مگاوات
مقدار بخار تولیدی در مولد بازیافت بخار	-	۶۴/۲۹	ثانیه/ کیلوگرم
مقدار کل آب شیرین شده در واحدهای شیرین سازی	-	۹۹۳/۷	ثانیه/ کیلوگرم
هزینه فروش آب در آب شیرین کن حرارتی	-	۰/۷	مترمکعب/ دلار
هزینه فروش آب در آب شیرین کن غشایی	-	۱/۴۵	مترمکعب/ دلار

نمودار (۸) تاثیر افزایش فشار بخار محرک را بر روی توان پمپ واحد اسمز معکوس و راندمان نیروگاه تواماً نشان می‌دهد. افزایش فشار بخار از ۰/۲ تا ۲/۵ مگا پاسکال باعث افزایش میزان تولید آب می‌گردد که این افزایش باعث افزایش توان پمپ واحد اسمز معکوس به میزان حدوداً ۲۰۰۰ کیلووات شده است و با توجه به اینکه پمپ واحد اسمز معکوس توان خود را از نیروگاه گاز می‌گیرد این افزایش توان، باعث کاهش حدوداً ۰/۴ راندمان نیروگاه گاز شده است. با افزایش فشار بخار در بویلر بازیاب حرارتی، میزان تولید آب زیاد می‌شود. با افزایش تولید آب قیمت روند نزولی پیدا می‌کند. نمودار (۹) تاثیر افزایش ظرفیت تولید را بر قیمت فروش آب در هر دو واحد تبخیر چند مرحله‌ای و اسمز معکوس نشان می‌دهد. اگرچه در برآورد قیمت آب در واحد اسمز معکوس هزینه ضرر برق نیروگاه نیز در نظر گرفته شده است ولی با توجه به اینکه آب شیرین کن حرارتی از انرژی خروجی از اتلاف حرارتی توربین گاز جهت راه اندازی استفاده می‌کند همانگونه که مشاهده می‌گردد قیمت فروش آب در آن کمتر از واحد غشایی می‌باشد.

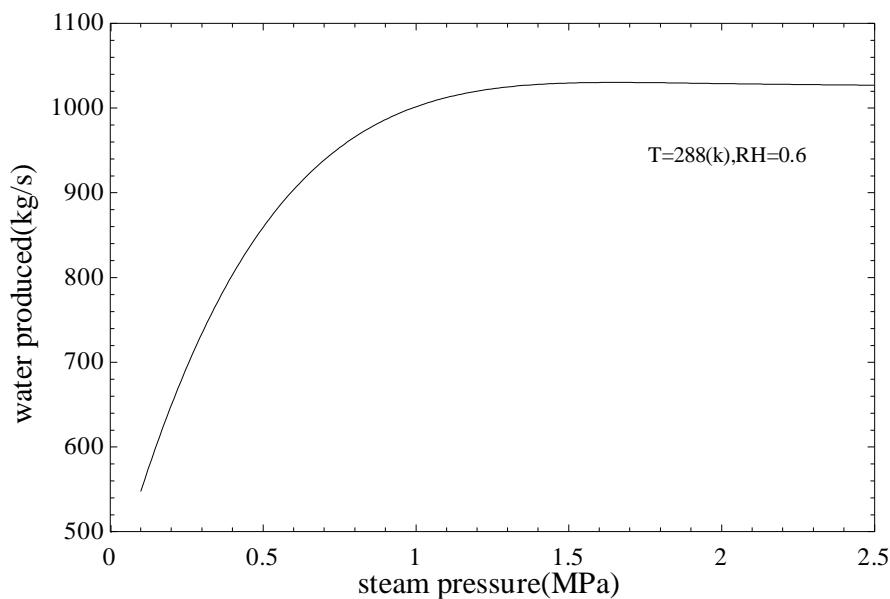
در بررسی نمودارهای فنی و اقتصادی مشاهده گردید فرایند مناسب شیرین سازی آب متصل به نیروگاه، آب شیرین کن حرارتی می‌باشد که از خروجی محصولات احتراق توربین جهت تولید آب استفاده میکند و بر روی عملکرد واحد توان اثری ندارد و قیمت آب در این واحد حدود ۰,۷ دلار به ازای هر متر مکعب فروش آب تازه می‌باشد و لذا زمانی که تقاضای آب کمتر از حدود ۵۰۰ کیلوگرم بر ثانیه می‌باشد این واحد شیرین سازی مورد استفاده قرار می‌گیرد ولی در شرایطی که تقاضای آب بیشتر از این مقدار باشد و از طرفی محدودیتی از منظر تولید و مصرف انرژی الکتریکی وجود ندارد آب شیرین کن اسمز معکوس هم در سامانه تولید همزمان مورد بهره برداری قرار می‌گیرد و با توجه به شرایط طراحی، قیمت هر متر مکعب فروش آب در این واحد حدود ۱/۴۵ دلار می‌باشد.



نمودار ۵- تغییرات دبی بخار تولیدی در بویلر بازیاب نسبت به دمای محیط



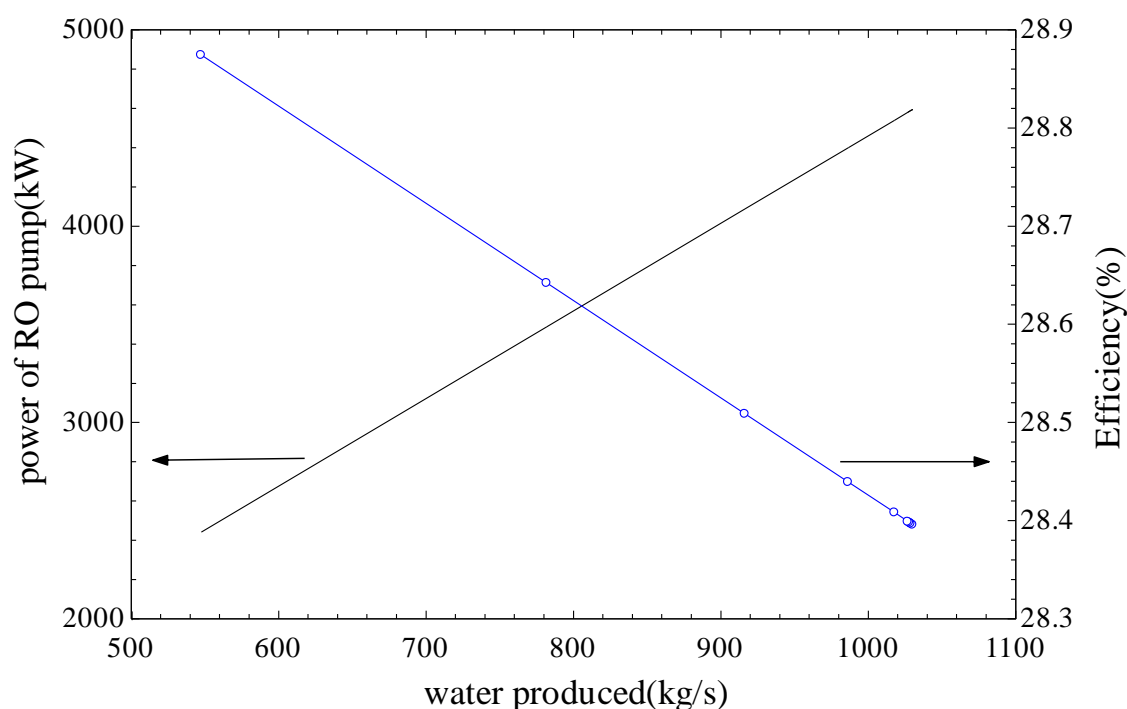
نمودار ۶- تغییرات میزان تولید آب شیرین نسبت به دمای محیط



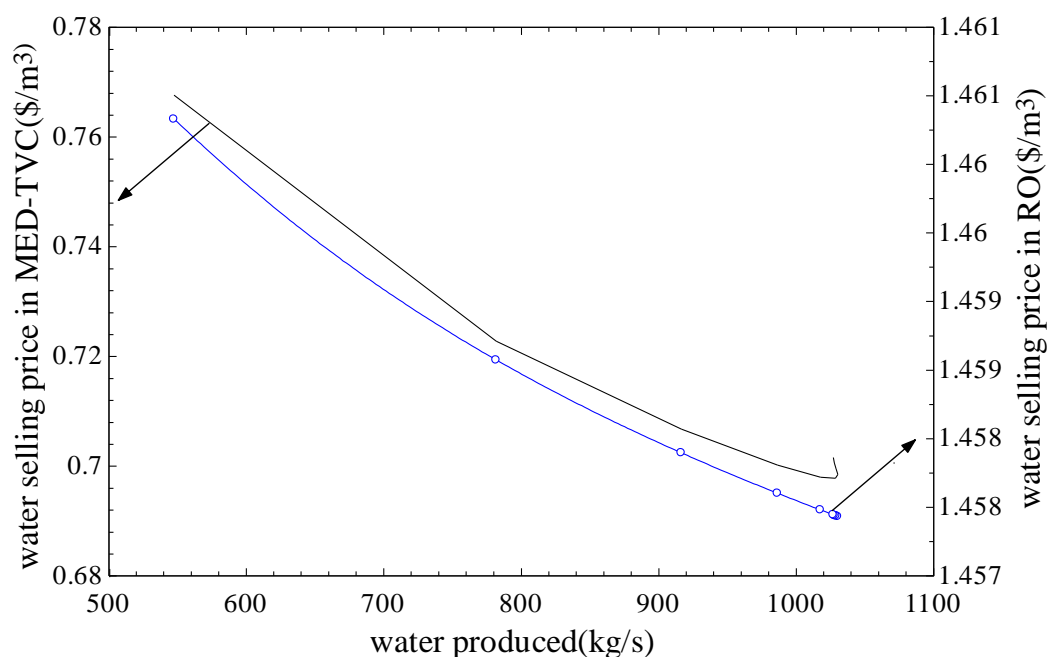
نمودار ۷- تغییرات میزان تولید آب شیرین نسبت به فشار بخار تولیدی در بویلر بازیاب

۵- بهینه سازی

افزایش میزان تولید آب ناشی از ترکیب آب شیرین کن اسمز معکوس در سامانه بعنوان سود حاصل از تبدیل نیروگاه به سامانه تولید همزمان آب و توان باعث افت کارایی می شود نیاز به یک بهینه سازی چند هدفه بیش از پیش احساس می شود. لذا دستیابی به بهینه شرایط عملکرد نیروگاه با مدنظر قراردادن میزان تولید آب حائز اهمیت است.



نمودار ۸- تغییرات کار پمپ آب شیرین کن اسمز معکوس و راندمان نیروگاه نسبت به افزایش تولید آب

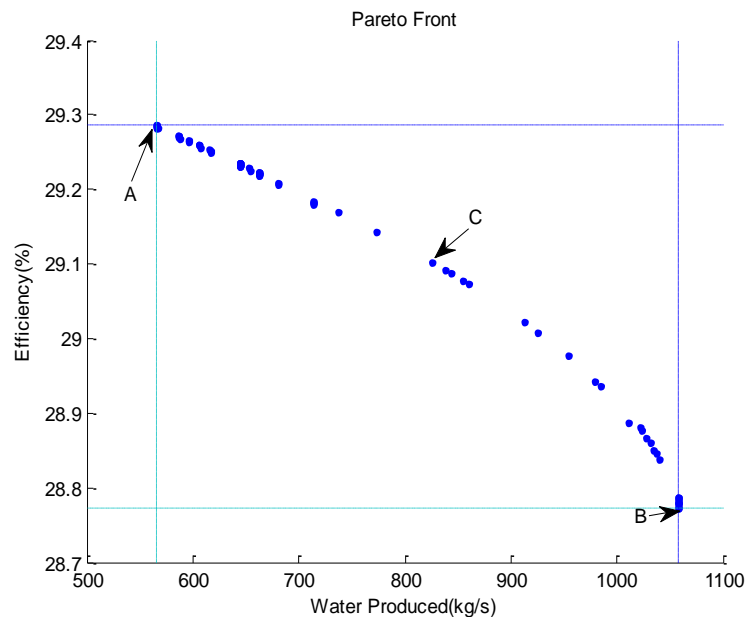


نمودار ۹- تغییرات هزینه فروش آب تولیدی در دو واحد اسمز معکوس و واحد حرارتی نسبت به افزایش تولید آب

در بهینه‌سازی تحقیق حاضر یک تابع هدف راندمان نیروگاه گاز و تابع هدف دیگر دبی کل آب شیرین تولیدی می‌باشد که با یک کد توسعه یافته بر پایه الگوریتم ژنتیک در نرم‌افزار متلب انجام شده است. اطلاعات کامل تر در خصوص نحوه عملکرد الگوریتم ژنتیک در مراجع [۲۳ و ۲۴] می‌باشد. متغیرهای انتخاب شده و حدود تغییرات آنها در جدول (۶) نشان داده شده است.

جدول ۶- متغیرهای بهینه سازی و حدود تغییرات

شماره	متغیر	حدود تغییرات	واحد
۱	دمای محیط	۲۸۰ - ۳۱۵	کلوین
۲	رطوبت نسبی	۰/۱ - ۰/۹	%
۳	فشاربخار	۰/۲ - ۲/۵	مگاپاسکال



نمودار ۱۰- پارتو راندمان نیروگاه گاز و میزان کل آب شیرین شده در سامانه

نتایج حاصل از بهینه‌سازی که در قالب نمودار پارتو در نمودار (۱۰) مشاهده می‌شود. در بهینه‌سازی دو هدفه یک مجموعه نقاط بهینه حاصل می‌گردد که هیچ یک برتری نسبت به یکدیگر ندارند در واقع بردار طراحی حاصل مابین بیشترین بازده و بیشترین دبی آب شیرین می‌باشد که با افزایش یکی دیگری کاهش می‌یابد. نقطه A بیشترین بازده (۲۹/۲۸۵۸۸) و نقطه B بیشترین دبی آب شیرین (۱۰۵۷/۳۷۴) را نشان می‌دهد. نقطه C با مختصات راندمان (۲۹/۱۰۱۸۶) و دبی (۸۲۵/۸۸۴۱) می‌تواند بعنوان نقطه مصالحه مد نظر قرار گیرد با این وجود تمام نقاط بین A و B بعنوان نقاط بهینه می‌باشد.

۶- نتیجه گیری

با توجه به نیاز بالای جوامع امروزی به آب و انرژی سیاست دولت‌ها به بررسی کارکرد همزمان نیروگاه‌ها در سامانه‌های تولید همزمان آب و توان معطوف شده است. لذا در این راستا در تحقیق حاضر به بررسی عملکرد یک واحد توربین گاز موجود در کشور بعنوان یکی از واحدهای اصلی رایج تولید توان در کشور به سامانه تولید همزمان آب و توان مورد مطالعه قرار گرفت. در سامانه مورد نظر ترکیب دو نوع آب شیرین کن غشایی و حرارتی در ترکیب با واحد گاز جهت افزایش مقدار آب شیرین تولیدی بررسی شد.

به جهت مدلسازی و اعتبارسنجی، دیتاهای مدلسازی و تجربی یکی از نیروگاه های شمال کشور استفاده شده و نتایج استخراج گردیده است. مهمترین نتایج تحقیق حاضر عبارتند از :

- ۱- در سامانه مورد بررسی از ترکیب دو نوع آب شیرین کن تبخیر چندمرحله ای و اسمز معکوس جهت تولید آب بعنوان سودحاصل از تبدیل نیروگاه به سامانه تولید همزمان استفاده شده است که با این نوع ترکیب ظرفیت روزانه تولید آب در سامانه مورد بررسی تا حدود ۹۹۳ کیلوگرم در هر ثانیه افزایش یافته است.
- ۲- مشاهده گردید شرایط متفاوت عملکرد نیروگاه ناشی از شرایط محیطی تأثیر زیادی بر روی مقدار آب شیرین تولیدی در واحدهای آب شیرین کن دارد. همچنین سامانه تولید همزمان متناسب با تقاضای متفاوت آب و توان میتواند مورد بهره برداری قرار گیرد.
- ۳- در سامانه موردنظر جهت تولید بخار موردنیاز در آب شیرین کن حرارتی یک واحد بویلر مولد بخار تک فشاره استفاده شده است و مشاهده گردید فشار بخار محرک تولید شده در بویلر تأثیر حائز اهمیتی بر مقدار تولید آب شیرین و به طبع آن قیمت آن دارد.
- ۴- جهت برآورد قیمت آب در هر یک از واحدهای شیرین سازی تحلیل اقتصادی انجام گرفت. دو پارامتر قیمت آب شیرین کن و مقدار افت توان نیروگاه جهت برآورد قیمت آب در واحد اسمز معکوس، و قیمت آب شیرین کن حرارتی و همچنین هزینه بویلر مولد بخار جهت برآورد قیمت در واحد تبخیر چند مرحله ای در نظر قرار گرفت و مشاهده گردید قیمت فروش آب با توجه به شرایط طراحی سامانه، توسط واحد اسمز معکوس و حرارتی به ترتیب حدوداً ۱/۴۵ و ۰/۷ دلار به ازای هر مترمکعب محاسبه شد.
- ۵- در بهینه سازی دو هدفه انجام شده با مدنظر قرار دادن راندمان نیروگاه و میزان تولید آب شیرین مجموع نقاط بهینه حاصل گردید که بیشترین راندمان نیروگاه ۲۹/۲۸ و بیشترین مقدار تولید آب ۱۰۵۷/۳۷ کیلوگرم بر ثانیه حاصل شد و نقطه با مختصات راندمان ۲۹/۱۰ و مقدار تولید آب ۸۲۵/۸۸ کیلوگرم بر ثانیه بعنوان یک نقطه مناسب بهینه معین گردد.

مراجع

- [1] Salcedo, R., Antipova, E. D., Boer, L., Jimenez., and Guillen Gosalbez, G., "Multi-Objective Optimization of Solar Rankine Cycles Coupled with Reverse Osmosis Desalination Considering Economic and Life Cycle Environmental Concerns", *Desalination*, Vol. 286, pp. 358-371, (2012).
- [2] Li, Ch., Goswami, Y., and Stefanakos, E., "Solar Assisted sea Water Desalination: A Review", *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, Vol. 19, pp. 136-163, (2013).
- [3] Bouzayni, N., Galanis, N., and Orfi, J., "Comparative Study of Power and Water Cogeneration Systems", *Desalination*, Vol. 205, pp. 243-253, (2007).
- [4] Kamali, R.K., and Mohebinia, S., "Experience of Design and Optimization of Multi-effects Desalination Systems in Iran", *Desalination*, Vol. 222, pp. 639-645, (2008)

- [5] Kamali, R.K., Abbassi, A., Sadough Vanini, S.A., and Saffar Avval, M., "Thermodynamic Design and Parametric Study of MED-TVC", *Desalination*, Vol. 222, pp. 596–604, (2008).
- [6] Kamali, R.K., Abbassia, A., and Sadough Vanini, S.A., "A Simulation Model and Parametric Study of MED–TVC Process", *Desalination*, Vol. 235, pp. 340–351, (2009).
- [7] Ameri, M., Seif Mohammadi, S., Hosseini, M., and Seifi, M., "Effect of Design Parameters on Multi-effect Desalination System Specifications", *Desalination*, Vol. 245, pp. 266-283, (2009).
- [8] Hoseini, S.R., Amidpour, M., and Shakib, S. E., "Cost Optimization of a Combined Power and Water Desalination Plant with Exergetic, Environment and Reliability Consideration", *Desalination* Vol. 285, pp. 123-130, (2011).
- [۹] امام دوست، نازیلا، کوهی کمالی، رامین، توفیق، علی اصغر، پالیزدار، یحیی، "تعیین نقطه بهینه ترکیب آب شیرین کن چندمرحله ای تبخیری با نیروگاه سیکل ترکیبی"، نشریه علمی پژوهشی مهندسی و مدیریت انرژی، سال چهارم، شماره دوم، ص ۵۲-۶۲، تابستان (۱۳۹۳).
- [10] El-Sayed, E., Ebrahim, S., Al-Saffar, A., and Abdel-Jawad, M., "Pilot Study of MSF/RO Hybrid Systems", *Desalination*, Vol. 120, No. (1-2), pp. 121–128, (1998).
- [11] El-Sayed, E., Abdel-Jawad, M., Ebrahim, S., and Al-Saffar, A., "Performance Evaluation of Two RO Membrane Configurations in a MSF/RO Hybrid System", *Desalination*, Vol. 128, No. 3, pp. 231–245, (2000).
- [12] Cardona, E., and Piacentino, A., "Optimal Design of Cogeneration Plants for Seawater Desalination", *Desalination*, Vol. 166, pp. 411–426, (2004).
- [13] Almulla, A., Hamad, A., and Gadalla, M., "Integrating Hybrid Systems with Existing Thermal Desalination Plants", *Desalination*, Vol. 174, No. 2, pp. 171–192, (2005).
- [14] Marcovecchio, M.G., Mussati, S.F., Aguirre, P.A., and Scenna, N.J., "Optimization of Hybrid Desalination Processes Including Multi Stage Flash and Reverse Osmosis Systems", *Desalination*, Vol. 182, No. 1–3, pp. 111–122, (2005).
- [15] Najafia, B., Shirazib, A., Aminyavaric, M., Rinaldia, F., and Taylorb, R.A., "Exergetic, Economic and Environmental Analyses and Multi-objective Optimization of an SOFC-gas Turbine Hybrid Cycle Coupled with an MSF Desalination System", *Desalination*, Vol. 334, pp. 46–59, (2014).
- [16] Khoshgoftar Manesh, M.H., Ghalami, H., Amidpour, M., and Hamed, M.H., "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).
- [17] Lianying, W., Yangdone, H., and Congjie, G., "Optimum Design of Cogeneration for Power and Desalination to Satisfy the Demand of Water and Power", *Desalination*, Vol. 324, pp. 111-117, (2013).

- [18] Cenjel.A.Y, and Boles, A., "Thermodynamics an Engineering Approach", McGraw-Hill, Education Europe, 7 Jan (2014).
- [19] Winterbone.D, "*Advanced Thermodynamics for Engineers*", Butterworth-Heinemann, Elsevier, (2015).
- [20] Liu, C., Rainwater, K., and Song, L., "Energy Analysis and Efficiency Assessment of Reverse Osmosis Desalination Process", *Desalination*, Vol. 276, pp. 352-358, (2011).
- [21] Roosen, P., Uhlenbruck, S., and Lucas, K., " Pareto Optimization of a Combined Cycle Power System as a Decision Support Tool for Trading off Investment vs. Operating Costs", *International Journal of Thermal Sciences*, Vol. 42, pp. 553-560, (2003).
- [22] Messineo, A., and Marchese, F., "Performance Evaluation of Hybrid RO/MEE Systems Powered by a WTE Plant", *Desalination*, Vol. 229, No. 1-3, pp. 82-93, (2008).
- [23] Fanniroo Company, [http:// www.Fanniroogroup.com](http://www.Fanniroogroup.com).
- [24] <http://www.moe.gov.ir>
- [25] Ahmadi, P., Dibcer, I., and Rosen, M., "Multi-objective Optimization of a Novel Solar-Based Multigeneration Energy System", *Solar Energy*, Vol. 180, pp. 576-591, (2014).
- [26] Atashkari, K., Nariman-Zadeh, N., Pilechi, A., Jamali, A., and Yao, X., "Thermodynamic Pareto Optimization of 745 Turbojet Engines using Multi-objective Genetic Algorithms", *International Journal of Thermal Sciences*. Vol. 44, pp. 1061-1071, (2005).
- [27] Nariman-Zadeh, N., Atashkari, K., Jamili, A., Pilechi, A., and Yao, X., "Inverse Modelling of Multi-objective 753 Thermodynamically Optimized Turbojet Engines using GMDH-type Neural Networks and Evolutionary 754 Algorithms", *Engineering Optimization*, Vol. 37, pp. 437-462, (2005).

فهرست نمادهای انگلیسی

راندمان کمپرسور	η_{AC}
ظرفیت گرمایی هوا	C_{Pa}
رطوبت نسبی	ϕ
فشار بخار اشباع	P_g و P_V
گرمای ویژه گاز	C_{Pg}
گرمای ویژه هوا	C_{Pw}
گرمای ویژه کل	C_p
دبی جرمی هوای خشک و بخار	\dot{m}_v و \dot{m}_a
دبی سوخت	\dot{m}_f

راندمان احتراق	η_{cc}
کار توربین گاز	\dot{W}_{GT}
کار کمپرسور	\dot{W}_{AC}
کار خالص	\dot{W}_{Net}
راندمان آیزنتروپیک توربین نیروگاه	η_{GT}
گرمای ویژه هوای خشک	Cp_{dryair}
کسر مولی هوای خشک	X_{dryair}
رطوبت هوا	$X_{Humidity}$
مولهای هوای خشک	$n_{dry.air}$
رطوبت هوا	$n_{Humidity}$
دمای گاز خروجی	$T_{g,o}$
گاز ورودی	$T_{g,i}$
دمای اشباع	T_{sat}
دمای بخار خروجی	$T_{w,o}$
آنتالپی مایع	h_l
بخار	h_v
آب خروجی	$h_{w,o}$
سوپر هیت	h_s
دمای پینچ	T_{pinch}
دمای اپروچ	T_{ap}
شار میانگین آب شیرین	\bar{V}
مقاومت غشاء	R_m
فشار اسمزی میانگین	$\bar{\Delta}\pi$
فشار اسمزی آب تغذیه	$\Delta\pi_0$
غلظت اولیه	C_0
ضریب بازیاب آب	R
ضریب اسمزی	f_{os}
دبی بخار	m_{steam}
دبی گاز	m_{gas}
دمای بخار خط خروجی	$T_{out,steam,i}$
دمای گاز خط خروجی	$T_{out,gas,i}$
فشار هر خط	$\Delta_{In,i}$
اختلاف دمای لگاریتمی	D_{day}
ضریب تعمیر نگهداری	φ
هزینه خرید تجهیزات	Z
تولید آب شیرین روزانه	D_{day}

Abstract

In this paper, a combination of a gas turbine unit with thermal and membrane desalination are evaluated technically and economically. A V94.2 Siemens gas turbine model with capacity of 150MW is selected for power generation. This system benefits by thermal and membrane desalination that work simultaneously. So that, preheated water of condenser in thermal unit is used as feed water into the membrane unit. By this combination, the desalted water is divided between thermal and membrane units. After modeling process, economic analysis has been performed and the cost of selling water in each of unit is calculated.

As a benefit of converting gas unit into Water and power co-generation system in this analysis, the cost of water by thermal and membrane unit are calculated in 0.7,1.45 dollars Per cubic meter respectively. Finally by two-objective optimization and by considering of a gas power plant efficiency and also the capacity of desalination, an optimized condition of this combination is proposed.