

تحلیل انرژی و اگزرژیواکونومیک واحد تولید همزمان آب شیرین و برق قشم

احسان نیک بین^۱، سید مسعود سیدی^{۲*}، مهدی هاشمی تیله نوئی^۳

۱- کارشناس ارشد مهندسی سیستم‌های انرژی، گروه مهندسی مکانیک، واحد علی آباد کتول، دانشگاه آزاد اسلامی، علی آباد کتول، ایران

۲- استادیار، گروه مهندسی مکانیک، واحد علی آباد کتول، دانشگاه آزاد اسلامی، علی آباد کتول، ایران

۳- باشگاه پژوهشگران جوان و نخبگان، واحد علی آباد کتول، دانشگاه آزاد اسلامی، علی آباد کتول، ایران

*علی آباد کتول، ۹۳۴۵۱-۴۹۴۱۷، s.masoud_seyedi@aliabadiu.ac.ir

چکیده

اگزرژیواکونومیک یک شاخه از علم مهندسی است که تحلیل انرژی را با قیدهای اقتصادی ترکیب کرده تا بتواند اطلاعاتی جهت طراحی بهینه سیستم فراهم نماید بطوریکه نتایج بدست آمده به تنهایی و از طریق تحلیل انرژی و ارزیابی اقتصادی به صورت مجزای بدست نمی‌آید. در این مطالعه سیکل تولید همزمان آب و برق قشم تحلیل اگزرژیواکونومیک شده است. نیروگاه قشم ظرفیت تولید همزمان 26 MW برق و 9000 m³/day آب شیرین را دارا است. ابتدا با نوشتن معادلات بقا جرم و انرژی برای هر جزء سیستم، کلیه خواص ترمودینامیکی سیستم مشخص می‌شود. آنگاه با استفاده از تحلیل انرژی، مقدار بازگشت ناپذیری هر جزء و سهم آن در بازگشت ناپذیری کل سیستم محاسبه می‌گردد. سپس با نوشتن معادله‌های بالانس هزینه برای هر جزء، هزینه محصول‌های نهایی سیستم تعیین می‌شود. نتایج تحلیل انرژی سیستم نشان می‌دهد که بیشترین بازگشت ناپذیری مربوط به محفظه احتراق با مقدار 11019.25 kW است و مبدل بخار بازیاب حرارت و آب شیرین‌کن به ترتیب با مقادیر 10305.43 kW و 9260.93 kW در رتبه‌های بعدی قرار دارند. همچنین نتایج نشان می‌دهد هزینه برق تولیدی 10 \$/MWh و هزینه آب شیرین تولیدی تقریباً 2 \$/m³ می‌باشد. در انتها هزینه محصول‌ها در سیستم تولید همزمان قشم با دیگر مطالعه‌ها مقایسه گردیده است.

کلمات کلیدی: بازگشت ناپذیری، اگزرژیواکونومیک، سیستم تولید همزمان، آب شیرین‌کن

Exergy and Exergoeconomic analysis of Qeshm cogeneration plant

Ehsan Nikbin¹, Seyyed Masoud Seyyedi^{2*}, Mehdi Hashemi-Tilehnoee³

1,2-Department of Mechanical Engineering, Aliabad Katoul Branch, Islamic Azad University, Aliabad Katoul, Iran

3-Young Researchers and Elite Club, Aliabad Katoul Branch, Islamic Azad University, Aliabad Katoul, Iran

Aliabad Katoul, Iran, email:s.masoud_seyedi@aliabadiu.ac.ir

Abstract

Exergoeconomic is the branch of engineering that combines exergy analysis with economic constraints to provide the system designer with information not available through conventional energy analysis and economic evaluation. In this study, exergy and exergoeconomic analysis has been performed for Qeshm cogeneration power plant. This cogeneration system can produce 26 MW electricity and 9000 m³ /day distilled water. Firstly, according to the mass and energy balance equations for cogeneration system's component thermodynamic variables have been determined. Then, exergy analysis must be performed and exergy destruction of each component and its portion in the total exergy destruction can be determined. In order to determine cost of products, cost balance equation must be written for each component. The results of exergy analysis show that the maximum irreversibility is corresponding to the combustion chamber with the value of 11019.25 kW, and those of heat recovery steam generator (HRSG) and multi effect desalination with thermal vapor compression (MED-TVC) are 10305.43 kW and 9260.93 kW, respectively. The cost of producing electricity power is 10 \$/MWh and the cost of producing distilled water is about 2 \$/m³. Finally, the total cost of the understudy cogeneration cycle is in good agreement with the other cogeneration plant.

Keywords: Irreversibility, Exergoeconomic, Cogeneration system, Desalination

۱- مقدمه

در دنیای با منابع طبیعی محدود و افزایش تقاضای انرژی در کشورهای پیشرفته، توسعه تکنیک‌های طراحی برای سیستم‌های انرژی به نحوی که کمترین هزینه ممکن را داشته باشند، امری ضروری است. هدف اصلی تحلیل انرژی‌واکنومیک توسعه و کمک به این تکنیک‌های طراحی است. انرژی‌واکنومیک یک شاخه از علم مهندسی است که تحلیل اقتصادی و تحلیل ترمودینامیکی را با استفاده از مفاهیم هزینه و انرژی ترکیب می‌نماید. یکی از اهداف مهم تحلیل انرژی‌واکنومیک عبارت است از محاسبه جداگانه هزینه هر محصول تولید شده در سیستمی که بیش از یک محصول دارد.

استفاده از حرارت اتلافی نیروگاه عموماً به صورت حرارت مستقیم، بخار تولیدی و آب گرم تولیدی می‌باشد که از آنها می‌توان در کویلینگ آب شیرین‌کن‌های صنعتی، سیستم‌های افزایش توان، سیستم‌های گرمایش/سرمایش منطقه‌ای و غیره بهره جست [۱].

امروزه تقطیر^۱ و نمک‌زدایی غشایی^۲، دو روش عمده فرآیندهای نمک‌زدایی هستند. در میان این روش‌ها، تقطیر ناگهانی چند مرحله‌ای^۳، تقطیر چند اثره^۴ فشرده سازی بخار^۵ اسمز معکوس برای حجم‌های زیاد و یا متوسط آب شیرین خروجی مناسب هستند [۲].

سیستم‌های نمک‌زدایی MSF و MED برای ترکیب و اتصال به نیروگاه‌ها مناسب می‌باشند، چرا که می‌توانند از هدررفت حرارتی سیستم‌های نیروگاهی استفاده کنند و بازدهی کل مجموعه را بالا ببرند؛ به عبارت دیگر، آنها از گاز داغ خروجی انرژی توربین‌های گازی یا بخار خروجی از توربین بخار یا مبدل‌های بخار بازیاب حرارت استفاده می‌کنند.

از اوایل دهه ۹۰ میلادی، مطالعه‌های زیادی در زمینه آب شیرین‌کن‌های تبخیر چند مرحله‌ای با ترموکمپرسور بخار صورت گرفته است. مدل‌های ریاضی گوناگونی غالباً به منظور ارزیابی‌های اقتصادی و طراحی ارائه شده‌اند. در سال ۱۹۹۷ الجویهیل^۶ و همکاران [۳] و در سال ۱۹۹۹ ال‌دیسوکی^۷ و همکاران [۴] تقریباً مروری کامل بر پژوهش‌های گذشته در زمینه آب شیرین‌کن‌ها انجام داده‌اند.

تادروس [۵]، با توجه به استفاده وسیع از آب شیرین‌کن‌ها، ترکیب نوع MSF آب شیرین‌کن‌ها را با انواع توربین بخار و نیز توربین گاز و بویلر بازیاب به منظور استفاده از حرارت اتلافی در نیروگاه‌ها مورد ارزیابی قرار داد.

الاسفور^۸ و همکاران [۶]، کهرمان^۹ و سنجل^{۱۰} [۷]، شیه [۸]، کمالی و محبی‌نیا [۹]، عامری و همکاران [۱۰] جنبه‌های مختلف سیستم‌های نمک‌زدایی حرارتی را مورد بررسی قرار دادند و با توسعه مدل‌های ترمودینامیکی، اثر تغییر پارامترهای مختلف را بر روی عملکرد سیستم مورد بررسی قرار دادند. در تمامی این پژوهش‌ها، تحلیل‌های انرژی و

انرژی بدون در نظر گرفتن ملاحظه‌های اقتصادی صورت گرفته است. فیورینی^{۱۱} و اسکوبا^{۱۲} [۱۱] به تحلیل ترمواکنومیک سیستم‌های نمک‌زدایی MSF و صیادی و صفاری [۱۲] به تحلیل ترمواکنومیک سیستم‌های نمک‌زدایی MED پرداخته‌اند. برخی پژوهشگران نیز، سیستم تولید توان و آب شیرین‌کن را در کنار همدیگر بررسی کرده‌اند. ونگ^{۱۳} و لیور^{۱۴} [۱۳] مدلی برای سیستم ترکیبی تبخیر چند مرحله‌ای با ترموکمپرسور بخار و توربین گازی با تزریق بخار ارائه کردند اما در

¹ Alasfour 1
¹ Kahraman 2
¹ Cengel 3
¹ Shih 4
¹ Fiorini 5
¹ Sciubba 6
¹ Wang 7
¹ Lior 8

¹Distillation
²Membrane
³ Multi stage Flash Distillation-MSF
⁴ Multi Effect Distillation-MED
⁵Vapor Compression
⁶Reverse Osmosis
⁷Heat Recovery Steam Generator-HRSG
⁸Al-Juwayhel
⁹El-Dessouky
¹ Tadros 0



الاسفور^۳ و همکاران [۶] مدل مکانیکی برای سه ترکیب مختلف از سیستم آب شیرین کن تبخیر چند مرحله‌ای با ترموکمپرسور بخار ارائه کردند و به تحلیل انرژی و انرژی پرداختند. نتایج نشان داد که 50% مجموع تخریب انرژی در طبقه‌ها، در طبقه اول سیستم آب شیرین کن اتفاق می‌افتد.

در سال ۲۰۱۰، صیادی و صفاری [۱۲] به بهینه‌سازی سیستم آب-شیرین کن ترکیبی تبخیر چند مرحله‌ای با ترموکمپرسور بخار پرداختند. این مدل بر پایه تحلیل انرژی و انرژی می‌باشد و در آن از الگوریتم ژنتیک برای کمینه کردن قیمت آب شیرین تولیدی استفاده شده است. در سال ۲۰۱۲، شکیب و همکاران [۱۷] به بهینه‌سازی واحد تقطیر چند مرحله‌ای کویل شده با واحد تولید توان گازی و مولد بخار بازیاب حرارتی پرداختند. برای بهینه‌سازی از الگوریتم‌های ژنتیک و ازدحام ذره‌ها استفاده کردند.

تحقیق خود مسائل اقتصادی را در نظر نگرفتند. چاکارتگی^۱ و همکاران [۱۴] به تحلیل عملکرد سیستم تولید همزمان آب شیرین با توان پایین پرداختند. آن‌ها راهکارهایی جهت بهینه‌سازی و بهبود عملکرد سیستم پیشنهاد دادند.

حامد [۱۵] عملکرد سیستم آب شیرین کن تبخیر چند مرحله‌ای با ترموکمپرسور بخار را مورد بررسی قرار داد. او همچنین تحلیل انرژی را برای سیستم‌های تبخیر چند اثره معمول و سیستم همراه با تراکم بخار^۱ به کار برد. نتایج تحلیل نشان داد که سیستم آب شیرین-کن ترکیبی تبخیر چند مرحله‌ای با ترموکمپرسور بخار از نظر بازده انرژی از بقیه سیستم‌ها برتر است.

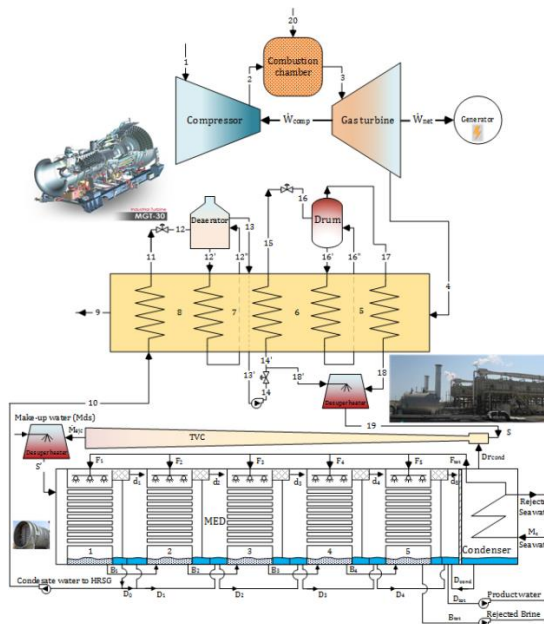
الناجم^۲ و همکاران [۱۶] سیستم آب شیرین کن تبخیر چند-مرحله‌ای با ترموکمپرسور بخار تک اثره و چند اثره را به صورت پارامتری و با استفاده از قوانین اول و دوم ترمودینامیک مورد بررسی قرار دادند. این مطالعه نشان داد که ترموکمپرسور و اواپراتورها، از مولفه‌های اصلی تخریب انرژی می‌باشند.

همچنین آنها در پژوهشی دیگر [۱۸] به کمک الگوریتم پیشرفته-تری به افزایش کارایی تولید همزمان برق و آب شیرین پرداختند. با بررسی پژوهش‌های انجام شده مشخص گردید، اگرچه محققان زیادی سیستم آب شیرین کن حرارتی را از نظر ترمودینامیکی و اقتصادی مورد بررسی قرار داده‌اند، اما تعداد کمی از مطالعه‌های صورت گرفته به بررسی سیستم آب شیرین کن تبخیر چند مرحله‌ای با ترموکمپرسور بخار از نقطه نظر انرژی و اقتصادی پرداخته‌اند.

در مطالعه حاضر با توجه به برتری سیستم چند اثره با کمپرسور حرارتی بخار^۳ فرایند نمک زدایی، نیروگاه تولید همزمان آب و برق قسم از نوع MED-TVC جهت تحلیل انرژی و انرژی و انرژی انتخاب شده و هزینه محصولات نهایی سیستم تعیین گردیده است.

۲- تشریح سیستم

نیروگاه قسم شامل ۲ بلوک مجزا است که هر بلوک شامل یک توربین گاز ۲۶ مگاواتی، یک بویلر بازیاب حرارت به ظرفیت ۴۷ تن بر ساعت و ۲ سیستم آب شیرین کن حرارتی از نوع تقطیر چند مرحله‌ای با ترموکمپرسور بخار و با ظرفیت تولید ۹۰۰۰ مترمکعب آب شیرین در روز است. شماتیک سیستم تولید همزمان مورد بررسی در شکل ۱ نشان داده شده است.



شکل ۱ شماتیک سیستم تولید همزمان قسم

جدول ۱ بعضی از پارامترهای عملکردی سیستم توربین به مانند دماها، نسبت فشارها، دبی‌های جرمی و راندمان را نشان می‌دهد.

جدول ۱ پارامترهای عملکردی سیستم

2	Al-Najem	2
2	Alasfour	3
2	MED-TVC	4

1	Chacartegui	9
2	Multi Effect Boilfhg - MEB	
2	Multi Vapor Compression - MVC	

حرارت بخار تولیدی افکت قبلی بخار شده و مابقی به عنوان شورابه برای دفع به دریا بازگردانده شود. بخار محرک از مبدل بخار بازیاب حرارت به ترموکمپرسور جریان می‌یابد. جریان بخار محرک باعث مکش بخشی از بخار کندانسور و ایجاد فشار خلاء در این بخش و سایر افکت ها می‌شود. این خلاء به ایجاد پدیده فلاشینگ که باعث افزایش راندمان سیستم می‌شود کمک شایانی می‌کند. جریان بخار مخلوط، ترموکمپرسور را با فشاری پایین تر از فشار بخار محرک و بالاتر از فشار مکش کندانسور ترک می‌کند و پس از تزریق آب در دی سوپرهیتر با تبدیل به بخار اشیاع به عنوان بخار گرم کننده افکت اول به این افکت وارد می‌شود. بخار جریان یافته در داخل لوله‌های افکت اول، با پس دادن گرمای نهان خود به آب تغذیه‌ی پاشش شده روی لوله‌ها چگالیده می‌شود و بخشی از آن (به اندازه جرم بخار محرک) به بویلر برگشته و مابقی به عنوان محصول (آب شیرین) در نظر گرفته می‌شود. بخار حاصل از گرمایش آب شور تغذیه شده در افکت اول به عنوان گرم کننده به افکت دوم وارد می‌شود تا با جریان یافتن در داخل لوله‌های افکت دوم و پس دادن گرمای نهان خود به آب شور تغذیه شده، خود چگالیده شده و به جمع آب شیرین محصول بپیوندد و بخشی از آب شور را به بخار تبدیل کند و به مرحله بعد بفرستد. این فرآیند تا افکت پنجم تکرار می‌شود تا در نهایت بخار تولیدی افکت پنجم به کندانسور وارد شود، بخشی از آن به ترموکمپرسور کشیده شده و مابقی با دادن حرارت خود به آب مکشی دریا با پیش گرم کردن آن و آماده سازی برای تغذیه، چگالیده می‌شود و به جمع جریان آب شیرین محصول می‌پیوندد.

۳- معادله‌های حاکم

معادله‌های حاکم برای تمام اجزاء سیستم به صورت زیر است:

$$\sum_i (\dot{m}_{in} - \dot{m}_{out}) = 0 \quad (1)$$

معادله موازنه انرژی (قانون اول ترمودینامیک)

$$\sum_{in} \dot{m}_{in} h_{in} - \sum_{out} \dot{m}_{out} h_{out} - \dot{W} + \dot{Q} = 0 \quad (2)$$

معادله موازنه انرژی (قانون دوم ترمودینامیک)

$$\sum_{in} \dot{m}_{in} e_{in} - \sum_{out} \dot{m}_{out} e_{out} - \dot{W} + \dot{E}Q = \dot{E}D \quad (3)$$

که در رابطه (۳) انرژی مربوط به انتقال حرارت از رابطه (۴) بدست می‌آید:

$$\dot{E}Q = \left(1 - \frac{T_0}{T}\right) \dot{Q} \quad (4)$$

همچنین انرژی ویژه جریان از رابطه (۵) قابل محاسبه است

$$e = e_{ph} + e_k + e_p + e_{ch} \quad (5)$$

که در آن e_{ph} ، e_k ، e_p و e_{ch} به ترتیب انرژی فیزیکی، انرژی جنبشی، انرژی پتانسیل و انرژی شیمیایی را نشان می‌دهند. از مقادیر انرژی جنبشی و پتانسیل در همه جریان‌ها

پارامتر	مقدار
راندمان	۲۶/۳٪
توان	۲۶ MW
دمای ورودی توربین گاز	۱۰۷۰ °C
دمای خروجی توربین گاز	۴۸۸ °C
دبی جرمی جریان گازهای خروجی از دودکش	۸۹/۵ kg/s
نسبت فشار مجموعه دو کمپرسور	۲۱/۴۳
نسبت فشار کمپرسور فشار پایین	۴/۹۵
نسبت فشار کمپرسور فشار بالا	۴/۳۳
دمای خروجی کمپرسور	۴۷۰/۵ °C
تعداد مراحل کمپرسور فشار پایین	۹
تعداد مراحل کمپرسور فشار بالا	۹
تعداد مراحل توربین	۴
سرعت توربین	۳۰۰۰ rpm
دبی جرمی جریان سوخت	۱/۴۲ kg/s

همچنین جدول ۲ دبی جرمی جریان‌های اصلی آب شیرین‌کن را جهت استفاده در محاسبات نشان می‌دهد.

جدول ۲ دبی جرمی جریان‌های اصلی سیستم آب شیرین‌کن

پارامتر	مقدار
بخار محرک مصرفی	۲۴/۳ ton/h
ظرفیت تولید آب آشامیدنی	۱۸۸/۷ ton/h
دبی جرمی شورابه تولید شده	۱۶۷۰ ton/h
دبی جرمی آب مکش شده از دریا	۱۸۶۰ ton/h

به منظور ترکیب واحد شیرین‌سازی آب با توربین گاز، یک جز کمکی به عنوان مولد بخار بازیاب حرارت‌آمورد نیاز است تا بتواند پتانسیل حرارتی جریان گاز دما بالا را که از توربین گاز خارج می‌شود برای تولید بخار مورد نیاز آب شیرین‌کن جذب نماید.

این مولد بخار بازیاب حرارت با ظرفیت نامی تولید ۴۷ تن بر ساعت بخار سوپرهیت، شامل پیش گرم کن مایع کندانس، تبخیر کننده دی ایرتور، آکونو مایزر، تبخیر کننده^۱ و سوپرهیتر^۲ می‌باشد. در حقیقت بخار محرک مورد نیاز آب شیرین‌کن بخار سوپرهیت می‌باشد که شرایط، خواص و کیفیت آن توسط یک دی سوپرهیتر^۳ تغییر داده می‌شود. آب شیرین‌کن این مجموعه شامل یک ترموکمپرسور بخار^۴ یک دی سوپرهیتر، پنج افکت تبدیل آب شور دریا به بخار و یک کندانسور^۵ آلتهاپی به منظور دفع حرارت باقیمانده سیستم می‌باشد. آب شور پس از مکش از دریا وارد لوله‌های کندانسور شده و با گرفتن حرارت از بخار تولیدی در افکت پنجم تا دمای آب تغذیه افکت‌ها گرم می‌شود. بخش عمده آب گرم خروجی افکت‌ها که نقش آب خنک‌کن را داشته‌اند به دریا بازگشت داده می‌شود در حالیکه باقیمانده آن به لوله‌های افقی هر افکت اسپری می‌شود تا بخشی از آن که قرار است به آب شیرین تبدیل شود، در افکت مربوطه با اخذ

³ Superheater 0
³ Desuperheater 1
³ Thermal Vapor Compressor-TVC
³ Condenser 3

² Heat Recovery Steam Generator (HRSG)
² Condensate Preheater
² Deaerator Evaporator
² Economizer 8
² Evaporator 9



$$\dot{Q}_{CC} = \dot{m}_{fuel}LHV(1 - \eta_{CC}) \text{ where } \eta_{CC} = 0.98 \quad (14)$$

ارتباط بین نسبت سوخت به هوای مولی و جرمی در رابطه (۱۵)

بیان شده است:

$$\lambda = \dot{m}_{fuel} / \dot{m}_{air} = (M_{air} / M_{fuel}) / AF \quad (15)$$

۴-۳ توربین گاز

دمای هوای خروجی از توربین گاز و کار تولید شده توسط آن به ترتیب از روابط (۱۶) و (۱۷) بدست می‌آید:

$$T_4 = T_3 \left\{ 1 - \eta_{GT} \left[1 - \left(\frac{P_4}{P_3} \right)^{\gamma_{gas}} \right] \right\} \quad (16)$$

$$\dot{W}_{GT} = \dot{m}_{gas} c_{p,gas} (T_3 - T_4) \quad (17)$$

برای محاسبه ظرفیت گرمای ویژه فشار ثابت گازهای حاصل از احتراق از رابطه (۱۸) استفاده می‌شود:

$$c_{p,g}(T) = 0.991615 + \left(\frac{6.99703T}{10^5} \right) + \left(\frac{2.7129T^2}{10^7} \right) - \left(\frac{1.22442T^3}{10^{10}} \right) \quad (18)$$

کار خالص سیکل توربین گاز از رابطه (۱۹) بدست می‌آید:

$$\dot{W}_{net,GT} = \dot{W}_{GT} - \dot{W}_{AC} \quad (19)$$

۴-۴ مبدل بخار باز یاب حرارت

قانون اول ترمودینامیک برای هر کدام از اجزاء مبدل بخار باز یاب حرارت به صورت زیر نوشته می‌شود:

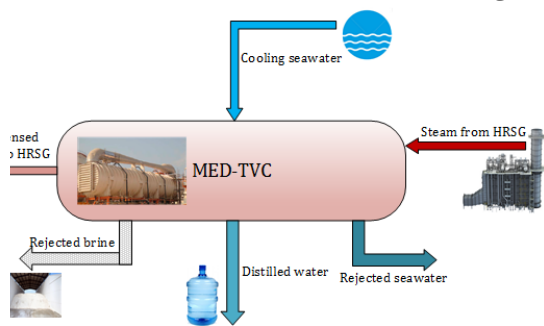
$$\dot{m}_{gas,i} c_{p,gas}(T) (T_{gas,in} - T_{gas,out}) = \dot{m}_{w,j} (h_{w,out} - h_{w,in}) \quad (20)$$

۴-۵ آب شیرین کن

در سیستم تقطیر چند مرحله‌ای، بخار توسط دو فرایند تبخیر و فلاشینگ تولید می‌شود. فرایند فلاشینگ به عنوان یک فرایند کمک کننده به تبخیر با توجه به فشار خلاء افکت (ایجاد شده توسط اجکتور) انجام می‌شود. تا زمانی که $P_{i+1} < P_i$ باشد در افکت $i+1$ فلاشینگ اتفاق می‌افتد.

۴-۵-۱ تحلیل بلوکه آب شیرین کن

شکل ۲ جریان‌های اصلی ورودی و خروجی کن و خروجی از آن را نشان می‌دهد.



شکل ۲ شماتیک سیستم آب شیرین کن

صرف نظر می‌شود. در رابطه (۵) مقادیر انرژی فیزیکی و شیمیایی به

ترتیب از روابط (۶) و (۷) قابل محاسبه است [۱۹].

$$e_{ph} = (h - h_0) - T_0(s - s_0) \quad (6)$$

$$e_{ch,Mix} = \left[\sum_{i=1}^n x_i e_{ch} + RT_0 \sum_{i=1}^n x_i \ln x_i \right] \quad (7)$$

معادله بالانس هزینه برای هر یک از اجزاء سیستم به صورت زیر نوشته می‌شود [۲۰].

$$\sum \dot{C}_{j,in} + \dot{C}_{q,j} + \dot{Z}_j = \sum \dot{C}_{j,out} + \dot{C}_{w,j} \quad (8)$$

برای ساده سازی تحلیل، فرضیه‌های زیر در نظر گرفته می‌شوند:

تمامی فرایندها از نوع حالت پایدار جریان پایدار می‌باشند.

هوا و محصول‌های احتراق به عنوان گاز ایده‌آل رفتار می‌کنند. سوخت

تجزیه‌ای به محفظه احتراق، گاز متان فرض می‌شود. از تاثیرهای تغییر-

های انرژی پتانسیل و جنبشی صرف نظر می‌گردد. دبی‌های جریان‌های

آب تغذیه به افکت‌ها یکسان فرض می‌شود. با توجه به اینکه در هر

بلوک نیروگاه دو آب شیرین کن متقارن به صورت موازی کار می‌کنند،

این دو آب شیرین کن به صورت یکجا و در یک بلوکه تحلیل می‌شود.

ترکیب هوای ورودی به صورت ۴۹/۷۷٪ نیتروژن، ۲۰/۵۹٪ اکسیژن، ۰/۰۳٪

دی اکسید کربن و ۱/۹٪ آب در نظر گرفته شده است.

۴- تحلیل اجزاء سیکل

در این قسمت، معادله‌های بالانس جرم و انرژی (قانون اول

ترمودینامیک) اجزاء برای تحلیل ترمودینامیکی بیان می‌گردد.

۴-۱ کمپرسور هوا

دمای هوای خروجی کمپرسور و کار موردنیاز آن از روابط (۹) و (۱۰) بدست می‌آید:

$$T_2 = T_1 \left\{ 1 + \frac{1}{\eta_{AC}} [PR^{\gamma_{air}} - 1] \right\} \quad (9)$$

$$\dot{W}_{AC} = \dot{m}_{air} c_{p,air} (T_2 - T_1) \quad (10)$$

برای محاسبه ظرفیت گرمایی ویژه فشار ثابت هوا از رابطه (۱۱)

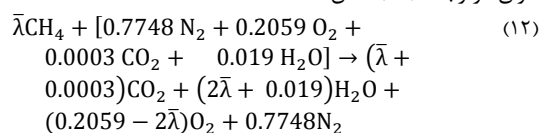
استفاده می‌شود:

$$c_{p,a}(T) = 1.04841 - \left(\frac{3.8371T}{10^4} \right) + \left(\frac{9.4537T^2}{10^7} \right) - \left(\frac{5.49031T^3}{10^{10}} \right) + \left(\frac{7.9298T^4}{10^{14}} \right) \quad (11)$$

۴-۲ محفظه احتراق

معادله واکنش احتراق در رابطه (۱۲) و معادله بقاء انرژی در محفظه

احتراق در رابطه (۱۳) نشان داده شده است.



$$\dot{m}_{air} h_2 + \dot{m}_{fuel} LHV = \dot{m}_{gas} h_3 + \dot{Q}_{CC} \quad (13)$$

مقدار حرارت انتقال یافته از محفظه احتراق از رابطه (۱۴) قابل

محاسبه است:



$$(S + Dr_{cond} + Mds) \cdot L_{S'} = F_1 \cdot c_p (T_F, X_b) (T_1 - T_{F_1}) + D_1 \cdot L_1 \quad (32)$$

زیر سیستم n ام

اگر D_i ، B_i و F_i به ترتیب نرخ جریان های بخار، شورابه و آب تغذیه در افکت i ام باشد و اگر $C_{p,i}$ و L_i ظرفیت حرارتی ویژه و ضریب گرمای نهان تبخیر در افکت i ام باشد، دمای افکت های مختلف و همچنین بالانس جرم و انرژی از روابط (33) تا (36) بدست می آید [12].

$$\Delta T = \frac{T_{S'} - T_N}{N} \quad (33)$$

$$B_n = \sum_{i=1}^N (F_i - D_i) \quad (34)$$

$$(X_{b_n} - X_{F_n}) \cdot F_n = D_n \cdot X_{b_n} \quad (35)$$

$$D_{n-1} \cdot L_{n-1} + \left(\sum_{i=1}^{n-1} (F_i - D_i) \right) \cdot c_p (T, X_b) \cdot (T_{n-1} - T_n) = F_n \cdot c_{p,F} \cdot (T_n - T_F) + D_n \cdot L_n \quad (36)$$

زیرسیستم شماره 6: کندانسور

بخار تولیدی در افکت انتهایی با عبور از کندانسور، با دادن گرمای نهان خود به آب دریای مکش شده از دریا، چگالیده می شود (بخش بخار مکش شده به اجکتور، قبل از چگالیده شدن منتقل می شود) و به محصول می پیوندد. در این فرایند، آب دریا که آب تغذیه نیز بخشی از آن می باشد پیش گرم می شود و بخش باقیمانده به دریا برگشت داده می شود. بالانس جرم و انرژی برای این جزء به شکل زیر نوشته می شود:

$$Mc = F_{tot} + Rej \quad (37)$$

$$D_{cond} = D_N - Dr_{cond} \quad (38)$$

$$T_F = T_N - \Delta T_{min,cond} \quad (39)$$

$$(D_N - Dr_{cond}) \cdot L_{cond} = (F_{tot} + Rej) \cdot c_p (T, X_{sw}) \cdot (T_F - T_{sw}) \quad (40)$$

در رابطه های (37) تا (40)، Mc ، F_{tot} و Rej به ترتیب دبی های جرمی آب دریای مکش شده به کندانسور، مجموع آب تغذیه به افکت ها و آب خنک کن برگشت داده شده از کندانسور به دریا می باشند. همچنین D_N ، D_{cond} و Dr_{cond} به ترتیب آب شیرین تولید شده در کندانسور، بخار تولید شده در افکت انتهایی (افکت پنجم) و بخار مکش شده به اجکتور است. T_N ، T_F و $T_{min,cond}$ نیز به ترتیب نشان دهنده دمای آب تغذیه، دمای افکت آخر و اختلاف دمای حداقل کندانسور می باشند.

5- تحلیل انرژی

معمولاً در تحلیل انرژی برای هر جزء سیستم، سوخت و محصول تعریف می شود. سوخت انرژی بینگرنی است که محرک جزء بوده و در نهایت محصول را تولید می کند و محصول انرژی، جریان انرژی مفید حاصل از یک دستگاه است که مربوط به محصول ترمودینامیکی دستگاه می باشد. جدول 3 تعریف سوخت و محصول را برای هر یک از اجزاء سیکل نشان می دهد. با استفاده از تعریف سوخت و محصول برای هر جزء، و با کمک رابطه های (41) و (42) می توان

بنابراین بالانس جرم برای فرایند کلی آب شیرین کن به صورت رابطه های (21) تا (23) بیان می شود.

$$F_{tot} = D_{tot} \cdot \frac{X_b}{X_b - X_{sw}} \quad (21)$$

$$F_i = F_{tot} / N \quad (22)$$

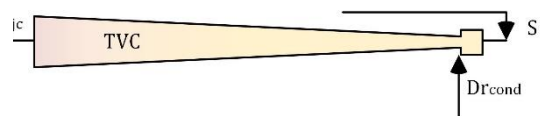
$$\sum_{i=1}^5 D_i = D_{tot} \quad (23)$$

F_{tot} ، B_{tot} ، X_b و X_{sw} به ترتیب بیانگر مجموع دبی جرمی آب تغذیه به افکت ها، دبی جرمی کل شورابه تولیدی، غلظت نمک در شورابه و غلظت نمک در آب دریا (تغذیه) هستند.

2-5-4 تحلیل به تفکیک اجزای آب شیرین کن

زیر سیستم 1: اجکتور بخار

برای تحلیل اجکتور و تعیین مشخصه های جریان خروجی آن با تکیه بر چند پارامتر که به صورت رابطه های (24) تا (26) تعریف می شوند از نمودار تحلیل اجکتور استفاده می شود و مشخصه های جریان خروجی تعیین می گردد [12].



شکل 3 شماتیک اجکتور

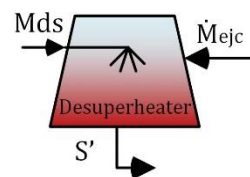
$$\text{Entrainment Ratio : } R = \frac{S}{Dr_{cond}} = \quad (24)$$

$$\text{Expansion Ratio: } Er = \frac{\text{Motive Pressure}}{\text{Suction Pressure}} \quad (25)$$

$$\text{Compression Ratio: } Cr = \frac{\text{Discharge Pressure}}{\text{Suction Pressure}} \quad (26)$$

زیر سیستم 2: دی سوپرهیتر

با توجه به شکل 4 معادله های بقاء جرم و انرژی برای دی سوپرهیتر به صورت زیر بیان می شود:



شکل 4 شماتیک سیستم تولید همزمان قشم

$$\dot{M}_{ejc} + M_{ds} = S' \quad (27)$$

$$\sum \dot{H}_{in} = \sum \dot{H}_{out} \quad (28)$$

زیر سیستم 3: افکت اول

$$D_0 = Dr_{cond} + M_{ds} \quad (29)$$

$$X_{b1} \cdot B_1 = X_{F1} \cdot F_1 \quad (30)$$

$$B_1 = F_1 - D_1 \quad (31)$$



تخریب انرژی یا بازگشت ناپذیری‌های زیر سیستم‌های مختلف آب شیرین کن بر طبق معادله گوی-استودلا به طریق زیر محاسبه می‌گردد.

زیر سیستم ۱: اجکتور [۱۲]

$$\dot{E}x_{D,Ejector} = S_0 \cdot [(h_{g,S} - h_{g,SS}) - T_{00} \cdot (S_{g,S} - S_{g,SS})] - Dr_{cond} \cdot [(h_{g,SS} - h_{g,cond}) - T_{00} \cdot (S_{g,SS} - S_{g,cond})] \quad (47)$$

زیر سیستم ۲: دی سوپرهیتر

$$\dot{E}x_{D,DSH} = \sum \dot{E}in - \sum \dot{E}out \quad (48)$$

زیر سیستم ۳: افکت اول

$$\dot{E}x_{D,Effect1} = T_{00} \cdot [(S + Dr_{cond} + Mds) \cdot (S_{f,S'} - S_{g,S'}) + B_1 \cdot S_{f,1} + D_1 \cdot S_{g,1} - F_1 \cdot S_{f,1}] \quad (49)$$

زیر سیستم‌های ۴ تا ۷: افکت‌های دوم تا پنجم

$$\dot{E}x_{D,Effect i} = T_{00} \cdot [D_{i-1} \cdot (S_{f,i-1} - S_{g,i-1}) + B_i \cdot S_{f,i} + D_i \cdot S_{g,i} - F_i \cdot S_{f,i} - B_{i-1} \cdot S_{f,i-1}] \quad (50)$$

زیر سیستم ۸: کندانسور

$$\dot{E}x_{D,cond} = T_{00} \cdot [D_{cond} \cdot (S_{f,5} - S_{g,5}) + Mc \cdot c_{p,sw} \cdot Ln \frac{T_F}{T_{sw}}] \quad (51)$$

۶- تحلیل اگزرواکونومیک

در رابطه بالانس هزینه برای هر جزء (رابطه ۸) لازم است هزینه خرید، تعمیر و نگهداری برای هر جزء (بر حسب دلار بر ثانیه) محاسبه گردد. برای این منظور ابتدا باید هزینه خرید هر جزء (بر حسب دلار) محاسبه شود و سپس با استفاده از رابطه (۵۲) این هزینه به نرخ هزینه تبدیل می‌شود:

$$\dot{Z}_j = \frac{\phi \times CRF \times PEC_j}{N \times 3600} \quad (52)$$

در رابطه فوق \dot{Z}_j ، نرخ هزینه (هزینه خرید و تعمیر و نگهداری برای هر جزء بر حسب دلار بر ثانیه) است و PEC، هزینه خرید جزء بر حسب دلار می‌باشد. معادله‌های مربوط به هزینه خرید اجزاء در جدول ۴ نشان داده شده است [۲۱].

N، تعداد ساعت کار نیروگاه در یک سال را نشان می‌دهد. ϕ ، ضریب نگهداری و CRF، ضریب بازگشت سرمایه تأمید می‌شوند که از رابطه زیر بدست می‌آید:

$$CRF(i, n) = \frac{i(1+i)^n}{(1+i)^n - 1} \quad (53)$$

در رابطه (۵۳) i نشان دهنده نرخ سود^۳ (یا نرخ سود پول سالیانه) و n، تعداد سال عمر جزء را نشان می‌دهد.

در این پژوهش، $i = 12\%$ ، $n = 20 \text{ year}$ ، $N = 7446 \text{ hr}$ و $\phi = 1.06$ در نظر گرفته شده است [۱۸].

جدول ۴ معادله‌های تخمین هزینه اجزاء

بازگشت ناپذیری و راندمان انرژی (بازده قانون دوم) را برای هر جزء محاسبه کرد:

$$\dot{E}_D = F - P \quad (41)$$

$$\epsilon_k = P/F \quad (42)$$

جدول ۳ سوخت و محصول برای هر یک از اجزاء سیستم

اجزاء	سوخت	محصول
کمپرسور	$F_{COMP} = W_{COMP}$	$P_{COMP} = \dot{E}_2 - \dot{E}_1$
محفظه احتراق	$F_{CC} = \dot{E}_{20}$	$P_{CC} = \dot{E}_3 - \dot{E}_2$
توربین گاز	$F_{GT} = \dot{E}_3 - \dot{E}_4$	$P_{GT} = W_{GT}$
پیش گرمکن کندانسور	$F_{CPH} = \dot{E}_8 - \dot{E}_9$	$P_{CPH} = \dot{E}_{11} - \dot{E}_{10}$
هوا زدا	$F_{DA} = \dot{E}_{12'} - \dot{E}_{12'}$	$P_{DA} = \dot{E}_{13} - \dot{E}_{12}$
اوپراتور هوازدا	$F_{DE} = \dot{E}_7 - \dot{E}_8$	$P_{DE} = \dot{E}_{12'} - \dot{E}_{12''}$
اکونومایزر	$F_{ECO} = \dot{E}_6 - \dot{E}_7$	$P_{ECO} = \dot{E}_{15} - \dot{E}_{14'}$
درام	$F_{Drum} = \dot{E}_{16'} - \dot{E}_{16'}$	$P_{Drum} = \dot{E}_{17} - \dot{E}_{16}$
اوپراتور	$F_{EVA} = \dot{E}_5 - \dot{E}_6$	$P_{EVA} = \dot{E}_{16''} - \dot{E}_{16'}$
سوپر هیتر	$F_{SH} = \dot{E}_4 - \dot{E}_5$	$P_{SH} = \dot{E}_{18} - \dot{E}_{17}$
دی سوپر هیتر	$F_{DSH} = \dot{E}_{18} + \dot{E}_{18'}$	$P_{DSH} = \dot{E}_{19}$

۵-۱ تحلیل انرژی آب شیرین کن به صورت یک بلوک

با صرف نظر کردن از انتقال حرارت به محیط و با در نظر گرفتن کل یکج آب شیرین کن به عنوان یک بلوک، معادله بالانس انرژی به شکل زیر ساده می‌شود.

$$\dot{E}D_{tot} = \dot{W}_{pump} + \sum \dot{E}in - \sum \dot{E}out \quad (43)$$

اختلاف انرژی بین بخار محرک بویلر و مایع کندانس شده خروجی از سیستم آب شیرین کن به عنوان کل انرژی ورودی به MED در نظر گرفته می‌شود [۱۷]. همچنین اختلاف انرژی بین آب شیرین محصول و آب دریای ورودی به عنوان انرژی خروجی ناشی از تولید آب شیرین در نظر گرفته می‌شود. اختلاف انرژی بین شورابه و آب دریای ورودی نیز به عنوان انرژی خروجی ناشی از شورابه تولیدی بیان می‌گردد. در نهایت اختلاف انرژی بین آب خنک کن دفع شده و آب دریای ورودی به عنوان انرژی خروجی ناشی از جریان خنک کاری در نظر گرفته می‌شود. برای تحلیل و تعیین راندمان انرژی آب شیرین کن بر اساس دیدگاه سوخت - محصول داریم:

$$\dot{E}x_{Fuel} = \sum \dot{E}x_{in} + \dot{W}_{pump} \quad (44)$$

$$\dot{E}x_{Product} = \Delta \dot{E}x_{Distillate} \quad (45)$$

بنابراین راندمان انرژی (راندمان قانون دوم) برای کل آب شیرین کن عبارتست از:

$$\epsilon_{tot, MED} = \frac{\dot{E}x_{Product}}{\dot{E}x_{Fuel}} \quad (46)$$

۵-۲ تحلیل انرژی اجزاء آب شیرین کن



اول برابر $68/4^{\circ}\text{C}$ و اختلاف دمای هر دو افکت متوالی برابر $3/9^{\circ}\text{C}$ می‌باشد. همانطور که مشاهده می‌گردد هر چه به سمت افکت‌های انتهایی پیش می‌رویم دمای افکت کاهش می‌یابد. در جدول، دمای افکت‌های مختلف پژوهش حاضر، با دمای افکت‌های مختلف در مدارک نیروگاه قشم مقایسه شده است. همخوانی نتایج نشان دهنده صحت مدل ارائه شده در پژوهش حاضر می‌باشد.

جدول ۶ دمای افکت‌های مختلف آب شیرین کن

دمای افکت اول	دمای افکت دوم	دمای افکت سوم	دمای افکت چهارم	دمای افکت پنجم
$64/2^{\circ}\text{C}$	$60/2^{\circ}\text{C}$	$56/5^{\circ}\text{C}$	$52/7^{\circ}\text{C}$	$48/9^{\circ}\text{C}$
پژوهش حاضر (رابطه ۳۳)				
$64/5^{\circ}\text{C}$	$60/6^{\circ}\text{C}$	$56/7^{\circ}\text{C}$	$52/8^{\circ}\text{C}$	$48/9^{\circ}\text{C}$
مدارک نیروگاه				

جدول ۷ دبی جرمی و غلظت نمک افکت‌های مختلف را نشان می‌دهد. همانگونه که مشاهده می‌شود دبی آب شیرین تولیدی در تمام افکت‌ها تقریباً یکسان است.

جدول ۷ مقادیر آب شیرین و شورابه تولیدی در افکت‌های مختلف

افکت اول	افکت دوم	افکت سوم	افکت چهارم	افکت پنجم
$22/601$	$20/853$	$19/865$	$19/694$	$20/33$
دبی آب شیرین تولیدی D_i (kg/s)				
$50/799$	$103/35$	$156/88$	$210/59$	$263/66$
دبی شورابه تولیدی B_i (kg/s)				
$650/12$	$628/58$	$616/97$	$6150/2$	$6223/8$
غلظت آب نمک X_b (ppm)				

با استفاده از تعریف سوخت و محصول برای هر جزء که در جدول ۳ آمده است و رابطه‌های (۴۱) و (۴۲) می‌توان بازگشت ناپذیری و راندمان آگزرژی برای هر جزء سیستم را محاسبه کرد. نتیجه در جدول ۸ نشان داده شده است.

جدول ۸ بازگشت ناپذیری و راندمان آگزرژی اجزای سیکل تولید توان و بویلر

اجزاء	بازگشت ناپذیری (تخریب آگزرژی)	درصد آگزرژی
کمپرسور	$6278/14$	$86/9$
محفظه احتراق	$11019/25$	$83/6$
توربین گاز	$6040/95$	$92/5$
کندانس پری هیتر بویلر	$771/75$	$52/4$
دی ایرتور بویلر	$27/6$	$94/4$
اوپراتور دی ایرتور	$185/56$	$72/7$
اکونومایزر	$357/44$	$64/8$

جزء	رابطه هزینه خرید هر جزء
کمپرسور هوا	$3389.4 \dot{m}_{air} \left(\frac{P_{out}}{P_{in}}\right)^{0.45} \left(\frac{\eta_{comp}}{1-\eta_{comp}}\right)^{0.45}$
محفظه احتراق	$561.15 (\dot{m})^{0.5} P^{0.24} \Delta P^{-0.75}$
توربین گاز	$7263 \dot{m}_{gas} \left(\frac{P_{out}}{P_{in}}\right)^{0.5} \left(\frac{\eta_{tur}}{1-\eta_{tur}}\right)^{0.85}$
مبدل بخار بازباب	$5820 \dot{Q} (\Delta T_m)^{-1} (\Delta P_{tube\ side})^{-0.15} (\Delta P_{shell\ side})$
حرارت پمپ آب تغذیه	$13.92 (\dot{m}_{liquid})^{0.55} \Delta P^{0.55} \left(\frac{\eta_{pump}}{1-\eta_{pump}}\right)^{1.05}$
اجکتور بخار	$15962.46 \dot{m}_{steam} \left(\frac{T_{in}}{P_{in}}\right)^{0.05} P_{out}^{-0.75}$
اوپراتور / کندانسور	$250.26 U_e A_e \Delta P_{tube\ side}^{-0.01} \Delta P_{shell\ side}^{-0.1}$

۷- بحث و نتیجه گیری

با حل معادله‌های بالانس جرم و انرژی برای سیستم، کلیه پارامترهای ترمودینامیکی سیستم محاسبه شده که در جدول ۵ نشان داده شده‌اند. ستون آخر این جدول آگزرژی ویژه نقاط مختلف را نشان می‌دهد.

جدول ۵ مقادیر پارامترهای ترمودینامیکی جریان‌های سیستم

شماره جریان	T (°C)	P (bar)	(kg/s)m	h (kJ/kg)	e (kJ/kg)
۱	۱۵	۱	۹۲/۷	۲۸۹۰/۷	۰
۲	۴۷۰/۵	۲۱/۲۲	۹۲/۷	۸۰۶/۲۹	۴۴۹/۵
۳	۱۰۷۰	۲۰/۸	۸۹/۵	۱۷۱۶/۸	۱۱۷۳/۲
۴	۴۸۸	۱	۸۹/۵	۸۷۵/۱۸	۲۷۹/۵
۵	۴۷۰/۹	۱	۸۹/۵	۸۵۰/۷۴	۲۶۳/۴
۶	۲۱۳/۶	۱	۸۹/۵	۵۲۳/۶۶	۷۸
۷	۱۹۱/۵	۱	۸۹/۵	۴۹۷/۳۷	۶۶/۷
۸	۱۷۵/۶	۱	۸۹/۵	۴۷۸/۶۴	۵۹/۱
۹	۱۳۲/۴	۱	۸۹/۵	۴۲۸/۳۸	۴۰
۱۰	۶۰	۱۴/۸	۱۳/۵۵	۲۵۲/۳۰	۱۴/۶۳
۱۱	۱۳۱/۲	۱۴	۱۳/۵۵	۵۵۲/۱۰	۷۷/۳۷
۱۲	۱۳۱/۵	۵/۹۴	۱۳/۵۲	۵۵۲/۸۰	۷۸/۹۳
۱۲'	۱۵۷/۳	۵/۷۵	۰/۶۸	۵۵۲/۱۰	۷۷/۰۸
۱۲''	۱۵۷/۳	۵/۷۵	۰/۶۸	۲۷۵۵	۸۰۴/۶۵
۱۳	۱۵۷/۳	۵/۷۵	۱۳/۵۲	۶۶۴	۱۱۳/۴۹
۱۳'	۱۵۷/۳	۶/۴۱	۱۳/۵۲	۶۶۳/۱۰	۱۱۳/۴۷
۱۴	۱۵۷/۳	۲۶/۴۵	۱۳/۵۲	۶۶۳/۱۰	۱۱۳/۴۵
۱۴'	۱۵۷/۳	۲۴/۴۱	۱۲/۸۱	۶۶۳/۱۰	۱۲۱/۵۲
۱۵	۱۹۴/۲	۲۲/۹۱	۱۲/۸۱	۸۲۶/۸۰	۱۷۲/۸۴
۱۶	۱۹۴/۳	۱۶/۷	۱۲/۸۱	۸۲۶	۱۷۱/۴۶
۱۶'	۲۰۲	۱۶/۲	۱۲/۸۱	۸۲۶	۱۵۰/۴۳
۱۶''	۲۰۲	۱۶/۲	۱۲/۸۱	۲۷۹۲/۱۰	۹۴۴/۶۲
۱۷	۲۰۲	۱۶/۲	۱۲/۸۱	۲۷۹۲	۹۴۴/۵۲
۱۸	۲۵۱	۱۵	۱۲/۸۱	۲۹۲۶	۹۹۳/۲۳
۱۸'	۱۵۷/۳	۲۵/۲۲	۰/۶۹۵	۶۶۵	۱۱۵/۳۵
۱۹	۲۰۵	۱۵	۱۳/۵۰۵	۲۸۱۰	۸۳۹/۷۷
۲۰			۱/۴۳	۵۰۰۰	۵۳۰۰۰

جدول ۶ دمای افکت‌های مختلف آب شیرین کن را نشان می‌دهد که بر اساس رابطه (۳۳) محاسبه شده است. دمای بخار ورودی به افکت



تحلیل انرژی و اگزرژیواکونومیک واحد تولید همزمان آب شیرین و برق قشم

همانطور که از شکل مشخص است سیکل تولید توان بیشترین سهم بازگشت ناپذیری کل سیستم را شامل می‌شود. علت را می‌توان در وجود محفظه احتراق جستجو نمود. جدول ۱۰ معادله‌های بالانس هزینه سیکل را نشان می‌دهد. در اینجا پنج معادله اصلی (به تعداد اجزاء اصلی) و نه معادله کمکی وجود دارد. در جدول ۱۰ نرخ هزینه سوخت (\dot{C}_{fuel}) از رابطه (۵۴) بدست می‌آید:

$$\dot{C}_{20} = \dot{C}_{fuel} = 0.85 \frac{\dot{m}_{fuel} c_{fuel} LHV}{0.6 \left(\frac{kg}{m^3}\right)} = 0.06 \$/s \quad (54)$$

در رابطه فوق مقدار ۰/۸۵ ضریب دسترسی سیستم می‌باشد یعنی ۸۵٪ ساعت کل یک سال سیستم در حال کار است.

جدول ۱۰ معادله‌های بالانس هزینه سیستم تولید همزمان

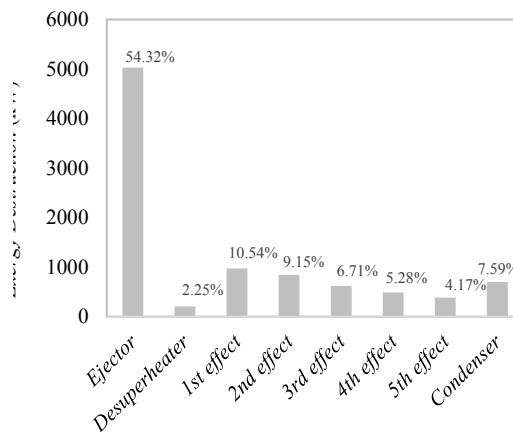
جزء	معادله‌های بالانس هزینه (روابط اصلی) و کمکی
کمپرسور هوا	$\dot{C}_1 + \dot{C}_{w,comp} + \dot{Z}_{comp} = \dot{C}_2$
محفظه احتراق	$\dot{C}_2 + \dot{C}_{20} + \dot{Z}_{CC} = \dot{C}_3$
توربین گاز	$\dot{C}_3 + \dot{Z}_{tur} = \dot{C}_{w,net} + \dot{C}_{w,comp} + \dot{C}_4$
مبدل بخار بازیاب حرارت	$\dot{C}_4 + \dot{C}_{10} + \dot{Z}_{HRSG} = \dot{C}_9 + \dot{C}_{19}$
آب شیرین کن	$\dot{C}_{sw,in} + \dot{C}_{19} + \dot{Z}_{MED} = \dot{C}_{sw,out} + \dot{C}_{Distillate} + \dot{C}_{Brine} + \dot{C}_{10}$
معادله کمکی جریان‌های ورودی و شورا به	$\dot{C}_1 = \dot{C}_{sw,in} = \dot{C}_{sw,out} = \dot{C}_B = 0$
معادله کمکی سوخت ورودی	$\dot{C}_{20} = \dot{m}_{fuel} c_f LHV = 0.06 \$/s$
معادله کمکی توربین گاز	$\dot{C}_3 = \dot{C}_4 \Rightarrow \frac{\dot{C}_3}{\dot{E}_3} = \frac{\dot{C}_4}{\dot{E}_4}$
معادله کمکی توربین گاز	$\dot{C}_{w,comp} = \dot{C}_{w,net} \Rightarrow \frac{\dot{C}_{w,comp}}{\dot{W}_{comp}} = \frac{\dot{C}_{w,net}}{\dot{W}_{net}}$
معادله‌های کمکی برای مبدل بخار بازیاب حرارت	$\dot{C}_4 = \dot{C}_9 \Rightarrow \frac{\dot{C}_4}{\dot{E}_4} = \frac{\dot{C}_9}{\dot{E}_9}$
معادله‌های کمکی برای آب شیرین کن	$\dot{C}_{10} = \dot{C}_{19} \Rightarrow \frac{\dot{C}_{10}}{\dot{E}_{10}} = \frac{\dot{C}_{19}}{\dot{E}_{19}}$

ابتدا باید معادله‌های بالانس هزینه نشان داده شده در جدول ۱۰ را به صورت ماتریسی بیان کنیم و سپس با حل دستگاه معادله‌های بدست آمده توسط نرم افزار MATLAB هزینه تمام جریان‌ها بدست می‌آید. نتیجه هزینه جریان‌های مهم در جدول ۱۱ نشان داده شده است.

نام محصول	نرخ هزینه
نرخ هزینه توان تولیدی توربین	۲۳۴\$/h
نرخ هزینه تولید جریان گاز داغ برای بویلر	۱۶۹/۶ \$/h
نرخ هزینه جریان بخار تولیدی توسط بویلر	۱۵۵/۶ \$/h
نرخ هزینه آب شیرین تولیدی	۷۴۴/۸ \$/h

درام بویلر	۲۷۰/۷۴	۹۷/۳
اوپراتور	۶۴۱۳	۶۱/۳
سوپر هیت	۸۱۷	۴۳
دی سوپرهیتر	۱۴۶۲/۳۴	۸۸/۶

شکل ۵ بازگشت ناپذیری اجزای آب شیرین کن را که بر اساس رابطه‌های (۴۷) تا (۵۱) محاسبه شده است، نشان می‌دهد. بیشترین بازگشت ناپذیری مربوط به اجکتور بخار با مقدار ۵۰۳۰/۴۵۷ kW (در حدود ۵۵ درصد) و کمترین آن مربوط به دی سوپرهیتر با مقدار ۲۰۸/۳۵ kW (در حدود ۲/۵ درصد) می‌باشد.



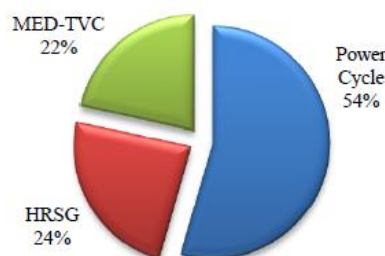
شکل ۵ تخریب انرژی اجزاء سیستم آب شیرین کن

در جدول ۹ مقدار بازگشت ناپذیری آب شیرین کن که حاصل از تحلیل به صورت بلوکه است و همچنین مجموع بازگشت ناپذیری اجزاء آب شیرین کن با یکدیگر مقایسه شده‌اند.

جدول ۹ بازگشت ناپذیری آب شیرین کن به صورت جزء به جزء و یکپارچه

درصد خطا	تحلیل سیستم به صورت جزء به جزء	تحلیل سیستم به صورت یکپارچه
۰/۸٪	۹۱۸۵/۶۶ kW	۹۲۶۰/۹۳ kW

شکل ۶ مقایسه بازگشت ناپذیری سیکل تولید توان، مبدل بخار بازیاب حرارتی و آب شیرین کن و سهم آنها را نشان می‌دهد.



شکل ۶ بازگشت ناپذیری اجزاء سیستم تولید همزمان



- [4] H. El-Dessouky, H. Ettouney, I. Alatiq, Qualifying of manpower for the desalination industry, *Desalination*, Vol. 123, No. 1, pp. 55-70, 1999.
- [5] S. Tadros, A new look at dual purpose, water and power, plants -economy and design features, *Desalination*, Vol. 30, No. 1, pp. 613, 1979.
- [6] F.N. Alasfour, M.A. Darwish, A.O. Bin Amer, Thermal analysis of ME-TVC+MEE desalination systems, *Desalination*, Vol. 174, No. 1, pp. 39-61, 2005.
- [7] N. Kahraman, Y.A. Cengel, B.Wood, Y. Cerci, Exergy analysis of a combined RO, NF, and EDR desalination plant, *Desalination*, Vol. 171, No. 3, pp. 217-232, 2005.
- [8] H. Shih, Evaluating the technologies of thermal desalination using low-grade heat, *Desalination*, Vol. 182, No. 1-3, pp. 461-469, 2005.
- [9] R.K. Kamali, S. Mohebinia, Experience of design and optimization of multi-effects desalination systems in Iran, *Desalination*, Vol. 222, No. 1-3, pp. 639-645, 2008.
- [10] M. Ameri, S. Seif Mohammadi, M. Hosseini, Ma. Seifi, Effect of design parameters on multi-effect desalination system specifications, *Desalination*, Vol. 245, No. 1-3, pp. 266-283, 2009.
- [11] P. Fiorini, E. Sciuuba, Thermo-economic analysis of a MSF desalination plant, *Desalination*, Vol. 182, No. 1-3, pp. 39-51, 2005.
- [12] H. Sayyaadi, A. Saffari, Thermo-economic optimization of multi effect distillation desalination systems, *Applied Energy*, Vol. 87, No. 4, pp. 1122-1133, 2010.
- [13] Y. Wang, N. Lior, Performance analysis of combined humidified gas turbine power generation and multi-effect thermal vapor compression desalination systems: Part 2: The evaporative gas turbine based system and some discussions, *Desalination*, Vol. 207, No. 1-3, pp. 243-256, 2007.
- [14] R. Chacartegui, D. Sánchez, N. di Gregorio, F.J. Jiménez-Espadafor, A. Muñoz, T. Sánchez, Feasibility analysis of a MED desalination plant in a combined cycle based cogeneration facility, *Applied Thermal Engineering*, Vol. 29, No. 2-3, pp. 412-417, 2009.
- [15] O.A. Hamed, Thermal assessment of a multiple effect boiling (MEB) desalination system, *Desalination*, Vol. 86, No. 3, pp. 325-339, 1992.
- [16] N.M. Al-Najem, M.A. Darwish, F.A. Youssef, Thermovapor compression desalters: energy and availability - Analysis of single- and multi-effect systems, *Desalination*, Vol. 110, No. 3, pp. 223-238, 1997.
- [17] S.E. Shakib, M. Amidpour, C. Aghanajafi, Simulation and optimization of multi effect desalination coupled to a gas turbine plant with HRSG consideration, *Desalination*, Vol. 285, pp. 366-376, 2012.
- [18] S.E. Shakib, S.R. Hosseini, M. Amidpour, C. Aghanajafi, Multi-objective optimization of a cogeneration plant for supplying given amount of power and fresh water, *Desalination*, Vol. 286, pp. 225-234, 2012.
- [19] T.J. Kotas, *The exergy method of thermal plant analysis*, Florida, Krieger Publishing Company, 1995.
- [20] A. Bejan, G.Tsatsaronis, M. Moran, *Thermal design and optimization*, New York: John Wiley and Sons, 1996.
- [21] Y.M. El.Sayed, Designing desalination systems for higher productively, *Desalination*, Vol. 134, No. 1-3, pp. 129-158, 2001.

جدول ۱۲ مقایسه بین قیمت تمام شده محصول های بدست آمده در پژوهش حاضر و برخی پژوهش های گذشته را نشان می دهد.

جدول ۱۲ مقایسه قیمت تمام شده محصول ها

پارامتر	واحد	نیروگاه قشم	شکيب و همکاران [۱۸]	صیادی و همکاران [۱۲]
توان تولیدی	MW	۲۶	۴۰	-
ظرفیت آب شیرین تولیدی	M ³ /day	۹۰۰۰	۱۴۰۰۰	۲۰۰۰
قیمت تمام شده برق	\$/kWh	۰/۰۱	۰/۰۲۸	-
قیمت تمام شده آب شیرین	\$/m ³	۱/۹۹	۲/۲۸	۱/۳۰۹

۹- جمع بندی

در پژوهش حاضر، سیکل تولید همزمان آب و برق قشم مورد بررسی قرار گرفته است. سیکل، ظرفیت تولید همزمان ۲۶ MW برق و ۹۰۰۰ m³/day آب شیرین را داراست. با استفاده از تحلیل انرژی مشخص شد که بیشترین بازگشت ناپذیری مربوط به محفظه احتراق با مقدار ۱۱۰۱۹/۲۵ kW است. مبدل بخار بازیاب حرارت و آب شیرین کن به ترتیب با مقادیر ۱۰۳۰۵/۴۳ kW و ۹۲۶۰/۹۳ kW در رتبه های بعدی قرار دارند. همچنین نتایج نشان می دهد هزینه برق تولیدی ۱۰ \$/MWh و هزینه آب شیرین تولیدی ۱/۹۹ \$/m³ می باشد. مطالعه سیکل همزمان آب و برق قشم به روش تحلیل انرژی و مقایسه با واحدهای مشابه تولید همزمان آب و برق نشان می دهد واحد در حال بهره برداری از حیث هزینه برق تولیدی و آب شیرین مناسب بوده و می توان در بخش هایی از اجزاء سیستم بهینه سازی متناسب با هدف محصول تولیدی انجام داد.

۱۰- مراجع

- [1] H. Jafari, S.A. Behbahaninia, A. Engarnevis, Two-objective optimization of using combined cycle power plants waste for heating application, *Moades Mechanical Engineering*, Vol. 12, No. 4, pp. 120-132, 2012 (in Persian).
- [2] M. Zamen, M. Amidpour, S.M. Soufari, Cost optimization of a solar humidification-dehumidification desalination unit using mathematical programming, *Desalination*, Vol. 239, No. 1-3, pp. 92-99, 2009.
- [3] F. Al-Juwayhel, H. El-Dessouky, H. Ettouney, Analysis of single-effect evaporator desalination systems combined with vapor compression heat pumps, *Desalination*, Vol. 114, No. 3, pp. 253-275, 1997.

