مجله مهندسی مکانیک مدرس، دی 1396، دوره 17، شماره 10، ص‌ص 321-332

ماهنامه علمی پژوهشی

مهندسی مکانیک مدرس

mme.modares.ac.ir

# تحلیل ترمو-اقتصادی و قابلیت اطمینان سیستم ترکیبی توربین گازی، پیل سوختی اکسید جامد و آب‌شیرین‌کن حرارتی چنداثره

سید محمد پورفاطمی[1]، روح اله احمدی[2*]

1- دانشجوی کارشناسی ارشد، مهندسی سیستم‌های انرژی، دانشگاه علم و صنعت ایران، تهران

2- استادیار، مهندسی سیستم‌های انرژی، دانشگاه علم و صنعت ایران، تهران

* تهران، صندوق پستی 1684613114 ، ahmadi@iust.ac.ir

**اطلاعات مقاله**

مقاله پژوهشی کامل

دریافت: 20 تیر 1396

پذیرش: 28 شهریور 1396

ارائه در سایت: 05 آبان 1396

*کلید واژگان:*

آب‌شیرین‌کن حرارتی

تحلیل اگزرژی-اقتصادی

پیل سوختی اکسید جامد

توربین گازی

قابلیت اطمینان

**چکیده**

اهمیت و تقاضای انرژی و آب با کیفیت بالا در سال‌های اخیر به‌طور قابل‌ملاحظه‌ای افزایش یافته است و این روند به‌شدت ادامه خواهد یافت. یکی از راه‌های حل معضل کمبود آب، شیرین‌سازی آب شور اقیانوس‌ها به روش حرارتی است و اگر حرارت مورد نیاز آن‌ها توسط هدررفت حرارتی یک سیکل نیروگاه حرارتی تأمین شود، قابل رقابت با سایر روش‌ها است. در این مقاله، از سیکل حرارتی ترکیبی پیل سوختی اکسید جامد و توربین گازی به‌عنوان تأمین‌کننده‌ی حرارت مورد نیاز، استفاده شده است. در اینجا، ترکیب ارائه شده از این دو سیستم به همراه سیستم آب‌شیرین‌کن حرارتی چند مرحله‌ای موجب کاهش مصرف انرژی، کاهش آلایندگی، کاهش هزینه‌های سرمایه‌گذاری و تعمیر و نگهداری و افزایش راندمان در مقایسه با سیستم‌های مستقل می‌باشد. تحلیل‌های اگزرژی و اقتصادی مجموعه سیستم ترکیبی توسط برنامه رایانه‌ای در EES صورت پذیرفت. نتایج تحلیل سیستم ترکیبی منجر به ارائه سیستمی با راندمان حرارتی و اگزرژی، 60% و 57% گردید. هزینه و درآمدهای موجود در سیستم تخمین زده شده و اثرات دو پارامتر مهم طراحی، یعنی دمای عملکرد و چگالی جریان پیل سوختی بر دو مشخصه‌ی بازده اگزرژی و هزینه‌ی تولید الکتریسیته مورد بررسی قرار گرفته است. سپس، قابلیت اطمینان و دسترس‌پذیری سیستمِ موردِ مطالعه به روش مارکوف به میزان 0.842 محاسبه شده است. پس از تحلیل قابلیت اطمینان و محاسبه دسترس پذیری می‌توان مشاهده کرد بازده اگزرژی و انرژی به ترتیب 4.53% و 4.92% کاهش یافته و هزینه‌ی تولید واحد الکتریسیته 8.8% افزایش یافته است.

# Thermo-economic analysis with reliability consideration of a hybrid system of Gas Turbine, SOFC and Multiple Effect Desalination

**Seyyed Muhammad Pourfatemi, Rouhollah Ahmadi***

School of New Technologies, Iran University of Science and Technology, Tehran.

* P.O.B. 1684613114 School of New Technology, Iran University of Science and Technology, Tehran; ahmadi@iust.ac.ir

**ARTICLE INFORMATION**

Original Research Paper
Received 11 July 2017
Accepted 19 September 2017
Available Online 27 October 2017

*Keywords:*
Thermal desalination
Exergoeconomic analysis
Solid oxide Fuel cell
Gas Turbine
Reliability

**ABSTRACT**

In recent years, the importance and requirements for high-quality energy and water have been increased significantly, and this trend is expected to continue. One of the promising solutions for the water scarcity's problem is desalination of the oceans' salt water by thermal methods, and if the required thermal energy is provided by wastes of a thermal power plant it will be competitive with other methods. In this paper, a combined cycle including solid oxide fuel cell (SOFC) and gas turbine is used as thermal resource. Here, combination of these two systems besides multi effect desalination (MED) system leads to reduction in energy consumption, pollutant emissions, investment and operation and maintenance cost, as well as increase of efficiency in comparison with the conventional individual systems. Exergetic and economic analysis using a computer program in EES software was performed. The results proposed a system with thermal and exergy efficiency of 60% and 57%, respectively. The system expenditures and revenues were estimated, and the effect of two important design parameters, i.e. operational temperature and current density of fuel cell, on exergy efficiency and levelized cost of electricity were investigated. Consequently, the reliability and availability of the proposed system are calculated as 0.842, using the Markov method. After reliability analysis and availability calculation, it can be seen that the exergy and energy efficiencies reduce by 4.53% and 4.92%, respectively, and also LCOE increased by 8.8%.

## 1- مقدمه

ضرورت نیاز به آب شیرین از نیمه‌ی دوم قرن گذشته‌ی میلادی همواره مورد توجه قرار گرفته است. خصوصاً در منطقه‌ی خاورمیانه که این نیاز حالت محسوس‌تری نسبت به سایر نقاط جهان پیدا کرده است. این چالش عظیم محققان را بر آن داشته است که انواع راه‌های شیرین سازی آب شور اقیانوس‌ها را مورد بررسی قرار دهند. یکی از راه‌های متداول شیرین‌سازی آب شور، روش حرارتی است. آب‌شیرین‌کن‌های حرارتی چند اثره و چندمرحله‌ای تقطیر ناگهانی را می‌توان دو زیرمجموعه‌ی پرکاربرد برای این روش قلمداد

**Please cite this article using:**

**برای ارجاع به این مقاله از عبارت ذیل استفاده نمایید:**

S. M. Pourfatemi, 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)

کرد. روش‌های حرارتی زمانی قابل‌رقابت با سایر روش‌ها نظیر اسمز معکوس هستند که بتوان آن‌ها را با سایر سیکل‌ها به منظور تأمین حرارت مورد نیاز ترکیب کرد[1].

یکی از این سیکل‌ها ترکیب پیل سوختی اکسید جامد و توربین گازی می‌باشد. به‌طورکلی پیل‌های سوختی به دلیل تولید با قابلیت اطمینان و راندمان بالا و آلایندگی پایین جایگزین مناسبی برای سیستم‌های تولید برق معمولی هستند[2]. از میان پیل‌های سوختی، نوع اکسید جامد آن به سبب دمای عملکرد بالا (600ºC تا 1000ºC) از پتانسیل خوبی برای استفاده در سیستم‌های تولید هم‌زمان برخوردار هستند. مزایای برشمرده شده برای پیل‌های سوختی و دمای عملکرد بالا باعث می‌شود که پیل سوختی اکسیدجامد خود را به‌عنوان یک گزینه‌ی کلیدی برای ترکیب با توربین گازی معرفی کند. این ترکیب سیستمی پربازده را برای ما رقم خواهد زد[3]. با استفاده از یک مبدل بازیاب حرارتی می‌توان از حرارت هدر رفت خروجی سیکل مذکور برای تأمین حرارت مورد نیاز آب‌شیرین‌کن حرارتی چندمرحله-ای بهره برد[5,4]. آب‌شیرین‌کن‌های چندمرحله‌ای به دلیل طراحی ساده و عملکرد قابل اعتماد عموماً مورد استفاده قرار می‌گیرند. این امر خصوصاً در منطقه خاورمیانه که در آن درجه حرارت، مقدار نمک، فعالیت‌های بیولوژیکی و سطح آلودگی در آب بالا است، بیشتر می‌باشد[6]. ازآنجایی‌که نمک‌زدایی نسبتاً گران و نیازمند انرژی قابل‌ملاحظه‌ای است، این سیستم یکپارچه سیر امیدوارکننده‌ای را پیش روی بشریت قرارداده‌است. از خصوصیات مهم این سیستم‌ها می‌توان به کاهش مصرف انرژی، کاهش آلایندگی، افزایش بازدهی و کاهش هزینه‌ی راه‌اندازی و تعمیر در مقایسه با سیستم‌های مستقل اشاره کرد[7].

در مطالعات صورت گرفته عموماً تحلیل ترمودینامیکی ارائه گردیده است. اما تحلیل اگزرژی با توجه به قوانین اول و دوم ترمودینامیک، بسیار مؤثرتر خواهد بود. چراکه این امکان را می‌دهد تا به‌طور دقیق محل ناکارآمدی‌ها طی یک فرایند بررسی شود. تحلیل اقتصادی نیز بسیار اهمیت دارد زیرا این امکان را به ما می‌دهد تا بتوان امکان عملیاتی شدن سیستم را بررسی کرد. بنابراین تحلیل قوانین اول و دوم و تحلیل اقتصادی به صورت اجتناب‌ناپذیری با یکدیگر در ارتباط هستند. مطالعات بسیار زیادی به سیستم‌های هیبریدی پیل سوختی اکسیدجامد-توربین‌گازی پرداخته است[8]. قنبری[9] در یک مطالعه به تحلیل انرژی و اگزرژی سیکل مورد نظر پرداخته است. نتیجه‌ی این مطالعه این بود که بازده اگزرژی با کاهش جریان جرمی سوخت و هوا کاهش می‌یابد. آکایا و همکاران[10] یک مدل ترمودینامیکی برای تحلیل جریان اگزرژی در سیکل ارائه کردند. هدف آن‌ها بهبود عملکرد سیکل به کمک شناسایی بازگشت‌ناپذیری‌ها بود. نتایج کار آن‌ها نشان داد که بهترین حالت زمانی رخ خواهد داد که کمترین تولید انتروپی طی فرایند به ازای یک اگزرژی خروجی خاص صورت‌گیرد. چدی[11] مدلی ترمودینامیکی-اقتصادی برای یک سیستم ترکیبی غیرمستقیم ارائه کرد. در این مطالعه یک واحد پیل سوختی به یک سیکل گازی در حالت بار کامل متصل شد. هدف از این کار بهبود عملکرد بود. نتیجه‌ی این مطالعه بهبود بازده قانون دوم از 28.7% به 48% بود. مرآتی‌زمان و همکاران[12] یک ارزیابی فنی-اقتصادی برای یک سیستم تولیدی انرژی با بازدهی بالا برای مصارف خانگی ارائه کردند. تولید حداکثر توان در چگالی جریان محدود، عملکرد اقتصادی بهتر سیستم در شرایط آب و هوایی گرم و مرطوب و وابستگی بالای عملیاتی شدن سیستم به قیمت الکتریسیته در بازار از نتایج کار آن‌ها بود. سائه با و همکاران [13] یک سیستم تحت فشار همراه را با گردش گاز در کاتد را مورد بررسی قراردادند. گردش گاز در کاتد باعث می‌شود نیاز به حرارت خارجی برای سیکل کم شود. همچنین نتیجه‌ی دیگری که حاصل شد این بود که بهترین عملکرد سیکل در فشاری بین 4 bar تا 6 bar رخ می‌دهد. بررسی سیستم‌های سه‌جزئی اکسیدجامد- توربین گازی-آب‌شیرین‌کن حرارتی سابقه‌ی چندانی ندارد.

در یکی از این بررسی‌ها حسینی و همکاران[14] به تحلیل انرژی و اگزرژی سیکل مورد نظر پرداختند. یکی از نتایج مهمی که به آن دست یافتند این بود که افزایش نسبت فشار کمپرسور باعث افزایش اندک توان تولیدی پیل سوختی و سیکل گازی، کاهش تلفات اگزرژی، افزایش بازده انرژی و اگزرژی و کاهش ظرفیت تولید آب شیرین می‌شود. همچنین افزایش مبدل بازیاب حرارتی باعث افزایش ظرفیت تولید آب شیرین، افزایش ضریب عملکرد و کاهش بازدهی اگزرژی آب‌شیرین‌کن می‌شود. مرآتی‌زمان و همکاران[15] در همین زمینه به شبیه‌سازی و بررسی پارامتری سیکل به منظور بهبود عملکرد آن پرداختند. آن‌ها دریافتند که با افزایش چگالی جریان بیش‌ازحد معینی توان تولیدی کاهش خواهد یافت. همچنین نتیجه‌ی دیگری که به آن دست یافتند این بود که ترکیب سیکل تولید توان توربین گازی-پیل سوختی با آب‌شیرین‌کن باعث افزایش امکان‌پذیری سیستم شده و دلیل اصلی آن قیمت بیشتر آب شیرین در مقایسه با هزینه‌ی تجهیزات است. همچنین در قیمت‌های بالاتر سوخت، افزایش تعداد مراحل آب‌شیرین‌کن، زمان بازگشت سرمایه را کاهش می‌دهد.

یکی دیگر از تحلیل هایی که همواره می‌توان روی سیستم های مختلف پیاده کرد، تحلیل قابلیت اطمینان و محاسبه میزان دسترس پذیری سیستم می‌باشد. با در اختیار داشتن دسترس پذیری سیستم اساسا نتایج دقیق تحلیل سیستم های ترمودینامیکی، متفاوت با حالت معمول خود خواهد شد. در همین زمینه، مطالعات متعددی به تحلیل قابلیت اطمینان سیستم پرداخته‌اند[16-20]. حسینی و همکاران[21] اثر قابلیت اطمینان تجهیزات را بر روی تحلیل ترمودینامیکی یک سیستم هیبریدی تولید توان و آب‌شیرین-کن حرارتی چندمرحله‌ای بررسی کردند. آنها برای این تحلیل از مدل پیوسته مارکوف بهره بردند. هدف اصلی این مطالعه بهبود تحلیل ترمودینامیکی و دست‌یابی به هزینه‌های واقعی تر بود. نتایج این تحلیل نشان می‌دهد هزینه‌ی تولید توان و آب با در نظر گرفتن قابلیت اطمینان به ترتیب 4.1% و 6.4% افزایش می‌یابد.

در این مقاله به‌منظور تحلیل اگزرژی و اقتصادی سیستم ترکیبی توربین گازی، پیل سوختی اکسید جامد و آب‌شیرین‌کن چند مرحله‌ای حرارتی از نوع پیشرو، ابتدا ارتباط تمامی اجزاء مدل‌سازی شده است و سپس روابط ترمودینامیکی و اقتصادی حاکم بر مجموعه سیستم بیان شد. همچنین برای محاسبه‌ی دسترس‌پذیری سیستم روابط مورد نیاز، مدل مارکوف سیستم مورد مطالعه و ماتریس انتقال آن استخراج شده‌اند. هدف اصلی این مقاله تحلیل توامان اگزرژی-اقتصادی و میزان دسترس‌پذیری سیکل ترکیبی مورد نظر می‌باشد. همچنین در ادامه تأثیر دو پارامتر دمای کارکرد و چگالی جریان پیل سوختی بر عملکرد کلی سیستم بررسی شد.

## 2- توصیف سیستم ترکیبی

سیستم ترکیبی شامل پیل سوختی اکسیدجامد و سیکل گازی و آب‌شیرین-کن حرارتی چندمرحله‌ای می‌باشد که به صورت شماتیک در شکل 1 نمایش داده شده است. خصوصیات جریان در ورودی و خروجی اجزای تشکیل‌دهنده سیستم، در شکل شماره‌گذاری شده که در روابط ارائه‌شده در مقاله به صورت

اندیس استفاده شده است. همان‌طور که در شکل 1 مشاهده می‌شود، هوا و سوخت پس از فشرده شدن وارد کاتد و آند پیل سوختی اکسیدجامد می‌شوند. سوخت که متان است، در آند طی واکنش‌هایی هیدروژن و کربن‌دی‌اکسید تولید می‌کند. هیدروژن تولیدشده در آند با اکسیژن موجود در کاتد واکنش داده و باعث ایجاد یک جریان الکترونی در مدار خارجی و در نتیجه تولید الکتریسیته می‌گردد.

گازهای خروجی آند متشکل از بخار، دی‌اکسید کربن و بخشی از هیدروژن که در واکنش با اکسیژن شرکت نکرده است، می‌باشند. این گازها دمایی بین 600 تا 1000 درجه سانتی‌گراد دارند و با هوای خروجی از کاتد ترکیب‌شده و وارد محفظه‌ی احتراق می‌شوند. برای تنظیم دمای ورودی توربین گازی، در محفظه‌ی احتراق اندکی سوخت تزریق می‌شود. در نتیجه گازهای داغ حاصل از احتراق به توربین واردشده و کار تولید می‌کنند. بخشی از کار تولیدشده به کمپرسورها اختصاص می‌یابد. گازهای خروجی از توربین گاز دارای دمای بالایی هستند، لذا پس از عبور آن‌ها از پیش گرم‌کن، به جهت تولید بخار، مجدداً از یک مبدل بازیاب حرارتی عبورداده‌شده و پس از تولید بخار اشباع به محیط وارد می‌شوند. از بخار تولیدشده به‌عنوان بخار محرک در آب‌شیرین‌کن استفاده خواهد شد.

در قسمت آب‌شیرین‌کن نیز ابتدا آب دریا وارد لوله‌ی کندانسور می‌گردد، سپس این آب به دو قسمت تقسیم می‌شود. بخشی از آن به سمت اواپراتور ها رفته و بر روی آن‌ها پاشیده می‌شود و در برخورد با اواپراتور ها تبخیر می‌گردد. بخش دیگر نیز برای تنظیم غلظت نمک شورابه های خروجی به حوضچه‌های آب‌شور رفته و همراه با شورابه ها مجدداً وارد دریا می‌گردد. آب تبخیرشده در برخورد با لوله‌های کندانسور تقطیرشده و در مسیر جریان آب شیرین قرارگرفته و از سیستم خارج می‌شود. آب‌شور نهایی که دارای غلظت نمک بالا است، همان‌طور که پیش‌تر بیان شد پس از تزریق اندکی آب از خروجی کندانسور مجدداً به دریا بازخواهد گشت.

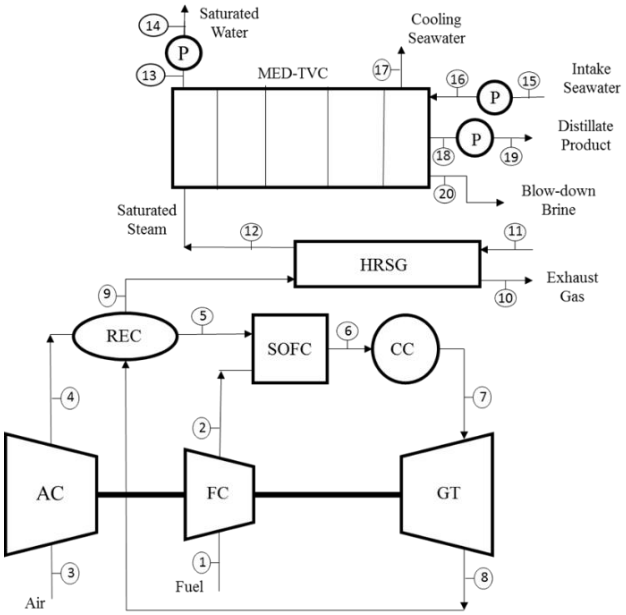


**Fig. 1** Hybrid system of Solid oxide fuel cell, Gas turbine and Seawater desalination

**شکل 1** سیستم هیبریدی پیل سوختی اکسیدجامد، توربین گازی و شیرین سازی آب دریا

## 3- شرح مسئله

### 3-1- تحلیل اگزرژی

موازنه‌ی اگزرژی با ترکیب قوانین اول و دوم به‌صورت رابطه (1) درمی‌آید[8]:

$$\frac{dE_{\text{c.v.}}}{dt} = \sum_j \left(1 - \frac{T_{\text{o}}}{T_{\text{j}}}\right) \cdot \dot{Q}_{\text{j}} - \dot{W}_{\text{CV}} + \sum_i \dot{E}_i - \sum_e \dot{E}_{\text{e}} - \dot{E}_{\text{D}} \quad (1)$$

$\dot{E}_e, \dot{E}_i$ به ترتیب اگزرژی جریانی ورودی و خروجی و $\dot{E}_D$ نرخ تخریب اگزرژی در هر جزء می‌باشند. اگر از اثرات مغناطیسی، سینتیک، هسته‌ای و الکتریکی چشم‌پوشی شود در کل 2 نوع اگزرژی وجودخواهدداشت: شیمیایی و فیزیکی.

اگزرژی فیزیکی را می‌توان از رابطه‌ی (2) محاسبه کرد[7].

$$Ex^{\text{PH}} = \dot{m}\,[(h - h_{\text{o}}) - T_{\text{o}}(s - s_{\text{o}})] \quad (2)$$

همچنین اگزرژی شیمیایی مخلوط‌های گازی نیز از رابطه‌ی (3) به دست خواهد آمد[7].

$$\dot{E}^{\text{CH}} = \dot{n}[\sum_k x_{\text{k}} \bar{e}_{\text{k}}^{\text{CH}} - \bar{R} T_{\text{o}} \sum_k x_{\text{k}} \ln x_{\text{k}}] \quad (3)$$

$x$ جزء مولی و $e$ اگزرژی مخصوص ترکیبات سوخت هستند. برای محاسبه‌ی اگزرژی سوخت می‌توان رابطه‌ی (4) را به‌کاربرد[22].

$$e_{\text{f}} = LHV_{\text{f}} \cdot \zeta \quad (4)$$

در رابطه‌ی قبل $e_{\text{f}}$ اگزرژی سوخت و $LHV_{\text{f}}$ ارزش حرارتی سوخت هستند. در حالت کلی برای سوخت‌های گازی با فرمول $\text{C}_{\text{x}}\text{H}_{\text{y}}$، رابطه‌ی تجربی برای محاسبه فاکتور $\zeta$ به‌صورت زیر است[22].

$$\zeta = 1.033 + 0.0169\frac{y}{x} - \frac{0.0698}{x} \quad (5)$$

ازآنجایی‌که عموماً از متان به‌عنوان سوخت در نیروگاه‌ها مصرف می‌شود، $\zeta = 1.06$ خواهد بود. معادلات جریان اگزرژی در تمامی اجزاء تشکیل دهنده سیستم در زیر ارائه و بحث شده است.

#### 3-1-1- پیل سوختی اکسیدجامد

در پیل‌های سوختی مبنای تولید توان، واکنش‌های الکتروشیمیایی در آند و کاتد هستند. مدل و روابط پیل سوختی به طور مختصر اینجا بیان می‌شود. سوخت پیل اکسید جامد گاز طبیعی است که تبدیل آن به هیدروژن در درون پیل در اثر واکنش‌های زیر صورت می‌گیرد. رابطه‌ی (6)، واکنش ریفرمینگ متان است که در آن متان به هیدروژن و کربن مونوکسید تبدیل می‌شود. طبق رابطه‌ی (7) مونوکسید کربن تولیدی در واکنش اول مجدداً با آب وارد واکنش می‌شود و هیدروژن بیشتر و دی‌اکسید کربن تولید می‌کند. همچنین رابطه‌ی (8) واکنشی است که طی آن الکتریسیته و آب تولید می‌شود[23]:

$$\text{CH}_4 + \text{H}_2\text{O} \rightarrow \text{CO} + 3\text{H}_2 \quad (6)$$

$$\text{CO} + \text{H}_2\text{O} \rightarrow \text{CO}_2 + \text{H}_2 \quad (7)$$

$$\text{H}_2 + \frac{1}{2}\text{O}_2 \rightarrow \text{H}_2\text{O} \quad (8)$$

واکنش کلی در پیل سوختی اکسید جامد را می‌توان حاصل جمع سه واکنش قبل دانست و به صورت رابطه (9) نشان داد[23].

$$\text{CH}_4 + 2\text{O}_2 \rightarrow \text{CO}_2 + 2\text{H}_2\text{O} \quad (9)$$

تحلیل‌های مولی، حرارتی و ثوابت تعادلی واکنش‌ها را می‌توان در [24,9,7] مشاهده کرد. توان تولیدی در هر سلول از پیل سوختی را می‌توان با استفاده از رابطه‌ی (10) محاسبه کرد[7].

$$W_{\text{cell}} = V_{\text{cell}}\, i\, A_{\text{cell}} \quad (10)$$

در رابطه‌ی (10)، $V_{\text{cell}}$ ولتاژ واقعی هر سلول است که به‌طورکلی از رابطه‌ی (11) محاسبه خواهد شد.

$$V_{\text{cell}} = E_{\text{r}} - (\Delta V_{\text{act}} + \Delta V_{\text{conc}} + \Delta V_{\text{ohm}}) \quad (11)$$

$$E_{\text{r}} = \frac{-\Delta G^{o}}{2F} + \frac{RT}{2F}\ln\left(\frac{P_{\text{H}_2}{P_{\text{O}_2}}^{1/2}}{P_{\text{H}_2\text{O}}}\right) \quad (12)$$

در روابط بالا $E_r$ همان ولتاژ نرنست یا ولتاژ ماکزیمم پیل سوختی است. $F$ ضریب فارادی، $i$ چگالی جریان و $\Delta V_{\text{act}}, \Delta V_{\text{conc}}, \Delta V_{\text{ohm}}$ به ترتیب افت ولتاژ اهمی، غلظتی و فعال‌سازی می‌باشند. چگونگی محاسبه افت ولتاژها در [24,9] آمده است. با توجه به رابطه (1) می‌توان تخریب اگزرژی در پیل سوختی اکسید جامد را به صورت رابطه (13) به دست آورد[7] .

$$E_{\text{D.sofc}} = -\dot{Q}_{\text{l.sofc}}\left(1 - \frac{T_{\text{o}}}{T_{\text{sofc}}}\right) - \dot{W}_{\text{sofc}} + (\dot{E}_2 + \dot{E}_5) - \dot{E}_6 \quad (13)$$

**3-1-2- کمپرسور**

در دو کمپرسور هوا و سوخت، دمای خروجی و توان مصرفی با استفاده از روابط (14) و (15) به دست خواهد آمد[7].

$$T_{2.4} = T_{1.3} + \frac{T_{1.3}}{\eta_{\text{c}}}\left(r_{\text{p.c}}^{\frac{\text{k}-1}{\text{k}}} - 1\right) \quad (14)$$

$$\dot{W}_{\text{C}} = \dot{m}_{1,3}(h_{2,4} - h_{1,3}) \quad (15)$$

در روابط بالا، $\eta_{\text{c}}$ بازده آیزنتروپیک کمپرسور و $r_{\text{p}}$ نسبت فشار می‌باشد. تخریب اگزرژی در کمپرسورهای هوا و سوخت را می‌توان به ترتیب از روابط (16) و (17) محاسبه کرد[8].

$$\dot{E}_{\text{D.AC}} = \dot{E}_3 - \dot{E}_4 + \dot{W}_{\text{AC}} \quad (16)$$

$$\dot{E}_{\text{D.FC}} = \dot{E}_1 - \dot{E}_2 + \dot{W}_{\text{FC}} \quad (17)$$

**3-1-3- محفظه‌ی احتراق**

جهت محاسبه‌ی دمای ورودی به توربین گازی ( دمای خروجی از محفظه‌ی احتراق) قانون اول در محفظه‌ی احتراق عبارت است از[7].

$$\sum_{i} \dot{n}_{\text{i}}\, h_{\text{i}} = \sum_{e} \dot{n}_{\text{e}}\, h_{\text{e}} + \dot{Q}_{\text{l,cc}} \quad (18)$$

$$\dot{Q}_{\text{l.cc}} = \dot{m}_{\text{f}}(1 - U_{\text{f}}) \cdot (1 - \eta_{\text{cc}}) \cdot LHV_{\text{f}} \quad (19)$$

در معادلات بالا، $\dot{Q}_{\text{l,CC}}$ مقدار حرارت اتلافی از محفظه‌ی احتراق، $U_{\text{f}}$ فاکتور مصرف سوخت، $\dot{m}_{\text{f}}$ جرم سوخت مصرفی، $\eta_{\text{CC}}$ راندمان محفظه‌ی احتراق و $LHV_{\text{f}}$ ارزش حرارتی پایین سوخت می‌باشند. تخریب اگزرژی در محفظه‌ی احتراق برابر است با[7] :

$$\dot{E}_{\text{D.cc}} = -\dot{Q}_{\text{l.cc}}\left(1 - \frac{T_{\text{o}}}{T_{\text{cc}}}\right) + \dot{E}_6 - \dot{E}_7 \quad (20)$$

**3-1-4- توربین گازی**

معادلات حاکم بر توربین گازی، شامل محاسبه‌ی دمای خروجی و توان تولیدی به ترتیب از روابط (21) و (22) به دست خواهد آمد[11].

$$T_8 = T_7 + \eta_{\text{GT}}.T_7\left[\left(\frac{P_8}{P_7}\right)^{\frac{\text{k}_{\text{g}}-1}{\text{k}_{\text{g}}}} - 1\right] \quad (21)$$

$$\dot{W}_{\text{GT}} = \dot{m}_7(h_7 - h_8) \quad (22)$$

$\eta_{\text{GT}}$ بازده آیزنتروپیک توربین گازی است. برای محاسبه‌ی بازگشت‌ناپذیری در توربین گازی از رابطه‌ی (23) استفاده می‌شود[8].

$$\dot{E}_{\text{D.GT}} = \dot{E}_7 - \dot{E}_8 - \dot{W}_{\text{GT}} \quad (23)$$

**3-1-5- مبدل حرارتی**

مبدل حرارتی که برای استفاده از گرمای خروجی توربین جهت تبخیر آب استفاده شده است، متشکل از یک اواپراتور و یک صرفه‌جو می‌باشد. اصولاً طراحی مبدل‌ها بر اساس نقطه‌ی پینچ است. مقدار انتقال حرارت در مبدل را می‌توان از روابط ارائه شده در [25,15,12,8]محاسبه کرد. پس از محاسبه‌ی انتقال حرارت، می‌توان رابطه‌ی (24) را برای محاسبه‌ی بازگشت‌ناپذیری‌ها ارائه کرد[8].

$$\dot{E}_{\text{D.HRSG}} = (\dot{E}_9 + \dot{E}_{11}) - (\dot{E}_{10} + \dot{E}_{12}) \quad (24)$$

**3-1-6- پمپ**

کار مورد نیاز پمپ از رابطه‌ی (25) محاسبه می‌شود[23].

$$\dot{W}_{\text{pump}} = \frac{\dot{m}_{\text{w}} \cdot \Delta P}{\rho_{\text{w}} \cdot \eta_{\text{pump}}} \quad (25)$$

که در آن $\dot{m}_{\text{w}}$، $\Delta P$ و $\eta_{\text{pump}}$ به ترتیب نرخ جریان جرمی آب ، اختلاف فشار در دو سر پمپ و بازده آیزنتروپیک پمپ می‌باشند. تخریب اگزرژی در پمپ‌ها از رابطه‌ی (26) به دست خواهد آمد[7].

$$\dot{E}_{\text{D.pumps}} = (\dot{E}_{15} + \dot{E}_{18}) - (\dot{E}_{16} + \dot{E}_{19}) + \dot{W}_{\text{pump}} \quad (26)$$

**3-1-7- آب‌شیرین‌کن حرارتی چندمرحله‌ای**

تحلیل ترمودینامیکی برای محاسبه مقدار آب شیرین تولیدی، بخار اشباع مورد نیاز، سطوح انتقال حرارت و ضریب عملکرد در [26,15] موجود است. برای محاسبه‌ی بازگشت‌ناپذیری‌ها ابتدا باید اگزرژی آب دریا محاسبه شود. برای محاسبه اگزرژی آب دریا لازم است که انتالپی و انتروپی مخصوص آن محاسبه شود. روابط (27) و (28) به ترتیب برای محاسبه‌ی انتالپی و انتروپی ارائه شده است [27].

$$h = m_{\text{f.s}}h_{\text{s}} + m_{\text{f.w}}h_{\text{w}} \quad (27)$$

$$s = m_{\text{f.s}}s_{\text{s}} + m_{\text{f.w}}s_{\text{w}} \quad (28)$$

در رابطه‌ی بالا $m_{\text{f,s}}, m_{\text{f,w}}$ به ترتیب جرم آب و نمک در آب دریا می‌باشد. پس از محاسبه انتالپی و انتروپی مخصوص، می‌توان رابطه‌ی (29) را برای تخریب اگزرژی در آب‌شیرین‌کن ارائه کرد [8].

$$\dot{E}_{\text{D.MED-TVC}} = (\dot{E}_{15} + \dot{E}_{12}) - (\dot{E}_{14} + \dot{E}_{17} + \dot{E}_{19} + \dot{E}_{20}) + \dot{W}_{\text{pump}} \quad (29)$$

**3-1-8- بازده اگزرژی و حرارتی**

بازده اگزرژی کلی سیستم را می‌توان از رابطه‌ی (30) محاسبه کرد [8].

$$\psi_{\text{total}} = \frac{\dot{W}_{\text{net}} + (\dot{E}_{17} + \dot{E}_{18} + \dot{E}_{20} - \dot{E}_{16})}{\dot{m}_{\text{f}}e_{\text{f}}^{\text{CH}}} = 1 - \left(\frac{\dot{E}_{\text{D.total}}}{\dot{m}_{\text{f}}e_{\text{f}}^{\text{CH}}}\right) \quad (30)$$

همچنین بازده حرارتی سیستم را می‌توان با استفاده از رابطه‌ی (31) زیر به دست آورد [7].

$$\eta_{\text{th}} = \frac{\dot{W}_{\text{net}} + Q_{\text{HRSG}}}{\dot{m}_{\text{f}} \cdot LHV_{\text{f}}} \quad (31)$$

از طرفی توان کلی سیستم برابر است با [7]:

$$\dot{W}_{\text{net}} = \dot{W}_{\text{sofc}} + \dot{W}_{\text{GT}} - \dot{W}_{\text{AC}} - \dot{W}_{\text{FC}} - \dot{W}_{\text{pumps}} \quad (32)$$

در روابط بالا $Q_{\text{HRSG}}$ انتقال حرارت مبدل حرارتی و $e_{\text{f}}^{\text{CH}}$ اگزرژی مخصوص سوخت هستند.

## 3-2- تحلیل اقتصادی

برای مدل‌سازی اقتصادی مسئله باید میزان هزینه‌ها و درآمد سیستم مشخص گردد. هزینه‌ی کلی سالانه شامل هزینه‌های سرمایه‌گذاری، هزینه‌ی عملیاتی و هزینه‌ی تعمیر و نگهداری می‌شود. بنابراین:

$$TAC = \dot{C}_{\text{investment cost}} + \dot{C}_{\text{operation \& maintenance}} \quad (33)$$

باید توجه داشت که هزینه‌های سرمایه‌گذاری به هزینه‌های ساخت و راه‌اندازی اشاره دارد و شامل هزینه‌های مستقیم و غیرمستقیم می‌گردد[28].

$$C_{\text{investment cost}} = C_{\text{direct}} + C_{\text{indirect}} \quad (34)$$

هزینه‌های مستقیم خود از هزینه‌های تجهیزات، توسعه‌ی پروژه و زمین

محل احداث تشکیل‌شده است. در نتیجه به‌صورت رابطه‌ی زیر نمایش داده می‌شود[29]:

$$C_{\text{direct}} = C_{\text{equipment}} + C_{\text{site development}} + C_{\text{land}} \quad (35)$$

هزینه‌ی تجهیزات شامل هزینه‌ی سیکل گازی (کمپرسورها، توربین‌ها، محفظه‌ی احتراق)، مبدل‌های حرارتی، پیل سوختی اکسید جامد و واحد آب‌شیرین‌کن می‌شود. به‌طورکلی هزینه‌ی تجهیزات با توجه به جدول 1 محاسبه می‌شوند. اصولاً هزینه‌ی توسعه‌ی پروژه نیز به‌صورت ضریبی از هزینه‌ی تجهیزات تخمین زده خواهد شد و معمولاً 0.2 در نظر گرفته می‌شود.

$$C_{\text{Site development}} = 0.2\, C_{\text{equipment}} \quad (36)$$

هزینه‌های غیرمستقیم نیز شامل هزینه‌های حمل‌ونقل، هزینه‌های سربار ساخت‌وساز و هزینه‌های احتمالی دیگر مالک می‌شود[22].

طبق رابطه‌ی (37) هزینه‌های تعمیر و نگهداری شامل درصدی از هزینه‌های سرمایه‌گذاری می‌شود. همچنین هزینه‌های عملیاتی هزینه‌ی سوخت مصرفی در پیل سوختی اکسیدجامد و سیکل توربین گازی و الکتریسیته‌ی مصرفی در آب‌شیرین‌کن را در برمی‌گیرد که به ترتیب از روابط (38) و (39) استخراج می‌گردند[30].

هزینه‌ی تعمیر و نگهداری:

$$\dot{C}_{\text{M}} = \beta\, \dot{C}_{\text{investment}} \quad (37)$$

به‌طورمعمول $\beta$، 0.05 در نظر گرفته می‌شود.

هزینه‌ی سوخت :

$$\dot{C}_{\text{f}} = c_{\text{f}} \cdot LHV \cdot \dot{m}_{\text{f}} \cdot Y \cdot 24 \quad (38)$$

هزینه‌ی الکتریسیته :

$$\dot{C}_{\text{el}} = c_{\text{el}} \cdot \dot{W}_{\text{pumps}} \cdot Y \cdot 24 \quad (39)$$

در معادلات بالا، $Y$ ساعات عملکرد سیستم در سال است.

درآمد در این سیستم ناشی از فروش الکتریسیته و آب شیرین تولیدی می‌باشد. لذا برای محاسبه‌ی درآمد کل از رابطه‌ی (40) استفاده می‌شود[30].

$$TR = \left(c_{\text{el}} \cdot \dot{W}_{\text{net}} \cdot Y \cdot 24\right) + \left(c_{\text{w}} \cdot \dot{m}_{\text{dis}} \cdot Y \cdot 24\right) \quad (40)$$

همچنین هزینه‌ی تولید الکتریسیته از رابطه ی (41) محاسبه می‌شود.

$$c = \frac{C_{\text{total}}}{W_{\text{net}}} \quad (41)$$

**جدول 1** توابع محاسبه‌ی هزینه‌ی تجهیزات[15,8]

**Table1** The cost functions of various equipments

| تجهیزات | تابع محاسبه‌ی هزینه |
|---|---|
| کمپرسور | $91562\left(\frac{\dot{W}_{\text{c}}}{445}\right)^{0.67}$ |
| توربین | $\dot{W}_{\text{GT}}(1318.5 - 98.328\ln\dot{W}_{\text{GT}})$ |
| محفظه‌ی احتراق | $\frac{46.08\dot{m}_6}{0.995 - \frac{P_7}{P_6}}(1 + \exp(0.018T_7 - 26.4))$ |
| ژنراتور | $26.8\dot{W}_{\text{GT}}$ |
| پیش گرم‌کن | $2290(A_{\text{rec}})^{0.6}$ |
| پیل سوختی | $\text{A}_{\text{sofc}}(2.96\text{T}_{\text{sofc}} - 1907)$ |
| مبدل الکتریکی | $10^5\left(\frac{\dot{W}_{\text{sofc,dc}}}{500}\right)^{0.7}$ |
| تجهیزات کمکی پیل | $0.1C_{\text{sofc}}$ |
| پمپ | $705.48\dot{W}_{\text{pump}}{}^{0.71}\left(1 + \frac{0.2}{1 - \eta_{\text{pump}}}\right)$ |
| مبدل حرارتی | $6570\left[\left(\frac{\dot{Q}}{\Delta T_{\text{LMTD}}}\right)^{0.8}\right] + 21276 + 1184.4\,\dot{m}_{\text{g}}{}^{1.2}$ |
| آب‌شیرین‌کن حرارتی | $201.67 \cdot Q \cdot \Delta T_{\text{LMTD}} \cdot dp_{\text{t}}^{0.15} \cdot dp_{\text{s}}^{-0.15}$ |

### 3-3- تحلیل قابلیت اطمینان

قابلیت اطمینان یک سیستم، احتمال عملکرد رضایت‌بخش آن سیستم تحت شرایط کار مشخص برای مدت‌زمان معین، می‌باشد. تعیین معیار عملکرد رضایت‌بخش، خود یک مسئله‌ی مهندسی است. شاخص کلاسیک قابلیت اطمینان همان عدم وقوع ازکارافتادگی می‌باشد. قابلیت اطمینان از دو روش اصلی و مهم می‌تواند تحت بهسازی قرار گیرد. روش اول به کیفیت مربوط بوده و روش دوم کاربرد اجزای مازاد است. در روش اول علاوه بر مواد و اجزاء فیزیکی، کیفیت ساخت، آزمایش، حمل‌ونقل، کالیبراسیون و بهره‌برداری بسیار اهمیت دارد. در این روش نمی‌توان از نقش پررنگ نیروی انسانی صرف نظر کرد. کمّی کردن آن همواره با دشواری‌های فراوانی روبه‌رو بوده است. روش دوم یا همان استفاده از اجزای مازاد، به‌منظور پشتیبانی از اجزای ازکارافتاده می‌باشد تا با جایگزینی سریع از کارافتادن کل سیستم جلوگیری شود[31].

#### 3-3-1- کاربرد توزیع احتمال در قابلیت اطمینان

همواره تابع توزیع فراوانی تجمعی با افزایش متغیر اتفاقی از کوچک‌ترین مقدار ممکن تا بزرگ‌ترین مقدار ممکن از صفر تا یک افزایش می‌یابد. متغیر اتفاقی برای ارزیابی قابلیت اطمینان اصولاً زمان در نظر گرفته می‌شود. در زمان صفر برای یک قطعه یا سیستم سالم، احتمال شکست صفر است[32].

با افزایش زمان به سمت بی‌نهایت احتمال ازکارافتادن سیستم به سمت یک میل می‌کند. این بدین معنی است که در صورت کار تا زمان طولانی قطعاً اجزای سیستم از کار خواهد افتاد. در ارزیابی قابلیت اطمینان تابع توزیع فراوانی تجمعی (تابع توزیع فراوانی از کارافتادن) به‌صورت Q(t) نشان داده می‌شود. باید توجه داشت تابع چگالی احتمال همان مشتق تابع توزیع فراوانی تجمعی برای یک متغیر پیوسته است. لذا می‌توان رابطه (42) را نوشت [31]:

$$f(t) = \frac{dQ(t)}{dt} \quad (42)$$

ازآنجایی‌که مساحت زیر منحنی تابع چگالی احتمال از زمان صفر تا بی‌نهایت برابر با یک می‌باشد، قابلیت اطمینان از رابطه‌ی (43) محاسبه می‌گردد[31].

$$R(t) = \int_t^{\infty} f(t)dt \quad (43)$$

مفهوم دیگری که در ارزیابی قابلیت اطمینان در نظر گرفته می‌شود، آهنگ وقوع خطر نام دارد و آن را با نماد $\lambda(t)$ نشان می‌دهند. مفهوم آهنگ وقوع خطر به‌صورت "نسبت تعداد ازکارافتادگی در واحد زمان به تعداد عضوهای در معرض از کارافتادن" بیان می‌شود. آهنگ وقوع خطر از رابطه‌ی (44) به دست می‌آید[33].

$$\lambda(t) = \frac{f(t)}{R(t)} = -\frac{1}{R(t)}\frac{dR(t)}{dt} \quad (44)$$

پارامتر دیگر در تحلیل قابلیت اطمینان آهنگ تعمیر اجزای سیستم است که با $\mu$ نمایش می‌دهند. اصولاً برای ارزیابی قابلیت اطمینان از تابع توزیع نمایی استفاده می‌شود. اما می‌توان از توابع توزیع دیگری نظیر ویبال، گاما، ریلای، پواسون، نرمال و نرمال لگاریتمی استفاده کرد. مفهوم دیگری که در تحلیل قابلیت اطمینان اهمیت دارد مدت‌زمان میانگین تا ازکارافتادن است که با $MTTF$ نشان داده می‌شود و از رابطه‌ی (45) محاسبه می‌شود[33].

$$MTTF = \int_0^{\infty} R(t)dt \quad (45)$$

برای تابع توزیع نمایی مدت زمان میانگین تا ازکارافتادن به صورت زیر در-می‌آید[21]:

**جدول 2** داده‌های مورد نیاز برای تحلیل ترمودینامیکی

**Table 2** The required parameters for the thermodynamic evaluation

| سیکل گازی | | آب‌شیرین‌کن حرارتی | | پیل سوختی اکسید جامد | |
|---|---|---|---|---|---|
| پارامتر | مقدار | پارامتر | مقدار | پارامتر | مقدار |
| دمای هوای محیط($^oC$) | 25 | ظرفیت ($m^3/day$) | 4500 | دمای سوخت ورودی($^oC$) | 25 |
| نسبت تراکم کمپرسور | 20 | تعداد مراحل | 5 | فاکتور مصرف سوخت | 0.85 |
| نسبت فشار توربین | 19 | دمای آب دریا($^oC$) | 35 | تعداد سلول‌های پیل سوختی | 152617 |
| جرم جریان سوخت ورودی(kg/s) | 1.45 | دمای شورابه خروجی($^oC$) | 42 | مساحت هر سلول پیل سوختی($m^2$) | 0.0496 |
| جرم جریان هوای ورودی(kg/s) | 89 | بیشترین دمای آب‌شور($^oC$) | 63 | چگالی جریان گذرا از پیل سوختی($A/m^2$) | 3500 |
| دمای هوای ورودی($^oC$) | 35 | غلظت نمک آب دریا(ppm) | 45500 | دمای عملکرد پیل سوختی(K) | 1270 |
| دمای سوخت ورودی($^oC$) | 15 | غلظت نمک در خروجی(ppm) | 65500 | سوخت مصرفی | گاز طبیعی |
| بازده آیزنتروپیک کمپرسور | 0.82 | | | ارزش حرارتی سوخت(kJ/kg) | 45100 |
| بازده آیزنتروپیک توربین | 0.81 | | | اگزرژی شیمیایی مخصوص(kJ/kg) | 46700 |
| دمای ورودی به توربین($^oC$) | 1240 | | | | |
| اتلاف حرارتی م. احتراق | 2% | | | | |

$$MTTF = \frac{1}{\lambda} \tag{46}$$

**3-3-2- روش زنجیره‌ی مارکوف**

روش مارکوف برای مدل‌سازی رفتار اتفاقی سیستم‌هایی قابل‌استفاده است که به‌طور پیوسته و یا ناپیوسته نسبت به زمان و یا در فضای حالت در تغییرند. هم‌چنین رفتار سیستم‌های مذکور باید نمایانگر فقدان حافظه باشد. به‌طور واضح‌تر اینکه مفاهیمی نظیر نرخ خرابی و نرخ تعمیر در سیستم مستقل از زمان بوده و تحلیل برحسب توزیع نمایی باشد. در غیر این صورت فرایندها را غیرمارکوفی گویند. یکی از روش‌های تحلیل توسط زنجیره‌ی مارکوف، روش فضای حالت است. به‌منظور تسهیل در تحلیل فرایندهای پیوسته و ناپیوسته مارکوف از نمودار فضای حالت استفاده می‌شود و در آن همه‌ی حالت‌های ممکن برای سیستم و طرق تغییر هر حالت همراه با آهنگ تغییر آن ارائه می‌شود. باید توجه داشت که اگر تعداد عضوهای سیستم n باشد، فضای حالت سیستم شامل $2^n$ عضو خواهدبود[31].

ماتریس سطری احتمال وقوع حالات را با $P(t)$ نشان می‌دهند. هر درایه این ماتریس احتمال وقوع یک حالت را نشان می‌دهد. برای محاسبه‌ی وقوع هر حالت باید معادله‌ی (47) حل شود[21].

$$P(t) = P(t) \times M \tag{47}$$

در معادله‌ی (47)، $M$ ماتریس احتمالات تغییر حالت اتفاقی نام دارد که درایه‌های آن بیانگر رابطه‌ای بین اعضای فضای حالت است.

## 4- روش تحقیق

در این تحقیق چند هدف مدنظر است. هدف نخست تحلیل انرژی و اگزرژی سیستم مورد مطالعه می‌باشد. هدف بعدی تحلیل اقتصادی سیستم و محاسبه هزینه ها و درآمدها و هدف سوم هم محاسبه‌ی قابلیت اطمینان و دسترس پذیری سیستم و اثرگذاری آن بر نتایج تحلیل است.

جهت تحلیل ترمودینامیکی مسئله یک برنامه رایانه‌ای در نرم‌افزار EES نوشته‌شده است. نرم‌افزار مذکور یک نرم‌افزار قدرتمند برای حل انواع مسائل دشوار خطی و غیرخطی است که قابلیت حل هم‌زمان معادلات فراوانی را دارد. همچنین برای تحلیل قابلیت قابلیت اطمینان از نرم‌افزار متلب استفاده شده است.

مقادیر پا رامترهای اولیه جهت تحلیل ترمودینامیکی سیستم در جدول 2 آمده است. پارامترهای مربوط به سیکل گازی و آب‌شیرین‌کن حرارتی مربوط به نیروگاه حرارتی قشم می‌باشد. همچنین به تناسب پیل سوختی اکسید جامد به نحوی انتخاب‌شده است که بتواند با سیکل گازی موجود ترکیب شود. در جدول 3، مقادیر مورد نیاز برای تحلیل‌های اقتصادی مشاهده می‌شود.

به منظور تحلیل قابلیت اطمینان ابتدا باید دیاگرام مارکوف سیستم که دارای 4 جزء اصلی 1: پیل سوختی اکسیدجامد، 2: توربین گازی، 3: مبدل حرارتی و 4: آب‌شیرین‌کن حرارتی چند اثرِ می‌باشد را استخراج کرد. همان‌طور که پیش‌تر ذکر شد، دیاگرام فضای حالت مارکوف این سیستم 16 حالت خواهد داشت و در شکل 2 مشاهده می‌شود. در دیاگرام مارکوف U نشان دهنده‌ی در دسترس بودن و سلامت جزء مد نظر است. متقابلاً D نیز نشان‌دهنده‌ی خرابی و ازکارافتادن می‌باشد. ماتریس انتقال مربوط به این دیاگرام مارکوف نیز در پیوست قابل مشاهده است. همچنین آهنگ تعمیر و خرابی هریک از اجزای اصلی را می‌توان در جدول 4 مشاهده کرد.

## 5- صحت سنجی

پس از پیاده سازی مدل ترمودینامیکی سیکل مورد مطالعه، باید به گونه‌ای از صحت مدل ارائه و پیاده شده اطمینان حاصل کرد. به دلیل آنکه سیکل مورد مطالعه متشکل از دو جز اساسی پیل سوختی اکسید جامد و آب شیرین کن حرارتی MED-TVC می‌باشد، باید با مقایسه مدل ترمودینامیکی پیاده شده این دو جزء با مقالات مرجع، عملکرد آن را ارزیابی کرد.

**جدول3** داده‌های مورد نیاز برای تحلیل اقتصادی

**Table 3** The required parameters for the economic evaluation

| پارامتر | مقدار |
|---|---|
| قیمت سوخت($/m3) | 0.03 |
| زمان کارکرد سالانه(hour) | 4000 |
| طول عمر پروژه با توجه به زمان کارکرد(year) | 10 |
| تعداد نیروی کار (person) | 35 |
| حقوق ماهیانه هر کارگر($) | 1000 |
| قیمت برق تولیدی($/kwh) | 0.03 |
| قیمت آب شیرین تولیدی($/m3) | 0.04 |
| مالیات (%) | 10 |
| نرخ بهره | 0.013 |

ارزیابی کلی عملکرد پیل سوختی اکسید جامد در ارزیابی چند مشخصه مهم ولتاژ، افت ولتاژ و توان خلاصه می‌شود. برای صحت‌سنجی مدل و شبیه سازی، سه مشخصه فوق مورد مقایسه با نتایج[34] قرار گرفت و تطابق خوبی مشاهده گردید. در اینجا، نتایج مقایسه افت ولتاژ کلی که نقش اساسی در تحلیل نهایی مسئله ایفا می‌کنند ارائه می‌گردد. لذا برای صحت سنجی مدل موجود، با استفاده از مقادیر ورودی مقاله مرجع، تغییرات افت ولتاژ بر حسب چگالی جریان در دمای 1273 کلوین با نتایج[34] مقایسه شده است که در شکل 3 قابل مشاهده است. پیل سوختی مدل شده در مقاله مرجع، مشابه پیل سوختی مورد مطالعه بوده و از نوع اکسیدجامد رفرمینگ داخلی می‌باشد.

همان‌گونه که در تصاویر مشاهده می‌شود، اختلاف اندکی میان نتایج مدل موجود و مدل[34] وجود دارد. که عموما این اختلافات از تفاوت های جزئی در ثوابت افت ولتاژ اهمی، افت ولتاژ غلظتی و یا ضرایب ثابت تعادلی واکنش نشات می‌گیرد. همچنین دلیل آن می‌تواند تفاوت در فرضیات خاص و نه اصلی حل مسئله، روش حل و یا ابزار حل باشد.

جزء پر اهمیت بعدی نیز MED-TVC می‌باشد. برای بررسی صحت و سقم مدل پیاده شده آب شیرین کن حرارتی کافیست اطلاعات دمایی مراحل و PR آن در شرایط برابر با ورودی های مقاله مرجع[35] محاسبه شده و با نتایج آن مقاله [35] مقایسه شود. همان‌طور که در جداول 5 و 6 مشاهده می‌شود نتایج حاصل از مدل موجود بسیار نزدیک به نتایج مدل مقاله مرجع [35] می‌باشد. همان‌طور که مشاهده می‌کنید میزان خطا به طور میانگین 0.35 درصد محاسبه شده است.

## 6- نتایج

در این بخش با توجه به مقادیر ورودی مشخص شده، حل عددی صورت پذیرفته و نتایج آن در جدول 7 آورده شده است. از مهم‌ترین نتایج موجود می‌توان به راندمان حرارتی و اگزرژی سیکل، توان تولیدی و مجموع هزینه‌ها اشاره کرد. همان‌طور که مشاهده می‌شود توان تولیدی توسط سیکل گازی و پیل سوختی اکسید جامد به ترتیب 17MW و 22.2MW می‌باشند. پیش‌تر بیان شد برای تحلیل مسئله از مقادیر ورودی نیروگاه آب‌شیرین‌کن حرارتی قشم که متشکل از سیکل گازی و آب شیرین‌کن حرارتی MED-TVC می‌باشد استفاده شده است. با توجه به مقادیر واقعی موجود می‌توان نتیجه گرفت که با اضافه کردن پیل سوختی به سیستم قشم، میزان توان کل از 25MW برای سیکل حرارتی قشم به 39.2MW رسیده است. همچنین افزایش واحد اکسیدجامد به سیکل پایه (قشم)، باعث شده است، راندمان حرارتی و اگزرژی تا حد 0.6 و 0.57 افزایش یابد. پس از محاسبه‌ی مشخصه های مهم سیکل متشکل از راندمان‌ها و هزینه‌های تولید الکتریسیته و آب، باید بررسی کرد چه تغییراتی نسبت به حالت اولیه رخ داده است. همان‌طور که در شکل 4 مشاهده می‌شود راندمان‌های حرارتی و اگزرژی بهبود نسبتا چشمگیری داشته است. همچنین طبیعتا به دلیل اضافه کردن واحد پیل سوختی با دلیل هزینه‌ی نسبتا زیاد، هزینه‌ی تولید الکتریسیته و آب شیرین افزایش خواهد یافت. میزان دقیق تغییرات به وضوح در شکل 4 قابل مشاهده است.

همان‌طور که در شکل 5 مشاهده می‌شود، دلیل اصلی افزایش راندمان اگزرژی سیکل بهبود یافته با پیل سوختی، کاهش چشم گیر تخریب اگزرژی کل می‌باشد. با توجه به شکل 5، می‌توان نتیجه گرفت، با وجود اینکه اضافه کردن پیل سوختی خود با افزایش تخریب اگزرژی همراه است، اما به شدت تخریب اگزرژی در محفظه‌ی احتراق را کاهش می‌دهد.

**جدول 4** آهنگ تعمیر و خرابی اجزای اصلی سیستم [21, 36]

**Table 4** Failure and repair rates of main components

| تجهیزات | نرخ تعمیر (r /day) | نرخ خرابی (f /day) |
|---|---|---|
| پیل سوختی اکسید جامد | 0.08 | 0.0027 |
| توربین گازی | 0.03 | 0.0033 |
| مبدل بازیاب حرارتی | 0.19 | 0.002 |
| آب‌شیرین‌کن حرارتی | 0.08 | 0.002 |

در جدول 8 پارامترهای اصلی آب‌شیرین‌کن حرارتی نظیر ضریب عملکرد، جرم آب تغذیه، جرم بخار موردنیاز و ... که به‌دست‌آمده را می‌توان مشاهده کرد.

از آنجایی‌که اضافه کردن پیل سوختی اکسیدجامد به سیکل ترکیبی گازی- آب‌شیرین‌کن‌حرارتی باعث بهبود راندمان سیستم شده است، لذا تأثیر دو مشخصه‌ی مهم پیل سوختی که تأثیر بسزایی بر عملکرد آن دارند، مورد بررسی قرار می‌گیرد.

نخستین مشخصه‌ی مهم پیل سوختی، چگالی جریان گذرا از آن خواهد بود. شکل 6 نمایانگر تغییرات بازده اگزرژی و هزینه‌ی تولید الکتریسیته، بر حسب تغییرات چگالی جریان پیل است. همچنین برای بررسی بیشتر به طور هم‌زمان تغییرات دمای عملکرد پیل سوختی نیز بر بازده اعمال شده است. همان‌طور که در شکل 6 مشاهده می‌شود، در اثر افزایش چگالی جریان بازده اگزرژی کل افزایش می‌یابد. این افزایش بازده دائمی نمی‌باشد. با افزایش چگالی جریان ولتاژ سلول پیل سوختی کاهش می‌یابد، اما با توجه به رابطه (10) توان تولیدی افزایش می‌یابد، چراکه ارتباط مستقیم با چگالی جریان دارد. این افزایش توان تا زمانی ادامه می‌یابد که اثر کاهش بیش‌ازحد ولتاژ مشاهده نشده است. لذا با کاهش ولتاژ بیشتر از حد معمول، میزان این کاهش ولتاژ بر تأثیر مستقیم چگالی در تولید توان، غالب می‌شود و نتیجه‌ی آن کاهش توان کلی در ادامه‌ی راه است. تغییرات توان تولیدی نیز طبق رابطه (30) بر بازده اگزرژی اثر مستقیم خواهد داشت. همچنین می‌توان شاهد بود که افزایش دمای عملکرد باعث افزایش بازدهی خواهد شد. دلیل این افزایش بازده، افزایش توان تولیدی برحسب افزایش دما خواهد بود. چراکه افزایش دمای عملکرد پیل باعث کاهش افت ولتاژهای پیل سوختی و در نتیجه افزایش ولتاژ نهایی خواهد شد. از طرف دیگر مشاهده می‌شود که با افزایش دمای عملکرد پیل سوختی، ماکزیمم بازده به سمت راست و چگالی دمای عملکرد پیل سوختی تأثیر بسزایی بر تولید توان کل، بازده اگزرژی و هزینه‌ی الکتریسیته خواهد داشت. مورد دیگری که در پیل سوختی بررسی می‌شود، تأثیر چگالی جریان بر هزینه‌ی تولید الکتریسیته خواهد بود. همان‌طور که در شکل 6 مشاهده می‌شود، با افزایش چگالی جریان هزینه‌ی تولید الکتریسیته کاهش می‌یابد. و با گذر از ناحیه‌ی $7200\ A/m^2$ رفته‌رفته افزایش می‌یابد. در این چگالی جریان، تولید توان، ماکزیمم و همان‌طور که مشاهده شد بازده ماکزیمم می‌شود. و پس‌ازآن تولید توان کاهش خواهد یافت. افزایش چگالی جریان طبق روابط موجود در جدول 1 تأثیر مستقیم بر افزایش هزینه‌ی اولیه، ناشی از مبدل الکتریکی و تجهیزات کمکی پیل سوختی دارد. اما این تأثیر اندازه‌ی چشمگیری نخواهد داشت. لذا با افزایش نسبتاً زیاد توان تولیدی کل و تغییرات ناچیز هزینه‌ی تجهیزات و هزینه‌ی تعمیر و نگهداری، طبق رابطه- (41) هزینه‌ی تولید الکتریسیته کاهش خواهد یافت.

مشخصه‌ی بعدی دمای عملکرد پیل سوختی است که تأثیر بسزایی بر تولید توان کل، بازده اگزرژی و هزینه‌ی الکتریسیته خواهد داشت. در شکل 7

می‌توان اثرگذاری افزایش دمای عملکرد پیل سوختی، بر بازده اگزرژی در چگالی جریان‌های متفاوت و همچنین هزینه‌ی تولید الکتریسیته را مشاهده کرد. همان‌طور که در شکل 7 دیده می‌شود با افزایش دما، بازده اگزرژی افزایش می‌یابد. این افزایش بازدهی به دلیل افزایش تولید توان می‌باشد. ازآنجاکه با افزایش دما افت ولتاژها در پیل کاهش‌یافته و در نتیجه ولتاژ نهایی افزایش می‌یابد، طبق رابطه (10) تولید توان در پیل افزایش می‌یابد.

با افزایش تولید توان نیز بازده اگزرژی افزایش خواهد یافت. در دماهای پایین‌تر شیب افزایش بازده بیشتر خواهد بود. تا جایی که افزایش بازده متوقف شده و نمودار تقریباً ثابت خواهد شد. نکته‌ای که در شکل 7 حائز اهمیت است، این است که هر چه چگالی جریان پیل بیشتر باشد، افزایش

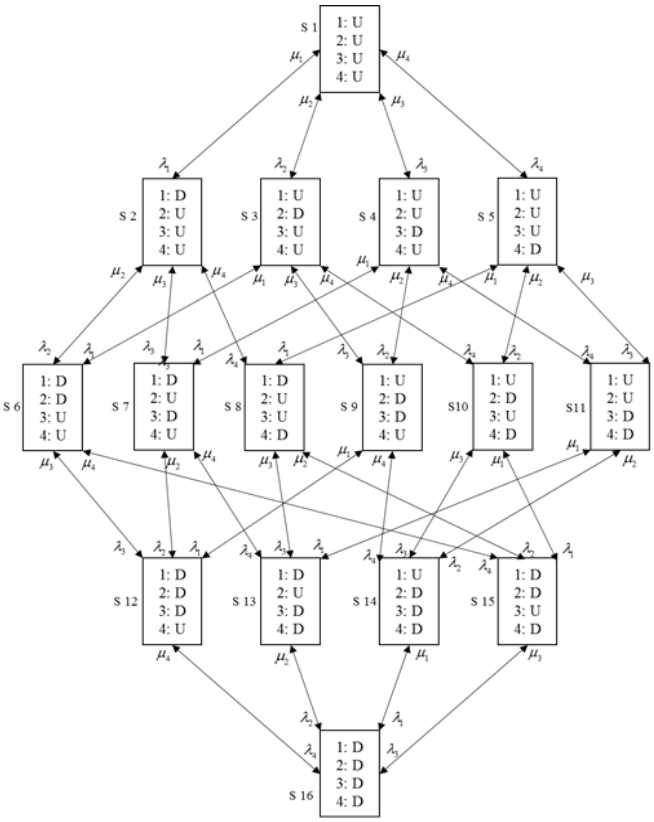

**Fig. 2** Markov diagram of present hybrid system

**شکل 2** دیاگرام مارکوف برای سیستم موردمطالعه

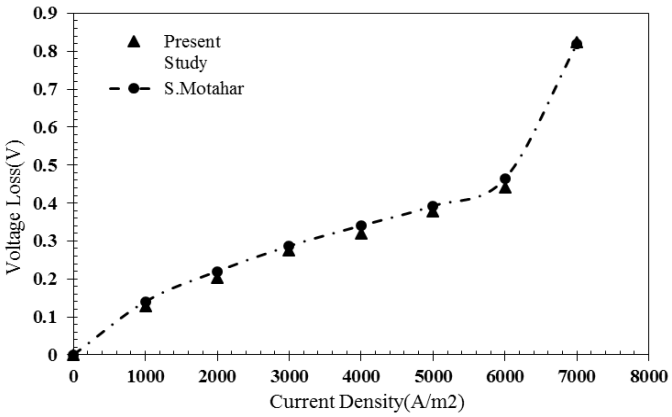


**Fig. 3** Comparison between SOFC voltage loss in presented modeling and values reported in ref [34]

**شکل 3** مقایسه افت ولتاژ در مطالعه موجود و مقاله مرجع[34]

بازدهی چشمگیرتر خواهد بود. در ادامه همان‌طور که در شکل 7 مشاهده می‌شود افزایش دما در پیل سوختی باعث کاهش هزینه‌ی تولید الکتریسیته تا دمای حدود 1300K می‌شود و پس از آن افزایش خواهد یافت. دلیل اصلی آن نیز افزایش توان تولیدی در عین ثبات نسبی هزینه‌های تجهیزات و تعمیر و نگهداری می‌باشد.

با توجه به آهنگ تعمیر و خرابی ارائه‌شده برای چهار جزء اصلی مورد اشاره در جدول 4، و با در نظر گرفتن فضای حالت ترسیم‌شده برای این چهار جزء، احتمال وقوع هریک از حالات با استفاده از رابطه‌ی (47) به دست آمده و در جدول 9 قابل مشاهده است.

با توجه به مقادیر موجود در جدول 9، میزان دسترس‌پذیری سیستم برای حالات مختلف که احتمال وقوع آن‌ها می‌رود، در جدول 10 آمده است. از جدول 10 می‌توان به این نتیجه رسید، همان‌طور که در ابتدای کار بیان

**جدول 5** مقایسه ضریب عملکرد و میزان آب شیرین تولیدی در مقاله مرجع و مدل ارائه شده

**Table 5** Comparison between MED parameters in presented modeling and values reported in ref [35]

| مشخصه | مطالعه موجود | مرجع[35] | خطا(%) |
|---|---|---|---|
| ضریب عملکرد | 8.822 | 8.81 | 0.14 |
| آب‌شیرین تولیدی($m^3$/day) | 24933 | 24999.12 | 0.26 |

**جدول 6** مقایسه دمای مراحل آب شیرین کن در مقاله مرجع و مدل ارائه شده

**Table 6** Comparison between effects temperature in presented modeling and values reported in ref [35]

| مراحل | دما(مطالعه موجود) | دما[35] | خطا(%) |
|---|---|---|---|
| 1 | 67.57 | 67.7 | 0.19 |
| 2 | 64.55 | 64.4 | 0.23 |
| 3 | 61.44 | 61.1 | 0.56 |
| 4 | 58.23 | 57.9 | 0.57 |
| 5 | 54.93 | 54.6 | 0.6 |
| 6 | 51.52 | 51.3 | 0.43 |
| 7 | 47.92 | 48 | 0.17 |

**جدول 7** نتایج به دست آمده از تحلیل عددی ترمودینامیکی و اقتصادی

**Table 7** Results of thermodynamic and economic analysis

| پارامتر | مقدار |
|---|---|
| توان تولیدی سیکل گازی(MW) | 17 |
| بازده اگزرژی | 0.5376 |
| بازده انرژی | 0.6002 |
| توان تولیدی پیل سوختی(MW) | 22.2 |
| هزینه‌ی کلی(M$) | 115.6 |
| درآمد کلی(M$) | 116.7 |
| هزینه‌ی الکتریسیته($/kWh) | 0.0736 |

**جدول 8** پارامترهای محاسبه‌شده آب‌شیرین‌کن حرارتی چندمرحله‌ای

**Table 8** Calculated parameters of MED-TVC

| پارامتر | مقدار |
|---|---|
| ضریب عملکرد | 6.445 |
| جریان جرمی آب تغذیه(kg/s) | 170 |
| جریان جرمی بخار متراکم شده(kg/s) | 11.87 |
| جریان جرمی بخار محرک(kg/s) | 7.99 |
| انتقال حرارت در کندانسور(kw) | 14815 |
| سطح انتقال حرارت کندانسور($m^2$) | 1555 |
| مساحت انتقال حرارت مخصوص($m^2$s/kg) | 329 |

شده است، تولید توان به‌وسیله‌ی پیل سوختی اکسید جامد از قابلیت اطمینان بسیار بالایی برخوردار است. باید توجه داشت قابلیت اطمینان تولید توان پیل سوختی اکسید جامد از جمع احتمالات وقوع حالت هایی به دست می‌آید که جزء اول یعنی همان پیل در حالت U (عملکرد صحیح) باشد. برای محاسبه ی دسترس‌پذیری تولید توان توربین گازی باید پیل و توربین درست عمل کنند یعنی حالاتی که جزء اول و دوم در حالت U باشند.

همچنین تولید آب شیرین صرفا زمانی محقق می‌شود که هر چهار جزء صحیح عمل کنند. یعنی فقط همان حالت اول و برابر با دسترس پذیری کامل سیستم می‌باشد. در ادامه در جدول 11 می‌توان تاثیر دسترس پذیری سیستم بر نتایج تحلیل ترمودینامیکی و اقتصادی را مشاهده نمود. پر واضح است با کاهش دسترس‌پذیری تولید توان کاهش می‌یابد. و همین امر سبب کاهش بازده اگزرژی و انرژی و همچنین افزایش میزان هزینه‌ی تولید الکتریسیته می‌گردد. چرا که تحلیل اولیه‌ی فاقد بررسی قابلیت اطمینان،

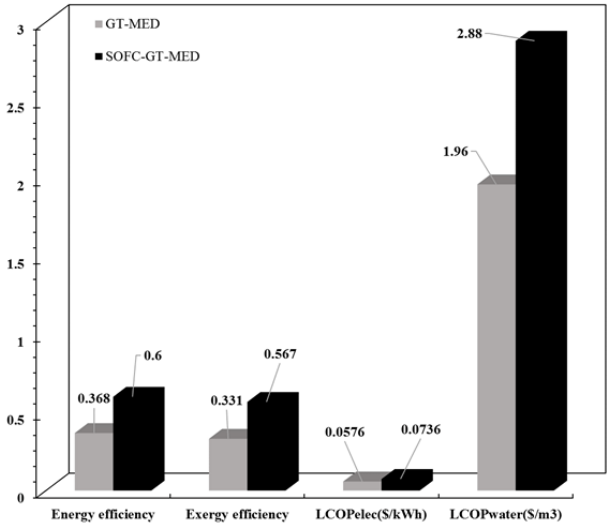


**Fig. 4** Comparison between some important properties in the GT-MED and SOFC-GT-MED hybrid systems

**شکل 4** مقایسه‌ی چند مشخصه‌ی مهم در سیستم های GT-MED و SOFC-GT-MED

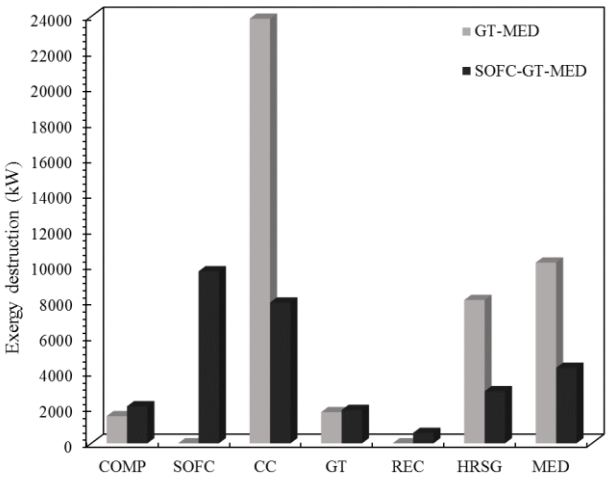


**Fig. 5** Comparison between exergy destruction in the GT-MED and SOFC-GT-MED hybrid systems

**شکل 5** مقایسه‌ی میزان تخریب اگزرژی در سیستم های GT-MED و SOFC-GT-MED

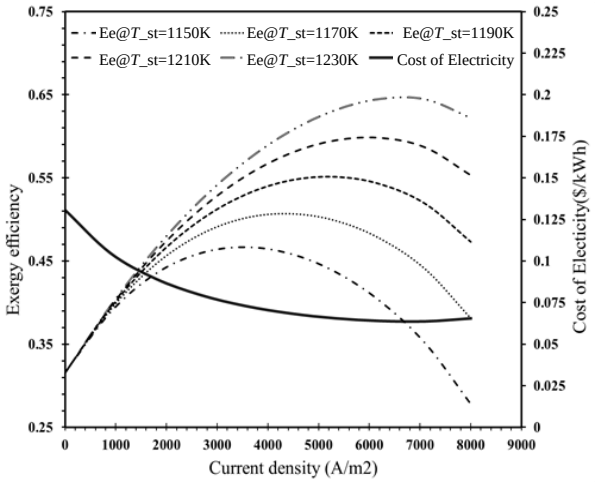


**Fig. 6** Effect of current density changes on: 1) exergy efficiency in different stack temperatures, 2) cost of electricity

**شکل 6** اثر تغییرات چگالی جریان بر: 1) بازده اگزرژی در دماهای عملکردی متفاوت پیل سوختی، 2) هزینه‌ی تولید الکتریسیته

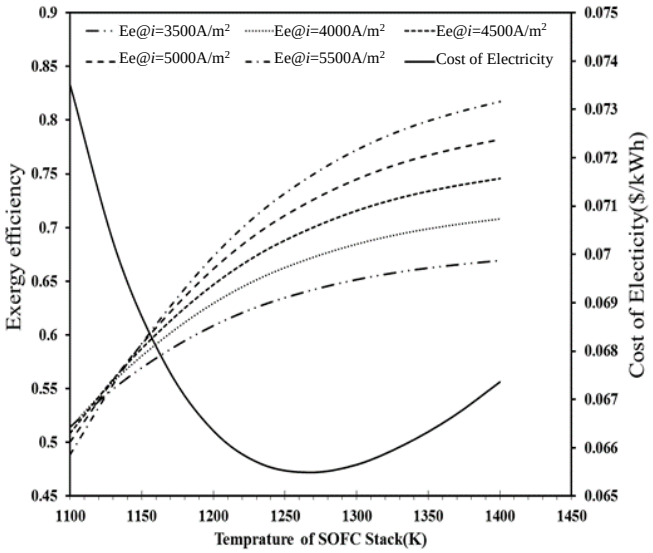


**Fig. 7** Effect of stack temperature changes on: 1) exergy efficiency in different current densities, 2)cost of electricity

**شکل 7** تأثیر تغییرات دمای عملکرد پیل سوختی بر: 1) بازده اگزرژی در چگالی جریان‌های متفاوت، 2) هزینه‌ی تولید الکتریسیته

**جدول 9** احتمال وقوع هر یک از حالات سیستم در دیاگرام مارکوف

**Table 9** Probability of each state in markov state space diagram

| احتمال وقوع | حالت |
|---|---|
| 0.842 | $S_1$ |
| 0.00231 | $S_2$ |
| 0.000221 | $S_3$ |
| 0.0000329 | $S_4$ |
| 0.00000747 | $S_5$ |
| 0.0000244 | $S_6$ |
| 0.0000781 | $S_7$ |
| 0.000000822 | $S_8$ |
| 0.0284 | $S_9$ |
| 0.0926 | $S_{10}$ |
| 0.00886 | $S_{11}$ |
| 0.0210 | $S_{12}$ |
| 0.00312 | $S_{13}$ |
| 0.000299 | $S_{14}$ |
| 0.00071 | $S_{15}$ |
| 0.000974 | $S_{16}$ |

**جدول 10** دسترس‌پذیری سیستم مورد مطالعه در حالات مختلف

**Table 10** Availability of different subsets in studied system

| | |
|---|---|
| دسترس‌پذیری سیستم کامل | 0.842 |
| دسترس‌پذیری توان تولیدی توسط پیل سوختی | 0.972 |
| دسترس‌پذیری توان تولیدی سیکل گازی | 0.851 |
| دسترس‌پذیری تولید آب شیرین | 0.842 |

پاسخ را برای حالت دسترس پذیری کامل سیستم به ما می‌دهد. اما پس از تحلیل قابلیت اطمینانی می‌توان پی برد که دسترس پذیری دقیق سیستم 0.842 بوده و 1 نیست. همچنین در جدول 11، می‌توان مقادیر پارامترها را برای دو حالت ذکر شده‌ی با تحلیل قابلیت اطمینان و بدون آن مقایسه کرد.

## 7- نتیجه‌گیری

در این مقاله، ترکیبی از سیستم‌های توربین گازی، پیل سوختی اکسید جامد و آب‌شیرین‌کن حرارتی ارائه شد. باید توجه داشت که تحلیل اگزرژی و اقتصادی دو تحلیل‌ـــجذاب و مهم است، که بر عملکرد سیکل‌های حرارتی بسیار مؤثر است، لذا مدل اگزرژی و اقتصادی حاکم بر سیستم پیشنهادی، ارائه گردید. سیستم پایه از سیکل آب‌شیرین کن حرارتی نیروگاه قشم استخراج گردید و برای مطالعه‌ی جدید یک واحد پیل سوختی اکسید جامد به آن اضافه شد. پس از تحلیل مدل حاکم بر سیکل جدید، این نتیجه حاصل شد که با اضافه کردن پیل سوختی اکسید جامد به سیکل واقعی موجود می‌توان بازده آن را به‌شدت افزایش داد.

توان تولیدی کل سیستم 39MW و بازده حرارتی و اگزرژی به ترتیب 60% و 57% به دست آمد. همچنین هزینه‌های موجود طی یک دوره‌ی ده‌ساله عملکرد 115.6 M$ و درآمد ناشی از تولید توان و آب شیرین مصرفی 116.7M$ میلیون دلار محاسبه‌شده است. در ادامه در دو نمودار جداگانه مشخصه‌های اصلی نظیر بازده و هزینه‌ی تولید الکتریسیته و همچنین میزان تخریب اگزرژی در سیکل پایه (قشم) و سیکل مورد مطالعه، محاسبه گردید و مورد بررسی قرار گرفت.

همچنین مشاهده شد که با افزایش چگالی جریان در پیل سوختی، بازده اگزرژی ابتدا افزایش سپس کاهش می‌یابد و هزینه‌ی تولید الکتریسیته نیز به طور معکوس ابتدا کاهش و سپس افزایش می‌یابد. همچنین پس از بررسی دمای عملکرد پیل سوختی بر سیکل، نتیجه‌ای که حاصل می‌شود، بیانگر افزایش بازده اگزرژی و کاهش هزینه‌ی تولید الکتریسیته، با افزایش دمای عملکرد پیل سوختی است. موردی دیگری که به آن پرداخته شد محاسبه دسترس پذیری سیستم جدید بود، که 0.842 به دست آمد. به ازای دسترس پذیری محاسبه شده برای سیستم، بازده اگزرژی و انرژی به ترتیب 4.53٪ و 4.92% کاهش یافتند. همچنین هزینه‌ی تولید الکتریسیته 8.8% افزایش یافت.

**جدول 11** نتایج به دست آمده از تحلیل ترمودینامیکی و اقتصادی با احتساب دسترس‌پذیری سیستم و بدون آن

**Table 11** Results of thermodynamic and economic analysis with availability consideration and without that

| پارامتر | با تحلیل دسترس پذیری | بدون تحلیل دسترس پذیری |
|---|---|---|
| توان تولیدی سیکل گازی(MW) | 14.52 | 17 |
| بازده اگزرژی | 0.522 | 0.5673 |
| بازده انرژی | 0.551 | 0.6002 |
| توان تولیدی پیل سوختی(MW) | 21.57 | 22.2 |
| هزینه‌ی کلی(M$) | 115.6 | 115.6 |
| درآمد کلی(M$) | 107.3 | 116.7 |
| هزینه‌ی الکتریسیته($/kwh) | 0.0801 | 0.0736 |

## 8- فهرست علائم

| | |
|---|---|
| $A$ | مساحت ($kgm^{-1}s^{-2}$) |
| $C$ | هزینه($) |
| $E.e$ | اگزرژی |
| Ex | اگزرژی |
| $h$ | انتالپی($kJkg^{-1}$) |
| $i$ | چگالی جریان($Am^{-2}$) |
| $LHV$ | ارزش حرارتی سوخت($kJkg^{-1}$) |
| $\dot{m}$ | جریان جرمی($kgs^{-1}$) |
| $MTTF$ | مدت زمان میانگین تا از کار افتادن |
| $\dot{n}$ | جریان مولی($mols^{-1}$) |
| $P$ | فشار(bar) |
| $Q$ | حرارت(kJ) |
| $r_p$ | نسبت فشار |
| $R$ | ثابت جهانی گازها($\underline{K}^{-1}\ \underline{mol}^{-1}\underline{J}$) |
| $S$ | انتروپی($kJK^{-1}$) |
| $T$ | دما(K) |
| $TAC$ | هزینه‌ی اولیه($) |
| $TR$ | درآمد کل($) |
| $U$ | فاکتور مصرف |
| $V$ | ولتاژ(V) |
| $W$ | توان(kw) |
| $x$ | نسبت مولی |
| $\rho$ | چگالی ($kgm^{-3}$) |
| $\psi$ | بازده اگزرژی |
| $\eta$ | بازده حرارتی |
| $\lambda$ | آهنگ خرابی (failure/day) |
| $\mu$ | آهنگ تعمیر (repair/day) |

بالانویس‌ها

| | |
|---|---|
| CH | شیمیایی |
| PH | فیزیکی |
| CV | حجم کنترل |
| D | تخریب‌شده |
| el | الکتریکی |
| f | سوخت |
| FC | کمپرسور سوخت |
| g | گاز |
| GT | توربین گازی |
| HRSG | مبدل بازیاب حرارتی |
| LMTD | لگاریتمی |
| M | نگهداری |
| net | خالص |

| | |
|---|---|
| ohm | اهمی |
| rec | پیش گرم‌کن |
| th | حرارتی |
| w | آب |

زیرنویس‌ها

| | |
|---|---|
| act | فعال‌سازی |
| AC | کمپرسور هوا |
| c | کمپرسور |
| cc | محفظه‌ی احتراق |
| cell | سلول |

## 9- پیوست

ماتریس احتمالات تغییر حالت اتفاقی برای فضای حالت مارکوف ترسیم شده به صورت زیر در می‌آید.

$$
\begin{bmatrix}
1-(\lambda_1+\lambda_2+\lambda_3+\lambda_4) & \lambda_1 & \lambda_2 & \lambda_3 & \lambda_3 & 0 & 0 & 0

[11] D. F. Cheddie, R. Murray, Thermo-economic modeling of an indirectly coupled solid oxide fuel cell/gas turbine hybrid power plant, *Journal of Power Sources*, Vol. 195, No. 24, pp. 8134-8140, 2010.
[12] M. Meratizaman, S. Monadizadeh, M. Amidpour, Techno-economic assessment of high efficient energy production (SOFC-GT) for residential application from natural gas, *Journal of Natural Gas Science and Engineering*, Vol. 21, pp. 118-133, 2014.
[13] D. Saebea, Y. Patcharavorachot, S. Assabumrungrat, A. Arpornwichanop, Analysis of a pressurized solid oxide fuel cell–gas turbine hybrid power system with cathode gas recirculation, *International Journal of Hydrogen Energy*, Vol. 38, No. 11, pp. 4748-4759, 4/15/, 2013.
[14] M. Hosseini, I. Dincer, P. Ahmadi, H. B. Avval, M. Ziaasharhagh, Thermodynamic modelling of an integrated solid oxide fuel cell and micro gas turbine system for desalination purposes, *International Journal of Energy Research*, Vol. 37, No. 5, pp. 426-434, 2013.
[15] M. Meratizaman, S. Monadizadeh, M. Amidpour, Introduction of an efficient small-scale freshwater-power generation cycle (SOFC–GT–MED), simulation, parametric study and economic assessment, *Desalination*, Vol. 351, pp. 43-58, 2014.
[16] M. R. Haghifam, M. Manbachi, Reliability and availability modelling of combined heat and power (CHP (systems, *International Journal of Electrical Power & Energy Systems*, Vol. 33, No. 3, pp. 385-393, 2011.
[17] G. Koeppel, G. Andersson, Reliability modeling of multi-carrier energy systems, *Energy*, Vol. 34, No. 3, pp. 235-244, 2009.
[18] G. Koeppel, G. Andersson, The influence of combined power, gas, and thermal networks on the reliability of supply, *Proceedings of The Sixth World Energy System Conference*, Torino, Italy, pp. 10-12, July 10, 2006.
[19] C. A. Frangopoulos, G. G. Dimopoulos, Effect of reliability considerations on the optimal synthesis, design and operation of a cogeneration system, *Energy*, Vol. 29, No. 3, pp. 309-329, 2004.
[20] A. M. El-Nashar, Optimal design of a cogeneration plant for power and desalination taking equipment reliability into consideration, *Desalination*, Vol. 229, No. 1-3, pp. 21-32, 2008.
[21] S. R. Hosseini, M. Amidpour, A. Behbahaninia, Thermoeconomic analysis with reliability consideration of a combined power and multi stage flash desalination plant, *Desalination*, Vol. 278, No. 1, pp. 424-433, 2011.
[22] M. Ameri, N. Enadi, Thermodynamic modeling and second law based performance analysis of a gas turbine power plant (exergy and exergoeconomic analysis), *Journal of Power Technologies*, Vol. 92, No. 3, pp. 183, 2012.
[23] Y. Haseli, I. Dincer, G. Naterer, Thermodynamic modeling of a gas turbine cycle combined with a solid oxide fuel cell, *International Journal of Hydrogen Energy*, Vol. 33, No. 20, pp. 5811-5822, 2008.
[24] F. Calise, M. D. d'Accadia, A. Palombo, L. Vanoli, Simulation and exergy analysis of a hybrid solid oxide fuel cell (SOFC)–gas turbine system, *Energy*, Vol. 31, No. 15, pp. 3278-3299, 2006.
[25] 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.
[26] M. Ameri, S. S. Mohammadi, M. Hosseini, M. Seifi, Effect of design parameters on multi-effect desalination system specifications, *Desalination*, Vol. 245, No. 1, pp. 266-283, 2009.
[27] N. Kahraman, Y. A. Cengel, Exergy analysis of a MSF distillation plant, *Energy Conversion and Management*, Vol. 46, No. 15, pp. 2625-2636, 2005.
[28] M. Shakouri, H. Ghadamian, R. Sheikholeslami, Optimal model for multi effect desalination system integrated with gas turbine, *Desalination*, Vol. 260, No. 1, pp. 254-263, 2010.
[29] P. Roosen, S. Uhlenbruck, K. Lucas, 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, No. 6, pp. 553-560, 2003.
[30] S. Sanaye, S. Asgari, Four E analysis and multi-objective optimization of combined cycle power plants integrated with Multi-stage Flash (MSF) desalination unit, *Desalination*, Vol. 320, pp. 105-117, 2013.
[31] R. Billinton, R. N. Allan, *Reliability Evaluation of Engineering Systems*: *Concepts and Techniques*, First Edition, pp. 86-320, United States, Springer, 1992.
[32] W. R. Wessels, D. Sillivant, *Affordable Reliability Engineering: Life-Cycle Cost Analysis for Sustainability & Logistical Support*, pp. 122-156, Florida, USA, CRC Press, 2015.
[33] E.E. Lewis, *Introduction to Reliability Engineering*, First Edition, pp. 78-102, New York ,USA, Wiley, 1994.
[34] S. Motahar, A. A. Alemrajabi, Exergy based performance analysis of a solid oxide fuel cell and steam injected gas turbine hybrid power system, *International Journal of Hydrogen Energy*, Vol. 34, No. 5, pp. 2396-2407, 2009.
[35] K. Ansari, H. Sayyaadi, M. Amidpour, Thermoeconomic optimization of a hybrid pressurized water reactor (PWR) power plant coupled to a multi effect distillation desalination system with thermo-vapor compressor (MED-TVC), *Energy*, Vol. 35, No. 5, pp. 1981-1996, 2010.
[36] L. Liu, *Solid Oxide Fuel Cell Reliability and Performance Modeling and Fabrication by Spray Pyrolysis*, PhD Thesis, Iowa State University, Ames, USA, 2011.