



The Energy and Exergy Analysis of a Solid Oxide Fuel Cell and Gas Turbine for Desalination System

ARTICLE INFO

Article Type

Original Research

Authors

Jehandideh S.¹ MSc,
Hassanzade H.*¹ PhD,
Shakib S.E.² PhD

How to cite this article

Jehandideh S, Hassanzade H, Shakib S.E. The Energy and Exergy Analysis of a Solid Oxide Fuel Cell and Gas Turbine for Desalination System. Modares Mechanical Engineering, 2019;19(11):2737-2749.

¹Mechanical Department, Engineering Faculty, University of Birjand, Birjand, Iran

²Mechanical Department, Engineering Faculty, Bozorgmehr University of Qaenat, Qaen, Iran

*Correspondence

Address: Mechanical Engineering Department, Engineering Faculty, University of Birjand, Birjand, Iran
Phone: +98 (21) 64543418
Fax: -
h.hassanzadeh@birjand.ac.ir

Article History

Received: July 18, 2018
Accepted: May 21, 2019
ePublished: November 2, 2019

ABSTRACT

In this study, a hybrid system of fuel cell/gas turbine was designed and simulated with the aim of coupling with desalination systems. This system was analyzed from the viewpoints of the first and second law of thermodynamics. A parametric analysis was also performed to the determination of the system optimal performance. The studied parameters are fuel utilization factor, compressor pressure ratio, pre-reforming percentage, and the steam to carbon ratio. The results show that for the design parameters, the net power is 1215kW, the overall efficiency is 81.65% and the exergy efficiency is 60.7%. Also, by analyzing the rate of exergy destruction, it has been determined that the stack of fuel cells, combustion chamber, and pre-reforming have the most part in the destruction of exergy. Parametric analysis results show that increases in pressure, pre-reforming percentage, and fuel utilization factor have a positive effect on the system performance to a certain extent and the suitable ranges of the fuel utilization factor are from 0.8 to 0.85. On the other hand, by analyzing the effect of pressure and temperature on the system, it is determined that the temperature of the fuel cell cannot be constant. It was also shown that the efficiency of the system decreases with increasing steam to carbon ratio.

Keywords Hybrid System; Energy Analysis; Exergy

CITATION LINKS

[1] Challenges and future developments in proton exchange membrane fuel ... [2] Solar hydrogen energy option for ... [3] Distributed generation and renewable energy ... [4] Role of hybrid systems of gas turbine and solid oxide fuel cells in energy ... [5] Gas turbine engineering ... [6] Fuel Cell ... [7] Mathematical modeling of solid oxide fuel cells: a ... [8] A review on modeling of hybrid solid oxide fuel cell ... [9] A review of integration strategies for solid oxide fuel ... [10] Design and partial load exergy analysis of hybrid SOFC GT power ... [11] Full load synthesis/design optimization of a hybrid SOFC-GT power ... [12] SOFC and MCFC: commonalities and opportunities for integrated ... [13] Single-level optimization of a hybrid SOFC GT power ... [14] Fuel cell system ... [15] High temperature solid oxide fuel ... [16] Design performance analysis of pressurized solid oxide fuel cell/gas turbine hybrid systems considering temperature ... [17] Thermodynamic sensitivity analysis of hybrid system based on solid oxide fuel ... [18] Performance comparison of two combined SOFC gas turbine ... [19] Hybrid solid oxide fuel cells-gas turbine systems for combined heat and power: a ... [20] Comparison between pressurized design and ambient pressure design of hybrid solid oxide fuel cell-gas turbine ... [21] A new analytical approach to evaluate and optimize the performance of an irreversible solid oxide fuel cell-gas turbine hybrid ... [22] Exergoeconomic optimization of hybrid system of GT, SOFC and MED implementing genetic ... [23] Energy and exergy analysis and optimization of a cogeneration system based on solid oxide fuel cell for residential ... [24] Thermodynamic modeling of an auxiliary power unit equipped with tubular solid oxide fuel cell with application in aerospace power ... [25] Modeling of SOFC running on partially pre-reformed gas ... [26] Macroscopic modeling of solid oxide fuel cell (SOFC) and model-based control of SOFC and gas ... [27] Thermodynamic model for exergetic performance of a tubular ... [28] Thermal-economic-environmental analysis and multi-objective optimization of an internal-reforming solid oxide fuel cell-gas turbine ... [29] Performance comparison of direct and indirect hybrid systems of gas turbine and solid oxide fuel cell from thermodynamic and ... [30] Electrochemical model for performance analysis of a ... [31] Energy and exergy analysis of internal reforming solid oxide fuel cell-gas turbine ... [32] Energy and exergy analysis of simple solid-oxide fuel-cell ... [33] Evaluation performance of multistage distillation in combination with distributed generation systems of electricity and heat and absorption ...

تحلیل انرژی و انرژی یک سیستم تولید همزمان پیل سوختی اکسید جامد و توربین گاز برای آب شیرین کن

سبحان جهان دیده MSc

گروه مکانیک، دانشکده مهندسی، دانشگاه بیرجند، بیرجند، ایران

حسن حسن زاده PhD*

گروه مکانیک، دانشکده مهندسی، دانشگاه بیرجند، بیرجند، ایران

سیداحسان شکیب PhD

گروه مکانیک، دانشکده مهندسی، دانشگاه بزرگمهر قائنات، قاین، ایران

چکیده

در این تحقیق یک سیستم هیبریدی پیل سوختی- توربین گاز با هدف کوپل شدن با یک سیستم های آب شیرین کن انتخاب، طراحی و شبیه سازی شده است. این سیستم از منظر قانون اول و دوم ترمودینامیک مورد تحلیل و بررسی قرار گرفت. همچنین یک تحلیل پارامتری به منظور تعیین عملکرد بهینه سیستم صورت گرفته است. پارامترهای مورد بررسی شامل ضریب مصرف سوخت، نسبت فشار کمپرسور، درصد پیش اصلاح و نسبت بخار به کربن هستند. نتایج نشان می دهند که برای پارامترهای طراحی در نظر گرفته شده توان خالص تولیدی 1215kW، راندمان کلی ۸۱/۶۵٪ و راندمان انرژی ۶۰/۷٪ هستند. همچنین با تحلیل نرخ تخریب انرژی مشخص شد که توده پیل سوختی، محفظه احتراق و اصلاح کننده مقدماتی سوخت بیشترین سهم را در تخریب انرژی بر عهده دارند. نتایج تحلیل پارامتری نشان می دهند که افزایش فشار، درصد پیش اصلاح و ضریب مصرف سوخت تا حد معینی بر عملکرد سیستم اثر مثبت دارند و محدوده مناسب ضریب مصرف سوخت بین ۰/۸ تا ۰/۸۵ است. از سوی دیگر با بررسی اثر فشار و دما روی سیستم مشخص می شود که دمای پیل سوختی نمی تواند ثابت باشد. همچنین نتایج نشان می دهند که با افزایش نسبت بخار به کربن راندمان سیستم کاهش می یابد.

کلیدواژه ها: سیستم هیبریدی، تحلیل انرژی، انرژی، انرژی

تاریخ دریافت: ۱۳۹۷/۴/۱۸

تاریخ پذیرش: ۱۳۹۸/۲/۳۱

* نویسنده مسئول: h.hassanzadeh@birjand.ac.ir

۱- مقدمه

بحران انرژی در عصر حاضر یکی از چالش های اساسی پیش روی بشر امروزی است. افزایش مصرف انرژی از یک طرف و اهمیت حفظ محیط زیست و همچنین افزایش قیمت حامل های انرژی از سوی دیگر باعث شده است که گرایش به استفاده از شیوه های نوین تبدیل انرژی و منابع انرژی تجدیدپذیر بیشتر شود. سوخت های فسیلی آلاینده بوده و منابع آنها محدود هستند لذا در آینده نزدیک تقاضا برای سوخت مایع فسیلی در جهان، از تولید آن پیشی خواهد گرفت که این امر منجر به بحران کمبود انرژی در جهان خواهد شد. از این رو استفاده از منابع انرژی جایگزین ضروری است [1-3]. بر اساس مفاد پیمان کیوتو، صنایع مرتبط با انرژی نه تنها با مشکل پیدا کردن راهی برای تولید توان با بازدهی بالا روبرو خواهند بود، بلکه باید توجه خاصی به محیط زیست و استفاده بهینه از منابع طبیعی داشته باشند [4]. طبق پیش بینی های انجام شده توسط آژانس بین المللی انرژی، عمده تولید الکتریسته در آینده بر پایه توربین های گازی خواهد بود. لذا دستیابی به فناوری تولید با بازده بالا، آلودگی کمتر و همچنین هزینه تعمیرات و نگهداری پایین تر از ضروریات تولید انرژی الکتریکی محسوب می شود. استفاده از توربین های گازی در سیکل های نوین، یکی از راه کارهای رسیدن به این هدف است [5]. همچنین پیل های سوختی به عنوان یک مبدل انرژی کارآمد، می تواند با توربین های گازی کوپل شده و باعث

افزایش راندمان سیستم هیبریدی تا ۶۰٪ شوند، این در حالی است که این توربین ها به تنهایی بازدهی بیشتر از ۳۰٪ ندارند [6]. پیل سوختی یک مبدل الکتروشیمیایی است که انرژی شیمیایی سوخت و اکسیدکننده را مستقیماً به انرژی الکتریکی تبدیل کرده و محدودیت سیکل کارنو را ندارد. از مزایای این فناوری می توان به تولید ناچیز آلاینده های زیست محیطی، راندمان بالا نسبت به فناوری های دیگر، دامنه گسترده تولید توان از چند وات تا چندین مگاوات، کاربرد در صنایع مختلف نظیر حمل و نقل و غیره، نداشتن قطعه متحرک، هزینه تعمیر و نگهداری و آلودگی صوتی کم و غیره اشاره کرد [7]. از میان انواع مختلف پیل های سوختی، پیل های سوختی اکسید جامد به دلیل دمای کاری بالا، امکان استفاده مستقیم از هیدروکربن های سبک (مانند گاز طبیعی) را داشته و پتانسیل بالایی برای تولید همزمان در مقیاس های متوسط تا بزرگ را دارند.

ایده اصلی یک سیستم هیبریدی SOFC/GT بسیار ساده است. در حقیقت در یک سیکل برایتون تحت فشار، توده پیل سوختی جایگزین محفظه احتراق می شود. معمولاً سیکل های هیبریدی SOFC/GT با گاز طبیعی تغذیه می شوند و گاز طبیعی در پیل سوختی با انجام یک سری واکنش های شیمیایی به سوختی غنی از هیدروژن تبدیل می شود. اصلاح داخلی سوخت باعث کاهش پیچیدگی سیستم شده و هزینه سرمایه گذاری برای ساخت سیستم جانبی اصلاح سوخت را کاهش می دهد [8-10]. با این وجود، استفاده از پیش اصلاح مقدماتی کارایی توده پیل سوختی را افزایش می دهد. در این حالت درصد کمی از سوخت ورودی (حدود ۲۰٪) اصلاح می شود تا واکنش های الکتروشیمیایی در پیل سوختی به مجرد ورود سوخت به توده پیل سوختی آغاز شود. در غیر این صورت در بخش های ورودی کانال آند پیل ها، فقط فرایند اصلاح متان انجام شده و نرخ واکنش های الکتروشیمیایی در قسمت ورودی پیل سوختی بسیار پایین است که این امر منجر به کاهش راندمان توده پیل سوختی می شود [11-13].

جهت اصلاح داخلی سوخت دو چیدمان اصلاح داخلی مستقیم و اصلاح داخلی غیرمستقیم وجود دارد. در نوع اول سوخت در آند پیل سوختی مستقیماً به سوختی غنی از هیدروژن تبدیل می شود. این نوع از چیدمان موجب سادگی بیشتر سیستم و هزینه های سرمایه گذاری کم تر است. با این وجود، در این حالت: اولاً لازم است جهت انجام واکنش اصلاح بخاری متان، کاتالیزور مناسب در آند پیل سوختی به کار رود ثانیاً به دلیل مقادیر زیاد متان، خطر رسوب کربن در سمت آند پیل سوختی زیاد است؛ ثالثاً از آنجایی که واکنش اصلاح بخاری متان بسیار سریع و گرماگیر است، بخش های ورودی پیل سوختی را به طور قابل توجهی خنک می شود که این باعث ایجاد گرادیان دمای بالایی در ورودی پیل سوختی می شود [8, 9, 11-13]. این مشکلات ممکن است با استفاده از اصلاح داخلی غیرمستقیم سوخت که در آن واکنش اصلاح بخاری متان در یک محفظه جدا انجام می شود، کمتر شود. چرا که در این حالت فقط یک تبادل حرارتی بین اصلاح کننده و پیل سوختی وجود دارد. واضح است که اصلاح داخلی غیرمستقیم سوخت موجب پیچیدگی بیشتر و هزینه سرمایه گذاری بالاتر سیستم می شود [14, 15]. تحقیقات مختلفی در زمینه سیستم های هیبرید انجام شده است که در اینجا به تعدادی از آنها اشاره می شود.

یانگ و همکاران [16] مقایسه ای بین دو سیستم هیبریدی پیل سوختی انجام دادند که در یکی از اصلاح داخلی و در دیگری از اصلاح خارجی استفاده شده است. نوع اول دارای یک اصلاح داخلی

می‌کند [19]. پارک و کیم [20] دو سیستم SOFC/GT فشار بالا و اتمسفری را با یکدیگر مقایسه کردند. نتایج آنها نشان می‌دهند که راندمان سیستم اتمسفری ۵ تا ۱۰٪ پایین‌تر از سیستم فشار بالا است. آنها همچنین دریافتند که در نسبت‌های فشار بالاتر کاهش قابل توجهی در دمای ورودی توربین خصوصاً در سیستم اتمسفری رخ می‌دهد که لازم است جهت کنترل دمای ورودی توربین، هوا و سوخت اضافی به محفظه احتراق تزریق شود.

سیستم‌های هیبریدی SOFC/GT مستقیم، طراحی حرارتی پیچیده‌ای دارند. زیرا زمانی که پیل سوختی در دماهای بالایی کار می‌کند، لازم است دمای هوای ورودی به پیل سوختی با پیش‌گرمایش افزایش یابد، زیرا در غیر این صورت وجود دلیل گرادیان حرارتی بالا در پیل سوختی، آسیب‌های جدی به آن وارد خواهد شد. اما هنگامی که پیش‌گرمایش، به دلیل نسبت فشار بالای کمپرسور، کافی نیست، گازهای خروجی از توربین دمای پایین‌تری دارند که موجب می‌شود دمای هوای ورودی به پیل سوختی در پیش‌گرم‌کن افزایش چندانی پیدا نکند. برای رفع این مشکل از دو ترکیب استفاده می‌شود. در ترکیب اول، هوای ورودی به پیل سوختی با استفاده از گازهای خروجی محفظه احتراق پیش‌گرم می‌شود. در این حالت دمای گازهای خروجی از محفظه احتراق بالاتر بوده و در نتیجه دمای هوای ورودی به پیل سوختی افزایش بیشتری پیدا می‌کند. این ترکیب با سیستم‌های معرفی شده قبلی کاملاً متفاوت است زیرا در آن سیستم‌ها از خروجی توربین جهت پیش‌گرم‌کردن استفاده شده است. از طرف دیگر چون دمای گازهای ورودی به توربین کاهش یافته است در نتیجه توان خروجی از توربین کمتر خواهد بود. در ترکیب دوم، قسمتی از خروجی محفظه احتراق با هوای ورودی ترکیب شده و وارد پیل سوختی می‌شود [19]. ژانگ و همکاران [21] مقایسه‌ای بین این دو سیستم انجام دادند. نتایج آنها نشان می‌دهد که راندمان الکتریکی پیل سوختی در هر دو سیستم خیلی به هم نزدیک هستند اما به دلیل این که در سیستم اول توان خروجی توربین پایین‌تر است، راندمان الکتریکی کلی سیستم دوم به صورت قابل ملاحظه‌ای بالاتر است.

فن‌آوری‌های شیرین‌سازی آب به دو دسته کلی حرارتی (با تغییر فاز) و غشایی (بدون تغییر فاز) طبقه‌بندی می‌شوند. مهم‌ترین فن‌آوری شیرین‌سازی حرارتی، شیرین‌سازی چند مرحله‌ای است که محرک اولیه آن بخار است. همچنین مهم‌ترین فن‌آوری شیرین‌سازی غشایی، اسمز معکوس است که محرک آن انرژی الکتریکی است. بنابراین سیستم‌های هیبریدی پیل سوختی اسید جامد-توربین گاز با توجه به وجود توان الکتریکی و بخار تولیدی با استفاده از گازهای داغ خروجی از سیستم، این قابلیت را دارند که با هر دو نوع سیستم آب‌شیرین‌کن غشایی و حرارتی کوپل شوند. در این تحقیق یک سیستم هیبریدی پیل سوختی اکسید جامد با توجه به مزایا و معایب سیستم‌های قبلی و با هدف ارائه بیشترین توان و کمترین نرخ تخریب انرژی انتخاب شده است.

همچنین این سیستم نیز به منظور تولید هم‌زمان و قابلیت کوپل شدن با سیستم‌های آب‌شیرین‌کن طراحی شده است. در ادامه این سیستم از نقطه نظر قانون اول و دوم ترمودینامیک بررسی شده است. پارامترهای مورد بررسی در این تحقیق فشار کاری سیستم، نسبت هوا به سوخت ورودی، درصد پیش‌اصلاح و نسبت بخار به کربن می‌باشند. همچنین علاوه بر تحلیل انرژی و انرژی تحلیل الکتروشیمیایی در پیل سوختی نیز انجام شده است.

غیر مستقیم است که دارای ارتباط حرارتی مستقیمی با پیل است ولی نوع دوم دارای اصلاح خارجی است که از طریق یک مبدل، گرمای مورد نیاز فرایند اصلاح فراهم می‌شود. در این تحقیق ابتدا مقایسه بین دو سیستم بدون توربین، محفظه احتراق و کمپرسور صورت گرفته است. نتایج نشان می‌دهند که ظرفیت تولید توان سیستم با اصلاح داخلی بیشتر از سیستم با اصلاح خارجی است. زیرا در نوع اصلاح داخلی نسبت هوا به سوخت کمتری لازم است و چون نرخ جریان هوا ثابت فرض شده است بنابراین سوخت بیشتری واکنش کرده و توان بیشتری تولید می‌شود. در ادامه تحقیق، دو سیستم هیبریدی، برای پارامترهای طراحی یکسان مورد مقایسه قرار گرفتند که نتایج نشان می‌دهد که سیستم با اصلاح داخلی نیاز به تزریق سوخت کمتری داشته و در نتیجه دارای راندمان بالاتری است.

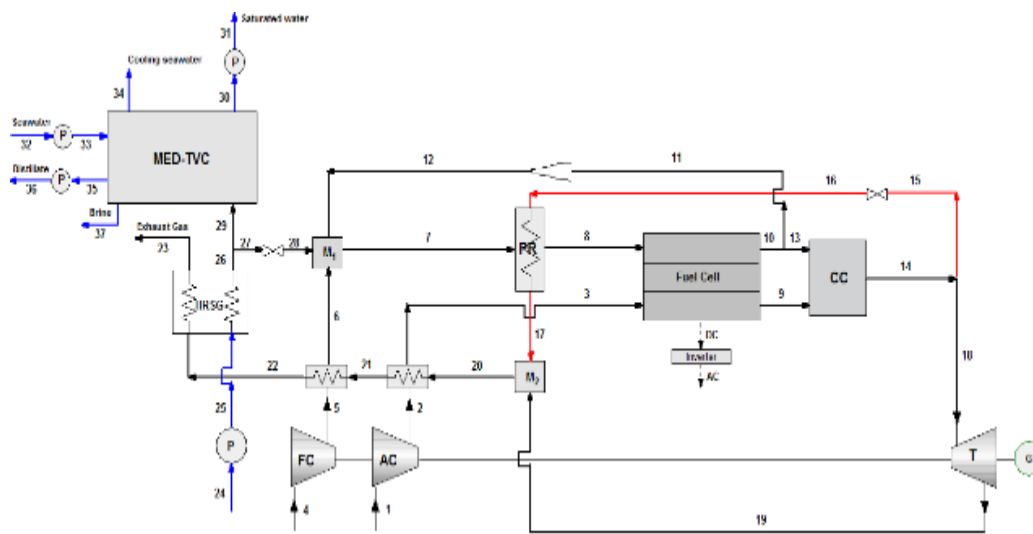
جهت انجام واکنش اصلاح بخاری متان، بخار لازم است [14, 15] و اولین راه تأمین بخار، استفاده از گازهای داغ خروجی از سیستم است [10]. با توجه به نیمه واکنش الکتروشیمیایی آند، مقدار معینی بخار در آند پیل سوختی تولید می‌شود. بنابراین، یک جایگزین ممکن برای مولد بخار، گردش مجدد مقداری از گازهای خروجی آند با استفاده از یک ژکتور یا دمنده دمای بالا به زیرسیستم اصلاح سوخت است. این چیدمان که در ابتدا توسط شرکت زیمنس وسیتنگهاوس ارائه شد، به دلیل سادگی، متداول‌ترین روش است. در حقیقت، گردش مجدد خروجی آند هزینه‌های سیستم را کاهش داده و نوید راندمان‌های تبدیل بالاتری را می‌دهد. از سوی دیگر، استفاده از مولد بخار باعث کنترل راحت‌تر سیستم می‌شود، زیرا مقدار بخار تولیدی را می‌توان به راحتی کنترل کرد [8, 9, 11, 13]. ذبیحیان و فانگ [17] به مقایسه یک سیستم هیبریدی SOFC/GT با گردش مجدد خروجی آند با حالتی که از یک مولد بخار استفاده شود پرداختند. در این تحقیق فرایند اصلاح سوخت به صورت داخلی در نظر گرفته شده است. همچنین از یک پیش‌اصلاح جهت افزایش نرخ واکنش‌های الکتروشیمیایی و جلوگیری از تشکیل رسوب استفاده شده است. نتایج نشان می‌دهند که راندمان الکتریکی کلی برای سیستم با گردش مجدد خروجی آند ۷۴/۶٪ و برای سیستم دارای مولد بخار ۷۳/۹٪ است. گرانتوسکی و همکاران [18] در تحقیقی به مقایسه دو سیستم هیبریدی پیل سوختی از نقطه نظر قانون اول و دوم ترمودینامیک پرداختند. در سیستم اول خروجی آند و کاند وارد محفظه احتراق شده و خروجی توربین جهت پیش‌گرم‌کردن هوا و سوخت و بخار مورد نیاز فرایند اصلاح مورد استفاده قرار گرفته است و در نهایت در خنک‌کننده، بخار موجود در محصولات چگالش یافته و به میزان مورد نیاز به سیستم بازگردانده می‌شود. در سیستم دوم مقداری از خروجی آند جهت فرایند اصلاح به ورودی آن بازگردانده شده و باقی‌مانده به همراه خروجی کاند وارد محفظه احتراق می‌شوند. در نهایت خروجی توربین جهت راه‌اندازی سیکل رانکین وارد یک مولد بخار شده و بخار مورد نیاز سیکل رانکین را فراهم می‌کند. با بررسی نتایج به دست آمده، سوخت مصرفی در سیستم اول بالاتر و در نتیجه راندمان انرژی و انرژی آن نسبت به سیستم دوم پایین‌تر است؛ اما ظرفیت تولیدی سیستم اول نسبت به سیستم دوم بیشتر است.

هنگامی که پیل سوختی در فشار محیط کار می‌کند، بایستی از طریق یک مبدل حرارتی با سیکل برایتون به صورت غیرمستقیم کوپل شود. این امر موجب سادگی و راحتی کار شده و راه استفاده از سوخت‌هایی که برای پیل سوختی قابل استفاده نیستند را آسان

۲- شرح عملکرد سیستم

از رسوب کربن، لازم است که نسبت بخار به کربن حداقل ۱/۶ رعایت شود. از این رو در شروع عملیات به هر مقداری که نسبت بخار به کربن رعایت شود، از نقطه ۲۷ به سیستم بخار تزریق و بلافاصله شیر کنترلی آن بسته می‌شود. بخار تزریق شده پیوسته از نقطه ۱۱ در سیستم به گردش درآورده شده و با استفاده از یک دمنده، افت فشار آن جبران می‌شود. سوخت ورودی به توده پیل سوختی به طور کامل مصرف نمی‌شود لذا جهت جلوگیری از هدررفت سوخت، از محفظه پس‌سوز استفاده شده است. واکنش پیش‌اصلاح، گرماگیر است لذا جهت تأمین گرمای این واکنش بخشی از خروجی محفظه احتراق به سمت پیش‌اصلاح و باقی‌مانده به سمت توربین فرستاده می‌شود. مخلوط خروجی از نقطه ۲۰ وارد پیش‌گرم‌کن‌های هوا و سوخت شده و در نهایت جهت تولید بخار وارد مولد بخار می‌شود.

شماتیک سیستم مورد نظر در این تحقیق در شکل ۱ نشان داده شده است. مطابق شکل، سوخت و اکسیدکننده (هوا) به ترتیب از نقاط ۱ و ۴ وارد کمپرسور شده و تا فشار کاری سیستم افزایش می‌یابند. از آنجایی که پیش‌گرمایش سوخت و هوا باعث کاهش گرادیان شدید حرارتی در پیل سوختی شده و عملکرد آن را بهبود می‌بخشد، سوخت و هوای فشرده خروجی از کمپرسورها، جهت پیش‌گرمایش وارد مبدل‌های حرارتی می‌شوند. نرخ هوا ورودی به پیل سوختی بیشتر از نرخ سوخت ورودی است، از این رو ابتدا هوا پیش‌گرم می‌شود. پیل سوختی اکسید جامد مورد نظر دارای اصلاح داخلی است، لذا وجود پیش‌اصلاح برای جلوگیری از رسوب کربن، افزایش کارایی و همچنین جلوگیری از گرادیان حرارتی شدید در پیل سوختی ضروری است. در فرایند پیش‌اصلاح، جهت جلوگیری



شکل ۱) شماتیک سیستم هیبریدی

۳- تحلیل سیستم

در این بخش، سیستم مورد نظر از نقطه نظر انرژی و انرژی بررسی می‌شود.

۳-۱- تحلیل سیستم

در این قسمت، بر اساس قانون اول و دوم ترمودینامیک مدل ترمودینامیکی برای تمامی اجزای سیستم ارائه می‌شود. به منظور ساده‌سازی مدل ترمودینامیکی، مفروضات زیر در نظر گرفته شده است:

- مخلوط گازهای خروجی از پیل سوختی در تعادل شیمیایی هستند.
- گازهای خروجی از کانال‌های آند و کاتد توده پیل سوختی هم‌دما هستند.
- افت فشار ثابتی برای اجزا در نظر گرفته شده است.
- تمامی اجزای سیستم تحت شرایط پایا کار می‌کنند.
- از تغییرات انرژی پتانسیل و جنبشی صرف نظر می‌شود.
- گازهای ورودی و خروجی از پیل سوختی، ایده‌آل فرض می‌شوند.
- تمامی اجزای سیستم به جز محفظه پس‌سوز و توده پیل سوختی آدیاباتیک هستند.
- معادلات بقای جرم، بقای انرژی و معادلات انرژی برای یک سیستم پایا به صورت زیر بیان می‌شوند:

$$\sum \dot{n}_i = \sum \dot{n}_o \quad (1)$$

$$\dot{Q} + \sum_i \dot{n}_i h_i = \dot{W} + \sum_o \dot{n}_o h_o \quad (2)$$

$$\sum_j (1 - \frac{T_0}{T_j}) \dot{Q} + \sum_i \dot{E}_i = \dot{W} + \sum_o \dot{E}_o + \dot{E}_D \quad (3)$$

در روابط بالا، زیرنویس‌های i و o به ترتیب مربوط به گونه‌های ورودی و خروجی به حجم کنترل، \dot{E}_D تخریب انرژی هر جزء و \dot{E} انرژی هر جزء مربوط به هر جریان می‌باشند. در غیاب اثرات الکترومغناطیسی، الکتریکی، هسته‌ای و کشش سطحی و با صرف‌نظر کردن از تغییرات انرژی جنبشی و پتانسیل، نرخ انرژی جریان به دو قسمت فیزیکی و شیمیایی تقسیم می‌شوند [22]:

$$\dot{E} = \dot{E}^{PH} + \dot{E}^{CH} \quad (4)$$

انرژی فیزیکی طبق رابطه زیر به دست می‌آید [22]:

$$\dot{E}^{PH} = \sum_i \dot{n}_i [(h_i - h_o) - T_0 (s_i - s_o)] \quad (5)$$

علاوه بر این، انرژی شیمیایی برای مخلوط گازها نیز طبق رابطه زیر محاسبه می‌شود [22]:

$$\dot{E}^{CH} = \dot{n} \sum_k (x_k \bar{e}_k^{CH} + R_u T_0 \ln x_k) \quad (6)$$

در رابطه (۶)، x_k و \bar{e}_k^{CH} به ترتیب، کسر مولی و انرژی شیمیایی هر جزء در شرایط استاندارد می‌باشند. در جدول ۱ انرژی شیمیایی گونه‌های دخیل در این تحقیق در شرایط استاندارد ارائه شده است [23].

انرژی (kJ/mol)	گونه شیمیایی
۸۳۱/۴۷	CH ₄
۲۳۶/۰۹۷	H ₂
۲۴۷/۸۷	CO
۱۹/۶۱	CO ₂
۹/۷۴۱	H ₂ O
۰/۶۶۸۱	N ₂
۳/۹۳۰۵	O ₂

اکسیداسیون کلی می‌باشند. با موازنه جرمی گازهای در تعادل، نرخ مولی گازهای خروجی از پیل محاسبه می‌شوند. ثوابت تعادل دو واکنش تعادلی اصلاح بخاری متان و شیفت- گاز به صورت زیر بیان می‌شوند[28]:

$$Kp, ref = \frac{(P_{H_2})^3 \cdot (P_{CO})}{(P_{CH_4}) \cdot (P_{H_2O})} p_{cell}^2 \quad (15)$$

$$Kp, sh = \frac{(P_{H_2}) \cdot (P_{CO_2})}{(P_{CO}) \cdot (P_{H_2O})} \quad (16)$$

فشار جزئی گازهای خروجی از آند و کاتد با توجه به رابطه زیر تعیین می‌شوند:

$$P_i = \frac{\dot{n}_i}{\dot{n}_{total}} P_{total} \quad (17)$$

از آنجایی که مبنای محاسبات مقادیر خروجی‌های مورد نظر سیستم است، لذا ثوابت تعادل به صورت زیر بازنویسی می‌شوند:

$$Kp, ref = \frac{\left(\frac{\dot{n}_{H_2, in} + 3Xr + Yr - Zr}{\dot{n}_{total} + 2Xr}\right)^3 \cdot \left(\frac{\dot{n}_{CO, in} + Xr - Yr}{\dot{n}_{total} + 2Xr}\right)}{\left(\frac{\dot{n}_{CH_4, in} - Xr}{\dot{n}_{total} + 2Xr}\right) \cdot \left(\frac{\dot{n}_{H_2O, in} - Xr - Yr + Zr}{\dot{n}_{total} + 2Xr}\right)} p_{cell}^2 \quad (19)$$

$$Kp, sh = \frac{\left(\frac{\dot{n}_{H_2, in} + 3Xr + Yr - Zr}{\dot{n}_{total} + 2Xr}\right) \cdot \left(\frac{\dot{n}_{CO_2, in} + Yr}{\dot{n}_{total} + 2Xr}\right)}{\left(\frac{\dot{n}_{CO, in} - Xr}{\dot{n}_{total} + 2Xr}\right) \cdot \left(\frac{\dot{n}_{H_2O, in} - Xr - Yr + Zr}{\dot{n}_{total} + 2Xr}\right)} \quad (18)$$

با استفاده از رابطه تجربی (۲۰) ثوابت تعادل واکنش‌های اصلاح بخاری متان و شیفت- گاز تعیین می‌شوند. ثوابت رابطه (۲۰) در جدول ۲ ارائه شده است[29].

$$\text{Log}K_p = AT^4 + BT^3 + CT^2 + DT + E \quad (20)$$

جدول ۲) ثوابت تجربی واکنش‌های اصلاح بخاری متان و شیفت- گاز

	واکنش شیفت- گاز	واکنش اصلاح بخاری متان
A	$5/47301 \times 10^{-13}$	$2/63121 \times 10^{-11}$
B	$-2/07479 \times 10^{-8}$	$1/24060 \times 10^{-7}$
C	$4/63742 \times 10^{-6}$	$-2/20232 \times 10^{-4}$
D	$-3/9100 \times 10^{-2}$	$1/90248 \times 10^{-1}$
E	$1/32097 \times 10$	$-7/61390 \times 10$

نرخ مولی پیشرفت واکنش کلی، با توجه به ضریب مصرف هیدروژن ورودی و واکنش اصلاح شده در پیل سوختی تعیین می‌شود:

$$Zr = U_f \cdot (\dot{n}_{H_2, in} + 3Xr + Yr) \quad (21)$$

در این رابطه U_f ، ضریب مصرف سوخت است. چگالی جریان توده پیل سوختی با استفاده از رابطه (۲۲) محاسبه می‌شود:

$$j = \frac{2.F.Zr}{A.N} \quad (22)$$

در این رابطه، N تعداد پیل، F ثابت فارادی و A سطح مقطع فعال پیل سوختی است. در این رابطه Zr ، مقدار مول مصرفی هیدروژن در استک پیل سوختی است. با تشکیل دستگاه معادلات (۱۸)، (۱۹) و (۲۱) نرخ گازهای خروجی از پیل سوختی تعیین می‌شوند.

۳-۱-۱-۲- محاسبات الکتروشیمیایی

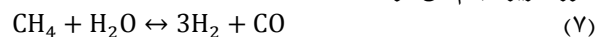
اولین قدم در محاسبات پیل سوختی، تعیین ولتاژ برگشت‌پذیر آن است. به دلیل وجود تلافات مختلف در پیل سوختی، ولتاژ خروجی پیل سوختی کمتر از ولتاژ برگشت‌پذیر بوده و معمولاً در محدوده ۰/۶ تا ۰/۷ ولت تغییر می‌کند. در این محدوده ولتاژ، تعادلی بین

۳-۱-۱-۳- توده پیل سوختی

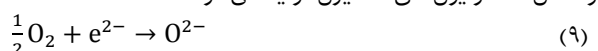
به دلیل سنتیک ساده واکنش هیدروژن در آند، هیدروژن سوخت ایده‌آل همه پیل‌های سوختی محسوب می‌شود، ولی هیدروژن خالص کمتر در دسترس است لذا لازم است با اصلاح سوخت‌های دیگر تهیه شود. از آنجایی که پیل‌های سوختی اکسید جامد دارای دمای کار بالایی است لذا قادرند که هیدروکربن‌های سبک را به سوخت غنی از هیدروژن تبدیل کنند. سوخت مورد استفاده در سیستم مورد نظر گاز طبیعی است که به صورت داخلی یا خارجی اصلاح شده و به سوخت غنی از هیدروژن تبدیل می‌شود. در این تحقیق، جهت کاهش هزینه‌های سیستم، سوخت به صورت داخلی اصلاح می‌شود. همچنین از پیل سوختی اکسید جامد لوله‌ای به علت آب‌بندی مناسب‌تر، راندمان انرژی بالاتر و قابلیت تولید توان برای مقیاس‌های بالا در مقایسه با نوع صفحه‌ای، استفاده شده است[24].

۳-۱-۱-۳- فرایند اصلاح سوخت

در فرایند اصلاح داخلی سوخت، از حرارت آزاد شده طی واکنش الکتروشیمیایی در کاتالیست‌ها جهت انجام واکنش گرماگیر اصلاح استفاده می‌شود. همان‌طور که قبلاً اشاره شد، سوخت مورد استفاده در پیل سوختی گاز طبیعی است لذا واکنش‌های تبدیل سوخت شامل واکنش‌های شیمیایی اصلاح بخاری متان و شیفت- گاز به صورت زیر انجام می‌شوند[25]:



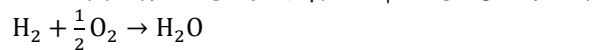
هیدروژن موجود در سوخت اصلاح شده در پیل سوختی واکنش داده و جریان الکتریکی، آب و حرارت تولید می‌شود. در کاتالیست کاند مولکول‌های اکسیژن با الکترون‌ها به صورت زیر واکنش داده و یون‌های اکسیژن تولید می‌شوند[26]:



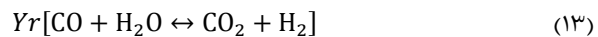
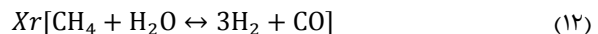
در کاتالیست آند، مولکول‌های هیدروژن با یون‌های اکسیژن مطابق واکنش زیر واکنش داده و آب و الکترون تولید می‌شوند[26]:



نهایتاً واکنش کلی انجام شده در پیل سوختی به صورت زیر است:



برای محاسبه مقدار مول مصرفی هر کدام از گونه‌ها، برای هر واکنش ضریبی تعیین و سپس با استفاده از ثوابت تعادل واکنش‌ها، ضرایب مجهول محاسبه می‌شوند[27]:



در روابط بالا، Xr ، Yr و Zr به ترتیب نرخ مولی پیشرفت واکنش‌های اصلاح بخاری متان، شیفت- گاز و واکنش

$$V_{act} = V_{act,an} + V_{act,ca} \quad (29)$$

$$V_{act,an} = \frac{R_u T}{F} \sinh^{-1} \left(\frac{j}{2j_{0,an}} \right) \quad (30)$$

$$V_{act,ca} = \frac{R_u T}{F} \sinh^{-1} \left(\frac{j}{2j_{0,ca}} \right) \quad (31)$$

$$j_{0,an} = \gamma_{an} \left(\frac{P_{H_2}}{P_{ref}} \right) \left(\frac{P_{H_2O}}{P_{ref}} \right) \exp \left(- \frac{E_{act,an}}{R_u T} \right) \quad (32)$$

$$j_{0,ca} = \gamma_{ca} \left(\frac{P_{O_2}}{P_{ref}} \right)^{0.25} \exp \left(- \frac{E_{act,ca}}{R_u T} \right) \quad (33)$$

در روابط فوق، γ پارامتری است که مقدار آن وابسته به جنس الکترودهای آند و کاتد است. E_{act} مقدار انرژی فعال سازی است. مقادیر این پارامترها در جدول ۳ ارائه شده است [30].

جدول ۳ پارامترهای مربوط به افت ولتاژ فعال سازی

پارامتر	مقدار
انرژی فعال سازی در آند (kJ/mol)	۱۱۰
انرژی فعال سازی در کاتد (kJ/mol)	۱۵۵
γ_{an} (A/m ²)	7×10^{-7}
γ_{ca} (A/m ²)	7×10^{-7}

مقاومت ناشی از حرکت الکترون ها در الکترودهای آند، کاتد و صفحات دوقطبی و همچنین حرکت یون ها در الکترولیت سبب ایجاد افت ولتاژ اهمی می شود. بر این اساس، افت ولتاژ اهمی برای این ۴ جزء با استفاده از روابط زیر محاسبه می شوند [30]:

$$(34)$$

$$V_{ohm} = V_{ohm,an} + V_{ohm,ca} + V_{ohm,el} + V_{ohm,int} \quad (35)$$

$$V_{ohm} = j \sum_k r_k \quad (35)$$

$$r_k = \rho_k \cdot \delta_k \quad (36)$$

$$\rho_k = a_k \cdot \exp \left(\frac{b_k}{T} \right) \quad (37)$$

مقادیر a ، b و δ پارامترهای ثابتی هستند که وابسته به نوع و هندسه پیل سوختی هستند. مقادیر این پارامترها برای پیل سوختی اکسید جامد لوله ای در جدول ۴ ارائه شده است [30].

جدول ۴ پارامترهای مربوط به افت ولتاژ اهمی

اجزاء	δ (m)	b (k)	a ($\Omega \cdot m$)
کاتد	۰/۰۰۲۲	۶۰۰	۰/۰۰۰۰۸۱۱
آند	۰/۰۰۰۱	-۱۳۹۲	۰/۰۰۰۰۲۹۸
الکترولیت	۰/۰۰۰۰۴	۱۰۳۵۰	۰/۰۰۰۰۲۹۴
جدداکننده ها	۰/۰۰۰۰۸۵	۴۶۹۰	۰/۰۰۱۲

وقتی که شدت جریان بالایی از پیل سوختی گرفته می شود، نرخ تولید جریان با نرخ انتقال جرم تطابق ندارد که این باعث افت ولتاژ شدیدی در پیل سوختی می شود. به عبارت دیگر در چگالی جریان های بالا افت غلظت اهمیت پیدا می کند. مقدار این افت با استفاده از رابطه زیر محاسبه می شود [22]:

$$V_{con} = \frac{R_u T}{n_e F} \ln \left(1 - \frac{j}{j_L} \right) \quad (38)$$

در این رابطه، j_L چگالی جریان حدی است. با محاسبه افت ولتاژهای فوق و کم کردن آنها از ولتاژ ترمودینامیکی، ولتاژ واقعی پیل سوختی به دست می آید. مقدار جریان هر تک پیل و توان کلی توده پیل سوختی از روابط زیر محاسبه می شوند [29]:

$$I_{cell} = j \cdot A \quad (39)$$

$$W_{cell,dc} = V_{cell} \cdot I_{cell} \quad (40)$$

$$W_{cell,ac} = W_{cell,dc} \cdot \eta_{inv} \quad (41)$$

راندمان پیل سوختی، چگالی توان، هزینه اولیه و شرایط کارکرد پایدار وجود داشته و از اکسید شدن آند در ولتاژهای پایین جلوگیری می کند. برای واکنش کلی پیل سوختی، ولتاژ برگشت پذیر پیل سوختی توسط معادله نرنست به صورت زیر محاسبه می شود [29]:

$$E = E^\circ + \frac{R_u T}{n_e F} \ln \left(\frac{P_{H_2} P_{O_2}^{1/2}}{P_{H_2O}} \right) \quad (23)$$

در این رابطه، E° ولتاژ پیل سوختی در فشار استاندارد، R_u ثابت جهانی گازها، T دمای استک پیل سوختی و n_e تعداد الکترون های جریان یافته در مدار خارجی به ازای تشکیل هر مول هیدروژن مصرفی است. ولتاژ E° پیل سوختی در فشار استاندارد، به صورت تابعی از دما به صورت زیر است [24]:

$$E^\circ = 1.272 - (T \times 2.764 \times 10^{-4})$$

با توجه به این که درصد کمی از متان قبل از ورود به پیل سوختی اصلاح می شود لذا غلظت هیدروژن در ورود به کانال آند کم بوده و مقدار آن در طول کانال آند متغیر است، از این رو بایستی ولتاژ نرنست به صورت محلی در طول کانال ها محاسبه شده و متوسط آن در کانال مبنای محاسبه قرار گیرد. ولی به دلیل این که مدل سازی حاضر یک مدل سازی ترمودینامیکی است لذا امکان محاسبه محلی آن در طول کانال ها وجود ندارد. از این رو در بسیاری از مدل سازی ها معمولاً ولتاژ ترمودینامیکی بر اساس ترکیب گازها در خروجی از توده پیل سوختی محاسبه می شوند. در مواردی هم از غلظت متوسط واکنش گران در ورودی و خروجی جهت محاسبه ولتاژ برگشت پذیر استفاده می شود. با این وجود، چنانچه ولتاژ برگشت پذیر پیل بر مبنای میانگین غلظت گونه ها در ورودی و خروجی پیل محاسبه شود دقیق تر خواهد بود؛ زیرا ولتاژ پیل، از ورودی تا خروجی به دلیل کاهش غلظت کاهش می یابد [30]:

$$E = \frac{E_i + E_0}{2} \quad (25)$$

$$E_i = E^\circ + \frac{R_u T}{n_e F} \ln \left(\frac{P_{H_2}^i \sqrt{P_{O_2}^i}}{P_{H_2O}^i} \right) \quad (26)$$

$$E_0 = E^\circ + \frac{R_u T}{n_e F} \ln \left(\frac{P_{H_2}^0 \sqrt{P_{O_2}^0}}{P_{H_2O}^0} \right) \quad (27)$$

با اتصال بار خارجی به پیل سوختی، جریان محدودی از پیل کشیده می شود که فرآیندی برگشتناپذیر بوده و مطابق رابطه زیر، منجر به کاهش ولتاژ خروجی از میزان ولتاژ برگشت پذیر می شود. این افت ولتاژ کلی در نهایت به صورت حرارت در پیل تلف می شود. قطبش یا اضافه ولتاژ عموماً اصطلاحی است که در مورد افت ولتاژهای موجود در پیل سوختی به کار می رود. این افت ها تابعی از چگالی جریان بوده و به دلیل پدیده های مختلفی بروز می کنند. سه عامل اصلی افت ولتاژ شامل افت فعال سازی، افت اهمی و افت غلظتی است که با کم کردن آنها از ولتاژ برگشت پذیر، ولتاژ خروجی پیل سوختی به دست می آید [29].

$$V_{cell} = E - (V_{act} + V_{ohm} + V_{con}) \quad (28)$$

مقدار افت مربوط به فعال سازی شامل افت های مربوط به راه اندازی پیل و همچنین غلبه بر واکنش های الکتروشیمیایی است. مقدار این افت برابر مجموع افت ولتاژهای فعال سازی آند و کاتد پیل بوده و با ساده سازی رابطه باتلر-ولمر طبق روابط زیر بیان می شود [30]:

دمای محصولات خروجی و نرخ تخریب انرژی به صورت زیر محاسبه می‌شوند [28]:

$$-\dot{Q}_{loss} - \sum_{P-R} (\dot{h}_f + \bar{h}_T - \bar{h}_{298}) = 0 \quad (50)$$

$$\dot{Q}_{loss} = \dot{n}_f \times LHV_f \times (1 - \eta_{cc}) \quad (51)$$

$$\dot{E}_{D,CC} = -\dot{Q}_{loss} \left(1 - \frac{T_0}{T_{cc}}\right) + \sum_i \dot{E}_i - \sum_o \dot{E}_o \quad (52)$$

در روابط بالا \dot{Q}_{loss} گرمای تلف شده و η_{cc} راندمان محفظه پس‌سوز است.

۳-۱-۳- توربین

گازهای خروجی از محفظه پس‌سوز به دلیل فشار و دمای بالا، قابلیت استفاده در توربین را دارند. با محاسبه کار ایده‌آل و در نظر گرفتن راندمان ایزنتروپیک توربین، می‌توان توان تولیدی و دمای خروجی آن را محاسبه کرد [23]:

$$\sum_k (\dot{n}_k \bar{s}_k)_{in} = \sum_k (\dot{n}_k \bar{s}_k)_{out} \quad (53)$$

$$\eta_{S,T} = \frac{\sum_k (\dot{n}_k \bar{h}_k)_{out,a} - \sum_k (\dot{n}_k \bar{h}_k)_{in}}{\sum_k (\dot{n}_k \bar{h}_k)_{out,s} - \sum_k (\dot{n}_k \bar{h}_k)_{in}} \quad (54)$$

$$\dot{W}_T = \sum_k (\dot{n}_k \bar{h}_k)_{in} - \sum_k (\dot{n}_k \bar{h}_k)_{out,a} \quad (55)$$

در روابط بالا \bar{s}_k آنترپوی هر گونه، $\eta_{S,T}$ راندمان ایزنتروپیک توربین و \dot{W}_T توان تولیدی توربین هستند. نرخ تخریب انرژی توربین به صورت زیر محاسبه می‌شود:

$$\dot{E}_{D,T} = \sum_i \dot{E}_i - \dot{W}_T - \sum_o \dot{E}_o \quad (56)$$

۳-۱-۴- کمپرسورهای سوخت و اکسیدکننده

جهت کاهش اندازه اجزاء سیستم پیل سوختی، معمولاً این سیستم‌ها در فشارهای بالا کار می‌کنند از این رو لازم است سوخت و اکسیدکننده ورودی، توسط کمپرسور تا فشار کاری پیل سوختی فشرده شوند. توان مصرفی کمپرسور با توجه به راندمان ایزنتروپیک و توان ایده‌آل آن به صورت زیر محاسبه می‌شوند [23]:

$$\sum_k (\dot{n}_k \bar{s}_k)_{in} = \sum_k (\dot{n}_k \bar{s}_k)_{out} \quad (57)$$

$$\eta_{S,C} = \frac{\sum_k (\dot{n}_k \bar{h}_k)_{out,s} - \sum_k (\dot{n}_k \bar{h}_k)_{in}}{\sum_k (\dot{n}_k \bar{h}_k)_{out,a} - \sum_k (\dot{n}_k \bar{h}_k)_{in}} \quad (58)$$

$$\dot{W}_C = \sum_k (\dot{n}_k \bar{h}_k)_{out,a} - \sum_k (\dot{n}_k \bar{h}_k)_{in} \quad (59)$$

در روابط بالا $\eta_{S,C}$ راندمان ایزنتروپیک و \dot{W}_C توان مصرفی کمپرسور هستند. نرخ تخریب انرژی کمپرسور با توجه به تعادل انرژی به صورت زیر محاسبه می‌شوند:

$$\dot{E}_{D,C} = \sum_i \dot{E}_i + \dot{W}_C - \sum_o \dot{E}_o \quad (60)$$

۳-۱-۵- مبدل گرمایی

گازهای داغ خروجی از توربین می‌توانند جهت پیش‌گرمایش سوخت و هوای ورودی به پیل سوختی و همچنین تولید بخار لازم جهت واکنش پیش‌اصلاح یا راه‌اندازی سیستم آب‌شیرین‌کن مورد استفاده قرار بگیرند. بدین منظور از مبدل گرمایی گاز-گاز جهت پیش‌گرمایش سوخت و هوا و از مبدل گاز-مایع (مولد بخار) جهت تولید بخار استفاده می‌شود. روابط لازم جهت مدل‌سازی مبدل گاز-گاز به صورت زیر هستند [32]:

$$C_c = \sum \dot{n}_c C_{p,c} \quad (61)$$

$$C_h = \sum \dot{n}_h C_{p,h} \quad (62)$$

$$Q_{max} = \text{Min}(C_h, C_c) \times (T_{h,i} - T_{c,i}) \quad (63)$$

$$Q = \epsilon Q_{max} \quad (64)$$

$$T_{h,o} = T_{h,i} - \frac{Q}{C_h} \quad (65)$$

$$T_{c,o} = T_{c,i} + \frac{Q}{C_c} \quad (66)$$

در رابطه (۴۱) η_{inv} ضریب تبدیل جریان مستقیم به متناوب است.

۳-۱-۱-۳- محاسبات حرارتی

دمای گازهای خروجی از توده به حرارت تولیدی ناشی از واکنش‌های الکتروشیمیایی در کاتالیست کاند و واکنش شیمیایی شیف-گاز و حرارت مصرف‌شده در واکنش اصلاح سوخت وابسته است. با توجه به این که واکنش اصلاح سوخت فرایندی گرماگیر بوده و واکنش شیمیایی شیف و واکنش الکتروشیمیایی در کاند گرمازا هستند، لذا حرارت خالص خارج‌شده از پیل سوختی حاصل واکنش فوق است. مقدار گرمای حاصل از واکنش‌های شیف، اصلاح سوخت و الکتروشیمیایی طبق روابط زیر محاسبه می‌شوند [31]:

$$\dot{Q}_r = X_r (3\bar{h}_{H_2} + \bar{h}_{CO} - \bar{h}_{CH_4} - \bar{h}_{H_2O}) \quad (42)$$

$$\dot{Q}_s = Y_r (\bar{h}_{CO_2} + \bar{h}_{H_2} - \bar{h}_{CO} - \bar{h}_{H_2O}) \quad (43)$$

$$\dot{Q}_{elec} = Z_r T \Delta S - I \Delta V_{loss} \quad (44)$$

$$\dot{Q}_{net} = \dot{Q}_{elec} + \dot{Q}_s - \dot{Q}_r \quad (45)$$

با توجه به رابطه (۴۵)، بخشی از این گرمای خالص باقی‌مانده صرف افزایش دمای محصولات و واکنش‌دهنده‌ها در پیل سوختی شده و باقی‌مانده از پیل خارج می‌شوند. در حالت ایده‌آل فرض می‌شود که پیل سوختی آدیباتیک است و گرمای خالص باقی‌مانده صرف افزایش دمای محصولات و واکنش‌دهنده‌های باقی‌مانده می‌شود. در این حالت با در نظر گرفتن دمای یکسان برای گازهای خروجی از کانال‌های آند و کاند، T_s از رابطه زیر محاسبه می‌شود [31]:

$$(46)$$

$$\dot{Q}' = \left(\dot{n}_r \int_{T_{ca}}^{T_s} C_p dT \right)_{ca} + \left(\dot{n}_p \int_{T_{ca}}^{T_s} C_p dT \right)_{ca} + \left(\dot{n}_r \int_{T_{an}}^{T_s} C_p dT \right)_{an} + \left(\dot{n}_p \int_{T_{an}}^{T_s} C_p dT \right)_{an}$$

برای محاسبه دمای گازهای خروجی از پیل سوختی، از یک الگوریتم تکرار استفاده می‌شود که معیار همگرایی آن به صورت زیر است:

$$(47)$$

$$Q_{error} = \left| \frac{\dot{Q}' - (\dot{Q}_{net} - \dot{Q}_{surr})}{(\dot{Q}_{net} - \dot{Q}_{surr})} \right| < 0.01$$

با نوشتن معادله تعادل انرژی حرارتی پیل سوختی، مقدار حرارت

تلف شده محاسبه می‌شود:

$$(48)$$

$$\sum_i \dot{n}_i (\dot{h}_f + \bar{h}_T - \bar{h}_{298})_i = \sum_o \dot{n}_o (\dot{h}_f + \bar{h}_T - \bar{h}_{298})_o + \dot{Q}_{surr} + \dot{W}_{cell}$$

همچنین بر اساس رابطه تعادل انرژی، نرخ تخریب انرژی در پیل به صورت زیر محاسبه می‌شود:

$$(49)$$

$$\dot{E}_{D,cell} = -\dot{Q}_{surr} \left(1 - \frac{T_0}{T_c}\right) + \sum_i \dot{E}_i - \dot{W}_{cell} - \sum_o \dot{E}_o$$

۳-۱-۲- محفظه پس‌سوز

همه سوخت و اکسیدکننده ورودی به پیل سوختی مصرف نمی‌شود و باقی‌مانده آنها همراه سایر گازهای موجود در کانال‌های پیل سوختی خارج می‌شوند. جهت جلوگیری از اتلاف انرژی و افزایش کارایی سیستم پیل سوختی، استفاده از سوخت و هوای خروجی لازم است. از این رو گازهای خروجی از آند و کاند پیل سوختی وارد محفظه پس‌سوز شده و در آنجا واکنش می‌دهند. با نوشتن معادله بقای انرژی و معادله انرژی برای محفظه احتراق،

$$r_{sc} = \frac{b}{a} \quad (۷۵)$$

جهت اهمیت دمای پیش‌اصلاح، دمای خروجی اصلاح‌کننده به عنوان پارامتر کاری آن در نظر گرفته می‌شود. دمای خروجی گازهای خروجی از پیش‌اصلاح بر اساس موازنه انرژی تعیین می‌شود:

$$\sum_k (\dot{n}_k \bar{h}_k)_{in} + \dot{Q}_{s,PR} - \dot{Q}_{r,PR} = \sum_k (\dot{n}_k \bar{h}_k)_{out} \quad (۷۶)$$

$$\dot{Q}_{ref,PR} = \sum_{P-R} (\dot{h}_f + \bar{h}_T - \bar{h}_{298}) \quad (۷۷)$$

$$\dot{Q}_{Sh,PR} = z(\bar{h}_{CO_2} + \bar{h}_{H_2} - \bar{h}_{CO} - \bar{h}_{H_2O}) \quad (۷۸)$$

با توجه به موازنه انرژی پیش‌اصلاح، نرخ تخریب انرژی به دست می‌آید:

$$\dot{E}_{D,PR} = \sum_i \dot{E}_i - \sum_o \dot{E}_o \quad (۷۹)$$

۳-۷-۱- معیارهای کارایی سیستم

برای بررسی عملکرد سیستم در شرایط مختلف، از معیارهایی جهت ارزیابی کارایی سیستم استفاده می‌شود. معیارهای کارایی سیستم مورد بررسی در این تحقیق شامل توان الکتریکی خالص، توان حرارتی خروجی از سیستم، راندمان‌های قانون اول و دوم در فرآیندهای تولید توان، حرارت و تولید هم‌زمان می‌باشند. توان الکتریکی خالص و توان حرارتی خروجی بر اساس میزان حرارت مورد استفاده در مولد بخار به صورت زیر محاسبه می‌شود:

$$\dot{W}_{net} = \dot{W}_{cell,ac} + \dot{W}_T - \dot{W}_C - \dot{W}_P \quad (۸۰)$$

$$\dot{Q}_{HRSG} = \dot{m}_g (h_{g1} - h_{g4}) \quad (۸۱)$$

راندمان تولید توان، راندمان تولید حرارت و راندمان تولید هم‌زمان بر اساس قانون اول ترمودینامیک به صورت زیر تعریف می‌شوند [23, 28]:

$$\eta_{ele}^I = \frac{\dot{W}_{net}}{\dot{n}_f \times LHV_f} \quad (۸۲)$$

$$\eta_{th}^I = \frac{\dot{Q}_{HRSG}}{\dot{n}_f \times LHV_f} \quad (۸۳)$$

$$\eta_{co}^I = \frac{\dot{W}_{net} + \dot{Q}_{HRSG}}{\dot{n}_f \times LHV_f} \quad (۸۴)$$

همچنین، راندمان تولید توان، راندمان تولید حرارت و راندمان تولید هم‌زمان بر اساس قانون دوم ترمودینامیک نیز به صورت زیر تعریف می‌شوند [23, 28]:

$$\varepsilon_{ele}^{II} = \frac{\dot{W}_{net}}{\dot{E}_{in,fc} + \dot{E}_{in,ac} + \dot{E}_{in,p}} \quad (۸۵)$$

$$\varepsilon_{th}^{II} = \frac{\dot{E}_{w3}}{\dot{E}_{in,fc} + \dot{E}_{in,ac} + \dot{E}_{in,p}} \quad (۸۶)$$

$$\varepsilon_{co}^{II} = \frac{\dot{W}_{net} + \dot{E}_{w3}}{\dot{E}_{in,fc} + \dot{E}_{in,ac} + \dot{E}_{in,p}} \quad (۸۷)$$

۵- نتایج

کلیه روابط مربوط به تحلیل انرژی و انرژی در نرم‌افزار متلب شبیه‌سازی شده است. در ابتدا به منظور اعتبارسنجی نتایج، سیستم معرفی شده توسط پیرکنندی و همکاران [29] مدل‌سازی شده و در جدول ۵ نتایج حاصله از این مدل‌سازی با نتایج آن‌ها مقایسه شده است. همان‌طور که ملاحظه می‌شود تطابق خوبی بین نتایج وجود دارد که نشان از دقت برنامه نوشته شده دارد. پارامترهای فرض شده برای شبیه‌سازی سیستم هیبریدی در جدول ۶ ارائه شده

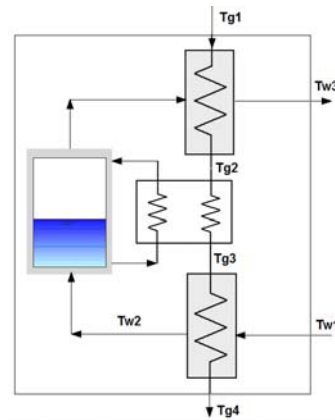
در روابط بالا اندیس‌های h و c به ترتیب نشان‌دهنده قسمت گرم و سرد مبدل و ε ضریب کارایی مبدل می‌باشند. مطابق شکل ۲، مولد بخار از ۳ قسمت اکونومایزر، اواپراتور و سوپرهیتر تشکیل شده است.

آب با دمای T_{w1} وارد اکونومایزر شده و با دمای T_{w2} از آن خارج می‌شود. بنابراین توسط روابط زیر، دمای آب خروجی از اکونومایزر و دما گازهای خروجی از اواپراتور محاسبه می‌شوند:

$$T_{sat} = T_{w2} + T_{AP} \quad (۶۷)$$

$$T_{g3} = T_{sat} + T_{PP} \quad (۶۸)$$

در این روابط T_{AP} نقطه نزدیکی (Approach Point; AP)، یعنی اختلاف دمای آب خروجی اکونومایزر با دمای اشباع و T_{PP} نقطه پینچ (Pinch Point; PP)، یعنی اختلاف دمای گازهای خروجی اواپراتور با دمای اشباع می‌باشند [33].



شکل ۲) شماتیک مولد بخار

برای مدل‌سازی مولد بخار بایستی نقطه پینچ، نقطه نزدیکی و دمای گازهای خروجی یا دمای بخار خروجی معلوم باشند. بنابراین با نوشتن معادله انرژی برای اکونومایزر، اواپراتور و سوپرهیتر مقادیر T_{w3} و T_{g2} و دبی جرمی بخار محاسبه می‌شوند:

$$\dot{n}_{st}(h_{w2} - h_{w1}) - \dot{n}_g(h_{g3} - h_{g4}) = 0 \quad (۶۹)$$

$$\dot{n}_{st}(h_{Tsat,x=1} - h_{Tsat,x=0}) - \dot{n}_g(h_{g2} - h_{g3}) = 0 \quad (۷۰)$$

$$\dot{n}_{st}(h_{w3} - h_{Tsat,x=1}) - \dot{n}_g(h_{g1} - h_{g2}) = 0 \quad (۷۱)$$

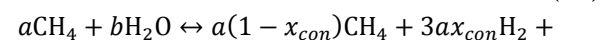
در روابط بالا \dot{n}_{st} و \dot{n}_g به ترتیب دبی جرمی گاز و بخار می‌باشند. با نوشتن معادله موازنه انرژی برای هر دو نوع مبدل حرارتی معرفی شده، نرخ تخریب انرژی به صورت زیر محاسبه می‌شود:

$$\dot{E}_{D,REC} = \sum_i \dot{E}_i - \sum_o \dot{E}_o \quad (۷۲)$$

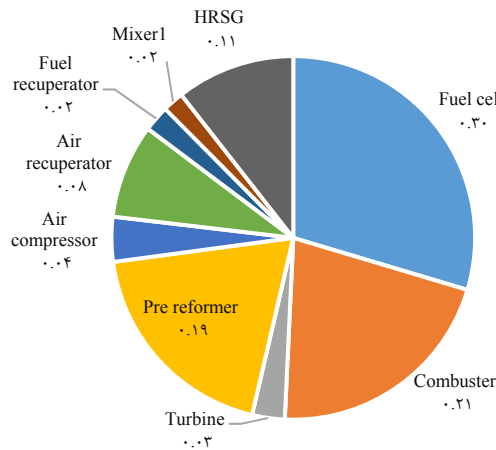
۳-۶-۱- پیش‌اصلاح‌کننده

پیش‌اصلاح معمولاً یک مبدل حرارتی با بستری از کاتالیست است که مخلوط سوخت و هوا در جدار داخلی و سیال عامل در پوسته خارجی آن جریان دارد. نوع واکنش پیش‌اصلاح از نوع اصلاح بخاری است. بنابراین واکنش‌های اصلی واقع در پیش‌اصلاح شامل واکنش اصلاح بخاری متان و واکنش شیفت-گاز می‌باشند [23]:

$$aCH_4 + bH_2O \leftrightarrow a(1 - x_{con})CH_4 + 3ax_{con}H_2 + (b - ax_{con})H_2O + ax_{con}CO \quad (۷۴)$$



در واکنش اصلاح بخاری متان، x_{con} درصد پیش‌اصلاح است و نسبت بخار به کربن به صورت زیر تعریف می‌شود:



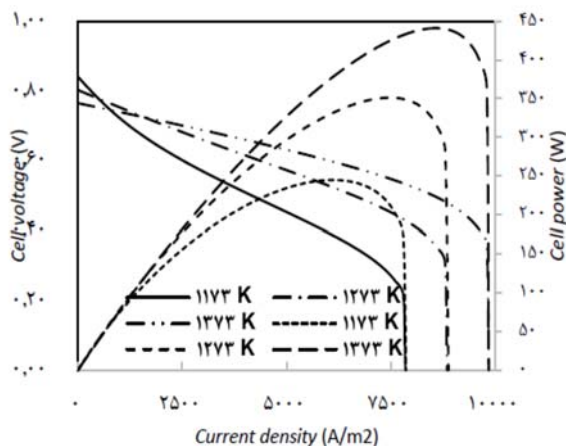
نمودار (۲) میزان سهم اجزای سیستم در تخریب آگرژی

۴-۱- بررسی عملکرد تک پیل سوختی

مطابق نمودار ۳ با افزایش دما اولاً ولتاژ برگشت پذیر کاهش می یابد ثانیاً افزایش دما سنتیک واکنش تندتر شده و در نتیجه ولتاژ و توان پیل سوختی افزایش می یابد. در چگالی جریان بالا، به دلیل افت ناشی از غلظت، ولتاژ و توان پیل سوختی به شدت کاهش می یابند.

در نمودار ۴ منحنی های تغییرات ولتاژ و توان پیل سوختی را برحسب چگالی جریان در فشارهای کاری مختلف ترسیم شده است. همان طور که ملاحظه می شود اولاً با افزایش فشار، ولتاژ برگشت پذیر افزایش می یابد ثانیاً با افزایش فشار، ولتاژ خروجی و به تبع آن توان پیل سوختی افزایش می یابد. همچنین ملاحظه می شود که تغییرات فشار در مقایسه با تغییرات دما تأثیر کمتری روی چگالی جریان حدی دارد.

در نمودار ۵ منحنی تغییرات راندمان پیل برحسب ضریب مصرف سوخت در فشارهای کاری مختلف ترسیم شده است. با افزایش ضریب مصرف سوخت راندمان پیل سوختی افزایش یافته و از یک مقداری به بعد به علت کاهش غلظت واکنش دهنده ها، راندمان کاهش می یابد. همچنین با افزایش فشار، ماکزیمم راندمان به طور محسوسی در ضریب مصرف سوخت بالاتری واقع می شود. مطابق این نمودار، ضریب مصرف سوخت مناسب در محدوده ۰/۸ تا ۰/۸۵ قرار دارد.



نمودار (۳) منحنی های تغییرات ولتاژ و توان پیل برحسب چگالی جریان در فشار کاری یک اتمسفر

است. همچنین نتایج مربوط به شبیه سازی سیستم در جدول ۷ ارائه شده است.

با توجه به نمودارهای ۱ و ۲ بیشترین تخریب آگرژی به ترتیب در توده پیل سوختی (به دلیل فرایند اصلاح سوخت)، محفظه پس سوز و اصلاح کننده مقدماتی سوخت و کمترین تخریب آگرژی به ترتیب در پمپ، مخلوط کننده دوم و پیش گرم کن سوخت صورت می گیرند.

جدول (۵) مقایسه نتایج حاصل از کد با نتایج مرجع [29]

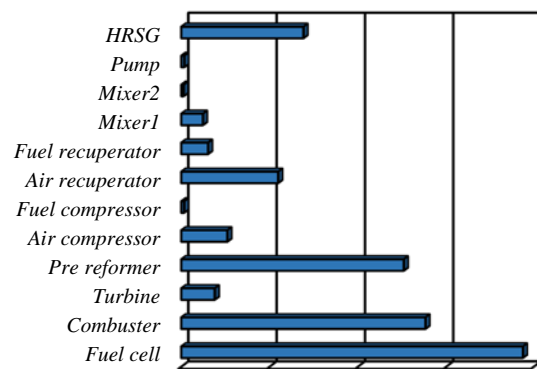
پارامتر	مرجع [29]	کد تهیه شده
چگالی جریان (A/m ²)	۲۶۴۱	۲۶۴۰
دمای ورودی توربین (K)	۱۴۷۳	۱۴۸۴
دمای توده پیل سوختی (K)	۱۱۶۱	۱۱۶۳
توان خالص خروجی (kW)	۹۶۰/۷	۹۸۶
راندمان الکتریکی	۵۱/۴۴	۵۲/۷۹

جدول (۶) پارامترهای فرض شده

پارامتر فرض شده	مقدار
نرخ سوخت ورودی	۱۰ kmol/h
نرخ هوای ورودی	۱۷۰ kmol/h
نسبت بخار به کربن	۲/۵
درصد پیش اصلاح	۳۰%
نسبت فشار کمپرسور	۳
تعداد تک پیل ها	۵۱۳۳
سطح مقطع فعال پیل	۰/۱۰۳۶ m ²
افت فشار پیل	۴%
افت فشار محفظه احتراق	۵%
افت فشار بازیاب ها	۴%
راندمان ایزنتروپیک کمپرسورها	۸۱%
راندمان مبدل حرارتی گاز- گاز	۸۵%
راندمان محفظه پس سوز	۹۵%
راندمان ژنراتور	۹۵%
راندمان اینورتر	۸۹%

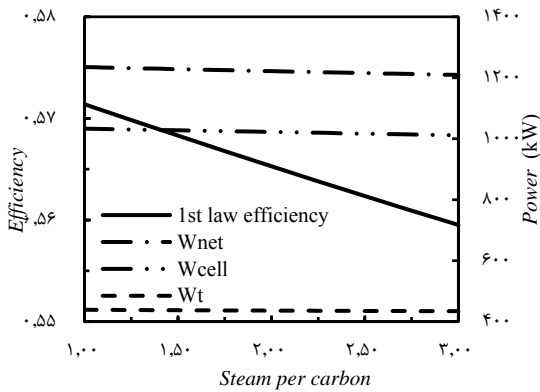
جدول (۷) نتایج شبیه سازی سیستم

پارامتر خروجی	مقدار
راندمان الکتریکی سیستم	۵۶/۲۳%
راندمان کلی سیستم	۸۱/۶۵%
راندمان آگرژی سیستم	۶۰/۱۷%
نرخ آگرژی تخریب شده	۶۷۰/۹ kW
نرخ گرمای بازیاب شده	۴۶۵ kW
ولتاژ پیل	۰/۱۶۸ V
توان خالص تولیدی	۱۲۱۵ kW
چگالی جریان	۳۱۴۷۸ A/m ²

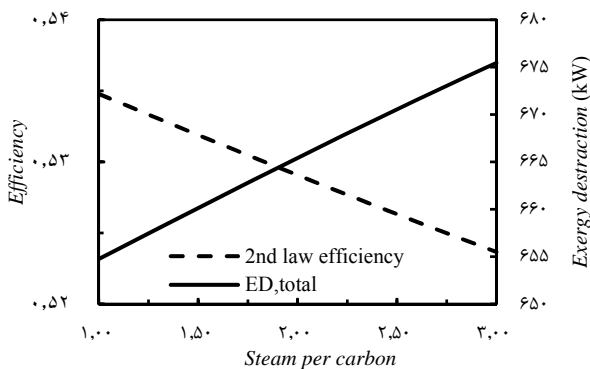


Exergy destruction (kW)

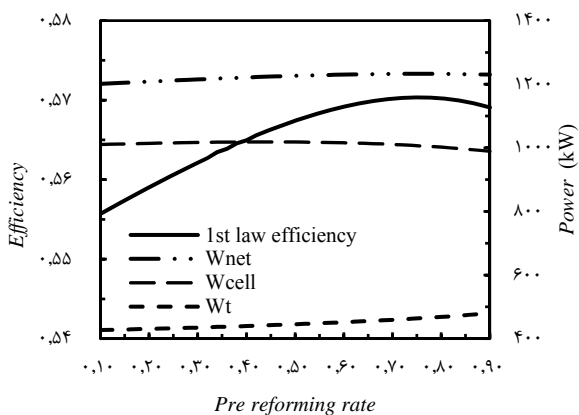
نمودار (۱) نرخ تخریب آگرژی اجزای سیستم



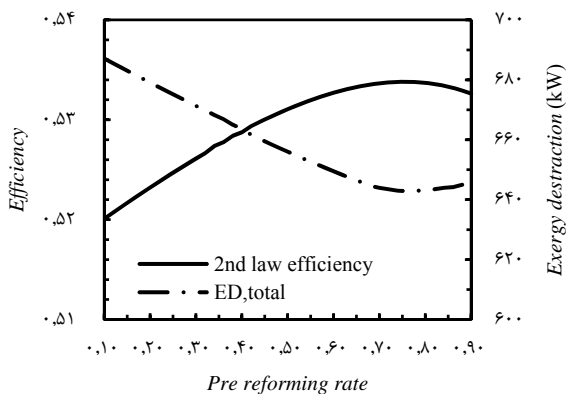
نمودار ۶) تغییرات توان و راندمان سیستم هیبریدی برحسب نرخ بخار به کربن



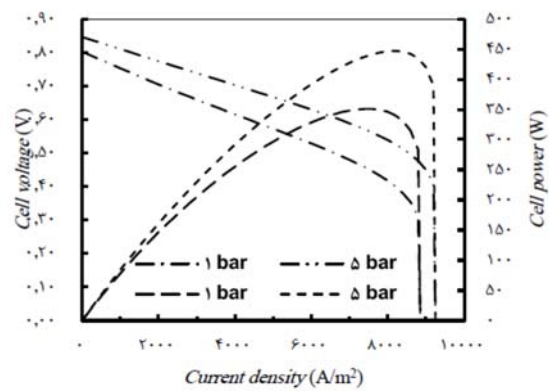
نمودار ۷) تغییرات نرخ تخریب انرژی و راندمان قانون دوم برحسب نسبت بخار به کربن



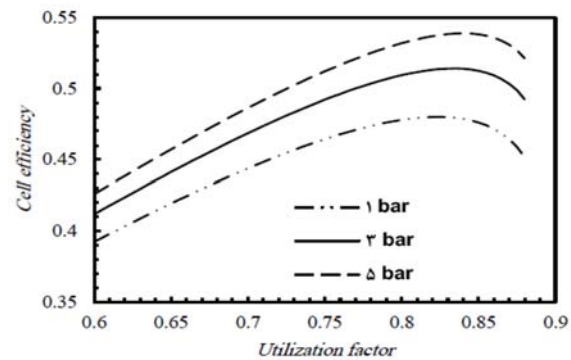
نمودار ۸) منحنی‌های تغییرات توان و راندمان سیستم هیبریدی برحسب درصد پیش‌اصلاح



نمودار ۹) منحنی‌های تغییرات نرخ تخریب انرژی و راندمان قانون دوم برحسب درصد پیش‌اصلاح



نمودار ۴) منحنی‌های تغییرات ولتاژ و توان پیل سوختی برحسب چگالی جریان در دمای کاری ۱۲۷۳ کلوین



نمودار ۵) منحنی‌های تغییرات راندمان پیل سوختی برحسب ضریب مصرف سوخت

۲-۴- بررسی عملکرد سیستم هیبریدی

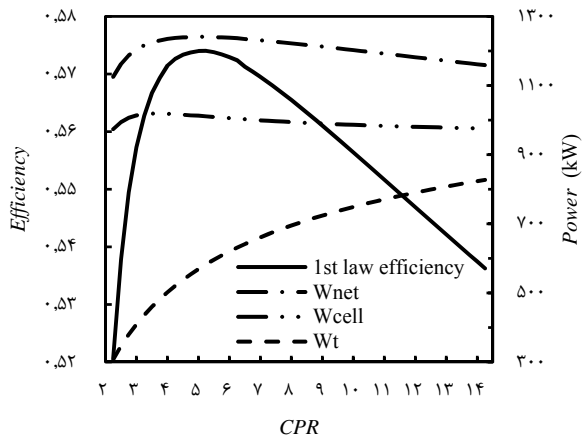
۱-۲-۴ تغییرات نسبت بخار به کربن

در نمودار ۶ تغییرات توان و راندمان سیستم هیبریدی برحسب نرخ بخار به کربن ترسیم شده است. همان‌طور که ملاحظه می‌شود، با افزایش نسبت بخار به کربن توان مختلف تغییرات چندانی ندارند ولی راندمان سیستم کاهش می‌یابد. همچنین مطابق نمودار ۷ با افزایش نسبت بخار به کربن، نرخ تخریب انرژی افزایش و راندمان انرژی کاهش می‌یابد. بنابراین افزایش نسبت بخار به کربن تأثیر منفی بر عملکرد سیستم دارد، ولی به منظور کاهش تشکیل کربن در توده پیل سوختی، لازم است مقدار حداقل آن، یعنی مقدار ۱/۶ رعایت شود.

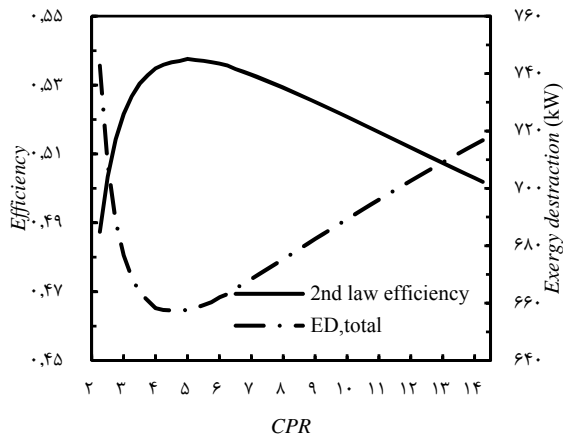
۲-۲-۴ تغییرات درصد پیش‌اصلاح

همان‌طور که در نمودار ۸ ملاحظه می‌شود با افزایش درصد پیش‌اصلاح، توان و راندمان سیستم هیبریدی افزایش یافته و از یک مقداری به بعد به علت افزایش حضور واکنش‌دهنده‌ها در توده پیل سوختی و افزایش افت غلظتی، توان و راندمان کاهش می‌یابد. همچنین با افزایش درصد پیش‌اصلاح، گرمای خالص تولیدی توده پیل سوختی بیشتر صرف افزایش دمای گازهای خروجی از توده می‌شود، در نتیجه توان تولیدی توربین به دلیل دمای بالای گازهای ورودی آن افزایش خواهد یافت. از طرف دیگر به علت وجود هیدروژن در مخلوط سوخت ورودی به توده پیل سوختی، گرادیان دمایی حاصل از واکنش‌های اصلاح داخلی سوخت وجود نخواهد داشت، در نتیجه راندمان افزایش خواهد یافت. همچنین همان‌طور که در نمودار ۹ ملاحظه می‌شود با افزایش درصد پیش‌اصلاح، نرخ تخریب انرژی کاهش و راندمان انرژی تا یک حد معین افزایش می‌یابد.

دما و ورودی گازها به توده پیل سوختی، دمای پیل سوختی کاهش یافته و در نتیجه توان تولیدی و راندمان کاهش می‌یابد. در ابتدا با افزایش فشار، توان و راندمان افزایش یافته و در ادامه با غلبه اثر دما بر فشار، توان و راندمان کاهش می‌یابد. همچنین مطابق نمودار ۱۳ با افزایش نسبت فشار نرخ تخریب آگرژی رفتار دوگانه‌ای داشته و با غلبه اثر دما افزایش می‌یابد.



نمودار ۱۲) منحنی‌های تغییرات توان و راندمان سیستم هیبریدی برحسب نسبت فشار کمپرسور



نمودار ۱۳) منحنی‌های تغییرات نرخ تخریب آگرژی و راندمان قانون دوم برحسب نسبت فشار کمپرسور

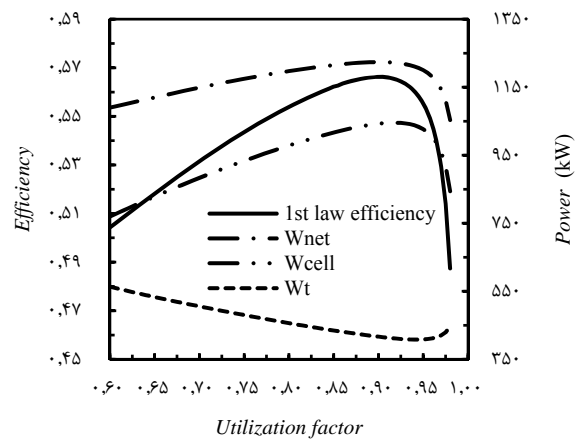
۵- نتیجه‌گیری

در این تحقیق یک سیستم هیبریدی پیل سوختی به صورت هدفمند انتخاب و مورد تحلیل قرار گرفته است. نتایج اولیه تحلیل انرژی و آگرژی نشان می‌دهد که راندمان کلی و آگرژی سیستم به ترتیب برابر ۸۱/۶۵٪ و ۶۰/۷٪ هستند. همچنین بیشترین سهم تخریب آگرژی مربوط به توده پیل سوختی، محفظه احتراق و اصلاح‌کننده مقدماتی سوخت است. نتایج تحلیل پارامتری بیانگر این است که:

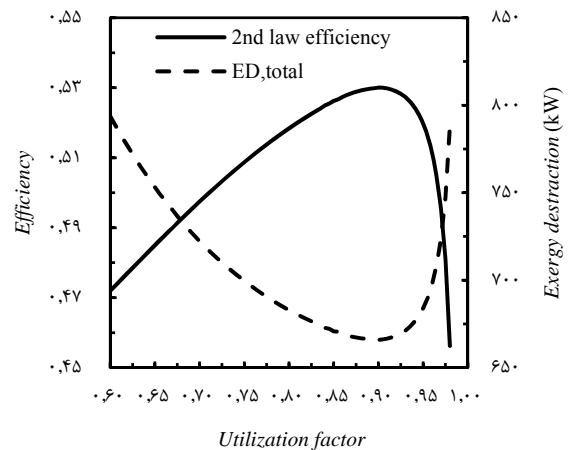
- در یک تک‌پیل سوختی افزایش فشار و دما باعث افزایش توان و راندمان پیل سوختی شده در حالی که در یک سیستم هیبریدی پیل سوختی با افزایش فشار سیستم رفتار دوگانه‌ای از خود نشان می‌دهد. زیرا با غلبه اثر دما بر فشار، عملکرد سیستم در حالت افزایش فشار کاهش خواهد یافت و این بیانگر این است که دمای توده پیل سوختی نمی‌تواند ثابت باشد.

۴-۲-۳- تغییرات ضریب مصرف سوخت

در نمودار ۱۰ منحنی‌های تغییرات توان و راندمان پیل سوختی برحسب ضریب مصرف سوخت ترسیم شده است. با افزایش ضریب مصرف سوخت توان و راندمان سیستم هیبریدی تا حد معینی افزایش می‌یابد. در مقایسه با تک‌پیل سوختی، چون در توده پیل سوختی تعداد پیل‌ها زیاد هستند لذا ماکزیمم راندمان در ضریب مصرف سوخت بالاتری واقع می‌شود. از طرف دیگر با افزایش ضریب مصرف سوخت، میزان سوخت ورودی به محفظه احتراق کاهش یافته و در نتیجه گازهای ورودی به توربین دمای پایین‌تری دارند. از این رو توان تولیدی توربین کاهش خواهد یافت. همچنین مطابق نمودار ۱۱ با افزایش ضریب مصرف سوخت تا یک حد معین نرخ تخریب آگرژی کاهش و راندمان آگرژی افزایش می‌یابد.



نمودار ۱۰) منحنی‌های تغییرات توان و راندمان سیستم هیبریدی برحسب ضریب مصرف سوخت



نمودار ۱۱) منحنی‌های تغییرات نرخ تخریب آگرژی و راندمان قانون دوم برحسب ضریب مصرف سوخت

۴-۲-۴- تغییرات نسبت فشار کمپرسور

در نمودار ۱۲ منحنی‌های تغییرات توان و راندمان سیستم هیبریدی برحسب نسبت فشار کمپرسور ترسیم شده است. همان‌طور که ملاحظه می‌شود با افزایش نسبت فشار کمپرسور، نسبت انبساط توربین افزایش یافته و در نتیجه توان تولیدی آن افزایش و دمای گازهای خروجی آن کاهش می‌یابد. بنابراین سوخت و هوای خروجی از بازیاب‌ها دمای پایین‌تری خواهند داشت. با کاهش

چگالی	ρ
ضخامت	δ
بالانویس ها و زیرنویس ها	
نقطه نزدیکی	AP
متناوب	ac
فعال سازی	act
کاتد	ca
کمپرسور	C
محفظه احتراق	CC
سمت سرد	c
کاتد	ca
پیل سوختی	cell
هم زمان	co
غلظتی	con
تخریب آگرژی	D
مستقیم	dc
الکتریکی	ele
پیل سوختی	fc
گاز	g
بازیاب حرارتی تولید بخار	HRSG
سمت گرم	h
ورودی	i
اینورتر	inv
جزء	k
تلفات	loss
خروجی	o
اهمیک	ohm
محصولات	p
نقطه پینچ	PP
پیش اصلاح	PR
واکنش دهنده	r
ریفورمینگ	ref
مبدل حرارتی	REC
ایزنروپیک	S
اشباع	sat
شیفت	shift
بخار	st
محیط	surr
توربین	T
حرارتی	th
کل	total
خالص	net

- افزایش ضریب مصرف سوخت باعث افزایش توان و راندمان سیستم هیبریدی می شود و مقدار بهینه آن در محدوده ۰/۸ تا ۰/۸۵ قرار دارد. در یک توده پیل سوختی به علت تعداد بالای پیل ها دامنه این محدوده می تواند گسترده تر باشد.
- افزایش نسبت بخار به کربن تأثیر منفی بر توان و راندمان پیل سوختی دارد ولی جهت جلوگیری از رسوب کربن بایستی حداقل مقدار آن رعایت شود.
- با افزایش درصد پیش اصلاح، توان و راندمان سیستم هیبریدی تا زمانی که غلظت واکنش دهنده ها زیاد نشوند افزایش می یابد.
- با توجه به این که پیل سوختی بیشترین سهم تولید توان را در سیستم هیبریدی دارد، بنابراین توان خالص خروجی از سیستم رفتاری شبیه به رفتار توان خروجی از پیل دارد.

تشکر و قدردانی: نویسندگان این مورد را بیان نکردند.

تأییدیه اخلاقی: نویسندگان این مورد را بیان نکردند.

تعارض منافع: نویسندگان این مورد را بیان نکردند.

سهم نویسندگان: سبحان جهان دیده (نویسنده اول)، نگارنده مقدمه/پژوهشگر اصلی/تحلیلگر آماری/نگارنده بحث (۳۴٪)؛ حسن حسن زاده (نویسنده دوم)، روش شناس/پژوهشگر کمکی/تحلیلگر آماری/نگارنده بحث (۳۳٪)؛ سید احسان شکیب (نویسنده سوم)، پژوهشگر کمکی/تحلیلگر آماری (۳۳٪)

منابع مالی: منبع تامین مالی خارج دانشگاه وجود نداشته است.

۶- فهرست علائم

A	مساحت (m^2)
C	گرمای ویژه ($kJ.kmol^{-1}K^{-1}$)
E	ولتاژ برگشت پذیر پیل (V)
E°	ولتاژ پیل در شرایط استاندارد (V)
E_{act}	انرژی فعال سازی ($kJ.mol^{-1}$)
\dot{E}	آگرژی ($kJ.h^{-1}$)
F	ثابت فارادی ($C.mol^{-1}$)
h	آنتالپی ($kJ.kmol^{-1}$)
h_f	آنتالپی تشکیل ($kJ.kmol^{-1}$)
I	جریان پیل سوختی (A)
j	چگالی جریان ($A.m^2$)
j_0	چگالی جریان تبدیلی ($A.m^2$)
j_L	چگالی جریان حدی ($A.m^2$)
K_p	ثابت تعادل واکنش
LHV	ارزش حرارتی پایین سوخت ($J.mol^{-1}$)
N	تعداد پیل ها
n_e	تعداد الکترون جابه جاشده
\dot{n}	دبی مولی ($kmol.h^{-1}$)
P	فشار (bar)
Q	گرما ($kJ.kmol^{-1}$)
R_u	ثابت جهانی گازها ($J.mol^{-1}K^{-1}$)
r_{sc}	نسبت بخار به کربن
S	آنتروپی ($kJ.kmol^{-1}K^{-1}$)
T	دما (K)
U_f	ضریب مصرف سوخت
V	ولتاژ (V)
W	کار ($kJ.kmol^{-1}$)
x	کسر مولی
علائم یونانی	
η	راندمان
ϵ	ضریب کارایی

منابع

- Sopian K, Wan Daud WR. Challenges and future developments in proton exchange membrane fuel cells. *Renewable Energy*. 2006;31(5):719-727.
- Sopian K, Shamsuddin AH, Nejat Veziroglu T. Solar hydrogen energy option for Malaysia. *International Conference on Advances in Strategic Technology*. Bangi, Selangor, Malaysia; 1995.
- Ramakumar R, Chiradeja P. Distributed generation and renewable energy systems. *37th Intersociety Energy Conversion Engineering Conference*. Washington; 2002.
- Pirkandi J, Ghasemi M, Hamed MH, Hosseini H. Role of hybrid systems of gas turbine and solid oxide fuel cells in energy supply. *4th Iranian Fuel Cell Seminar*. Tehran: Shahid Rajae Teacher Training University ;2010. [Persian]
- Boyce MP. *Gas turbine engineering handbook*. 2nd Edition. Boston: Gulf Professional Publishing; 2002.
- Williams MC. *Fuel Cell Handbook*. 7th Edition. Morgantown: EG&G Technical Services, Inc; 2004.

turbine hybrid system. *International Journal of Hydrogen Energy*. 2011;36(23):15304-15312.

22- Ahmadi R, Pourfatemi SM, Ghaffari S. Exergoeconomic optimization of hybrid system of GT, SOFC and MED implementing genetic algorithm. *Desalination*. 2017;411:76-88.

23- Farzad MA, Hasanzadeh H, Safavinejad A, Aghaebrahimi MR. Energy and exergy analysis and optimization of a cogeneration system based on solid oxide fuel cell for residential applications *Journal of Solid and Fluid Mechanics*. 2016;5(4):213-228. [Persian]

24- Pirkandi J, Mahmoodi M, Amanloo F. Thermodynamic modeling of an auxiliary power unit equipped with tubular solid oxide fuel cell with application in aerospace power system. *Modares Mechanical Engineering*. 2015;15(6):132-144. [Persian]

25- Ni M. Modeling of SOFC running on partially pre-reformed gas mixture. *International Journal of Hydrogen Energy*. 2012;37(2):1731-1745.

26- Bao C, Wang Y, Feng D, Jiang Z, Zhang X. Macroscopic modeling of solid oxide fuel cell (SOFC) and model-based control of SOFC and gas turbine hybrid system. *Progress in Energy and Combustion Science*. 2018;66:83-140.

27- Akkaya AV, Sahin B, Erdem HH. Thermodynamic model for exergetic performance of a tubular SOFC module. *Renewable Energy*. 2009;34(7):1863-1870.

28- Shirazi A, Aminyavari M, Najafi B, Rinaldi F, Razaghi M. Thermal-economic-environmental analysis and multi-objective optimization of an internal-reforming solid oxide fuel cell-gas turbine hybrid system. *International Journal of Hydrogen Energy*. 2012;37(24):19111-19124.

29- Pirkandi J, Ghasemi M, Hamed MH. Performance comparison of direct and indirect hybrid systems of gas turbine and solid oxide fuel cell from thermodynamic and exergy viewpoints. *Modares Mechanical Engineering*. 2012;12(3):117-133. [Persian]

30- Akkaya AV. Electrochemical model for performance analysis of a tubular SOFC. *International Journal Energy Research*. 2007;31(1):79-98.

31- Ghanbari Bavarsad P. Energy and exergy analysis of internal reforming solid oxide fuel cell-gas turbine hybrid system. *International Journal of Hydrogen Energy*. 2007;32(17):4591-4599.

32- Chan SH, Low CF, Ding OL. Energy and exergy analysis of simple solid-oxide fuel-cell power systems. *Journal of Power Sources*. 2002;103(2):188-200.

33- Mirashraf SM. Evaluation performance of multistage distillation in combination with distributed generation systems of electricity and heat and absorption chiller. 3rd International Conference on Applied and Researches in Science and Engineering. Istanbul: Marmara University; 2018. [Persian]

7- Hajimolana SA, Azlan Hussain M, Ashri Wan Daud WM. Mathematical modeling of solid oxide fuel cells: a review. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*. 2011;15(4):1893-1917.

8- Zabihian F, Fung A. A review on modeling of hybrid solid oxide fuel cell systems. *International Journal of Engineering (IJE)*. 2009;3(2):85-119.

9- Zhang X, Chan SH, Li G, Ho HK, Li J, Feng Z. A review of integration strategies for solid oxide fuel cells. *Journal of Power Sources*. 2010;195(3):685-702.

10- Calise F, Palombo A, Vanoli L. Design and partial load exergy analysis of hybrid SOFC GT power plant. *Journal of Power Sources*. 2006;158(1):225-244.

11- Calise F, Dentice d Accadia M, Vanoli L, von Spakovsky MR. Full load synthesis/design optimization of a hybrid SOFC-GT power plant. *Energy*. 2007;32(4):446-4458.

12- McPhail SJ, Aarva A, Devianto H, Bove R, Moreno A. SOFC and MFC: commonalities and opportunities for integrated research. *International Journal of Hydrogen Energy*. 2011;36(16):10337-10345.

13- Calise F, Dentice d Accadia M, Vanoli L, von Spakovsky MR. Single-level optimization of a hybrid SOFC GT power plant. *Journal of Power Sources*. 2006;159(2):1169-1185.

14- Larminie J, Dicks A. Fuel cell system explained. Hoboken: J. Wiley; 2004.

15- Singhal SC, Kendall K. High temperature solid oxide fuel cells. 1st Edition. Amsterdam: Elsevier; 2003.

16- Yang WJ, Park SK, Kim TS, Kim JH, Sohn JL, Ro ST. Design performance analysis of pressurized solid oxide fuel cell/gas turbine hybrid systems considering temperature constraints. *Journal of Power Sources*. 2006;160(1):462-473.

17- Zabihian F, Fung AS. Thermodynamic sensitivity analysis of hybrid system based on solid oxide fuel cell. *Sustainable Energy Technologies and Assessments*. 2014;6:51-59.

18- Granovskii M, Dincer I, Rosen MA. Performance comparison of two combined SOFC gas turbine systems. *Journal of Power Sources*. 2007;165(1):307-314.

19- Buonomano A, Calise F, Dentice d' Accadia M, Palombo A, Vicidomini M. Hybrid solid oxide fuel cells-gas turbine systems for combined heat and power: a review. *Applied Energy*. 2015;156:32-85.

20- Park SK, Kim TS. Comparison between pressurized design and ambient pressure design of hybrid solid oxide fuel cell-gas turbine systems. *Journal of Power Sources*. 2006;163(1):490-499.

21- Zhang X, Su S, Chen J, Zhao Y, Brandon N. A new analytical approach to evaluate and optimize the performance of an irreversible solid oxide fuel cell-gas