

پیشنهاد یک سیستم تولید سه گانه بر پایه سیستم پیل سوختی اکسید جامد با سوخت گاز طبیعی مایع شده ترکیب شده با توربین گازی هوا مرطوب برای کاربرد ایستگاه های ماهواره ای

علی صابری مهر*

استادیار، دانشکده مهندسی مکانیک، دانشگاه بناب، بناب، ایران

بهنام حیدری

استادیار، دانشکده مهندسی مکانیک، دانشگاه آزاد اسلامی، واحد شبستر، شبستر، ایران

چکیده

رشد صنعت گاز طبیعی مایع شده توانسته تعداد بسیاری از ایستگاه های ماهواره ای را به توسعه برساند. فراهم آوردن یک روش جدید برای استفاده موثر از انرژی سرد تلف شده در ایستگاه های ماهواره ای که با گاز طبیعی مایع شده سوخت رسانی می شوند، در این تحقیق ارائه می شود. در این مقاله یک سیستم تولید سه گانه بر پایه پیل سوختی اکسید جامد-توربین گازی هوا مرطوب با سوخت گاز طبیعی مایع شده مطرح می گردد. این سیستم جدید از یک سو راندمان کلی را با استفاده از انرژی تلف شده در یک روش آبخاری بهبود بخشیده و همچنین تاثیر مثبتی بر انتشار آلانندی خواهد داشت. نتایج تحقیق نشان می دهد که برای سیستم ارائه شده راندمان کلی توان و راندمان انرژی می تواند به ترتیب ۶۴/۷٪ و ۵۴/۴٪ باشد. این در حالی است که راندمان کل حرارتی تا ۷۹/۱٪ نیز می رسد. به علاوه، این سیستم دی اکسید کربن مایع را در دمای ۱۴۸/۸- درجه سانتی گراد و فشار ۳۰۰ کیلو پاسکال بازیافت می کند که میزان جذب و خلوص آن به ترتیب دی اکسید کربن و ۹۸/۷٪ و ۹۸/۹٪ می باشد.

واژه های کلیدی: پیل سوختی اکسید جامد، تحلیل ترمودینامیکی، توربین گازی هوا مرطوب، گاز طبیعی مایع شده، انرژی.

Demonstration of a trigeneration system based on solid oxide fuel cell fed by LNG integrated with humid air gas turbine (HAT) for application in satellite stations

A. Saberi Mehr

Faculty of Mechanical Engineering, University of Bonab, Bonab, Iran

B. Heydari

Faculty of Mechanical Engineering, Islamic Azad University, Shabestar branch, Shabestar, Iran

Abstract

Growing of LNG industry could develop many of the satellite stations. Presenting a novel way to efficiently utilize the cold waste energy in satellite stations fed by LNG is proposed in this research. In this article, a trigeneration system based on solid oxide fuel cell-humid air turbine gas fed by LNG is proposed. On the one hand, this new system would increase the overall efficiency by utilization of cold waste energy via cascade system; and on the other hand, would have a positive influence on pollutant emissions. Results indicate that for the proposed system overall electrical efficiency and exergy efficiency could be 64.7% and 54.4% respectively. Nonetheless, the overall thermal efficiency of the system could even reach to 79.1%. In addition, this system would recover carbon dioxide at -148.8 °C and 300 kPa where the rate of absorption and concentration of carbon dioxide would be 98.7% and 98.9% respectively.

Keywords: Solid Oxide Fuel Cell, thermodynamic analysis, humid air gas turbine, LNG, exergy.

انرژی های سرد تلف شده ایستگاه های ماهواره ای گاز طبیعی مایع شده

۱- مقدمه

صنعت گاز طبیعی مایع شده^۱ به سرعت در سی سال گذشته در حال رشد است تا نیازهای انرژی را در سراسر دنیا برآورده سازد. گاز طبیعی مایع شده به عنوان یک سوخت تمیز، دی اکسید کربن کمتر و اکسیدهای تقریباً بدون سولفور را نسبت به سوخت های همچون دیزل و زغال تولید می کند [1]. یکی از کاربردهای موثر و اخیر گاز طبیعی مایع شده در صنایع هوا فضا می باشد. با توسعه صنعت گاز طبیعی مایع شده، تعداد روزافزونی از ایستگاه های ماهواره ای گاز طبیعی مایع شده، به وجود آمده یا ساخته شده اند. معمولاً بسیاری از انرژی سرد^۲ (منظور از انرژی سرد، پتانسیل استفاده از گاز طبیعی مایع شده است که در ماه های پایین قرار گرفته است و با تبادل حرارتی می توان از این پتانسیل حرارتی (مدفن حرارتی) استفاده نمود). ایستگاه های ماهواره ای گاز طبیعی مایع شده به طور مستقیم توسط هوا یا آب دریا منتقل می شوند. این مسئله باعث اتلاف انرژی سرد و آلودگی سرد محیطی می گردد. بنابراین، لزوم استفاده معقول از

باید بیشتر مورد توجه قرار گیرد [2].

در سال های اخیر، کشورهای چین و هند از پیشروان استفاده از سوخت گاز طبیعی مایع شده در ایستگاه های ماهواره ای بوده اند. با توجه به اینکه در حدود ۵۰٪ گاز طبیعی وارداتی به چین به صورت مایع شده است تعداد ایستگاه های ماهواره ای بهره گرفته از این سوخت در حال افزایش است [3]. گوو و همکارانش بر سی استفاده از گاز طبیعی مایع شده در ایستگاه ماهواره در چین را انجام داده و قابلیت انتقال این گاز پس از استفاده از انرژی آن و در یک مسیر لوله کشی گاز طبیعی به ساکنین و مراکز صنعتی منطقه را مورد مطالعه قرار دادند [4]. یکی از پژوهش های انجام گرفته استفاده از سوخت مایع شده در ایستگاه های ماهواره ای در شهر شانگ های چین نشان می دهد که انرژی سرد تولید شده در حین فرایند گازسازی توسط آمونیاک بازیابی شده و به سیستم ذخیره انرژی اعمال می شود که از آن برای تولید برق می توان استفاده نمود. گزارش می شود که پروژه طرح شده سود سالیانه ای در حدود ۳۰۰،۰۰۰ یوان چین به همراه داشته است [5]. شرکت گیل در شهر بوبانسوار هند یک ایستگاه ماهواره ای بر پایه استفاده از سوخت گاز طبیعی مایع شده ای را با هدف تامین گاز طبیعی برای ساکنین اطراف این ایستگاه راه اندازی نمودند.

¹ LNG
² Cold Energy

نتایج این پروژه حاکی از این حقیقت است که انرژی برای حدود ۳۰۰۰ خودرو و همچنین گاز ۱۰۰۰ منزل مسکونی تامین شد [6]. از جمله سیستم های تولید توان الکتریکی با بازدهی بالا و آلاینده‌گی بسیار پایین نسبت به سیستم های تولید توان مرسوم پیل-های سوخت اکسید جامد^۱ است که به تمرکز اصلی این تحقیق برای بهره برداری تبدیل شده است. پیل سوخت اکسید جامد نه تنها می-تواند تبدیل مستقیم انرژی شیمیایی به الکتریسیته را میسر کند، بلکه در محدوده وسیعی از سوخت ها نیز عمل می‌کند. به علاوه، دمای بالای خروجی پیل سوختی اکسید جامد می تواند فرصتی را برای پیش گرم کردن هوا ارائه کند و گرما را برای توربین گازی یا ترکیب یک توربین گازی-توربین بخار فراهم کند تا الکتریسیته بیشتری را تولید کند [7]. مصیب نژاد و همکاران [8] ترکیب پیل سوختی اکسید جامد و توربین گازی را با سوخت گازی حاصل از آب فاضلاب شهری پیشنهاد دادند و نشان دادند که بازده الکتریکی سیستم می تواند تا ۲۳٪ نسبت به سیستم یک پارچه پیل سوختی افزایش داشته باشد. پارک و همکاران [9] سیستم یکپارچه پیل سوختی اکسید جامد-توربین گازی با کنترل و جذب دی اکسید کربن را پیشنهاد کرده‌اند. نتایج نشان می‌دهد که راندمان این سیستم با کنترل و جذب دی اکسید کربن بر اساس احتراق اکسیژنی بهبود می یابد. برای افزایش بیشتر راندمان حرارتی کل، تحقیق در مورد سیستم های تولید سه گانه بر پایه پیل سوختی اکسید جامد انجام شده است. سیستم تولید سه گانه تولید توان الکتریکی، گرما و سرما را به طور همزمان فراهم می‌کند تا تاثیر منفی بر محیط را کاهش داده و راندمان حرارتی را بهبود بخشد. گائو و همکاران [10] مدل راندمان ترمودینامیک سیستم های تولید سه گانه بر پایه پیل سوختی اکسید جامد که با سوخت-های مختلف گازی کار می‌کند را پیشنهاد داده‌اند. نتایج نشان داده‌اند که راندمان توربین گازی، بار گرمایی و سرمایشی بر راندمان سیستم تولید سه گانه تاثیر بسازایی می‌گذارد. سو و همکاران [11] یک سیستم یکپارچه تولید سه گانه را مطرح کرده‌اند که از انرژی خورشیدی برای اصلاح بخارهای بیوگازی استفاده می‌کند. این تحقیق ممکن است یک جهت جدید را برای استفاده موثر از انرژی ارائه کند. هو و همکاران [12] با استفاده از نرم‌افزار Aspen Plus برای بررسی راندمان ترمودینامیکی سیستم پیل سوختی اکسید جامد تولید سه گانه استفاده کرده‌اند. نتایج نشان داد که راندمان حرارتی و راندمان توان ۸۹/۸٪ و ۶۵/۸٪ می باشد. ژائو و همکاران [13] یک سیستم یکپارچه تولید سه گانه پیل سوختی اکسید جامد را پیشنهاد کرده‌اند که راندمان توان و راندمان حرارتی آن تقریباً ۷۰٪ و ۹۰٪ می‌باشد. سیستم یکپارچه پیل سوختی اکسید جامد یک جهت درحال توسعه نویدبخش از تکنولوژی انرژی در آینده می‌باشد، که هم ذخیره‌کننده انرژی و هم کارآمد است. اگرچه، بیشتر مطالعات قبلی در مورد سیستم یکپارچه پیل سوختی اکسید جامد معمولاً بازیافت دی اکسید کربن را مورد ملاحظه قرار نمی‌دهند. تعداد کمی از سیستم‌هایی که بازیافت دی اکسید کربن را مورد ملاحظه قرار می‌دهند کارآمد یا اقتصادی نیستند.

دمای خروجی اضافی توربین گازی باعث اتلاف انرژی خواهد شد را معمولاً می توان توسط توربین بخار مهار و استفاده نمود که پیچیدگی سیستم را افزایش خواهد داد [14]. بر پایه توربین گازی و توسعه انواع چرخه‌های جدید، یکی از معروف‌ترین موارد چرخه توربین گازی هوا مرطوب^۲ است که توجه گسترده‌ای را دریافت نموده است [15]. چرخه توربین گازی هوا مرطوب یک چرخه ماده ترکیبی هوا-بخار با توربین گازی به‌عنوان تجهیزات اصلی است که دارای پتانسیل فراهم کردن الکتریسیته ترکیبی با انتشارات آلاینده‌گی پایین و راندمان بالا می‌باشد [15]. به‌علاوه، در مقایسه با چرخه توربین گازی-توربین بخار، تجهیزات چرخه توربین بخار مرطوب نسبتاً ساده است [16]. مصیب نژاد و همکاران [17] یک مطالعه مروری بر تکنولوژی توربین گازی هوا مرطوب انجام داده و عملکرد یک سیستم تولید توان توربین گازی هوا مرطوب را با سوخت بیوگاز تحلیل و ارزیابی کردند. وی و همکاران [18] یک تجهیزات آزمایشی کوچک را ایجاد کرده و داده‌های آزمایشی را مورد تجزیه و تحلیل قرار می‌دهد. نتایج نشان می‌دهند که این روند می‌تواند به شدت راندمان چرخه توربین گازی را بهبود بخشد، که راندمان آن تا ۳/۱٪ افزایش می‌یابد. ژائو و همکاران [19] توان ترکیبی و سیستم گرمایشی را بر اساس توربین بخار مرطوب مطرح نموده‌اند. کاربرو و همکاران [20] یک توربین گازی میکرو را به توربین گازی مرطوب تبدیل کرده‌اند. نتایج نشان داده است که راندمان الکتریکی تا ۴/۲٪ افزایش یافته است. از دیدگاه انرژی کلی سیستم، یک روش موثر برای افزایش راندمان کل چرخه توربین گازی هوا مرطوب، استفاده از یک منبع گرمایشی خارجی است. چرخه توربین بخار مرطوب می‌تواند الکتریسیته را در ترکیب با انتشارات آلاینده پایین و راندمان بالا فراهم کند. اگرچه، مطالعات متعددی توسط محققین در مورد سیستم پیل سوختی اکسید جامد-توربین گازی تولید سه گانه وجود دارد، بر اساس دانسته ها و تحقیقات از ادبیات فن توسط محققین و نویسندگان این مقاله عملکرد ترکیب سیستم پیل سوختی اکسید جامد با توربین گازی هوا مرطوب با بکار گیری سوخت مایع مطالعه نشده است. چرخه توربین گازی هوا مرطوب می‌تواند با سیستم پیل سوختی اکسید جامد به صورت یک سیستم یکپارچه تولید سه گانه ترکیب شود، بنابراین مسئله کمبود تامین گرمای چرخه توربین گازی هوا مرطوب می‌تواند با خروجی دمای بالای پیل سوختی اکسید جامد بر طرف و جبران شود و مصرف توان کمپرسور چرخه توربین گازی هوا مرطوب بسیار کاهش یابد.

در ادامه ارائه پیشینه پژوهش، مقایسه ای اجمالی از پژوهش های پیشین، نقاط قوت و ضعف آنها ارائه می شود. در انتها، کار فعلی به طور تفصیلی توضیح داده خواهد شد که بتوان مقایسه درخوری بین نقاط قوت و ضعف کار حاضر و کارهای پیشین انجام داد (جدول ۱).

جدول ۱ مقایسه بین پژوهش های قبلی، نقاط قوت و ضعف آنها

پژوهش	نقاط قوت	نقاط ضعف
گوو [4]	• بررسی میدانی استفاده از سوخت مایع شده در ایستگاه ماهواره ای در	• عدم ارائه روابط دقیق ریاضی

² Humid Air Turbine (HAT)

¹ SOFC

تلف شده برای بدست آوردن دی اکسید کربن تقریباً صفر و سایر انتشارات استفاده کند.

۲- توصیف طرحواره سیستم پیشنهادی

شکل ۱ شماتیک سیستم تولید سه گانه توربین گاز هوا مرطوب ترکیبی با پیل سوختی اکسید جامد با سوخت گاز طبیعی مایع شده را نشان می‌دهد. کل سیستم در اصل شامل سیستم پیل سوختی اکسید جامد، بازیافت دی اکسید کربن و چرخه توربین گازی هوا مرطوب می‌باشد. در شکل ۱، هوای ورودی کمپرسور توسط گاز طبیعی مایع شده خنک می‌شود (چگالنده ۱). سپس هوای خروجی کمپرسور به رطوبت ساز وارد می‌شود تا رطوبت گاز را افزایش دهد (جریان ۴). هوای متراکم با آب داغ در بالاترین نقطه از رطوبت ساز در یک مسیر جریان متقاطع برخورد می‌کند تا تبادل حرارتی مورد نظر صورت گیرد. در این اثنا، آب سرد از پایین ترین نقطه رطوبت ساز با آب سازنده برای چرخه بازیافت ترکیب می‌شود (رطوبت ساز). سپس، هوای مرطوب گرم شده (پیش گرم کن) و به کاند پیل سوختی اکسید جامد در دمای کاری انباشته پیل سوختی وارد می‌شود (جریان ۶). به طور هم‌زمان، یک بخش از گاز خروجی آند که در تقسیم کننده جدا شده است با گاز سوخت متراکم ترکیب می‌شود (ترکیب کننده) تا به پیش تبدیل کننده ۱ وارد شود (مسیر ۸). پس از پیش تبدیل شدن، گاز سوخت ترکیبی به آند پیل سوختی اکسید جامد می‌رود (جریان ۹). سپس گاز سوخت ترکیبی و هوای مرطوب شده به صورت الکتروشیمیایی در پیل سوختی اکسید جامد با هم واکنش انجام می‌دهند، که مطابق فرایند های الکتروشیمیایی صورت گرفته در داخل انباشته^۲ پیل سوختی می‌تواند برق تولید کند. گاز ترکیبی خروجی کاند پیل سوختی اکسید جامد (جریان ۷) و بخش دیگری از گاز خروجی آند (جریان ۱۲) در پس سوز گرمایی بیشتر می‌سوزند و دمای گازهای احتراقی بالاتر می‌رود. دمای بالای گاز خروجی از قسمت پس سوزاننده (جریان ۱۳) توربین گازی را برای تولید برق بیشتر تحریک می‌کند (شکل ۱). گاز ترکیبی خروجی توربین گازی به سیستم بازیافت دی اکسید کربن می‌رود (جریان ۱۵). انرژی سرد تلف شده ایستگاه‌های ماهواره ای گاز طبیعی مایع شده می‌توانند دی اکسید کربن مایع را از گاز خروجی بازیافت کنند (جریان ۲۰) و انرژی سرد را برای ذخیره سرما تامین کند (جریان ۲۱). به علاوه، آب در حال گردش مجدد، گرمای تلف شده از گاز خروجی کمپرسور دی اکسید کربن را جذب می‌کند (گرم کننده) تا انرژی را برای کاربران گرمایشی فراهم سازد (جریان ۳۳). در نهایت، بر طبق نیازهای واقعی، گاز طبیعی مایع شده به گاز تبدیل شده تا حدودی به عنوان سوخت گازی سیستم استفاده شود (جریان ۳۰) و مایقی سوخت به شبکه خط لوله گاز شهری وارد می‌شود (جریان ۲۹).

۳- مدل ریاضی و فرضیه ها برای شبیه سازی

برای مدل سازی سیستم ارائه شده و به منظور استخراج نتایج مورد نظر همچون توان الکتریکی تولیدی و میزان مصرف سوخت برای راه اندازی سیستم و در نهایت مقادیر راندمان قانون اول و دوم

تحلیل	• عدم آگزری	کشور چین • مطالعه انتقال گاز طبیعی به ساکنین منطقه
گیل [6]	• عدم ارائه روابط دقیق تحلیل تمودینامیکی	• راه اندازی سیستم تامین برق بر پایه سوخت مایع شده برای ایستگاه ماهواره ای در هند • تحلیل کامل اقتصادی سیستم
مصیب نژاد [8]	• عدم ارائه تحلیل اقتصادی	• تحلیل ترکیب پیل سوختی با توربین گازی با سوخت بیوگاز • کاربردی بودن تحقیق برای بهره گیری از آب فاضلابی
پارک [9]	• عدم ارائه کاربرد خاص صنایعی مشخص • عدم ارائه تحلیل اقتصادی	• ارائه سیستم تولید سه گانه بر پایه پیل سوختی با گاز طبیعی • تحلیل زیست محیطی سیستم
سو [11]	• عدم ارائه کاربرد خاص برای سیستم پیشنهادی	• ارائه سیستم تولید سه گانه بر پایه پیل سوختی و بهره گیری از انرژی خورشیدی • ارائه کامل تحلیل تمودینامیکی و اقتصادی
هو [12]	• عدم ارائه کاربرد خاص برای سیستم پیشنهادی	• تحلیل سیستم تولید سه گانه بر پایه پیل سوختی و با استفاده از نرم افزار Aspen • بهینه سازی سیستم پیشنهادی
کاریو [20]	• نداشتن تحلیل اقتصادی و نبود کاربرد خاص برای سیستم	• سیستم میکرو توربین گازی مرطوب با سوخت مایع شده • تحلیل تمودینامیکی سیستم
وی [18]	• نداشتن تحلیل اقتصادی	• سیستم میکرو توربین گازی به صورت آزمایشگاهی با سوخت گاز طبیعی مایع شده
کار حاضر	• نداشتن تحلیل اقتصادی • نداشتن بهینه سازی سیستم	• سیستم تولید سه گانه بر پایه پیل سوختی با توربین گازی مرطوب • استفاده از سوخت گاز طبیعی مایع شده • ارائه کاربرد عملیاتی برای سیستم

هدف از این تحقیق، فراهم کردن یک روش جدید برای استفاده معقول از انرژی سرد تلف شده در ایستگاه‌های ماهواره‌ای گاز طبیعی مایع شده است. این مقاله یک سیستم تولید سه گانه پیل سوختی اکسید جامد-توربین گازی هوا مرطوب با سوخت گاز طبیعی مایع شده با انتشارات آلاینده تقریباً صفر را مطرح می‌سازد. سیستم جدید می‌تواند راندمان کلی را با استفاده از گرما و سرمای تلف شده در یک روش آبخاری بهبود بخشد. از یک سو، انرژی سرمایی تلف شده ایستگاه‌های ماهواره‌ای گاز طبیعی مایع شده به طور معقولی در یک روش آبخاری استفاده شده تا از اتلاف انرژی سرمایی و آلودگی سرد محیطی جلوگیری کند، از سوی دیگر نه تنها مصرف توان کمپرسور چرخه توربین گازی هوا مرطوب را کاهش می‌دهد، بلکه انرژی سرد را برای ذخیره سرما و بازیافت دی اکسید کربن تامین می‌کند. تاکید بر این نکته با ارزش است که سیستم یکپارچه جدید پیل سوختی اکسید جامد می‌تواند از انرژی سرد گاز طبیعی مایع شده

¹ Prereformer

² Stack

ترمودینامیک، تمامی اجزای سیستم را به عنوان یک حجم کنترل از بقیه اجزا جدا کرده و برای هر حجم کنترل معادلات موازنه جرمی، انرژی اعمال می گردد. این روابط در حالت کلی به صورت روابط زیر نوشته می شوند:

$$\sum \dot{m}_i = \sum \dot{m}_e \quad (1)$$

$$\dot{Q}_k - \dot{W}_k = \sum \dot{m}_e h_e - \sum \dot{m}_i h_i \quad (2)$$

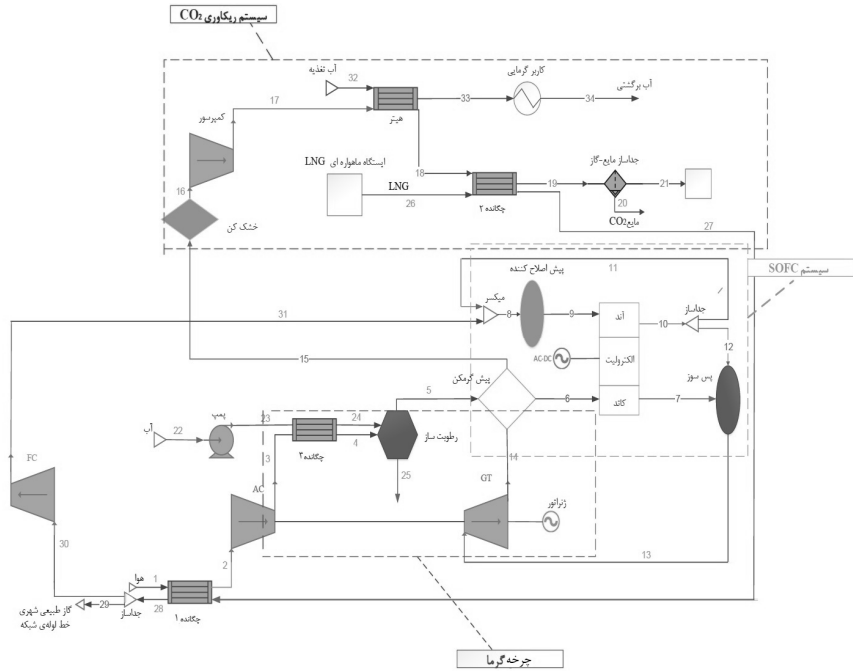
همانطور که در جدول ۲ نشان داده شده است موازنه مولی و موازنه انرژی برای تک تک اجزای سیستم اعمال می شود. پس از نوشتن روابط مندرج در جدول و همچنین اعمال فرضیات و ورودی های مورد نظر به سیستم، دستگاه معادلات و مجهولات در نرم افزار EES با در نظر گرفتن خواص ترمودینامیکی خروجی های مطلوب که من جمله آنها، تمامی خواص ترمودینامیکی در هر نقطه از سیستم ارائه شده اعم از دما، فشار، آنتالپی، آنترپی و همچنین دبی مولی (جرمی) در هر نقطه از سیستم که با شماره گذاری در شکل ۱ مشخص گردیده بود بدست می آید. حل همزمان معادلات توسط نرم افزار EES با استفاده از روش حذفی گاوسی یا روش سعی و خطای نیوتن-رافسون انجام می گیرد. پس از حل همزمان معادلات و بدست آوردن موارد ذکر شده می توان پارامترهای مطلوبی همچون راندمان کلی سیستم که در نرم افزار تعریف نموده ایم را برای سیستم پیشنهادی محاسبه نماییم. لازم به ذکر است که نتایج بدست آمده، نتایج پایه ای می باشند که با فرض ورودی های اولیه بدست آمده اند و نتایج خروجی مساله تابعی از این ورودی ها می باشن. در ادامه به منظور تحلیل دقیق تر سیستم در نرم افزار با استفاده از امکانات نرم افزار تحلیل پارامتری سیستم انجام می شود بدین شکل که ابتدا برخی از پارامترهای کلیدی در سیستم مشخص می گردند و سپس تاثیر آنها بر معیار های تعیین شده اعم از ولتاژ خروجی از سیستم، توان خالص الکتریکی سیستم، نرخ گرمایش یا سرمایش و در نهایت راندمان های الکتریکی و کلی سیستم مورد بررسی قرار می گیرند.

مهمترین ترین قسمت و بخش هسته ای در سیستم یکپارچه جدید، توربین گازی هوا مرطوب و پیل سوختی اکسید جامد هستند.

بنابراین، در این مقاله ابتدا مدل های ترمودینامیکی پیل سوختی اکسید جامد و توربین گازی هوا مرطوب و اعتباردهی منطقی آنها را ارائه می کند. بدین منظور، فرضیه های اصلی این سیستم جدید برای شبیه سازی در جدول ۱ نشان داده شده اند.

جدول ۲- روابط موازنه جرمی (مولی) و بالانس انرژی برای اجزای سیستم

جزء	بایستگی جرم	بایستگی انرژی
چکانه ۱	$\dot{n}_{27} = \dot{n}_{27} \quad \dot{n}_1 = \dot{n}_2$	$\dot{n}_1 \bar{h}_1 - \dot{n}_2 \bar{h}_2 = \dot{n}_{28} \bar{h}_{28} - \dot{n}_{27} \bar{h}_{27}$
جداساز گاز شهری	$\dot{n}_{28} = \dot{n}_{30} + \dot{n}_{29}^{NG}$	$\dot{n}_{30} \bar{h}_{30} + \dot{n}_{29} \bar{h}_{29} = \dot{n}_{28} \bar{h}_{28}$
ضربه سوخت پیل	$\dot{n}_{31} = \dot{n}_{30}$	$\dot{W}_{f,Blower} = \dot{n}_{31} \bar{h}_{31} - \dot{n}_{30} \bar{h}_{30}$
پیش اصلاح کننده	$\dot{n}_8 = \dot{n}_9$	$\dot{n}_8 \bar{h}_8 + \dot{Q}_{PR} = \dot{n}_9 \bar{h}_9$
میکر سوخت پیل	$\dot{n}_9 = \dot{n}_{11} + \dot{n}_{31}$	$\dot{n}_{11} \bar{h}_{11} + \dot{n}_{31} \bar{h}_{31} = \dot{n}_9 \bar{h}_9$
کمپرسور هوای توربین	$\dot{n}_3 = \dot{n}_2$	$\dot{W}_{Air,comp} = \dot{n}_3 \bar{h}_3 - \dot{n}_2 \bar{h}_2$
توربین گاز	$\dot{n}_{13} = \dot{n}_{14}$	$\dot{W}_{GT} = \dot{n}_{14} \bar{h}_{14} - \dot{n}_{13} \bar{h}_{13}$
چکانه ۲	$\dot{n}_{26} = \dot{n}_{27} \quad \dot{n}_{18} = \dot{n}_{19}$	$\dot{n}_{27} \bar{h}_{27} - \dot{n}_{26} \bar{h}_{26} = \dot{n}_{18} \bar{h}_{18} - \dot{n}_{19} \bar{h}_{19}$
چکانه ۳	$\dot{n}_{23} = \dot{n}_{24} \quad \dot{n}_3 = \dot{n}_4$	$\dot{n}_3 \bar{h}_3 - \dot{n}_4 \bar{h}_4 = \dot{n}_{24} \bar{h}_{24} - \dot{n}_{23} \bar{h}_{23}$
رطوبت ساز	$\dot{m}_v = \dot{m}_{v,out} - \dot{m}_{v,in}$ $\dot{m}_{a,out} = \dot{m}_{a,in} + \dot{m}_v$	$\dot{n}_4 \bar{h}_4 + \dot{n}_{24} \bar{h}_{24} = \dot{n}_{25} \bar{h}_{25} + \dot{n}_5 \bar{h}_5$
پمپ آب	$\dot{n}_{23} = \dot{n}_{22}$	$\dot{W}_{pump} = \dot{n}_{23} \bar{h}_{23} - \dot{n}_{22} \bar{h}_{22}$
پیش گرمکن	$\dot{n}_{14} = \dot{n}_{15} \quad \dot{n}_6 = \dot{n}_5$	$\dot{n}_6 \bar{h}_6 - \dot{n}_5 \bar{h}_5 = \dot{n}_{14} \bar{h}_{14} - \dot{n}_{15} \bar{h}_{15}$
هیتر	$\dot{n}_{17} = \dot{n}_{18} \quad \dot{n}_{32} = \dot{n}_{33}$	$\dot{n}_{33} \bar{h}_{33} - \dot{n}_{32} \bar{h}_{32} = \dot{n}_{17} \bar{h}_{17} - \dot{n}_{18} \bar{h}_{18}$
جداساز دی اکسید کربن	$\dot{n}_{19} = \dot{n}_{20} + \dot{n}_{21}$	$\dot{n}_{21} \bar{h}_{21} + \dot{n}_{20} \bar{h}_{20} = \dot{n}_{19} \bar{h}_{19}$
خنک کن	$\dot{n}_{15} = \dot{n}_{16}$	$\dot{n}_{15} \bar{h}_{15} + \dot{Q}_d = \dot{n}_{16} \bar{h}_{16}$
کمپرسور دی اکسید کربن	$\dot{n}_{17} = \dot{n}_{16}$	$\dot{W}_{comp} = \dot{n}_{17} \bar{h}_{17} - \dot{n}_{16} \bar{h}_{16}$



شکل ۱- دیاگرام سیستم پیشنهادی تولید سه گانه بر پایه پیل سوختی اکسید جامد با سوخت گاز طبیعی مایع شده



جریان پیل سوختی اکسید جامد می تواند توسط فرمول (۶) محاسبه گردد.

$$I = 2 \times (4n_{c_1} + 7n_{c_2} + 10n_{c_3} + n_{H_2} + n_{CO}) \times U_{fuel} \times F \quad (6)$$

n جریان مولی است، U_{fuel} ضریب بهره وری سوخت است، F برای ثابت فارادی در نظر گرفته می شود، C_1 ، C_2 و C_3 نشان دهنده CH_4 ، C_2H_6 و C_3H_8 است. چگالی جریان توسط رابطه (۷) بیان شده است.

$$i_c = \frac{I}{A_{cell}} \quad (7)$$

در اینجا A_{cell} مساحت فعال سلول سوختی اکسید جامد را نشان می دهد. ولتاژ واقعی سلول سوخت اکسید جامد توسط رابطه (۶) بیان می شود.

$$V_{SOFC} = V_{Nernst} - V_{con,a} - V_{con,c} - V_{ohm} - V_{act,a} - V_{act,c} \quad (8)$$

V_{Nernst} ولتاژ ایده آل است، $V_{con,a}$ افت ولتاژ غلظتی آندی است، $V_{con,c}$ افت ولتاژ غلظتی کاتدی است، V_{ohm} افت ولتاژ اهمی است، $V_{act,a}$ افت ولتاژ فعال سازی آندی است و $V_{act,c}$ افت ولتاژ فعال سازی کاتدی است.

$$V_{Nernst} = V_0 + \frac{RT}{2F} \ln \left(\frac{P_{H_2} P_{O_2}^{0.5}}{P_{H_2O}} \right) \quad (9)$$

$$V_0 = 1.253 - 2.4516 \times 10^{-4} T \quad (10)$$

در رابطه (۹)، R ثابت گازی مولی را نشان می دهد؛ T دمای عملیاتی سیستم پیل سوختی اکسید جامد را نشان می دهد.

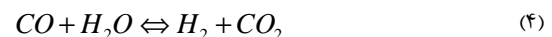
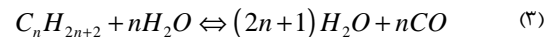
$$V_{ohm} = I \sum_k a_k \exp \left(\frac{b_k}{T} \right) \frac{\delta_k}{A_{cell}} \quad (11)$$

جدول ۳ فرضیات اصلی برای شبیه سازی سیستم پیشنهادی [21,22]

مقدار	مورد
$CH_4(97.33)$, $C_2H_6(1.9)$ $C_3H_8(0.7)$, $N_2(0.07)$	اجزای سوخت (%)
$N_2(79)$, $O_2(21)$	اجزای هوا (%)
۹۱۰	دمای کاری ($^{\circ}C$)
۷۸/۲	دبی جریان LNG ($kmol/h$)
۱	فشار کاری (MPa)
۸۵	بازده آدیباتیک توربین (%)
۱۰/۰۷	دبی جریان سوخت ($kmol/h$)
۸۵	بازده آدیباتیک کمپرسور (%)
۹۲	بازده DC به AC (%)
۰/۸۵	ضریب مصرف سوخت
۹۶۰/۱	مساحت سطح فعال SOFC (m^2)
۲۵	دمای ورودی هوا ($^{\circ}C$)
۲۵	دمای ورودی سوخت ($^{\circ}C$)
۲۵	دمای ورودی آب ($^{\circ}C$)
۹۹	بازده مکانیکی توربین (%)
۲	اتلاف حرارت از پیل سوختی (%)
۹۹	بازده مکانیکی کمپرسور (%)
۹۶۴۸۵/۳۳	ثابت فارادی (C/mol)
۲/۵	نسبت بخار به کرین

۳-۱- مدل سازی پیل سوختی اکسید جامد

ولتاژ واقعی پیل سوختی اکسید جامد با حل ولتاژ ایده آل و اتلاف های ولتاژ مختلف پیل محاسبه شده اند. واکنش های الکتروشیمیایی در پیل سوختی اکسید جامد به صورت زیر ارائه می شوند [23]:



در رابطه (۱۱)، δ_k ضخامت هر قسمت را نشان می‌دهد، a_k و b_k ضرایب همبستگی مواد این مولفه‌ها هستند، که مقادیر آنها از مطالعات کامپاناری و همکاران [24] به دست آمده است. افت ولتاژ فعال سازی توسط روابط (۱۲) تا (۱۴) نشان داده شده‌اند.

$$V_{act} = \ln \left[\frac{i}{2^{ca,an}} + \left(\left(\frac{i}{2^{ca,an}} \right)^2 + 1 \right)^{0.5} \right] \frac{RT}{F} \quad (12)$$

$$i_0^{ca} = Y_{ca} \exp \left(-\frac{E_{act,ca}}{RT} \right) \left(\frac{P_{O_2}}{P_{ca}^0} \right)^{0.25} \quad (13)$$

$$i_0^{an} = Y_{an} \exp \left(-\frac{E_{act,an}}{RT} \right) \left(\frac{P_{H_2}}{P_{an}^0} \right) \left(\frac{P_{H_2O}}{P_{an}^0} \right) \quad (14)$$

در میان این‌ها، i_0 چگالی جریان تبدیلی است؛ E_{act} انرژی فعال سازی است؛ Y ضریب پراکندگی است. افت ولتاژ غلظتی توسط رابطه (۱۵) نشان داده شده است. به طور کلی، پیل سوختی اکسید جامد در دمای بالا عمل می‌کند و فرایند پراکنده سازی به طور موثر انجام می‌شود. افت ولتاژ غلظتی معمولاً بسیار کوچک است، که می‌توان از آن چشم‌پوشی کرد [۲۴].

$$V_{con} = \ln \left(1 - \frac{i}{i_1} \right) \frac{RT}{2F} \quad (15)$$

در رابطه (۱۵)، i_1 چگالی جریان محدود کننده تولید شده توسط سطح الکتروود را نشان می‌دهد. توان خروجی سلول سوختی اکسید جامد توسط رابطه (۱۶) بیان شده است.

$$W_{SOFC} = V_{SOFC} \times I \times \eta_{DC-AC} \quad (16)$$

در رابطه (۱۶)، η_{DC-AC} راندمان تبدیل DC-AC را نشان می‌دهد. راندمان توان پیل سوخت اکسید جامد توسط رابطه (۱۵) نشان داده شده است [25].

$$\eta_{SOFC} = \frac{W_{SOFC}}{LHV_{fuel} \times q_{fuel}} \quad (17)$$

در رابطه (۱۷)، LHV_{fuel} مقدار ارزش حرارتی پایین سوخت می‌باشد، q_{fuel} میزان جریان توده ای سوخت است.

جدول ۴- اعتبار دهی مدل شبیه سازی شده در کار حاضر

داده های	داده های	نتایج شبیه سازی	
داده های پژوهش [26]	تجربی [27]		
0.7	0.7	0.70	ولتاژ (V)
N ₂ (77.3) H ₂ O (4.5) O ₂ (15.9) CO ₂ (2.3)	N ₂ (77) H ₂ O (5) O ₂ (16) CO ₂ (2)	N ₂ (77.3) H ₂ O (4.5) O ₂ (16) CO ₂ (2.2)	ترکیب پشت خروجی
178	180	179	چگالی جریان (mA/cm ²)
19	-	21.97	ضریب بهره وری هوا (-)
120	120	120.6	توان خروجی (kW)
52	50	52.58	η_{SOFC} (%)

در این مقاله با استفاده از نرم افزار EES مدل محاسبه ترمودینامیکی را ایجاد کرده [28] و سیستم پیل سوختی اکسید جامد را شبیه سازی می‌نماییم. پارامترهای مهم شبیه سازی سیستم پیل سوختی اکسید جامد در جدول ۱ وجود دارند. مقایسه بین داده‌های آزمایشی در ادبیات فن و نتایج شبیه سازی مدل حاضر در جدول ۴ ارائه شده‌اند.

همان‌طور که در جدول ۴ نشان داده شده است، نتایج شبیه سازی مدل پیل سوختی اکسید جامد با داده‌های آزمایشی و سایر داده‌های شبیه سازی مطابقت خوبی دارند. بنابراین، دقت مدل پیل سوختی اکسید جامد را می‌تواند تایید شود.

۳-۲- مدل سازی رطوبت ساز و اعتباردهی مدل

رطوبت ساز یک جزء واحد انتقال گرما می‌باشد هوای متراکم شده با هوای داغ در بالاترین نقطه رطوبت ساز در یک روش جریان متقابل برخورد می‌کند تا کیفیت و گرما را داده و دریافت کند. به علاوه، جریان‌ات آب سرد از پایین ترین نقطه رطوبت ساز با آب سازنده برای چرخه بازیافت ترکیب می‌شوند و هوای مرطوب شده از بالاترین نقطه رطوبت ساز جریان می‌یابد. از یک سو، رطوبت ساز می‌تواند جریان گرمی و توان خروجی را بهبود بخشد. از سوی دیگر، می‌تواند دمای آب در حال گردش را پایین آورده و گرمای تلف شده سیستم را بازیافت کند تا راندمان حرارتی را افزایش دهد [۲۵].

راندمان ترمودینامیکی رطوبت ساز می‌تواند با محتوای رطوبت هوای مرطوب شده خروجی (d)، دمای آب خروجی (T3) و دمای هوای مرطوب شده خروجی (T4) اندازه گیری شود. در میان این موارد، محتوای رطوبت هوای مرطوب شده خروجی توسط روابط (۱۸) و (۱۹) نشان داده شده است.

$$d = 622 \frac{\phi P_v}{p - \phi P_s} \quad (18)$$

$$\phi = \frac{P_v}{P_s} \quad (19)$$

در روابط (۱۸) و (۱۹)، ϕ رطوبت نسبی هوا، p فشار کلی، P_s فشار جزئی بخار آب هوای مرطوب شده اشباع شده و P_v فشار جزئی بخار آب هوای مرطوب شده می‌باشد. زمانی که فشار کلی بیشتر از ۲ Mpa نباشد، می‌توان ملاحظه کرد که چگالی بخار آب و فشار تقسیم بخار آب هوای اشباع شده هیچ کاری برای انجام دادن با فشار هوای مرطوب ندارد. این‌ها فقط توسط دمای هوای مرطوب شده خروجی (T4) تعیین می‌شوند.

۳-۳- مدل‌های ریاضی این سیستم تولید سه گانه پیل سوختی اکسید جامد- توربین بخار مرطوب

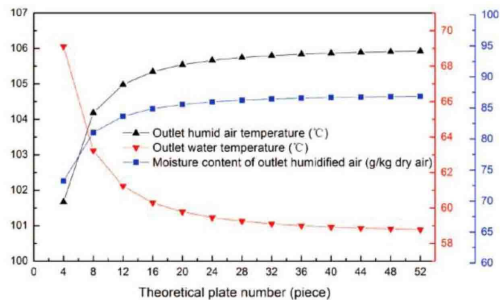
راندمان الکتریکی کلی این سیستم جدید توسط رابطه (۲۰) و (۲۱) نشان داده شده‌اند.

$$\eta_p = \frac{W_{SOFC} + W_{GT} - W_{FC} - W_{AC} - W_W - W_{CO_2}}{q_{LNG} \times LHV_{LNG} + Q_{LNG}} \quad (20)$$

$$Q_{LNG} = H_1 - H_0 \quad (21)$$

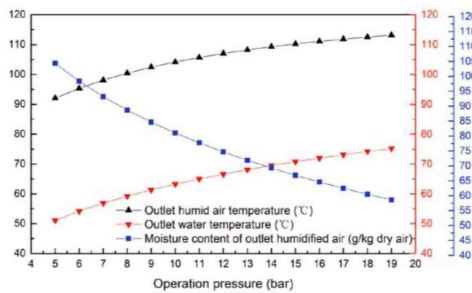
در رابطه (۲۰) و (۲۱)، W_{GT} خروجی توان توربین گازی است، W_{FC} مصرف توان کمپرسور سوخت است، W_{AC} مصرف توان کمپرسور هوا است، W_W مصرف توان پمپ آب است، W_{CO_2} مصرف توان کمپرسور دی اکسید کربن است، LHV_{LNG} مقدار کالری پایین گاز طبیعی مایع شده است، q_{LNG} میزان جریان گرمی گاز طبیعی مایع شده است و $(H_1 - H_0)$ انرژی سرمایی آزاد شده گاز طبیعی مایع شده را نشان می‌دهد درحالی‌که از دمای اولیه به دمای بالاتر تغییر می‌کند. راندمان حرارتی این سیستم جدید توسط رابطه (۲۲) نشان داده شده است.

هوای ورودی 75 mol/s است. تغییرات پارامترهای راندمان اصلی رطوبت ساز با تعداد صفحات نظری در شکل ۲ نشان داده شده است. در شکل ۲، با افزایش تعداد صفحات نظری رطوبت ساز، هم دمای هوای خروجی رطوبت ساز و هم محتوای رطوبت هوای مرطوب خروجی افزایش می‌یابد، درحالی‌که دمای هوای خروجی کاهش می‌یابد. با ادامه افزایش تعداد صفحات نظری، همه این سه مورد یک روند تغییر تدریجی را نشان می‌دهند. می‌توان مشاهده کرد که افزایش مناسب تعداد صفحات نظری می‌تواند زمان تماس گاز و مایع را افزایش دهد، که می‌تواند راندمان ترمودینامیکی رطوبت ساز را افزایش دهد.



شکل ۲- پارامترهای عملکرد اصلی رطوبت ساز با تعداد صفحات تئوری

دوم اینکه، تاثیرات فشار عملیاتی بر راندمان حرارتی رطوبت‌ساز مورد مطالعه قرار گرفته است. شرایط معلوم: جریان هوای ورودی 75 mol/s است، دمای آب ورودی ۱۲۰ درجه سلسیوس است، تعداد صفحات تئوری ۸ قطعه است، جریان آب ورودی ۱۱۰ mol/s است و دمای هوای ورودی ۷۰ درجه سلسیوس می‌باشد. شکل ۳ تغییرات پارامترهای راندمان اصلی رطوبت ساز با فشار عملیاتی را نشان می‌دهد.



شکل ۳- پارامترهای عملکرد اصلی رطوبت ساز با تغییرات فشار

در شکل ۳، با افزایش فشار عملیاتی رطوبت‌ساز، هم دمای آب خروجی و هم دمای هوای مرطوب خروجی افزایش می‌یابد، درحالی‌که محتوای رطوبت هوای مرطوب خروجی کاهش می‌یابد و این روند تغییر به تدریج صاف می‌شود. مطابق با این مسئله، دمای هوای مرطوب خروجی زمانی افزایش می‌یابد که فشار عملیاتی افزایش یابد، که ظرفیت را برای حفظ بخار آب افزایش می‌دهد. اما هوا را بیش‌تر در برابر اشباع مستعد می‌سازد و نیروهای انتقال جرم و گرمای هوا و آب در رطوبت‌ساز را کاهش می‌دهد، که تبخیر آب را کاهش می‌دهد. بنابراین، محتوای رطوبت هوای مرطوب خروجی کاهش می‌یابد و راندمان ترمودینامیکی رطوبت‌ساز بدتر می‌شود.

$$\eta_t = \frac{W_{SOFC} + W_{GT} - W_{FC} - W_{AC} - W_W - W_{CO_2} + Q_c + Q_h}{q_{LNG} \times LHV_{LNG} + Q_{LNG}} \quad (22)$$

در رابطه (۲۲)، Q_h گرمای خروجی و Q_c حرارت خروجی خنک کننده است. η_t یک شاخص مهم دیگر در این سیستم می‌باشد. راندمان انرژی کلی این سیستم جدید توسط رابطه (۲۳) نشان داده شده است.

$$\eta_{net} = \frac{W_{SOFC} + W_{GT} - W_{FC} - W_{AC} - W_W - W_{CO_2} + EX_{cooling} + EX_{heat}}{q_{LNG} \times EX_{fuel} + EX_{LNG}} \quad (23)$$

در رابطه (۲۳)، EX_{heat} انرژی گرمای خروجی می‌باشد، $EX_{cooling}$ انرژی خنک‌سازی می‌باشد و EX_{LNG} برای انرژی خنک‌سازی است که گاز طبیعی مایع شده برای سیستم فراهم می‌سازد.

۴- تجزیه و تحلیل راندمان سیستم یکپارچه جدید

۴-۱- تجزیه و تحلیل راندمان حرارتی رطوبت‌ساز

راندمان ترمودینامیکی رطوبت‌ساز می‌تواند توسط محتوای رطوبت هوای مرطوب شده خروجی، دمای خروجی و دمای هوای خروجی مرطوب مورد تجزیه و تحلیل قرار گیرد. چندین متغیر از جمله میزان جریان هوای ورودی، فشار جریان رطوبت‌ساز، دمای آب ورودی، تعداد صفحات تئوری، دمای هوای ورودی و میزان جریان آب ورودی برای تجزیه و تحلیل راندمان ترمودینامیکی رطوبت‌ساز انتخاب شده‌اند.

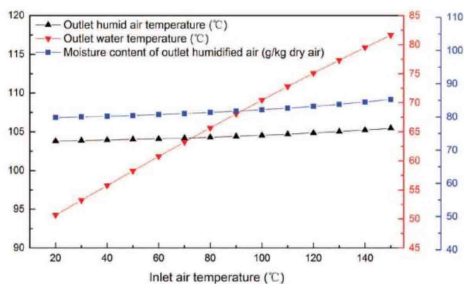
جدول ۵- نتایج تحلیل تعادل انرژی

انرژی (kW)	
2301.10	سوخت LNG
3223.59	LNG تامین شده از انرژی سرد
2624.69	کل انرژی ورودی
1428.19	انرژی خروجی (kW)
259.25	ظرفیت برودتی
389.64	ظرفیت گرمایش
2077.08	کل انرژی خروجی
	بازدهی سیستم
54.41	μ_e (%)
79.14	η_t (%)
	اتلاف انرژی (kW)
27.62	اتلاف گرما SOFT و ...
108.28	اتلاف تبدیل DC-AC
381.94	اتلاف خشک کن و ...
29.77	اتلاف گرما
547.61	کل انرژی تلف شده

نتایج محاسبه شده در مدل رطوبت ساز نشان می‌دهد که رطوبت نسبی هوای مرطوب شده خروجی ۰/۵ است و محتوای رطوبت هوای مرطوب خروجی (d) ۸۱/۰۶۳ g/kg هوای خشک است. RH کمتر از ۱ است، که نشان می‌دهد هوای مرطوب خروجی به اشباع نرسیده است. تحت این شرایط، زمانی که هوای مرطوب خروجی به اشباع می‌رسد، ۸۵/۸۸۸ g/kg هوای خشک است.

ابتدا، تاثیرات تعداد صفحات نظری بر راندمان حرارتی رطوبت ساز مورد مطالعه قرار می‌گیرد. شرایط معلوم: جریان هوای ورودی 75 mol/s است، دمای هوای ورودی ۷۰ درجه سلسیوس است، دمای آب ورودی ۱۲۰ درجه سلسیوس است، فشار عملیاتی ۱۰ بار است و جریان

تئوری ۸ قطعه است، جریان آب ورودی 110 mol/s است و فشار عملیاتی ۱۰ بار است. تغییرات پارامترهای راندمان اصلی رطوبت ساز با دمای هوای ورودی در شکل ۶ نشان داده شده است.

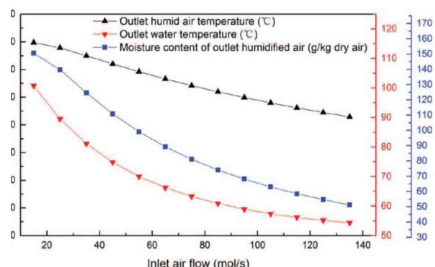


شکل ۶- تغییر پارامترهای عملکرد اصلی رطوبت ساز با دمای هوای ورودی

در شکل ۶، با افزایش دمای هوای ورودی، محتوای رطوبت هوای مرطوب خروجی و دمای آب خروجی تقریباً ثابت است، درحالی که دمای آب خروجی به طور قابل توجهی افزایش می‌یابد. اگرچه، افزایش دمای آب خروجی در انتقال گرمای هوای درون رطوبت ساز قابل هدایت نمی‌باشد. بنابراین، راندمان ترمودینامیکی رطوبت ساز بدتر می‌شود.

در نهایت، تاثیرات جریان هوای ورودی بر راندمان حرارتی رطوبت-ساز مورد مطالعه قرار گرفته است. شرایط معلوم، دمای هوای ورودی 70 درجه سلسیوس، تعداد صفحات نظری ۸ قطعه، دمای آب ورودی 120 درجه سلسیوس، جریان آب ورودی 110 mol/s و فشار عملیاتی ۱۱۰ بار است. تغییرات پارامترهای راندمان اصلی رطوبت ساز با جریان هوای ورودی در شکل ۷ نشان داده شده‌اند.

با افزایش جریان هوای ورودی، دمای هوای مرطوب خروجی، محتوای رطوبت هوای مرطوب خروجی و دمای آب خروجی همگی کاهش می‌یابد. به دلیل اینکه افزایش جریان هوای ورودی پس از ترکیب هوا و آب ورودی رطوبت را کاهش می‌دهد، مساحت تماس انتقال جرم و گرما بین فازهای گاز-مایع کاهش می‌یابد. گرچه، این مقدار باید در یک محدوده خاص کنترل شود، زیرا اگر جریان هوای ورودی بسیار کوچک باشد، دمای آب خروجی بسیار بزرگ خواهد بود و باعث می‌شود که انرژی در آب به طور کامل مصرف نشود. بنابراین، راندمان ترمودینامیکی رطوبت ساز بدتر می‌شود.

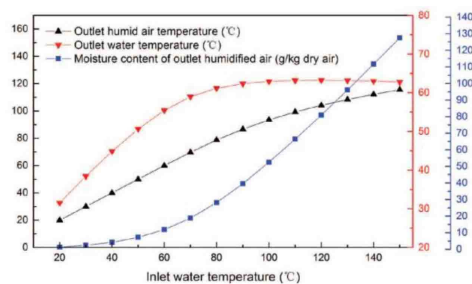


شکل ۷- تغییر پارامترهای عملکرد اصلی رطوبت ساز با جریان هوا ورودی

در مجموع، تحت شرایط تعادلی، ملاحظه افزایش مناسب تعداد صفحات تئوری رطوبت ساز، افزایش مناسب دمای آب ورودی رطوبت-

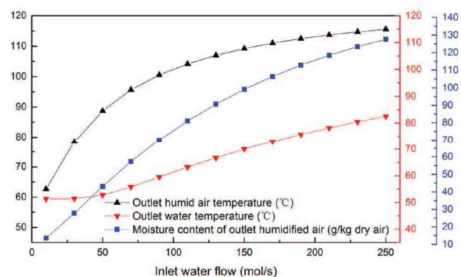
سوم این‌که، تاثیرات دمای آب ورودی بر راندمان رطوبت‌ساز مورد مطالعه قرار گرفته است. شرایط معلوم: جریان آب ورودی 110 mol/s است، تعداد صفحات نظری ۸ قطعه است، جریان هوای ورودی 110 mol/s است، دمای هوای ورودی 70 درجه سلسیوس است و فشار عملیاتی ۱۰ بار است. تغییرات پارامترهای راندمان اصلی رطوبت ساز با دمای آب ورودی در شکل ۴ نشان داده شده‌اند.

با افزایش دمای آب رطوبت‌ساز، دمای هوای مرطوب خروجی، محتوای رطوبت هوای مرطوب خروجی و دمای آب خروجی همگی افزایش می‌یابند. بر طبق تجزیه و تحلیل مکانیسم انتقال جرم و گرما، زمانی که پارامترهای دیگر بدون تغییر باقی می‌مانند، هر چه دمای آب ورودی بیشتر باشد، اختلاف دمای هوای ورودی و آب ورودی بیشتر خواهد بود و انتقال گرما بهتر خواهد بود.



شکل ۴- پارامترهای اصلی عملکرد رطوبت ساز با دمای آب ورودی

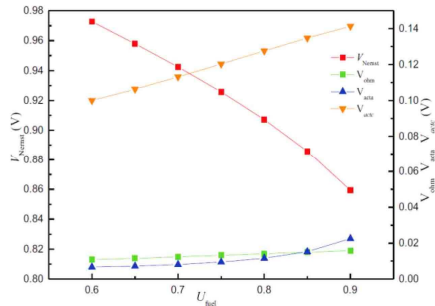
در ادامه تاثیرات جریان آب ورودی بر راندمان حرارتی رطوبت‌ساز مورد مطالعه قرار می‌گیرد. شرایط معلوم: جریان هوای ورودی 110 mol/s است، تعداد صفحات نظری ۸ قطعه است، دمای آب ورودی 120 درجه سانتی‌گراد است، فشار عملیاتی ۱۰ بار است و دمای هوای ورودی 70 درجه سانتی‌گراد است. تغییرات پارامترهای راندمان اصلی رطوبت‌ساز با جریان آب ورودی در شکل ۵ نشان داده شده است. در شکل ۵، با افزایش جریان آب ورودی رطوبت ساز، دمای هوای مرطوب خروجی، محتوای رطوبت هوای مرطوب خروجی و دمای آب خروجی همگی افزایش می‌یابد. زمانی که سایر پارامترها ثابت باشند، محتوای رطوبت خروجی مرطوب شده تا حدی می‌تواند افزایش یابد که با افزایش مناسب جریان آب ورودی همراه باشد.



شکل ۵- تغییر پارامترهای عملکرد اصلی رطوبت ساز با جریان آب ورودی

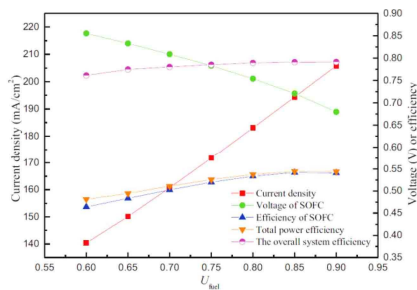
در نتیجه، تاثیرات دمای هوای ورودی بر راندمان رطوبت ساز مورد مطالعه قرار گرفت. شرایط معلوم: جریان هوای ورودی 110 mol/s است، دمای آب ورودی 120 درجه سلسیوس است، تعداد صفحات

اکسید کربن مورد بحث قرار گرفته است. در این مقاله، تجزیه و تحلیل و محاسبه بر اساس قوانین ترمودینامیک برای تحقیق بهتر در مورد راندمان حرارتی این سیستم جدید است. شکل ۹ نسبت سوخت تبدیل شده به توان توسط پیل سوختی اکسید جامد را در سوخت کلی ورودی این سیستم نشان می دهد. این مقدار دارای تاثیر بسیار بزرگی بر راندمان سیستم جدید می باشد. تاثیرات U_{fuel} بر سیستم تولید سه گانه پیل سوختی اکسید جامد با سوخت گاز طبیعی مایع شده با انتشارات دی اکسید کربن نزدیک به صفر در شکل های ۹ تا ۱۲ نشان داده شده است، که محدوده ضریب استفاده ۰/۶۰ تا ۰/۹۰ می باشد.



شکل ۹- تأثیرات U_{fuel} بر روی هر مؤلفه ولتاژ در SOFC

تأثیرات U_{fuel} بر هر مؤلفه ولتاژ در شکل ۱۰ نشان داده شده است. فرمول های مناسب محاسبه در بخش ۳-۱ نشان داده شده اند. ولتاژ ایده آل زمانی کاهش می یابد که U_{fuel} افزایش یابد. این به این دلیل است که حجم هوای ورودی پیل سوختی اکسید جامد با افزایش های U_{fuel} کاهش می یابد، که به آهستگی منجر به کاهش فشار جزئی اکسیژن می شود. به علاوه، پلاریزه شدن اهمی، پلاریزه شدن فعال سازی کاتدی و پلاریزه شدن فعالیت آندی همگی با افزایش های U_{fuel} افزایش می یابند. این نتیجه ای از افزایش چگالی جریان در فرایند شبیه سازی می باشد.



شکل ۱۰- تأثیرات U_{fuel} بر راندمان، ولتاژ و چگالی جریان

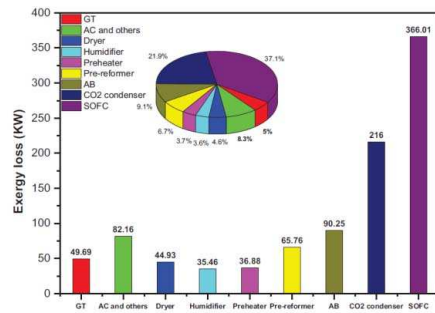
تأثیرات U_{fuel} بر راندمان پیل سوختی اکسید جامد، ولتاژ پیل سوختی اکسید جامد و چگالی جریان در شکل ۱۰ وجود دارد. U_{fuel} از ۰/۶۰ تا ۰/۹۰ تغییر می کند، چگالی جریان از $140/37 \text{ mA/cm}^2$ به $205/82 \text{ mA/cm}^2$ افزایش می یابد. ولتاژ خروجی پیل سوختی اکسید جامد از 0.86 V به 0.68 V افت می کند و راندمان حرارتی کلی از $0.76/12\%$ به $0.79/13\%$ افزایش می یابد. U_{fuel} از محدوده ۰/۶۰ تا ۰/۸۵ می باشد، راندمان کلی توان و راندمان پیل سوختی اکسید جامد از $0.52/47\%$ تا $0.48/71\%$ تا حداکثر $0.57/12\%$ و $0.54/86\%$ افزایش می یابد.

ساز، پایین آمدن مناسب دمای هوای ورودی، افزایش مناسب جریان آب ورودی و کاهش جریان هوای ورودی برای افزایش راندمان ترمودینامیک لازم و ضروری است.

۴-۲- تجزیه و تحلیل راندمان حرارتی سیستم جدید

فرضیه های اصلی شبیه سازی برای سیستم جدید در جدول ۱ نشان داده شده است. جدول ۳ نتایج شبیه سازی برای هر گره جدید سیستم را نشان می دهد. بر طبق این مقادیرهای جریان جرمی گره ها، می توان این تعادل جرمی سیستم جدید را نشان داد.

تعادل انرژی سیستم جدید در جدول ۴ نشان داده شده است. انتقال اتلاف گرمای زاید به انرژی گرمایی بیهوده گاز خروجی مربوط می شود (شکل ۱، جریان ۸). این سیستم جدید حافظ محیط، کارآمد و ذخیره کننده انرژی است و سیستم توربین هوای مرطوب و چرخه بازیافت دی اکسید کربن را معرفی می کند. راندمان توان کلی و راندمان حرارتی کل $0.54/4\%$ و $0.79/1\%$ می باشد. مصرف کار کمپرسور از $379/61$ کیلو وات به $344/67$ کیلووات افت می کند در حالی که دمای هوای ورودی کمپرسور از $298/15$ به $270/4$ کیلو وا می کند. به علاوه، این سیستم جدید می تواند دی اکسید کربن مایع را در دمای $148/8$ - درجه سانتی گراد و فشار 300 کیلو پاسکال بازیافت کند، که جذب و خلوص دی اکسید کربن به ترتیب $0.98/7\%$ و $0.98/9\%$ می باشد.



شکل ۸- از بین رفتن انرژی هر قسمت و نسبت آن

راندمان کل انرژی $0.64/7\%$ می باشد. نتایج تجزیه و تحلیل تعادل انرژی برای این سیستم جدید در جدول ۴ نشان داده شده است. شکل ۹، اتلاف انرژی هر قسمت و نسبت آن را نشان می دهد. در سیستم بازیابی جدید، اتلاف های انرژی اصلی پیل سوختی اکسید جامد $366/01$ کیلو وات، پس سوزاننده $90/25$ کیلووات و چگالنده دی اکسید کربن، 216 کیلووات می باشد. این نسبت به ترتیب $0.37/0.8\%$ ، $0.21/88\%$ و $0.09/14\%$ می باشد.

۵- تجزیه و تحلیل پارامتری راندمان سیستم جدید

هدف از این سیستم تولید سه گانه افزایش راندمان این سیستم است. پس از چندین شبیه سازی از گروه تحقیقاتی و خلاصه نتایج شبیه سازی، چندین عامل که دارای تاثیر قابل توجهی بر سیستم انرژی توزیعی پیل سوختی اکسید جامد بودند، خلاصه شدند، از جمله استفاده از سوخت و میزان جریان سوخت. این تاثیر متغیرها بر ولتاژ پیل سوختی اکسید جامد، چگالی جریان، راندمان پیل سوختی اکسید جامد، توان الکتریسیته، راندمان کلی توان، راندمان حرارتی کلی، گرمایش، سرمایش، انرژی کل، میزان به دست آوردن و خلوص دی

- [10] Gao P, Li W, Cheng Y, Tong Y, Dai Y, Wang R. Thermodynamic performance assessment of CCHP system driven by different composition gas. *Appl Energy* 2014;136:599–610.
- [11] Su B, Han W, Jin H. Proposal and assessment of a novel integrated CCHP system with biogas steam reforming using solar energy. *Appl Energy* 2017;206:1–11.
- [12] Hou Q, Zhao H, Yang X. Thermodynamic performance study of the integrated MR-SOFC-CCHP system. *Energy* 2018;150:434–50.
- [13] Zhao H, Jiang T, Hou H. Performance analysis of the SOFC-CCHP system based on H₂O/Li-Br absorption refrigeration cycle fueled by coke oven gas. *Energy* 2015;91:983–93. doi:10.1016/j.energy.2015.08.087.
- [14] Khani L, Mehr AS, Yari M, Mahmoudi SMS. ScienceDirect Multi-objective optimization of an indirectly integrated solid oxide fuel cell-gas turbine cogeneration system 2016;1.
- [15] Brighenti GD, Zachos PK, Orts-Gonzalez PL. Part-load performance modelling of a reheated humid air turbine power cycle. *Appl Therm Eng* 2018;138:365–73.
- [16] Li Y, Zhang N, Lior N. Performance comparison of two low-CO₂ emission solar/methanol hybrid combined cycle power systems. *Appl Energy* 2015;155:740–52.
- [17] MosayebNezhad M, Mehr AS, Lanzini A, Misul D, Santarelli M. Technology review and thermodynamic performance study of a biogas-fed micro humid air turbine. *Renew Energy* 2019.
- [18] Wei C, Zang S. Experimental investigation on the off-design performance of a small-sized humid air turbine cycle. *Appl Therm Eng* 2013;51:166–76.
- [19] Zhao P, Dai Y, Wang J. Performance assessment and optimization of a combined heat and power system based on compressed air energy storage system and humid air turbine cycle. *Energy Convers Manag* 2015;103:562–72.
- [20] Carrero MM, De Paepe W, Magnusson J, Parente A, Bram S, Contino F. Experimental characterisation of a micro Humid Air Turbine: assessment of the thermodynamic performance. *Appl Therm Eng* 2017;118:796–806.
- [21] Sadeghi M, Mehr AS, Zar M, Santarelli M. Multi-objective optimization of a novel syngas fed SOFC power plant using a downdraft gasifier. *Energy* 2018;148:16–31. doi:10.1016/j.energy.2018.01.114.
- [22] Giarola S, Forte O, Lanzini A, Gandiglio M, Santarelli M, Hawkes A. Techno-economic assessment of biogas-fed solid oxide fuel cell combined heat and power system at industrial scale. *Appl Energy* 2018;211:689–704. doi:10.1016/j.apenergy.2017.11.029.
- [23] Mehr AS, MosayebNezhad M, Lanzini A, Yari M, Mahmoudi SMS, Santarelli M. Thermodynamic assessment of a novel SOFC based CCHP system in a wastewater treatment plant. *Energy* 2018;150:299–309. doi:10.1016/j.energy.2018.02.102.
- [24] Campanari S, Iora P. Definition and sensitivity analysis of a finite volume SOFC model for a tubular cell geometry. *J Power Sources* 2004;132:113–26.
- [25] Gandiglio M, Lanzini A, Santarelli M, Leone P. Design and balance of plant of a demonstration plant with a Solid Oxide Fuel Cell fed by biogas from Waste-water and exhaust carbon recycling for algae growth. *J Fuel Cell Sci Technol* 2013;11:14. doi:10.1115/FuelCell2013-18082.
- [26] Komatsu Y, Kimijima S, Szmyd JS. Performance analysis for the part-load operation of a solid oxide fuel cell-micro gas turbine hybrid system. *Energy* 2010;35:982–8.
- [27] Cevasco R, Parente J, Traverso A, Massardo AF. Off-Design and Transient Analysis of Saturators for Humid Air Turbine Cycles. *ASME Turbo Expo 2004 Power Land, Sea, Air, American Society of Mechanical Engineers Digital Collection*; 2004, p. 263–71.
- [28] Systems O. EES: Engineering Equation Solver - Manual. F-Chart Software, Box 2003.
- U_{fuel} از محدوده ۰/۸۵ تا ۰/۹۰ می‌باشد، راندمان توان کلی و راندمان پیل سوختی اکسید جامد از حداکثر ۵۵/۲۳٪ و ۵۲/۴۲٪ کاهش می‌یابد. راندمان توان کلی و راندمان پیل سوختی اکسید جامد به مقادیر بهینه می‌رسند درحالیکه U_{fuel}، ۰/۸۵ است. در نتیجه یک مقدار بهینه می‌تواند با بهینه سازی راندمان حرارتی سیستم جدید به دست آید.
- ### ۶- نتیجه گیری
- بر اساس قوانین ترمودینامیک، یک سیستم جدید تولید سه گانه توان الکتریکی، حرارت و سرمایش با سوخت گاز طبیعی مایع شده با انتشارات تقریباً صفر دی اکسید کربن پیشنهاد شد. نتایج نشان داده اند که راندمان انرژی و راندمان کلی توان به ترتیب ۶۴/۷٪ و ۵۴/۴٪ می‌باشد و راندمان کل حرارتی ۷۹/۱٪ است. به علاوه، سیستم جدید دی اکسید کربن مایع را در دمای ۱۴۸/۸- درجه سانتی‌گراد و فشار ۳۰۰ کیلو پاسکال بازیافت می‌کند که میزان جذب و خلوص آن به ترتیب دی اکسید کربن و ۹۸/۷٪ و ۹۸/۹٪ می‌باشد.
- تعداد انرژی و انرژی باز هم پایداری سیستم یکپارچه جدید را اثبات می‌کند. با تجزیه و تحلیل اتلاف انرژی هر بخش، نتایج نشان می‌دهد که اتلاف های انرژی غالب، چگالنده های پیل سوختی اکسید جامد و دی اکسید کربن هستند. همچنین این سیستم جدید تنظیمات پیک خاص را برای شبکه گاز شهری تشخیص می‌دهد که می‌تواند بر طبق نیازهای واقعی از بخشی از گاز طبیعی مایع شده گازی شده بعنوان سوخت استفاده کند. و بقیه برای شبکه خط لوله گاز شهری تامین می‌شوند. این سیستم جدید یک سیستم محافظ محیط، ذخیره کننده انرژی و کارآمد است که سیستم پیل سوختی اکسید جامد، توربین هوای مرطوب و بازیافت دی اکسید کربن را معرفی می‌کند و ممکن است یک جهت جدید برای استفاده معقول از انرژی سرد تلف شده در ایستگاه‌های ماهواره‌ای گاز طبیعی مایع شده را فراهم سازد.
- ### ۷- مراجع
- [1] Bush PGW. Liquefied Natural Gas : Liquefied Natural Gas : n.d. (<https://www.naturalgasintel.com/>)
- [2] Matas A. Satellite trends Technical and business technology and regulatory challenges n.d. (<https://www.itu.int/>)
- [3] Lin W, Zhang N, Gu A. LNG (liquefied natural gas): a necessary part in China's future energy infrastructure. *Energy* 2010;35:4383–91.
- [4] Gu A, Shi Y, Wang R. A review of the LNG industry in China. *14th Int Conf Exhib Liq Nat Gas* 2004;765–75.
- [5] Dinçer İ, Midilli A, Kucuk H. Progress in exergy, energy, and the environment. Springer; 2014.
- [6] Energy Industry of Satellite Station Economic, Industry of Gas Oil supplement (<https://economictimes.indiatimes.com/>)
- [7] Mehr AS, Gandiglio M, MosayebNezhad M, Lanzini A, Mahmoudi SMS, Yari M, et al. Solar-assisted integrated biogas solid oxide fuel cell (SOFC) installation in wastewater treatment plant: Energy and economic analysis. *Appl Energy* 2017; 191:620-638
- [8] MosayebNezhad M, Mehr AS, Gandiglio M, Lanzini A, Santarelli M. Techno-economic assessment of biogas-fed CHP hybrid systems in a real wastewater treatment plant 2018;129:1263–80.
- [9] Park SK, Ahn J-H, Kim TS. Performance evaluation of integrated gasification solid oxide fuel cell/gas turbine systems including carbon dioxide capture. *Appl Energy* 2011;88:2976–87.