مجله مهندسی مکانیک، شماره پیاپی ۸۷، جلد ۴۹، شماره ۲، تابستان ۱۳۹۸، صفحه ۲۹۵-۳۰۴

مدل‌سازی و تحلیل پارامتری سیستم ترکیبی گازساز زیست توده، پیل سوختی اکسید جامد و لوله‌های گرمایی از دیدگاه انرژی

پریسا مجاور دانشجوی کارشناسی ارشد، گروه مهندسی مکانیک، دانشگاه ارومیه، ارومیه، ایران
شهرام خلیل آریا استاد، گروه مهندسی مکانیک، دانشگاه ارومیه، ارومیه، ایران
عطا چیت‌ساز خویی* استادیار، گروه مهندسی مکانیک، دانشگاه ارومیه، ارومیه، ایران

چکیده
در مقاله حاضر سیستم ترکیبی گازساز زیست توده، پیل سوختی اکسید جامد و لوله‌های گرمایی از دیدگاه ترمودینامیکی مطالعه می شود. پوسته برنج و بخار آب به ترتیب به عنوان خوراک و عامل گازساز انتخاب شدند. از لوله گرمایی دما بالا با سیال عامل سدیم برای سیستم استفاده شده است. با استفاده از تعادل اجزای موجود، ثابت تعادل واکنش‌ها و قانون اول ترمودینامیک، مسئله حل شده و کد مدل‌سازی سیستم ترکیبی در نرم‌افزار EES آماده و تحلیل شده است. اعتبارسنجی مدل به وسیله مقایسه رفتار گازساز، پیل سوختی و لوله گرمایی با نتایج تجربی و پژوهش‌های پیشین صورت پذیرفت. در این مقاله عملکرد سیستم به ازای STBRها، چگالی‌های جریان، فشارها و ضرایب مصرف سوخت متفاوت روی پارامترهای خروجی از جمله ترکیب گاز سنتز، تعداد لوله‌های گرمایی، گرمای منتقل شده توسط لوله‌های گرمایی، ولتاژهای پیل سوختی ، توان‌های پیل سوختی و سیستم، بازده و سوخت مورد نیاز سیستم بررسی شده است. نتایج نشان داد که در STBR ۰/۷، ضریب مصرف سوخت ۰/۸۰ و چگالی جریان [A/m^2]۴۰۰۰، توان و بازده سیستم ترکیبی مورد مطالعه به ترتیب [kW] ۲۳۳ و ۴۰٪ می‌باشد.

واژه‌های کلیدی: زیست توده، گازسازی، لوله گرمایی، سلول سوختی اکسید جامد، EES.

Modeling and Parametric Analysis of Integrated System of Biomass Gasifier, Solid Oxide Fuel Cell and Heat Pipes from Energy Point of View

P. Mojaver Department of Mechanical Engineering, Urmia University, Urmia, Iran
Sh. Khalilarya Department of Mechanical Engineering, Urmia University, Urmia, Iran
A. Chitsaz Khoei Department of Mechanical Engineering, Urmia University, Urmia, Iran

Abstract
In this study, solid oxide fuel cell stack, biomass gasifier and heat pipes were integrated with each other. The rice husk and water steam were used as biomass and gasification agent, respectively. High temperature sodium heat pipes were selected for system. Unknown parameters were obtained using the balance of components, reaction equilibrium constant and the First Law of Thermodynamics. The integrated system model was prepared in EES and was described in detail. The results of gasifier, fuel cell stack and heat pipes have been validated in comparison to previous experimental results and researches. In this study, the performance of the system for STBR, current density, pressure and utilization fuel factor were investigated. The output parameters were composition of synthesis gas, the number of heat pipes, transferred heat by the heat pipes, the voltages and power of fuel cell, the power, efficiency and required biomass of system. The results indicated that in STBR=0.7, utilization fuel factor of 0.8 and current density of 4000[A/m^2], the power and efficiency of integrated system were 233[kW] and 40%, respectively.

Keywords: Biomass, Gasification, Heat pipe, Solid oxide fuel cell, EES.

۱- مقدمه

امروزه با افزایش نیاز روزافزون جوامع بشری به انرژی و محدودیت منابع فسیلی، افزایش آلودگی محیط‌زیست و گرمای هوای ناشی از مصرف این منابع، آثار پدیده گلخانه‌ای، ریزش باران‌های اسیدی و ضرورت متعادل کردن نشر دی‌اکسیدکربن، در مجموع لزوم صرفه‌جویی در مصرف سوخت‌های فسیلی، توجه به استفاده از منابع انرژی‌های پاک ازجمله انرژی‌های خورشیدی، زیست توده، بادی، هیدروژنی و غیره را امری اجتناب ناپذیر می‌نماید. زیست توده شامل کلیه موادی در طبیعت می‌شود که از موجودات زنده به عمل آمده و یا زائدات، ضایعات و یا فضولات آن‌ها می‌باشد که می‌توان آن را توسط فرآیندهای فیزیکی، مکانیکی و بیولوژیکی و گرمایی به انرژی تبدیل کرد [۱]. گازسازی از کارآمدترین روش‌های بهره‌برداری از انرژی زیست توده است که به کمک گرما عمل تجزیه انجام می‌گیرد و در مقایسه با احتراق، بازده پتانسیل بالاتری بدست می‌دهد [۲]. گازسازها برای کاربردهای مختلف در ظرفیت و ابعاد متنوعی طراحی و ساخته می‌شوند. فرآیندهای گازسازی بسته به طراحی راکتور و تبادل جرم به سه دسته بستر ثابت، بستر سیال و جریان پیوسته لایه‌ای تقسیم می‌شوند [۳]. برای گازسازی زیست توده می‌توان از بخار یا هوا به عنوان عامل گازساز استفاده کرد. گازسازی با هوا، یک فرآیند گرماده همدما است درحالیکه گازسازی با بخار یک فرآیند گرماگیر همدما است که برای راه‌اندازی آن یک منبع گرمایی خارجی الزامی است. پیل‌های سوختی فناوری

* نویسنده مکاتبه کننده، آدرس پست الکترونیکی: a.chitsaz@urmia.ac.ir
تاریخ دریافت: ۹۶/۰۴/۰۵
تاریخ پذیرش: ۹۷/۰۹/۲۶

جدیدی برای تولید انرژی هستند که بدون ایجاد آلودگی‌های زیست-محیطی و صوتی، از ترکیب مستقیم بین سوخت و اکسیدکننده، انرژی الکتریکی با بازدهی بالا تولید می‌کنند [۴]. در حال حاضر پیل سوختی اکسید جامد گزینه اصلی در نیروگاه‌ها به‌شمار می‌رود، زیرا علاوه بر مزایای کلی پیل سوختی، دارای مزایای خاصی از جمله بازده بیشتر، امکان بهسازی سوخت ورودی در داخل انباره پیل ، نیاز نداشتن به کاتالیست‌های گران‌قیمت و کم بودن مشکل خوردگی بدلیل استفاده از الکترولیت جامد در ساختار آن که باعث افزایش کاربرد این نوع پیل سوختی نسبت به سایر انواع آن شده است [۵]. لوله گرمایی یک وسیله انتقال گرما دو فازی است که می تواند به دو صورت لوله‌ای و مسطح ساخته شود [۶] و از سه ناحیه اصلی چگالنده، آدیاباتیک و تبخیرکن تشکیل شده است که سیال عامل بسته به دمای کاری لوله گرمایی انتخاب می‌شود [۷]. لوله‌های گرمایی در بسیاری از موارد یکی از بهترین گزینه‌ها برای انتقال گرما و وسایل موثر برای بازیافت گرمایی اتلافی محسوب می‌شوند. ساخت و طراحی آسان، افت دمای کم در طول آن، کاربرد در بازه وسیعی از دما (۴ تا ۲۰۰۰ کلوین) و توانایی کنترل و آهنگ انتقال گرما بالا در دماهای مختلف ازجمله مزیت‌های آن به‌شمار می‌رود [۸].

بدنبال روی آوردن جوامع بشری به انرژی‌های پاک، مطالعات چشمگیری صورت گرفته است. دیلیگ و همکاران [۹] لوله های گرمایی را با استک‌های پیل سوختی اکسید جامد ادغام کردند. این اقدامات با هدف کاهش گرادیان دمایی در استک و کنترل گرمایی سیستم پیل سوختی و کاهش زیاد در هوای خنک‌کننده اضافی انجام شد و نتایج مطلوبی بدست آمد. مولر و همکاران [۱۰] تحلیل‌های انرژی و اگزرژی سیستم‌های مذکور را به منظور تایین شرایط بهینه انجام دادند. پیرکندی و همکاران [۱۱] به مقایسه عملکرد دو سیستم هیبریدی متشکل از پیل سوختی اکسید جامد و توربین گاز در دو حالت مستقیم و غیرمستقیم پرداختند. آن ها اثر پارامترهای چگالی جریان پیل سوختی، نرخ جریان هوا به سیستم و نسبت فشار کمپرسور را روی توان تولیدی، بازده و نرخ اگزرژی نابودی سیستم بررسی کردند. نتایج نشان داد که سیستم هیبریدی مستقیم نسبت به سیستم هیبریدی غیرمستقیم بازده بالاتری دارد و دارای توان تولیدی و بازگشت ناپذیری کمتری است. گادسبول و همکاران [۱۲] یک سیستم ترکیبی شامل پیل سوختی اکسید جامد و گازساز زیست توده را به منظور تخمین پتانسیل، مورد مطالعه قرار دادند. آن‌ها به طور تجربی پتانسیل و امکان‌سنجی سیستم را با اندازه‌گیری بالاترین مقدار گزارش شده در آزمایش‌ها بررسی کردند. نتایج نشان داد که بالاترین بازده الکتریکی سیستم، ۴۰ درصد می‌باشد. آریان‌فر و همکاران [۱۳] از لوله-های گرمایی به منظور خنک‌سازی پیل سوختی قلیایی استفاده کردند و توانستند بازده کلی سیستم را ۲٪ افزایش دهند. سانتانم و همکارانش [۱۴] مدل‌سازی ترمودینامیکی سیستم ترکیبی گازساز زیست توده، پیل سوختی اکسید جامد و توربین گاز را در مقیاس کوچک انجام دادند. آن‌ها برای کاهش اگزرژی اتلافی و افزایش بازده سیستم، راه-کارهایی را پیشنهاد کردند. برجی و همکاران [۱۵] یک سیستم تولید همزمان توان و گرما متشکل از پیل سوختی اکسید جامد و گازساز زیست توده را مدل‌سازی کردند. ایشان چوب را به عنوان سوخت ورودی به سیستم لحاظ نمودند. نتایج نشان داد که با افزایش نسبت هوا به بخار، درصد مونو اکسید کربن و متان در گاز سنتز به ترتیب افزایش و کاهش می‌یابد و ولتاژ تولیدی و بازده کلی سیستم بهبود می-یابد.

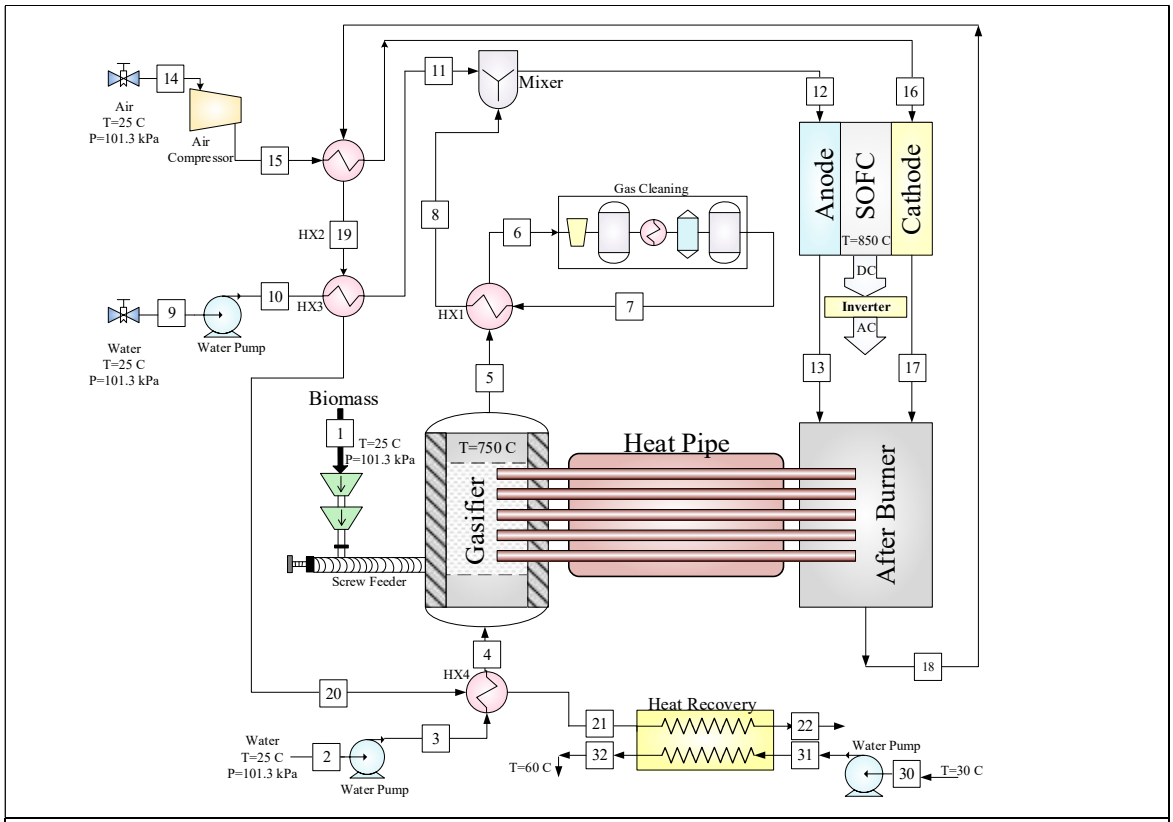
در مطالعه حاضر، گازساز از نوع بستر مذاب به وسیله پوسته برنج به عنوان زیست توده تغذیه شده است و عامل گازسازی، بخار آب می-باشد. همچنین تمامی فرآیندها در گازساز در شرایط همدما که در دمای ۷۵۰ درجه سلسیوس عمل می‌کند، انجام شده است. با توجه به اینکه در این مقاله از عامل گازسازی بخارآب استفاده شده است، بنابراین باید گرما قابل ملاحظه‌ای به راکتور گازساز وارد شود که با توجه به قابلیت بالای لوله‌های گرمایی، این انتقال توسط لوله‌های گرمایی دما بالا صورت گرفته است. همچنین برای اولین بار در این مقاله اثر بخار به زیست توده به عنوان پارامتر کلیدی گازساز و چگالی جریان و ضریب مصرف سوخت به عنوان پارامتر عملکردی پیل سوختی اکسید جامد بر گرمای موردنیاز برای انجام واکنش گرماگیر گازسازی زیست توده و همچنین تعداد لوله‌های گرمایی مورد نیاز برای انتقال گرمای مورد نظر بررسی شده است. بررسی اثر پارامترهای ذکر شده بر تعداد لوله‌های گرمایی این امکان را مهیا می‌سازد که بتوان شرایطی را برای سیستم انتخاب کرد که در آن شرایط عملکردی، بسته به هدف طراح کمترین تعداد لوله گرمایی برای انتقال گرما از محفظه احتراق به لوله‌های گرمایی نیاز باشد. همانطور که مسلم است استفاده از تعداد لوله‌های گرمایی کمتر از اهداف مهم در پیکربندی سیستم‌های شامل لوله گرمایی می‌باشد. سیستم‌های گازساز زیست توده، استک پیل سوختی و لوله گرمایی در یک چرخه ترکیبی باهم ادغام شده‌اند و اثر پارامترهای عملیاتی روی خروجی‌ها بررسی شده است.

۲- مفاهیم و معادلات

پیکربندی سیستم ترکیبی مورد مطالعه در شکل ۱ نمایش داده شده است. زیست توده و بخار آب وارد گازساز شده و پس از انجام فرآیند گازسازی، گاز سنتز تولیدی از گازساز خارج شده و سپس وارد تصفیه‌کننده گاز می‌شود و گازهای اضافی در داخل آن می‌ماند و گاز سنتز وارد استک پیل سوختی می‌گردد. گاز سنتز به همراه هوا و آب اضافه شده در استک پیل سوختی، وارد واکنش شده و توان الکتریکی و گرما تولید می‌کند. بخشی از گرما از طریق لوله‌های گرمایی برای راه-اندازی گازساز، به آن منتقل شده و گرمای باقی‌مانده صرف پیش-گرمایش هوا و آب ورودی به استک پیل سوختی می‌شود و در نهایت از گرمای باقی‌مانده برای گرمایش خانگی استفاده می‌شود.

۲-۱- مدل‌سازی گازسازی زیست توده

در مدل موردنظر از پوسته برنج به عنوان خوراک استفاده شده است و فرمول شیمیایی آن بصورت CH_xO_y تعریف شده که x و y به ترتیب مربوط به نسبت مولی هیدروژن به کربن و اکسیژن به کربن موجود در خوراک می‌باشد و با در دست داشتن آنالیز تقریبی و نهایی که در جدول ۱ ارائه شده است، بدست می‌آیند. می‌توان از سولفور موجود در زیست توده بعلت مقادیر ناچیز آن، صرف‌نظر کرد [۱۶]، همچنین از فرضیات مرجع [۱۷] استفاده شده است.



شکل ۱- طرحواره سیستم ترکیبی مدل‌سازی شده

جدول ۱- آنالیز نهایی و تقریبی [۱۸]

آنالیز نهایی			آنالیز تقریبی	
کربن	هیدروژن	اکسیژن	خاکستر	رطوبت
۴۹/۰۷	۳۲/۷۹	۴۶/۴۲	۱۹/۵۲	۹/۹۵

واکنش فرایند گازسازی بصورت رابطه (۱) درنظر گرفته شده است.

$$CH_xO_y + (m+w)H_2O \rightarrow {}^{n}_{H_2}H_2 + {}^{n}_{CO}CO + {}^{n}_{CO_2}CO_2 + {}^{n}_{H_2O}H_2O + {}^{n}_{CH_4}CH_4 \quad (۱)$$

که w مقدار رطوبت زیست توده و m نشان دهندهٔ مقدار بخار ورودی به گازساز می‌باشد. در معادله (۱) پنج مجهول ظاهر شده است که با ارائه سه معادله موازنه جرمی برای کربن، هیدروژن و اکسیژن و دو معادله ثابت تعادل مربوط به واکنش‌های تعادل، قابل حل می‌باشند. واکنش‌های تعادل بصورت رابطه‌های (۲) و (۳) ارائه شده است:

$$C + 2H_2 \rightarrow CH_4 \quad (۲)$$

$$CO + H_2O \rightarrow CO_2 + H_2 \quad (۳)$$

برای هر واکنش، ثابت تعادل تعریف می‌شود. K_1 و K_2 به ترتیب ثابت تعادل واکنش‌های (۲) و (۳) می‌باشند که از روابط (۴) الی (۷) بدست می‌آیند:

$$K = \prod_{i}^{n} (x_i)^{v_i} \left[\frac{P}{P^0}\right]^{\sum_{i}^{n} v_i} \quad (۴)$$

$$K_1 = \frac{P_{CH_4}}{(P_{H_2})^2} = \frac{n_{CH_4} . n_{tot}}{(n_{H_2})^2} \quad (۵)$$

$$K_2 = \frac{P_{CO_2} . P_{H_2}}{P_{CO} . P_{H_2O}} = \frac{n_{CO_2} . n_{H_2}}{n_{CO} . n_{H_2O}} \quad (۶)$$

$$L_n k = -\frac{\sum_i n_i \Delta G^{\circ}_{f,T,i}}{\bar{R} / T} \quad (۷)$$

که در آن $\bar{R}$ ثابت جهانی گاز و ΔG°_{T} تابع گیبس استاندارد و n_i مربوط به ضرایب استوکیومتری اجزای گاز است.

موازنه انرژی برای سیستم گازساز بصورت روابط (۸) الی (۱۰) تعریف می‌گردد:

$$\sum_{i=reaction} \bar{H}^{\circ}_{f,i} + Q_{HeatPipe} = \sum_{j=product} \bar{H}^{\circ}_{f,j} \quad (۸)$$

$$\sum_{i=reaction} \bar{H}^{\circ}_{f,i} = \bar{h}^{\circ}_{f,biomass} + w\left(\bar{h}^{\circ}_{f,H_2O(l)} + \Delta\bar{h}^{\circ}_{T,H_2O(l)}\right) + m\left(\bar{h}^{\circ}_{f,H_2O(g)} + \Delta\bar{h}^{\circ}_{T,H_2O(g)}\right) \quad (۹)$$

$$\sum_{j=product} \bar{H}^{\circ}_{f,j} = n_j\left(\bar{h}^{\circ}_{f,j} + \Delta\bar{T}^{\circ}_{T,j}\right) \quad (۱۰)$$

که $\bar{h}_f$ آنتالپی تشکیل و $\Delta\bar{h}_T$ اختلاف آنتالپی بین حالت داده شده و حالت محیط است که می‌توان آن را بصورت رابطه (۱۱) تعریف کرد:

$$\Delta\bar{h}_T = \int_{T_0}^{T} \bar{c}_p(T)\,dT \qquad (۱۱)$$

در معادله (۱۱)، $\bar{C}_P(T)$ گرمای ویژه فشار ثابت است که بصورت تابعی از دما در معادله (۱۲) تعریف شده است [۱۹]:

$$\bar{c}_p(T) = A + BT + CT^2 + DT^3 \qquad (۱۲)$$

پارامترهای موثر در ترکیب گاز سنتز خروجی از گازساز، دما و فشار کاری و نسبت بخار به زیست توده STBR می‌باشد که بصورت رابطه (۱۳) در نظر گرفته شده است.

$$\text{STBR} = \frac{\text{دبی جرمی بخار ورودی+دبی جرمی رطوبت سوخت}}{\text{زیست توده خشک}} \qquad (۱۳)$$

۲-۲- مدل‌سازی لوله گرمایی

مدل‌سازی لوله گرمایی به منظور دست‌یابی به مقاومت گرمایی کلی، افت دما و آهنگ انتقال گرمای کلی در داخل آن، انجام شده است. با مشخص شدن مقدار گرمای موردنیاز ($Q_{HeatPipe}$)، می‌توان تعداد لوله‌های گرمایی لازم را محاسبه کرد. هر لوله گرمایی دارای ۹ مقاومت گرمایی R_1 تا R_9 می‌باشد. در درون لوله گرمایی از سدیم به عنوان سیال عامل استفاده شده است. R_1 و R_9 به ترتیب مقاومت‌های گرمایی خارجی تبخیرکن و چگالنده هستند که بصورت رابطه (۱۴) تعریف می‌شوند:

$$R_{1,9} = \frac{1}{2h_{e,c}A_{e,c}} \qquad (۱۴)$$

$h_{e,c}$ شامل ضریب انتقال گرمای همرفتی و تابشی از سطح غوطه‌ور بستر مذاب و $A_{e,c}$ مساحت سطح خارجی لوله گرمایی می‌باشد که توسط معادله (۱۵) بیان می‌شود:

$$A_{e,c} = \pi D_{out} L_{e,c} \qquad (۱۵)$$

مقدار h_e و h_c به ترتیب مربوط به محفظه پس‌سوز و گازساز می‌باشد [۲۰].

مقاومت‌های R_2 و R_8 وابسته به رسانش در مواد داخل لوله گرمایی است که بصورت رابطه (۱۶) می‌باشد:

$$R_{2,8} = \frac{\text{Ln}(D_{out}/D_{in})}{2\pi k_m L_{e,c}} \qquad (۱۶)$$

در فتیله لوله گرمایی نیز مقاومت‌های گرمایی R_3 و R_7 اثر می‌کنند که مقدار آن را می‌توان از رابطه (۱۷) محاسبه کرد:

$$R_{3,7} = \frac{\text{Ln}(D_{in}/D_w)}{2\pi k_w L_{e,c}} \qquad (۱۷)$$

k_w رسانایی گرمایی می‌باشد [۲۱].

R_4 و R_6 به ترتیب مقاومت‌های گرمایی داخلی مایع و بخار می‌باشند که در معادله (۱۸) ارائه شده است [۲۱].

$$R_{4,6} = \frac{\bar{R}T^2\sqrt{2\pi\bar{R}T}}{H_L{}^2 P_v A_{in}} \qquad (۱۸)$$

H_L گرمای نهان تبخیر و P_v فشار بخار سیال عامل است، همچنین A_{in} بصورت رابطه (۱۹) می‌باشد.

$$A_{in} = \pi D_w L_{e,c} \qquad (۱۹)$$

R_5 نیز مقاومت ناشی از افت دمایی بخار منتقل شده از تبخیرکن به چگالنده است که بعلت مقدار ناچیز آن، می‌توان از آن صرف‌نظر کرد [۲۲]. مشخصات فیزیکی و خواص ترموفیزیکی لوله گرمایی در جدول ۲ داده شده است [۲۳ و ۲۴].

مقاومت کلی لوله گرمایی از مجموع مقاومت‌های R_1 تا R_9 بصورت رابطه (۲۰) بدست می‌آید.

$$R_{total} = \sum_{i=1}^{9} R_i \qquad (۲۰)$$

آهنگ انتقال گرما در یک لوله گرمایی از رابطه (۲۱) محاسبه می‌شود:

$$q_{HP} = \frac{\Delta T}{R_{total}} \qquad (۲۱)$$

که در معادله (۲۱)، ΔT، اختلاف دمای بین محفظه پس‌سوز و بستر گازساز می‌باشد. تعداد لوله‌های گرمایی لازم برای انتقال گرمای موردنیاز گازسازی بصورت رابطه (۲۲) بدست می‌آید:

$$n_{HP} = \frac{Q_{HeatPipe}}{q_{HP}} \qquad (۲۲)$$

جدول ۲- مشخصات فیزیکی و خواص ترموفیزیکی لوله گرمایی

D_{out} [mm]	۳۰
D_{in} [mm]	۲۵
D_w [mm]	۲۰/۱
L_e , L_c [m]	۱
k_m [W/(m.K)]	۲۷

۲-۳- مدل‌سازی پیل سوختی اکسید جامد

در مطالعه حاضر پیل سوختی اکسید جامد براساس روابط و اطلاعات موجود در مرجع [۲۵] مدل شده است. در این مدل گاز سنتزی با ترکیب ۴۶/۵۴٪ هیدروژن، ۲۳/۷۷٪ مونواکسید کربن، ۲۳/۸۳٪ دی اکسید کربن و ۵/۸۷٪ متان و هوا با ترکیب ۷۹٪ نیتروژن و ۲۱٪ اکسیژن [۲۶] در نظر گرفته شده و همچنین از فرضیات مرجع [۲۵] استفاده شده است. بنابراین برای سیستم، واکنش‌های شیمیایی، بهسازی و ارتقای سوخت تعریف شده است. مشخصات فیزیکی و الکتروشیمیایی پیل سوختی در جدول ۳ نشان داده شده است.

جدول ۳- مشخصات سلول سوختی مورد نظر [۲۵]

سطح موثر (m^2)	۰/۰۱
چگالی جریان تبادل در آند (A/m^2)	۶۵۰۰
چگالی جریان تبادل در کاتد (A/m^2)	۲۵۰۰
نفوذ گازی موثر آند (cm^2/s)	۰/۲
نفوذ گازی موثر کاتد (cm^2/s)	۰/۰۵
ضخامت آند (μm)	۵۰۰
ضخامت کاتد (μm)	۵۰
ضخامت الکترولیت (μm)	۱۰
ضخامت اتصال میانی (μm)	۳۰۰
تعداد سلول	۱۱۰۰۰

معادلات بهسازی و ارتقای سوخت به ترتیب در روابط (۲۳) و (۲۴) بیان شده است:

$$CH_4 + H_2O \rightarrow CO + 3H_2 \quad (۲۳)$$

$$CO + H_2O \rightarrow CO_2 + H_2 \quad (۲۴)$$

سپس هیدروژن بدست آمده از واکنش‌های (۲۳) و (۲۴) در واکنش الکتروشیمیایی (رابطه (۲۵)) مصرف شده و تولید کار و گرما می‌کند [۲۵]:

$$H_2 + ½\ O_2 \rightarrow H_2O \quad (۲۵)$$

شایان ذکر است که همه واکنش‌ها بصورت تعادلی انجام گرفته و از ثابت تعادل واکنش بهسازی برای حل مسئله بصورت روابط (۲۶) الی (۲۸) استفاده شده است:

$$\mathrm{Ln}\,K_s = -\frac{\Delta\overline{g}_s^{\circ}}{\overline{R}.T_{FC,out}} \quad (۲۶)$$

$$\Delta\overline{g}_s^{\circ} = \overline{h} - T_{FC,out}\overline{S}^{\circ} \quad (۲۷)$$

$$K_s = \frac{(x_{H_2})(x_{CO_2})}{(x_{CO})(x_{H_2O})} \quad (۲۸)$$

ولتاژ ایده‌آل پیل سوختی از معادله نرنست بصورت رابطه (۲۹) بدست می‌آید [۴]:

$$V_N = -\frac{\Delta\overline{g}_f^{\circ}}{2F} + \frac{\overline{R}.T_{FC,out}}{2F}\mathrm{Ln}\left(\frac{P_{H_2}.(P_{O_2})^{1/2}}{P_{H_2O}}\right) \quad (۲۹)$$

اما بدلیل بازگشت‌ناپذیری‌های موجود، ولتاژ واقعی پیل کمتر از ولتاژ نرنست می‌باشد. بازگشت‌ناپذیری‌ها شامل سه دسته اصلی تلفات اهمی، فعال‌سازی و غلظتی می‌باشد. لذا ولتاژ واقعی پیل را می‌توان بصورت روابط (۳۰) و (۳۱) بدست آورد:

$$V_c = V_N - V_{loss} \quad (۳۰)$$

$$V_{loss} = V_{ohm} + V_{act} + V_{conc} \quad (۳۱)$$

معادلات مربوط به افت ولتاژهای اهمی، فعال‌سازی و غلظتی در جدول ۴ آمده است.

در پیل سوختی مفاهیم جریان I و چگالی جریان j به ترتیب بصورت روابط (۳۲) و (۳۳) تعریف می‌شوند [۲۵]:

$$I = j.A \quad (۳۲)$$

$$j = \frac{2.F.n_{O_2,out}}{N_{FC}.A} \quad (۳۳)$$

توان خروجی از پیل سوختی را می‌توان بصورت رابطه (۳۴) نمایش داد:

$$\dot{W}_{FC} = \eta_{inverter}(N_{FC}.I.V_c) \quad (۳۴)$$

کمپرسور هوا و پمپ آب

مدل ترمودینامیکی کمپرسور هوا و پمپ آب براساس بازده ایزنتروپیک بصورت روابط (۳۵) و (۳۶) می‌باشد.

$$\eta_{comp,pump} = \frac{h_{e,s} - h_i}{h_e - h_i} \quad (۳۵)$$

$$\dot{w}_{comp,pump} = \dot{n}_{air}\left(\overline{h}_e - \overline{h}_i\right) \quad (۳۶)$$

پس سوز

آهنگ جریان مولی محصولات احتراق و دمای خروجی از پس سوز را می‌توان با استفاده از بالانس انرژی و معادله احتراق بدست آورد.

جدول ۴- افت ولتاژهای اهمی، فعال‌سازی و غلظتی در معادلات الکتروشیمیایی

نوع	معادلات	مرجع
اهمی	$V_{ohm} = (R_e + \Sigma_i \rho_i L_i).j$ $\rho_e = \left(3.34\times10^4 \exp(-10300/T_{FC,e})\right)^{-1}$ $\rho_a = \left(95\times10^6/T_{FC,e}\exp(-1150/T_{FC,e})\right)^{-1}$ $\rho_c = \left(42\times10^6/T_{FC,e}\exp(-1200/T_{FC,e})\right)^{-1}$ $\rho_{int} = \left(9.3\times10^6/T_{FC,e}\exp(-1100/T_{FC,e})\right)^{-1}$	[۲۷]
فعال-سازی	$V_{act} = V_{act,a} + V_{act,c}$ $V_{act,a} = \frac{\overline{R}.T_{FC,out}}{F}.\left(\sinh^{-1}\left(\frac{j}{2j_{oa}}\right)\right)$ $V_{act,c} = \frac{\overline{R}.T_{FC,out}}{F}.\left(\sinh^{-1}\left(\frac{j}{2j_{oc}}\right)\right)$	[۲۸]
غلظتی	$V_{conc} = V_{conc,a} + V_{conc,c}$ $V_{conc,a} = \frac{\overline{R}.T_{FC,out}}{2F}.\left(\ln\left(1+\frac{P_{H_2}.j}{P_{H_2O}.j_{as}}\right) - \ln\left(1-\frac{j}{j_{as}}\right)\right)$ $V_{conc,c} = -\left(\frac{\overline{R}.T_{FC,out}}{2F}.\ln\left(1-\frac{j}{j_{cs}}\right)\right)$ $j_{as} = 2.F.P_{H_2}.D_{aeff}/\overline{R}.T_{FC,out}.L_a$ $j_{cs} = 4.F.P_{O_2}.D_{ceff}/\left(\left(\frac{P_4 - P_{O_2,4}}{P_4}\right)\overline{R}.T_{fc,out}.L_c\right)$	[۲۹]

پارامترهای موثر پیل سوختی شامل دما و فشار کاری، چگالی جریان و همچنین ضریب مصرف سوخت می‌باشد که ضریب مصرف سوخت در معادله (۳۷) تعریف شده است:

$$U_f = \frac{\text{سوخت مصرف شده توسط پیل سوختی}}{\text{سوخت ورودی به پیل سوختی}} \quad (۳۷)$$

بازده الکتریکی پیل سوختی بصورت درصدی از سوخت ورودی که منجر به تولید جریان الکتریکی می‌شود، تعریف شده که در رابطه (۳۸) ارائه شده است:

$$\eta_{el} = \frac{\dot{W}_{net}}{\dot{n}_{biomass} \times LHV_{biomass}} \quad (۳۸)$$

که $\dot{W}_{net}$ توان خروجی از سیستم است و بصورت رابطه (۳۹) تعریف می‌شود:

$$\dot{W}_{net} = \dot{W}_{FC} - \dot{W}_{comp} - \dot{W}_{pump} \quad (۳۹)$$

۲-۴- اعتبارسنجی

برای بدست آوردن مقدار خطا بین نتایج مدل و نتایج تجربی از پارامتر RMS استفاده شده است که در معادله (۴۰) نحوه محاسبه آن ارائه شده است.

$$RMS = \sqrt{\frac{\sum_i^n (Experiment_i - Model_i)^2}{N}} \quad (۴۰)$$

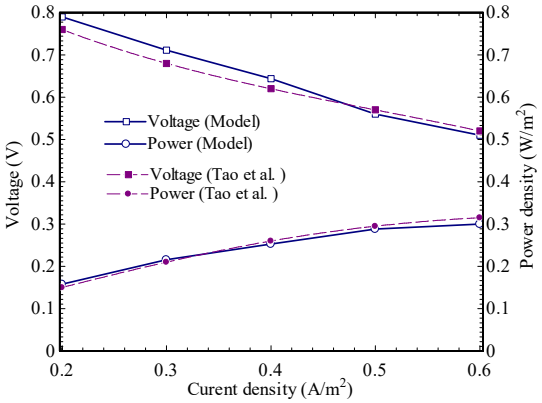
که در آن N تعداد نقاط داده شده و i مربوط به نوع گاز خروجی است. اعتبارسنجی برای هر سیستم انجام شد و نتایج حاصل از مدل-سازی نشان داد که اختلاف بسیار ناچیزی بین مدل حاضر و نتایج پژوهش‌های پیشن وجود دارد که این حاکی از معتبر بودن مدل است. این نتایج در جدول‌های ۵ و ۶ و شکل ۲ ارائه شده است. مقدار پایین RMS تاییدی بر صحت اعتبارسنجی می‌باشد.

جدول ۵- نتایج فرآیند گازسازی مدل حاضر، تجربی و مدل [۱۸]

	تجربی	مدل [۱۸]	مدل حاضر
هیدروژن	۴۹/۵۰	۵۰/۳۷	۴۶/۵۴
مونوکسیدکربن	۲۳/۷۰	۲۰/۵۹	۲۳/۷۷
دی اکسیدکربن	۲۱/۲۰	۲۵/۰۱	۲۳/۸۳
متان	۵/۶۰	۴/۰۲	۵/۸۷
RMS		۲/۶۱۹	۱/۹۸۴

جدول ۶- نتایج مقاومت‌های لوله گرمایی مدل حاضر و مدل [۲۲]

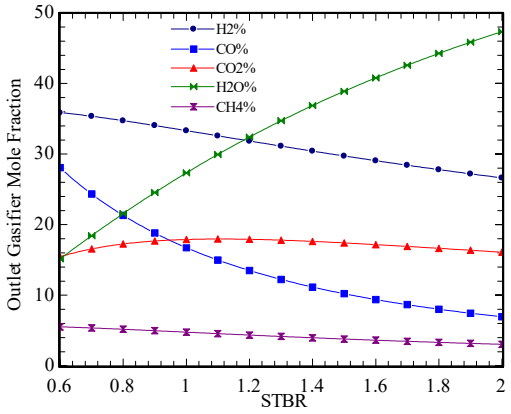
مقاومت	R_1	R_2	R_3	R_4	R_5
مدل حاضر	۱۷/۶۹	۱/۰۷۵	۰/۱۶۳	$۶/۱۴\times۱۰^{-۴}$	۰
مدل [۲۱]	۱۷/۶۹	۱/۰۷۵	۰/۱۶۵	$۱/۵۶\times۱۰^{-۵}$	۰
مقاومت	R_6	R_7	R_8	R_9	R_{tot}
مدل حاضر	$۶/۱۴\times۱۰^{-۴}$	۰/۱۶۳	۱/۰۷۵	۱۷/۶۹	۳۷/۸۷
مدل [۲۱]	$۱/۵۶\times۱۰^{-۵}$	۰/۱۶۵	۱/۰۷۵	۱۷/۶۹	۳۷/۸۷



شکل ۲- نتایج ولتاژ و چگالی توان پیل سوختی مدل حاضر و مدل [۳۰]

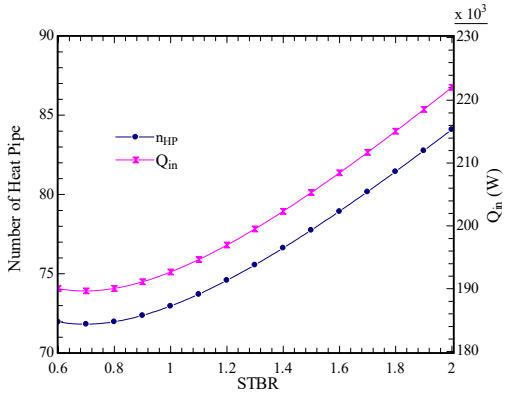
۳- نتایج

در شکل ۳ ترکیب گاز سنتز خروجی از گازساز به ازای STBR در محدوده ۰/۶ تا ۲/۰ در دمای ۷۵۰ درجه سلسیوس گازساز بررسی شده است. با توجه به شکل، افزایش STBR منجر به افزایش چشمگیر بخار خروجی می‌شود و این نتیجه قابل پیش‌بینی است. در بین مول‌های خشک، هیدروژن نسبت به سایر گازها به مقدار بیشتری تولید می‌شود و افزایش STBR اثر نامطلوبی بر تولید آن دارد، در حالیکه متان کمترین درصد را در گازهای تولیدی دارد و نسبت به تغییرات STBR چندان حساس نیست. افزایش STBR منجر به کاهش ٪۲۱ مونواکسیدکربن و افزایش ٪۰/۵ دی‌اکسیدکربن در گاز سنتز می‌شود.



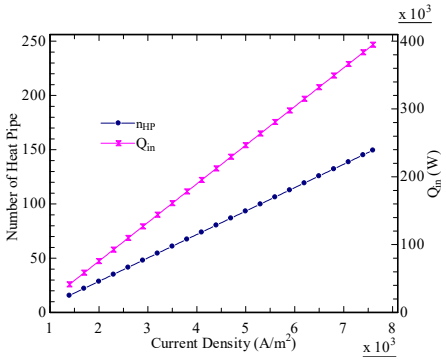
شکل ۳- تغییرات ترکیب گاز سنتز خروجی گازساز با STBR

در شکل‌های ۴، ۵ و ۶ گرمای لازم برای انجام فرایند گازسازی با عامل بخار و تعداد لوله‌های گرمایی لازم برای انتقال گرمای مذکور از پس‌سوز به گازساز به ترتیب در STBR، چگالی جریان و ضریب مصرف سوخت متغیر محاسبه شده است. در شکل ۴، نتایج نشان می‌دهد که مقدار هر دو نمودار تا STBR برابر ۰/۷ کاهش یافته و پس از آن افزایش می‌یابد و شیب نمودار بیشتر شده است. بنابراین در STBR برابر ۰/۷ کمترین مقدار لوله گرمایی لازم است زیرا با افزایش STBR بخار بیشتری وارد راکتور شده که منجر به تقاضای گرمای بیشتر و به دنبال آن افزایش تعداد لوله‌های گرمایی لازم می‌شود.

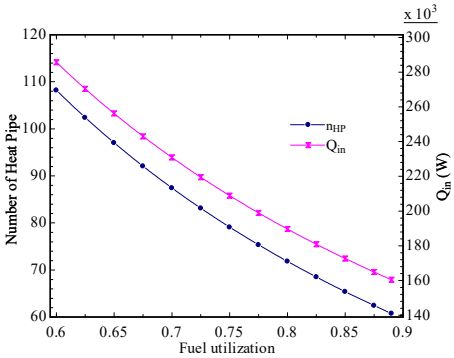


شکل ۴- اثر تغییرات STBR بر گرمای لازم و تعداد لوله‌های گرمایی مورد نیاز

شکل ۵ نشان می‌دهد که تعداد لوله گرمایی و گرمای مورد نیاز با تغییرات چگالی جریان رابطه خطی دارد. افزایش چگالی جریان باعث می‌شود که سوخت بیشتری وارد گازساز شود و به‌دنبال آن گازساز گرمای بیشتری را برای انجام فرایند تقاضا می‌کند و در نتیجه تعداد لوله‌های بیشتری مورد نیاز است. همچنین از شکل ۶ می‌توان استنتاج کرد که افزایش ضریب مصرف سوخت، گرمای لازم و تعداد لوله‌های گرمایی مورد نیاز را به‌طور محسوسی کاهش می‌دهد و این بدین معنی است که به منظور کاهش تعداد لوله‌های گرمایی می‌توان ضریب مصرف سوخت را در مقادیر بالا نگه داشت. افزایش ضریب مصرف سوخت منجر به کاهش سوخت درخواستی و به تبع آن کاهش تقاضای گرمای گازساز و در نتیجه کاهش لوله‌های گرمایی می‌شود.



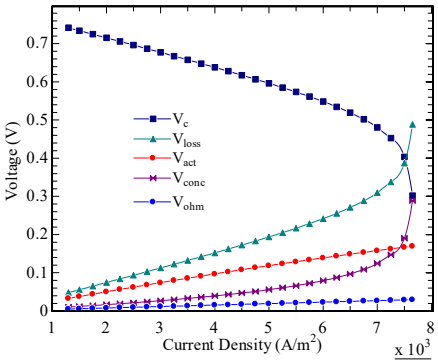
شکل ۵- اثر تغییرات چگالی جریان بر گرمای لازم و تعداد لوله‌های گرمایی مورد نیاز



شکل ۶- اثر تغییرات ضریب مصرف سوخت بر گرمای لازم و تعداد لوله‌های گرمایی مورد نیاز

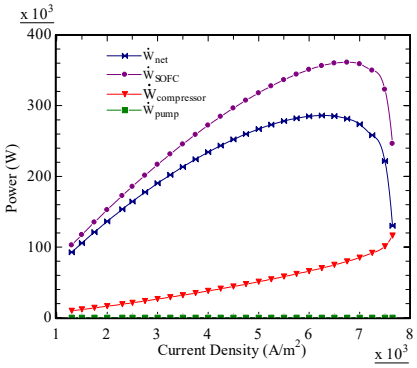
شکل‌های ۷ الی ۱۰ به ترتیب تغییرات ولتاژهای پیل ، توان‌های اجزای سیستم، سوخت مورد نیاز سیستم و بازده سیستم را در چگالی-های جریان متفاوت در دمای خروجی پیل ۸۵۰ درجه سلسیوس، فشار ۱۲۰ کیلو پاسکال، ضریب مصرف سوخت ۰/۸ و STBR برابر ۰/۷ نشان می‌دهند.

با توجه شکل ۷ با افزایش چگالی جریان، ولتاژ اتلافی افزایش یافته که متعاقباً منجر به کاهش ولتاژ خروجی پیل شده است. در پیل مورد مطالعه، افت ولتاژ اهمی کمترین مقدار را داراست و افت ولتاژ فعال-سازی در چگالی جریان پایین‌تر از [A/m^2] ۷۱۵۰ نسبت به سایر افت-ها، بیشترین اثر را دارد. ولی در چگالی جریان بالا، افت ولتاژ غلظتی تاثیر مهمی بر کاهش ولتاژ پیل دارد، زیرا با افزایش چگالی جریان، فشارهای جزئی هوا و هیدروژن در سلول کاهش پیدا کرده و مقدار ولتاژ غلظتی بیشتر می‌شود. پس برای حصول ولتاژ بیشتر از پیل بهتر است که چگالی جریان از محدوده خاصی بیشتر نشود.



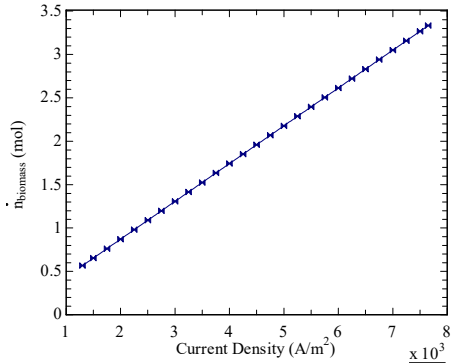
شکل ۷- تغییرات ولتاژهای پیل سوختی با چگالی جریان

شکل ۸ نشان می‌دهد که کمپرسور هوا، توان بیشتری را نسبت به پمپ آب مصرف می‌کند زیرا مقدار هوای ورودی مورد نیاز بسیار بیشتر از آب است. همچنین با افزایش چگالی جریان توان الکتریکی پیل و سیستم کلی به تدریج افزایش یافته و پس از رسیدن به مقدار حداکثر خود، کاهش می‌یابد. حداکثر توان الکتریکی سیستم تقریبا در چگالی [A/m^2] ۶۲۵۰ رخ می‌دهد که در این نقطه مقادیر آن به ترتیب مقادیر ۲۸۶ و ۳۵۶ کیلو وات می‌باشند.



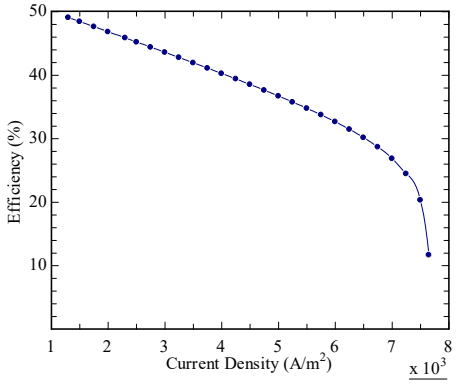
شکل ۸- تغییرات توان‌های سیستم با چگالی جریان

در شکل ۹ مشاهده می‌شود که مقدار سوخت ورودی بصورت خطی با افزایش چگالی جریان، افزایش می‌یابد.



شکل ۹- تغییرات سوخت مورد نیاز سیستم با چگالی جریان

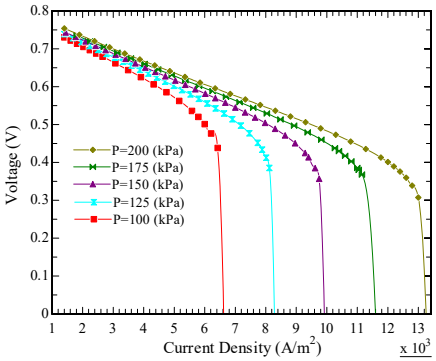
شکل ۱۰ نشان می‌دهد، بازده سیستم در چگالی‌های بالاتر، کمتر می‌باشد. اگرچه با افزایش چگالی جریان تا محدوده خاصی، توان سیستم افزایش می‌یابد؛ اما همانطور که در شکل ۹ مشاهده شد، سوخت مورد نیاز سیستم نیز افزایش می‌یابد، در نتیجه بازده سیستم کاهش می‌یابد. با دقت در شکل ۱۰ می‌توان دریافت که تا چگالی جریان [A/m^2]۶۲۵۰ بازده با شیب ملایم‌تری نزول پیدا می‌کند اما پس از آن بدلیل کاهش توان سیستم، با روند سریع‌تری کاهش می‌یابد.



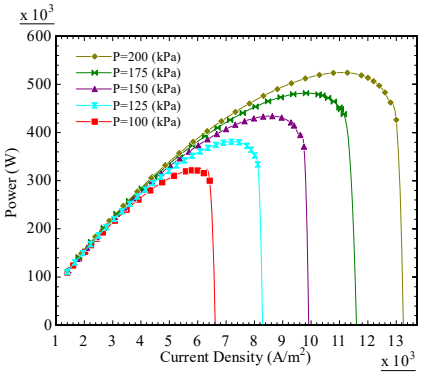
شکل ۱۰- تغییرات بازده سیستم با چگالی جریان

در شکل‌های ۱۱ الی ۱۳ ولتاژ و توان الکتریکی خروجی از پیل سوختی و بازده کل سیستم در فشارهای کاری متفاوت با افزایش چگالی جریان متغیر در دمای خروجی پیل ۸۵۰ درجه سلسیوس، ضریب مصرف سوخت ۰/۸ و STBR برابر ۰/۷ بررسی شده است.

در شکل‌های ۱۱ و ۱۲ مشاهده می‌شود که افزایش فشار موجب افزایش ولتاژ و توان الکتریکی پیل می‌شود زیرا ولتاژ نرنست افزایش و افت ولتاژ کاهش می‌یابد. با بالا رفتن چگالی جریان، ولتاژ کاهش یافته و سپس به سرعت صفر می‌شود، چراکه در این موقعیت، ولتاژ اتلافی به شدت افزایش می‌یابد و جریان برای جبران افت‌ها مصرف می‌شود. در نمودار توان نیز می‌توان دید که با افزایش چگالی جریان، توان تا مقدار ماکزیمم افزایش یافته سپس بعلت وجود افت ولتاژ بطور ناگهانی صفر می‌شود. همچنین نتایج حاکی از آن است که افزایش فشار کاری، محدوده چگالی جریان را گسترده‌تر می‌کند، بنابراین توان‌های الکتریکی ماکزیمم در چگالی جریان بالاتری اتفاق می‌افتد. حداکثر توان به ازای فشار ۱۰۰ و ۲۰۰ کیلوپاسکال به ترتیب ۳۲۱ و ۵۲۴ کیلووات می‌باشد که در چگالی‌جریان [A/m^2]۵۸۰۰ و [A/m^2] ۱۱۳۰۰ رخ می‌دهد.

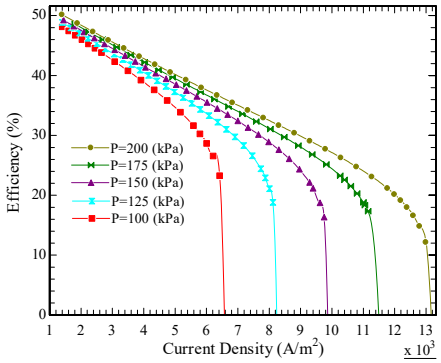


شکل ۱۱- تغییرات ولتاژ پیل در فشارهای مختلف با چگالی جریان



شکل ۱۲- تغییرات توان پیل در فشارهای مختلف با چگالی جریان

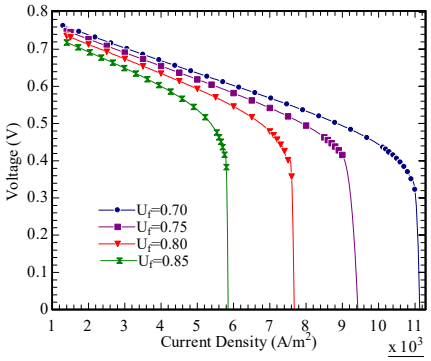
در شکل ۱۳ اثر مطلوب افزایش فشار بر بازده سیستم نمایش داده شده است. رفتار نمودار بازده نیز با توجه به دلایل ذکر شده قابل توجیه است. در فشارهای بالاتر، غلظت مولی سوخت در الکترود متخلخل افزایش می‌یابد که موجب کاهش افت ولتاژ و ارتقای مقادیر ولتاژ و توان الکتریکی و بازده سیستم می‌شود.



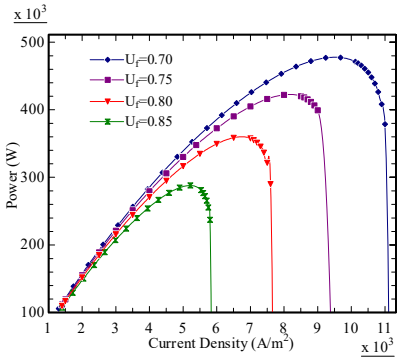
شکل ۱۳- تغییرات بازده سیستم در فشارهای مختلف با چگالی جریان

در شکل‌های ۱۴ الی ۱۶ به ترتیب ولتاژ و توان الکتریکی خروجی از پیل سوختی و بازده کل سیستم برحسب ضریب مصرف سوخت متفاوت با افزایش چگالی جریان متغیر در دمای خروجی پیل ۸۵۰ درجه سلسیوس، فشار ۱۲۰ کیلو پاسکال و STBR برابر ۰/۷ مورد مطالعه قرار گرفته شده است.

با توجه به شکل‌های ۱۴ و ۱۵ مشاهده می‌شود که در هر چگالی جریان با افزایش ضریب مصرف سوخت، ولتاژ و توان الکتریکی خروجی پیل و بازده سیستم کاهش یافته است. بعلت ولتاژ غلظتی کمتر، عملکرد پیل به ازای مصرف سوخت پایین‌تر، بهتر می‌باشد. با توجه به دلایل اشاره شده در قسمت قبل، با افزایش چگالی جریان، ولتاژ و توان الکتریکی خروجی پیل و بازده سیستم بصورت ناگهانی کاهش یافته است. همچنین افزایش ضریب مصرف سوخت، بازه چگالی جریان را محدودتر می‌کند. همچنین با افزایش ضریب مصرف سوخت، حداکثر توان الکتریکی در چگالی پایین‌تری رخ می‌دهد. حداکثر توان الکتریکی در ضریب مصرف سوخت ۰/۷۰ و ۰/۸۵ به ترتیب به ازای چگالی جریان [A/m^2]۹۶۰۰ و [A/m^2]۵۲۰۰ است که دارای مقدار ۴۴۷۰ و ۲۸۷ کیلو وات می‌باشد.

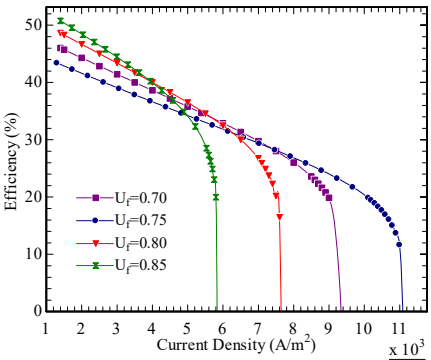


شکل ۱۴- تغییرات ولتاژ پیل در ضریب مصرف سوخت مختلف با چگالی جریان



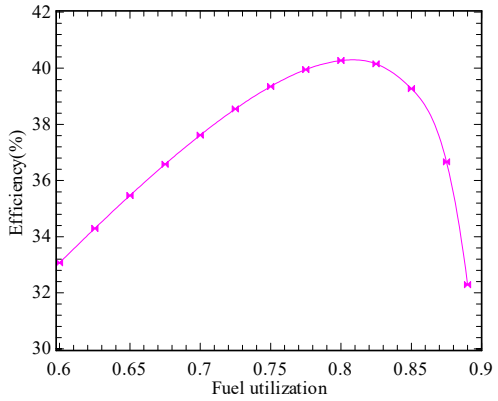
شکل ۱۵- تغییرات توان پیل در ضریب مصرف سوخت مختلف با چگالی جریان

شکل ۱۶ نشان می‌دهد که در چگالی جریان پایین‌تر، بازده ضریب مصرف سوخت بالاتر، بیشتر است ولی با افزایش چگالی جریان، ضریب مصرف سوخت با مقدار بالاتر با شیب بسیار بیشتری کاهش می‌یابد، بطوریکه در چگالی جریان بالاتر، ضریب مصرف سوخت با مقدار کمتر دارای بازده بهتری می‌باشد. لازم به ذکر است که پایین نگه داشتن ضریب مصرف سوخت به منظور بهبود عملکرد پیل زمانی که در سیستم چرخه‌ای برای جریان گاز آند وجود ندارد، اتلاف بالایی ایجاد می‌کند. بنابراین لازم است که بین عملکرد سیستم و ضریب مصرف سوخت تعادل منطقی ایجاد شود تا سیستم به مناسب‌ترین حالت برسد.



شکل ۱۶- تغییرات بازده سیستم در ضریب مصرف سوخت مختلف با چگالی جریان

شکل ۱۷ بازده سیستم را به ازای ضریب مصرف سوخت متغیر در چگالی جریان [A/m^2]۴۰۰۰، دمای خروجی پیل ۸۵۰ درجه سلسیوس، فشار ۱۲۰ کیلو پاسکال و STBR برابر ۰/۷ نشان می‌دهد. می‌توان دریافت که مناسب‌ترین مقدار نسبت داده شده به ضریب مصرف سوخت، مقدار حدودا ۰/۸ می‌باشد که در این مقاله انتخاب شده است. به ازای ضریب مصرف سوخت ۰/۸ بازده سیستم به ۴۰/۲۷٪ می‌رسد.



شکل ۱۷- تغییرات بازده سیستم با ضریب مصرف

۴- نتیجه‌گیری

در این مقاله سیستم ترکیبی شامل گازساز زیست توده، پیل سوختی اکسید جامد و لوله گرمایی با هم ادغام شده است. لوله گرمایی گرمای لازم گازساز را از طریق انتقال گرمای ناشی از سوختن گاز در پس‌سوز تامین می‌کند. از مهم‌ترین نتایج این مقاله می‌توان به موارد زیر اشاره کرد:

- اثر STBR بر ترکیب گاز سنتز بررسی شد و نتایج نشان داد که در STBR پایین‌تر، هیدروژن بیشتر و مونو اکسید کربن کمتری تولید می‌شود.
- اثر STBR و چگالی جریان بر تعداد لوله‌های گرمایی مورد نیاز و گرمای ورودی به گازساز مطالعه شد و مشاهده شد که در چگالی جریان و STBR پایین‌تر، به تعداد لوله گرمایی و گرمای ورودی کمتری نیاز است و مناسب‌ترین مقدار STBR، ۰/۷ می‌باشد.
- رفتار سیستم ترکیبی در چگالی جریان متغیر بررسی شد. نتایج نشان داد که در چگالی جریان پایین، ولتاژ پیل و بازده سیستم بالاتر و مقدار سوخت ورودی به گازساز کمتر است. همچنین توان سیستم و پیل سوختی با افزایش چگالی جریان تا [A/m^2]۶۲۵۰ روند افزایشی دارد و سپس کاهش می‌یابد.
- اثر فشار در چگالی جریان افزایشی بر ولتاژ و توان پیل و بازده سیستم مطالعه گردید، با توجه به نتایج، افزایش فشار اثر مثبتی روی عملکرد سیستم داشته است.
- رفتار ولتاژ و توان پیل و بازده سیستم به ازای ضریب مصرف سوخت متغیر در چگالی جریان افزایشی بررسی شد. نتایج نشان داد، زمانی‌که سیستم برای ضریب مصرف سوخت پایینی طراحی می‌شود، ولتاژ و توان پیل بالاتر

است اما بازده سیستم در ضریب مصرف سوخت بالاتر، مطلوب‌تر است. در بررسی انجام شده مشاهده شد که بالاترین بازده به ازای ضریب مصرف سوخت ۰/۸۰ حاصل می‌شود.

۵- مراجع

[1] Bridgwater T., Biomass for energy. *Journal of the Science of Food and Agriculture*, Vol. 86, No. 12, pp.1755-1768, 2006.

[2] Wright L., Boundy B., Perlack B., Davis S. and Saulsbury B., Biomass Energy Data Book, Volume 1, 2006.

[3] Kuruparan P., Norbu T. and Shapkota P., *Municipal solid waste management in Asia: Asian regional research program on environmental technology (ARRPET)*. Asian Institute of Technology, 2004.

[4] WLarminie J., Dicks A. and McDonald M.S., *Fuel cell systems explained* (Vol. 2). Chichester, UK: J. Wiley, 2003.

[۵] نامی ح. و رنجبر س.ف.، تحلیل انرژی و اگزرژی چرخه‌ی اوکسی فیول MATIANT. *مجلهٔ مهندسی مکانیک دانشگاه تبریز*، د. ۴۶، ش. ۴، ص ۲۶۷-۲۷۴، ۱۳۹۵.

[6] Zohuri B., *Heat Pipe Design and Technology: Modern Applications for Practical Thermal Management*. Springer, 2016.

[7] Reay D., McGlen R. and Kew P., *Heat pipes: theory, design and* applications. Butterworth-Heinemann, 2013. .

[۸] سیاحی م.، ماموریان م. و قدیری م.، بررسی آزمایشگاهی تاثیر نانوسیال بر عملکرد گرمایی لوله‌های گرمایی نوسانی. *مجلهٔ مهندسی مکانیک مدرس*، د. ۱۶، ش. ۱۳، ص ۱۶۲-۱۶۵، ۱۳۹۵.

[9] Dillig M., Leimert J. and Karl J., Planar high temperature heat pipes for SOFC/SOEC stack applications. *Fuel Cells*, Vol. 14, No. 3, pp.479-488, 2014.

[10] Bang-Møller C., Rokni M. and Elmegaard B., Exergy analysis and optimization of a biomass gasification, solid oxide fuel cell and micro gas turbine hybrid system. *Energy*, Vol. 36, No. 8, pp.4740-4752, 2011.

[۱۱] پیرکندی ج.، قاسمی م. و حامدی م.ح.، مقایسه عملکرد سیستم‌های هیبریدی مستقیم و غیرمستقیم توربین گاز و پیل سوختی اکسید جامد از دیدگاه ترمودینامیکی و اگزرژی. *مجلهٔ مهندسی مکانیک مدرس*، د. ۱۲، ش. ۳، ص ۱۱۷-۱۳۳، ۱۳۹۱.

[12] Gadsbøll R.Ø., Thomsen J., Bang-Møller C., Ahrenfeldt J. and Henriksen U.B., Solid oxide fuel cells powered by biomass gasification for high efficiency power generation, *Energy*, Vol. 131, pp. 198-206, 2017.

[13] Ghadamian H. and Ariyanfar L., A double pipe heat exchanger design and optimization for cooling an alkaline fuel cell system. *Iranian Journal of Hydrogen & Fuel Cell*, Vol. 1, No. 4, pp.223-231, 2015.

[14] Santhanam S., Schilt C., Turker B., Woudstra T. and Aravind P.V., Thermodynamic modeling and evaluation of high efficiency heat pipe integrated biomass Gasifier–Solid Oxide Fuel Cells–Gas Turbine systems. *Energy*, Vol. 109, pp.751-764, 2016.

[15] Borji M., Atashkari K., Ghorbani S. and Nariman-Zadeh N., Model-based evaluation of an integrated autothermal biomass gasification and solid oxide fuel cell combined heat and power system. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part C: Journal of Mechanical Engineering Science*, Vol. 231, No. 4, pp.672-694, 2017.

[16] Ptasinski K.J., Prins M.J. and Pierik A., Exergetic evaluation of biomass gasification. *Energy*, Vol. 32, No. 4, pp.568-574, 2007.

[17] Perlack R.D., Wright L.L., Turhollow A.F., Graham R.L., Stokes B.J. and Erbach D.C., *Biomass as feedstock for a bioenergy and bioproducts industry: the technical feasibility of a billion-ton annual supply*. Oak Ridge National Lab TN, 2005.

[18] Loha C., Chatterjee P.K. and Chattopadhyay H., Performance of fluidized bed steam gasification of biomass–modeling and experiment. *Energy Conversion and Management*, Vol. 52, No. 3, pp.1583-1588, 2011.

[19] Cengel Y.A. and Boles M.A., Thermodynamics: an engineering approach. *Sea*, *1000*, p.8862, 2002.

[20] Peters R., Riensche E. and Cremer P., Pre-reforming of natural gas in solid oxide fuel-cell systems. *Journal of Power Sources*, Vol. 86, No. 1, pp.432-441, 2000.

[21] Dunn P.D. and Reay D., *Heat pipes*. Elsevier, 2012.

[22] Perdikaris N., Panopoulos K.D., Fryda L. and Kakaras E., Design and optimization of carbon-free power generation based on coal hydrogasification integrated with SOFC. *Fuel*, Vol. 88, No. 8, pp.1365-1375, 2009.

[23] Fink J.K. and Leibowitz L., *Thermodynamic and transport properties of sodium liquid and vapor* (No. ANL/RE--95/2). Argonne National Lab., IL (United States), 1995.

[24] Mills A.F., Heat and Mass Transfer, Irwin. *Inc., Chicago,* 1995.

[25] Ranjbar F., Chitsaz A., Mahmoudi S.M.S., Khalilarya S. and Rosen M.A., Energy and exergy assessments of a novel trigeneration system based on a solid oxide fuel cell. *Energy Conversion and Management*, Vol. 87, pp.318-327, 2014.

[26] Colpan C.O., Dincer I. and Hamdullahpur F., Thermodynamic modeling of direct internal reforming solid oxide fuel cells operating with syngas. *International Journal of Hydrogen Energy*, Vol. 32, No. 7, pp.787-795, 2007.

[27] Bossel U.G., Final report on SOFC data facts and figures. *Swiss Federal Office of Energy, Berne, CH,* 1992.

[28] Kim J.W., Virkar A.V., Fung K.Z., Mehta K. and Singhal S.C., Polarization effects in intermediate temperature, anode-supported solid oxide fuel cells. *Journal of the Electrochemical Society*, Vol. 146, No. 1, pp.69-78, 1999.

[29] Chan S.H., Low C.F. and Ding O.L., Energy and exergy analysis of simple solid-oxide fuel-cell power systems. *Journal of Power Sources*, Vol. 103, No. 2, pp.188-200, 2002.

[30] Tao G., Armstrong T. and Virkar A., February. Intermediate temperature solid oxide fuel cell (IT-SOFC) research and development activities at MSRI. In *Nineteenth annual ACERC&ICES conference, Utah,* 2005.